



**ΕΘΝΙΚΟ ΜΕΤΣΟΒΙΟ ΠΟΛΥΤΕΧΝΕΙΟ**  
**ΤΜΗΜΑ ΜΗΧΑΝΟΛΟΓΩΝ ΜΗΧΑΝΙΚΩΝ**  
**ΤΟΜΕΑΣ ΜΗΧΑΝΟΛΟΓΙΚΩΝ ΚΑΤΑΣΚΕΥΩΝ ΚΑΙ**  
**ΑΥΤΟΜΑΤΟΥ ΕΛΕΓΧΟΥ**

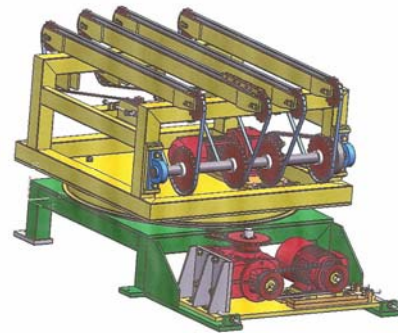
**Εργαστήριο στοιχείων μηχανών**

**Στοιχεία Μηχανών II**

**Επιβλέπων: Θ. Ν. Κωστόπουλος**

**Διπλωματική εργασία**

**Υπολογισμός και κατασκευή Μηχανολογικών Συστημάτων**  
**Χρήση CAD**



**Ευγενία Δ. Κοίλιαρη**

**Αθήνα, Νοέμβριος 2007**



## Περίληψη

Η παρούσα διπλωματική εργασία πραγματεύεται τη μελέτη μιας γραμμής μεταφοράς έτοιμων παλετών με κεραμίδια. Το εργοστάσιο έχει ήδη μια γραμμή μεταφοράς για άμεση φόρτωση των παλετών σε φορτηγά, αλλά χρειάζεται και μια δεύτερη για την μεταφορά και αποθήκευση τους σε οικόπεδο πλησίον του εργοστασίου. Το οικόπεδο αυτό χωρίζεται από το εργοστάσιο με δημόσιο δρόμο. Επειδή δεν επιτρέπεται οποιαδήποτε παρέμβαση στο δρόμο αυτό, ένα τμήμα της γραμμής μεταφοράς θα γίνει εναέριο.

Η γραμμή μεταφοράς που σχεδιάστηκε απαρτίζεται από ορισμένα στάδια από τα οποία πρέπει να περάσει το έτοιμο προϊόν ώστε να συσκευαστεί και να αποθηκευτεί με ασφάλεια. Τα στάδια αυτά είναι η τοποθέτηση πλαστικής ταινίας περιίδεσης στις δύο επάνω σειρές κεραμιδιών, η βύθιση της παλέτας σε σιλικονούχο νερό για την εξαφάνιση υπολειμάτων ασβέστη και το κλείσιμο των πόρων που τυχόν υπάρχουν στο κεραμίδι και τέλος η συσκευασία της παλέτας με πλαστικό. Η γραμμή είναι απόλυτα αυτοματοποιημένη και κάθε της στάδιο ελέγχεται με φωτοκύτταρα. Για την καλύτερη εποπτεία και την ομαλότερη μεταφορά της παλέτας η διαδρομή της έχει χωριστεί σε σταθμούς. Συνολικά υπάρχουν δεκαοκτώ σταθμοί που είναι:

1. Τοποθέτηση των κεραμιδιών στην παλέτα
2. Αναμονή της παλέτας πριν την μηχανή περιίδεσης
3. Τοποθέτηση της ταινίας περιίδεσης
4. Τοποθέτηση της ταινίας περιίδεσης
5. Αναμονή της παλέτας πριν το σταθμό περιστροφής
6. Περιστροφή της παλέτας
7. Αναμονή παλετών πριν την βύθισή τους
8. Βύθιση παλετών σε σιλικονούχο νερό
9. Αναμονή παλετών πριν τη συσκευασία τους
10. Συσκευασία παλετών με πλαστικό
11. Αναμονή παλετών πριν τον ανελκυστήρα
12. Ανύψωση παλετών
13. Έξοδος των παλετών από τον ανελκυστήρα
14. Μεταφορά κατά μήκος της εναέριας γραμμής
15. Αναμονή πριν την είσοδο στον ανελκυστήρα καθόδου
16. Κάθοδος παλετών
17. Έξοδος των παλετών από τον ανελκυστήρα
18. Μεταφορά παλετών στο τέλος της γραμμής

Η παραπάνω διαδικασία θα επιτευχθεί με μια σειρά συστημάτων μεταφοράς οριζόντιων και κάθετων. Η μεταφορά της παλέτας θα γίνεται κάθε φορά με χρήση τεσσάρων αλυσίδων. Η ανύψωση θα πραγματοποιηθεί επίσης με αλυσίδες.

Η παρούσα διπλωματική εργασία έχει χωριστεί σε τρία μέρη:

Στο πρώτο μέρος γίνεται αναφορά σε ορισμένα στοιχεία θεωρίας για τις μεταφορικές μηχανές γενικά και ειδικότερα για τις μεταφορικές μηχανές με εύκαμπτους φορείς όπου ανήκουν οι αλυσίδες και τα συρματόσχοινα που χρησιμοποιούμε.

Στο δεύτερο μέρος που είναι το υπολογιστικό κομμάτι αυτής της διπλωματικής παρουσιάζονται για κάθε σταθμό οι υπολογισμοί των στοιχείων μηχανών που χρησιμοποιήθηκαν.

Στο τρίτο μέρος βρίσκονται τα τρισδιάστατα σχέδια των παραπάνω σταθμών όπως αυτά προέκυψαν από τους παραπάνω υπολογισμούς με χρήση του προγράμματος NX4 της εταιρείας SIEMENS.



## Περιεχόμενα

### **Μέρος Α- Στοιχεία Θεωρίας**

1. Εισαγωγή στις Μεταφορικές Μηχανές.....	5
2. Μεταφορικές Μηχανές με Εύκαμπτους Φορείς.....	9
2.1 Αλυσίδες Μεταφοράς με Ράουλα.....	11
2.1.1 Κατασκευή Αλυσίδων.....	11
2.1.2 Διάταξη Αλυσίδων.....	12
2.1.3 Το φαινόμενο του πολυγώνου.....	13
2.1.4 Μήκος Αλυσίδας.....	16
2.1.5 Υπολογισμός Αλυσομετάδοσης.....	16
2.1.6 Δυνάμεις που ασκούνται στην αλυσίδα.....	17
2.2 Συρματόσχοινα.....	18
2.2.1 Καταπονήσεις συρματόσχοινων.....	19
2.2.2 Παραλαβή αξονικών δυνάμεων από τροχαλία ή τύμπανο.....	19
2.2.3 Βαθμός απόδοσης συρματόσχοινου τροχαλίας.....	20

### **Μέρος Β – Υπολογισμοί**

1. Εισαγωγή.....	21
2. Σταθμός 1 - Τοποθέτησης των καραμιδιών στην παλέτα.....	26
3. Σταθμός 2 - Αναμονής της παλέτας πριν την μηχανή περιίδεσης.....	31
4. Σταθμοί 3 και 4 - Τοποθέτησης της ταινίας περιίδεσης.....	36
5. Σταθμός 5 - Αναμονής της παλέτας πριν το σταθμό περιστροφής.....	41
6. Σταθμός 6 - Περιστροφής της παλέτας.....	49
7. Σταθμός 7 – Αναμονής των παλετών πριν τη βύθισή τους στο νερό.....	57
8. Σταθμός 8 – Βύθισης των παλετών στο σιλικονούχο νερό.....	65
9. Σταθμός 9 – Αναμονής των παλετών πριν τη συσκευασία τους.....	76
10. Σταθμός 10 – Συσκευασίας των παλετών.....	81
11. Σταθμός 11 – Αναμονής των παλετών πριν τον ανελκυστήρα.....	86
12. Σταθμός 12 – Ανύψωσης των παλετών.....	91
13. Σταθμός 13 – Εξόδου των παλετών από τον ανελκυστήρα.....	103
14. Σταθμός 14 – Μεταφοράς των παλετών στην εναέρια γραμμή.....	108
15. Σταθμός 15 – Αναμονής πριν τον ανελκυστήρα καθόδου.....	113
16. Σταθμός 16 – Καθόδου των παλετών.....	118
17. Σταθμός 17 – Εξόδου των παλετών από τον ανελκυστήρα.....	129
18. Σταθμός 18 – Μεταφοράς των παλετών στο τέλος της γραμμής.....	134

## **Μέρος Γ- Σχέδια**

1. Εισαγωγή στο NX.....139
2. Σχέδια

## **Παράρτημα**

- A- Πίνακες.....141
- B- Σχήματα.....164
- Βιβλιογραφία.....166**

## Μέρος Α- Στοιχεία Θεωρίας

### 1. Εισαγωγή στις μεταφορικές μηχανές

Στη σύγχρονη βιομηχανία οι μεταφορείς χρησιμοποιούνται για την μεταφορά υλικών από ένα σημείο σε ένα άλλο, είτε εντός εργοστασιακού χώρου είτε εκτός αυτού, ώστε να ικανοποιήσουν την απαίτηση υψηλής παραγωγικότητας. Χρησιμοποιούνται για τη μεταφορά υλικών και τεμαχίων σε γραμμές παραγωγής από ένα σημείο σε άλλο, καθορίζουν, οργανώνουν και ελέγχουν το ρυθμό της παραγωγής.

Μια και οι μεταφορείς είναι αυστηρά συσχετισμένοι με τη διαδικασία παραγωγής, η αξιόπιστη λειτουργία τους είναι ιδιαίτερα σημαντική. Κάποιο πρόβλημα σε ένα μεταφορέα μπορεί να καταστρέψει την ομαλή λειτουργία ολόκληρης της παραγωγικής μονάδας. Για να γίνει περαιτέρω αντιληπτή η σημασία αξιόπιστων γραμμών μεταφοράς, πρέπει να σημειωθεί ότι συνήθως σε περίπτωση βλάβης δεν υπάρχει εναλλακτικός μεταφορέας. Συνεπώς, ο σωστός σχεδιασμός και επιλογή των μεταφορέων έχει ιδιαίτερη σημασία για την ομαλή, αξιόπιστη και χωρίς προβλήματα λειτουργία μιας μονάδας παραγωγής. Οι μεταφορείς πρέπει να έχουν την απαραίτητη αντοχή, να είναι εύκολοι στη λειτουργία και ικανοί να λειτουργούν σε αυτοματοποιημένες γραμμές.

Οι μεταφορικές μηχανές δεν μπορούν να κατηγοριοποιηθούν εύκολα αφού οι εφαρμογές τους είναι πολύ διαφορετικές και ο σχεδιασμός τους ποικίλει. Για το λόγο αυτό είναι σωστότερο να ταξινομηθούν βάσει κάποιων τυπικών χαρακτηριστικών.

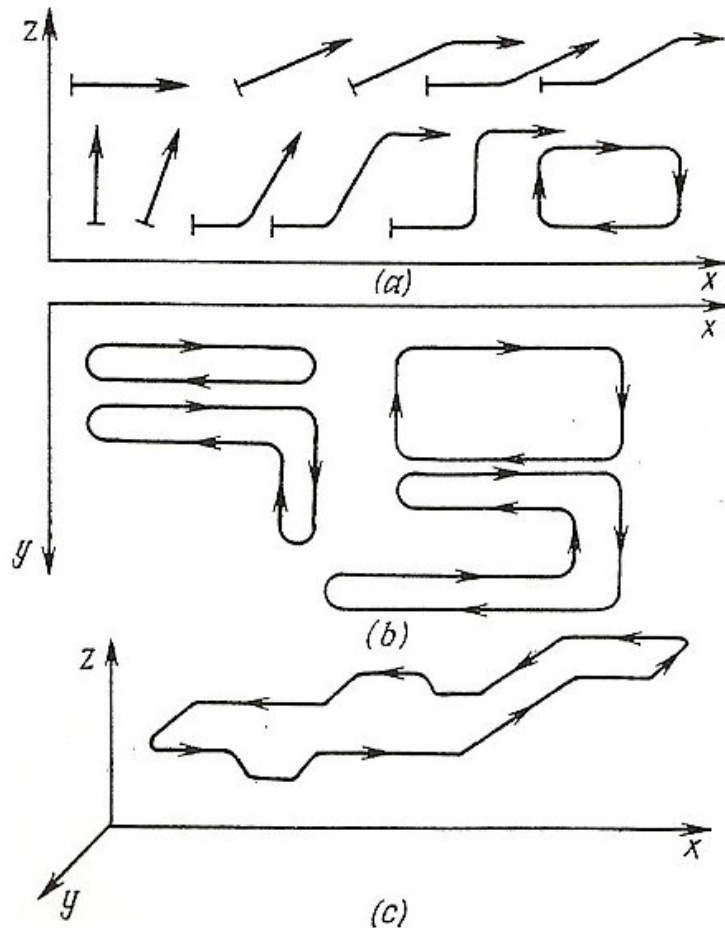
*Ανάλογα με τον τρόπο μετάδοσης της κινητήριας δύναμης στο φορτίο*, οι μεταφορικές μηχανές μπορούν να διαιρεθούν σε αυτές που οδηγούνται μηχανικά (από ηλεκτρικό, υδραυλικό και πνευματικό κινητήρα), σε αυτές που χρησιμοποιούν τη βαρύτητα για τη μεταφορά του φορτίου, σε μηχανές μεταφοράς όπου η κινητήρια δύναμη δημιουργείται από ροή αέρα ή δέσμης υγρού (με χρήση ανεμιστήρων, φυσητήρων, αεροσυμπιεστών, αντλιών), σε μηχανές για τη μεταφορά υγρών υλικών με χρήση ηλεκτρομαγνητικού πεδίου και σε μεταφορείς για την μετακίνηση σιδηρομαγνητικών υλικών σε μαγνητικό πεδίο.

*Ανάλογα με τον τρόπο εφαρμογής της κινητήριας δύναμης*, που σε γενικές γραμμές υποδηλώνει το σχεδιασμό της γραμμής μεταφοράς, οι μεταφορικές μηχανές μπορούν να διακριθούν σε δύο κατηγορίες. Σε αυτές που η εφαρμογή της κινητήριας δύναμης γίνεται με εύκαμπτους φορείς (ταινίες, αλυσίδες, συρματόσχοινα) και σε αυτές που γίνεται με άλλο τρόπο. Η πρώτη κατηγορία αποτελείται από τις μεταφορικές ταινίες, τους μεταφορείς τύπου arpon, τους μεταφορείς με κάδους, τους εναέριους μεταφορείς, τους ανελκυστήρες, τους κλιμακωτούς αναβατήρες κ.α. Το βασικό τους χαρακτηριστικό είναι ότι το φορτίο κινείται μαζί με το στοιχείο έλξης στον κλάδο μεταφοράς του μεταφορέα. Η δεύτερη κατηγορία αποτελείται από τους μεταφορικούς κοχλίες και τους δονούμενους μεταφορείς. Σε αυτή την κατηγορία κίνηση στο υλικό προς μεταφορά δίνεται με περιστροφική ή παλμική κίνηση των εργαζόμενων μερών της μηχανής.

*Ανάλογα με το είδος των φορτίων προς μεταφορά* διακρίνουμε τη μεταφορά του φορτίου σε σωρούς και τη μεταφορά του σε διακριτές μονάδες. Οι περισσότερες, παρ' όλα αυτά μεταφορικές μηχανές μπορούν με ευκολία να προσαρμοστούν και στα δύο είδη φορτίων.

*Ανάλογα με τη κατεύθυνση και τη διαδρομή των κινούμενων φορτίων* διακρίνουμε τρεις ομάδες. Την πρώτη ομάδα αποτελούν οι μηχανές που οι κινήσεις τους πραγματοποιούνται στο κατακόρυφο επίπεδο. Είναι τοποθετημένες στο ίδιο επίπεδο και μεταφέρουν φορτία κατά μήκος μιας διαδρομής που αποτελείται από ένα

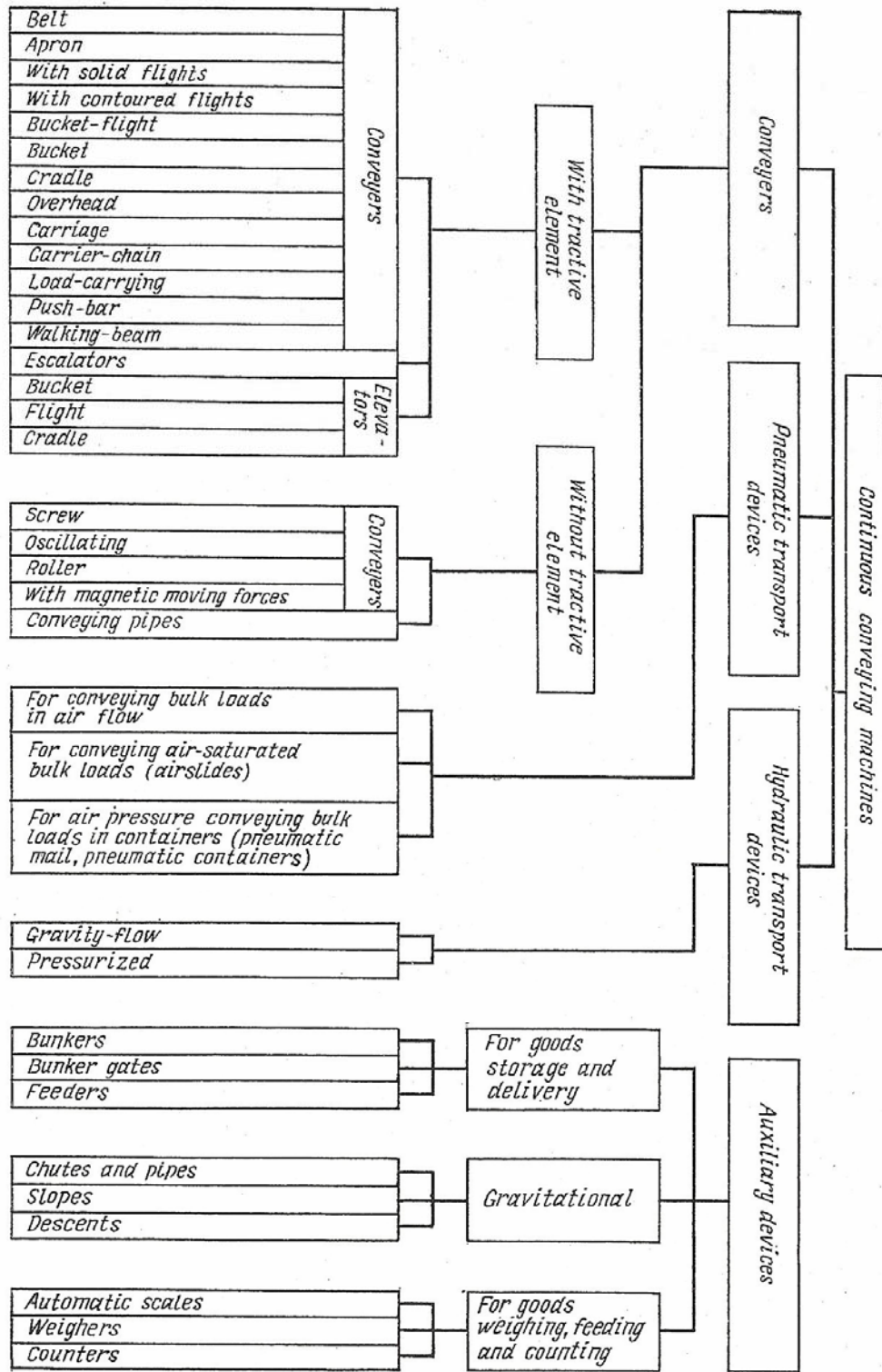
ευθύγραμμο τμήμα (οριζόντιο, κάθετο ή κεκλιμένο) ή συνδυασμό περισσότερων από ένα ευθύγραμμων τμημάτων. Στη δεύτερη ομάδα ανήκουν οι μηχανές που κινούνται στο οριζόντιο επίπεδο. Λειτουργούν σε ένα μόνο οριζόντιο επίπεδο κατά μήκος μιας συγκεκριμένης γραμμής ενός συγκεκριμένου σχήματος. Στην τρίτη ομάδα ανήκουν οι μηχανές που έχουν μία τρισδιάστατη διαδρομή. Οι παραπάνω τρεις κατηγοριοποιήσεις φαίνονται στο σχήμα που ακολουθεί.



Σχήμα 1: Κατεύθυνση του φορτίου: (α)Κατακόρυφο επίπεδο, (b)οριζόντιο επίπεδο, (c) συνδυασμός

Ανάλογα με τη φύση της κίνησης του στοιχείου που μεταφέρει το φορτίο οι μεταφορικές μηχανές διακρίνονται σε αυτές που η κίνησή τους είναι συνεχής και σε αυτές που η κίνησή τους είναι διακοπτόμενη.

Όλες οι κατηγορίες που περιγράφηκαν παραπάνω φαίνονται και στο διάγραμμα που ακολουθεί.



Σχήμα 2: Κατηγορίες μεταφορικών μηχανών

Όπως παρατηρούμε από όλα τα παραπάνω η επιλογή της κατάλληλης μεταφορικής μηχανής είναι μια πολύ δύσκολη διαδικασία. Επιπλέον είναι φανερό ότι διαφορετικά είδη μηχανών μπορούν να χρησιμοποιηθούν για την ίδια εφαρμογή. Η επιλογή λοιπόν του μεταφορέα εκείνου που μπορεί με τον καλύτερο δυνατό τρόπο να ικανοποιήσει τις απαιτήσεις της εφαρμογής, είναι ένα πολύ σημαντικό βήμα για τον τελικό σχεδιασμό της μεταφορικής μηχανής. Για το λόγο αυτό ο σχεδιαστής πρέπει να έχει πολύ καλή γνώση των δομικών και λειτουργικών χαρακτηριστικών των διάφορων μεταφορικών μηχανών, να γνωρίζει καλά τη διαδικασία παραγωγής του προϊόντος στο εργοστάσιο, τις περιβαλλοντικές συνθήκες λειτουργίας και να κάνει τεχνικοοικονομικές αναλύσεις με σκοπό όχι μόνο την σωστότερη αλλά και την οικονομικότερη επιλογή.

Οι κύριες απαιτήσεις για την επιλογή μιας μηχανής πρέπει να είναι η αξιοπιστία της στις συνθήκες λειτουργίας και η ασφάλεια των εργαζομένων στο περιβάλλον εργασίας.

Η βέλτιστη λύση για την επιλογή μιας μεταφορικής μηχανής επιτυγχάνεται λαμβάνοντας υπόψιν τους παρακάτω παράγοντες:

1. Τα χαρακτηριστικά του φορτίου προς μεταφορά: τη μορφή του, το μέγεθος των τεμαχίων που πρέπει να μεταφερθούν, τις απαιτήσεις για τη συντήρησή του, τις απαιτήσεις προστασίας από το περιβάλλον (ξένα σωματίδια, σκόνη, μικρόβια) κ.α.
2. Την ικανότητα που θέλουμε να έχει ο μεταφορέας. Κάθε μεταφορική μηχανή έχει ορισμένα όρια όσον αφορά την ταχύτητα κίνησης του φορτίου, το μέγεθος, το βάρος και τις διαστάσεις του προς μεταφορά υλικού.
3. Την κατεύθυνση, την απόσταση και τη διαδρομή που πρέπει να ακολουθήσει το φορτίο.
4. Τους τρόπους φόρτωσης και εκφόρτωσης του φορτίου στο μεταφορέα και τη δυνατότητα χρήσης αυτοματοποιημένων τρόπων φόρτωσης και εκφόρτωσης
5. Τη συμβατότητα της παραγωγικής διαδικασίας με τη διαδρομή μεταφοράς μιας μηχανής.
6. Την παραγωγή και τις κλιματικές συνθήκες που επικρατούν στους χώρους όπου θα λειτουργήσει η μηχανή.
7. Τη συμβατότητα της μεταφορικής μηχανής με τις υπόλοιπες μηχανές του εργοστασίου με τις οποίες θα πρέπει να συνεργαστεί.
8. Τον προϋπολογισμό για την κατασκευή της συγκεκριμένης μηχανής. Παράλληλα με την τεχνολογική μελέτη, πρέπει να γίνεται και μια ανάλυση του κόστους κατασκευής της μεταφορικής μηχανής.

## 2. Μεταφορικές Μηχανές με Εύκαμπτους φορείς

Οι αλυσίδες και τα συρματόσχοινα, όπως είδαμε και παραπάνω, ανήκουν στις μεταφορικές μηχανές με εύκαμπτους φορείς. Επειδή θα χρησιμοποιηθούν στην παρούσα διπλωματική κρίθηκε σκόπιμη η εκτενέστερη αναφορά σε αυτές.

Οι εύκαμπτοι φορείς που χρησιμοποιούνται στις μεταφορικές μηχανές είναι οι μεταφορικές ταινίες, οι αλυσίδες και τα συρματόσχοινα και έχουν ορισμένα χαρακτηριστικά που εξασφαλίζουν την αποδοτικότητα και την αξιοπιστία της μεταφοράς.

Αυτά είναι:

- Η ευκαμψία: μπορούν να λυγίζουν με ευκολία γύρω από τις τροχαλίες, τους αλυσοτροχούς και τα ράουλα μικρής διαμέτρου
- Το μικρό βάρος και η απλότητα τόσο στην κατασκευή όσο και στην συντήρηση
- η οικονομική κατασκευή και συντήρηση
- η μεγάλη διάρκεια ζωής και αντοχή

Στη συνέχεια θα παρατεθούν ορισμένα πλεονεκτήματα και μειονεκτήματα των στοιχείων που αναφέρθηκαν παραπάνω.

### *Πλεονεκτήματα μεταφορικών ταινιών*

- μπορούν να συνδυάσουν τις λειτουργίες του στοιχείου έλξης αλλά και του στοιχείου μεταφοράς του φορτίου

Έχουν:

- μικρή μάζα
- απλό σχεδιασμό
- δυνατότητα μεταφοράς φορτίου σε υψηλές ταχύτητες
- απουσία συνδέσμων
- δυνατότητα μεταφοράς πολλών διαφορετικών ειδών φορτίων σε διάφορες περιβαλλοντικές συνθήκες.

### *Μειονεκτήματα μεταφορικών ταινιών*

- η υψηλή αρχική τάση: η τάση μεταφέρεται λόγω τριβής
- περίπλοκους τρόπους μετάδοσης κίνησης
- μικρή διάρκεια ζωής στη μεταφορά βαρέων υλικών
- μικρή δυνατότητα μεταφοράς ζεστών υλικών
- δυσκολία στη συντήρηση και στον καθαρισμό
- μικρή δυνατότητα σύνδεσης προσαρτήσεων που βοηθούν την μεταφορά του υλικού.

### *Πλεονεκτήματα μεταφορικών αλυσίδων*

- μπορούν να λυγίζουν γύρω από τους αλυσοτροχούς και τα ράουλα μικρών διαμέτρων
- είναι εύκαμπτες στο οριζόντιο και στο κατακόρυφο επίπεδο
- έχουν μεγάλη αντοχή και μικρή επιμήκυνση
- μπορούν να συνδεθούν με προσαρτήσεις που βοηθούν στη μεταφορά του υλικού
- η τάση μεταδίδεται με χαμηλή αρχική τάση
- μπορούν να λειτουργήσουν σε υψηλές θερμοκρασίες.

### *Μειονεκτήματα αλυσίδων*

- η μεγάλη μάζα και το υψηλό κόστος
- οι πολλοί σύνδεσμοι που χρειάζονται συνεχή συντήρηση
- οι χαμηλές ταχύτητες μεταφοράς.

### *Πλεονεκτήματα συρματόσχοινων*

- έχουν μικρότερο κόστος και βάρος συγκριτικά με τις αλυσίδες για την ίδια αντοχή
- είναι εύκαμπτα σε όλες τις κατευθύνσεις
- δεν έχουν συνδέσμους
- μπορούν να κινηθούν σε υψηλότερες ταχύτητες.

### *Μειονεκτήματα συρματόσχοινων*

- έχουν μεγάλη αρχική τάση
- μικρή διάρκεια ζωής
- αρκετά μεγάλη επιμήκυνση
- δυσκολία στην σύνδεση προσαρτήσεων.

Το είδος του στοιχείου έλξης που θα χρησιμοποιηθεί για τον μεταφορέα επιλέγεται κυρίως με χρήση των τριών παρακάτω κριτηρίων:

1. του τύπου και του σχεδιασμού του μεταφορέα
2. των συνθηκών λειτουργίας κατά τη μεταφορά
3. του είδους του φορτίου προς μεταφορά.

Για να γίνει καλύτερα αντιληπτή η μεταφορά με χρήση αλυσίδων και συρματόσχοινων που θα χρησιμοποιηθούν στη μελέτη που ακολουθεί, θα προχωρήσουμε σε μία περιγραφή αυτών.



## 2.1 Αλυσίδες μεταφοράς με ράουλα

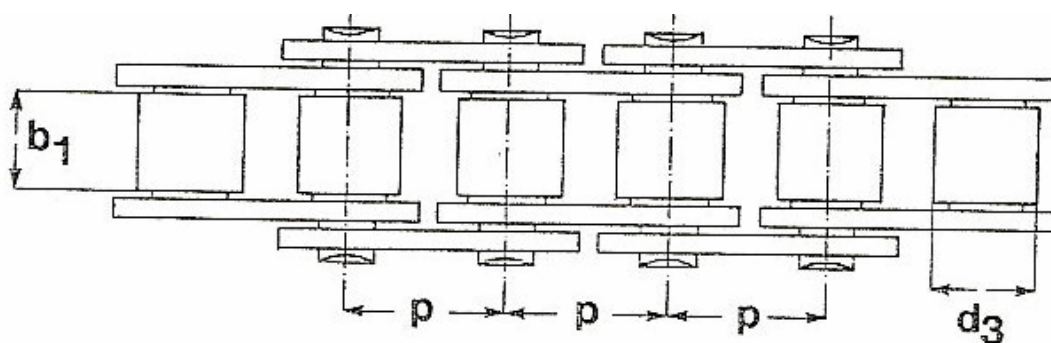
### 2.1.1 Κατασκευή αλυσίδων

Οι αλυσίδες με ράουλα αποτελούνται από συνδέσμους εσωτερικούς και εξωτερικούς που εναλλάσσονται μεταξύ τους. Οι άξονες των εξωτερικών συνδέσμων περιστρέφονται εντός των δακτυλίων των εσωτερικών συνδέσμων με μία χάρη που να επιτρέπει τη λίπανσή τους. Τα ράουλα περιστρέφονται ελεύθερα γύρω από τους δακτυλίους.

Οι κύριες διαστάσεις τους είναι:

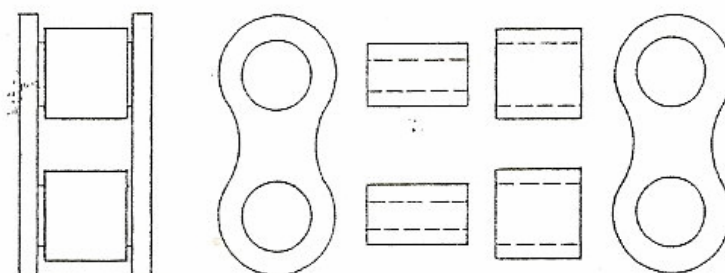
1. Το βήμα  $p$  (απόσταση μεταξύ των κέντρων δύο συνεχόμενων αξόνων)
2. Η διάμετρος του ράουλου  $d_3$
3. το πάχος  $b_1$

όπως φαίνονται στο παρακάτω σχήμα



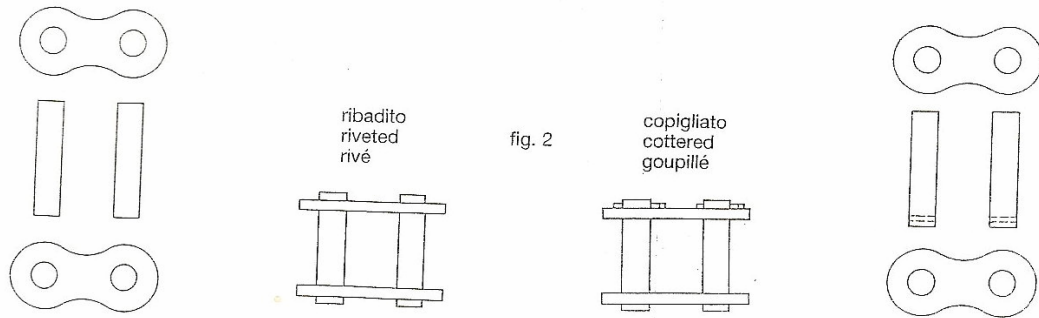
Σχήμα 3: Κύριες διαστάσεις αλυσίδας

Ο εσωτερικός σύνδεσμος δημιουργείται από δύο ράουλα, δύο δακτυλίους και δύο πλάκες. Οι δακτύλιοι πιέζονται στις οπές των πλακών ενώ μία ανοχή ανάμεσα στα ράουλα και στις πλάκες και μια άλλη ανάμεσα στα ράουλα και στους δακτυλίους επιτρέπουν στο ράουλο να περιστρέφεται ελεύθερα όταν οι αλυσίδα έρχεται σε επαφή με τον αλυσοτροχό.



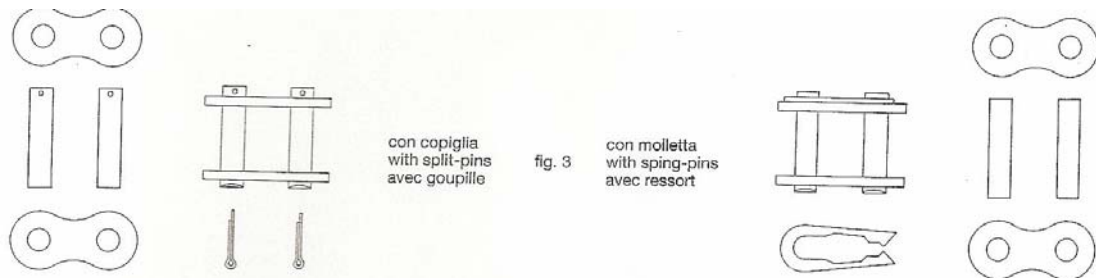
Σχήμα 4: Μορφή εσωτερικού συνδέσμου

Ο εξωτερικός σύνδεσμος δημιουργείται από δύο άξονες και δύο πλάκες. Οι άξονες είναι πιεσμένοι στις οπές των πλακών και καρφωμένοι και στις δύο άκρες ή καρφωμένοι στη μια και σφηνωμένοι στην απέναντι.



Σχήμα 5: Μορφή εσωτερικού συνδέσμου

Για να είναι εύκολη η συναρμολόγηση της αλυσίδας απαιτείται ένας επιπλέον σύνδεσμος που αποτελείται από δύο άξονες και δύο πλάκες. Στη μια πλευρά οι άξονες είναι πρεσσαριστοί σε οπές και απ' την άλλη συγκρατούνται από συνδετήρα ή πείρο όπως φαίνεται στο σχήμα.



Σχήμα 6: Συναρμολόγηση σλυσίδας

Όταν το μήκος της αλυσίδας αντιστοιχεί σε μονό αριθμό βημάτων, είναι απαραίτητη η χρήση συνδέσμου αντισταθμίματος όπως φαίνεται στο σχήμα.



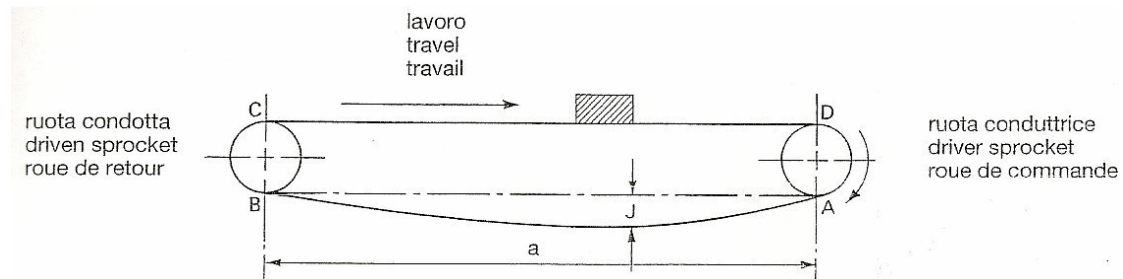
Σχήμα 7: Σύνδεσμος αντισταθμίματος

Στο σημείο αυτό κρίνεται απαραίτητη η εμβάθυνση σε ορισμένες έννοιες και τύπους υπολογισμού που κρίνονται απαραίτητοι για την εξήγηση της επιλογής των εξαρτημάτων που θα ακολουθήσει.

### 2.1.2 Διάταξη της αλυσίδας

Ο κλάδος επιστροφής της αλυσίδας παρουσιάζει μια κυρτότητα με βέλος κάμψης όπως φαίνεται στο σχήμα. Αυτή η κυρτότητα δεν μπορεί να έχει μια οποιαδήποτε τιμή αλλά πρέπει να είναι τέτοια ώστε η αλυσίδα να λειτουργεί σωστά. Πιο

συγκεκριμένα, αν ο κλάδος επιστροφής είναι ιδιαίτερα τεντωμένος (πολύ μικρό βέλος J) τότε η αντοχή της αλυσίδας θα μειωθεί. Αν το βέλος είναι ιδιαίτερα μεγάλο τότε θα παρατηρηθούν δονήσεις στον αλυσομεταφορέα. Μια αλυσίδα που είναι σωστά τοποθετημένη όπως φαίνεται στο σχήμα πρέπει να έχει βέλος κάμψης στον κλάδο επιστροφής του αλυσομεταφορέα κάτω από το 3% του μετατροχίου.



Σχήμα 8: Διάταξη αλυσίδας

Η τιμή του βέλους κάμψης δίνεται από:

$$J = (0,375 a E)^{1/2}$$

Με: a το μετατρόχιο(inches)

L το μήκος του κλάδου επιστροφής (inches)

E την περίσσεια αλυσίδας E= L-a (inches)

Στον πίνακα που ακολουθεί φαίνονται οι τιμές του βέλους κάμψης. Οι τιμές πάνω από την γραμμή, δίνουν τις επιτρεπτές τιμές αυτού του βέλους.

a	E																	
	.063	.125	.188	.250	.313	.375	.438	.500	.625	.750	.875	1.00	1.50	2.00	2.50	3.00	3.50	4.00
10	0.5	0.7	0.8	1.0	1.1	1.2	1.3	1.4	1.5	1.7	1.8	1.9	2.4	2.7	3.1	3.4	3.6	3.9
20	0.7	1.0	1.2	1.4	1.5	1.7	1.8	1.9	2.2	2.4	2.6	2.7	3.4	3.9	4.3	4.7	5.1	5.5
30	0.8	1.2	1.5	1.7	1.9	2.1	2.2	2.4	2.7	2.9	3.1	3.4	4.1	4.7	5.3	5.8	6.3	6.7
40	1.0	1.4	1.7	1.9	2.2	2.4	2.6	2.7	3.1	3.4	3.6	3.9	4.7	5.5	6.1	6.7	7.2	7.7
50	1.1	1.5	1.9	2.2	2.4	2.7	2.9	3.1	3.4	3.8	4.1	4.3	5.3	6.1	6.8	7.5	8.1	8.7
60	1.2	1.7	2.1	2.4	2.7	2.9	3.1	3.4	3.8	4.1	4.4	4.7	5.8	6.7	7.5	8.2	8.9	9.5
70	1.3	1.8	2.2	2.6	2.9	3.1	3.4	3.6	4.1	4.4	4.8	5.1	6.3	7.2	8.1	8.9	9.6	10.2
80	1.4	1.9	2.4	2.7	3.1	3.4	3.6	3.9	4.3	4.7	5.1	5.5	6.7	7.7	8.7	9.5	10.2	11.0
90	1.5	2.1	2.5	2.9	3.2	3.6	3.8	4.1	4.6	5.0	5.4	5.8	7.1	8.2	9.2	10.1	10.9	11.6
100	1.5	2.2	2.7	3.1	3.4	3.8	4.1	4.3	4.8	5.3	5.7	6.1	7.5	8.7	9.7	10.6	11.5	12.2
110	1.6	2.3	2.8	3.2	3.6	3.9	4.2	4.5	5.1	5.6	6.0	6.4	7.9	9.1	10.2	11.1	12.0	12.8
120	1.7	2.4	2.9	3.4	3.8	4.1	4.4	4.7	5.3	5.8	6.3	6.7	8.2	9.5	10.6	11.6	12.5	13.4
130	1.7	2.5	3.0	3.5	3.9	4.3	4.6	4.9	5.5	6.0	6.5	7.0	8.6	9.9	11.0	12.1	13.1	14.0
140	1.8	2.6	3.1	3.6	4.1	4.4	4.8	5.1	5.7	6.3	6.8	7.2	8.9	10.2	11.5	12.5	13.6	14.5
150	1.9	2.7	3.2	3.8	4.2	4.6	5.0	5.3	5.9	6.5	7.0	7.5	9.2	10.6	11.9	13.0	14.0	15.0
160	1.9	2.7	3.4	3.9	4.3	4.7	5.1	5.5	6.1	6.7	7.2	7.7	9.5	11.0	12.2	13.4	14.5	15.5
170	2.0	2.8	3.5	4.0	4.5	4.9	5.3	5.6	6.3	6.9	7.5	8.0	9.8	11.3	12.6	13.8	14.9	16.0
180	2.1	2.9	3.6	4.1	4.6	5.0	5.4	5.8	6.5	7.1	7.7	8.2	10.1	11.6	13.0	14.2	15.4	16.4
190	2.1	3.0	3.7	4.2	4.7	5.2	5.3	6.0	6.7	7.3	7.9	8.4	10.3	11.9	13.3	14.6	15.8	16.9
200	2.2	3.1	3.8	4.3	4.8	5.3	5.7	6.1	6.8	7.5	8.1	8.7	10.6	12.2	13.7	15.0	16.2	17.3

Σχήμα 9: Διάγραμμα τιμών βέλους κάμψης J

### 2.1.3 Το φαινόμενο του πολυγώνου

Ένα δυσμενές φαινόμενο για την ομαλή λειτουργία της γραμμής μεταφοράς με χρήση αλυσίδων, είναι το φαινόμενο του πολυγώνου που θα παρουσιαστεί παρακάτω.

Το φαινόμενο αυτό πρέπει κατά την επιλογή μιας μεταφοράς με αλυσίδες να εκτιμηθεί και όσο το δυνατόν να μειωθεί, διότι προκαλεί δονήσεις με επιπρόσθετη δύναμη στους συνδέσμους και στα δόντια των αλυσοτροχών.

Ας λάβουμε υπόψιν μας μια κλασική αλυσίδα που είναι τοποθετημένη σε αλυσοτροχό διαμέτρου  $d_0$  με γωνία βήματος  $2\alpha$ . Όταν ο αλυσοτροχός θα κάνει περιστροφή κατά γωνία  $\alpha$  η αλυσίδα μετακινείται όπως φαίνεται στο σχήμα.

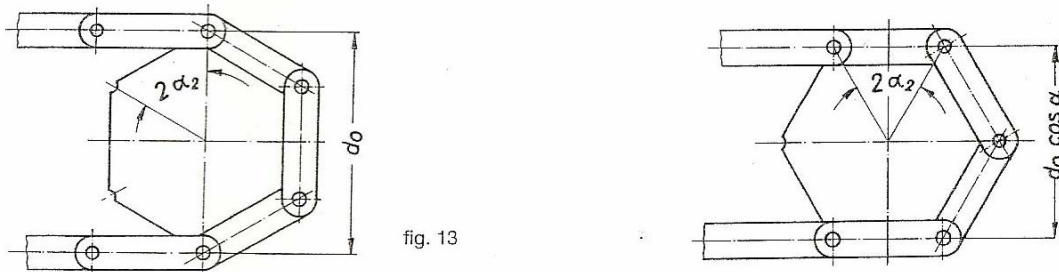
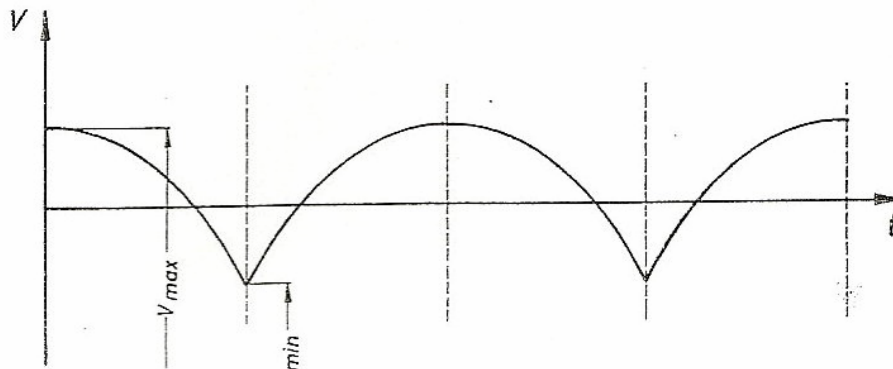


fig. 13

Σχήμα 10: Κίνηση αλυσίδας

Τα κέντρα των αξόνων παραμένουν πάντα σε κύκλο με διάμετρο  $d_0$ , αλλά αφού είναι συνδεδεμένα με σταθερές και επίπεδες πλάκες, η αλυσίδα θα κινηθεί γύρω από τον αλυσοτροχό με πολυγωνικό τρόπο. Κατά τη διάρκεια της περιστροφής οι σύνδεσμοι της αλυσίδας θα έχουν μια ελάχιστη απόσταση από το κέντρο του αλυσοτροχού  $1/2 d_0 \cos \alpha$  και μια μέγιστη  $1/2 d$ .

Από τον τύπο  $V = d_0 \times \pi \times n / 60000$  που δίνει την ταχύτητα της αλυσίδας με  $V$ (m/sec) την ταχύτητα και  $n$ (rpm) τις στροφές, παρατηρούμε ότι με αλλαγή της διαμέτρου από μια ελάχιστη σε μια μέγιστη τιμή με τον ίδιο τρόπο θα αλλάζει και η ταχύτητα κίνησης της αλυσίδας όπως φαίνεται στο σχήμα.



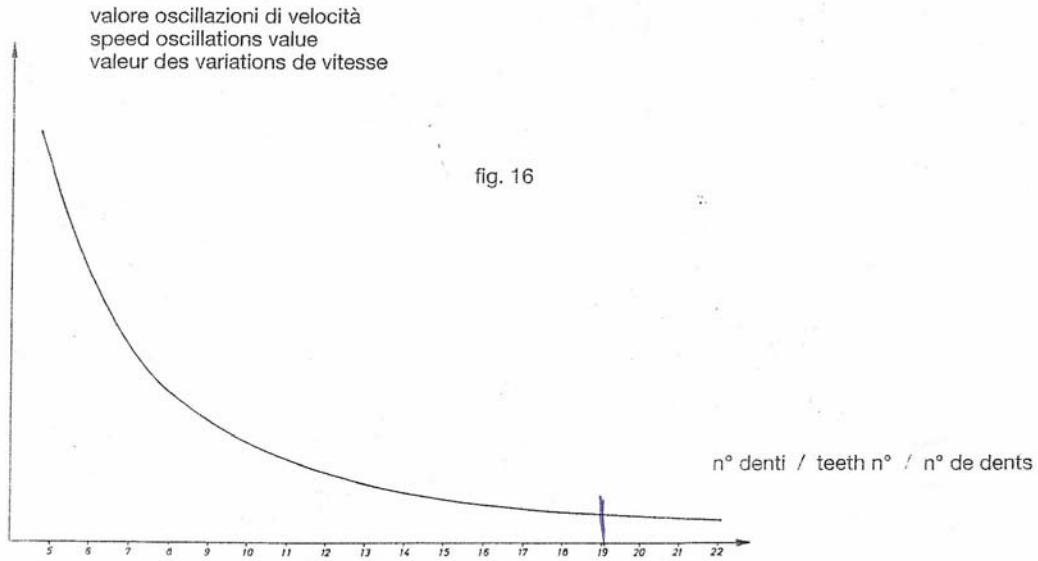
Σχήμα 11: Αλλαγή της ταχύτητας με την αλλαγή της διαμέτρου

Η μεταβολή αυτή της ταχύτητας θα οδηγήσει σε μεταβολή και της ροπής  $M$  ανάμεσα σε μία μέγιστη και ελάχιστη τιμή με:

$$M_{\max} = F \times d_0 / D \text{ και}$$

$$M_{\min} = M_{\max} \times \cos \alpha$$

Ο βασικότερος παράγοντας που επηρεάζει το φαινόμενο του πολυγώνου είναι ο αριθμός των δοντιών  $Z$  του αλυσοτροχού. Όπως φαίνεται στο διάγραμμα που ακολουθεί για αλυσοτροχούς με δόντια περισσότερα των δεκαέξι το φαινόμενο είναι ανεπαίσθητο.



Σχήμα 12: Διαγραμμα συσχετισμού του φαινομένου πολυγώνου με τον αριθμό των δοντιών του αλυσοτροχού

Άλλη μια βασική παράμετρος που επηρεάζει το φαινόμενο του πολυγώνου είναι το μετατρόχιο  $a$  που είναι η απόσταση των κέντρων των αξόνων του κινητήριου και του κινούμενου τροχού. Όπως φαίνεται και στο σχήμα το μετατρόχιο πρέπει να είναι ίσο με άρτιο αριθμό μισών βημάτων, δηλαδή με ακέραιο αριθμό βημάτων. Στο σχήμα που ακολουθεί είναι σωστές οι διατάξεις των αλυσίδων που βρίσκονται δεξιά. Αριστερά το μετατρόχιο ισούται με μονό αριθμό μισών βημάτων και η διάταξη είναι λάθος.

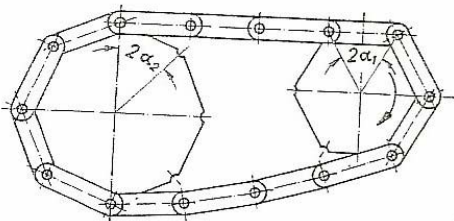


fig. 17

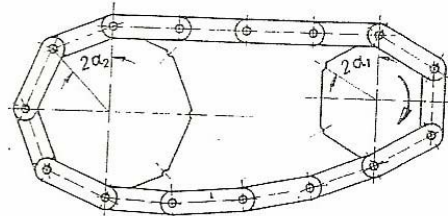
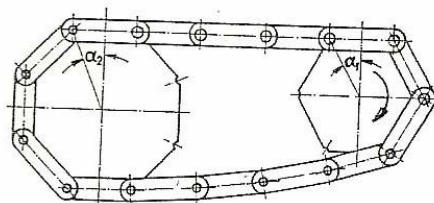
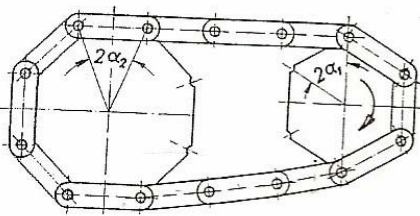


fig. 18



Σχήμα 13: Μέγεθος μετατροχίου

Αριστερά: Το μετατρόχιο ισούται με μονό αριθμό μισών βημάτων (αντενδείκνυται)  
Δεξιά: το μετατρόχιο ισούται με άρτιο αριθμό μισών βημάτων (ενδείκνυται)



### 2.1.4 Μήκος αλυσίδας

Οι παρακάτω είναι κάποιοι τύποι για τον υπολογισμό του μήκους της αλυσίδας.

Με  $a$ : το μετατόχιο

$p$ : το βήμα της αλυσίδας

$Z$ : τον αριθμό των δοντιών του αλυσοτροχού

$x$ : τον αριθμό των βημάτων

- Αν οι δύο αλυσοτροχοί έχουν τον ίδιο αριθμό δοντιών τότε:

$$x = 2a/p + Z$$

- Αν έχουν διαφορετικό αριθμό δοντιών τότε:

$$x = 2a/p + (Z_1 + Z_2)/2 + K p/a$$

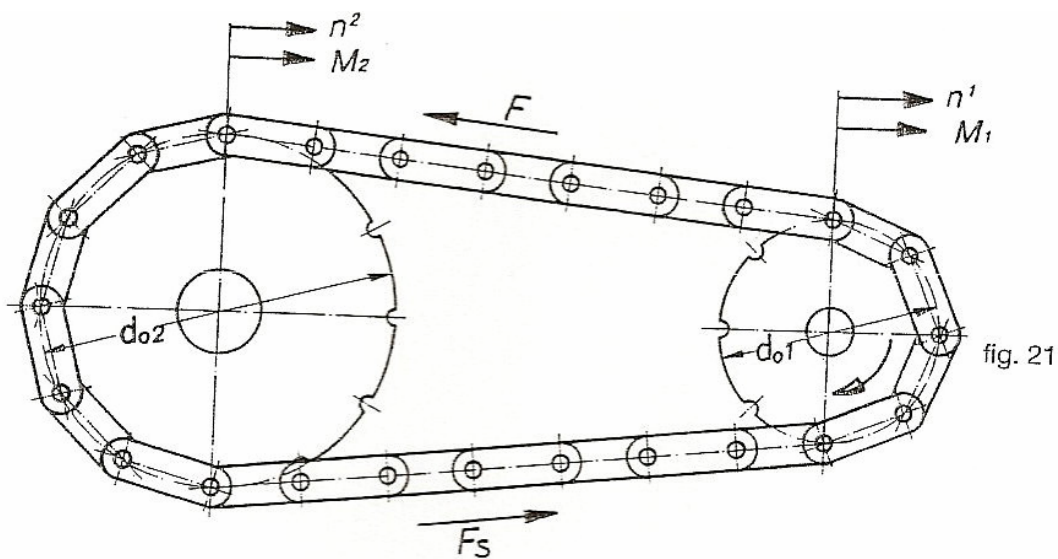
$$\text{με } K = ((Z_1 - Z_2)/2)^2$$

- Αν γνωρίζουμε τον αριθμό των βημάτων η απόσταση  $a$  δίνεται από:

$$a = p/4 \left( x - (Z_1 + Z_2)/2 + \left( (x - (Z_1 + Z_2)/2)^2 - 8K \right)^{1/2} \right)$$

### 2.1.5 Υπολογισμός αλυσομετάδοσης

Παρακάτω φαίνεται μια κλασσική αλυσομετάδοση



Σχήμα 14: Μορφή κλασσικής αλυσοκίνησης

Γενικοί τύποι υπολογισμού αυτής είναι :

Ροπή  $M$  (Nm)

$$M_1 = F d_{01}/2$$

$$M_2 = F d_{02}/2$$

### Ταχύτητα κίνησης αλυσίδας

$$V_1 = d_{01} \pi n_1 / 60000$$

$$V_2 = d_{02} \pi n_2 / 60000$$

### Σχέση μετάδοσης ι

$$i = d_{02} / d_{01} = Z_2 / Z_1 = M_2 / M_1 = n_1 / n_2$$

Συνεπώς:

- Αν η ισχύς δίνεται σε (CV) τότε:  
$$M = 7162 P/n \quad F = 750 P/V$$
- Αν η ισχύς δίνεται σε (kW)  
$$M = 9734 P/n \quad F = 1020 P/V$$

### **2.1.6 Δυνάμεις που ασκούνται στην αλυσίδα**

Όταν οι αλυσίδα είναι φορτωμένη με το υλικό προς μεταφορά η συνολική δύναμη έλξης για σταθερή ταχύτητα  $V$  της αλυσίδας ισούται με:

$$F_t = F_1 + F_2 + F_3$$

Όπου:  $F_1$  η δύναμη που προκύπτει από τη μεταφορά ισχύος  
 $F_2$  η δύναμη από το βέλος της αλυσίδας στον κλάδο επιστροφής  
 $F_3$  η φυγόκεντρος δύναμη

Οι τιμές των  $F_1, F_2, F_3$  δίνονται από τους παρακάτω τύπους:

$$F_1 = 750 g/V$$

$$F_2 = a^2 q / (8 J) + qJ$$

$$F_3 = q/h V^2$$

Με:  $P$  την ισχύ (HP)

$V$  την ταχύτητα της αλυσίδας (m/sec)

$g$  την επιτάχυνση της βαρύτητας (m/sec<sup>2</sup>)

$J$  το βέλος κάμψης της αλυσίδας (m)

$q$  το βάρος της αλυσίδας (N/m)

και  $a$  το μετατρόχιο (m)

Η  $F_3$  αμελείται για ταχύτητες μικρότερες από 8 m/sec.

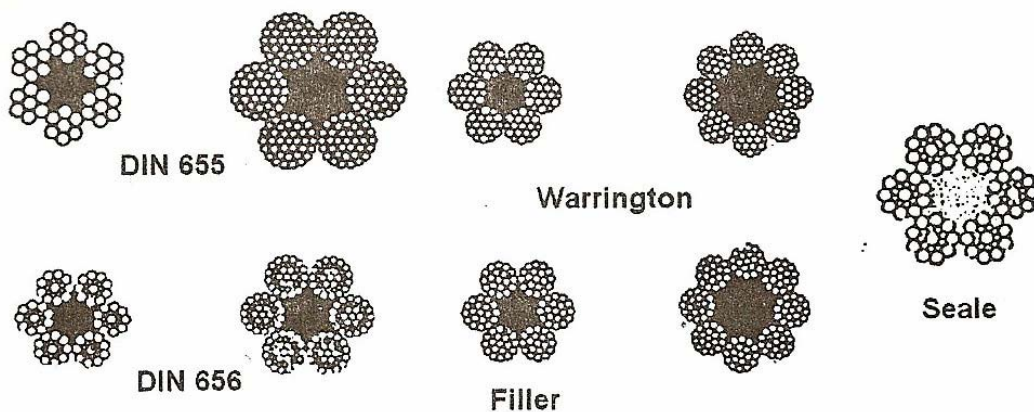
Η  $F_1$  συναρτήσει της ισχύος και της ταχύτητας κίνησης της αλυσίδας δίνεται από το διάγραμμα που ακολουθεί.

P	V											
	0,05	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	1,0	1,5
0,5	07500	3750	1870	1250	0940	0750	0630	540	480	420	380	250
1,0	15000	0750	3750	2500	1870	1500	1250	1070	940	830	750	500
1,5	22500	11250	5620	3750	2810	2250	1880	1610	1410	1260	1130	750
2,0	30000	15000	7500	5000	3750	3000	2500	2140	1880	1670	1500	1000
2,5	37500	18750	9370	6250	4690	3750	3130	2680	2350	2090	1880	1250
3	45000	22500	11250	7500	5630	4500	3750	3210	2810	2500	2250	1500
4	60000	30000	15000	10000	7500	6000	5000	4290	3750	3330	3000	2000
5	75000	37500	18750	12500	9380	7500	6250	5360	4690	4170	3750	2500
6	90000	45000	22500	15000	11250	9000	7500	6430	5630	5000	4500	3000
7	105000	52500	26250	17500	13130	10500	8750	7500	6560	5830	5250	3500
8	120000	60000	30000	20000	15000	12000	10000	8570	7500	6670	6000	4000
9	135000	67500	33750	22500	16880	13500	11250	9640	8440	7500	6750	4500
10	150000	75000	37500	25000	18750	15000	12500	10710	9380	8330	7500	5000
11	165000	82500	41250	27500	20630	16500	13750	11780	10310	9170	8250	5500
12	180000	90000	45000	30000	22500	18000	15000	12860	11250	10000	9000	6000
13	195000	97500	48750	32500	24380	19500	16250	13930	12190	10830	9750	6500
14	210000	105000	52500	35000	26250	21000	17500	15000	13130	11670	10500	7000
15	225000	112500	56250	37500	28130	22500	18750	16100	14060	12500	11250	7500
20	300000	150000	75000	50000	37500	30000	25000	21420	18750	16670	15000	10000
25	375000	187500	93750	62500	46880	37500	31250	26780	23440	20830	18750	12500
30	450000	225000	112500	75000	56250	45000	37500	32140	28130	25000	22500	15000
35	525000	262500	131250	87500	65630	52500	43750	37500	32810	29170	26250	17500
40	600000	300000	150000	100000	75000	60000	50000	42850	37500	33330	30000	20000
50	750000	375000	187500	125000	93750	75000	62500	53570	46880	41670	37500	25000
75	1175000	562500	281250	187500	140620	112500	93750	80310	70310	62500	56250	37500
100	1500000	750000	375000	250000	187500	150000	125000	107100	93750	83400	75000	50000

Σχήμα 15: Διάγραμμα δύναμης  $F_1$

## 2.2 Συρματόσχοινα

Τα συρματόσχοινα είναι εύκαμπτοι φορείς δυνάμεων. Αποτελούνται από συρματίδια πλεγμένα ελικοειδώς σε ομοαξονικές στρώσεις κατά ομάδες (κλώνους), οι οποίες πλέκονται επίσης ελικοειδώς σε ομοαξονικές στρώσεις μεταξύ τους. Τύποι συρματόσχοινων φαίνονται στο σχήμα που ακολουθεί:



Σχήμα 16: Τύποι συρματόσχοινων

Στο κέντρο κάθε κλώνου (ψυχή) υπάρχει κανάβινο σχοινί ή συρματίδια. Η ελικοειδής πλέξη μπορεί να είναι αριστερόστροφη ή δεξιόστροφη, τόσο μέσα στους ίδιους τους κλώνους όσο και μεταξύ των κλώνων. Συνεπώς ένας κλώνος μπορεί να είναι δεξιόστροφος ή αριστερόστροφος. Ανεξάρτητα από αυτό οι στρώσεις ενός κλώνου μπορεί να στρέφονται με το ίδιο βήμα ή τα συρματίδια να στρέφονται παραμένοντας παράλληλα μεταξύ τους. Ένα συρματόσχοινο λέγεται ομοιόστροφο



όταν οι κλώνοι είναι πλεγμένοι με την ίδια φορά και ετερόστροφο στην αντίθετη περίπτωση.

Εάν μεταξύ των στρώσεων υπάρχει διαφορά στην φορά πλέξης, η οποία περιορίζει την τάση που έχει το συρματόσχοινο να συστρέφεται αντίθετα προς τη φορά πλέξης του, το συρματόσχοινο λέγεται ασύστροφο. Εάν η τάση συστροφής του είναι μερικώς περιορισμένη τότε το συρματόσχοινο λέγεται ημιασύστροφο.

Στα συρματόσχοινα στα οποία οι επάλληλες στρώσεις συρματιδίων στους κλώνους δεν είναι παράλληλες, υπάρχει σημειακή επαφή μεταξύ των συρματιδίων και έτσι κατά την αξονική καταπόνηση του συρματόσχοινου εμφανίζονται διατμητικές τάσεις και ενδεχομένως θραύση του συρματιδίου.

### 2.2.1 Καταπονήσεις συρματόσχοινων

Η κύρια καταπόνηση του συρματόσχοινου όταν αυτό βρίσκεται σε επαφή με άλλο σώμα είναι ο εφελκυσμός. Σε αυτόν προστίθεται η κάμψη όταν το συρματόσχοινο περνά από ράουλο, τύμπανο ή τροχαλία. Η στρεπτική καταπόνηση πρέπει να αποφεύγεται με κατάλληλη οδήγηση του φορτίου.

- Η εφελκυστική καταπόνηση του συρματόσχοινου δίνεται προσεγγιστικά από τον τύπο:

$$\sigma = F / (f A \cos \alpha)$$

όπου  $f$  ο συντελεστής πληρώσεως της διατομής του συρματόσχοινου.

- Η καμπτική καταπόνηση δίνεται από τον τύπο:

$$\sigma_b = E d / D$$

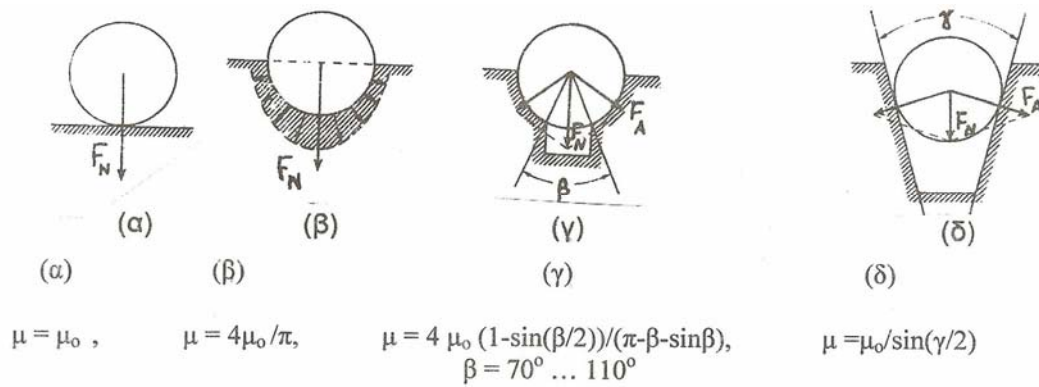
Η αντοχή του συρματιδίου όπως δίνεται στο DIN15020 είναι  $1570 \text{ N/mm}^2$  ή εναλλακτικά  $1770 \text{ N/mm}^2$ . Συρματίδια μεγαλύτερης αντοχής παρουσιάζουν μετά από παρέλευση της συμβατικής διάρκειας ζωής γρήγορη καταστροφή. Η συμβατική διάρκεια ζωής είναι αυτή που προκύπτει από τον έλεγχο του αριθμού σπασμένων συρματιδίων ανά μέτρο μήκους του συρματόσχοινου. Τα ομοιόστροφα συρματόσχοινα έχουν υπερδιπλάσια διάρκεια ζωής από τα ετερόστροφα.

### 2.2.2 Παραλαβή αξονικών δυνάμεων από τροχαλία ή τύμπανο.

Είναι δυνατό η στρεπτική ροπή τροχαλίας να μεταφερθεί μέσω δυνάμεων τριβής σαν αξονική δύναμη στο συρματόσχοινο. Τη μεταφορά αυτή διέπει ο γνωστός από τους ιμάντες νόμος Eytelwein :

$$T_1 = T_2 e^{\mu \alpha}$$

Όπου  $\alpha$  είναι το τόξο περιέλιξης σε ακτίνια και  $\mu$  ο συντελεστής τριβής μεταξύ συρματόσχοινου και τροχαλίας που εξαρτάται από τη μορφή της αύλακας της τροχαλίας όπως φαίνεται στο σχήμα.



Σχήμα 17: Μορφές αυλάκων με τους αντίστοιχους συντελεστές τριβής

### 2.2.3 Βαθμός απόδοσης συρματόσχοινου τροχαλίας.

Οι απώλειες στο σύστημα συρματόσχοινου τροχαλίας οφείλονται αφ' ενός στην εσωτερική τριβή του συρματόσχοινου και αφ' ετέρου στις τριβές έδρασης της τροχαλίας.

Οι πρώτες απώλειες εκφράζονται εμπειρικά σαν ποσοστό στον κλάδο αντίστασης του συρματόσχοινου:

$$\Delta s_1 = 0,01 S$$

Ενώ οι δεύτερες από τον τύπο

$$\Delta s_2 = (2 S \mu d) / D$$

Όπου  $\mu$  ο συντελεστής τριβής στην έδραση της τροχαλίας.

Στην περίπτωση ανύψωσης φορτίου με σταθερή τροχαλία ο βαθμός απόδοσης είναι:

$$n = S / (S + \Delta s_1 + \Delta s_2)$$

## Μέρος Β - Υπολογισμοί

### 1. Εισαγωγή

Η παρούσα διπλωματική εργασία πραγματεύεται τη μελέτη γραμμής μεταφοράς έτοιμων παλετών με κεραμίδια. Το εργοστάσιο για το οποίο γίνεται η μελέτη έχει ήδη μία γραμμή μεταφοράς απ' όπου γίνεται η άμεση φόρτωση των παλετών σε φορτηγά και η έξοδος τους από το εργοστάσιο προς τους πελάτες της επιχείρησης. Η διεύθυνση της επιχείρησης θέλησε να δημιουργήσει μία δεύτερη γραμμή μεταφοράς με σκοπό την αποθήκευση των έτοιμων παλετών της νυχτερινής βάρδιας παραγωγής και των περιπτώσεων όπου δεν υπάρχει διαθέσιμο φορτηγό φόρτωσης. Για το λόγο αυτό αναζητήθηκε χώρος πλησίον του εργοστασίου για τη δημιουργία του προαναφερθέντα αποθηκευτικού χώρου και βρέθηκε οικοπέδο το οποίο χωρίζεται από το κυρίως εργοστάσιο με δημόσιο δρόμο.

Η ύπαρξη του δρόμου μεταξύ εργοστασίου και οικοπέδου δημιουργεί ένα πρόβλημα ως προς το σχεδιασμό της γραμμής μεταφοράς καθώς ο δρόμος είναι δημόσιος και απαγορεύεται οποιαδήποτε παρέμβαση σε αυτόν. Άλλωστε από το δρόμο αυτό είναι η είσοδος και η έξοδος του εργοστασίου που πρέπει να διατηρηθεί. Συνεπώς, η μεταφορά των παλετών από το δρόμο μπορεί να γίνει είτε υπογείως είτε εναέρια. Η λύση της υπόγειας μεταφοράς απορρίπτεται λόγω της δύσκολης κατασκευής, του υψηλού κόστους και των δύσκολων συνθηκών συντήρησης και επισκευής με αποτέλεσμα να αποφασιστεί η δημιουργία εναέριας γραμμής για την μεταφορά των παλετών πάνω από το δρόμο.

Η δεύτερη γραμμή μεταφοράς που αποφασίστηκε να δημιουργηθεί θα περνά από ένα μεγάλο τμήμα του οικοπέδου του εργοστασίου και πιο συγκεκριμένα η απόσταση μεταξύ του τοίχου του εργοστασίου και της αρχής του δρόμου που χωρίζει τα δύο οικοπέδα είναι 53 μέτρα. Από το μέρος αυτό του εργοστασίου περνούν φορτηγά που μεταφέρουν χώμα στην αρχή της μονάδας παραγωγής. Η διέλευση των φορτηγών δεν μπορεί να γίνει από διαφορετικό σημείο μια και στην άλλη πλευρά του οικοπέδου βρίσκεται ο τοίχος του κτιρίου. Συνεπώς, για να εξασφαλιστεί η διέλευση των φορτηγών είναι απαραίτητη η προέκταση της εναέριας γραμμής. Με γνώμονα τους παραπάνω περιορισμούς ζητήθηκε να γίνει μια στατική μελέτη για τη δημιουργία της εναέριας γραμμής μεταφοράς. Τα αποτελέσματα αυτής σε συνδυασμό με τις απαιτήσεις της γραμμής μεταφοράς φαίνονται στο σχέδιο 1: Τομή ξεπακεταδόρου στην εναέρια γραμμή.

Η γραμμή μεταφοράς που σχεδιάζεται απαρτίζεται από ορισμένα στάδια με σκοπό την πλήρη διαμόρφωση και συσκευασία των παλετών των κεραμιδιών. Τα κεραμίδια τοποθετούνται πάνω στην παλέτα με ήδη υπάρχουσα πένσα που δημιουργεί πέντε σειρές κεραμιδιών. Κάθε σειρά κεραμιδιών αποτελείται από οχτώ εξάδες κεραμιδιών δεμένων με πλαστική ταινία περιδέσης. Όταν όλα τα κεραμίδια τοποθετηθούν στην παλέτα αυτή ξεκινά να κινείται κατά μήκος της γραμμής μεταφοράς. Ακολουθούν δύο σταθμοί που λειτουργούν εναλλάξ ή ο ένας εκ των δύο σε περίπτωση βλάβης, όπου γίνεται η περιδέση με πλαστική ταινία των δύο επάνω σειρών της παλέτας μια και αυτές είναι οι περισσότερο επικίνδυνες να πέσουν εξαιτίας της κίνησης λόγω αδράνειας. Στη συνέχεια ακολουθεί η επιλογή της γραμμής μεταφοράς που θα ακολουθηθεί: είτε η γραμμή άμεσης φόρτωσης είτε η εναέρια γραμμή για αποθήκευση των έτοιμων παλετών. Η επιλογή αυτή επιτυγχάνεται με ένα σταθμό όπου γίνεται στροφή κατά 90 μοίρες της παλέτας προς τη δεξιά ή την αριστερή γραμμή μεταφοράς και συνέχεια της κίνησής της στην

επιλεγμένη γραμμή. Στη εναέρια γραμμή τη στροφή ακολουθεί η βύθιση της παλέτας σε νερό που περιέχει σιλικόνη. Η βύθιση αυτή γίνεται για δύο κυρίως λόγους:

A) Η βύθιση του κεραμιδιού στο νερό καθιστά ανενεργό τον ασβέστη που πιθανώς να υπάρχει στο χώμα που χρησιμοποιείται. Ο ασβέστης με αύξηση της θερμοκρασίας διαστέλλεται και το κεραμίδι σπάει.

B) Η σιλικόνη χρησιμοποιείται για να κλείσουν οι πόροι που μπορεί να υπάρχουν στο κεραμίδι λόγω πιθανής αυξημένης κοκκομετρίας του χώματος που χρησιμοποιείται ως πρώτη ύλη. Αν οι πόροι δεν κλείσουν απορροφούν νερό και το κεραμίδι λόγω της συστολής και της διαστολής του νερού σπάει με αλλαγές της θερμοκρασίας.

Στη συνέχεια η έτοιμη παλέτα συσκευάζεται με την τοποθέτηση σε αυτήν πλαστικού. Έπειτα γίνεται η μεταφορά της στον αποθηκευτικό χώρο. Συνεπώς τα στάδια από τα οποία πρέπει να περάσει η παλέτα μέχρι την τελική διαμόρφωσή της είναι:

1. Τοποθέτηση της πλαστικής ταινίας περιίδεσης στις δύο επάνω σειρές
2. Βύθιση της παλέτας στο σιλικονούχο νερό
3. Συσκευασία της παλέτας με πλαστικό

Στο σημείο αυτό πρέπει να αναφερθεί ότι όλη η γραμμή μεταφοράς είναι πλήρως αυτοματοποιημένη και κάθε στάδιο αυτής ελέγχεται από φωτοκύτταρα. Επίσης, η γραμμή μεταφοράς έχει επιλεγεί για λόγους ασφάλειας και καλύτερης εποπτείας της διαδικασίας μεταφοράς να χωριστεί σε πολλούς σταθμούς. Κάθε εργασία που γίνεται πάνω στην παλέτα αποτελεί ξεχωριστό σταθμό ο οποίος ελέγχεται τόσο στην είσοδο όσο και στην έξοδο της παλέτας από αυτόν. Έτσι δημιουργούνται μια σειρά από ανεξάρτητους σταθμούς που συντονίζονται από πρόγραμμα αυτοματισμού της διαδικασίας.

Σύμφωνα με την παραπάνω παρατήρηση έχουμε τα εξής στάδια στη γραμμή μεταφοράς:

1. Τοποθέτηση των κεραμιδιών στην παλέτα
2. Αναμονή της παλέτας πριν την μηχανή περιίδεσης
3. Τοποθέτηση της ταινίας περιίδεσης
4. Τοποθέτηση της ταινίας περιίδεσης
5. Αναμονή της παλέτας πριν το σταθμό περιστροφής
6. Περιστροφή της παλέτας
7. Αναμονή παλετών πριν την βύθισή τους
8. Βύθιση παλετών σε σιλικονούχο νερό
9. Αναμονή παλετών πριν τη συσκευασία τους
10. Συσκευασία παλετών με πλαστικό
11. Αναμονή παλετών πριν τον ανελκυστήρα
12. Ανύψωση παλετών
13. Έξοδος των παλετών από τον ανελκυστήρα
14. Μεταφορά κατά μήκος της εναέριας γραμμής
15. Αναμονή πριν την είσοδο στον ανελκυστήρα καθόδου
16. Κάθοδος παλετών
17. Έξοδος των παλετών από τον ανελκυστήρα
18. Μεταφορά παλετών στο τέλος της γραμμής

Τα στάδια της παραπάνω γραμμής μεταφοράς θα αποτελέσουν ισάριθμους σταθμούς που θα αναλυθούν στη συνέχεια

Η διαδικασία που περιγράφηκε ανωτέρω θα επιτευχθεί με μια σειρά συστημάτων μεταφοράς οριζοντίων και καθέτων. Αυτά τα συστήματα μεταφοράς θα μπορούσαν να είναι υδραυλικά, ηλεκτρομηχανικά ή συνδυασμός των παραπάνω. Κατά κύριο λόγο για τους συγκεκριμένους μεταφορείς θα χρησιμοποιηθούν ηλεκτρομηχανικά συστήματα μεταφοράς, με εξαίρεση ορισμένες περιπτώσεις που θα αναλυθούν παρακάτω. Η επιλογή αυτή γίνεται κυρίως εξαιτίας του χαμηλού κόστους των ηλεκτρομηχανικών συστημάτων σε σύγκριση με αυτό των υδραυλικών καθώς και της ευκολίας συντήρησης και επισκευής τους.

Η μεταφορά των παλετών στα συστήματα μεταφοράς θα γίνει με χρήση αλυσίδων λόγω του μεγάλου βάρους του προς μεταφορά υλικού. Το ίδιο θα ισχύσει και στην περίπτωση της ανύψωσης όπου θα επιλεγούν οι αλυσίδες έναντι των συρματόσχοινων και των ταινιών.

Η διαστασιολόγηση των σταθμών, το μήκος και το ύψος από την επιφάνεια του εδάφους έχει γίνει με γνώμονα

- την τοπολογία του εργοστασίου (δοθείσα στατική μελέτη)
- τις διαστάσεις των προϋπάρχοντων σταθμών (ύψος των προηγούμενων μεταφορέων)
- τις διαστάσεις της παλέτας που χρησιμοποιείται
- τις διαστάσεις των μηχανημάτων που εμπλέκονται στη διαδικασία παραγωγής και συσκευασίας του προϊόντος (μηχανές για περίδεση με πλαστικές ταινίες, μηχανές για συσκευασία με πλαστικό)

#### Ταχύτητα κίνησης της γραμμής μεταφοράς.

Η μεταφορά των παλετών κατά μήκος της γραμμής πρέπει να είναι αρμονική, δηλαδή δεν πρέπει η μεταφορά να γίνεται σε κάποιο σταθμό αργά και σε κάποιον άλλο πολύ γρήγορα, ακόμη και αν υπάρχει το περιθώριο κίνησης με γρηγορότερη ταχύτητα. Η φύση του προς μεταφορά υλικού, μια παλέτα με συγκεκριμένο βάρος και ύψος, υποδεικνύει για μηχανικούς λόγους, όπως η αδράνεια, κάποια όρια εντός των οποίων η παλέτα κινείται δίχως πρόβλημα. Πειραματικά έχει αποδειχθεί ότι επιτρεπόμενες ταχύτητες για την συγκεκριμένη κίνηση είναι έως 0,3m/sec που αποτελεί το πάνω όριο για την ταχύτητα κίνησης του μεταφορέα και χρησιμοποιείται μόνο σε περιπτώσεις πολύ μεγάλης παραγωγής αφού είναι ιδιαίτερα ριψοκίνδυνη για την μεταφορά. Αν η ταχύτητα της παλέτας υπερβεί το όριο ταχύτητας που αναφέρθηκε παραπάνω, υπάρχει κίνδυνος πτώσης των κεραμιδιών και ιδιαίτερα αυτών που βρίσκονται στις επάνω σειρές. Η ταχύτητα κίνησης του προϊόντος καθορίζεται επίσης από την παραγωγή του εργοστασίου.

Βάσει προηγούμενων μελετών σε παρόμοια εργοστάσια με παρόμοια παραγωγή παλετών επιλέχθηκε για την κίνηση ταχύτητα 0,15m/sec. Σε ορισμένους σταθμούς και με σκοπό την επίτευξη αρμονικής κίνησης μεταφοράς η ταχύτητα αυτή θα αλλάξει. Οι περιπτώσεις αυτές θα αναλυθούν παρακάτω και η αλλαγή αυτή θα οφείλεται κυρίως στον κύκλο της μηχανής κάθε χρησιμοποιούμενου μηχανήματος. Με τον όρο κύκλος μηχανής θα αναφερόμαστε στις κινήσεις που πρέπει να γίνουν και στο χρόνο που έχει στη διάθεσή του να τις κάνει ένας σταθμός σε συσχετισμό με τα όρια που δίνει ο εκάστοτε κατασκευαστής του μηχανήματος που χρησιμοποιείται.

### Παραγωγικότητα εργοστασίου

Το εργοστάσιο παράγει την ημέρα 80000 κεραμίδια. Η κάθε παλέτα όπως αναφέρθηκε και παραπάνω αποτελείται από 5 σειρές κεραμιδιών, η κάθε σειρά έχει οχτώ εξάδες. Συνεπώς, η κάθε παλέτα αποτελείται από 240 κεραμίδια.

Η ημερήσια παραγωγή σε παλέτες είναι  $80000 : 240 = 334$  παλέτες / ημέρα.

Η ωριαία παραγωγή (το εργοστάσιο δουλεύει δύο βάρδιες) είναι  $334$  (παλέτες) :  $16$  (ώρες) =  $21$  παλέτες /ώρα. Σε περίπτωση μεγαλύτερης παραγωγής το εργοστάσιο θα έχει πρόβλημα, για το λόγο αυτό οι υπολογισμοί θα γίνουν για περισσότερες παλέτες. Έτσι χρησιμοποιούμε συντελεστή ασφαλείας της τάξης του  $0,85$  και υπολογίζουμε τη νέα ημερήσια παραγωγή:  $21$  παλέτες / ώρα :  $0,85 = 24$  παλέτες /ώρα.

### Βάρος παλέτας

Το βάρος της παλέτας υπολογίζεται με πολλαπλασιασμό της μέσης τιμής του βάρους κάθε κεραμιδιού με τον αριθμό αυτών που βρίσκονται στην παλέτα και πρόσθεση στο συνολικό βάρος των κεραμιδιών του βάρους της κάθε παλέτας. Η μέση τιμή του βάρους του κεραμιδιού υπολογίζεται σε  $3,4\text{kg}$  ενώ η μέση τιμή του βάρους της παλέτας που είναι από ξύλο υπολογίζεται στα  $30\text{kg}$ .

Με βάση τα παραπάνω έχουμε:

Βάρος κεραμιδιών =  $240$  κεραμίδια / παλέτα x  $3,4$  kg / κεραμίδι =  $816$  kg /παλέτα

Αυξάνουμε το παραπάνω βάρος διότι το βάρος του κεραμιδιού έχει προκύψει από μετρήσεις και έχουμε:

Βάρος κεραμιδιών =  $820$  kg/παλέτα

Βάρος παλέτας =  $820$  kg/παλέτα +  $30$  kg/παλέτα =  $850$  kg/παλέτα.

Στο σημείο αυτό κρίνεται απαραίτητο να ειπωθεί ότι μετά τη βύθιση της παλέτας στο σιλικονούχο νερό το βάρος που θα χρησιμοποιηθεί για τους υπολογισμούς θα είναι μεγαλύτερο. Πιο συγκεκριμένα θεωρούμε ότι το κάθε κεραμίδι έχει απορροφητικότητα  $12\%$ . Άρα το βάρος του κεραμιδιού μετά τη βύθιση είναι  $3,4 \times 12\% + 3,4 = 3,8\text{kg}$ . Η αύξηση του βάρους της παλέτας θεωρείται αμελητέα.

Νέο βάρος παλέτας :  $3,8 \times 240 + 30 = 942\text{kg}$

Για τον ίδιο λόγο με παραπάνω χρησιμοποιώ στους υπολογισμούς βάρος μεγαλύτερο με:

Βάρος παλέτας:  $950$  kg

### Μορφή παλέτας

Η μορφή της παλέτας είναι αυτή που παρουσιάζεται στο σχέδιο που ακολουθεί. Οι διαστάσεις της μπορεί να ποικίλουν μια και είναι φτηνή και αναλώσιμη κατασκευή όμως μια μέση τιμή αυτών είναι  $1100 \times 800\text{mm}$ .

### Κατασκευαστές που θα χρησιμοποιηθούν

Από πληθώρα κατασκευαστών μηχανολογικών εξαρτημάτων έγινε η εξής επιλογή όσον αφορά τα εξαρτήματα της παρούσας κατασκευής. Οι κινητήρες θα είναι της SEW, οι αλυσίδες μεταφοράς και μετάδοσης κίνησης της Regina και της Sircatene, τα έδρανα κύλισης της SKF, οι πνευματικοί και υδραυλικοί κύλινδροι της Festo. Θα χρησιμοποιηθούν και άλλοι κατασκευαστές που θα αναφέρονται παρακάτω κατά την επιλογή των αντίστοιχων εξαρτημάτων. Οι πίνακες και τα λοιπά στοιχεία που θα χρησιμοποιηθούν θα είναι από στοιχεία των αντίστοιχων εταιρειών και υπάρχουν στο παράρτημα. Οι άξονες είναι κοινοί χάλυβες του εμπορίου.

## 2. Σταθμός 1 – Τοποθέτησης των κεραμιδιών στην παλέτα

### Περιγραφή

Στο σταθμό αυτό η πένσα τοποθετεί πάνω στην ξύλινη παλέτα τα κεραμίδια με τον τρόπο που περιγράφηκε ανωτέρω. Λόγω της μορφής της παλέτας η κίνηση θα γίνεται με χρήση τεσσάρων αλυσίδων. Θα μπορούσαν να χρησιμοποιηθούν και τρεις όμως με την χρήση τους σε παρόμοιες εφαρμογές έχουν παρατηρηθεί ασταθείς κινήσεις. Το μπροστινό κομμάτι της παλέτας είναι ευθύ και δεν αντιμετωπίζονται προβλήματα υψηλής ακρίβειας και ευθυγράμμισης των αλυσίδων με τη βάση της παλέτας. Ο κινητήριος τροχός είναι ο μπροστινός. Λόγω έλλειψης χώρου σε πλάτος επιλέχθηκε ο κινητήρας να μην δεθεί επάνω στον κινητήριο άξονα με τους τροχούς αλλά κάτω από τον αλυσομεταφορέα και η κίνηση από τον κινητήρα στον κινητήριο άξονα να μεταδίδεται με αλυσίδες. Με αυτή την αλυσομετάδοση επιτυγχάνεται μείωση στροφών και καταλήγουμε σε οικονομικότερη επιλογή ηλεκτρομειωτήρα. Όπως αναφέρθηκε στην εισαγωγή το μήκος της παλέτας είναι 1100mm περίπου. Στην περίπτωση του σταθμού 1 αποφασίστηκε η απόσταση  $a$  των κέντρων των αλυσοτροχών να γίνει 2200mm. Ο κύριος λόγος για την παραπάνω διαστασιολόγηση είναι ότι τα κεραμίδια τοποθετούνται επί της παλέτας από πένσα που βρίσκεται 1200mm μακρύτερα από αυτήν. Αυτό πιθανώς να δημιουργήσει πρόβλημα ως προς την ακρίβεια τοποθέτησης των κεραμιδιών είτε λόγω προβλήματος στο πρόγραμμα λειτουργίας είτε λόγω μηχανικού προβλήματος της πένσας - αμέλεια συντήρησης - και κάποια κεραμίδια μπορεί να πέσουν. Έτσι χρειάζεται ένας επιπλέον χώρος περίπου 500mm αριστερά και δεξιά για επέμβαση σε περίπτωση λάθους. Η ακρίβεια των 2200mm είναι αποτέλεσμα γενικής εποπτείας εργοστασίου και των σταθμών που πρέπει να τοποθετηθούν σε αυτό. Το ύψος του συγκεκριμένου μεταφορέα καθώς και όλων αυτών που ακολουθούν είναι 1000mm. Το ύψος αυτό υπαγορεύεται μόνο από εργονομικούς λόγους ώστε να είναι ορατή η παλέτα από τους εργαζόμενους και να μπορεί να γίνει η τοποθέτηση του κινητήρα κάτω από την μεταφορική γραμμή, μιας και η πένσα μπορεί να φτάσει σε οποιοδήποτε ύψος.

### Επιλογή αλυσίδας

Όπως αναφέρθηκε και στην εισαγωγή οι αλυσίδες μεταφοράς που θα χρησιμοποιηθούν είναι της εταιρείας REGINA.

1. Καθορισμός του είδους της εφαρμογής.

Αυτός επιτυγχάνεται με χρήση του πίνακα 1. Από τις κατηγορίες που φαίνονται στον πίνακα αντιστοιχεί στη δική μας μεταφορά η G: βιομηχανική μεταφορά. Πιο συγκεκριμένα οι αλυσίδες που θα χρησιμοποιηθούν είναι οι straight siderplates. Το βήμα της αλυσίδας θα είναι διπλό για να εξασφαλιστεί η καλύτερη μεταφορά της παλέτας. Η μορφή των παραπάνω αλυσίδων φαίνεται στο σχήμα 1.

2. Καθορισμός της τάσης που ασκείται στην αλυσίδα.

Σε οριζόντια μεταφορά η τάση της αλυσίδας σε μια πρώτη εκτίμηση αμελώντας το βάρος της αλυσίδας δίνεται από τον τύπο:

- i.  $T(\text{kg})=f_2 \times P (\text{kg})$  με  $f_2$  το συντελεστή τριβής.



Ο συντελεστής τριβής σύμφωνα με τον κατάλογο της εταιρείας κατασκευής παίρνει τιμή 0,23 για ταχύτητες αλυσίδας μικρότερες του 1 m/sec και με λίπανση της αλυσίδας, όπως στην περίπτωση μας. (Πίνακας 2)

Συνεπώς:

$$T = 0,23 \times 850 = 195,5 \text{ kg}$$

$$T = 195,5 \times 9,807 = 1917,26 \text{ N}$$

ii. Τάση / αλυσίδα =  $T / \text{αριθμό αλυσίδων}$

$$T' = 1917,26 / 4 = 479,31 \text{ N}$$

iii. Η τάση σχεδιασμού (design chain pull)

$$T_d(\text{kg}) = T(\text{kg}) \times \text{SF} \times \text{KV} \quad \text{με SF: συντελεστής ασφαλείας και KV: συντελεστής ταχύτητας}$$

Από πίνακα 3 SF=1,3 και από πίνακα 4 KV=1

Συνεπώς  $T_d = 479,31 \times 1,3 \times 1 = 623,1 \text{ N}$  / αλυσίδα.

3. Το φορτίο λειτουργίας είναι  $WL = \text{AUS} / \text{SF}$

με AUS: μέση τάση θραύσης (average ultimate strength) και

SF: συντελεστής ασφαλείας για αλυσίδα από ανοξείδωτο ατσάλι SF=10

$$\Theta\acute{\epsilon}\lambda\omega \quad WL \geq T_d \equiv \text{AUS} / \text{SF} \geq T_d \equiv \text{AUS} \geq T_d \times \text{SF}$$

Άρα  $\text{AUS} \geq 623,1 \times 10 = 6231 \text{ N}$

Συνεπώς από τον πίνακα 5 έχουμε αλυσίδα C2040 με βήμα 1'' και τάση θραύσης 10,8 kN.

4. Για επαλήθευση συνυπολογίζουμε και το βάρος της αλυσίδας και η τάση δίνεται από τον παρακάτω τύπο:

$$T = f_2 \times (M + 2 \times C) \times L \quad \text{με M: βάρος υλικού / μέτρο } M = 850 / 2,2 = 386,36 \text{ kg/m}$$

$$C: \text{ βάρος αλυσίδας / μέτρο } C = 0,5 \text{ kg/m}$$

$$L: \text{ μήκος μεταφορέα } L = 2200 \text{ mm} = 2,2 \text{ m}$$

$$\text{Άρα } T = 0,23 \times (386,36 \text{ kg/m} + 2 \times 0,5 \text{ kg/m}) \times 2,2 \text{ m}$$

$$T = 196,04 \text{ kg}$$

$$T = 196,04 \times 9,807 = 1922,56 \text{ N}$$

$$\text{Τάση / αλυσίδα} = 1922,56 / 4 = 480,64$$

$$\text{Τάση σχεδιασμού } T_d = 480,64 \times 1,3 \times 1 = 624,83 \text{ N / αλυσίδα}$$

$$\text{AUS} \geq 624,83 \times 10 = 6248,3 \text{ N} = 6,248 \text{ kN}$$

Συνεπώς η αλυσίδα C2040 με AUS=10,8 kN αντέχει την μεταφορά του φορτίου.

### Επιλογή αλυσοτροχών

Η ταχύτητα κίνησης του αλυσομεταφορέα είναι 0,15 m/sec. Από πίνακα 6 βλέπουμε ότι η ταχύτητα αυτή μπορεί να επιτευχθεί με διαμέτρους αλυσοτροχών από 75mm έως 300mm και αντίστοιχες στροφές του αλυσοτροχού από 10rpm έως 40rpm. Το βήμα του αλυσοτροχού πρέπει να είναι ίδιο με το βήμα της αλυσίδας. Συνεπώς το βήμα του αλυσοτροχού είναι 1'' ή 25,4mm. Η διάμετρος αναφοράς του αλυσοτροχού που είναι αυτή που δίνεται από τον πίνακα 6 ισούται με:  $D_0 = K \times P$  όπου P το βήμα

του αλυσοτροχού και K αριθμός που εξαρτάται από τον αριθμό των δοντιών και δίνεται από τον πίνακα 7.

Για  $D_0=75 \div 300$  mm και  $K=D_0/P$  έχω  $K=2,952 \div 11,81$  και από πίνακα 7  $Z=9 \div 37$  δόντια. Επιλέγω δόντια κινητήριου και κινούμενου τροχού  $Z=35$  με  $K=11,156$  και  $D_0=283,36$ mm.

### Επιλογή ηλεκτρομειωτήρα

- Η ταχύτητα κίνησης δίνεται από τον τύπο:  
$$V = \pi \times d_0 \times n / 60000$$
$$n = 60000 \times V / (\pi \times d_0)$$
$$n = 10,11 \text{ rpm}$$
- Η ισχύς είναι  $N = T \times V / (n \times 102)$  όπου n ο μηχανικός βαθμός απόδοσης  $n=0,75$   
$$N = 196,04 \times 0,15 / (0,75 \times 102)$$
$$N = 0,38 \text{ kW}$$
$$N = 0,38 \times 1,359 = 0,52 \text{ PS}$$
- Τότε  $M_t = 716,2 \times N \text{ (PS)} / n \Rightarrow M_t = 716,2 \times 0,52 / 10,11 \Rightarrow M_t = 36,83 \text{ kpm}$
- Η διάμετρος της κινητήριας ατράκτου είναι:  
$$D = (5,1 \times M_t \text{ (kpm)} / 6)^{1/3}$$
$$D = 31,51 \text{ mm}$$

Λόγω χαμηλής ποιότητας χάλυβα αξόνων λαμβάνω  $D=50$ mm.

Η μετάδοση κίνησης από τον κινητήρα στον κινητήριο άξονα γίνεται όπως είπαμε με χρήση αλυσίδας. Η επιπλέον μείωση που επιτυγχάνουμε με αυτήν την αλυσομετάδοση είναι  $i=2 \Rightarrow n_1/n_2=2$  με  $n_1$  η ταχύτητα του ηλεκτρομειωτήρα και  $n_2$  η ταχύτητα του κινητήριου άξονα.

Συνεπώς η ταχύτητα ηλεκτρομειωτήρα είναι  $n_1=20,22$  rpm.

Άρα, χρειαζόμαστε ηλεκτρομειωτήρα με ισχύ  $N=0,38$  kW, στρεπτική ροπή  $M=179,38$  Nm και στροφές στην έξοδο αυτού  $n=20,22$  rpm. Επιλέγουμε από τον κατάλογο της SEW τον R67DT80N4 με  $N=0,75$  kW,  $n_1=19$  rpm και  $f_B=1,55$ . Ο παραπάνω ηλεκτρομειωτήρας αποτελείται από μειωτήρα σειράς R με μετωπικούς τροχούς με ελικοειδείς οδόντες, μεγέθους 67, που επιτυγχάνει μείωση  $i=74,17$  και αποδίδει μέγιστη ροπή  $M=385$  Nm και κινητήρα τύπου DT, τετραπολικό με μέγεθος 80N. Ο κινητήρας θα παραγγελθεί με inverter για να επιτύχουμε ομαλές εκκινήσεις και σταματήματα.

### Επιλογή αλυσομετάδοσης

Συνεπώς έχουμε στην έξοδο του κινητήρα  $n_1=19$  rpm και  $i$  αλυσομετάδοσης  $i=19/10,11 \Rightarrow i=1,87$

Η ισχύς που αποδίδει ο κινητήρας είναι 0,75 kW

- Η ισχύς με βάση την οποία θα καθορίσουμε την αλυσίδα και τους αλυσοτροχούς της αλυσομετάδοσης δίνεται από τον τύπο:  
$$P_e = P \times SF1$$
, SF1 ο συντελεστής λειτουργίας.

Με χρήση του πίνακα 8 κάνουμε την κατηγοριοποίηση του φορτίου (load classification) και διαπιστώνουμε ότι το είδος του φορτίου μας είναι σταθερό (steady load).

Χρησιμοποιούμε τον πίνακα 9 για τον καθορισμό του συντελεστή SF1 και έχουμε  $SF1=1,0$ .

Συνεπώς  $P_c = 0,75 \times 1,0 = 0,75 \text{ kW}$ . Το περιβάλλον λειτουργίας δεν είναι ιδιαίτερα δυσμενές για αυτό δεν λαμβάνεται υπόψιν ο συντελεστής SF2 που έχει να κάνει με τις συνθήκες περιβάλλοντος. Λαμβάνοντας υπόψιν ότι θα χρησιμοποιηθεί διπλή αλυσίδα μετάδοσης κίνησης λόγω μικρού χώρου και επειδή θέλουμε η λειτουργία της αλυσομετάδοσης να είναι χωρίς θόρυβο από πίνακα 11 έχω  $P_c = 0,75/1,7 = 0,44 \text{ kW}$ . Συνεπώς από πίνακα 10 με  $P_c = 0,44 \text{ kW}$  και  $n = 19 \text{ rpm}$  έχουμε αλυσίδα 15,875 mm ή 5/8”.

- Από πίνακα 12 για ισχύ 0,44 και 19 rpm έχουμε αριθμό δοντιών μικρού τροχού  $Z = 12$ , αριθμό δοντιών μεγάλου τροχού  $Z = 1,87 \times 12 = 22,44$ ,  $Z = 23$  δόντια.

### Έδραση ατράκτων

Η έδραση των ατράκτων θα γίνει με χρήση εδράνων κύλισης. Κάθε άτρακτος θα εδράζεται σε δύο ρουλεμάν, ένα σταθερό και ένα ελεύθερο. Θα χρησιμοποιηθούν βαρελοειδή έδρανα κύλισης που μπορούν να παραλάβουν πέραν των πολύ μεγάλων ακτινικών φορτίων, αξονικά φορτία προς τις δύο κατευθύνσεις φόρτισης και είναι κατάλληλα για μικρές ταχύτητες.

Η επιλογή των ρουλεμάν θα γίνει βάσει της διαμέτρου του άξονα. Η διάμετρος του κινητήριου και του κινούμενου άξονα στο σταθμό 1 είναι  $\Phi = 50 \text{ mm}$ . Βάσει του καταλόγου εδράνων κύλισης (bearing units) της SKF, επιλέγω plummer block roller bearing units. Για 50 mm άτρακτο επιλέγω το SYT 50 F. Ο πίνακας επιλογής φαίνεται παρακάτω.

Plummer block roller bearing units, SKF ConCentra									
Dimensions					Basic load ratings		Limiting speed	Mass	Designation
					dynamic	static			
$d_a$	A	H	$H_1$	L	C		$C_0$		
mm					kN		r/min	kg	-
35	60	110	60	205	86,5	85	4300	3,4	SYT 35 F
35	60	110	60	205	86,5	85	6300	3,4	SYT 35 FTS
35	60	110	60	205	86,5	85	4300	3,4	SYT 35 L
35	60	110	60	205	86,5	85	6300	3,4	SYT 35 LTS
40	60	114	60	205	96,5	90	4000	3,5	SYT 40 F
40	60	114	60	205	96,5	90	6000	3,5	SYT 40 FTS
40	60	114	60	205	96,5	90	4000	3,5	SYT 40 L
40	60	114	60	205	96,5	90	6000	3,5	SYT 40 LTS
45	60	116	60	205	102	98	3600	3,6	SYT 45 F
45	60	116	60	205	102	98	5300	3,6	SYT 45 FTS
45	60	116	60	205	102	98	3600	3,6	SYT 45 L
45	60	116	60	205	102	98	5300	3,6	SYT 45 LTS
50	70	129	70	255	104	108	3400	4,8	SYT 50 F
50	70	129	70	255	104	108	5000	4,8	SYT 50 FTS
50	70	129	70	255	104	108	3400	4,8	SYT 50 L
50	70	129	70	255	104	108	5000	4,8	SYT 50 LTS
55	70	135	70	255	125	127	3200	5,4	SYT 55 F
55	70	135	70	255	125	127	4500	5,4	SYT 55 FTS
55	70	135	70	255	125	127	3200	5,4	SYT 55 L
55	70	135	70	255	125	127	4500	5,4	SYT 55 LTS
60	80	150	80	275	193	216	3000	7,0	SYT 60 F
60	80	150	80	275	193	216	4300	7,0	SYT 60 FTS
60	80	150	80	275	193	216	3000	7,0	SYT 60 L
60	80	150	80	275	193	216	4300	7,0	SYT 60 LTS
65	80	157	80	280	193	216	2800	8,0	SYT 65 F

Πίνακας επιλογής εδράνων της SKF

## Σύνδεση ατράκτων με αλυσοτροχούς

Η σύνδεση της ατράκτου με τους αλυσοτροχούς θα γίνει διαφορετικά στον κινητήριο και στον κινούμενο άξονα. Επειδή στον κινητήριο άξονα δεν θέλουμε να επιτραπεί καμία σχετική κίνηση ατράκτου αλυσοτροχού, η σύνδεσή τους θα γίνει με χρήση σφήνας. Αντίθετα, στον κινούμενο άξονα θα χρησιμοποιηθεί έδρανο κύλισης.

### ο Επιλογή σφήνας

Θα γίνει χρήση πρισματικής σφήνας DIN 6885.

Η διάμετρος της κινητήριας ατράκτου είναι  $d=50\text{mm}$ , και η στρεπτική ροπή σε αυτήν είναι  $M_t= 36,83 \text{ kNm}$ .

Από πίνακα 13 για  $d=50\text{mm}$  επιλέγω σφήνα με  $b=16\text{mm}$ ,  $h = 10\text{mm}$ ,  $t_1=5\text{mm}$

### • Έλεγχος αντοχής της σφήνας

Η κύρια καταπόνηση στη σφήνα είναι από τη δύναμη  $F$  που την καταπονεί σε πίεση επιφάνειας:

$$\begin{aligned}F &= 2 \times M_t/d \\F &= 2 \times 36,83 \times 1000/50 \\F &= 1473,2 \text{ kN}\end{aligned}$$

Η  $F$  προκαλεί στην επιφάνεια της σφήνας πίεση  $p$  που πρέπει:

$$P \leq P_{\text{επιτ.}} \Rightarrow 4 \times M_t / (d \times h \times l_1) \leq P_{\text{επιτ.}} \Rightarrow l_1 \geq 4 \times M_t / (d \times h \times P_{\text{επιτ.}})$$

Από πίνακα 14 λαμβάνουμε ως  $P_{\text{επιτ.}} = 9 \text{ kN/mm}^2$  και έτσι  $l_1 \geq 32,73\text{mm}$  και  $l_1 = l - b$ ,  $l \geq 32,73 + 16 = 48,73 \text{ mm}$

Η σφήνα πρέπει να έχει τυποποιημένο μήκος  $l$  και από πίνακα 15  $l=50\text{mm}$ .

### ο Επιλογή ρουλεμάν

Θα χρησιμοποιηθούν ρουλεμάν βαθείας αύλακος με ασφαλιστικά που δέχονται τόσο εγκάρσια όσο εγκάρσια και αξονικά φορτία. Η επιλογή θα γίνει βάσει διαμέτρου και για διάμετρο  $d=50\text{mm}$  επιλέγουμε το 62310-2RS1, με εξωτερική διάμετρο  $110 \text{ mm}$  από πίνακα 16.

### 3. Σταθμός 2 – Αναμονής της παλέτας πριν το σταθμό περιίδεσης

#### Περιγραφή

Ο σταθμός αυτός είναι χώρος αναμονής της παλέτας πριν την είσοδό της στη μηχανή περιίδεσης των δύο επάνω σειρών της με πλαστική ταινία περιίδεσης. Και εδώ έχουμε τέσσερις αλυσίδες που μεταφέρουν την παλέτα. Ο κινητήριος άξονας είναι ο μπροστινός, ο ηλεκτρομειωτήρας για λόγους χωροταξικούς βρίσκεται κάτω από το επίπεδο μεταφοράς και η κίνηση από τον ηλεκτρομειωτήρα στον κινητήριο άξονα δίνεται με αλυσίδες. Με τον τρόπο αυτό προκαλούμε περαιτέρω μείωση στροφών. Ο κινητήριος τροχός αυτού του σταθμού προηγείται έναντι του κινούμενου του επόμενου. Έτσι οι τροχοί είναι εμπλεκόμενοι με σκοπό την αποφυγή πτώσης της παλέτας. Η απόσταση  $a$  των κέντρων των τροχών (κινητήριου - κινούμενου) είναι 1760 mm, τα 1100mm του μήκους της παλέτας και μια χάρη 330 mm αριστερά και δεξιά αυτής. Το ύψος του αλυσομεταφορέα είναι στα 1000mm, όπως και προηγούμενα.

#### Επιλογή αλυσίδας

Όπως αναφέρθηκε και στην εισαγωγή οι αλυσίδες μεταφοράς που θα χρησιμοποιηθούν είναι της εταιρείας REGINA.

##### 1. Καθορισμός του είδους της εφαρμογής.

Αυτός επιτυγχάνεται με χρήση του πίνακα 1. Από τις κατηγορίες που φαίνονται στον πίνακα αυτή που αντιστοιχεί στη δική μας μεταφορά είναι η G: βιομηχανική κίνηση. Πιο συγκεκριμένα η αλυσίδες που θα χρησιμοποιηθούν είναι οι straight siderplates. Το βήμα της αλυσίδας θα είναι διπλό για να εξασφαλιστεί η καλύτερη μεταφορά της παλέτας. Η μορφή των αλυσίδων φαίνεται στο σχήμα 1.

##### 2. Καθορισμός της τάσης που ασκείται στην αλυσίδα

Έχουμε οριζόντια μεταφορά, η τάση της αλυσίδας σε μια πρώτη εκτίμηση αμελώντας το βάρος της αλυσίδας δίνεται από τον τύπο

$$i. \quad T(\text{kg}) = f_2 \times P(\text{kg}) \quad \text{με } f_2 \text{ το συντελεστή τριβής.}$$

Ο συντελεστής τριβής σύμφωνα με τον κατάλογο της εταιρείας κατασκευής παίρνει τιμή 0,23 για ταχύτητες αλυσίδας μικρότερες του 1m/sec και με λίπανση της αλυσίδας όπως στην περίπτωση μας. (Πίνακας 2)

Συνεπώς:

$$T = 0,23 \times 850 = 195,5 \text{ kg}$$
$$T = 195,5 \times 9,807 = 1917,26 \text{ N}$$

$$ii. \quad \text{Τάση / αλυσίδα} = T / \text{αριθμό αλυσίδων}$$
$$T' = 1917,26 / 4 = 479,31 \text{ N}$$

##### iii. Τάση σχεδιασμού (design chain pull)

$$T_d(\text{kg}) = T(\text{kg}) \times SF \times KV \quad \text{με } SF: \text{ συντελεστής ασφαλείας και}$$
$$KV: \text{ συντελεστής ταχύτητας}$$

Από πίνακα 3 SF=1,3 και από πίνακα 4 KV=1  
Συνεπώς  $T_d = 479,31 \times 1,3 \times 1 = 623,1 \text{ N}$  / αλυσίδα.

3. Το φορτίο λειτουργίας είναι  $WL = AUS/SF$   
με AUS: μέση τάση θραύσης (average ultimate strength) και  
SF: συντελεστής ασφαλείας για αλυσίδα από  
ανοξείδωτο ατσάλι SF=10

$$\Theta\acute{\epsilon}\lambda\omega \quad WL \geq T_d \equiv AUS / SF \geq T_d \equiv AUS \geq T_d \times SF$$

$$\text{Άρα } AUS \geq 623,1 \times 10 = 6231 \text{ N}$$

Συνεπώς από τον πίνακα 5 έχουμε αλυσίδα C2040 με βήμα 1'' και τάση θραύσης 10,8 kN.

4. Για επαλήθευση συνυπολογίζουμε και το βάρος της αλυσίδας και η τάση δίνεται από τον παρακάτω τύπο:

$$T = f_2 \times (M + 2 \times C) \times L \text{ με } M: \text{ βάρος υλικού / μέτρο } M = 850 / 1,76 = 482,95 \text{ kg/m}$$

$$C: \text{ βάρος αλυσίδας / μέτρο } C = 0,5 \text{ kg/m}$$

$$L: \text{ μήκος μεταφορέα } L = 1760 \text{ mm} = 1,76 \text{ m}$$

$$\text{Άρα } T = 0,23 \times (482,95 \text{ kg/m} + 2 \times 0,5 \text{ kg/m}) \times 1,76 \text{ m}$$

$$T = 195,9 \text{ kg}$$

$$T = 195,9 \times 9,807 = 1921,22 \text{ N}$$

$$\text{Τάση / αλυσίδα} = 1921,22 / 4 = 480,3$$

$$\text{Τάση σχεδιασμού } T_d = 480,3 \times 1,3 \times 1 = 624,39 \text{ N/ αλυσίδα}$$

$$AUS \geq 624,39 \times 10 = 6243,9 \text{ N} = 6,243 \text{ kN}$$

Συνεπώς η αλυσίδα C2040 με AUS=10,8 kN αντέχει τη μεταφορά του φορτίου.

### Επιλογή αλυστροχών

Η ταχύτητα κίνησης του αλυσομεταφορέα είναι 0,15 m/sec. Από πίνακα 6 βλέπουμε ότι η ταχύτητα αυτή μπορεί να επιτευχθεί με διαμέτρους αλυστροχών από 75mm έως 300mm και αντίστοιχες στροφές του αλυστροχού από 10rpm έως 40rpm. Το βήμα του αλυστροχού πρέπει να είναι ίδιο με το βήμα της αλυσίδας. Συνεπώς, το βήμα του αλυστροχού είναι 1'' ή 25,4 mm. Η διάμετρος αναφοράς του αλυστροχού που είναι αυτή που δίνεται από τον πίνακα 6 ισούται με:  $D_0 = K \times P$  όπου P το βήμα του αλυστροχού και K αριθμός που εξαρτάται από τον αριθμό των δοντιών και δίνεται από τον πίνακα 7.

Για  $D_0 = 75 \div 300 \text{ mm}$  και  $K = D_0 / P$  έχω  $K = 2,952 \div 11,81$  και από πίνακα 7,  $Z = 9 \div 37$  δόντια. Επιλέγω δόντια κινητήριου και κινούμενου τροχού  $Z = 35$  με  $K = 11,156$  και  $D_0 = 283,36 \text{ mm}$ .

### Επιλογή ηλεκτρομειωτήρα

- Η ταχύτητα κίνησης δίνεται από τον τύπο:

$$V = \pi \times d_0 \times n / 60000$$

$$\Rightarrow n = 60000 \times V / (\pi \times d_0)$$

$$\Rightarrow n = 10,11 \text{ rpm}$$

- Η ισχύς είναι  $N = T \times V / (n \times 102)$  όπου n ο μηχανικός βαθμός απόδοσης  $n = 0,75 \Rightarrow$

$$N = 195,9 \times 0,15 / (0,75 \times 102)$$

$$N=0,38\text{kW}$$

$$N=0,38 \times 1,359=0,52 \text{ PS}$$

- Τότε  $M_t = 716,2 \times N \text{ (PS)}/n \Rightarrow M_t = 716,2 \times 0,52/10,11 \Rightarrow M_t = 36,83 \text{ kpm}$
- Η διάμετρος της κινητήριας ατράκτου είναι:  $D = (5,1 \times M_t (\text{kpm}))^{1/3}$

$$D = 31,55 \text{ mm}$$

Λόγω χαμηλής ποιότητας χάλυβα αξόνων λαμβάνω  $D = 50 \text{ mm}$ .

Η μετάδοση κίνησης από τον κινητήρα στον κινητήριο άξονα γίνεται όπως είπαμε με χρήση αλυσίδας. Η επιπλέον μείωση που επιτυγχάνουμε με αυτήν την αλυσομετάδοση είναι  $i = 2 \Rightarrow n_1/n_2 = 2$  όπου  $n_1$  η ταχύτητα του ηλεκτρομειωτήρα και  $n_2$  η ταχύτητα του κινητήριου άξονα. Συνεπώς, η ταχύτητα ηλεκτρομειωτήρα είναι  $n_1 = 20,22 \text{ rpm}$ .

Άρα, χρειάζομαι ηλεκτρομειωτήρα με  $N = 0,38 \text{ kW}$ , στρεπτική ροπή  $M = 179,38 \text{ Nm}$  και στροφές στην έξοδο αυτού  $n = 20,22 \text{ rpm}$ . Επιλέγουμε από κατάλογο της SEW τον R67DT80N4 με  $N = 0,75 \text{ kW}$ ,  $n_1 = 19 \text{ rpm}$  και  $f_B = 1,55$ . Ο παραπάνω ηλεκτρομειωτήρας αποτελείται από μειωτήρα σειράς R με μετωπικούς τροχούς με ελικοειδείς οδόντες, μεγέθους 67, που επιτυγχάνει μείωση  $i = 74,17$  και αποδίδει ροπή  $M = 385 \text{ Nm}$  και κινητήρα τύπου DT, τετραπολικό με μέγεθος 80N. Ο κινητήρας θα παραγγελθεί με inverter για να επιτύχουμε ομαλές εκκινήσεις και σταματήματα.

### Επιλογή αλυσομετάδοσης

Συνεπώς έχουμε στην έξοδο του κινητήρα  $n_1 = 19 \text{ rpm}$  και  $i$  αλυσομετάδοσης  $i = 19/10,11 \Rightarrow i = 1,87$

Η ισχύς που αποδίδει ο κινητήρας είναι  $0,75 \text{ kW}$

- Η ισχύς με βάση την οποία θα καθορίσουμε την αλυσίδα και τους αλυσοτροχούς της αλυσομετάδοσης δίνεται από τον τύπο:  

$$P_c = P \times SF1 \text{ με } SF1 \text{ τον συντελεστή λειτουργίας}$$

Με χρήση του πίνακα 8 κάνουμε την κατηγοριοποίηση του φορτίου (load classification) και διαπιστώνουμε ότι το είδος του φορτίου μας είναι σταθερό (steady load).

Χρησιμοποιούμε τον πίνακα 9 για τον καθορισμό του συντελεστή SF1 και έχουμε  $SF1 = 1,0$ .

Συνεπώς  $P_c = 0,75 \times 1,0 = 0,75 \text{ kW}$ . Το περιβάλλον λειτουργίας δεν είναι ιδιαίτερα δυσμενές για αυτό δεν λαμβάνεται υπόψιν ο συντελεστής SF2 που έχει να κάνει με τις συνθήκες περιβάλλοντος. Λαμβάνοντας υπόψιν ότι θα χρησιμοποιηθεί διπλή αλυσίδα μετάδοσης κίνησης λόγω μικρού χώρου και επειδή θέλουμε η λειτουργία της αλυσομετάδοσης να είναι χωρίς θόρυβο από πίνακα 11, έχω  $P_c = 0,75/1,7 = 0,44 \text{ kW}$ .

Συνεπώς από πίνακα 10 με  $P_c = 0,44 \text{ kW}$  και  $n = 19 \text{ rpm}$  έχουμε αλυσίδα  $15,875 \text{ mm}$  ή  $5/8''$ .

- Από πίνακα 12 για ισχύ  $0,44 \text{ kW}$  και  $19 \text{ rpm}$  έχουμε αριθμό δοντιών μικρού τροχού  $Z = 12$ , αριθμό δοντιών μεγάλου τροχού  $Z = 1,87 \times 12 = 22,44$ . Στρογγυλοποιώ στα  $Z = 23$  δόντια.

### Έδραση ατράκτων.

Η έδραση των ατράκτων θα γίνει με χρήση εδράνων κυλίσεως. Κάθε άτρακτος θα εδράζεται σε δύο ρουλεμάν, ένα σταθερό και ένα ελεύθερο. Θα χρησιμοποιηθούν βαρελοειδή έδρανα κύλισης που μπορούν να παραλάβουν πέραν των πολύ μεγάλων

ακτινικών φορτίων, αξονικά φορτία προς τις δύο κατευθύνσεις φόρτισης και είναι κατάλληλα για μικρές ταχύτητες.

Η επιλογή των ρουλεμάν θα γίνει βάσει της διαμέτρου του άξονα. Η διάμετρος του κινητήριου και του κινούμενου άξονα στο σταθμό 2 είναι  $\Phi=50\text{mm}$ . Βάσει του καταλόγου εδράνων κύλισης ( bearing units) της SKF, επιλέγω plummer block roller bearing units. Για 50mm άτρακτο επιλέγω το SYT 50 F. Ο πίνακας επιλογής φαίνεται παρακάτω.

Plummer block roller bearing units, SKF ConCentra									
Dimensions					Basic load ratings		Limiting speed	Mass	Designation
					dynamic	static			
$d_a$	A	H	$H_1$	L	C	$C_0$	r/min	kg	-
mm					kN				
35	60	110	60	205	86,5	85	4300	3,4	SYT 35 F
35	60	110	60	205	86,5	85	6300	3,4	SYT 35 FTS
35	60	110	60	205	86,5	85	4300	3,4	SYT 35 L
35	60	110	60	205	86,5	85	6300	3,4	SYT 35 LTS
40	60	114	60	205	96,5	90	4000	3,5	SYT 40 F
40	60	114	60	205	96,5	90	6000	3,5	SYT 40 FTS
40	60	114	60	205	96,5	90	4000	3,5	SYT 40 L
40	60	114	60	205	96,5	90	6000	3,5	SYT 40 LTS
45	60	116	60	205	102	98	3600	3,6	SYT 45 F
45	60	116	60	205	102	98	5300	3,6	SYT 45 FTS
45	60	116	60	205	102	98	3600	3,6	SYT 45 L
45	60	116	60	205	102	98	5300	3,6	SYT 45 LTS
50	70	129	70	255	104	108	3400	4,8	SYT 50 F
50	70	129	70	255	104	108	5000	4,8	SYT 50 FTS
50	70	129	70	255	104	108	3400	4,8	SYT 50 L
50	70	129	70	255	104	108	5000	4,8	SYT 50 LTS
55	70	135	70	255	125	127	3200	5,4	SYT 55 F
55	70	135	70	255	125	127	4500	5,4	SYT 55 FTS
55	70	135	70	255	125	127	3200	5,4	SYT 55 L
55	70	135	70	255	125	127	4500	5,4	SYT 55 LTS
60	80	150	80	275	193	216	3000	7,0	SYT 60 F
60	80	150	80	275	193	216	4300	7,0	SYT 60 FTS
60	80	150	80	275	193	216	3000	7,0	SYT 60 L
60	80	150	80	275	193	216	4300	7,0	SYT 60 LTS
65	80	157	80	280	193	216	2800	8,0	SYT 65 F

Πίνακας εδράνων κύλισης της SKF

### Σύνδεση ατράκτων με αλυσοτροχούς

Η σύνδεση της ατράκτου με τους αλυσοτροχούς θα γίνει διαφορετικά στον κινητήριο και στον κινούμενο άξονα. Επειδή στον κινητήριο άξονα δεν θέλουμε να επιτραπεί καμία σχετική κίνηση ατράκτου αλυσοτροχού, η σύνδεσή τους θα γίνει με σφήνα. Αντίθετα, στον κινούμενο άξονα θα χρησιμοποιηθεί έδρανο κύλισης.

#### ο Επιλογή σφήνας

Θα γίνει χρήση πρισματικής σφήνας DIN 6885.

Η διάμετρος της κινητήριας ατράκτου είναι  $d=50\text{mm}$ , και η στρεπτική ροπή σε αυτήν είναι  $M_t=36,83\text{ kpm}$ .

Από πίνακα 13 για  $d=50\text{mm}$  επιλέγω σφήνα με  $b=16\text{mm}$ ,  $h=10\text{mm}$ ,  $t_1=5\text{mm}$

#### • Έλεγχος αντοχής σφήνας

Η κύρια καταπόνηση της σφήνας είναι από τη δύναμη  $F$  που την καταπονεί σε πίεση επιφάνειας:

$$F = 2 \times M_t / d$$

$$F = 2 \times 36,83 \times 1000 / 50$$



$$F=1473,2 \text{ kp}$$

Η δύναμη  $F$  δημιουργεί στην επιφάνεια της σφήνας πίεση  $p$  που πρέπει:

$$P \leq P_{\text{επιτ.}} \Rightarrow 4 \times M_t / (d \times h \times l_1) \leq P_{\text{επιτ.}} \Rightarrow l_1 \geq 4 \times M_t / (d \times h \times P_{\text{επιτ.}})$$

Από πίνακα 14 λαμβάνουμε ως  $P_{\text{επιτ.}} = 9 \text{ kp/mm}^2$  και έτσι  $l_1 \geq 32,73 \text{ mm}$  και  $l_1 = l - b$ ,  
 $l \geq 32,73 + 16 = 48,73 \text{ mm}$

Η σφήνα πρέπει να έχει τυποποιημένο μήκος  $l$  και από τον πίνακα 15  $l = 50 \text{ mm}$ .

- ο Επιλογή ρουλεμάν

Θα χρησιμοποιηθούν ρουλεμάν βαθείας αύλακος με ασφαλιστικά που δέχονται τόσο εγκάρσια, όσο εγκάρσια και αξονικά φορτία. Η επιλογή θα γίνει βάσει της διαμέτρου και για διάμετρο  $d=50 \text{ mm}$  επιλέγουμε το 62310-2RS1, με εξωτερική διάμετρο 110mm από πίνακα 16.

#### 4. Σταθμοί 3 και 4 – Τοποθέτησης της ταινίας περιίδεσης

##### Περιγραφή

Οι σταθμοί 3 και 4 είναι δύο πανομοιότυποι σταθμοί. Σε αυτούς με κατάλληλη μηχανή περιίδεσης τοποθετείται ταινία περιίδεσης (τσέρκι) στις δύο επάνω σειρές κεραμιδιών της παλέτας. Η ύπαρξη δύο σταθμών σχετίζεται με τη δυνατότητα λειτουργίας της γραμμής σε περίπτωση βλάβης ή αλλαγής της ταινίας περιίδεσης της μηχανής σε έναν από τους δύο. Η μεταφορά γίνεται με τέσσερις αλυσίδες. Ο κινητήριος τροχός είναι ο μπροστινός και προηγείται του κινούμενου τροχού του επόμενου σταθμού. Έτσι, οι τροχοί εμπλέκονται για αποφυγή πτώσης της παλέτας. Η κίνηση δίνεται από ηλεκτρομειωτήρα που λόγω έλλειψης χώρου τοποθετείται κάτω από τον αλυσομεταφορέα και δίνει κίνηση στον κινητήριο άξονα μέσω αλυσίδας προκαλώντας παράλληλα μείωση στροφών. Το μηχάνημα περιίδεσης υπαγορεύει την απόσταση  $a$  των τροχών (κινητήριου - κινούμενου). Το μήκος του μηχανήματος είναι τυποποιημένο στα 1865 mm. Η απόσταση των κέντρων των τροχών είναι 2235mm και υπάρχει απόσταση ασφαλείας από δεξιά και αριστερά της παλέτας που είναι 370mm. Ο αλυσομεταφορέας θα τοποθετηθεί στα 1000mm από το έδαφος, όπως και προηγουμένως.

##### Επιλογή αλυσίδας

Όπως αναφέρθηκε και στην εισαγωγή οι αλυσίδες μεταφοράς που θα χρησιμοποιηθούν είναι της εταιρείας REGINA.

##### 1. Καθορισμός του είδους της εφαρμογής.

Αυτός επιτυγχάνεται με χρήση του πίνακα 1. Από τις κατηγορίες που φαίνονται στον πίνακα αυτή που αντιστοιχεί στη δική μας μεταφορά είναι η G: βιομηχανική κίνηση. Πιο συγκεκριμένα η αλυσίδες που θα χρησιμοποιηθούν είναι οι straight sideplates. Το βήμα της αλυσίδας θα είναι διπλό για να εξασφαλιστεί η καλύτερη μεταφορά της παλέτας. Η μορφή των παραπάνω αλυσίδων φαίνεται στο σχήμα 1.

##### 2. Καθορισμός της τάσης που ασκείται στην αλυσίδα.

Έχουμε οριζόντια μεταφορά, η τάση της αλυσίδας σε μια πρώτη εκτίμηση αμελώντας το βάρος της αλυσίδας δίνεται από τον τύπο

$$i. \quad T(\text{kg}) = f_2 \times P(\text{kg}) \quad \text{με } f_2 \text{ το συντελεστή τριβής.}$$

Ο συντελεστής τριβής σύμφωνα με τον κατάλογο της εταιρείας κατασκευής παίρνει τιμή 0,23 για ταχύτητες αλυσίδας μικρότερες του 1m/sec και με λίπανση της αλυσίδας όπως στην περίπτωση μας (Πίνακας 2).

Συνεπώς:

$$T = 0,23 \times 850 = 195,5 \text{ kg}$$

$$T = 195,5 \times 9,807 = 1917,26 \text{ N}$$

$$ii. \quad \text{Τάση / αλυσίδα} = T / \text{αριθμό αλυσίδων}$$

$$T' = 1917,26 / 4 = 479,31 \text{ N}$$

$$iii. \quad \text{Τάση σχεδιασμού (design chain pull)}$$

$$T_d(\text{kg}) = T(\text{kg}) \times SF \times KV \quad \text{με SF: συντελεστής ασφαλείας και KV: συντελεστής ταχύτητας}$$

$$\text{Από πίνακα 3 SF}=1,3 \text{ και από πίνακα 4 KV}=1$$

Συνεπώς  $T_d = 479,31 \times 1,3 \times 1 = 623,1 \text{ N}$  / αλυσίδα.

3. Το φορτίο λειτουργίας

Είναι  $WL = AUS/SF$  με AUS: μέση τάση θραύσης και

SF: συντελεστής ασφαλείας για αλυσίδα από ανοξείδωτο ατσάλι  $SF=10$

Θέλω  $WL \geq T_d \equiv AUS/SF \geq T_d \equiv AUS \geq T_d \times SF$

Άρα  $AUS \geq 623,1 \times 10 = 6231 \text{ N}$

Συνεπώς από τον πίνακα 5 έχουμε αλυσίδα C2040 με βήμα 1'' και τάση θραύσης 10,8 kN.

4. Για επαλήθευση συνυπολογίζουμε και το βάρος της αλυσίδας και η τάση δίνεται από τον παρακάτω τύπο:

$T = f_2 \times (M + 2 \times C) \times L$  με M: βάρος υλικού / μέτρο  $M = 850/2,235 = 380,31 \text{ kg/m}$

C: βάρος αλυσίδας/ μέτρο  $C = 0,5 \text{ kg/m}$

L: μήκος μεταφορέα  $L = 2235 \text{ mm} = 2,235 \text{ m}$

Άρα  $T = 0,23 \times (380,31 \text{ kg/m} + 2 \times 0,5 \text{ kg/m}) \times 2,235 \text{ m}$

$T = 196,01 \text{ kg}$

$T = 196,01 \times 9,807 = 1922,29 \text{ N}$

Τάση / αλυσίδα  $= 1922,29/4 = 480,57 \text{ N}$

Τάση σχεδιασμού  $T_d = 480,57 \times 1,3 \times 1 = 624,74 \text{ N}$  / αλυσίδα

$AUS \geq 624,74 \times 10 = 6247,4 \text{ N} = 6,247 \text{ kN}$

Συνεπώς η αλυσίδα C2040 με  $AUS = 10,8 \text{ kN}$  αντέχει τη μεταφορά του φορτίου.

### Επιλογή αλυσοτροχών

Η ταχύτητα κίνησης του αλυσομεταφορέα είναι 0,15 m/sec. Από πίνακα 6 βλέπουμε ότι η ταχύτητα αυτή μπορεί να επιτευχθεί με διαμέτρους αλυσοτροχών από 75mm έως 300mm και αντίστοιχες στροφές του αλυσοτροχού από 10rpm έως 40rpm. Το βήμα του αλυσοτροχού πρέπει να είναι ίδιο με το βήμα της αλυσίδας. Συνεπώς, το βήμα του αλυσοτροχού είναι 1'' ή 25,4mm. Η διάμετρος αναφοράς του αλυσοτροχού που είναι αυτή που δίνεται από τον πίνακα 6, ισούται με:  $D_0 = K \times P$  όπου P το βήμα του αλυσοτροχού και K αριθμός που εξαρτάται από τον αριθμό των δοντιών και δίνεται από τον πίνακα 7.

Για  $D_0 = 75 \div 300 \text{ mm}$  και  $K = D_0/P$  έχω  $K = 2,952 \div 11,81$  και από πίνακα 7  $Z = 9 \div 37$  δόντια. Επιλέγω δόντια κινητήριου και κινούμενου τροχού  $Z = 35$  με  $K = 11,156$  και  $D_0 = 283,36 \text{ mm}$ .

### Επιλογή ηλεκτρομειωτήρα

- Η ταχύτητα κίνησης δίνεται από τον τύπο:

$$V = \pi \times d_0 \times n / 60000$$

$$n = 60000 \times V / (\pi \times d_0)$$

$$n = 10,11 \text{ rpm}$$

- Η ισχύς είναι  $N = T \times V / (n \times 102)$  όπου n ο μηχανικός βαθμός απόδοσης  $n = 0,75$

$$N = 196,01 \times 0,15 / (0,75 \times 102)$$

$$N = 0,38 \text{ kW}$$

$$N = 0,38 \times 1,359 = 0,52 \text{ PS}$$

- Τότε  $M_t = 716,2 \times N \text{ (PS)} / n \Rightarrow M_t = 716,2 \times 0,52 / 10,11 \Rightarrow M_t = 37 \text{ kpm}$

- Η διάμετρος της κινητήριας ατράκτου είναι:  $D=(5,1 \times M_i(\text{krmm})/6)^{1/3}$   
 $D=31,56\text{mm}$

Λόγω χαμηλής ποιότητας χάλυβα αξόνων λαμβάνω  $D=50\text{mm}$ .

Η μετάδοση κίνησης από τον ηλεκτρομειωτήρα στον κινητήριο άξονα γίνεται όπως είπαμε με χρήση αλυσίδας. Η επιπλέον μείωση που επιτυγχάνουμε με αυτήν την αλυσομετάδοση είναι  $i=2 \Rightarrow n_1/n_2=2$  με  $n_1$  η ταχύτητα του ηλεκτρομειωτήρα και  $n_2$  η ταχύτητα του κινητήριου άξονα.

Συνεπώς χρειαζόμαστε ηλεκτρομειωτήρα με  $N=0,38 \text{ kW}$ , στρεπτική ροπή  $M=180,63\text{Nm}$  και στροφές στην έξοδο αυτού  $n=20,22\text{rpm}$ . Επιλέγουμε από κατάλογο της SEW τον R67DT80N4 με  $N=0,75\text{kW}$ ,  $n_1=19\text{rpm}$  και  $f_B=1,55$ . Ο παραπάνω ηλεκτρομειωτήρας αποτελείται από μειωτήρα σειράς R με μετωπικούς τροχούς με ελικοειδείς οδόντες, μεγέθους 67, που επιτυγχάνει μείωση  $i=74,17$  και αποδίδει μέγιστη ροπή  $M=385\text{Nm}$  και κινητήρα τύπου DT, τετραπολικό με μέγεθος 80N. Ο κινητήρας θα παραγγεληθεί με inverter για να επιτύχουμε ομαλές εκκινήσεις και σταματήματα.

### Επιλογή αλυσομετάδοσης

Συνεπώς έχουμε στην έξοδο του κινητήρα  $n_1=19 \text{ rpm}$  και  $i$  αλυσομετάδοσης  $i=19/10,11 \Rightarrow i=1,87$

Η ισχύς που αποδίδει ο κινητήρας είναι  $0,75 \text{ kW}$

- Η ισχύς με βάση την οποία θα καθορίσουμε την αλυσίδα και τους αλυσοτροχούς της αλυσομετάδοσης δίνεται από τον τύπο:

$$P_c = P \times SF \text{ με SF1 τον συντελεστή λειτουργίας.}$$

Με χρήση του πίνακα 8 κάνουμε την κατηγοριοποίηση του φορτίου (load classification) και διαπιστώνουμε ότι το είδος του φορτίου μας είναι σταθερό (steady load).

Χρησιμοποιούμε τον πίνακα 9 για τον καθορισμό του συντελεστή SF1 και έχουμε  $SF1=1,0$ .

Συνεπώς  $P_c = 0,75 \times 1,0 = 0,75 \text{ kW}$ . Το περιβάλλον λειτουργίας δεν είναι ιδιαίτερα δυσμενές για αυτό δεν λαμβάνεται υπόψιν ο συντελεστής SF2 που έχει να κάνει με τις συνθήκες περιβάλλοντος. Λαμβάνοντας υπόψιν ότι θα χρησιμοποιηθεί διπλή αλυσίδα μετάδοσης κίνησης λόγω μικρού χώρου και επειδή θέλουμε η λειτουργία της αλυσομετάδοσης να είναι χωρίς θόρυβο, από πίνακα 11 έχω  $P_c = 0,75/1,7 = 0,44 \text{ kW}$ .

Συνεπώς από πίνακα 10 με  $P_c=0,44\text{kW}$  και  $n=19 \text{ rpm}$  έχουμε αλυσίδα  $15,875 \text{ mm}$  ή  $5/8''$ .

- Από πίνακα 12 για ισχύ  $0,44\text{kW}$  και  $19 \text{ rpm}$  έχουμε αριθμό δοντιών μικρού τροχού  $Z=12$  και αριθμό δοντιών μεγάλου τροχού  $Z=1,87 \times 12 = 22,44$ . Στρογγυλοποιώ στα  $Z=23$  δόντια.

### Έδραση ατράκτων.

Η έδραση των ατράκτων θα γίνει με χρήση εδράνων κύλισης. Κάθε άτρακτος θα εδράζεται σε δύο ρουλεμάν, ένα σταθερό και ένα ελεύθερο. Θα χρησιμοποιηθούν βαρελοειδή έδρανα κύλισης που μπορούν να παραλάβουν πέραν των πολύ μεγάλων ακτινικών φορτίων, αξονικά φορτία προς τις δύο κατευθύνσεις φόρτισης και είναι κατάλληλα για μικρές ταχύτητες.

Η επιλογή των ρουλεμάν θα γίνει βάσει της διαμέτρου του άξονα. Η διάμετρος του κινητήριου και του κινούμενου άξονα στους σταθμούς 3 και 4 είναι  $\Phi=50\text{mm}$ . Βάσει του καταλόγου εδράνων κύλισης (bearing units) της SKF, επιλέγω plummer block

roller bearing units. Για 50 mm άτρακτο επιλέγω το SYT 50 F. Ο πίνακας επιλογής φαίνεται παρακάτω.

Plummer block roller bearing units, SKF ConCentra									
Dimensions					Basic load ratings		Limiting speed	Mass	Designation
d <sub>a</sub>	A	H	H <sub>1</sub>	L	dynamic	static	r/min	C <sub>0</sub>	-
					C				
mm					kN				
35	60	110	60	205	86,5	85	4300	3,4	SYT 35 F
35	60	110	60	205	86,5	85	6300	3,4	SYT 35 FTS
35	60	110	60	205	86,5	85	4300	3,4	SYT 35 L
35	60	110	60	205	86,5	85	6300	3,4	SYT 35 LTS
40	60	114	60	205	96,5	90	4000	3,5	SYT 40 F
40	60	114	60	205	96,5	90	6000	3,5	SYT 40 FTS
40	60	114	60	205	96,5	90	4000	3,5	SYT 40 L
40	60	114	60	205	96,5	90	6000	3,5	SYT 40 LTS
45	60	116	60	205	102	98	3600	3,6	SYT 45 F
45	60	116	60	205	102	98	5300	3,6	SYT 45 FTS
45	60	116	60	205	102	98	3600	3,6	SYT 45 L
45	60	116	60	205	102	98	5300	3,6	SYT 45 LTS
50	70	129	70	255	104	108	3400	4,8	SYT 50 F
50	70	129	70	255	104	108	5000	4,8	SYT 50 FTS
50	70	129	70	255	104	108	3400	4,8	SYT 50 L
50	70	129	70	255	104	108	5000	4,8	SYT 50 LTS
55	70	135	70	255	125	127	3200	5,4	SYT 55 F
55	70	135	70	255	125	127	4500	5,4	SYT 55 FTS
55	70	135	70	255	125	127	3200	5,4	SYT 55 L
55	70	135	70	255	125	127	4500	5,4	SYT 55 LTS
60	80	150	80	275	193	216	3000	7,0	SYT 60 F
60	80	150	80	275	193	216	4300	7,0	SYT 60 FTS
60	80	150	80	275	193	216	3000	7,0	SYT 60 L
60	80	150	80	275	193	216	4300	7,0	SYT 60 LTS
65	80	157	80	280	193	216	2800	8,0	SYT 65 F

Πίνακας εδράνων κύλισης της SKF

### Σύνδεση ατράκτων με αλυσοτροχούς

Η σύνδεση της ατράκτου με τους αλυσοτροχούς θα γίνει διαφορετικά στον κινητήριο και στον κινούμενο άξονα. Επειδή στον κινητήριο άξονα δεν θέλουμε να επιτραπεί καμία σχετική κίνηση ατράκτου αλυσοτροχού, η σύνδεσή τους θα γίνει με σφήνα. Αντίθετα, στον κινούμενο άξονα θα χρησιμοποιηθεί έδρανο κύλισης.

#### ο Επιλογή σφήνας

Θα γίνει χρήση πρισματικής σφήνας DIN 6885.

Η διάμετρος της κινητήριας ατράκτου είναι d=50mm, και η στρεπτική ροπή σε αυτήν είναι M<sub>t</sub>=36,83 kpm. Από πίνακα 13 για d=50mm επιλέγω σφήνα με b=16mm, h=10mm, t<sub>1</sub>=5mm.

- Έλεγχος αντοχής σφήνας

Η κύρια καταπόνηση της σφήνας είναι από τη δύναμη F, που την καταπονεί σε πίεση επιφάνειας

$$F = 2 \times M_t / d$$

$$F = 2 \times 36,83 \times 1000 / 50$$

$$F = 1473,2 \text{ kp}$$

Η δύναμη F δημιουργεί στην επιφάνεια της σφήνας πίεση p που πρέπει:

$$P \leq P_{\text{επιτ.}} \Rightarrow 4 \times M_t / (d \times h \times l_1) \leq P_{\text{επιτ.}} \Rightarrow l_1 \geq 4 \times M_t / (d \times h \times P_{\text{επιτ.}})$$

Από πίνακα 14 λαμβάνουμε ως  $P_{\text{επιτ.}} = 9 \text{ kp/mm}^2$  και έτσι  $l_1 \geq 32,73\text{mm}$  και  $l_1 = l - b$ ,  
 $l \geq 32,73 + 16 = 48,73 \text{ mm}$

Η σφήνα πρέπει να έχει τυποποιημένο μήκος  $l$  και από τον πίνακα 15  $l = 50\text{mm}$ .

- ο Επιλογή ρουλεμάν

Θα χρησιμοποιηθούν ρουλεμάν βαθείας αύλακος με ασφαλιστικά που δέχονται τόσο εγκάρσια όσο εγκάρσια και αξονικά φορτία. Η επιλογή θα γίνει βάσει της διαμέτρου του άξονα και για διάμετρο  $d = 50\text{mm}$  επιλέγουμε το 62310-2RS1, με εξωτερική διάμετρο 110mm από τον πίνακα 16.

## 5. Σταθμός 5 – Αναμονής της παλέτας πριν το σταθμό περιστροφής

### Περιγραφή

Ο σταθμός 5 αποτελεί την έξοδο της παλέτας από το μηχάνημα περίδεσης και το χώρο αναμονής αυτής πριν την είσοδό της στο σταθμό περιστροφής. Η μεταφορά γίνεται με τέσσερις αλυσίδες. Ο ηλεκτρομειωτήρας είναι τοποθετημένος κάτω από τον αλυσομεταφορέα. Λόγω γειτνίασης του σταθμού με σταθμό που περιστρέφεται δεν είναι δυνατή η τοποθέτηση του κινητήριου τροχού του σταθμού να προηγείται του κινούμενου τροχού του επόμενου σταθμού για να διασφαλιστεί η ομαλή, χωρίς πτώση, μετάβαση της παλέτας από τον ένα σταθμό στον άλλο. Αντί αυτής της διαρρύθμισης, η ασφαλής μεταφορά της παλέτας επιτυγχάνεται με την χρήση πνευματικών κυλίνδρων στην άκρη των οποίων έχει προστεθεί συγκολλητά μια αλυσοκίνηση. Ο πνευματικός κύλινδρος σπρώχνει την αλυσοκίνηση όταν είναι να γίνει η μεταφορά της παλέτας από τον ένα σταθμό στον άλλο. Όταν η αλυσοκίνηση βρίσκεται σε πλήρη έκταση καλύπτει την επιφάνεια ανάμεσα στους δύο σταθμούς. Η αλυσοκίνηση αυτή, μήκους 500mm δεν έχει κινητήρα παρά κινείται με την κίνηση της παλέτας. Είναι προφανές, λόγω της ύπαρξης των κυλίνδρων, ότι οι τροχοί στην άκρη του συγκεκριμένου σταθμού δεν μπορούν να είναι τοποθετημένοι πάνω σε άξονα παρά είναι συγκολλητοί στην σιδηροκατασκευή, μικρότερης διαμέτρου σε σχέση με προηγούμενα αλλά εντός των προβλεπόμενων ορίων ώστε να περιοριστεί η εμφάνιση του φαινομένου του πολυγώνου. Ο κινητήριος τροχός είναι τοποθετημένος κάτω από το επίπεδο μεταφοράς και παίρνει κίνηση από τον ηλεκτρομειωτήρα, που βρίσκεται επίσης κάτω από τον αλυσομεταφορέα, με αλυσίδες επιτυγχάνοντας περαιτέρω μείωση στροφών. Υπάρχουν τροχοί αλλαγής κατεύθυνσης για να μην ακουμπά η αλυσίδα στον ηλεκτρομειωτήρα. Η απόσταση  $a$  μεταξύ των κέντρων των τροχών (κινητήριου - κινούμενου) είναι 2129,5mm. Όπως έχει ειπωθεί η παλέτα έχει μήκος 1100mm, όμως εδώ έχουμε δύο επιπλέον προβλήματα που αυξάνουν την απόσταση των κέντρων. Το πρώτο είναι η ύπαρξη των μικρότερων τροχών που τοποθετούνται συγκολλητά και το δεύτερο η ύπαρξη του πνευματικού κυλίνδρου που χρειάζεται επιπλέον χώρο ανάπτυξης. Η ακρίβεια του μήκους εξηγείται από τη γενική τοπολογία του εργοστασίου. Ο μεταφορέας βρίσκεται σε ύψος 1000mm όπως προηγούμενα.

### Επιλογή αλυσίδας

Όπως αναφέρθηκε και στην εισαγωγή οι αλυσίδες που θα χρησιμοποιηθούν είναι της εταιρείας REGINA.

#### 1. Καθορισμός είδους εφαρμογής

Αυτός επιτυγχάνεται με χρήση του πίνακα 1. Από τις κατηγορίες που φαίνονται στον πίνακα αυτή που αντιστοιχεί στη δική μας μεταφορά είναι η G: βιομηχανική κίνηση. Πιο συγκεκριμένα οι αλυσίδες που θα χρησιμοποιηθούν είναι οι straight sideplates. Το βήμα της αλυσίδας θα είναι διπλό για να εξασφαλιστεί η καλύτερη μεταφορά της παλέτας. Η μορφή των παραπάνω αλυσίδων φαίνεται στο σχήμα 1.

## 2. Καθορισμός της τάσης που ασκείται στην αλυσίδα

Η αρχική εκτίμηση στις τάσης της αλυσίδας θα γίνει χωρίς να υπολογιστεί το βάρος της αλυσίδας. Έτσι έχουμε:

- i.  $T = f_2 \times P$  με  $f_2$  τον συντελεστή τριβής που για αλυσίδες του τύπου που επιλέχθηκε και με λίπανση αυτών είναι  $f_2 = 0,23$  (Πίνακας 2).

Συνεπώς

$$T = 0,23 \times 850 = 195,5 \text{ kg}$$

$$T = 9,807 \times 195,5 = 1917,26 \text{ N}$$

- ii. Τάση / αλυσίδα =  $T / 4 = 1917,26 / 4 = 479,315 \text{ N}$

- iii. Η τάση σχεδιασμού  $T_d = T \times SF \times KV$

με SF συντελεστής λειτουργίας και

KV συντελεστής ταχύτητας

Από πίνακα 3 SF=1,3 και από πίνακα 4 KV= 1,0

$$\text{Άρα } T_d = 479,315 \times 1,3 \times 1,0 = 623,1 \text{ N}$$

## 3. Το φορτίο λειτουργίας

$$\text{Είναι } WL = AUS / SF$$

με AUS: μέση τάση θραύσης και

SF: συντελεστής ασφαλείας για αλυσίδα από

ανοξείδωτο ατσάλι SF=10

$$\text{Θέλω } WL \geq T_d \equiv AUS / SF \geq T_d \equiv AUS \geq T_d \times SF$$

$$\text{Άρα } AUS \geq 623,1 \times 10 = 6231 \text{ N}$$

Άρα από τον πίνακα 4 έχουμε αλυσίδα C2040 με βήμα 1'' και τάση θραύσης 10,8kN.

4. Για επαλήθευση συνυπολογίζουμε και το βάρος της αλυσίδας και η τάση δίνεται από τον παρακάτω τύπο:

$$T = f_2 \times (M + 2 \times C) \times L \text{ με } M: \text{ βάρος υλικού / μέτρο } M = 850 / 2,1295 = 399,15 \text{ kg/m}$$

$$C: \text{ βάρος αλυσίδας / μέτρο } C = 0,5 \text{ kg/m}$$

$$L: \text{ μήκος μεταφορέα } L = 2129,5 \text{ mm} = 2,1295 \text{ m}$$

$$\text{Άρα } T = 0,23 \times (399,15 \text{ kg/m} + 2 \times 0,5 \text{ kg/m}) \times 2,1295 \text{ m}$$

$$T = 195,98 \text{ kg}$$

$$T = 195,98 \times 9,807 = 1922,04 \text{ N}$$

$$\text{Τάση / αλυσίδα} = 1922,04 / 4 = 408,51 \text{ N}$$

$$\text{Τάση σχεδιασμού } T_d = 408,51 \times 1,3 \times 1 = 624,66 \text{ N / αλυσίδα}$$

$$AUS \geq 624,66 \times 10 = 6246,6 \text{ N} = 6,2466 \text{ kN}$$

Συνεπώς η αλυσίδα C2040 με AUS=10,8 kN αντέχει την μεταφορά του φορτίου.

## Επιλογή αλυσοτροχών

Η ταχύτητα κίνησης του αλυσομεταφορέα είναι 0,15m/sec. Από πίνακα 6 βλέπουμε ότι η ταχύτητα αυτή μπορεί να επιτευχθεί με διαμέτρους αλυσοτροχών από 75mm έως 300mm και αντίστοιχες στροφές του αλυσοτροχού από 10rpm έως 40rpm. Το βήμα του αλυσοτροχού πρέπει να είναι ίδιο με το βήμα της αλυσίδας. Συνεπώς το βήμα του αλυσοτροχού είναι 1'' ή 25,4 mm. Η διάμετρος αναφοράς του αλυσοτροχού που είναι αυτή που δίνεται από τον πίνακα 6 ισούται με:  $D_0 = K \times P$  όπου P το βήμα του



αλυστροχού και K αριθμός που εξαρτάται από τον αριθμό των δοντιών και δίνεται από τον πίνακα 7.

Για  $D_0=75\div 300\text{mm}$  και  $K=D_0/P$  έχω  $K=2,952\div 11,81$  και από πίνακα 7  $Z=9\div 37$  δόντια. Επιλέγω δόντια κινητήριου και κινούμενου τροχού  $Z=35$  με  $K=11,156$  και  $D_0=283,36\text{mm}$ . Στο σταθμό αυτό, όπως αναφέρθηκε και στην περιγραφή, στο επίπεδο μεταφοράς θα τοποθετηθούν μικρότεροι τροχοί. Αυτοί οι τροχοί μπορούν να έχουν οποιοδήποτε αριθμό δοντιών από 9 έως 37. Θέλω να διατηρήσω όμως την απόσταση μεταξύ των σταθμών μικρή και παράλληλα να ελαττώσω την εμφάνιση του φαινομένου του πολυγώνου. Άρα επιλέγω τόσο για τους τροχούς στο επίπεδο μεταφοράς όσο και για αυτούς της αλλαγής κατεύθυνσης  $Z=16$  με  $D_0=K \times P$  με  $K=5,126$  από πίνακα 7 για  $Z=16$  και  $D_0=5,126 \times 25,4 = 130,2\text{mm}$ .

### Επιλογή ηλεκτρομειωτήρα

- Η ταχύτητα κίνησης δίνεται από τον τύπο:  
$$V = \pi \times d_0 \times n / 60000$$
$$n = 60000 \times V / (\pi \times d_0)$$
$$n = 10,11 \text{ rpm}$$
- Η ισχύς είναι  $N = T \times V / (n \times 102)$  όπου n ο μηχανικός βαθμός απόδοσης  $n=0,75$   
$$N = 195,98 \times 0,15 / (0,75 \times 102)$$
$$N = 0,38 \text{ kW}$$
$$N = 0,38 \times 1,359 = 0,52 \text{ PS}$$
- Τότε  $M_t = 716,2 \times N \text{ (PS)} / n \Rightarrow M_t = 716,2 \times 0,52 / 10,11 \Rightarrow M_t = 36,99 \text{ kpm}$
- Η διάμετρος της κινητήριας ατράκτου είναι  $D = (5,1 \times M_t \text{ (Nmm)}) / 6^{1/3}$   
$$D = 31,56 \text{ mm}$$

Λόγω χαμηλής ποιότητας χάλυβα αξόνων λαμβάνω  $D=50\text{mm}$ .

Η μετάδοση κίνησης από τον ηλεκτρομειωτήρα στον κινητήριο άξονα γίνεται όπως είπαμε με χρήση αλυσίδας. Η επιπλέον μείωση που επιτυγχάνουμε με αυτήν την αλυσομετάδοση είναι  $i=2 \Rightarrow n_1/n_2=2$  με  $n_1$  η ταχύτητα του ηλεκτρομειωτήρα και  $n_2$  η ταχύτητα του κινητήριου άξονα.

Συνεπώς, χρειάζομαι ηλεκτρομειωτήρα με  $N=0,38\text{kW}$ , στρεπτική ροπή  $M=180,63\text{Nm}$  και στροφές στην έξοδο αυτού  $n=20,22\text{rpm}$ . Επιλέγουμε από τον κατάλογο της SEW τον R67DT80N4 με  $N=0,75\text{kW}$ ,  $n_1=19\text{rpm}$  και  $f_B=1,55$ . Ο παραπάνω ηλεκτρομειωτήρας αποτελείται από μειωτήρα σειράς R με μετωπικούς τροχούς με ελικοειδείς οδόντες, μεγέθους 67, που επιτυγχάνει μείωση  $i=74,17$  και αποδίδει μέγιστη ροπή  $M=385\text{Nm}$  και κινητήρα τύπου DT, τετραπολικό με μέγεθος 80N. Ο κινητήρας θα παραγγελθεί με inverter για να επιτύχουμε ομαλές εκκινήσεις και σταματήματα.

### Επιλογή αλυσομετάδοσης

Συνεπώς έχουμε στην έξοδο του ηλεκτρομειωτήρα  $n_1=19 \text{ rpm}$  και  $i$  αλυσομετάδοσης  $i=19/10,11 \Rightarrow i=1,87$

Η ισχύς που αποδίδει ο κινητήρας είναι  $0,75 \text{ kW}$

- Η ισχύς με βάση την οποία θα καθορίσουμε την αλυσίδα και τους αλυσοτροχούς της αλυσομετάδοσης δίνεται από τον τύπο:  
$$P_c = P \times SF1 \text{ με } SF1 \text{ τον συντελεστή λειτουργίας}$$

Με χρήση του πίνακα 8 κάνουμε την κατηγοριοποίηση του φορτίου (load classification) και διαπιστώνουμε ότι το είδος του φορτίου μας είναι σταθερό (steady load).

Χρησιμοποιούμε τον πίνακα 9 για τον καθορισμό του συντελεστή SF1 και έχουμε SF1=1,0.

Συνεπώς  $P_c = 0,75 \times 1,0 = 0,75 \text{ kW}$ . Το περιβάλλον λειτουργίας δεν είναι ιδιαίτερα δυσμενές για αυτό δεν λαμβάνεται υπόψιν ο συντελεστής SF2 που έχει να κάνει με τις συνθήκες περιβάλλοντος. Λαμβάνοντας υπόψιν ότι θα χρησιμοποιηθεί διπλή αλυσίδα μετάδοσης κίνησης λόγω έλλειψης χώρου και επειδή θέλουμε η λειτουργία της αλυσομετάδοσης να είναι χωρίς θόρυβο από πίνακα 11 έχω  $P_c = 0,75/1,7 = 0,44 \text{ kW}$ .

Συνεπώς από πίνακα 10 με  $P_c = 0,44 \text{ kW}$  και  $n = 19 \text{ rpm}$  έχουμε αλυσίδα 15,875 mm ή 5/8”.

- Από πίνακα 12 για ισχύ 0,44kW και 19rpm έχουμε αριθμό δοντιών μικρού τροχού  $Z = 12$  και αριθμό δοντιών μεγάλου τροχού  $Z = 1,87 \times 12 = 22,44$ . Στρογγυλοποιώ στα  $Z = 23$  δόντια.

### Έδραση ατράκτων.

Η έδραση των ατράκτων θα γίνει με χρήση εδράνων κυλίσεως. Κάθε άτρακτος θα εδράζεται σε δύο ρουλεμάν, ένα σταθερό και ένα ελεύθερο. Θα χρησιμοποιηθούν βαρελοειδή έδρανα κύλισης που μπορούν να παραλάβουν πέραν των πολύ μεγάλων ακτινικών φορτίων, αξονικά φορτία προς τις δύο κατευθύνσεις φόρτισης και είναι κατάλληλα για μικρές ταχύτητες.

Η επιλογή των ρουλεμάν θα γίνει βάσει της διαμέτρου του άξονα. Η διάμετρος του κινητήριου και του κινούμενου άξονα στο σταθμό 5 είναι  $\Phi = 50 \text{ mm}$ . Βάσει του καταλόγου εδράνων κύλισης (bearing units) της SKF, επιλέγω plummer block roller bearing units. Για 50 mm άτρακτο επιλέγω το SYT 50 F. Ο πίνακας επιλογής φαίνεται παρακάτω.

Plummer block roller bearing units, SKF ConCentra									
Dimensions					Basic load ratings		Limiting speed	Mass	Designation
d <sub>a</sub>	A	H	H <sub>1</sub>	L	dynamic	static			
					Mm				
					kN		r/min	kg	-
35	60	110	60	205	86,5	85	4300	3,4	SYT 35 F
35	60	110	60	205	86,5	85	6300	3,4	SYT 35 FTS
35	60	110	60	205	86,5	85	4300	3,4	SYT 35 L
35	60	110	60	205	86,5	85	6300	3,4	SYT 35 LTS
40	60	114	60	205	96,5	90	4000	3,5	SYT 40 F
40	60	114	60	205	96,5	90	6000	3,5	SYT 40 FTS
40	60	114	60	205	96,5	90	4000	3,5	SYT 40 L
40	60	114	60	205	96,5	90	6000	3,5	SYT 40 LTS
45	60	116	60	205	102	98	3600	3,6	SYT 45 F
45	60	116	60	205	102	98	5300	3,6	SYT 45 FTS
45	60	116	60	205	102	98	3600	3,6	SYT 45 L
45	60	116	60	205	102	98	5300	3,6	SYT 45 LTS
50	70	129	70	255	104	108	3400	4,8	SYT 50 F
50	70	129	70	255	104	108	5000	4,8	SYT 50 FTS
50	70	129	70	255	104	108	3400	4,8	SYT 50 L
50	70	129	70	255	104	108	5000	4,8	SYT 50 LTS
55	70	135	70	255	125	127	3200	5,4	SYT 55 F
55	70	135	70	255	125	127	4500	5,4	SYT 55 FTS
55	70	135	70	255	125	127	3200	5,4	SYT 55 L
55	70	135	70	255	125	127	4500	5,4	SYT 55 LTS
60	80	150	80	275	193	216	3000	7,0	SYT 60 F
60	80	150	80	275	193	216	4300	7,0	SYT 60 FTS

## Σύνδεση ατράκτων με αλυσοτροχούς

Η σύνδεση της ατράκτου με τους αλυσοτροχούς θα γίνει διαφορετικά στον κινητήριο και στον κινούμενο άξονα. Επειδή στον κινητήριο άξονα δεν θέλουμε να επιτραπεί καμία σχετική κίνηση ατράκτου αλυσοτροχού η σύνδεσή τους θα γίνει με σφήνα. Αντίθετα, στον κινούμενο άξονα θα χρησιμοποιηθεί έδρανο κύλισης.

### ο Επιλογή σφήνας

Θα γίνει χρήση πρισματικής σφήνας DIN 6885.

Η διάμετρος της κινητήριας ατράκτου είναι  $d=50\text{mm}$ , και η στρεπτική ροπή σε αυτήν είναι  $M_t= 36,83 \text{ kpm}$ .

Από τον πίνακα 13 για  $d=50\text{mm}$  επιλέγω σφήνα με  $b=16\text{mm}$ ,  $h = 10\text{mm}$ ,  $t_1=5\text{mm}$ .

### • Έλεγχος αντοχής σφήνας

Η κύρια καταπόνηση της σφήνας είναι από την δύναμη  $F$  που την καταπονεί σε πίεση επιφάνειας.

$$F= 2 \times M_t/d$$
$$F= 2 \times 36,83 \times 1000/50$$
$$F=1473,2 \text{ kp}$$

Η δύναμη αυτή ασκείται στην επιφάνεια της σφήνας προκαλώντας πίεση  $p$  που πρέπει:

$$P \leq P_{\text{επιτ.}} \Rightarrow 4 \times M_t / (dxhx l_1) \leq P_{\text{επιτ.}} \Rightarrow l_1 \geq 4 \times M_t / (dxhx P_{\text{επιτ.}})$$

Από πίνακα 14 λαμβάνουμε ως  $P_{\text{επιτ.}} = 9 \text{ kp/mm}^2$  και έτσι  $l_1 \geq 32,73\text{mm}$  και  $l_1= l-b$ ,  $l \geq 32,73+16=48,73 \text{ mm}$

Η σφήνα πρέπει να έχει τυποποιημένο μήκος  $l$  και από τον πίνακα 15:  $l=50\text{mm}$ .

### ο Επιλογή ρουλεμάν

Θα χρησιμοποιηθούν ρουλεμάν βαθείας αύλακος με ασφαλιστικά που δέχονται τόσο εγκάρσια όσο εγκάρσια και αξονικά φορτία. Η επιλογή θα γίνει λόγω διαμέτρου και για διάμετρο  $d=50\text{mm}$  επιλέγουμε το 62310-2RS1, με εξωτερική διάμετρο  $110 \text{ mm}$  από πίνακα 16.

## Επιλογή πνευματικών κυλίνδρων

Όπως έχει ειπωθεί θα τοποθετηθούν δύο πνευματικοί κύλινδροι που θα έχουν στην μία άκρη συγκολλημένη μια αλυσοκίνηση. Χρησιμοποιούνται ώστε με την έκτασή τους να καλύπτουν το κενό μεταξύ των δύο σταθμών. Οι πνευματικοί κύλινδροι είναι όπως προαναφέρθηκε της εταιρείας FESTO και για την επιλογή τους θα χρησιμοποιηθεί πρόγραμμα προεπιλογής που δίνεται από την εταιρεία. Το πρόγραμμα ακολουθείται από προσομοίωση της επιλογής που έγινε. Τα βήματα δίνονται στους παρακάτω πίνακες:

Festo ProPneu - Version 4.2.10.2004

File Edit View Options Help

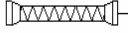
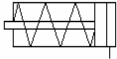
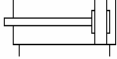
Exit Open Save Print Results diagrams Language Info...


## Select drive category

**Double acting cylinder**  
Cylinders for every application

- ▶ Festo has a wealth of ideas to offer
- ▶ Standard cylinders, short stroke cylinders, compact cylinders...
- ▶ Festo can always supply the right solution

Please select the category of drive you want to simulate below

- Festo Fluidic Muscle  

- Single acting piston-rod cylinder  

- Double acting cylinder  




Intro

**Drive category**

System parameters

Selection and simulation

Project data

Parts list

← →

Copyright © Festo AG & Co. KG 1996-2004 Page 2 Drive category

έναρξη Περιγραφές μερών.d... ProPneu EN 11:49 πμ

Festo ProPneu - Version 4.2.10.2004

File Edit View Options Help

Exit Open Save Print Results diagrams Language Info...

### System parameters - Select main settings here.

**Desired positioning time** Try to achieve a positioning time of exactly:  s

with throttle valve

**Initial cylinder parameters**

Required stroke:  mm

Alignment angle:  deg

Direction of movement:  Extend  Retract

**Air supply and tubing**

Air supply pressure:  bar

Tubing length:  m (Air supply > valve)

Valve > cylinder:  m

**Load settings**

Moving mass:  kg

Additional thrust

Additional friction

← →

Copyright © Festo AG & Co. KG 1996-2004 Page 3 | System parameters | Component overview and simulation setup

έναρξη Περιγραφή μερών.d... ProPneu EN 11:49 πμ

Festo pneumatic cylinders. - a wealth of ideas for every application

### Festo pneumatic cylinders, - a wealth of ideas

Part no.	Type	Thread	Stroke [mm]
14925	DNU-32-PPV-A-S26	1/8	1..2000
14926	DNU-40-PPV-A-S26	1/4	1..2000
14187	DNU-40-PPV-A-S2	1/4	1..2000
14927	DNU-50-PPV-A-S26	1/4	1..2000
14188	DNU-50-PPV-A-S2	1/4	1..2000
14928	DNU-63-PPV-A-S26	3/8	1..2000
14189	DNU-63-PPV-A-S2	3/8	1..2000
14929	DNU-80-PPV-A-S26	3/8	1..2000
14190	DNU-80-PPV-A-S2	3/8	1..2000
14191	DNU-100-PPV-A-S2	1/2	1..2000
14930	DNU-100-PPV-A-S26	1/2	1..2000
11893	DSN-20-PPV-S2	1/8	1..320
11894	DSN-25-PPV-S2	1/8	1..500
33375	DSNU-20-PPV-A-S2	1/8	1..320
33376	DSNU-25-PPV-A-S2	1/8	1..500
151154	DZH-20-PPV-A-S2	1/8	1..320
151153	DZH-25-PPV-A-S2	1/8	1..500
151772	DZH-32-PPV-A-S2	1/8	1..1000
151773	DZH-40-PPV-A-S2	1/4	1..1000
151774	DZH-50-PPV-A-S2	1/4	1..1000
151775	DZH-63-PPV-A-S2	3/8	1..1000

Adjustable end position cushioning (PPV)

Rodless linear drive units ONLY

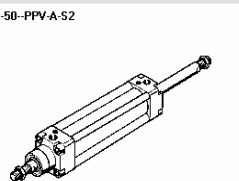
Double ended piston rod (S2) ONLY

Non-rotating ONLY

Selected piston diameter:

Stroke length:  mm

**DNU-50-PPV-A-S2**



As per DIN ISO 6431, with profile cylinder barrel, for proximity sensing, with adjustable cushioning at both ends.

33 records found  Cancel  OK

As per DIN ISO 6431, with profile cylinder barrel, for proximity sensing, with adjustable cushioning at both ends.

Minimum required piston diameter  Always display image

mm

έναρξη Περιγραφή μερών.d... ProPneu EN 11:54 πμ

Festo ProPneu - Version 4.2.10.2004

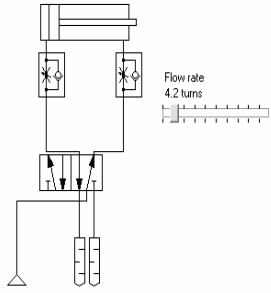
File Edit View Options Help

Exit Open Save Print Results diagrams Language Info...

### Valve/tube/fittings selection

#### System simulation

Please select the component(s) by clicking on the corresponding label or image below.



Flow rate  
4.2 turns

Cylinder	1x DNU-50-300-PPV-A-S2
<input type="checkbox"/> Shock absorber	
Flow control valve	GRLA-1/4-QS-6-D
Tubing [Cyl. > Valve]	PUN-6x1-BL
Valve	CPE18-M3H-5/5S-1/4
Tubing [air supply > valve]	PUN-H-4x0,75-DUO
<input checked="" type="checkbox"/> Silencer	U -1/4

Total positioning time	3,02 s
Average speed	0,1 m/s
Impact speed	0,09 m/s
Max. speed	0,15 m/s
Kinetic impact energy	0,13 J
Mean flow speed	34,96 m/s
Minimum air consumption	3,5118 l
PPV settings	20 % ..

→ Simulating... Results diagrams

Copyright © Festo AG & Co. KG 1996-2004 Page 4 Selection and simulation

έναρξη Περιγραφή μερών.d... ProPneu EN 11:55 πμ

Festo ProPneu - Version 4.2.10.2004

File Edit View Options Help

Exit Open Save Print Results diagrams Language Info...

### Parts list - table of selected products

	Type	Article designation	Length	Quantity	
1	14188	DNU-50-PPV-A-S2	Cylinder	300 mm	1
2	163791	CPE18-M3H-5/5S-1/4	Valve		1
3	2316	U -1/4	Silencer		2
4	193146	GRLA-1/4-QS-6-D	Flow control valve		2
5	197396	PUN-H-4x0,75-DUO	Tubing	1 m	2
6	159664	PUN-6x1-BL	Tubing	1 m	2
7	13972	CRCN-1/4-PK-4	Fitting		1
8	153003	QS-1/4-6	Fitting		2

Parts list export

Export current parts list to a file

Copyright © Festo AG & Co. KG 1996-2004 Page 6 Parts list

έναρξη Περιγραφή μερών.d... ProPneu EN 11:55 πμ

## 6. Σταθμός 6 – Περιστροφή της παλέτας

### Περιγραφή

Στο σταθμό 6 η κίνηση είναι σύνθετη, αποτελείται από την περιστροφή της παλέτας κατά 90 μοίρες προς τα αριστερά ή προς τα δεξιά και τη μεταφορά της.

Η μεταφορά επιτυγχάνεται με χρήση τεσσάρων αλυσίδων. Ο ηλεκτρομειωτήρας που δίνει κίνηση στον κινητήριο τροχό βρίσκεται κάτω από τον αλυσομεταφορέα. Εξαιτίας της περιστροφής του σταθμού και της γειτνίασής του με άλλους δύο που φέρουν τους πνευματικούς κυλίνδρους δεν είναι δυνατή η τοποθέτηση του κινητήριου τροχού κατά μήκος του αλυσομεταφορέα. Αντί αυτού ο κινητήριος τροχός τοποθετείται κάτω από το επίπεδο μεταφοράς και η κίνηση δίνεται σε αυτόν από τον ηλεκτρομειωτήρα με αλυσίδες προκαλώντας μείωση στρωφών. Στο επίπεδο μεταφοράς τοποθετούνται συγκολλητά μικρότεροι τροχοί ώστε να εξασφαλιστεί η μικρότερη δυνατή απόσταση μεταξύ των σταθμών. Υπάρχουν τροχοί αλλαγής κατεύθυνσης για την αποφυγή της επαφής των αλυσίδων με τον ηλεκτρομειωτήρα και τα λοιπά μηχανικά μέρη.

Η περιστροφή επιτυγχάνεται με χρήση ρουλεμάν. Περιστρέφεται ολόκληρος ο μεταφορέας με τον ηλεκτρομειωτήρα του. Την κίνηση για την περιστροφή δίνει κινητήρας συνδεδεμένος με μειωτήρα που βρίσκεται εκτός του σταθμού. Η κίνηση μεταδίδεται από τον μειωτήρα με χρήση αλυσίδας που είναι συνδεδεμένη με το ρουλεμάν. Η σύνδεση επιτυγχάνεται με τοποθέτηση τροχού γύρω από την εξωτερική επιφάνεια του ρουλεμάν. Η αλυσίδα δεν περιστρέφεται γύρω από τον κινούμενο τροχό αλλά έχουμε συνδέσει τις δύο άκρες της με αυτόν. Κάθε κίνηση που δίνει ο κινητήρας μεταφράζεται σε περιστροφή κατά 90 μοίρες αριστερά ή δεξιά. Ο μειωτήρας για το λόγο αυτό πρέπει να κινείται και προς τις δύο κατευθύνσεις ωρολογιακά και ανθωρολογιακά για αυτό, όπως θα σημειωθεί και παρακάτω, θα είναι τύπου S. Κίνηση δίνεται από τον κινητήρα στον μειωτήρα με χρήση ιμάντα προκαλώντας περαιτέρω μείωση. Η απόσταση  $a$  μεταξύ των τροχών του επιπέδου μεταφοράς είναι 1200 mm και το ύψος του μεταφορέα από το έδαφος είναι 1000mm.

### A. Μεταφορά

#### Επιλογή αλυσίδας

Όπως αναφέρθηκε και στην εισαγωγή γίνεται χρήση αλυσίδων της REGINA

#### 1. Καθορισμός είδους εφαρμογής

Με βάση των πίνακα 1 που παρατέθηκε παραπάνω χρησιμοποιούμε αλυσίδες βιομηχανικής μεταφοράς, τύπος εφαρμογής G. Πιο συγκεκριμένα χρησιμοποιούμε αλυσίδες straight sideplates με διπλό βήμα για να εξασφαλίσουμε την καλύτερη μεταφορά της παλέτας. Η μορφή των παραπάνω αλυσίδων φαίνεται στο σχήμα 1.

#### 2. Καθορισμός της τάσης που ασκείται στην αλυσίδα

Η αρχική εκτίμηση της τάσης της αλυσίδας γίνεται χωρίς να υπολογιστεί το βάρος της αλυσίδας.

- i.  $T=f_2 \times P$  με  $f_2$  τον συντελεστή τριβής που από πίνακα 2  $f_2=0,23$  και  $P$  το βάρος της παλέτας με  $P = 850 \text{ kg}$   
 $T = 0,23 \times 850 = 195,5 \text{ kg}$   
 $T = 9,807 \times 195,5 = 1917,26 \text{ N}$
- ii. Τάση / αλυσίδα =  $T/4 = 1917,26 / 4 = 479,31 \text{ N}$

iii. Η τάση σχεδιασμού  $T_d = T \times SF \times KV$

Με  $SF = 1,3$  από πίνακα 3 και  $KV = 1,0$  από πίνακα 4

Άρα  $T_d = 479,31 \times 1,3 \times 1,0 = 623,1 \text{ kg}$

3. Το φορτίο λειτουργίας είναι  $WL = AUS/SF$

Με  $AUS$ : μέση τάση θραύσης και

$SF$ : συντελεστής ασφαλείας  $SF=10$  για ανοξειδωτο ατσάλι

Θέλω  $WL \geq T_d \Rightarrow AUS/SF \geq T_d \Rightarrow AUS \geq T_d \times SF \Rightarrow AUS \geq 623,11 \times 10 = 6231,1 \text{ N}$

Άρα από τον πίνακα 5 έχουμε αλυσίδα C2040 με βήμα 1'' και τάση θραύσης 10,8kN.

4. Για επαλήθευση συνυπολογίζουμε και το βάρος της αλυσίδας και η τάση δίνεται από τον παρακάτω τύπο:

$T=f_2 \times (M+2 \times C) \times L$  με  $M$ : βάρος υλικού / μέτρο  $M=850/1,2=708,33 \text{ kg/m}$

$C$ : βάρος αλυσίδας/ μέτρο  $C=0,5 \text{ kg/m}$

$L$ : μήκος μεταφορέα  $L=1200 \text{ mm}=1,2 \text{ m}$

Άρα  $T=0,23 \times (708,33 \text{ kg/m} + 2 \times 0,5 \text{ kg/m}) \times 1,2 \text{ m}$

$T=195,77 \text{ kg}$

$T=195,77 \times 9,807 = 1919,96 \text{ N}$

Τάση / αλυσίδα =  $1919,96/4=479,99 \text{ N}$

Τάση σχεδιασμού  $T_d=479,99 \times 1,3 \times 1=623,98 \text{ N/ αλυσίδα}$

$AUS \geq 623,98 \times 10 = 6239,8 \text{ N} = 6,239 \text{ kN}$

Συνεπώς η αλυσίδα C2040 με  $AUS=10,8 \text{ kN}$  αντέχει τη μεταφορά του φορτίου.

#### Επιλογή αλυστροχών

Η ταχύτητα κίνησης του αλυσομεταφορέα είναι 0,15 m/sec. Από πίνακα 6 βλέπουμε ότι αυτή μπορεί να επιτευχθεί με διαμέτρους αλυστροχών από 75mm έως 300mm και αντίστοιχες στροφές του αλυστροχού από 10rpm έως 40rpm. Το βήμα του αλυστροχού ταυτίζεται με αυτό της αλυσίδας, άρα το βήμα του αλυστροχού είναι 1'' ή 25,4mm. Η διάμετρος αναφοράς του αλυστροχού ισούται με  $D_0 = K \times P$  όπου  $P$  το βήμα του αλυστροχού και  $K$  ένας αριθμός που σχετίζεται με τον αριθμό των δοντιών και δίνεται από τον πίνακα 7.

Για  $D_0=75 \div 300 \text{ mm}$  έχω  $K=2,952 \div 11,81$  και από πίνακα 7  $Z=9 \div 37$ . Επιλέγω δόντια κινητήριου αλυστροχού  $Z=35$  με  $K=11,156$  και  $D_0=283,36 \text{ mm}$ . Οι τροχοί που βρίσκονται στο επίπεδο μεταφοράς καθώς και οι τροχοί αλλαγής κατεύθυνσης επιλέγονται με  $Z=16$  και  $K=5,126$  από τον πίνακα 7 και  $D_0=5,126 \times 25,4 = 130,20 \text{ mm}$ .

#### Επιλογή ηλεκτρομειωτήρα

- Η ταχύτητα κίνησης δίνεται από τον τύπο:

$$V = \pi \times d_0 \times n / 60000$$

$$n = 60000 \times V / (\pi \times d_0)$$



$$n=10,11 \text{ rpm}$$

- Η ισχύς είναι  $N = T \times V / (n \times 102)$  όπου  $n$  ο μηχανικός βαθμός απόδοσης  $n=0,75 \Rightarrow$

$$N=195,77 \times 0,15 / (0,75 \times 102)$$

$$N=0,38 \text{ kW}$$

$$N=0,38 \times 1,359=0,52 \text{ PS}$$

- Τότε  $M_t = 716,2 \times N \text{ (PS)} / n \Rightarrow M_t = 716,2 \times 0,52 / 10,11 \Rightarrow M_t = 36,83 \text{ Nm}$
- Η διάμετρος της κινητήριας ατράκτου είναι  $D = (5,1 \times M_t \text{ (Nm)} / 6)^{1/3}$

$$D=31,51 \text{ mm}$$

Λόγω χαμηλής ποιότητας χάλυβα αξόνων λαμβάνω  $D=50 \text{ mm}$ .

Η μετάδοση κίνησης από τον ηλεκτρομειωτήρα στον κινητήριο άξονα γίνεται όπως είπαμε με χρήση αλυσίδας. Η επιπλέον μείωση που επιτυγχάνουμε με αυτήν την αλυσομετάδοση είναι  $i=2 \Rightarrow n_1/n_2=2$  με  $n_1$  η ταχύτητα του ηλεκτρομειωτήρα και  $n_2$  η ταχύτητα του κινητήριου άξονα.

Συνεπώς, χρειάζομαι ηλεκτρομειωτήρα με  $N=0,38 \text{ kW}$ , στρεπτική ροπή  $M=180,63 \text{ Nm}$  και στροφές στην έξοδο αυτού  $n=20,22 \text{ rpm}$ . Επιλέγουμε από κατάλογο της SEW τον R67DT80N4 με  $N=0,75 \text{ kW}$ ,  $n_1=19 \text{ rpm}$  και  $f_B=1,55$ . Ο παραπάνω ηλεκτρομειωτήρας αποτελείται από μειωτήρα σειράς R με μετωπικούς τροχούς με ελικοειδείς οδόντες, μεγέθους 67, που επιτυγχάνει μείωση  $i=74,17$  και αποδίδει μέγιστη ροπή  $M=385 \text{ Nm}$  και κινητήρα τύπου DT, τετραπολικό με μέγεθος 80N. Ο ηλεκτρομειωτήρας θα παραγγελθεί με inverter για να επιτύχουμε ομαλές εκκινήσεις και σταματήματα.

### Επιλογή αλυσομετάδοσης

Συνεπώς έχουμε στην έξοδο του κινητήρα  $n_1=19 \text{ rpm}$  και  $i$  αλυσομετάδοσης  $i=19/10,11 \Rightarrow i=1,87$

Η ισχύς που αποδίδει ο κινητήρας είναι  $0,75 \text{ kW}$

- Η ισχύς με βάση την οποία θα καθορίσουμε την αλυσίδα και τους αλυσοτροχούς της αλυσομετάδοσης δίνεται από τον τύπο:

$$P_c = P \times SF1 \text{ με } SF1 \text{ τον συντελεστή λειτουργίας}$$

Με χρήση του πίνακα 8 κάνουμε την κατηγοριοποίηση του φορτίου (load classification) και διαπιστώνουμε ότι το είδος του φορτίου μας είναι σταθερό (steady load).

Χρησιμοποιούμε τον πίνακα 9 για τον καθορισμό του συντελεστή SF1 και έχουμε  $SF1=1,0$ .

Συνεπώς  $P_c = 0,75 \times 1,0 = 0,75 \text{ kW}$ . Το περιβάλλον λειτουργίας δεν είναι ιδιαίτερα δυσμενές για αυτό δεν λαμβάνεται υπόψιν ο συντελεστής SF2 που έχει να κάνει με τις συνθήκες περιβάλλοντος. Λαμβάνοντας υπόψιν ότι θα χρησιμοποιηθεί διπλή αλυσίδα μετάδοσης κίνησης λόγω έλλειψης χώρου και επειδή θέλουμε η λειτουργία της αλυσομετάδοσης να είναι χωρίς θόρυβο από πίνακα 11 έχω  $P_c=0,75/1,7=0,44 \text{ kW}$ . Συνεπώς από πίνακα 10 με  $P_c=0,44 \text{ kW}$  και  $n=19 \text{ rpm}$  έχουμε αλυσίδα  $15,875 \text{ mm}$  ή  $5/8''$ .

- Από πίνακα 12 για ισχύ  $0,44$  και στροφές  $19 \text{ rpm}$  έχουμε αριθμό δοντιών μικρού τροχού  $Z=12$  και αριθμό δοντιών μεγάλου τροχού  $Z=1,87 \times 12 = 22,44$ . Στρογγυλοποιώ στα  $Z=23$  δόντια.

## Έδραση ατράκτου

Η έδραση της ατράκτου θα γίνει με χρήση εδράνων κύλισης. Κάθε άτρακτος θα εδράζεται σε δύο ρουλεμάν, ένα σταθερό και ένα ελεύθερο. Θα χρησιμοποιηθούν βαρελοειδή έδρανα κύλισης που μπορούν να παραλάβουν πέραν των πολύ μεγάλων ακτινικών φορτίων, αξονικά φορτία προς τις δύο κατευθύνσεις φόρτισης και είναι κατάλληλα για μικρές ταχύτητες.

Η επιλογή των ρουλεμάν θα γίνει βάσει της διαμέτρου του άξονα. Η διάμετρος του κινητήριου άξονα στο σταθμό 6 είναι  $\Phi=50\text{mm}$ . Βάσει του καταλόγου των εδράνων κύλισης ( bearing units) της SKF, επιλέγω plummer block roller bearing units. Για 50 mm άτρακτο επιλέγω το SYT 50 F. Ο πίνακας επιλογής φαίνεται παρακάτω.

Plummer block roller bearing units, SKF ConCentra										
Dimensions					Basic load ratings		Limiting speed	Mass	Designation	
					dynamic	static				
$d_a$	A	H	$H_1$	L	C		$C_0$			
mm					kN		r/min	kg	-	
35	60	110	60	205	86,5	85	4300	3,4	SYT 35 F	
35	60	110	60	205	86,5	85	6300	3,4	SYT 35 FTS	
35	60	110	60	205	86,5	85	4300	3,4	SYT 35 L	
35	60	110	60	205	86,5	85	6300	3,4	SYT 35 LTS	
40	60	114	60	205	96,5	90	4000	3,5	SYT 40 F	
40	60	114	60	205	96,5	90	6000	3,5	SYT 40 FTS	
40	60	114	60	205	96,5	90	4000	3,5	SYT 40 L	
40	60	114	60	205	96,5	90	6000	3,5	SYT 40 LTS	
45	60	116	60	205	102	98	3600	3,6	SYT 45 F	
45	60	116	60	205	102	98	5300	3,6	SYT 45 FTS	
45	60	116	60	205	102	98	3600	3,6	SYT 45 L	
45	60	116	60	205	102	98	5300	3,6	SYT 45 LTS	
50	70	129	70	255	104	108	3400	4,8	SYT 50 F	
50	70	129	70	255	104	108	5000	4,8	SYT 50 FTS	
50	70	129	70	255	104	108	3400	4,8	SYT 50 L	
50	70	129	70	255	104	108	5000	4,8	SYT 50 LTS	
55	70	135	70	255	125	127	3200	5,4	SYT 55 F	
55	70	135	70	255	125	127	4500	5,4	SYT 55 FTS	
55	70	135	70	255	125	127	3200	5,4	SYT 55 L	
55	70	135	70	255	125	127	4500	5,4	SYT 55 LTS	
60	80	150	80	275	193	216	3000	7,0	SYT 60 F	
60	80	150	80	275	193	216	4300	7,0	SYT 60 FTS	
60	80	150	80	275	193	216	3000	7,0	SYT 60 L	
60	80	150	80	275	193	216	4300	7,0	SYT 60 LTS	
65	80	157	80	280	193	216	2800	8,0	SYT 65 F	

Πίνακας εδράνων κύλισης της SKF

## Σύνδεση ατράκτου με αλυσοτροχούς

Η σύνδεση της κινητήριας ατράκτου με τους αλυσοτροχούς θα γίνει με χρήση σφήνας, επειδή στον κινητήριο άξονα δεν θέλουμε να επιτραπεί καμία σχετική κίνηση ατράκτου αλυσοτροχού.

- ο Επιλογή σφήνας

Θα γίνει χρήση πρισματικής σφήνας DIN 6885.

Η διάμετρος της κινητήριας ατράκτου είναι  $d=50\text{mm}$ , και η στρεπτική ροπή σε αυτήν είναι  $M_t=36,83 \text{ kpm}$ . Από πίνακα 13 για  $d=50\text{mm}$  επιλέγω σφήνα με  $b=16\text{mm}$ ,  $h=10\text{mm}$ ,  $t_1=5\text{mm}$ .

- Έλεγχος αντοχής σφήνας

Η κύρια καταπόνηση της σφήνας είναι σε πίεση επιφάνειας από την δύναμη F:

$$F = 2 \times M_t / d$$

$$F = 2 \times 36,83 \times 1000 / 50$$

$$F = 1473,2 \text{ kp}$$

Η δύναμη αυτή δημιουργεί πίεση p στην επιφάνεια της σφήνας και πρέπει:

$$P \leq P_{\text{επιτ.}} \Rightarrow 4 \times M_t / (d \times h \times l_1) \leq P_{\text{επιτ.}} \Rightarrow l_1 \geq 4 \times M_t / (d \times h \times P_{\text{επιτ.}})$$

Από πίνακα 14 λαμβάνουμε ως  $P_{\text{επιτ.}} = 9 \text{ kp/mm}^2$  και έτσι  $l_1 \geq 32,73 \text{ mm}$  και  $l_1 = l - b$ ,  $l \geq 32,73 + 16 = 48,73 \text{ mm}$

Η σφήνα πρέπει να έχει τυποποιημένο μήκος l και από τον πίνακα 15  $l = 50 \text{ mm}$ .

## B) Περιστροφή

Στο σημείο αυτό κρίνεται απαραίτητο να γίνει το διάγραμμα του κύκλου λειτουργίας του σταθμού περιστροφής ώστε να υπολογίσουμε πόσος χρόνος υπάρχει διαθέσιμος για την περιστροφή.

### ΚΥΚΛΟΣ ΛΕΙΤΟΥΡΓΙΑΣ ΣΤΑΘΜΟΥ ΠΕΡΙΣΤΡΟΦΗΣ

1. Το πακέτο βρίσκεται στο τέλος του σταθμού 5
2. Οι κύλινδροι του σταθμού 5 σπρώχνουν την βοηθητική αλυσοκίνηση  
 $t_1 = 3 \text{ sec}$
3. Ξεκινά η μεταφορά της παλέτας με  $v = 0,15 \text{ m/sec}$  για  $s = 1,2 \text{ m}$  :  
 $t_2 = 8 \text{ sec}$
4. Οι κύλινδροι τραβούν τη βοηθητική αλυσοκίνηση  
 $t_3 = 3 \text{ sec}$
5. Στροφή της παλέτας  $t_4$
6. Οι κύλινδροι του σταθμού 7 σπρώχνουν τη βοηθητική αλυσοκίνηση  
 $t_5 = 3 \text{ sec}$
7. Η παλέτα ξεκινά με  $v = 0,15 \text{ m/sec}$  για  $s = 1,2 \text{ m}$ :  
 $t_6 = 8 \text{ sec}$
8. Οι κύλινδροι τραβούν τη βοηθητική αλυσοκίνηση  
 $t_7 = 3 \text{ sec}$
9. Στροφή του σταθμού 5 για επαναφορά στην αρχική θέση  $t_8$

Όπως αναφέρθηκε και στην εισαγωγή γίνεται παραγωγή 24 παλετών / ώρα, δηλαδή σε μια ώρα παράγονται 24 παλέτες και κάθε παλέτα χρειάζεται 0,041 ώρες ή 147,5 sec /παλέτα.

Συνεπώς παρατηρούμε ότι :  $t_1 + t_2 + t_3 + t_4 + t_5 + t_6 + t_7 + t_8 = 147,5 \text{ sec}$

$$t_4 + t_8 = 147,5 - 25$$

$$2 \times t_4 = 122,5$$

$$t_4 = 61,25 \text{ sec}$$

Άρα για την κάθε περιστροφή μπορεί να διατεθεί χρόνος 61,25sec. Είναι γνωστό ότι μια ασφαλής τέτοιου είδους περιστροφή μπορεί να επιτευχθεί σε χρόνο περίπου 20 sec. Το χρόνο που απομένει η μηχανή θα παραμένει ακίνητη.

Επιτυγχάνεται στροφή  $90^0$  που αντιστοιχούν σε  $(\pi \times 90/180) \text{ rad}$  ή  $1,57 \text{ rad}$ . Η περιστροφή των  $90^0$  αντιστοιχεί επίσης στο 0,25 του κύκλου. Συνεπώς, η ταχύτητα περιστροφής του σταθμού είναι:

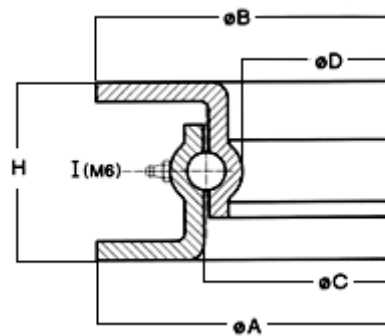
$$n = 0,25 \text{ rounds} \times 60 \text{ sec}/20 \text{ sec} = 0,75 \text{ rpm.}$$

### Επιλογή ρουλεμάν για την περιστροφή

Η περιστροφή όπως είπαμε και παραπάνω επιτυγχάνεται με χρήση ρουλεμάν. Πιο συγκεκριμένα το ρουλεμάν είναι της ιταλικής εταιρείας LA LEONESSA. Η μορφή του ρουλεμάν φαίνεται στο σχήμα 2.

Θα χρησιμοποιηθούν turntable ball bearings. Το βάρος που πρέπει να περιστραφεί είναι το βάρος της παλέτας μαζί με το βάρος της σιδηροκατασκευής. Υπολογίζεται το βάρος της σιδηροκατασκευής 1500 kg και το βάρος της παλέτας 850 kg όπως και προηγούμενα. Συνεπώς συνολικό βάρος προς περιστροφή  $P=1500+850=2350 \text{ kg}$ . Βάσει του βάρους προς περιστροφή  $P$  επιλέγω την  $N$  σειρά και από τον παρακάτω πίνακα έχω το U01N100 με μέγιστο επιτρεπόμενο φορτίο 4500 kg και διάμετρο  $d=1000\text{mm}$ . (Θέλαμε η διάμετρος να είναι μεγάλη για να καλύπτεται το μεγαλύτερο μέρος του μήκους του αλυσομεταφορέα.)

**N-range turntable bearings**



Type	mm					No. greasers	Weight Kg	Axial load Ton.
	H	A	B	C	D			
U01N060	65	600	600	516	490	2	18	1,7
U01N065	65	650	650	568	543	2	20	1,7
U01N070	65	700	700	620	594	2	22	2,2
U01N075	65	750	750	668	640	2	24	2,2
U01N080	65	800	800	718	690	2	26	2,5
U01N085	65	850	850	767	742	2	28	3
U01N090	65	900	900	820	793	2	30	3,5
U01N095	65	950	950	870	843	2	31	3,5
U01N100	65	1000	1000	920	895	2	33	4
U01N105	65	1050	1050	970	945	2	35	4,5

Πίνακας επιλογής ρουλεμάν περιστροφής της LALEONESSA

Η κίνηση στο σταθμό για την περιστροφή δίνεται από κινητήρα εκτός του σταθμού. Ο κινητήρας συνδέεται με μειωτήρα, ο οποίος είναι επίσης εκτός του σταθμού, μέσω ιμάντα και ο μειωτήρας συνδέεται με το σταθμό μέσω αλυσίδας. Η αλυσίδα είναι τοποθετημένη γύρω από τροχό μέσα στον οποίο βρίσκεται το

ρουλεμάν. Η αλυσίδα δεν κάνει πλήρη περιστροφή γύρω από τον τροχό παρά είναι πακτωμένη σε αυτόν σε δύο σημεία.

### Επιλογή κινητήρα

- Η ισχύς περιστροφής δίνεται από τον τύπο:

$$N = P \times v / (102 \times 0,75)$$

Όπου P: το βάρος προς μεταφορά και

v: η γραμμική ταχύτητα περιστροφής του σταθμού,

0,75: ο μηχανικός βαθμός απόδοσης.

- Γραμμική ταχύτητα περιστροφής :

$$v = \omega \times r$$

$$\omega = 2 \times \pi \times n / 60$$

$r = 0,5 \text{ m}$  επειδή η διάμετρος του ρουλεμάν είναι  $d = 1000 \text{ mm}$ .

$$\text{Άρα, } \omega = 2 \times \pi \times 0,75 / 60 = 0,078$$

$$v = 0,078 \times 0,5 = 0,039 \text{ m/sec}$$

$$N = 2350 \times 0,039 / (102 \times 0,75) = 1,19 \text{ kW}$$

$$N = 1,19 \times 1,359 = 1,628 \text{ PS}$$

Ο κινητήρας που επιλέγεται είναι ο DT 90L4 με  $N = 1,5 \text{ kW}$ .

Ο κινητήρας αυτός είναι τύπου DT τετραπολικός με μέγεθος 90L και στροφές εξόδου 1400 rpm.

### Επιλογή αλυσομετάδοσης από πινιόν σε τροχό.

- Επιζητώ σχέση μετάδοσης  $i = 6 \Rightarrow i = n_1 / n_2 \Rightarrow n_1 = i \times n_2 = 6 \times 0,75 = 4,5 \text{ rpm}$ .

Για τη μετάδοση της ισχύος για την περιστροφή θα γίνει χρήση μονής αλυσίδας μετάδοσης κίνησης.

- Για ισχύ  $P = 1,5 \text{ kW}$  και στροφές μικρού τροχού  $n = 4,5$  από πίνακα 10 χρησιμοποιώ αλυσίδα 1'' ή 25,4 mm.

- $i = d_2 / d_1 \Rightarrow d_1 = d_2 / i$ ,  $d_2 = 1000 \text{ mm}$ ,  $\Rightarrow d_1 = 1000 / 6 = 166,66 \text{ mm}$ .

- Όμως  $d_1 = K \times P$ ,  $P = 25,4 \text{ mm}$  και το K δίνεται από πίνακα 7.

$$\text{Άρα } K = 166,66 / 25,4 = 6,561.$$

$$\text{Από πίνακα 7 } Z_1 = 21, K = 6,71 \text{ και } D_0 = 6,71 \times 25,4 = 170,434 \text{ mm}.$$

$$\text{Άρα } i = 1000 / 170,434 = 5,86 \text{ και}$$

$$n_1 = 5,86 \times 0,75 = 4,395 \text{ rpm}$$

$$Z_1 = 21,$$

$$D_0 = 170,34 \text{ mm}$$

$$\text{Διάμετρος τροχού } D_{02} = 6 \times 170,34 = 1022,04$$

$$\text{Αριθμός δοντιών τροχού για } K = 40,23, Z_2 = 126 \text{ δόντια}$$

## Επιλογή μαντοκίνησης

- Η σύνδεση κινητήρα - μειωτήρα θα γίνει με χρήση μιάντα. Μια αρχική εκτίμηση της σχέσης μείωσης της μαντοκίνησης είναι η  $i=1:2$ . Ο κινητήρας ισχύος  $N=1,5$  kW αποδίδει στην έξοδο  $n_1=1400$  rpm.
- Η ισχύς αυτή θα διορθωθεί ώστε να έχουμε την ισχύ σχεδιασμού με χρήση συντελεστών. Έτσι,

$$P_c = P \times C_t \text{ με } C_t = F_f + F_s + F_m$$

- Από πίνακα 17 έχω κλάση κινητήρα 2
- Από πίνακα 18 για κλάση 2 και μεταφορικές μηχανές έχω συντελεστή  $F_s=1,7$
- Από πίνακα 19 έχω  $F_m=0,2$  και  $F_f=0,2$ .

Συνεπώς,  $C_t=2,1$  και η ισχύς σχεδιασμού  $P_c = P \times C_t = 1,5 \times 2,1 = 3,15$  kW

- Από τον πίνακα 20 για  $n=1400$  rpm και design power 3,15 kW διαλέγω μιάντα τύπου SPB
- Από πίνακα 21 για ισχύ 3,15kW και στροφές 1400rpm έχω διάμετρο μικρής τροχαλίας  $d_{1,min}=75$  mm.  
Όμως  $\alpha=38^\circ$  για  $d>190$ mm, συνεπώς επιλέγω  $d_1=190$ mm και  $d_2=2 \times 190=380$ mm
- Βασική ισχύς / μιάντα  
Από πίνακα 22 για  $n=1400$ rpm και  $d=190$ mm  $N_0=11,84$  και η διόρθωση ισχύος/ μιάντα από πίνακα 23 είναι  $\delta N=1,13$ .  
Άρα  $N=11,84+1,13=12,97$  kW
- Αριθμός μάντων  $=3,15/12,97=0,24 \Rightarrow 1$  μιάντας.

Συνεπώς για την μαντοκίνηση έχουμε:

1. τροχαλία SPB 190-02 με taper bush 2517
2. τροχαλία SPB 400-02 με taper bush 3020
3. Ιμάντας Belt Power Plus SPB.

## Επιλογή μειωτήρα

Η σχέση μετάδοσης που επιτυγχάνεται με την μαντοκίνηση είναι:

$$i_{12} = n_1/n_2 = 2 \Rightarrow \\ n_2 = 1400/2 = 700 \text{ rpm.}$$

- Ο μειωτήρας που θέλουμε πρέπει να έχει στην είσοδό του στροφές  $n_1=700$ rpm και στην έξοδο του  $n_2=4,395$ rpm. Συνεπώς, πρέπει να εκτελέσει μείωση  $i=700/4,395=159,27$
- Η στρεπτική ροπή που πρέπει να αποδίδει ο μειωτήρας είναι  $M_t = 716,2 \times 1,5 \times 1,359/4,395 = 332,18$  Nm.

Από πίνακα της SEW επιλέγω μειωτήρα τύπου S και συγκεκριμένα των S67 AD με στροφές εξόδου 4,4rpm και μέγιστη στρεπτική ροπή  $M=560$ Nm.

Ο παραπάνω μειωτήρας είναι τύπου S με μετωπικούς οδοντωτούς τροχούς με παράλληλους οδόντες, μέγεθος 67.

## Σταθμός 7 – Αναμονής των παλετών πριν τη βύθισή τους

### Περιγραφή

Ο σταθμός αυτός αποτελεί χώρο αναμονής των παλετών πριν την είσοδο στο σταθμό όπου γίνεται η βύθισή τους στο σιλικονούχο νερό. Στον επόμενο σταθμό οι παλέτες βυθίζονται ανά δύο. Συνεπώς, ο σταθμός αυτός μεταφέρει την πρώτη παλέτα κατά διάστημα 1200mm, σταματά, περιμένει την επόμενη παλέτα να εισέλθει και μεταφέρει και τις δύο προς τον επόμενο σταθμό. Η μεταφορά επιτυγχάνεται με τέσσερις αλυσίδες. Λόγω γειτνίασης του σταθμού με τον προηγούμενο που εκτελεί περιστροφική κίνηση και τον επόμενο που εκτελεί κάθοδο είναι αδύνατη η τοποθέτηση του κινητήριου και του κινούμενου άξονα με του τροχούς τους κατά μήκος του επιπέδου μεταφοράς. Αντίθετα, ο κινητήριος άξονας τοποθετείται κάτω από τον μεταφορέα. Κίνηση σε αυτόν δίνει ηλεκτρομειωτήρας, που είναι επίσης τοποθετημένος κάτω από τον μεταφορέα, με αλυσίδα μετάδοσης επιτυγχάνοντας περαιτέρω μείωση. Τοποθετούνται κατά μήκος του επιπέδου μεταφοράς συγκολλητά τροχοί μικρότερης διαμέτρου αλλά εντός των επιτρεπτών ορίων ώστε να ελαττωθεί το φαινόμενο του πολυγώνου. Στην πλευρά γειτνίασης του σταθμού με το σταθμό βύθισης είναι δυνατή η τοποθέτηση των τροχών, του προηγούμενου και του επόμενου σταθμού, με εμπλεκόμενο τρόπο όπως προηγούμενα εξαιτίας της αποκλειστικά κατακόρυφης κίνησης του επόμενου σταθμού. Έτσι, δεν αντιμετωπίζεται πρόβλημα πτώσης της παλέτας. Αντίθετα, στην πλευρά που ο σταθμός συνορεύει με τον σταθμό περιστροφής είναι απαραίτητη, για την αποφυγή της πτώσης της παλέτας, η χρήση πνευματικού κυλίνδρου που συγκολλητά στην άκρη του θα είναι συνδεδεμένη μια αλυσοκίνηση μήκους 500mm. Ο κύλινδρος αυτός όταν η παλέτα θα διασχίζει τον κενό χώρο μεταξύ των δύο σταθμών θα σπρώχνει την αλυσοκίνηση και η παλέτα θα κινείται πάνω σε αυτή. Η απόσταση των κέντρων  $a$  των τροχών (κινητήριου κινούμενου) είναι 4500mm. Μήκος που σχετίζεται με το μήκος των δύο παλετών 2200 mm, μια απόσταση ασφαλείας μεταξύ τους περίπου 300mm και ελεύθερου χώρου αριστερά και δεξιά των παλετών. Υπάρχουν επίσης τροχοί αλλαγής κατεύθυνσης για την αποφυγή της επαφής των αλυσίδων με τα μηχανικά μέρη του μεταφορέα και για την πρόσδοση κατάλληλης κατεύθυνσης στις αλυσίδες. Ο μεταφορέας είναι τοποθετημένος σε ύψος 1000mm από την επιφάνεια του εδάφους όπως προηγούμενα.

### Επιλογή αλυσίδας

Όπως ειπώθηκε και στην εισαγωγή οι αλυσίδες που θα χρησιμοποιηθούν είναι της εταιρείας REGINA.

#### 1. Καθορισμός είδους εφαρμογής

Με βάση τον πίνακα 1 που παρατέθηκε παραπάνω χρησιμοποιούμε αλυσίδες βιομηχανικής μεταφοράς με τύπο εφαρμογής: G. Πιο συγκεκριμένα χρησιμοποιούμε αλυσίδες straight sideplates. Επιλέγουμε αυτές που έχουν διπλό βήμα για να εξασφαλίσουμε την καλύτερη μεταφορά της παλέτας. Η μορφή των παραπάνω αλυσίδων φαίνεται στο σχήμα 1.

## 2. Καθορισμός της τάσης που ασκείται στην αλυσίδα

Όπως και παραπάνω η αρχική εκτίμηση στις τάσης της αλυσίδας θα γίνει χωρίς να υπολογιστεί το βάρος της αλυσίδας. Έτσι έχουμε:

- i.  $T = f_2 \times P$  με  $f_2$  τον συντελεστή τριβής που είναι για αλυσίδες του τύπου που επιλέχθηκε και με λίπανση αυτών  $f_2 = 0,23$  (Πίνακας 2).

Το βάρος προς μεταφορά για το σταθμό αυτό είναι ίσο με το βάρος δύο παλετών  $\Rightarrow P = 850 \times 2 = 1700 \text{ kg}$ .

Συνεπώς  $T = 0,23 \times 1700 = 391 \text{ kg}$

$$T = 9,807 \times 391 = 3834,53 \text{ N}$$

- ii. Τάση / αλυσίδα =  $T / 4 = 3834,53 / 4 = 958,63 \text{ N}$

- iii. Η τάση σχεδιασμού  $T_d = T \times SF \times KV$

με SF: συντελεστής λειτουργίας από πίνακα 3  $SF = 1,3$

και KV: συντελεστής ταχύτητας με  $KV = 1,0$  από πίνακα 4

Άρα  $T_d = 958,63 \times 1,3 \times 1,0 = 1246,22 \text{ kg}$

## 3. Το φορτίο λειτουργίας είναι $WL = AUS / SF$

με AUS: μέση τάση θραύσης και

SF: συντελεστής ασφαλείας για αλυσίδα από ανοξείδωτο ατσάλι  $SF = 10$

$$\Theta\acute{\epsilon}\lambda\omega \quad WL \geq T_d \equiv AUS / SF \geq T_d \equiv AUS \geq T_d \times SF$$

$$\text{Άρα } AUS \geq 1246,22 \times 10 = 12462,2$$

$$AUS \geq 12,426 \text{ kN}$$

Άρα από τον πίνακα 5 έχουμε αλυσίδα C2050H με βήμα  $1 \frac{1}{4}''$  και τάση θραύσης  $18,65 \text{ kN}$ .

## 4. Για επαλήθευση συνυπολογίζουμε και το βάρος της αλυσίδας και η τάση δίνεται από τον παρακάτω τύπο:

$$T = f_2 \times (M + 2 \times C) \times L \text{ με } M: \text{ βάρος υλικού / μέτρο } M = 1700 / 4,5 = 377,77 \text{ kg/m}$$

$$C: \text{ βάρος αλυσίδας / μέτρο } C = 1,03 \text{ kg/m}$$

$$L: \text{ μήκος μεταφορά } L = 4500 \text{ mm} = 4,5 \text{ m}$$

$$\text{Άρα } T = 0,23 \times (377,77 \text{ kg/m} + 2 \times 1,03 \text{ kg/m}) \times 4,5 \text{ m}$$

$$T = 393,13 \text{ kg}$$

$$T = 393,13 \times 9,807 = 3855,44 \text{ N}$$

$$\text{Τάση / αλυσίδα} = 3855,44 / 4 = 963,86 \text{ N}$$

$$\text{Τάση σχεδιασμού } T_d = 963,86 \times 1,3 \times 1 = 1253,02 \text{ N / αλυσίδα}$$

$$AUS \geq 1253,02 \times 10 = 12530,2 \text{ N} = 12,530 \text{ kN}$$

Παρατηρούμε ότι η αλυσίδα C2050H αντέχει το φορτίο προς μεταφορά.

## Επιλογή αλυσοτροχών

Η ταχύτητα κίνησης του αλυσομεταφορέα είναι  $0,15 \text{ m/sec}$ . Από πίνακα 6 βλέπουμε ότι η ταχύτητα αυτή μπορεί να επιτευχθεί με διαμέτρους αλυσοτροχών από  $75 \text{ mm}$  έως  $300 \text{ mm}$  και αντίστοιχες στροφές του αλυσοτροχού από  $10 \text{ rpm}$  έως  $40 \text{ rpm}$ . Το βήμα του αλυσοτροχού πρέπει να είναι ίδιο με το βήμα της αλυσίδας. Συνεπώς το βήμα του αλυσοτροχού είναι  $1 \frac{1}{4}''$  ή  $31,75 \text{ mm}$ . Η διάμετρος αναφοράς του αλυσοτροχού, που είναι αυτή που δίνεται από τον πίνακα 6 ισούται με:  $D_0 = K \times P$  όπου  $P$  το βήμα του αλυσοτροχού και  $K$  αριθμός που εξαρτάται από τον αριθμό των δοντιών και δίνεται από τον πίνακα 7.



Για  $D_0=75\div 300$  mm και  $K=D_0/P$  έχω  $K=2,362\div 9,448$  και από πίνακα 7  $Z=8\div 30$  δόντια. Επιλέγω δόντια κινητήριου τροχού  $Z=30$  με  $K=9,567$  και  $D_0=303,75$ . Εδώ όπως αναφέρθηκε και στην περιγραφή στο επίπεδο μεταφοράς θα τοποθετηθούν μικρότεροι τροχοί. Αυτοί οι τροχοί μπορούν να έχουν οποιοδήποτε αριθμό δοντιών από 9 έως 37. Θέλω να διατηρήσω όμως την απόσταση μεταξύ των σταθμών μικρή ενώ παράλληλα να ελαττώσω την εμφάνιση του φαινομένου του πολυγώνου. Άρα επιλέγω τόσο για τους τροχούς στην επιφάνεια μεταφοράς όσο και για αυτούς της αλλαγής κατεύθυνσης  $Z=12$  με  $D_0=K \times P$  και  $K$  από πίνακα 7  $K=3,864$   
Έτσι:  $D_0=3,864 \times 31,75=122,68$  mm

### Επιλογή ηλεκτρομειωτήρα

- Η ταχύτητα κίνησης δίνεται από τον τύπο:  

$$V=\pi \times d_0 \times n/60000$$

$$n = 60000 \times V / (\pi \times d_0 )$$

$$n=9,431 \text{ rpm}$$
- Η ισχύς είναι  $N = T \times V / (n \times 102)$  όπου  $n$  ο μηχανικός βαθμός απόδοσης  $n=0,75$   

$$N=393,15 \times 0,15/(0,75 \times 102)$$

$$N=0,77 \text{ kW}$$

$$N=0,77 \times 1,359=1,047 \text{ PS}$$
- Τότε  $M_t=716,2 \times N \text{ (PS)}/n \Rightarrow M_t=716,2 \times 1,047/9,431 \Rightarrow M_t=79,55 \text{ kpm}$
- Η διάμετρος της κινητήριας ατράκτου είναι  $D=(5,1 \times M_t(Nmm)/6)^{1/3}$   
 $D=40,74\text{mm}$

Λόγω χαμηλής ποιότητας χάλυβα αξόνων λαμβάνω  $D=60\text{mm}$ .

Η μετάδοση κίνησης από τον ηλεκτρομειωτήρα στον κινητήριο άξονα γίνεται όπως είπαμε με χρήση αλυσίδας. Η επιπλέον μείωση που επιτυγχάνουμε με αυτήν την αλυσομετάδοση είναι  $i=2 \Rightarrow n_1/n_2=2$  με  $n_1$  η ταχύτητα του ηλεκτρομειωτήρα και  $n_2$  η ταχύτητα του κινητήριου άξονα.

Συνεπώς για τη μεταφορά είναι απαραίτητος ηλεκτρομειωτήρας με ισχύ  $N=0,77\text{kW}$ , στροφές  $n=18,862\text{rpm}$  και στρεπτική ροπή  $M=389,87\text{Nm}$ . Από τον κατάλογο της SEW επιλέγω τον R87DT90L4 ισχύος  $N=1,5\text{kW}$ , μέγιστης στρεπτικής ροπής  $M=830\text{Nm}$ , σχέσης μετάδοσης μειωτήρα  $i=81,92$ , με συντελεστή ασφαλείας  $f_B=1,85$  και στροφές εξόδου  $n=17\text{rpm}$ .

Ο ηλεκτρομειωτήρας αυτός έχει μειωτήρα τύπου R με μετωπικούς οδοντωτούς τροχούς με ελικοειδή δόντια, μέγεθος 87 και κινητήρα τύπου DT, τετραπολικό, μεγέθους 90L.

Ο ηλεκτρομειωτήρας θα παραγγελθεί με inverter για να επιτύχουμε ομαλές εκκινήσεις και σταματήματα του μεταφορέα.

### Επιλογή αλυσομετάδοσης

Συνεπώς έχουμε στην έξοδο του κινητήρα  $n_1=17$  rpm και  $i$  αλυσομετάδοσης  $i=17/9,431 \Rightarrow i=1,802$

Η ισχύς που αποδίδει ο κινητήρας είναι  $1,5 \text{ kW}$

- Η ισχύς με βάση την οποία θα καθορίσουμε την αλυσίδα και τους αλυσοτροχούς της αλυσομετάδοσης δίνεται από τον τύπο:

$$P_c = P \times SF1 \text{ με SF1 τον συντελεστή λειτουργίας}$$

Με χρήση του πίνακα 8 κάνουμε την κατηγοριοποίηση του φορτίου (load classification) και διαπιστώνουμε ότι το είδος του φορτίου μας είναι σταθερό (steady load). Χρησιμοποιούμε τον πίνακα 9 για τον καθορισμό του συντελεστή SF1 και έχουμε SF1=1,0.

Συνεπώς  $P_c = 1,5 \times 1,0 = 1,5 \text{ kW}$ . Το περιβάλλον λειτουργίας δεν είναι ιδιαίτερα δυσμενές για αυτό δεν λαμβάνεται υπόψιν ο συντελεστής SF2 που έχει να κάνει με τις συνθήκες περιβάλλοντος. Λαμβάνοντας υπόψιν ότι θα χρησιμοποιηθεί διπλή αλυσίδα μετάδοσης κίνησης, λόγω έλλειψης χώρου και επειδή θέλουμε η λειτουργία της αλυσομετάδοσης να είναι χωρίς θόρυβο, από πίνακα 11 έχω  $P_c = 1,5/1,7 = 0,88 \text{ kW}$ . Από πίνακα 10 για  $P_c = 0,88 \text{ kW}$  και  $n=17 \text{ rpm}$  έχουμε αλυσίδα 19,05 mm ή  $\frac{3}{4}$  ”.

- Από πίνακα 24 για ισχύ  $N=0,88 \text{ kW}$  και στροφές  $n=17 \text{ rpm}$  έχουμε αριθμό δοντιών μικρού τροχού  $Z=15$  και αριθμό δοντιών μεγάλου τροχού  $Z_2=1,8 \times 15 = 27$ ,  $Z_2=27$  δόντια.

### Έδραση ατράκτων.

Η έδραση της κινητήριας ατράκτου θα γίνει με χρήση εδράνων κύλισης. Θα εδράζεται σε δύο ρουλεμάν, ένα σταθερό και ένα ελεύθερο. Θα χρησιμοποιηθούν βαρελοειδή έδρανα κύλισης που μπορούν να παραλάβουν πέραν των πολύ μεγάλων ακτινικών φορτίων, αξονικά φορτία προς τις δύο κατευθύνσεις φόρτισης και είναι κατάλληλα για μικρές ταχύτητες.

Η επιλογή των ρουλεμάν θα γίνει βάσει της διαμέτρου του άξονα. Η διάμετρος του κινητήριου άξονα στο σταθμό 7 είναι  $\Phi=60 \text{ mm}$ . Βάσει του καταλόγου εδράνων κύλισης (bearing units) της SKF επιλέγω plummer block roller bearing units. Για 60mm άτρακτο επιλέγω το SYT 60 F. Ο πίνακας επιλογής φαίνεται παρακάτω.

Plummer block roller bearing units, SKF ConCentra									
Dimensions					Basic load ratings		Limiting speed	Mass	Designation
d <sub>a</sub>	A	H	H <sub>1</sub>	L	dynamic	static			
					C		C <sub>0</sub>		
mm					kN		r/min	kg	-
35	60	110	60	205	86,5	85	4300	3,4	SYT 35 F
35	60	110	60	205	86,5	85	6300	3,4	SYT 35 FTS
35	60	110	60	205	86,5	85	4300	3,4	SYT 35 L
35	60	110	60	205	86,5	85	6300	3,4	SYT 35 LTS
40	60	114	60	205	96,5	90	4000	3,5	SYT 40 F
40	60	114	60	205	96,5	90	6000	3,5	SYT 40 FTS
40	60	114	60	205	96,5	90	4000	3,5	SYT 40 L
40	60	114	60	205	96,5	90	6000	3,5	SYT 40 LTS
45	60	116	60	205	102	98	3600	3,6	SYT 45 F
45	60	116	60	205	102	98	5300	3,6	SYT 45 FTS
45	60	116	60	205	102	98	3600	3,6	SYT 45 L
45	60	116	60	205	102	98	5300	3,6	SYT 45 LTS
50	70	129	70	255	104	108	3400	4,8	SYT 50 F
50	70	129	70	255	104	108	5000	4,8	SYT 50 FTS
50	70	129	70	255	104	108	3400	4,8	SYT 50 L
50	70	129	70	255	104	108	5000	4,8	SYT 50 LTS
55	70	135	70	255	125	127	3200	5,4	SYT 55 F
55	70	135	70	255	125	127	4500	5,4	SYT 55 FTS
55	70	135	70	255	125	127	3200	5,4	SYT 55 L
55	70	135	70	255	125	127	4500	5,4	SYT 55 LTS
60	80	150	80	275	193	216	3000	7,0	SYT 60 F
60	80	150	80	275	193	216	4300	7,0	SYT 60 FTS
60	80	150	80	275	193	216	3000	7,0	SYT 60 L
60	80	150	80	275	193	216	4300	7,0	SYT 60 LTS
65	80	157	80	280	193	216	2800	8,0	SYT 65 F

Πίνακας εδράνων κύλισης της SKF

## Σύνδεση ατράκτων με αλυσοτροχούς

Στο σταθμό αυτό έχουμε μόνο έναν άξονα τον κινητήριο. Οι υπόλοιποι τροχοί είναι τοποθετημένοι συγκολλητά στην σιδηροκατασκευή. Η σύνδεση της κινητήριας ατράκτου με τους αλυσοτροχούς θα γίνει με χρήση σφήνας, διότι δεν θέλουμε να επιτραπεί καμία σχετική κίνηση μεταξύ της ατράκτου και του αλυσοτροχού.

### ο Επιλογή σφήνας

Θα γίνει χρήση πρισματικής σφήνας DIN 6885.

Η διάμετρος της κινητήριας ατράκτου είναι  $d=60\text{mm}$ , και η στρεπτική ροπή σε αυτήν είναι  $M_t=79,55\text{krm}$ . Από τον πίνακα 13 για  $d=60\text{mm}$  επιλέγω σφήνα με  $b=18\text{mm}$ ,  $h=11\text{mm}$ ,  $t_1=6\text{mm}$

#### • Έλεγχος αντοχής σφήνας

Η σφήνα καταπονείται κυρίως σε πίεση επιφάνειας λόγω της δύναμης  $F$  που ασκείται σε αυτή.

$$F = 2 \times M_t / d$$
$$F = 2 \times 79,55 \times 1000 / 60$$
$$F = 2651,66 \text{ kp}$$

Η παραπάνω δύναμη δημιουργεί, όπως είπαμε, πίεση  $P$  στην επιφάνεια της σφήνας που πρέπει:

$$P \leq P_{\text{επιτ.}} \Rightarrow 4 \times M_t / (d \times h \times l_1) \leq P_{\text{επιτ.}} \Rightarrow l_1 \geq 4 \times M_t / (d \times h \times P_{\text{επιτ.}})$$

Από πίνακα 14 λαμβάνουμε ως  $P_{\text{επιτ.}} = 9 \text{ kp/mm}^2$  και έτσι  $l_1 \geq 53,56\text{mm}$  και  $l_1 = l - b$ ,  $l \geq 53,56 + 18 = 71,56 \text{ mm}$

Η σφήνα πρέπει να έχει τυποποιημένο μήκος  $l$  και από τον πίνακα 15  $l=80\text{mm}$ .

## Επιλογή πνευματικών κυλίνδρων

Όπως έχει ειπωθεί και στην εισαγωγή θα τοποθετηθούν δύο πνευματικοί κύλινδροι που θα έχουν στη μία άκρη συγκολλημένη αλυσίδα. Χρησιμοποιούνται ώστε με την έκτασή τους να καλύπτουν το κενό μεταξύ των δύο σταθμών. Οι πνευματικοί κύλινδροι είναι όπως προαναφέρθηκε της εταιρείας FESTO και για την επιλογή τους θα χρησιμοποιηθεί πρόγραμμα προεπιλογής που δίνεται από την εταιρεία. Το πρόγραμμα ακολουθείται από προσομοίωση της επιλογής που έγινε. Τα βήματα δίνονται στους παρακάτω πίνακες:

Festo ProPneu - Version 4.2.10.2004

File Edit View Options Help

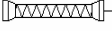
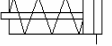
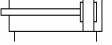
Exit Open Save Print Results diagrams Language Info..


### Select drive category

**Double acting cylinder**  
Cylinders for every application

- ▶ Festo has a wealth of ideas to offer
- ▶ Standard cylinders, short stroke cylinders, compact cylinders...
- ▶ Festo can always supply the right solution

Please select the category of drive you want to simulate below

- Festo Fluidic Muscle  

- Single acting piston-rod cylinder  

- Double acting cylinder  




← →

Copyright © Festo AG & Co. KG 1996-2004 | Page 2 | Drive category

έναρξη Περιγραφή μερών.d... ProPneu EN 11:49 πμ

Festo ProPneu - Version 4.2.10.2004

File Edit View Options Help

Exit Open Save Print Results diagrams Language Info...

### System parameters - Select main settings here.

**Desired positioning time** Try to achieve a positioning time of exactly:  s

with throttle valve

**Initial cylinder parameters**

Required stroke:  mm

Alignment angle:  deg

Direction of movement:  Extend  Retract

**Air supply and tubing**

Air supply pressure:  bar

Tubing length:  m

Valve > cylinder:  m

**Load settings**

Moving mass:  kg

Additional thrust

Additional friction

← →

Copyright © Festo AG & Co. KG 1996-2004 Page 3 | System parameters | Component overview and simulation setup

έναρξη Περιγραφή μερών.d... ProPneu EN 11:49 πμ

Festo pneumatic cylinders. - a wealth of ideas for every application

### Festo pneumatic cylinders, - a wealth of ideas

Part no.	Type	Thread	Stroke [mm]
14325	DNU-32-PPV-A-S26	1/8	1.. 2000
14326	DNU-40-PPV-A-S26	1/4	1.. 2000
14187	DNU-40-PPV-A-S2	1/4	1.. 2000
14327	DNU-50-PPV-A-S26	1/4	1.. 2000
14188	DNU-50-PPV-A-S2	1/4	1.. 2000
14328	DNU-63-PPV-A-S26	3/8	1.. 2000
14189	DNU-63-PPV-A-S2	3/8	1.. 2000
14329	DNU-80-PPV-A-S26	3/8	1.. 2000
14190	DNU-80-PPV-A-S2	3/8	1.. 2000
14191	DNU-100-PPV-A-S2	1/2	1.. 2000
14930	DNU-100-PPV-A-S26	1/2	1.. 2000
11893	DSN-20-PPV-S2	1/8	1.. 320
11894	DSN-25-PPV-S2	1/8	1.. 500
33375	DSNU-20-PPV-A-S2	1/8	1.. 320
33376	DSNU-25-PPV-A-S2	1/8	1.. 500
151154	DZH-20-PPV-A-S2	1/8	1.. 320
151153	DZH-25-PPV-A-S2	1/8	1.. 500
151772	DZH-32-PPV-A-S2	1/8	1.. 1000
151773	DZH-40-PPV-A-S2	1/4	1.. 1000
151774	DZH-50-PPV-A-S2	1/4	1.. 1000
151775	DZH-63-PPV-A-S2	3/8	1.. 1000

Adjustable end position cushioning (PPV)

Rodless linear drive units ONLY

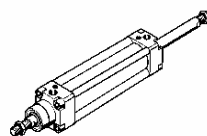
Double ended piston rod (S2) ONLY

Non-rotating ONLY

Selected piston diameter:

Stroke length:  mm

**DNU-50-PPV-A-S2**



As per DIN ISO 6431, with profile cylinder barrel, for proximity sensing, with adjustable cushioning at both ends.

33 records found  Cancel  OK

As per DIN ISO 6431, with profile cylinder barrel, for proximity sensing, with adjustable cushioning at both ends.

Minimum required piston diameter  Always display image

mm

έναρξη Περιγραφή μερών.d... ProPneu EN 11:54 πμ

Festo ProPneu - Version 4.2.10.2004

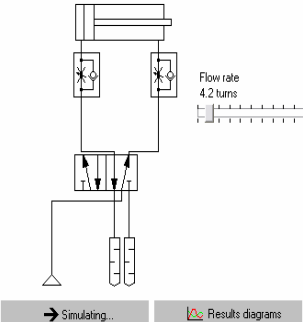
File Edit View Options Help

Exit Open Save Print Results diagrams Language Info...

### Valve/tube/fittings selection

#### System simulation

Please select the component(s) by clicking on the corresponding label or image below.



Flow rate  
4.2 turns

<input type="checkbox"/> Cylinder	1x DNU-50-300-PPV-A-S2
<input type="checkbox"/> Shock absorber	
<input type="checkbox"/> Flow control valve	GRLA-1/4-QS-6-D
<input type="checkbox"/> Tubing [Cyl. > Valve]	PUN-6x1-BL
<input type="checkbox"/> Valve	CPE18-M3H-5/5S-1/4
<input type="checkbox"/> Tubing [air supply > valve]	PUN-H-4x0,75-DUO
<input checked="" type="checkbox"/> Silencer	U -1/4

Total positioning time	3,02 s
Average speed	0,1 m/s
Impact speed	0,09 m/s
Max. speed	0,15 m/s
Kinetic impact energy	0,13 J
Mean flow speed	34,96 m/s
Minimum air consumption	3,5118 l
PPV settings	20 % ..

→ Simulating... Results diagrams

Copyright © Festo AG & Co. KG 1996-2004 Page 4 Selection and simulation

έναρξη Περιγραφή μερών.d... ProPneu EN 11:55 πμ

Festo ProPneu - Version 4.2.10.2004

File Edit View Options Help

Exit Open Save Print Results diagrams Language Info...

### Parts list - table of selected products

	Type	Article designation	Length	Quantity	
1	14188	DNU-50-PPV-A-S2	Cylinder	300 mm	1
2	163791	CPE18-M3H-5/5S-1/4	Valve		1
3	2316	U -1/4	Silencer		2
4	193146	GRLA-1/4-QS-6-D	Flow control valve		2
5	197396	PUN-H-4x0,75-DUO	Tubing	1 m	2
6	159664	PUN-6x1-BL	Tubing	1 m	2
7	13972	CRCN-1/4-PK-4	Fitting		1
8	153003	QS-1/4-6	Fitting		2

Parts list export

Export current parts list to a file

Copyright © Festo AG & Co. KG 1996-2004 Page 6 Parts list

έναρξη Περιγραφή μερών.d... ProPneu EN 11:55 πμ

## 8. Σταθμός 8 – Βύθισης των παλετών σε σιλικονούχο νερό

### Περιγραφή

Στο σταθμό αυτό γίνεται η μεταφορά και η βύθιση των δύο παλετών σε σιλικονούχο νερό. Για το λόγο αυτό η κίνηση στο σταθμό είναι σύνθετη. Μια οριζόντια μεταφορά των παλετών και μία κάθετη μεταφορά αυτών σε βάθος 3000mm.

Στην οριζόντια μεταφορά που γίνεται με χρήση τεσσάρων αλυσίδων αντιμετωπίζεται το πρόβλημα ότι ο μεταφορέας θα βυθισθεί σε υγρό. Συνεπώς είναι αδύνατη η τοποθέτηση του ηλεκτρομειωτήρα στο τμήμα που θα βυθισθεί στο νερό. Για το λόγο αυτό τοποθετούμε τον κινητήρα της οριζόντιας μετακίνησης ψηλά. Αφού επιτύχουμε μια πρώτη μείωση με τροχούς με ευθείς οδόντες, με κωνικούς τροχούς μεταφέρουμε την κίνηση από την κάθετη στην οριζόντια κατεύθυνση επιτυγχάνοντας παράλληλα μια δεύτερη μείωση στροφών.

Η κάθοδος σε ύψος 3000mm επιτυγχάνεται με χρήση ηλεκτρομειωτήρα που συνδέεται με αλυσίδα με τον κινητήριο άξονα. Ο άξονας με αλυσίδες κατεβάζει, κρατώντας από τέσσερα σημεία, τον αλυσομεταφορέα. Το μήκος του αλυσομεταφορέα είναι 3000mm. Τα 2200mm που αντιστοιχούν στα μήκη των δύο παλετών και επιπρόσθετα 800mm σαν απόσταση ασφαλείας αριστερά, ενδιάμεσα και δεξιά των παλετών. Το ύψος του μεταφορέα πριν την έναρξη της καθόδου είναι 1000mm. Η ταχύτητα μεταφοράς των παλετών όπως και προηγούμενα είναι 0,15m/sec. Επιλέχθηκε λόγω αντίδρασης παρόμοιων κατασκευών η κάθοδος των παλετών να γίνει επίσης με ταχύτητα 0,15m/sec. Όλες οι αλυσίδες και τα μηχανολογικά εξαρτήματα που θα χρησιμοποιηθούν στο σταθμό αυτό είναι ανοξείδωτα.

### A) Μεταφορά.

#### Επιλογή αλυσίδας

Όπως έχει αναφερθεί και στην εισαγωγή οι αλυσίδες που θα χρησιμοποιηθούν είναι της εταιρείας REGINA.

#### 1. Καθορισμός του είδους της εφαρμογής

Με βάση τον πίνακα 1 χρησιμοποιούμε αλυσίδες βιομηχανικής μεταφοράς, τύπος εφαρμογής G. Πιο συγκεκριμένα χρησιμοποιούμε αλυσίδες straight sideplates με διπλό βήμα για να εξασφαλίσουμε ομαλότερη κίνηση. Η μορφή των αλυσίδων φαίνεται στο σχήμα 1.

#### 2. Καθορισμός της τάσης που ασκείται στην αλυσίδα

Όπως και παραπάνω η αρχική εκτίμηση της τάσης της αλυσίδας θα γίνει χωρίς να υπολογιστεί το βάρος της αλυσίδας.

- i. Έτσι έχουμε:  $T = f_2 \times P$  με  $f_2$  τον συντελεστή τριβής που είναι για αλυσίδες του τύπου που επιλέχθηκε και με λίπανση αυτών  $f_2 = 0,23$  (Πίνακας 2).

Το βάρος προς μεταφορά για το σταθμό αυτό είναι ίσο με το βάρος δύο παλετών στο οποίο πρέπει να προστεθεί και η αύξηση βάρους λόγω βύθισης της σε σιλικονούχο νερό. Όπως αναφέρθηκε και στην εισαγωγή:  $P=950 \times 2=1900 \text{ kg}$ .

Συνεπώς

$$T = 0,23 \times 1900 = 437 \text{ kg}$$

$$T = 9,807 \times 437 = 4285,659 \text{ N}$$

ii. Τάση / αλυσίδα =  $T / 4 = 4285,659 / 4 = 1071,41 \text{ N}$

iii. Η τάση σχεδιασμού  $T_d = T \times SF \times KV$

με SF συντελεστής λειτουργίας  
και KV συντελεστής ταχύτητας

Από πίνακα 3 SF=1,3 και KV= 1,0 από πίνακα 4

Άρα  $T_d = 1071,41 \times 1,3 \times 1,0 = 1392,833 \text{ N}$

3. Το φορτίο λειτουργίας είναι  $WL = AUS/SF$

με AUS: μέση τάση θραύσης και

SF: συντελεστής ασφαλείας για αλυσίδα από  
ανοξείδωτο ατσάλι SF=10

Θέλω  $WL \geq T_d \Leftrightarrow AUS / SF \geq T_d \Leftrightarrow AUS \geq T_d \times SF$

Άρα  $AUS \geq 1392,833 \times 10 = 13923,83 \text{ N}$

Άρα από τον πίνακα 5 έχουμε αλυσίδα SSC2050H με βήμα 1 ¼” και τάση θραύσης 18,65 kN.

4. Για επαλήθευση συνυπολογίζουμε και το βάρος της αλυσίδας και η τάση δίνεται από τον παρακάτω τύπο:

$T = f_2 \times (M + 2 \times C) \times L$  με M: βάρος υλικού / μέτρο  $M = 1900/3 = 633,33 \text{ kg/m}$

C: βάρος αλυσίδας/ μέτρο  $C = 1,53 \text{ kg/m}$

L: μήκος μεταφορά  $L = 3000 \text{ mm} = 3 \text{ m}$

Άρα  $T = 0,23 \times (633,33 \text{ kg/m} + 2 \times 1,53 \text{ kg/m}) \times 3 \text{ m}$

$T = 439,11 \text{ kg}$

$T = 439,11 \times 9,807 = 4306,36 \text{ N}$

Τάση / αλυσίδα =  $4306,36 / 4 = 1076,59 \text{ N}$

Τάση σχεδιασμού  $T_d = 1076,59 \times 1,3 \times 1 = 1399,56 \text{ N/ αλυσίδα}$

$AUS \geq 1399,56 \times 10 = 13995,6 \text{ N} = 13,995 \text{ kN}$

Παρατηρούμε ότι η αλυσίδα SSC2050H με τάση θραύσης 18,65kN αντέχει το φορτίο προς μεταφορά.

### Επιλογή αλυσοτροχών

Η ταχύτητα κίνησης του αλυσομεταφορέα είναι 0,15 m/sec. Από πίνακα 6 βλέπουμε ότι αυτή μπορεί να επιτευχθεί με διαμέτρους αλυσοτροχών από 75mm έως 300mm και αντίστοιχες στροφές του αλυσοτροχού από 10 rpm έως 40 rpm. Το βήμα του αλυσοτροχού ταυτίζεται με αυτό της αλυσίδας, άρα το βήμα του αλυσοτροχού είναι 1 ¼” ή 31,75mm. Η διάμετρος αναφοράς του αλυσοτροχού ισούται με  $D_0 = K \times P$  όπου P το βήμα του αλυσοτροχού και K ένας αριθμός που σχετίζεται με τον αριθμό των δοντιών και δίνεται από τον πίνακα 7.



Για  $D_0=75\div 300\text{mm}$  έχω  $K=2,362\div 9,448$  και από πίνακα 7  $Z=8\div 30$ . Επιλέγω δόντια κινητήριου αλυσοτροχού  $Z=30$  με  $K=9,567$  και  $D_0=9,567\times 31,75=303,75\text{mm}$ . Οι τροχοί στο επίπεδο μεταφοράς καθώς και οι τροχοί αλλαγής κατεύθυνσης επιλέγονται μικρότεροι, όμως αρκετά μεγάλοι ώστε το φαινόμενο του πολυγώνου να μην είναι ιδιαίτερα έντονο. Έτσι επιλέγω τους τροχούς με  $Z=12$ ,  $K=3,864$  και  $D_0=3,864\times 31,75=122,682\text{mm}$

### Επιλογή ηλεκτρομειωτήρα

- Η ταχύτητα κίνησης δίνεται από τον τύπο:  

$$V=\pi \times d_0 \times n/60000$$

$$n = 60000 \times V / (\pi \times d_0)$$

$$n=9,431 \text{ rpm}$$
- Η ισχύς είναι  $N = T \times V / (n \times 102)$  όπου  $n$  ο μηχανικός βαθμός απόδοσης  $n=0,75 \Rightarrow$   

$$N=439,11 \times 0,15 / (0,75 \times 102)$$

$$N=0,861 \text{ kW}$$

$$N=0,861 \times 1,359=1,17 \text{ PS}$$
- Τότε  $M_t=716,2 \times N \text{ (PS)}/n \Rightarrow M_t=716,2 \times 1,17/9,431 \Rightarrow M_t=88,85 \text{ kpm}$
- Η διάμετρος της κινητήριας ατράκτου είναι  $D=(5,1 \times M_t(\text{kpm}))/6)^{1/3}$   
 $D=42,27\text{mm}$

Λόγω χαμηλής ποιότητας χάλυβα αξόνων λαμβάνω  $D=60\text{mm}$ .

Όπως έχει αναφερθεί και παραπάνω θα γίνουν δύο επιπλέον μειώσεις από τον ηλεκτρομειωτήρα μέχρι την κινητήρια άτρακτο: μια από ζεύγος οδοντωτών τροχών με ευθείς οδόντες και μια δεύτερη από ζεύγος κωνικών τροχών που μειώνουν τις στροφές ενώ παράλληλα μετατρέπουν την κάθετη σε οριζόντια κίνηση. Η μείωση που επιτυγχάνεται σε κάθε μειωτήρα είναι της τάξης του 2.

### Ζεύγος κωνικών τροχών.

- Οι στροφές εξόδου από το ζεύγος των κωνικών τροχών είναι  $n=9,431 \text{ rpm}$ .
- Επιθυμώ  $i=n_1/n_2=2 \Rightarrow n_1=2n_2=2 \times 9,431=18,862 \text{ rpm}$ .
- Θα χρησιμοποιηθεί χάλυβας ανοξείδωτος. Από πίνακα 25 παρατηρούμε ότι  $P_0=190 \text{ kp/mm}^2$ .

### Υπολογισμός βαθμίδας κάθετων κωνικών τροχών

#### Τροχός 1- πινιόν

Εκτίμηση της μέσης αρχικής διαμέτρου από:

A) Τύπος Hertz

$$d_{m1}=95/P_0 \times (M_{d1} \times P_0 \times \text{συν } \delta_{01} \times (1+u_{12}^2)/(\Psi_d \times u_{12}^2))^{1/3} \text{ με}$$

- αντοχή της κατατομής σε πίεση επιφάνειας :  $P_0=190 \text{ kp/mm}^2$
- στρεπτική ροπή του πινιόν :  $M_{d1}=71620 \times 1,17/18,862=4442,55 \text{ kp cm}$
- $\text{συν } \delta_{01}=u_{12}/(1+u_{12}^2)^{1/2}=2/(5)^{1/2}=0,89$   
 $\delta_{01}=27,12^0$
- συντελεστή εργαζόμενου πλάτους :  $\Psi_d=0,1+0,15 \times u_{12}=0,4$

Άρα  $d_{m1} = 66,45 \text{ mm}$

B) Πινιόν με σφήνα

Η μέση αρχική διάμετρος δίνεται από:

$$d_{m1} = 2,5 \times d_a$$

Με  $d_a$  την διάμετρο της ατράκτου:  $d_a = 3 \times M_{d1}^{1/3}$

$$d_a = 49,31 \text{ mm}$$

$$d_{m1} = 123,29 \text{ mm}$$

Από τις δύο παραπάνω τιμές επιλέγω:

$$d_{m1} = \max(A, B) = 123,29 \text{ mm}$$

Στους κωνικούς τροχούς ισχύει:

$$22,55 - 2,5 \times i_{12} \leq Z_1 \leq 34 - 4 \times i_{12}$$

$$17,5 \leq Z_1 \leq 26$$

Επιλέγω  $Z_1 = 25$  και έχω  $Z_2 = 2 \times 25 = 50$ . Επιλέγω  $Z_2 = 51$  ώστε οι αριθμοί των δοντιών του συνεργαζόμενου τροχού και του πινιόν να είναι πρώτοι μεταξύ τους και έχω νέα σχέση μετάδοσης  $i_{12} = 51/25 = 2,04$ .

Το πλάτος του πινιόν και του συνεργαζόμενου τροχού είναι:

$$b_1 = b_2 = \Psi_d \times d_{m1} = 0,406 \times 123,29 = 49,31 \text{ mm}$$

Με στρογγυλοποίηση  $b_1 = b_2 = 50 \text{ mm}$ .

Η διάμετρος αναφοράς  $d_{01} = d_{m1} + b_1 \times \eta \mu \delta_{01} = 123,29 + 50 \times \eta \mu 27,12 = 146,08 \text{ mm}$ .

module:  $m_{01} = d_{01}/Z_1 = 5,84$ . Τυποποιώ το module από πίνακα 26  $m = 6$

Συνεπώς έχω:

$$d_{01} = 6 \times 25 = 150 \text{ mm}$$

$$d_{02} = 6 \times 51 = 306 \text{ mm}$$

$$d_{m1} = d_{01} - b_1 \times \eta \mu \delta_{01} = 127,2 \text{ mm}$$

$$d_{m2} = d_{02} - b_2 \times \eta \mu \delta_{02} = 261,49 \text{ mm}$$

- Έλεγχος πινιόν σε αντοχή

*Μέγιστη καταπόνηση*

$$\sigma_{\max,1} = P_{u1} \times q_{K1} / (b_1 \times \varepsilon_r \times m_m)$$

- $P_{u1} = 2 \times 4442,55 \times 10/127,2 = 698,51 \text{ kp}$
- $m_m = d_{m1}/Z_1 = 127,2/25 = 5,08$
- Ο βαθμός επικάλυψης  $\varepsilon_r = 1,73$  από τον πίνακα 27 με  $Z_{r1} = Z_1/\sigma \nu \delta_{01} = 25/0,89 = 28,08$  και  $i_{r12} = i_{12}^2 = 4$
- ο συντελεστής  $q_K$  είναι  $q_K = 2,2$  από τον πίνακα 28 για  $Z_{r1} = 28,08$  και μετατόπιση  $\chi = 0$

Συνεπώς:

$$\sigma_{\max,1} = 3,497 \text{ kp}$$

### Μέγιστη επιτρεπόμενη τάση

Η ταχύτητα που αντιστοιχεί στη μέση διάμετρο είναι:

$$U_m = \pi \times n_1 \times d_{m1} / 60000 = 0,12 \text{ m/sec}$$

που είναι:  $U_m < 5 \text{ m/sec}$

Συνεπώς :

$$\sigma_{\text{επιτ}} = 0,4 \times \sigma_b = 0,4 \times 120 = 48 \text{kp}$$

Άρα:  $\sigma_{\text{max},1} < \sigma_{\text{επιτ}}$  και ο τροχός αντέχει

- Έλεγχος πινιόν σε πίεση επιφάνειας

### Μέγιστη καταπόνηση σε πίεση επιφάνειας

$$P_{\text{max}} = (P_{u1} \times (i_{12}^2 + 1)^{1/2} / (b_1 \times d_{m1} \times i_{12}))^{1/2} \times Y_w \times Y_c \times Y_L$$

- Ο συντελεστής υλικού είναι:  $Y_w = 84,6$  από τον πίνακα 29 γνωρίζοντας ότι αμφότεροι οι τροχοί είναι από ανοξείδωτο χάλυβα  $\Rightarrow E_1 = E_2 = 20500 \text{ kp/mm}^2$
- Ο συντελεστής κύλισης είναι:  $Y_c = 1 / (\eta_{\text{μα}} \text{ συνα})^{1/2} = 1,76$  αφού έχω γωνία εξειλιγμένης  $\alpha_0 = 20^\circ$  τότε
- Συντελεστής φόρτισης:  $Y_L = (1/\epsilon_r)^{1/2} = 0,76$

$$\text{Συνεπώς: } P_{\text{max}} = 59,84 \text{ kp/mm}^2$$

### Επιτρεπόμενη πίεση επιφάνειας

$$P_{\text{επιτ}} = P_0 \times Y_1 \times Y_2 / S_f$$

- Παράμετρος υλικού:  $Y_1 = 1$  αφού και οι δύο τροχοί είναι από το ίδιο υλικό
- Παράμετρος λίπανσης:  $Y_2 = 1,0$
- Συντελεστής ασφαλείας:  $S_f = 1,35$

$$\text{Τότε } P_{\text{επιτ}} = 140 \text{ kp/mm}^2$$

Άρα  $P_{\text{max}} < P_{\text{επιτ}}$  και ο τροχός αντέχει στην πίεση επιφάνειας.

Ο συνεργαζόμενος τροχός θα κατασκευαστεί από το ίδιο υλικό.

### Ζεύγος μετωπικών τροχών με ευθείς οδόντες.

- Οι στροφές εξόδου από τη βαθμίδα των τροχών είναι 18,862 rpm.
- Η μείωση που θέλουμε να επιτύχουμε σε αυτή την βαθμίδα είναι 2, συνεπώς  $i_{34} = n_3/n_4 \Rightarrow n_3 = 2 \times n_4 = 2 \times 18,862 = 57,724 \text{rpm}$

### Εκτίμηση διαμέτρου αναφοράς από:

A) Τύπος Hertz

$$d_{01} = 95 / P_0 \times (M_{d1} \times P_0 \times (1 + i_{12}) / (\Psi_d \times i_{12}))^{1/3}$$

- $P_0 = 190 \text{ kp/mm}^2$
- $M_{d1} = 71620 \times 1,17 / 57,724 = 1451,65 \text{kp/cm}$

- $\Psi_d=0,6$  από πίνακα 31 για  $i_{12}=2$  και καμπύλη  $\beta$  (μέσες ταχύτητες του πινιόν, συνήθεις ποιότητες οδόντωσης)  
Άρα  $d_{01}=44,17\text{ mm}$

B) Πινιόν με σφήνα

Η διάμετρος αναφοράς δίνεται από:

$d_{01}=2,5 \times d_a$  με  $d_a$  την διάμετρο της ατράκτου που δίνεται από τον τύπο:

$$d_a=3 \times M_{d1}^{1/3}$$

$$d_a=73,18\text{ mm}$$

$$d_{01}=182,95\text{mm}$$

Από τις δύο παραπάνω διαμέτρους επιλέγω αυτή με τη μεγαλύτερη τιμή και έχω:

$$d_{01}=\max(A,B)=182,95\text{mm}$$

Η ταχύτητα στην διάμετρο αναφοράς είναι:  $u_0=\pi \times d_{01} \times n_1/60000=0,55\text{ m/sec} < 5\text{m/sec}$

Από τον πίνακα 32 για αυτές τις ταχύτητες έχω  $Z_1=14-20$ , επιλέγω  $Z_1=19$  και το module:  $m_1=d_{01}/Z_1=182,95/19=9,62$ .

Το module έχει τυποποιημένες τιμές και από πίνακα 26  $m_1=10$ . Τότε:

$$Z_2=2 \times 19=38$$

$$d_{02}=10 \times 38=380\text{mm}.$$

$$d_{01}=10 \times 19=190\text{ mm}$$

$$i_{12}=38/19=2.$$

- Έλεγχος πινιόν σε αντοχή  
*Μέγιστη καταπόνηση*

$$\sigma_{\max,1}=P_{u1} \times q_{K1}/(b_1 \times \epsilon \times m_1 \times B)$$

Όπου:

- $P_{u1}=2 \times M_{d1} \times 10/d_{01}=2 \times 1451,65 \times 10/190=152,8\text{ kp}$
- ο συντελεστής  $q_{K1}=3$  από τον πίνακα 28 για  $Z_1=19$
- $b_1$  το πλάτος του πινιόν: Από πίνακα 31 για  $i_{12}=2$  και καμπύλη  $\beta$  έχω  $\Psi_d=0,6$ . Όμως  $\Psi_d=b/d_{01} \Rightarrow$   
Το πλάτος του συνεργαζόμενου τροχού είναι:  $b_2=0,6 \times 190=114\text{mm}$   
στρογγυλοποιώ το  $b_2$  ώστε να είναι ακέραιο πολλαπλάσιο του 5 και έχω  $b_2=115\text{mm}$   
Τότε το πλάτος του πινιόν  $b_1=b_2+5=120\text{mm}$ .
- ο βαθμός επικάλυψης  $\epsilon=1,64$  από τον πίνακα 27
- ο συντελεστής  $B$  για την επίδραση της κλίσης  $\beta_0$  των οδόντων επί του βαθμού επικάλυψης  $B=1$  αφού  $\beta_0=0^\circ$  από τον πίνακα 33

$$\text{Συνεπώς: } \sigma_{\max,1}=0,24\text{ kp}$$

Η ταχύτητα στη διάμετρο αναφοράς είναι :

$$u_0=\pi \times d_{01} \times n_1/60000=0,57\text{m/sec} < 5\text{ m/sec}$$

$$\text{Άρα } \sigma_{\text{επιτ}}=0,4 \times \sigma_b=0,4 \times 120=48\text{ kp/mm}^2$$

Από τα παραπάνω έχουμε:

$$\sigma_{\max,1} < \sigma_{\text{επιτ}} \text{ και ο τροχός αντέχει.}$$

- Έλεγχος πινιόν σε πίεση επιφάνειας

Η μέγιστη καταπόνηση σε πίεση επιφάνειας:

$$P_{\max}=(P_{u1} \times (i_{12}+1)^{1/2}/(b_2 \times d_{01} \times i_{12}))^{1/2} \times Y_w \times Y_c \times Y_L$$

- Συντελεστής υλικού  $Y_w$  : θεωρώ ότι το πινιόν και ο συνεργαζόμενος τροχός είναι από το ίδιο υλικό και έχω  $Y_w=84,6$
- Συντελεστής κύλισης  $Y_c = 1,76$  από πίνακα για μετατόπιση  $\chi_1+\chi_2=0$  και  $\beta_0=0^0$
- Συντελεστής φόρτισης  $Y_L= 1,00$  αφού  $B=1$  και  $Y_L=(1/B)^{1/2}$   
Άρα  $P_{\max}=11,58 \text{ kp/mm}^2$

Η μέγιστη επιτρεπόμενη πίεση επιφάνειας:

$$P_{\text{επιτ}}=P_0 \times Y_1 \times Y_2/S_f$$

- $P_0=190 \text{ kp/mm}^2$
- Παράμετρος υλικού  $Y_1=1$  αφού και οι δύο τροχοί της βαθμίδας είναι από το ίδιο υλικό
- Παράμετρος λίπανσης  $Y_2=1,0$  από πίνακα 30
- Ο συντελεστής ασφαλείας  $S_f=1,35$

Συνεπώς  $P_{\text{επιτ}}=140,74 \text{ kp/mm}^2$  και το πινιόν αντέχει στην πίεση επιφάνειας.

Ο συνεργαζόμενος τροχός θα κατασκευαστεί από το ίδιο υλικό.

Συνεπώς ο ηλεκτρομειωτήρας που θα επιλέξουμε θέλουμε να είναι ισχύος  $N=0,861\text{kW}$ , με στροφές εξόδου  $n=57,724\text{rpm}$  και στρεπτική ροπή εξόδου  $M=142,36\text{Nm}$ . Από τον κατάλογο της SEW επιλέγω τον R67DV100M4 με ισχύ  $N=2,2\text{kW}$ , στροφές εξόδου  $n=60\text{rpm}$  και στρεπτική ροπή εξόδου  $M=350\text{Nm}$ . Ο συντελεστής ασφαλείας του είναι  $f_B=1,6$ .

Ο παραπάνω ηλεκτρομειωτήρας αποτελείται από μειωτήρα της σειράς R με παράλληλους μετωπικούς τροχούς με ελικοειδείς οδόντες, μεγέθους 67 και κινητήρα τύπου DV, τετραπολικό μεγέθους 100M. Ο ηλεκτρομειωτήρας θα παραγγελθεί με inverter για να εξασφαλιστούν ομαλές εκκινήσεις και σταματήματα της κίνησης.

### Έδραση ατράκτων.

Η έδραση των ατράκτων θα γίνει με χρήση εδράνων κύλισης. Κάθε άτρακτος θα εδράζεται σε δύο ρουλεμάν, ένα σταθερό και ένα ελεύθερο. Θα χρησιμοποιηθούν βαρελοειδή έδρανα κύλισης που μπορούν να παραλάβουν πέραν των πολύ μεγάλων ακτινικών φορτίων, αξονικά φορτία προς τις δύο κατευθύνσεις φόρτισης και είναι κατάλληλα για μικρές ταχύτητες.

Η επιλογή των ρουλεμάν θα γίνει βάσει της διαμέτρου του άξονα. Η διάμετρος του κινητήριου και του κινούμενου άξονα στο σταθμό 8 είναι  $\Phi=60\text{mm}$ . Βάσει του καταλόγου εδράνων κύλισης ( bearing units) της SKF επιλέγω plummer block roller bearing units. Για 60 mm άτρακτο επιλέγω το SYT 60 F. Ο πίνακας επιλογής φαίνεται παρακάτω.

Plummer block roller bearing units, SKF ConCentra									
Dimensions					Basic load ratings		Limiting speed	Mass	Designation
d <sub>a</sub>	A	H	H <sub>1</sub>	L	dynamic	static	r/min	C <sub>0</sub>	-
					C				
mm					kN			kg	
35	60	110	60	205	86,5	85	4300	3,4	SYT 35 F
35	60	110	60	205	86,5	85	6300	3,4	SYT 35 FTS
35	60	110	60	205	86,5	85	4300	3,4	SYT 35 L
35	60	110	60	205	86,5	85	6300	3,4	SYT 35 LTS
40	60	114	60	205	96,5	90	4000	3,5	SYT 40 F
40	60	114	60	205	96,5	90	6000	3,5	SYT 40 FTS
40	60	114	60	205	96,5	90	4000	3,5	SYT 40 L
40	60	114	60	205	96,5	90	6000	3,5	SYT 40 LTS
45	60	116	60	205	102	98	3600	3,6	SYT 45 F
45	60	116	60	205	102	98	5300	3,6	SYT 45 FTS
45	60	116	60	205	102	98	3600	3,6	SYT 45 L
45	60	116	60	205	102	98	5300	3,6	SYT 45 LTS
50	70	129	70	255	104	108	3400	4,8	SYT 50 F
50	70	129	70	255	104	108	5000	4,8	SYT 50 FTS
50	70	129	70	255	104	108	3400	4,8	SYT 50 L
50	70	129	70	255	104	108	5000	4,8	SYT 50 LTS
55	70	135	70	255	125	127	3200	5,4	SYT 55 F
55	70	135	70	255	125	127	4500	5,4	SYT 55 FTS
55	70	135	70	255	125	127	3200	5,4	SYT 55 L
55	70	135	70	255	125	127	4500	5,4	SYT 55 LTS
60	80	150	80	275	193	216	3000	7,0	SYT 60 F
60	80	150	80	275	193	216	4300	7,0	SYT 60 FTS
60	80	150	80	275	193	216	3000	7,0	SYT 60 L
60	80	150	80	275	193	216	4300	7,0	SYT 60 LTS
65	80	157	80	280	193	216	2800	8,0	SYT 65 F

Πίνακας εδράνων κύλισης της SKF

### Σύνδεση ατράκτων με αλυσοτροχούς

Η σύνδεση της ατράκτου με τους αλυσοτροχούς στον κινητήριο άξονα θα γίνει με σφήνα επειδή δεν θέλουμε να επιτραπεί καμία σχετική κίνηση μεταξύ της ατράκτου και του αλυσοτροχού.

#### ο Επιλογή σφήνας

Θα γίνει χρήση πρισματικής σφήνας DIN 6885.

Η διάμετρος της κινητήριας ατράκτου είναι d=60mm, και η στρεπτική ροπή σε αυτήν είναι M<sub>t</sub>= 88,85 kpm. Από πίνακα 13 για d=60mm επιλέγω σφήνα με b=18mm, h = 11mm, t<sub>1</sub>=6mm.

#### • Έλεγχος αντοχής σφήνας

Η σφήνα καταπονείται κυρίως σε πίεση επιφάνειας από την δύναμη F:

$$F = 2 \times M_t / d$$

$$F = 2 \times 88,85 \times 1000 / 60$$

$$F = 2961,66 \text{ N}$$

Η δύναμη F, όπως είπαμε, προκαλεί πίεση P στην επιφάνεια της σφήνας που πρέπει:

$$P \leq P_{\text{επιτ.}} \Rightarrow 4 \times M_t / (d \times h \times l_1) \leq P_{\text{επιτ.}} \Rightarrow l_1 \geq 4 \times M_t / (d \times h \times P_{\text{επιτ.}})$$

Από πίνακα 14 λαμβάνουμε ως P<sub>επιτ.</sub> = 9 kP/mm<sup>2</sup> και έτσι l<sub>1</sub> ≥ 59mm και l<sub>1</sub> = l - b, l<sub>1</sub> ≥ 59 + 18 = 77,83 mm

Η σφήνα πρέπει να έχει τυποποιημένο μήκος l και από τον πίνακα 15 l = 80mm.

## B) Κάθοδος

### Επιλογή αλυσίδας.

Η επιλογή της αλυσίδας προς χρήση θα γίνει από τον κατάλογο της REGINA.

#### 1. Καθορισμός του είδους της εφαρμογής

Όπως παρατηρούμε από τον πίνακα 1 η εφαρμογή που αντιστοιχεί στην ανύψωση είναι η εφαρμογή τύπου O: αλυσίδες έλξης (tension linkage chains). Πιο συγκεκριμένα, επειδή το φορτίο μπορεί να θεωρηθεί ως σχεδόν στατικό και η κόπωση στις συνδέσεις δεν αποτελεί πρόβλημα θα χρησιμοποιήσουμε αλυσίδες τύπου leaf και πιο συγκεκριμένα από την σειρά AL. Η μορφή των παραπάνω αλυσίδων φαίνεται στο σχήμα 3.

#### 2. Καθορισμός της τάσης της αλυσίδας

Για την ανύψωση του σταθμού θα χρησιμοποιηθούν τέσσερις αλυσίδες. Το βάρος προς ανύψωση ισούται με το βάρος των δύο παλετών και της σιδηράς κατασκευής μαζί με τον αλυσομεταφορέα. Όπως έχει ειπωθεί προηγούμενα το βάρος της κάθε παλέτας υπολογίζεται σε 950 kg. Το βάρος του μεταφορέα το υπολογίζουμε σε 1800kg.

- Συνεπώς, το βάρος προς ανύψωση είναι:

$$P = 2 \times 950 + 1800 = 3700 \text{ kg}$$

$$P = 3700 \times 9,807 = 36285,59 \text{ N} = 36,285 \text{ kN.}$$

- Η κάθε αλυσίδα ανυψώνει φορτίο  $P_{\alpha\lambda\upsilon\sigma\iota\delta\alpha\varsigma} = 36,285/4 = 9,071 \text{ kN}$
- Θέλω  $P \times S_f \leq \text{Τάση θραύσης.}$

Από τον πίνακα 35 εκλέγω τον συντελεστή ασφαλείας  $S_f = 9$

Συνεπώς  $P \times S_f = 9,071 \times 9 = 81,636 \leq \text{Τάση θραύσης}$

3. Από τον κατάλογο της REGINA από τη σειρά AL επιλέγω την AL666 με τον συνδυασμό 6 x 6 όπως φαίνεται στο σχήμα 4.

Το βήμα της αλυσίδας που επιλέχθηκε είναι  $P = 19,05 \text{ mm}$  και το πλάτος της  $A_1 = 32,3 \text{ mm}$ .

### Επιλογή αλυσοτροχών

Η ταχύτητα κίνησης του αλυσομεταφορέα είναι 0,15 m/sec. Από πίνακα 6 βλέπουμε ότι η ταχύτητα αυτή μπορεί να επιτευχθεί με διαμέτρους αλυσοτροχών από 75mm έως 300mm και αντίστοιχες στροφές του αλυσοτροχού από 10rpm έως 40rpm. Το βήμα του αλυσοτροχού πρέπει να είναι ίδιο με το βήμα της αλυσίδας. Συνεπώς το βήμα του αλυσοτροχού είναι 19,05mm. Η διάμετρος αναφοράς του αλυσοτροχού που είναι αυτή που δίνεται από τον πίνακα 6 ισούται με:  $D_0 = K \times P$  όπου P το βήμα του αλυσοτροχού και K αριθμός που εξαρτάται από τον αριθμό των δοντιών και δίνεται από τον πίνακα 7.

Για  $D_0 = 75 \div 300 \text{ mm}$  και  $K = D_0/P$  έχω  $K = 3,937 \div 15,74$  και από πίνακα 7  $Z = 13 \div 49$  δόντια. Επιλέγω δόντια τροχών  $Z = 46$ . Έτσι από πίνακα 7 έχω  $K = 14,654$  και  $D_0 = 14,654 \times 19,05 = 279,15 \text{ mm}$ . Οι τροχοί αλλαγής κατεύθυνσης της αλυσίδας επιλέγονται με τον ίδιο αριθμό δοντιών  $Z = 46$  και  $D_0 = 279,15 \text{ mm}$ .

## Επιλογή ηλεκτρομειωτήρα

- Η άτρακτος κινείται με:

$$n = 60000 \times v / (\pi \times d_0)$$
$$n = 60000 \times 0,15 / (\pi \times 279,15)$$
$$n = 10,26 \text{ rpm}$$

- Η ισχύς για την ανύψωση του σταθμού είναι :  $N = P \times v / (102 \times 0,75)$

Το βάρος  $P = 3700 \text{ kg}$  και η ταχύτητα καθόδου είναι  $v = 0,15 \text{ m/sec}$ . Άρα:

$$N = 3700 \times 0,15 / (102 \times 0,75)$$
$$N = 7,254 \text{ kW}$$
$$N = 9,859 \text{ PS}$$

- Τότε  $M_t = 716,2 \times N \text{ (PS)} / n \Rightarrow M_t = 716,2 \times 9,859 / 10,26 \Rightarrow M_t = 688,2 \text{ kpm}$
- Η διάμετρος της κινητήριας άτρακτου είναι  $D = (5,1 \times M_t \text{ (Nmm)}) / 6)^{1/3}$   
 $D = 83,63 \text{ mm}$

Λόγω χαμηλής ποιότητας χάλυβα αξόνων λαμβάνω  $D = 100 \text{ mm}$

Επιτελείται περαιτέρω μείωση στροφών στην αλυσομετάδοση από ηλεκτρομειωτήρα σε κινητήρια άτρακτο. Επιθυμούμε αυτή η μείωση στροφών να είναι  $i = 2$ . Άρα ο ηλεκτρομειωτήρας θα πρέπει να έχει έξοδο στροφών  $n = 2 \times 10,26 = 20,52 \text{ rpm}$ .

Συνεπώς από τα παραπάνω συμπεραίνουμε ότι για να επιτύχουμε την κάθοδο χρειαζόμαστε ηλεκτρομειωτήρα που να αποδίδει ισχύ  $N = 7,254 \text{ kW}$ , να έχει στροφές εξόδου από το μειωτήρα  $n = 20,52 \text{ rpm}$  και στρεπτική ροπή εξόδου  $M = 3374,62 \text{ Nm}$ . Έτσι επιλέγω τον R137DV160M4 ισχύος  $N = 11 \text{ kW}$ , με στροφές εξόδου από τον μειωτήρα  $n = 20 \text{ rpm}$ , μέγιστη στρεπτική ροπή εξόδου  $M = 5360 \text{ Nm}$  και συντελεστή ασφαλείας  $f_B = 1,5$ . Ο παραπάνω ηλεκτρομειωτήρας αποτελείται από μειωτήρα τύπου R με μετωπικούς οδοντωτούς τροχούς με ελικοειδή οδόντωση, μεγέθους 137 και κινητήρα τύπου DV, τετραπολικό μεγέθους 160M. Ο ηλεκτρομειωτήρας θα παραγγελλθεί με inverter για να εξασφαλιστούν ομαλές εκκινήσεις και σταματήματα της κίνησης.

## Επιλογή αλυσομετάδοσης

Συνεπώς έχουμε στην έξοδο του κινητήρα  $n_1 = 20 \text{ rpm}$  και  $i$  αλυσομετάδοσης  $i = 20 / 10,26 \Rightarrow i = 1,94$

Η ισχύς που αποδίδει ο κινητήρας είναι  $11 \text{ kW}$

- Η ισχύς με βάση την οποία θα καθορίσουμε την αλυσίδα και τους αλυσοτροχούς της αλυσομετάδοσης δίνεται από τον τύπο:

$$P_c = P \times SF1 \text{ με } SF1 \text{ τον συντελεστή λειτουργίας.}$$

Με χρήση του πίνακα 8 κάνουμε την κατηγοριοποίηση του φορτίου (load classification) και διαπιστώνουμε ότι το είδος του φορτίου μας είναι σταθερό (steady load). Χρησιμοποιούμε τον πίνακα 9 για τον καθορισμό του συντελεστή  $SF1$  και έχουμε  $SF1 = 1,0$ .

Συνεπώς  $P_c = 11 \times 1,0 = 11 \text{ kW}$ . Το περιβάλλον λειτουργίας δεν είναι ιδιαίτερα δυσμενές για αυτό δεν λαμβάνεται υπόψιν ο συντελεστής  $SF2$  που έχει να κάνει με τις συνθήκες περιβάλλοντος. Λαμβάνοντας υπόψιν ότι θα χρησιμοποιηθεί τριπλή αλυσίδα μετάδοσης κίνησης εξαιτίας της έλλειψης χώρου και επειδή θέλουμε η λειτουργία της αλυσομετάδοσης να γίνει χωρίς θόρυβο χρησιμοποιούμε τον πίνακα

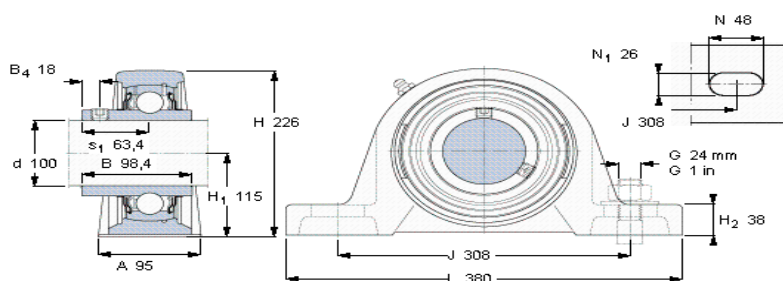


11 και έχουμε  $P_c = 11/2,5 = 4,4$  kW. Συνεπώς με χρήση του πίνακα 10 με ισχύ  $P_c = 4,4$  kW και  $n = 20$  rpm θα χρησιμοποιήσουμε αλυσίδα 25,4 mm ή 1”.

- Από τον πίνακα 36 για ισχύ 4,4kW και για στροφές 22 rpm έχουμε αριθμό δοντιών μικρού τροχού  $Z = 32$  και αριθμό δοντιών μεγάλου τροχού  $Z_2 = 1,94 \times 32 = 62$  δόντια.

### Έδραση ατράκτου.

Η έδραση της ατράκτου θα γίνει με χρήση εδράνων κύλισης. Η άτρακτος θα εδράζεται σε δύο ρουλεμάν, ένα σταθερό και ένα ελεύθερο. Θα χρησιμοποιηθούν έδρανα κύλισης τύπου Y που μπορούν να παραλάβουν μεγάλα ακτινικά φορτία καθώς επίσης και κάποια μικρή κακή ευθυγράμμιση του άξονα. Η επιλογή των ρουλεμάν θα γίνει βάσει της διαμέτρου του άξονα. Η διάμετρος του κινητήριου άξονα στο σταθμό 8 είναι  $\Phi = 100$ mm. Βάσει του καταλόγου εδράνων κύλισης ( bearing units) της SKF για 100 mm άτρακτο επιλέγω το SYJ 100 TF.



**Grub screw**  
Recommended tightening torque, Nm  
Hexagonal key size, mm

M 12x1.5  
28,5  
6

## 9. Σταθμός 9 – Αναμονής των παλετών πριν τη συσκευασία τους

### Περιγραφή

Ο σταθμός 9 αποτελεί τον σταθμό αναμονής των παλετών πριν την είσοδό τους στη μηχανή περιόδου της παλέτας με πλαστικό. Η μεταφορά γίνεται με χρήση τεσσάρων αλυσίδων. Ο σταθμός αυτός στη μία πλευρά του συνορεύει με σταθμό που εκτελεί μόνο οριζόντια μεταφορά και στην άλλη με το τον σταθμό βύθισης των παλετών στο νερό που εκτός από οριζόντια κάνει και κάθετη μεταφορά. Συνεπώς, ο κινητήριος άξονας του, μαζί με τους τροχούς που του αντιστοιχούν βρίσκεται στο επίπεδο μεταφοράς και παίρνει κίνηση από τον ηλεκτρομειωτήρα που βρίσκεται κάτω από αυτό. Η πλευρά που γειτονεύει με το σταθμό βύθισης δεν μπορεί να έχει τον κινούμενο άξονα στο επίπεδο μεταφοράς. Για το λόγο αυτό τοποθετούμε συγκολλητά μικρότερους τροχούς. Και εδώ η αποφυγή της πτώσης της παλέτας και στις δύο πλευρές επιτυγχάνεται με εμπλοκή των τροχών του κινητήριου αυτού του σταθμού με τον κινούμενο του επόμενου. Το μήκος του συγκεκριμένου αλυσομεταφορέα είναι 3000 mm. Τα 2200 mm των μηκών των παλετών και άλλα 800mm για να υπάρχει απόσταση ασφαλείας μεταξύ των παλετών, αριστερά και δεξιά αυτών. Το ύψος του αλυσομεταφορέα από την επιφάνεια του εδάφους είναι πάλι 1000mm.

### Επιλογή αλυσίδας

Όπως αναφέρθηκε και παραπάνω οι αλυσίδες που θα χρησιμοποιηθούν είναι της εταιρείας REGINA.

#### 1. Καθορισμός τύπου εφαρμογής

Αυτός επιτυγχάνεται με χρήση του πίνακα 1. Από τις κατηγορίες που φαίνονται στον πίνακα αυτή που αντιστοιχεί στη δική μας μεταφορά είναι η G: βιομηχανική κίνηση. Πιο συγκεκριμένα η αλυσίδες που θα χρησιμοποιηθούν είναι οι straight sideplates. Το βήμα της αλυσίδας θα είναι διπλό για να εξασφαλιστεί η καλύτερη μεταφορά της παλέτας. Η μορφή των παραπάνω αλυσίδων φαίνεται στο σχήμα 1.

#### 2. Καθορισμός της τάσης που ασκείται στην αλυσίδα

Έχουμε οριζόντια μεταφορά, η τάση της αλυσίδας σε μια πρώτη εκτίμηση αμελώντας το βάρος της αλυσίδας δίνεται από τον τύπο:

i.  $T(\text{kg})=f_2 \times P(\text{kg})$  με  $f_2$  το συντελεστή τριβής.

Ο συντελεστής τριβής παίρνει τιμή 0,23 για ταχύτητες αλυσίδας μικρότερες του 1m/sec και με λίπανση της αλυσίδας όπως στην περίπτωση μας (Πίνακας 2). Το βάρος της κάθε παλέτας, όπως αναφέρθηκε και στην εισαγωγή, λόγω βύθισης της στο νερό αυξάνεται και ανέρχεται στα 950 kg. Συνολικό βάρος P προς μεταφορά  $P=2 \times 950=1900\text{kg}$ .

Συνεπώς:

$$T = 0,23 \times 1900=437 \text{ kg}$$

$$T = 437 \times 9,807=4285,659 \text{ N}$$

ii. Τάση / αλυσίδα= T/ αριθμό αλυσίδων

$$T' = 4285,659/4=1071,41 \text{ N}$$

iii. Τάση σχεδιασμού (design chain pull)

$$T_d(\text{N})= T(\text{N}) \times \text{SF} \times \text{KV}$$

με SF: συντελεστής ασφαλείας και

KV: συντελεστής ταχύτητας

Από πίνακα 3 SF=1,3 και από πίνακα 4 KV=1

Συνεπώς  $T_d = 1071,41 \times 1,3 \times 1 = 1392,83 \text{ N}$  / αλυσίδα.

3. Το φορτίο λειτουργίας είναι  $WL = AUS/SF$

με AUS: μέση τάση θραύσης και

SF: συντελεστής ασφαλείας για αλυσίδα

από ανοξείδωτο ατσάλι SF=10

Θέλω  $WL \geq T_d \Leftrightarrow AUS/SF \geq T_d \Leftrightarrow AUS \geq T_d \times SF$

Άρα  $AUS \geq 1392,83 \times 10 = 13928,3 \text{ N}$

Συνεπώς από τον πίνακα 5 έχουμε αλυσίδα SSC2050H με βήμα 1 ¼” και τάση θραύσης 18,65 kN.

4. Για επαλήθευση συνυπολογίζουμε και το βάρος της αλυσίδας και η τάση δίνεται από τον παρακάτω τύπο:

$T = f_2 \times (M + 2 \times C) \times L$  με M: βάρος υλικού / μέτρο  $M = 1900/3,0 = 633,33 \text{ kg/m}$

C: βάρος αλυσίδας/ μέτρο  $C = 1,53 \text{ kg/m}$

L: μήκος μεταφορέα  $L = 3000 \text{ mm} = 3 \text{ m}$

Άρα  $T = 0,23 \times (633,33 \text{ kg/m} + 2 \times 1,53 \text{ kg/m}) \times 3 \text{ m}$

$T = 439,1 \text{ kg}$

$T = 439,1 \times 9,807 = 4306,34 \text{ N}$

Τάση / αλυσίδα  $= 4306,34/4 = 1076,58 \text{ N}$

Τάση σχεδιασμού  $T_d = 1076,58 \times 1,3 \times 1 = 1399,56 \text{ N}$  / αλυσίδα

$AUS \geq 1399,56 \times 10 = 13995,6 \text{ N} = 13,995 \text{ kN}$

Συνεπώς η αλυσίδα SSC2050H με AUS=18,65 kN αντέχει την μεταφορά του φορτίου.

### Επιλογή αλυσοτροχών

Η ταχύτητα κίνησης του αλυσομεταφορέα είναι 0,15 m/sec. Από τον πίνακα 6 βλέπουμε ότι η ταχύτητα αυτή μπορεί να επιτευχθεί με διαμέτρους αλυσοτροχών από 75mm έως 300mm και αντίστοιχες στροφές του αλυσοτροχού από 10rpm έως 40rpm. Το βήμα του αλυσοτροχού πρέπει να είναι ίδιο με το βήμα της αλυσίδας. Συνεπώς, το βήμα του αλυσοτροχού είναι 1 ¼” ή 31,75mm. Η διάμετρος αναφοράς του αλυσοτροχού που είναι αυτή που δίνεται από τον πίνακα 6 ισούται με:  $D_0 = K \times P$  όπου P το βήμα του αλυσοτροχού και K αριθμός που εξαρτάται από τον αριθμό των δοντιών και δίνεται από τον πίνακα 7.

Για  $D_0 = 75 \div 300 \text{ mm}$  και  $K = D_0/P$  έχω  $K = 2,362 \div 9,448$  και από πίνακα 7  $Z = 8 \div 30$  δόντια. Επιλέγω δόντια κινητήριου τροχού  $Z = 30$  με  $K = 9,567$  και  $D_0 = 303,75 \text{ mm}$ . Οι τροχοί στο επίπεδο μεταφοράς καθώς επίσης και οι τροχοί αλλαγής κατεύθυνσης θα γίνουν μικρότεροι, εντός των επιτρεπτών λόγω ταχύτητας ορίων αλλά με αριθμό δοντιών τέτοιο ώστε να ελαττώσουμε το φαινόμενο του πολυγώνου, συγκεκριμένα με  $Z = 12$  και  $K = 3,864$ . Έτσι,  $d_0 = K \times P = 3,864 \times 31,75 = 122,682 \text{ mm}$ .

## Επιλογή ηλεκτρομειωτήρα

- Η ταχύτητα κίνησης δίνεται από τον τύπο:  
$$V = \pi \times d_0 \times n / 60000$$
$$n = 60000 \times V / (\pi \times d_0)$$
$$n = 9,431 \text{rpm}$$
- Η ισχύς είναι  $N = T \times V / (n \times 102)$  όπου  $n$  ο μηχανικός βαθμός απόδοσης  $n = 0,75 \Rightarrow$   
$$N = 439,11 \times 0,15 / (0,75 \times 102)$$
$$N = 0,86 \text{ kW}$$
$$N = 0,86 \times 1,359 = 1,17 \text{ PS}$$
- Τότε  $M_t = 716,2 \times N \text{ (PS)} / n \Rightarrow M_t = 716,2 \times 1,17 / 9,431 \Rightarrow M_t = 88,851 \text{ kpm}$
- Η διάμετρος της κινητήριας ατράκτου είναι  $D = (5,1 \times M_t \text{ (kpm)} / 6)^{1/3}$   
 $D = 42,26 \text{ mm}$

Λόγω χαμηλής ποιότητας χάλυβα αξόνων λαμβάνω  $D = 60 \text{mm}$ .

Η μετάδοση κίνησης από τον ηλεκτρομειωτήρα στον κινητήριο άξονα γίνεται όπως είπαμε με χρήση αλυσίδας. Η επιπλέον μείωση που επιτυγχάνουμε με αυτήν την αλυσομετάδοση είναι  $i = 2 \Rightarrow n_1 / n_2 = 2$  με  $n_1$  η ταχύτητα του ηλεκτρομειωτήρα και  $n_2$  η ταχύτητα του κινητήριου άξονα.

Συνεπώς, θέλουμε ηλεκτρομειωτήρα που να αποδίδει ισχύ  $N = 0,86 \text{ kW}$  με στρεπτική ροπή  $M = 435,68 \text{ Nm}$  και στροφές εξόδου  $n = 18,862 \text{ rpm}$ . Από τον κατάλογο της SEW επιλέγω τον ηλεκτρομειωτήρα: R87DV100M4 ο οποίος αποτελείται από μειωτήρα τύπου R με μετωπικούς τροχούς με ελικοειδή οδόντωση, μεγέθους 87 και κινητήρα τύπου DV, τετραπολικό μεγέθους 100M. Ο παραπάνω ηλεκτρομειωτήρας αποδίδει ισχύ  $N = 2,2 \text{ kW}$ , και στις  $n = 19 \text{ rpm}$  έχει μέγιστη στρεπτική ροπή  $1080 \text{ Nm}$ . Ο συντελεστής ασφαλείας του είναι:  $f_B = 1,45$ . Ο ηλεκτρομειωτήρας θα παραγγελθεί με inverter για να εξασφαλιστούν ομαλές εκκινήσεις και σταματήματα της κίνησης.

## Επιλογή αλυσομετάδοσης

Συνεπώς έχουμε στην έξοδο του ηλεκτρομειωτήρα  $n_1 = 19 \text{ rpm}$  και  $i$  αλυσομετάδοσης  $i = 19 / 9,431 \Rightarrow i = 2,01$

Η ισχύς που αποδίδει ο κινητήρας είναι  $2,2 \text{ kW}$

- Η ισχύς με βάση την οποία θα καθορίσουμε την αλυσίδα και τους αλυσοτροχούς της αλυσομετάδοσης δίνεται από τον τύπο:

$$P_c = P \times SF1 \text{ με } SF1 \text{ ο συντελεστής λειτουργίας.}$$

Με χρήση του πίνακα 8 κάνουμε την κατηγοριοποίηση του φορτίου (load classification) και διαπιστώνουμε ότι το είδος του φορτίου μας είναι σταθερό (steady load). Χρησιμοποιούμε τον πίνακα 9 για τον καθορισμό του συντελεστή  $SF1$  και έχουμε  $SF1 = 1,0$ .

Συνεπώς  $P_c = 2,2 \times 1,0 = 2,2 \text{ kW}$ . Το περιβάλλον λειτουργίας δεν είναι ιδιαίτερα δυσμενές για αυτό δεν λαμβάνεται υπόψιν ο συντελεστής  $SF2$  που έχει να κάνει με τις συνθήκες περιβάλλοντος. Λαμβάνοντας υπόψιν ότι θα χρησιμοποιηθεί διπλή αλυσίδα μετάδοσης κίνησης λόγω έλλειψης χώρου και επειδή θέλουμε η λειτουργία της αλυσομετάδοσης να είναι χωρίς θόρυβο, χρησιμοποιούμε τον πίνακα 11 και έχουμε  $P_c = 2,2 / 1,7 = 1,29 \text{ kW}$ . Συνεπώς, με χρήση του πίνακα 10 για  $n = 19 \text{ rpm}$  και  $P_c = 1,29 \text{ kW}$  έχουμε αλυσίδα  $19,05 \text{ mm}$  ή  $\frac{3}{4}$ ''.

- Από τον πίνακα 24 για ισχύ 1,29kW και 19 rpm έχουμε αριθμό δοντιών μικρού τροχού  $Z_1=21$  και αριθμό δοντιών μεγάλου τροχού  $Z=2,04 \times 21=42,84$ . Στρογγυλοποιώ στα  $Z_2=43$  δόντια.

### Έδραση ατράκτων

Η έδραση των ατράκτων θα γίνει με χρήση εδράνων κύλισης. Κάθε άτρακτος θα εδράζεται σε δύο ρουλεμάν, ένα σταθερό και ένα ελεύθερο. Θα χρησιμοποιηθούν βαρελοειδή έδρανα κύλισης που μπορούν να παραλάβουν πέραν των πολύ μεγάλων ακτινικών φορτίων, αξονικά φορτία προς τις δύο κατευθύνσεις φόρτισης και είναι κατάλληλα για μικρές ταχύτητες.

Η επιλογή των ρουλεμάν θα γίνει βάση της διαμέτρου του άξονα. Η διάμετρος του κινητήριου άξονα στο σταθμό 9 είναι  $\Phi=60\text{mm}$ . Βάσει του καταλόγου εδράνων κύλισης (bearing units) της SKF, επιλέγω plummer block roller bearing units. Για 60 mm άτρακτο επιλέγω το SYT 60 F. Ο πίνακας επιλογής παρουσιάζεται παρακάτω.

Plummer block roller bearing units, SKF ConCentra									
Dimensions					Basic load ratings		Limiting speed	Mass	Designation
d <sub>a</sub>	A	H	H <sub>1</sub>	L	dynamic	static			
					mm				
					kN		r/min	kg	
35	60	110	60	205	86,5	85	4300	3,4	SYT 35 F
35	60	110	60	205	86,5	85	6300	3,4	SYT 35 FTS
35	60	110	60	205	86,5	85	4300	3,4	SYT 35 L
35	60	110	60	205	86,5	85	6300	3,4	SYT 35 LTS
40	60	114	60	205	96,5	90	4000	3,5	SYT 40 F
40	60	114	60	205	96,5	90	6000	3,5	SYT 40 FTS
40	60	114	60	205	96,5	90	4000	3,5	SYT 40 L
40	60	114	60	205	96,5	90	6000	3,5	SYT 40 LTS
45	60	116	60	205	102	98	3600	3,6	SYT 45 F
45	60	116	60	205	102	98	5300	3,6	SYT 45 FTS
45	60	116	60	205	102	98	3600	3,6	SYT 45 L
45	60	116	60	205	102	98	5300	3,6	SYT 45 LTS
50	70	129	70	255	104	108	3400	4,8	SYT 50 F
50	70	129	70	255	104	108	5000	4,8	SYT 50 FTS
50	70	129	70	255	104	108	3400	4,8	SYT 50 L
50	70	129	70	255	104	108	5000	4,8	SYT 50 LTS
55	70	135	70	255	125	127	3200	5,4	SYT 55 F
55	70	135	70	255	125	127	4500	5,4	SYT 55 FTS
55	70	135	70	255	125	127	3200	5,4	SYT 55 L
55	70	135	70	255	125	127	4500	5,4	SYT 55 LTS
60	80	150	80	275	193	216	3000	7,0	SYT 60 F
60	80	150	80	275	193	216	4300	7,0	SYT 60 FTS
60	80	150	80	275	193	216	3000	7,0	SYT 60 L
60	80	150	80	275	193	216	4300	7,0	SYT 60 LTS
65	80	157	80	280	193	216	2800	8,0	SYT 65 F

Πίνακας εδράνων κύλισης της SKF

### Σύνδεση ατράκτου με αλυσοτροχούς

Η σύνδεση της κινητήριας ατράκτου με τους αλυσοτροχούς θα γίνει με χρήση σφήνας, επειδή δεν θέλουμε να επιτραπεί καμία σχετική κίνηση ατράκτου αλυσοτροχού.

ο Επιλογή σφήνας

Θα γίνει χρήση πρισματικής σφήνας DIN 6885.

Η διάμετρος της κινητήριας ατράκτου είναι  $d=60\text{mm}$ , και η στρεπτική ροπή σε αυτήν είναι  $M_t= 88,851 \text{ kNm}$ . Από τον πίνακα 13 για  $d=60\text{mm}$  επιλέγω σφήνα με  $b=18\text{mm}$ ,  $h = 11\text{mm}$ ,  $t_1=6\text{mm}$

• Έλεγχος αντοχής σφήνας

Η σφήνα καταπονείται κυρίως σε πίεση επιφάνειας από τη δύναμη  $F$

$$F= 2 \times M_t/d$$

$$F= 2 \times 88,851 \times 1000/60$$

$$F=2961,7 \text{ N}$$

Η παραπάνω δύναμη, όπως είπαμε, προκαλεί στην επιφάνεια της σφήνας πίεση  $p$  που πρέπει:

$$P \leq P_{\text{επιτ.}} \Rightarrow 4 \times M_t / (d \times h \times l_1) \leq P_{\text{επιτ.}} \Rightarrow l_1 \geq 4 \times M_t / (d \times h \times P_{\text{επιτ.}})$$

Από πίνακα 14 λαμβάνουμε ως  $P_{\text{επιτ.}} = 9 \text{ kp/mm}^2$  και έτσι  $l_1 \geq 59,83\text{mm}$  και  $l_1 = l - b$ ,  $l \geq 59,83 + 18 = 77,83\text{mm}$

Η σφήνα πρέπει να έχει τυποποιημένο μήκος  $l$  και από τον πίνακα 15  $l=80\text{mm}$ .

## 10. Σταθμός 10 – Συσκευασίας των παλετών

### Περιγραφή

Στο σταθμό αυτό γίνεται η περιδiesel των παλετών με πλαστικό. Το μηχάνημα περιδiesel λειτουργεί με μόνο μια παλέτα τη φορά. Η μεταφορά γίνεται με τέσσερις αλυσίδες. Η κίνηση δίνεται σε αυτές από ηλεκτρομειωτήρα που λόγω έλλειψης χώρου είναι τοποθετημένος κάτω από τον αλυσομεταφορέα. Η κίνηση από τον ηλεκτρομειωτήρα στους τροχούς μεταδίδεται με αλυσίδα προκαλώντας περαιτέρω μείωση του αριθμού των στροφών. Το μήκος του μηχανήματος περιδiesel είναι τυποποιημένο και είναι 2808mm. Το μήκος του αλυσομεταφορέα είναι 5000mm και καθορίζεται από το μήκος του μηχανήματος περιδiesel και της γενικότερης τοπολογίας του εργοστασίου. Το ύψος του μεταφορέα είναι 1000mm από την επιφάνεια του εδάφους όπως προηγούμενα.

### Επιλογή αλυσίδας

Όπως αναφέρθηκε και στην εισαγωγή οι αλυσίδες μεταφοράς που θα χρησιμοποιηθούν είναι της εταιρείας REGINA.

#### 1. Καθορισμός του είδους της εφαρμογής

Αυτός επιτυγχάνεται με χρήση του πίνακα 1. Από τις κατηγορίες που φαίνονται στον πίνακα αυτή που αντιστοιχεί στη δική μας μεταφορά είναι η G: βιομηχανική κίνηση. Πιο συγκεκριμένα η αλυσίδες που θα χρησιμοποιηθούν είναι οι straight sideplates. Το βήμα της αλυσίδας θα είναι διπλό για να εξασφαλιστεί η καλύτερη μεταφορά της παλέτας. Η μορφή των παραπάνω αλυσίδων φαίνεται στο σχήμα 1.

#### 2. Καθορισμός της τάσης που ασκείται στην αλυσίδα

Έχουμε οριζόντια μεταφορά, η τάση της αλυσίδας σε μια πρώτη εκτίμηση αμελώντας το βάρος της αλυσίδας δίνεται από τον τύπο:

i.  $T(\text{kg}) = f_2 \times P(\text{kg})$  με  $f_2$  το συντελεστή τριβής.

Ο συντελεστής τριβής σύμφωνα με τον κατάλογο της εταιρείας κατασκευής παίρνει τιμή 0,23 για ταχύτητες αλυσίδας μικρότερες του 1m/sec και με λίπανση της αλυσίδας όπως στην περίπτωση μας (Πίνακας 2). Το βάρος της αλυσίδας όπως ειπώθηκε και στην εισαγωγή είναι 950 kg.

Συνεπώς:

$$T = 0,23 \times 950 = 218,5 \text{ kg}$$

$$T = 218,5 \times 9,807 = 2142,8 \text{ N}$$

ii. Τάση / αλυσίδα =  $T / \text{αριθμό αλυσίδων}$

$$T' = 2142,8 / 4 = 535,7 \text{ N}$$

iii. Τάση σχεδιασμού (design chain pull)

$$T_d(\text{kg}) = T(\text{kg}) \times SF \times KV \text{ με } SF: \text{ συντελεστής ασφαλείας} \\ \text{και } KV: \text{ συντελεστής ταχύτητας}$$

Από πίνακα 3  $SF = 1,3$  και από πίνακα 4  $KV = 1$

$$\text{Συνεπώς } T_d = 535,7 \times 1,3 \times 1 = 696,41 \text{ N / αλυσίδα.}$$

3. Το φορτίο λειτουργίας είναι:  $WL = AUS/SF$   
 με AUS: μέση τάση θραύσης και  
 SF: συντελεστής ασφαλείας για αλυσίδα από  
 ανοξείδωτο ατσάλι  $SF=10$

$$\Theta\acute{\epsilon}\lambda\omega WL \geq T_d \equiv AUS/SF \geq T_d \equiv AUS \geq T_d \times SF$$

$$\text{Άρα } AUS \geq 696,41 \times 10 = 6964,1 \text{ N}$$

Άρα από τον πίνακα 5 έχουμε αλυσίδα C2040 με βήμα 1'' και τάση θραύσης 10,8 kN.

4. Για επαλήθευση συνυπολογίζουμε και το βάρος της αλυσίδας και η τάση δίνεται από τον παρακάτω τύπο:

$$T = f_2 \times (M + 2 \times C) \times L$$

με M: βάρος υλικού / μέτρο  $M = 950/5,0 = 190 \text{ kg/m}$   
 C: βάρος αλυσίδας/ μέτρο  $C = 0,6 \text{ kg/m}$   
 L: μήκος μεταφορέα  $L = 5000 \text{ mm} = 5 \text{ m}$

$$\text{Άρα } T = 0,23 \times (190 \text{ kg/m} + 2 \times 0,6 \text{ kg/m}) \times 5 \text{ m}$$

$$T = 219,88 \text{ kg}$$

$$T = 219,88 \times 9,807 = 2156,36 \text{ N}$$

$$\text{Τάση / αλυσίδα} = 2156,36/4 = 539,090 \text{ N}$$

$$\text{Τάση σχεδιασμού } T_d = 539,090 \times 1,3 \times 1 = 700,81 \text{ N/ αλυσίδα}$$

$$AUS \geq 700,81 \times 10 = 7008,18 \text{ N} = 7,0081 \text{ kN}$$

Συνεπώς η αλυσίδα C2040 με  $AUS=10,8 \text{ kN}$  αντέχει την μεταφορά του φορτίου.

#### Επιλογή αλυσοτροχών

Η ταχύτητα κίνησης του αλυσομεταφορέα είναι 0,15 m/sec. Από πίνακα 6 βλέπουμε ότι η ταχύτητα αυτή μπορεί να επιτευχθεί με διαμέτρους αλυσοτροχών από 75mm έως 300mm και αντίστοιχες στροφές του αλυσοτροχού από 10rpm έως 40rpm. Το βήμα του αλυσοτροχού πρέπει να είναι ίδιο με το βήμα της αλυσίδας. Συνεπώς το βήμα του αλυσοτροχού είναι 1'' ή 25,4mm. Η διάμετρος αναφοράς του αλυσοτροχού που είναι αυτή που δίνεται από τον πίνακα 6 ισούται με:  $D_0 = K \times P$  όπου P το βήμα του αλυσοτροχού και K αριθμός που εξαρτάται από τον αριθμό των δοντιών και δίνεται από τον πίνακα 7.

Για  $D_0 = 75 \div 300 \text{ mm}$  και  $K = D_0/P$  έχω  $K = 2,952 \div 11,811$  και από πίνακα 7  $Z = 9 \div 37$  δόντια. Επιλέγω δόντια κινητήριου και κινούμενου τροχού  $Z = 35$  με  $K = 11,156$  και  $D_0 = 283,36 \text{ mm}$ .

#### Επιλογή ηλεκτρομειωτήρα

- Η ταχύτητα κίνησης δίνεται από τον τύπο:  

$$V = \pi \times d_0 \times n / 60000$$

$$n = 60000 \times V / (\pi \times d_0)$$

$$n = 10,11 \text{ rpm}$$
- Η ισχύς είναι  $N = T \times V / (n \times 102)$  όπου n ο μηχανικός βαθμός απόδοσης  $n = 0,75 \Rightarrow$   

$$N = 219,88 \times 0,15 / (0,75 \times 102)$$

$$N = 0,43 \text{ kW}$$

$$N = 0,43 \times 1,359 = 0,58 \text{ PS}$$
- Τότε  $M_t = 716,2 \times N \text{ (PS)}/n \Rightarrow M_t = 716,2 \times 0,58/10,11 \Rightarrow M_t = 41,08 \text{ kpm}$
- Η διάμετρος της κινητήριας ατράκτου είναι:  $D = (5,1 \times M_t \text{ (Nmm)}/6)^{1/3}$



$$D=32,68\text{mm}$$

Λόγω χαμηλής ποιότητας χάλυβα αξόνων λαμβάνω  $D=50\text{mm}$ .

Η μετάδοση κίνησης από τον ηλεκτρομειωτήρα στον κινητήριο άξονα γίνεται όπως είπαμε με χρήση αλυσίδας. Η επιπλέον μείωση που επιτυγχάνουμε με αυτήν την αλυσομετάδοση είναι  $i=2 \Rightarrow n_1/n_2=2$  με  $n_1$  η ταχύτητα του ηλεκτρομειωτήρα και  $n_2$  η ταχύτητα του κινητήριου άξονα. Συνεπώς ταχύτητα εξόδου από τον ηλεκτρομειωτήρα  $n_1=20,22\text{rpm}$ .

Αρα, χρειαζόμαστε ηλεκτρομειωτήρα που να αποδίδει ισχύ  $N=0,43\text{kW}$ , με στρεπτική ροπή  $M=144,64\text{Nm}$  σε  $n=20,22\text{rpm}$ . Από τον κατάλογο της SEW επιλέγουμε τον R77DT90L4 με ισχύ  $N=1,5\text{kW}$  και μέγιστη στρεπτική ροπή  $M=670\text{Nm}$  σε  $n=21\text{rpm}$ . Ο συντελεστής ασφαλείας του ηλεκτρομειωτήρα είναι:  $f_B=1,25$ . Ο ηλεκτρομειωτήρας που θα χρησιμοποιηθεί αποτελείται από μειωτήρα τύπου R με παράλληλους μετωπικούς τροχούς με ελικοειδείς οδόντες, μεγέθους 77 που επιτυγχάνει σχέση μετάδοσης  $i=65,77$  και κινητήρα τύπου DT, τετραπολικό μεγέθους 90L. Ο παραπάνω ηλεκτρομειωτήρας θα παραγγελθεί με inverter για να εξασφαλίσουμε ομαλές εκκινήσεις και σταματήματα.

### Επιλογή αλυσομετάδοσης

Συνεπώς έχουμε στην έξοδο του κινητήρα  $n_1=21\text{rpm}$  και  $i$  αλυσομετάδοσης  $i=21/10,11 \Rightarrow i=2,07$

Η ισχύς που αποδίδει ο κινητήρας είναι  $1,5\text{kW}$

- Η ισχύς με βάση την οποία θα καθορίσουμε την αλυσίδα και τους αλυσοτροχούς της αλυσομετάδοσης δίνεται από τον τύπο:

$$P_c = P \times SF1 \text{ με } SF1 \text{ ο συντελεστής λειτουργίας.}$$

Με χρήση του πίνακα 8 κάνουμε την κατηγοριοποίηση του φορτίου (load classification) και διαπιστώνουμε ότι το είδος του φορτίου είναι σταθερό (steady load). Χρησιμοποιούμε τον πίνακα 9 για τον καθορισμό του συντελεστή SF1 και έχουμε  $SF1=1,0$ .

Συνεπώς  $P_c = 1,5 \times 1,0 = 1,5\text{ kW}$ . Το περιβάλλον λειτουργίας δεν είναι ιδιαίτερα δυσμενές για αυτό δεν λαμβάνεται υπόψιν ο συντελεστής SF2 που έχει να κάνει με τις συνθήκες περιβάλλοντος. Λαμβάνοντας υπόψιν ότι θα χρησιμοποιηθεί διπλή αλυσίδα μετάδοσης κίνησης επειδή δεν υπάρχει πολύ χώρος και θέλουμε να επιτύχουμε λειτουργία χωρίς θόρυβο από τον πίνακα 11 έχουμε  $P_c = 1,5/1,7=0,88\text{ kW}$ . Με χρήση του πίνακα 10 για  $N=0,88\text{kW}$  και  $n=21\text{rpm}$  χρησιμοποιούμε αλυσίδα 19,05mm ή  $\frac{3}{4}$ ".

- Από πίνακα 24 για ισχύ  $0,88\text{kW}$  και  $21\text{rpm}$  έχουμε αριθμό δοντιών μικρού τροχού  $Z_1=15$  και αριθμό δοντιών μεγάλου τροχού  $Z_2=2,07 \times 15=31,05$  Στρογγυλοποιώ στα  $Z=32$  δόντια.

### Έδραση ατράκτων.

Η έδραση των ατράκτων θα γίνει με χρήση εδράνων κύλισης. Κάθε άτρακτος θα εδράζεται σε δύο ρουλεμάν, ένα σταθερό και ένα ελεύθερο. Θα χρησιμοποιηθούν βαρελοειδή έδρανα κύλισης που μπορούν να παραλάβουν πέραν των πολύ μεγάλων ακτινικών φορτίων, αξονικά φορτία προς τις δύο κατευθύνσεις φόρτισης και είναι κατάλληλα για μικρές ταχύτητες.

Η επιλογή των ρουλεμάν θα γίνει βάσει της διαμέτρου του άξονα. Η διάμετρος του κινητήριου και του κινούμενου άξονα στο σταθμό 10 είναι  $\Phi=50\text{mm}$ . Βάσει του καταλόγου εδράνων κύλισης ( bearing units) της SKF, επιλέγω plummer block roller bearing units και πιο συγκεκριμένα επιλέγω το SYT 50F. Ο πίνακας επιλογής φαίνεται παρακάτω.

Plummer block roller bearing units, SKF ConCentra										
Dimensions					Basic load ratings		Limiting speed	Mass	Designation	
					dynamic	static				
$d_a$	A	H	$H_1$	L	C		C <sub>0</sub>			
mm					kN		r/min	Kg	-	
35	60	110	60	205	86,5	85	4300	3,4	SYT 35 F	
35	60	110	60	205	86,5	85	6300	3,4	SYT 35 FTS	
35	60	110	60	205	86,5	85	4300	3,4	SYT 35 L	
35	60	110	60	205	86,5	85	6300	3,4	SYT 35 LTS	
40	60	114	60	205	96,5	90	4000	3,5	SYT 40 F	
40	60	114	60	205	96,5	90	6000	3,5	SYT 40 FTS	
40	60	114	60	205	96,5	90	4000	3,5	SYT 40 L	
40	60	114	60	205	96,5	90	6000	3,5	SYT 40 LTS	
45	60	116	60	205	102	98	3600	3,6	SYT 45 F	
45	60	116	60	205	102	98	5300	3,6	SYT 45 FTS	
45	60	116	60	205	102	98	3600	3,6	SYT 45 L	
45	60	116	60	205	102	98	5300	3,6	SYT 45 LTS	
50	70	129	70	255	104	108	3400	4,8	SYT 50 F	
50	70	129	70	255	104	108	5000	4,8	SYT 50 FTS	
50	70	129	70	255	104	108	3400	4,8	SYT 50 L	
50	70	129	70	255	104	108	5000	4,8	SYT 50 LTS	
55	70	135	70	255	125	127	3200	5,4	SYT 55 F	
55	70	135	70	255	125	127	4500	5,4	SYT 55 FTS	
55	70	135	70	255	125	127	3200	5,4	SYT 55 L	
55	70	135	70	255	125	127	4500	5,4	SYT 55 LTS	
60	80	150	80	275	193	216	3000	7,0	SYT 60 F	
60	80	150	80	275	193	216	4300	7,0	SYT 60 FTS	
60	80	150	80	275	193	216	3000	7,0	SYT 60 L	
60	80	150	80	275	193	216	4300	7,0	SYT 60 LTS	
65	80	157	80	280	193	216	2800	8,0	SYT 65 F	

Πίνακας εδράνων κύλισης της SKF

### Σύνδεση ατράκτων με αλυσοτροχούς

Η σύνδεση της ατράκτου με τους αλυσοτροχούς θα γίνει διαφορετικά στον κινητήριο και στον κινούμενο άξονα. Επειδή στον κινητήριο άξονα δεν θέλουμε να επιτραπεί καμία σχετική κίνηση ατράκτου αλυσοτροχού, η σύνδεσή τους θα γίνει με σφήνα. Αντίθετα, στον κινούμενο άξονα θα χρησιμοποιηθεί έδρανο κύλισης.

- ο Επιλογή σφήνας

Θα γίνει χρήση πρισματικής σφήνας DIN 6885.

Η διάμετρος της κινητήριας ατράκτου είναι  $d=50\text{mm}$ , και η στρεπτική ροπή σε αυτήν είναι  $M_t= 41,08\text{krpm}$ . Από τον πίνακα 13 για  $d=50\text{mm}$  επιλέγω σφήνα με  $b=16\text{mm}$ ,  $h=10\text{mm}$ ,  $t_1=5\text{mm}$ .

- Έλεγχος αντοχής σφήνας

Η σφήνα καταπονείται κυρίως σε πίεση επιφάνειας από τη δύναμη F:

$$F = 2 \times M_t / d$$

$$F = 2 \times 41,08 \times 1000 / 50$$

$$F = 1643,2 \text{ kp}$$

Όπως είπαμε και παραπάνω η δύναμη F προκαλεί στη σφήνα πίεση επιφάνειας  $p$  που πρέπει:

$$P \leq P_{\text{επιτ.}} \Rightarrow 4 \times M_t / (d \times h \times l_1) \leq P_{\text{επιτ.}} \Rightarrow l_1 \geq 4 \times M_t / (d \times h \times P_{\text{επιτ.}})$$

Από πίνακα 14 λαμβάνουμε ως  $P_{\text{επιτ.}} = 9 \text{ kp/mm}^2$  και έτσι  $l_1 \geq 36,51 \text{ mm}$  και  $l_1 = l - b$ ,  
 $l \geq 36,51 + 16 = 52,51 \text{ mm}$

Η σφήνα πρέπει να έχει τυποποιημένο μήκος  $l$  και από τον πίνακα 15  $l = 56 \text{ mm}$ .

ο Επιλογή ρουλεμάν

Θα χρησιμοποιηθούν ρουλεμάν βαθείας αύλακος που δέχονται τόσο εγκάρσια όσο εγκάρσια και αξονικά φορτία. Η επιλογή θα γίνει βάσει της διαμέτρου του άξονα, θα χρησιμοποιηθούν ρουλεμάν με δύο ασφάλειες. Για διάμετρο  $d = 50 \text{ mm}$  επιλέγουμε το 6310-2RS1 με εξωτερική διάμετρο  $d = 110 \text{ mm}$ .

## 11. Σταθμός 11 – Αναμονής των παλετών πριν την είσοδό τους στον ανελκυστήρα

### Περιγραφή

Ο σταθμός αυτός αποτελεί σταθμό αναμονής των παλετών πριν την είσοδό τους στον ανελκυστήρα. Οι παλέτες σε αυτόν τον σταθμό μεταφέρονται ανά δύο. Η μεταφορά γίνεται με χρήση τεσσάρων αλυσίδων. Ο κινητήριος άξονας λόγω της γειτνίασης του σταθμού με τον ανελκυστήρα έχει τοποθετηθεί κάτω από το επίπεδο μεταφοράς και κίνηση δίνεται σε αυτόν από τον ηλεκτρομειωτήρα, που είναι επίσης τοποθετημένος κάτω από τον αλυσομεταφορέα, με αλυσίδες. Ο κινούμενος άξονας είναι τοποθετημένος στο επίπεδο μεταφοράς. Η απόσταση των κέντρων των τροχών κινούμενου - κινητήριου είναι 3000mm και δικαιολογείται από την ύπαρξη των δύο παλετών συνολικού μήκους 2200mm και απόσταση ασφαλείας αριστερά, ενδιάμεσα και δεξιά των παλετών 800mm. Το ύψος και αυτού του αλυσομεταφορέα είναι 1000mm.

### Επιλογή αλυσίδας

Όπως αναφέρθηκε και στην εισαγωγή οι αλυσίδες που θα χρησιμοποιηθούν για τη μεταφορά είναι της εταιρείας REGINA.

#### 1. Καθορισμός του είδους της εφαρμογής

Αυτός επιτυγχάνεται με χρήση του πίνακα 1. Από τις κατηγορίες που φαίνονται στον πίνακα, αυτή που αντιστοιχεί στη δική μας μεταφορά είναι η G: βιομηχανική κίνηση. Πιο συγκεκριμένα οι αλυσίδες που θα χρησιμοποιηθούν είναι οι straight sideplates. Το βήμα της αλυσίδας θα είναι διπλό για να εξασφαλιστεί η καλύτερη μεταφορά της παλέτας. Η μορφή των παραπάνω αλυσίδων φαίνεται στο σχήμα 1.

#### 2. Καθορισμός της τάσης που ασκείται στην αλυσίδα

Έχουμε οριζόντια μεταφορά και η τάση της αλυσίδας σε μια πρώτη εκτίμηση αμελώντας το βάρος της αλυσίδας δίνεται από τον τύπο:

i.  $T(\text{kg})=f_2 \times P(\text{kg})$  με  $f_2$  το συντελεστή τριβής.

Ο συντελεστής τριβής σύμφωνα με τον κατάλογο της εταιρείας κατασκευής παίρνει τιμή 0,23 για ταχύτητες αλυσίδας μικρότερες του 1m/sec και με λίπανση της αλυσίδας όπως στην περίπτωση μας (Πίνακας 2). Το βάρος της παλέτας όπως ειπώθηκε και στην εισαγωγή είναι 950kg. Άρα το βάρος και των δύο παλετών που βρίσκονται σε αυτή την αλυσίδα είναι  $P=2 \times 950=1900\text{kg}$ .

Συνεπώς:

$$T = 0,23 \times 1900=437 \text{ kg}$$
$$T = 437 \times 9,807=4285,65 \text{ N}$$

ii. Τάση / αλυσίδα= T/ αριθμό αλυσίδων

$$T' = 4285,65/4=1071,41 \text{ N}$$

iii. Τάση σχεδιασμού (design chain pull)

$$T_d(\text{kg}) = T(\text{kg}) \times \text{SF} \times \text{KV} \text{ με SF: συντελεστής ασφαλείας} \\ \text{και KV: συντελεστής ταχύτητας}$$

Από πίνακα 3 SF=1,3 και από πίνακα 4 KV=1

Συνεπώς  $T_d = 1071,41 \times 1,3 \times 1 = 1392,83 \text{ N}$  / αλυσίδα.

3. Το φορτίο λειτουργίας είναι  $WL = \text{AUS}/\text{SF}$

με AUS: μέση τάση θραύσης και

SF: συντελεστής ασφαλείας για αλυσίδα από ανοξείδωτο ατσάλι SF=10

$$\Theta\acute{\epsilon}\lambda\omega \text{ WL} \geq T_d \equiv \text{AUS}/\text{SF} \geq T_d \equiv \text{AUS} \geq T_d \times \text{SF}$$

$$\text{Άρα AUS} \geq 1392,83 \times 10 = 13928,3 \text{ N}$$

Άρα από τον πίνακα 5 έχουμε αλυσίδα SSC2050H με βήμα  $1 \frac{1}{4}$ " και τάση θραύσης 18,65 kN.

4. Για επαλήθευση συνυπολογίζουμε και το βάρος της αλυσίδας και η τάση δίνεται από τον παρακάτω τύπο:

$$T = f_2 \times (M + 2 \times C) \times L \text{ με M: βάρος υλικού / μέτρο } M = 1900/3 = 633,33 \text{ kg/m}$$

$$C: \text{βάρος αλυσίδας/ μέτρο } C = 1,53 \text{ kg/m}$$

$$L: \text{μήκος μεταφορέα } L = 3000 \text{ mm} = 3 \text{ m}$$

$$\text{Άρα } T = 0,23 \times (633,33 \text{ kg/m} + 2 \times 1,53 \text{ kg/m}) \times 3 \text{ m}$$

$$T = 439,1 \text{ kg}$$

$$T = 439,1 \times 9,807 = 4306,3 \text{ N}$$

$$\text{Τάση / αλυσίδα} = 4306,3/4 = 1076,58 \text{ N}$$

$$\text{Τάση σχεδιασμού } T_d = 1076,5 \times 1,3 \times 1 = 1399,56 \text{ N/ αλυσίδα}$$

$$\text{AUS} \geq 1399,56 \times 10 = 13995,61 \text{ N} = 13,995 \text{ kN}$$

Συνεπώς η αλυσίδα SSC2050H με AUS=18,65 kN αντέχει την μεταφορά του φορτίου.

### Επιλογή αλυσοτροχών

Η ταχύτητα κίνησης του αλυσομεταφορέα είναι 0,15m/sec. Από πίνακα 6 βλέπουμε ότι η ταχύτητα αυτή μπορεί να επιτευχθεί με διαμέτρους αλυσοτροχών από 75mm έως 300mm και αντίστοιχες στροφές του αλυσοτροχού από 10rpm έως 40rpm. Το βήμα του αλυσοτροχού πρέπει να είναι ίδιο με το βήμα της αλυσίδας. Συνεπώς, το βήμα του αλυσοτροχού είναι  $1 \frac{1}{4}$ " ή 31,75mm. Η διάμετρος αναφοράς του αλυσοτροχού που είναι αυτή που δίνεται από τον πίνακα 6 ισούται με:  $D_0 = K \times P$  όπου P το βήμα του αλυσοτροχού και K, αριθμός που εξαρτάται από τον αριθμό των δοντιών και δίνεται από τον πίνακα 7.

Για  $D_0 = 75 \div 300 \text{ mm}$  και  $K = D_0/P$  έχω  $K = 2,362 \div 9,448$  και από πίνακα 7  $Z = 8 \div 30$  δόντια. Επιλέγω δόντια κινητήριου τροχού και κινούμενου  $Z = 30$  με  $K = 9,657$  και  $D_0 = 303,75 \text{ mm}$ . Οι μικρότεροι τροχοί καθώς και οι τροχοί αλλαγής κατεύθυνσης θα έχουν λιγότερα δόντια, εντός των επιτρεπόμενων λόγω της ταχύτητας ορίων αλλά όχι πολύ λίγα ώστε να περιοριστεί το φαινόμενο του πολυγώνου. Έτσι επιλέγω του τροχούς αυτούς με δόντια  $Z = 12$  και  $D_0 = 3,864 \times 31,75 = 122,68 \text{ mm}$ .

### Επιλογή ηλεκτρομειωτήρα

- Η ταχύτητα κίνησης δίνεται από τον τύπο:  
$$V = \pi \times d_0 \times n / 60000$$
$$n = 60000 \times V / (\pi \times d_0)$$
$$n = 9,431 \text{ rpm}$$
- Η ισχύς είναι  $N = T \times V / (n \times 102)$  όπου  $n$  ο μηχανικός βαθμός απόδοσης  $n = 0,75 \Rightarrow$   
$$N = 439,11 \times 0,15 / (0,75 \times 102)$$
$$N = 0,861 \text{ kW}$$
$$N = 0,861 \times 1,359 = 1,17 \text{ PS}$$
- Τότε  $M_t = 716,2 \times N \text{ (PS)} / n \Rightarrow M_t = 716,2 \times 1,17 / 9,431 \Rightarrow M_t = 88,85 \text{ kpm}$
- Η διάμετρος της κινητήριας ατράκτου είναι  $D = (5,1 \times M_t \text{ (Nmm)})^{1/3}$   
 $D = 42,27 \text{ mm}$

Λόγω χαμηλής ποιότητας χάλυβα αξόνων λαμβάνω  $D = 60 \text{ mm}$ .

Η μετάδοση κίνησης από τον ηλεκτρομειωτήρα στον κινητήριο άξονα γίνεται όπως είπαμε με χρήση αλυσίδας. Η επιπλέον μείωση που επιτυγχάνουμε με αυτήν την αλυσομετάδοση είναι  $i = 2 \Rightarrow n_1/n_2 = 2$  με  $n_1$  η ταχύτητα του ηλεκτρομειωτήρα και  $n_2$  η ταχύτητα του κινητήριου άξονα. Συνεπώς η ταχύτητα του ηλεκτρομειωτήρα είναι  $n_1 = 18,862 \text{ rpm}$ .

Από τα παραπάνω συμπεραίνουμε ότι θέλουμε ηλεκτρομειωτήρα που να αποδίδει ισχύ  $N = 0,86 \text{ kW}$ , με στρεπτική ροπή  $M = 435,68 \text{ Nm}$  και στροφές εξόδου  $n = 18,862 \text{ rpm}$ . Από τον κατάλογο της SEW επιλέγω τον ηλεκτρομειωτήρα: R87DV100M4 ο οποίος αποτελείται από μειωτήρα τύπου R με μετωπικούς τροχούς με ελικοειδή οδόντωση, μεγέθους 87 και κινητήρα τύπου DV, τετραπολικό μεγέθους 100M. Ο παραπάνω ηλεκτρομειωτήρας αποδίδει ισχύ  $N = 2,2 \text{ kW}$  και στις  $n = 19 \text{ rpm}$  έχει μέγιστη στρεπτική ροπή  $1080 \text{ Nm}$ . Ο συντελεστής ασφαλείας του είναι  $f_B = 1,45$ . Ο παραπάνω ηλεκτρομειωτήρας θα παραγγελθεί με inverter για να εξασφαλίσουμε ομαλές εκκινήσεις και σταματήματα.

### Επιλογή αλυσομετάδοσης

Συνεπώς έχουμε στην έξοδο του ηλεκτρομειωτήρα  $n_1 = 19 \text{ rpm}$  και  $i$  αλυσομετάδοσης  $i = 19/9,431 \Rightarrow i = 2,01$

Η ισχύς που αποδίδει ο κινητήρας είναι  $2,2 \text{ kW}$

- Η ισχύς με βάση την οποία θα καθορίσουμε την αλυσίδα και τους αλυσοτροχούς της αλυσομετάδοσης δίνεται από τον τύπο:

$$P_c = P \times SF1 \text{ με SF1 τον συντελεστή λειτουργίας}$$

Με χρήση του πίνακα 8 κάνουμε την κατηγοριοποίηση του φορτίου (load classification) και διαπιστώνουμε ότι το είδος του φορτίου μας είναι σταθερό (steady load). Χρησιμοποιούμε τον πίνακα 9 για τον καθορισμό του συντελεστή SF1 και έχουμε  $SF1 = 1,0$ .

Συνεπώς  $P_c = 2,2 \times 1,0 = 2,2 \text{ kW}$ . Το περιβάλλον λειτουργίας δεν είναι ιδιαίτερα δυσμενές για αυτό δεν συνυπολογίζεται ο συντελεστής SF2 που έχει να κάνει με τις συνθήκες περιβάλλοντος. Λαμβάνοντας υπόψιν ότι θα χρησιμοποιηθεί διπλή αλυσίδα μετάδοσης κίνησης, εξαιτίας της έλλειψης χώρου αλλά και για να εξασφαλίσουμε τη λειτουργία της αλυσομετάδοσης χωρίς θόρυβο χρησιμοποιούμε τον πίνακα 11 και

έχουμε  $P_c = 2,2/1,7 = 1,29 \text{ kW}$ . Συνεπώς, με χρήση του πίνακα 10 για  $n = 19 \text{ rpm}$  και  $P_c = 1,29 \text{ kW}$  έχουμε αλυσίδα  $19,05 \text{ mm}$  ή  $\frac{3}{4}''$ .

- Από τον πίνακα 24 για ισχύ  $1,29 \text{ kW}$  και  $19 \text{ rpm}$  έχουμε αριθμό δοντιών μικρού τροχού  $Z_1 = 21$ , έτσι ο αριθμός δοντιών του μεγάλου τροχού  $Z = 2,04 \times 21 = 42,84$ . Στρογγυλοποιώ στα  $Z_2 = 43$  δόντια.

### Έδραση ατράκτων

Η έδραση των ατράκτων θα γίνει με χρήση εδράνων κύλισης. Κάθε άτρακτος θα εδράζεται σε δύο ρουλεμάν, ένα σταθερό και ένα ελεύθερο. Θα χρησιμοποιηθούν βαρελοειδή έδρανα κύλισης που μπορούν να παραλάβουν πέραν των πολύ μεγάλων ακτινικών φορτίων, αξονικά φορτία προς τις δύο κατευθύνσεις φόρτισης και είναι κατάλληλα για μικρές ταχύτητες.

Η επιλογή των ρουλεμάν θα γίνει βάσει της διαμέτρου του άξονα. Η διάμετρος του κινητήριου άξονα στο σταθμό 11 είναι  $\Phi = 60 \text{ mm}$ . Βάσει του καταλόγου των εδράνων κύλισης (bearing units) της SKF επιλέγω plummer block roller bearing units. Πιο συγκεκριμένα επιλέγω το SYT 60 F. Ο πίνακας επιλογής παρουσιάζεται παρακάτω.

Plummer block roller bearing units, SKF ConCentra										
Dimensions					Basic load ratings		Limiting speed	Mass	Designation	
d <sub>a</sub>	A	H	H <sub>1</sub>	L	dynamic	static	C <sub>0</sub>	C <sub>0</sub>		
					C					
mm					kN		r/min	kg	-	
35	60	110	60	205	86,5	85	4300	3,4	SYT 35 F	
35	60	110	60	205	86,5	85	6300	3,4	SYT 35 FTS	
35	60	110	60	205	86,5	85	4300	3,4	SYT 35 L	
35	60	110	60	205	86,5	85	6300	3,4	SYT 35 LTS	
40	60	114	60	205	96,5	90	4000	3,5	SYT 40 F	
40	60	114	60	205	96,5	90	6000	3,5	SYT 40 FTS	
40	60	114	60	205	96,5	90	4000	3,5	SYT 40 L	
40	60	114	60	205	96,5	90	6000	3,5	SYT 40 LTS	
45	60	116	60	205	102	98	3600	3,6	SYT 45 F	
45	60	116	60	205	102	98	5300	3,6	SYT 45 FTS	
45	60	116	60	205	102	98	3600	3,6	SYT 45 L	
45	60	116	60	205	102	98	5300	3,6	SYT 45 LTS	
50	70	129	70	255	104	108	3400	4,8	SYT 50 F	
50	70	129	70	255	104	108	5000	4,8	SYT 50 FTS	
50	70	129	70	255	104	108	3400	4,8	SYT 50 L	
50	70	129	70	255	104	108	5000	4,8	SYT 50 LTS	
55	70	135	70	255	125	127	3200	5,4	SYT 55 F	
55	70	135	70	255	125	127	4500	5,4	SYT 55 FTS	
55	70	135	70	255	125	127	3200	5,4	SYT 55 L	
55	70	135	70	255	125	127	4500	5,4	SYT 55 LTS	
60	80	150	80	275	193	216	3000	7,0	SYT 60 F	
60	80	150	80	275	193	216	4300	7,0	SYT 60 FTS	
60	80	150	80	275	193	216	3000	7,0	SYT 60 L	
60	80	150	80	275	193	216	4300	7,0	SYT 60 LTS	
65	80	157	80	280	193	216	2800	8,0	SYT 65 F	

Πίνακας εδράνων κύλισης της SKF

### Σύνδεση ατράκτου με αλυσοτροχούς

Η σύνδεση της κινητήριας ατράκτου με τους αλυσοτροχούς θα γίνει με σφήνα επειδή δεν θέλουμε να επιτραπεί καμία σχετική κίνηση ατράκτου αλυσοτροχού. Αντίθετα, η σύνδεση του κινούμενου αλυσοτροχού με την άτρακτο θα γίνει με χρήση ρουλεμάν.

ο Επιλογή σφήνας

Θα γίνει χρήση πρισματικής σφήνας DIN 6885.

Η διάμετρος της κινητήριας ατράκτου είναι  $d=60\text{mm}$ , και η στρεπτική ροπή σε αυτήν είναι  $M_t=88,851\text{kp}\cdot\text{m}$ . Από τον πίνακα 13 για  $d=60\text{mm}$  επιλέγω σφήνα με  $b=18\text{mm}$ ,  $h=11\text{mm}$ ,  $t_1=6\text{mm}$ .

- Έλεγχος αντοχής σφήνας

Η σφήνα καταπονείται κυρίως σε πίεση επιφάνειας από τη δύναμη  $F$  που δίνεται από τον τύπο:

$$F = 2 \times M_t / d$$
$$F = 2 \times 88,851 \times 1000 / 60$$
$$F = 2961,7\text{kp}$$

Η παραπάνω δύναμη προκαλεί στην επιφάνεια της σφήνας πίεση  $p$  που πρέπει:

$$P \leq P_{\text{επιτ.}} \Rightarrow 4 \times M_t / (d \times h \times l_1) \leq P_{\text{επιτ.}} \Rightarrow l_1 \geq 4 \times M_t / (d \times h \times P_{\text{επιτ.}})$$

Από πίνακα 14 λαμβάνουμε ως  $P_{\text{επιτ.}} = 9 \text{kp}/\text{mm}^2$  και έτσι  $l_1 \geq 59,83\text{mm}$  και  $l_1 = l - b$ ,  $l \geq 59,83 + 18 = 77,83\text{mm}$

Η σφήνα πρέπει να έχει τυποποιημένο μήκος  $l$  από τον πίνακα 15  $l=80\text{mm}$ .

ο Επιλογή ρουλεμάν

Θα χρησιμοποιηθούν ρουλεμάν βαθείας αύλακος που δέχονται τόσο εγκάρσια όσο εγκάρσια και αξονικά φορτία. Η επιλογή θα γίνει βάσει της διαμέτρου. Θα χρησιμοποιηθούν έδρανα κύλισης με δύο ασφάλειες, έτσι από πίνακα της SKF για διάμετρο  $d=60\text{mm}$  επιλέγουμε το 6212-2RS1.



## 12. Σταθμός 12 – Ανύψωσης των παλετών

### Περιγραφή

Ο σταθμός αυτός εκτελεί δύο κινήσεις: την μεταφορά των δύο παλετών και την ανύψωση αυτών σε ύψος 2860mm.

Η μεταφορά επιτυγχάνεται με χρήση τεσσάρων αλυσίδων. Ο άξονας κίνησης με τους κινητήριους τροχούς λόγω της κίνησης του μεταφορέα στην κάθετη κατεύθυνση είναι τοποθετημένος κάτω από αυτόν και στο επίπεδο κίνησης του φορτίου είναι τοποθετημένοι μικρότεροι τροχοί. Τροχοί αλλαγής κατεύθυνσης έχουν τοποθετηθεί στο κάτω μέρος για την αποφυγή της επαφής της αλυσίδας με τα μηχανικά μέρη του αλυσομεταφορέα. Ο ηλεκτρομειωτήρας δίνει κίνηση στον κινητήριο άξονα με αλυσίδα επιτυγχάνοντας περαιτέρω μείωση στροφών.

Στην ανύψωση έχουμε κάθετη κίνηση ολόκληρου του μεταφορέα ο οποίος κρατιέται από δύο σημεία. Η ανύψωση γίνεται με αλυσίδες και με χρήση αντίβαρου. Ένα συρματόσχοινο έχει τοποθετηθεί παράλληλα με την αλυσίδα για λόγους ασφαλείας ώστε σε περίπτωση φθοράς αυτής να μην πέσουν το φορείο και το αντίβαρο. Η ταχύτητα ανύψωσης ορίζεται στα 0,2m/sec. Η ταχύτητα μεταφοράς ορίζεται στα 0,15m/sec όπως προηγούμενα. Η απόσταση των κέντρων των τροχών είναι 3000mm λόγω του μήκους των παλετών: 2200mm, των αποστάσεων ασφαλείας αριστερά, ανάμεσα και δεξιά αυτών: 800mm. Το ύψος του μεταφορέα από το οριζόντιο επίπεδο είναι στα 1000mm όπως προηγούμενα.

### A) Μεταφορά

#### Επιλογή αλυσίδας

Όπως αναφέρθηκε και στην εισαγωγή οι αλυσίδες που θα χρησιμοποιηθούν για τη μεταφορά είναι της εταιρείας REGINA.

#### 1. Καθορισμός του είδους της εφαρμογής.

Αυτός επιτυγχάνεται με χρήση του πίνακα 1. Από τις κατηγορίες που φαίνονται στον πίνακα αυτή που αντιστοιχεί στη δική μας μεταφορά είναι η G: βιομηχανική κίνηση. Πιο συγκεκριμένα οι αλυσίδες που θα χρησιμοποιηθούν είναι οι straight sideplates. Το βήμα της αλυσίδας θα είναι διπλό για να εξασφαλιστεί η καλύτερη μεταφορά της παλέτας. Η μορφή της παραπάνω αλυσίδας φαίνεται στο σχήμα 1.

#### 2. Καθορισμός της τάσης που ασκείται στην αλυσίδα

Έχουμε οριζόντια μεταφορά, η τάση της αλυσίδας σε μια πρώτη εκτίμηση αμελώντας το βάρος της αλυσίδας δίνεται από τον τύπο

$$i. \quad T(\text{kg}) = f_2 \times P(\text{kg}) \quad \text{με } f_2 \text{ το συντελεστή τριβής.}$$

Ο συντελεστής τριβής σύμφωνα με τον κατάλογο της εταιρείας κατασκευής παίρνει τιμή 0,23 για ταχύτητες αλυσίδας μικρότερες του 1m/sec και με λίπανση της αλυσίδας όπως στην περίπτωσή μας (Πίνακας 2). Το βάρος της παλέτας όπως

ειπώθηκε και στην εισαγωγή είναι 950kg. Άρα το βάρος και τον δύο παλετών που βρίσκονται σε αυτό το μεταφορέα είναι:  $P=2 \times 950=1900 \text{ kg}$ .

Συνεπώς:

$$T = 0,23 \times 1900=437 \text{ kg}$$

$$T =437 \times 9,807=4285,65 \text{ N}$$

ii. Τάση / αλυσίδα= T/ αριθμό αλυσίδων

$$T' = 4285,65/4=1071,41 \text{ N}$$

iii. Τάση σχεδιασμού (design chain pull)

$$T_d(\text{kg})= T(\text{kg}) \times \text{SF} \times \text{KV} \text{ με SF: συντελεστής ασφαλείας και KV: συντελεστής ταχύτητας}$$

Από πίνακα 3 SF=1,3 και από πίνακα 4 KV=1

Συνεπώς  $T_d= 1071,41 \times 1,3 \times 1=1392,83 \text{ N}$  / αλυσίδα.

3. Το φορτίο λειτουργίας είναι  $WL= \text{AUS}/\text{SF}$

με AUS: μέση τάση θραύσης και

SF: συντελεστής ασφαλείας για αλυσίδα από ανοξείδωτο ατσάλι SF=10

$$\Theta\acute{\epsilon}\lambda\omega \text{ WL} \geq T_d \equiv \text{AUS}/\text{SF} \geq T_d \equiv \text{AUS} \geq T_d \times \text{SF}$$

$$\text{Άρα AUS} \geq 1392,83 \times 10=13928,3 \text{ N}$$

Άρα από τον πίνακα 5 έχουμε αλυσίδα SSC2050H με βήμα 11/4'' και τάση θραύσης 18,65 kN.

4. Για επαλήθευση συνυπολογίζουμε και το βάρος της αλυσίδας και η τάση δίνεται από τον παρακάτω τύπο:

$$T=f_2 \times (M+2 \times C) \times L \text{ με M: βάρος υλικού / μέτρο } M=1900/3=633,33 \text{ kg/m}$$

$$C: \text{ βάρος αλυσίδας/ μέτρο } C=1,53 \text{ kg/m}$$

$$L: \text{ μήκος μεταφορέα } L=3000 \text{ mm}=3 \text{ m}$$

$$\text{Άρα } T=0,23 \times (633,33 \text{ kg/m} + 2 \times 1,53 \text{ kg/m}) \times 3 \text{ m}$$

$$T=439,1 \text{ kg}$$

$$T=439,1 \times 9,807 =4306,34 \text{ N}$$

$$\text{Τάση / αλυσίδα}=4306,34/4=1076,58 \text{ N}$$

Τάση σχεδιασμού  $T_d=1076,58 \times 1,3 \times 1=1399,56 \text{ N}$  / αλυσίδα

$$\text{AUS} \geq 1399,56 \times 10=13995,6 \text{ N}=13,995 \text{ kN}$$

Συνεπώς η αλυσίδα SSC2050H με AUS=18,65 kN αντέχει την μεταφορά του φορτίου.

### Επιλογή αλυσοτροχών

Η ταχύτητα κίνησης του αλυσομεταφορέα είναι 0,15 m/sec. Από τον πίνακα 6 βλέπουμε ότι η ταχύτητα αυτή μπορεί να επιτευχθεί με διαμέτρους αλυσοτροχών από 75mm έως 300mm και αντίστοιχες στροφές του αλυσοτροχού από 10rpm έως 40rpm. Το βήμα του αλυσοτροχού πρέπει να είναι ίδιο με το βήμα της αλυσίδας. Συνεπώς, το βήμα του αλυσοτροχού είναι 1 1/4'' ή 31,75mm. Η διάμετρος αναφοράς του αλυσοτροχού που είναι αυτή που δίνεται από τον πίνακα 6 ισούται με:  $D_0=K \times P$  όπου

P το βήμα του αλυσοτροχού και K αριθμός που εξαρτάται από τον αριθμό των δοντιών και δίνεται από τον πίνακα 7.

Για  $D_0=75\div 300\text{mm}$  και  $K=D_0/P$  έχω  $K=2,362\div 9,448$  και από πίνακα 6  $Z=8\div 30$  δόντια. Επιλέγω δόντια κινητήριου τροχού  $Z=30$  με  $K=9,657$  και  $D_0=303,75\text{mm}$ . Οι τροχοί που βρίσκονται στο επίπεδο μεταφοράς θα είναι μικρότεροι, όμως όχι πολύ μικροί ώστε να ελαττώσουμε την εμφάνιση του φαινομένου του πολυγώνου. Πιο συγκεκριμένα θα γίνουν με  $Z=12$  δόντια και  $D_0=K \times P=3,864 \times 31,75=122,682\text{mm}$ .

### Επιλογή ηλεκτρομειωτήρα

- Η ταχύτητα κίνησης δίνεται από τον τύπο:  
$$V=\pi \times d_0 \times n/60000$$
$$n = 60000 \times V / (\pi \times d_0 )$$
$$n=9,431 \text{ rpm}$$
- Η ισχύς είναι  $N = T \times V / (n \times 102)$  όπου n ο μηχανικός βαθμός απόδοσης  $n=0,75 \Rightarrow$   
$$N=439,1 \times 0,15/(0,75 \times 102)$$
$$N=0,86 \text{ kW}$$
$$N=0,86 \times 1,359=1,17 \text{ PS}$$
- Τότε  $M_t=716,2 \times N \text{ (PS)}/n \Rightarrow M_t=716,2 \times 1,17/9,431 \Rightarrow M_t=88,85 \text{ kpm}$
- Η διάμετρος της κινητήριας ατράκτου είναι  $D=(5,1 \times M_t(\text{kpmmm})/6)^{1/3}$   
 $D=42,27\text{mm}$

Λόγω χαμηλής ποιότητας χάλυβα αξόνων λαμβάνω  $D=60\text{mm}$ .

Η μετάδοση κίνησης από τον κινητήρα στον κινητήριο άξονα γίνεται όπως είπαμε με χρήση αλυσίδας. Η επιπλέον μείωση που επιτυγχάνουμε με αυτήν την αλυσομετάδοση είναι  $i=2 \Rightarrow n_1/n_2=2$  με  $n_1$  η ταχύτητα του ηλεκτρομειωτήρα και  $n_2$  η ταχύτητα του κινητήριου άξονα. Συνεπώς η ταχύτητα του ηλεκτρομειωτήρα είναι  $n_1=18,862\text{rpm}$ .

Συνεπώς χρειαζόμαστε ηλεκτρομειωτήρα που να αποδίδει ισχύ  $N=0,86\text{kW}$  και στρεπτική ροπή  $M=435,68\text{Nm}$  στις  $18,862\text{rpm}$ . Από τον κατάλογο της SEW επιλέγω τον R87DV100M4. Ο παραπάνω ηλεκτρομειωτήρας αποδίδει μέγιστη ισχύ  $N=2,2\text{kW}$ , μέγιστη στρεπτική ροπή  $M=1080\text{Nm}$  στις  $n=19\text{rpm}$  επιτυγχάνοντας σχέση μετάδοσης  $i=72,57$ . Έχει συντελεστή ασφαλείας  $f_B=1,45$ . Είναι ηλεκτρομειωτήρας που αποτελείται από μειωτήρα τύπου R με μετωπικούς οδοντωτούς τροχούς με ελικοειδή οδόντωση, μεγέθους 87 και κινητήρα τύπου DT, τετραπολικό μεγέθους 100M. Ο παραπάνω ηλεκτρομειωτήρας θα παραγγελθεί με inverter για να εξασφαλίσουμε ομαλές εκκινήσεις και σταματήματα.

### Επιλογή αλυσομετάδοσης

Συνεπώς έχουμε στην έξοδο του κινητήρα  $n_1=19 \text{ rpm}$  και  $i$  αλυσομετάδοσης  $i=19/9,431 \Rightarrow i=2,01$

Η ισχύς που αποδίδει ο κινητήρας είναι  $2,2 \text{ kW}$

- Η ισχύς με βάση την οποία θα καθορίσουμε την αλυσίδα και τους αλυσοτροχούς της αλυσομετάδοσης δίνεται από τον τύπο:

$$P_c = P \times SF1 \text{ με } SF1 \text{ τον συντελεστή λειτουργίας}$$

Με χρήση του πίνακα 8 κάνουμε την κατηγοριοποίηση του φορτίου (load classification) και διαπιστώνουμε ότι το είδος του φορτίου μας είναι σταθερό (steady load). Χρησιμοποιούμε τον πίνακα 9 για τον καθορισμό του συντελεστή SF1 και έχουμε SF1=1,0.

Συνεπώς  $P_c=2,2 \times 1,0=2,2 \text{ kW}$ . Το περιβάλλον λειτουργίας δεν είναι ιδιαίτερα δυσμενές για αυτό δεν λαμβάνεται υπόψιν ο συντελεστής SF2 που έχει να κάνει με τις συνθήκες περιβάλλοντος. Λαμβάνοντας υπόψιν ότι θα χρησιμοποιηθεί διπλή αλυσίδα μετάδοσης κίνησης, επειδή ο χώρος είναι περιορισμένος και θέλουμε λειτουργία χωρίς θόρυβο, από τον πίνακα 11  $P_c=2,2/1,7=1,29 \text{ kW}$ . Συνεπώς, από τον πίνακα 10 με  $P_c=1,29 \text{ kW}$  και  $n=19 \text{ rpm}$  έχουμε αλυσίδα 19,05 mm ή  $\frac{3}{4}''$ .

- Από τον πίνακα 24 για ισχύ 1,29kW και 19 rpm, έχουμε αριθμό δοντιών μικρού τροχού  $Z_1=20$  και αριθμό δοντιών μεγάλου τροχού  $Z_2=2,014 \times 20=40,28$ . Στρογγυλοποιώ στα  $Z=41$  δόντια.

### Έδραση ατράκτων.

Η έδραση των ατράκτων θα γίνει με χρήση εδράνων κύλισης. Κάθε άτρακτος θα εδράζεται σε δύο ρουλεμάν, ένα σταθερό και ένα ελεύθερο. Θα χρησιμοποιηθούν βαρελοειδή έδρανα κύλισης που μπορούν να παραλάβουν πέραν των πολύ μεγάλων ακτινικών φορτίων, αξονικά φορτία προς τις δύο κατευθύνσεις φόρτισης και είναι κατάλληλα για μικρές ταχύτητες.

Η επιλογή των ρουλεμάν θα γίνει βάσει της διαμέτρου του άξονα. Η διάμετρος του κινητήριου άξονα στο σταθμό 12 είναι  $\Phi=60 \text{ mm}$ . Βάσει του καταλόγου των εδράνων κύλισης (bearing units) της SKF επιλέγω plummer block roller bearing units και πιο συγκεκριμένα επιλέγω το SYT 60 F. Ο πίνακας επιλογής φαίνεται παρακάτω.

Plummer block roller bearing units, SKF ConCentra									
Dimensions					Basic load ratings		Limiting speed	Mass	Designation
d <sub>a</sub>	A	H	H <sub>1</sub>	L	dynamic	static	C <sub>0</sub>	kg	-
					C				
mm					kN		r/min		
35	60	110	60	205	86,5	85	4300	3,4	SYT 35 F
35	60	110	60	205	86,5	85	6300	3,4	SYT 35 FTS
35	60	110	60	205	86,5	85	4300	3,4	SYT 35 L
35	60	110	60	205	86,5	85	6300	3,4	SYT 35 LTS
40	60	114	60	205	96,5	90	4000	3,5	SYT 40 F
40	60	114	60	205	96,5	90	6000	3,5	SYT 40 FTS
40	60	114	60	205	96,5	90	4000	3,5	SYT 40 L
40	60	114	60	205	96,5	90	6000	3,5	SYT 40 LTS
45	60	116	60	205	102	98	3600	3,6	SYT 45 F
45	60	116	60	205	102	98	5300	3,6	SYT 45 FTS
45	60	116	60	205	102	98	3600	3,6	SYT 45 L
45	60	116	60	205	102	98	5300	3,6	SYT 45 LTS
50	70	129	70	255	104	108	3400	4,8	SYT 50 F
50	70	129	70	255	104	108	5000	4,8	SYT 50 FTS
50	70	129	70	255	104	108	3400	4,8	SYT 50 L
50	70	129	70	255	104	108	5000	4,8	SYT 50 LTS
55	70	135	70	255	125	127	3200	5,4	SYT 55 F
55	70	135	70	255	125	127	4500	5,4	SYT 55 FTS
55	70	135	70	255	125	127	3200	5,4	SYT 55 L
55	70	135	70	255	125	127	4500	5,4	SYT 55 LTS
60	80	150	80	275	193	216	3000	7,0	SYT 60 F
60	80	150	80	275	193	216	4300	7,0	SYT 60 FTS
60	80	150	80	275	193	216	3000	7,0	SYT 60 L
60	80	150	80	275	193	216	4300	7,0	SYT 60 LTS
65	80	157	80	280	193	216	2800	8,0	SYT 65 F

Πίνακας εδράνων κύλισης της SKF

### Σύνδεση ατράκτων με αλυσοτροχούς

Η σύνδεση της ατράκτου με τους αλυσοτροχούς στον κινητήριο άξονα θα γίνει με σφήνα, επειδή δεν θέλουμε να επιτραπεί καμία σχετική κίνηση ατράκτου αλυσοτροχού.

- ο Επιλογή σφήνας

Θα γίνει χρήση πρισματικής σφήνας DIN 6885.

Η διάμετρος της κινητήριας ατράκτου είναι  $d=60\text{mm}$ , και η στρεπτική ροπή σε αυτήν είναι  $M_t=88,85\text{kpm}$ . Από πίνακα 13 για  $d=60\text{mm}$  επιλέγω σφήνα με  $b=18\text{mm}$ ,  $h=11\text{mm}$ ,  $t_1=6\text{mm}$

- Έλεγχος αντοχής σφήνας

Η σφήνα καταπονείται κυρίως σε πίεση επιφάνειας που προκαλείται από τη δύναμη  $F$  που δίνεται από τον παρακάτω τύπο:

$$F = 2 \times M_t / d$$
$$F = 2 \times 88,85 \times 1000 / 60$$
$$F = 2961,6 \text{ kp}$$

Η δύναμη  $F$  όπως είπαμε προκαλεί πίεση  $p$  στην επιφάνεια της σφήνας που πρέπει:

$$P \leq P_{\text{επιτ.}} \Rightarrow 4 \times M_t / (d \times h \times l_1) \leq P_{\text{επιτ.}} \Rightarrow l_1 \geq 4 \times M_t / (d \times h \times P_{\text{επιτ.}})$$

Από πίνακα 14 λαμβάνουμε ως  $P_{\text{επιτ.}} = 9 \text{ kp/mm}^2$  και έτσι  $l_1 \geq 59,83\text{mm}$  και  $l_1 = l - b$ ,  $l \geq 59,83 + 18 = 77,83\text{mm}$

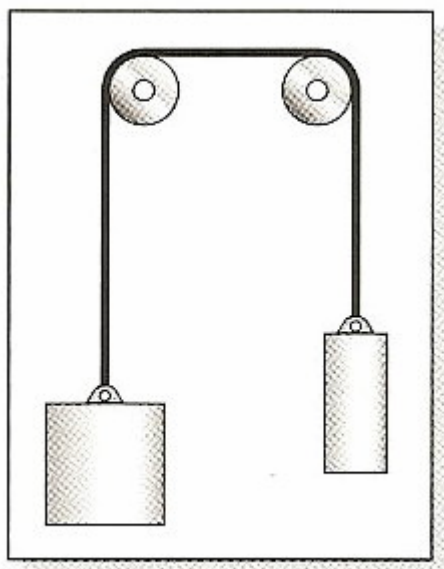
Η σφήνα πρέπει να έχει τυποποιημένο μήκος  $l$  και από τον πίνακα 15  $l=80\text{mm}$ .

## B) Ανύψωση

Στον ανελκυστήρα επιτυγχάνεται ανύψωση του βάρους του μεταφορέα που υπολογίζεται στα 1500kg και του βάρους των δύο παλετών που όπως είπαμε ανέρχεται στα 1900kg. Έτσι το συνολικό βάρος προς ανύψωση είναι:

$$P = 1500 + 1900 = 3400 \text{ kg.}$$

Όπως αναφέρθηκε και στην εισαγωγή για να μειώσουμε την ισχύ του κινητήρα που χρειαζόμαστε για την ανύψωση θα γίνει χρήση αντίβαρου ώστε να μειώσουμε το βάρος που ανυψώνουμε. Δύο αλυσίδες θα είναι δεμένες από τη μια πλευρά με το αντίβαρο και από την άλλη με το φορείο όπως φαίνεται στο παρακάτω σχήμα:



Η κάθε αλυσίδα θα ανυψώνει κάθε φορά το μισό του συνολικού βάρους, δηλαδή  $P = 3400 / 2 = 1700 \text{ kg}$ . Έτσι, τοποθετούνται δυο αντίβαρα, ένα για κάθε αλυσίδα.

### Επιλογή βάρους αντίβαρου

Διακρίνουμε δύο περιπτώσεις:

1. Το φορείο είναι άδειο

Σε αυτή την περίπτωση το βάρος προς ανύψωση είναι  $P = 1500 \text{ kg}$  και κάθε αλυσίδα ανυψώνει  $P/2 = 1500 / 2 = 750 \text{ kg}$ .

- Αν το συνολικό βάρος του αντίβαρου είναι 1500 kg τότε το  $P_{\text{ανυψ.}} = 1500 - 1500 = 0$
- Αν το συνολικό βάρος του αντίβαρου είναι  $P_1 = 1500 + 1900 / 2 = 2450 \text{ kg}$ . Τότε  $P_{\text{ανυψ.}} = 2450 - 1500 = 950 \text{ kg}$

2. Το φορείο είναι γεμάτο

Σε αυτή την περίπτωση το βάρος προς ανύψωση είναι  $P = 1500 + 1900 = 3400 \text{ kg}$  και κάθε αλυσίδα ανυψώνει  $P = 1700 \text{ kg}$ .

- Αν το συνολικό βάρος του αντίβαρου είναι 1500kg,όσο το βάρος του φορείου. Τότε το  $P_{ανψ.}=3400 -1500 =1900\text{kg}$
- Αν το συνολικό βάρος του αντίβαρου είναι  $P_1=1500+1900/2=2450\text{kg}$ . Τότε  $P_{ανψ.}=3400-2450=950\text{ kg}$

Από τα παραπάνω παρατηρούμε ότι συγκριτικά συμφέρει περισσότερο η χρήση αντίβαρου συνολικού βάρους  $P= 2450\text{ kg}$ , 1225 kg για κάθε αλυσίδα.

### Επιλογή αλυσίδας

Η επιλογή της αλυσίδας προς χρήση θα γίνει από τον κατάλογο της REGINA. Η επιλογή της θα βασιστεί στο βάρος προς ανύψωση της αλυσίδας. Για την ανύψωση του σταθμού θα χρησιμοποιηθούν,όπως είπαμε, δύο αλυσίδες και το βάρος θα ισακατανέμεται σε αυτές. Το βάρος προς ανύψωση ισούται με το βάρος των δύο παλετών, και της σιδηράς κατασκευής μαζί με τον αλυσομεταφορέα.

#### 1. Καθορισμός του είδους της εφαρμογής

Όπως παρατηρούμε από τον πίνακα 1 η εφαρμογή που αντιστοιχεί στην ανύψωση είναι η εφαρμογή τύπου O: αλυσίδες έλξης (tension linkage chains). Πιο συγκεκριμένα, επειδή το φορτίο μπορεί να θεωρηθεί ως σχεδόν στατικό και η κόπωση στις συνδέσεις δεν αποτελεί πρόβλημα θα χρησιμοποιήσουμε αλυσίδες τύπου leaf και πιο συγκεκριμένα αλυσίδες από την σειρά AL. Η μορφή των παραπάνω αλυσίδων φαίνεται στο σχήμα 3.

#### 2. Καθορισμός της τάσης της αλυσίδας

Για την ανύψωση του σταθμού θα χρησιμοποιηθούν δύο αλυσίδες. Το βάρος προς ανύψωση ισούται με το βάρος των δύο παλετών, και της σιδηράς κατασκευής μαζί με τον αλυσομεταφορέα. Το βάρος κάθε παλέτας υπολογίζεται στα 950 kg και το βάρος του μεταφορέα σε 1500kg.

- Το βάρος προς ανύψωση είναι  $P= 2 \times 950 + 1500 =3400\text{ kg}$   
 $P=3400 \times 9,807=33343,8\text{ N}=33,343\text{ kN}$ .
- Η κάθε αλυσίδα ανυψώνει φορτίο  $P_{αλυσίδας}=33,343/2=16,671\text{ kN}$
- Θέλω  $P \times S_f \leq \text{Τάση θραύσης}$ .

Από τον πίνακα 35 επιλέγω τον συντελεστή ασφαλείας  $S_f=9$

Συνεπώς  $P \times S_f =16,671 \times 9=150,047 \leq \text{Τάση θραύσης}$

3. Από τον κατάλογο της REGINA από τη σειρά AL επιλέγω την AL866 με τον συνδυασμό 6 x 6 όπως φαίνεται στο σχήμα 4.

Το βήμα της αλυσίδας που επιλέχθηκε είναι  $P= 25,4\text{mm}$  και το πλάτος της  $A_1=44,15\text{mm}$ . Η αντοχή της είναι 198,3 kN.

### Επιλογή αλυσοτροχών

Η ταχύτητα ανύψωσης του αλυσομεταφορέα είναι 0,2 m/sec. Από πίνακα 6 βλέπουμε ότι η ταχύτητα αυτή μπορεί να επιτευχθεί με διαμέτρους αλυσοτροχών από 80mm έως 400mm και αντίστοιχες στροφές του αλυσοτροχού από 10rpm έως 50rpm. Το βήμα του αλυσοτροχού πρέπει να είναι ίδιο με το βήμα της αλυσίδας. Συνεπώς, το βήμα του αλυσοτροχού είναι 25,4mm. Η βασική διάμετρος του αλυσοτροχού που είναι αυτή που δίνεται από τον πίνακα 6 ισούται με:  $D_0=K \times P$  όπου P το βήμα του αλυσοτροχού και K αριθμός που εξαρτάται από τον αριθμό των δοντιών και δίνεται από τον πίνακα 7.

Για  $D_0=80\div 400$  mm και  $K=D_0/P$  έχω  $K=3,149\div 15,74$  και από πίνακα 7  $Z=11\div 49$  δόντια. Επιλέγω δόντια τροχών  $Z=35$ . Έτσι από πίνακα 7 έχω  $K=11,156$  και  $D_0=11,156 \times 25,4=283,36$ mm.

### Επιλογή ηλεκτρομειωτήρα

- Στροφές της ατράκτου

$$n = 60000 \times v / (\pi \times d_0)$$
$$n = 60000 \times 0,2 / (\pi \times 283,36)$$
$$n = 13,480 \text{ rpm}$$

- Η ισχύς προς ανύψωση του σταθμού είναι :  $N = P \times v / (102 \times 0,75)$

Το βάρος  $P = 3400$ kg, όμως λόγω αντίβαρου ανυψώνονται  $P = 3400 - 2450 = 950$  kg. Η ταχύτητα ανόδου είναι  $v = 0,2$  m/sec.

Άρα

$$N = 950 \times 0,2 / (102 \times 0,75)$$
$$N = 2,486 \text{ kW}$$
$$N = 3,375 \text{ PS}$$

- Τότε  $M_t = 716,2 \times N \text{ (PS)} / n \Rightarrow M_t = 716,2 \times 3,375 / 13,480 \Rightarrow M_t = 179,31 \text{ kpm}$
- Η διάμετρος της κινητήριας ατράκτου είναι  $D = (5,1 \times M_t \text{ (kp mm)})^{1/3}$   
 $D = 53,41$ mm

Λόγω χαμηλής ποιότητας χάλυβα αξόνων λαμβάνω  $D = 70$ mm.

Συνεπώς χρειαζόμαστε ηλεκτροκινητήρα που να αποδίδει ισχύ  $N = 2,486$  kW και στρεπτική ροπή  $M = 1758,39$ Nm στις  $n = 13,48$ rpm. Ο μειωτήρας εκτελεί μείωση στροφών  $i = 105,13$ . Από τον κατάλογο της SEW επιλέγω τον ηλεκτρομειωτήρα: KA97DV112M4. Ο παραπάνω ηλεκτρομειωτήρας αποτελείται από κινητήρα μέγιστης ισχύος  $N = 4$ kW, μέγιστης στρεπτικής ροπής  $M = 2830$ Nm στις  $n = 14$ rpm. Ο συντελεστής ασφαλείας του ηλεκτρομειωτήρα είναι  $f_B = 1,5$ . Ο παραπάνω ηλεκτρομειωτήρας αποτελείται από μειωτήρα τύπου K με κωνικούς οδοντωτούς τροχούς με ελικοειδή οδόντωση, μεγέθους 97 και κινητήρα τύπου DV, τετραπολικό μεγέθους 100M. Ο παραπάνω ηλεκτρομειωτήρας θα παραγγελθεί με inverter για να εξασφαλίσουμε ομαλές εκκινήσεις και σταματήματα.



## Επιλογή κόπλερ

Για τη μετάδοση της απαραίτητης ισχύς και στροφών από τον κινητήρα στην κινητήρια άτρακτο θα χρησιμοποιηθούν εύκαμπτα κόπλερ. (flexible couplings). Η επιλογή του τύπου του κόπλερ θα γίνει βάσει της διαμέτρου της άτρακτου.

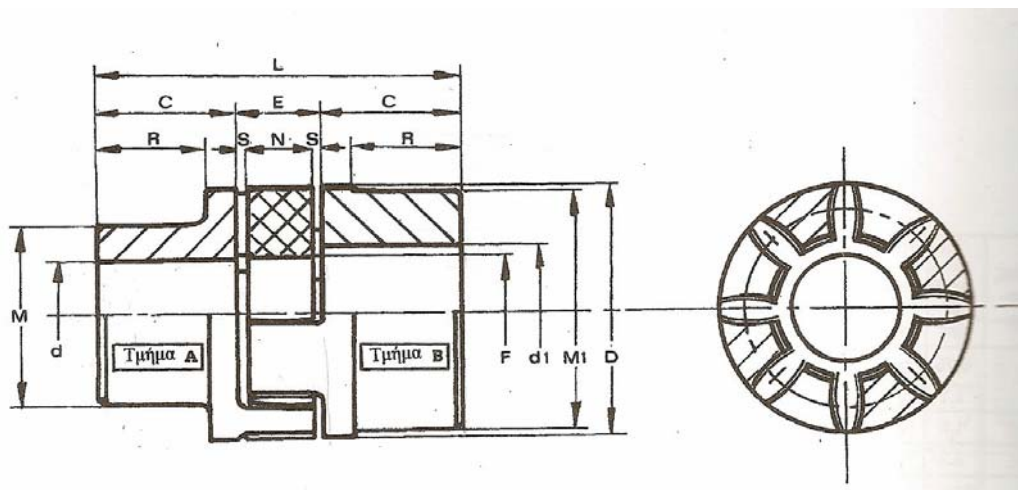
Από τον παρακάτω πίνακα επιλέγω το GE-T 55A-70B.

Υλικό: Χυτοσίδηρος G25

Τύπος Κόπλερ	Διαστάσεις σε mm														Μάζα Kg.			J Kg. cm <sup>2</sup> A + B
	A	B	d <sub>max.</sub>	d <sub>1 max.</sub>	Κανονική σειρά										ελαστ. στου.	A	B	
					C	D	E	F	M	M <sub>1</sub>	N	R	S	L				
GE-T 19A-24B	—	—	19	24	25	40	16	18	30	40	12	19	2	66	0,004	0,18	0,25	0,8
GE-T 24A-32B	—	—	24	28	30	55	18	27	40	55	14	24	2	78	0,014	0,36	0,55	3
GE-T 28A-38B	—	—	28	38	35	65	20	30	48	65	15	27,5	2,5	90	0,025	0,60	0,85	7
GE-T 38A-45B	—	—	38	45	45	80	24	38	66	78	18	36,5	3	114	0,042	1,35	1,65	20
GE-T 42A-55B	—	—	42	55	50	95	26	46	75	94	20	40	3	126	0,066	2,00	2,30	50
GE-T 48A-60B	—	—	48	60	56	105	28	51	85	104	21	45	3,5	140	0,088	2,75	3,10	80
GE-T 55A-70B	—	—	55	70	65	120	30	60	98	118	22	52	4	160	0,116	4,20	4,50	160
GE-T 65A-75B	—	—	65	75	75	135	35	68	115	134	26	61	4,5	185	0,172	6,50	6,80	310
GE-T 75A-90B	—	—	75	90	85	160	40	80	135	158	30	69	5	210	0,325	10,00	10,80	680
GE-T 90A-100B	38	38	90	100	100	200	45	100	160	180	34	81	5,5	245	0,440	14,00	15,80	1590

Πίνακας επιλογής κόπλερ

Το κόπλερ που επιλέχθηκε είναι της μορφής του παρακάτω σχήματος



Μορφή κόπλερ

## Έδραση ατράκτου.

Η έδραση της ατράκτου θα γίνει με χρήση εδράνων κύλισης. Η άτρακτος θα εδράζεται σε δύο ρουλεμάν, ένα σταθερό και ένα ελεύθερο. Θα χρησιμοποιηθούν βαρελοειδή έδρανα κύλισης που μπορούν να παραλάβουν πέραν των πολύ μεγάλων ακτινικών φορτίων, αξονικά φορτία προς τις δύο κατευθύνσεις φόρτισης και είναι κατάλληλα για μικρές ταχύτητες.

Η επιλογή των ρουλεμάν θα γίνει βάσει της διαμέτρου του άξονα. Η διάμετρος του άξονα στο σταθμό 12 είναι  $\Phi=70\text{mm}$ . Βάσει του καταλόγου των εδράνων κύλισης (bearing units) της SKF επιλέγω plummer block bearing units. Για 70mm άτρακτο επιλέγω το SYT 70 F.

<b>Plummer block roller bearing units, SKF ConCentra</b>									
Dimensions					Basic load ratings		Limiting speed	Mass	Designation
d <sub>a</sub>	A	H	H <sub>1</sub>	L	dynamic	static	C <sub>0</sub>	kg	-
					C				
mm					kN		r/min	kg	-
65	80	157	80	280	193	216	3800	8,0	SYT 65 FTS
65	80	157	80	280	193	216	2800	8,0	SYT 65 L
65	80	157	80	280	193	216	3800	8,0	SYT 65 LTS
70	90	177	95	315	208	228	2600	10,5	SYT 70 F
70	90	177	95	315	208	228	3600	10,5	SYT 70 FTS
70	90	177	95	315	208	228	2600	10,5	SYT 70 L
70	90	177	95	315	208	228	3600	10,5	SYT 70 LTS
75	90	182	95	320	212	240	2500	11,5	SYT 75 F
75	90	182	95	320	212	240	3400	11,5	SYT 75 FTS
75	90	182	95	320	212	240	2500	11,5	SYT 75 L

Πίνακας επιλογής εδράνων κύλισης της SKF

## Επιλογή συρματόσχοινο

Το συρματόσχοινο, όπως ειπώθηκε και στην περιγραφή του σταθμού χρησιμοποιείται για λόγους ασφάλειας. Σε περίπτωση που η αλυσίδα σπάσει αυτό θα διατηρήσει το φορείο και το αντίβαρο σε ισορροπία. Το συρματόσχοινο μαζί με την αλυσίδα κρατούν το αντίβαρο και το φορείο. Είναι τοποθετημένα παράλληλα και έτσι, έχουμε δύο συρματόσχοινα όσες και οι αλυσίδες. Αφού το συρματόσχοινο θα λειτουργήσει σε περίπτωση ασφαλείας για την ανύψωση θα υπολογιστεί σαν να μην υπήρχε η αλυσίδα.

## Καθορισμός της τάσης στο συρματόσχοινο

Η τάση στο συρματόσχοινο εξαρτάται από τους παρακάτω παράγοντες:

- Το φορτίο προς ανύψωση
- Το βάρος του συρματόσχοινο
- Την επιτάχυνση και την επιβράδυνση του φορτίου που ανυψώνεται και του συρματόσχοινο
- Την τριβή στις στηρίξεις του συρματόσχοινο
- Την απαραίτητη δύναμη για να ξεπεραστεί η ακαμψία του συρματόσχοινο σε κάμψη

Ο αρχικός καθορισμός της τάσης θα γίνει αμελώντας αρχικά το βάρος του συρματόσχοινου.

Το φορτίο προς ανύψωση είναι  $P=950\text{kg}$  αφού γίνεται χρήση αντιβάρου. Χρησιμοποιούνται δύο αντίβαρα και έτσι το βάρος προς ανύψωση του κάθε συρματόσχοινου είναι  $P=475\text{ kg}$ .

Η επιτάχυνση και η επιβράδυνση του φορτίου δεν θα συνυπολογιστεί στην τάση του συρματόσχοινου.

Με χρήση του πίνακα 37 για μεταλλικό συρματόσχοινο και με τροχαλίες από ατσάλι βλέπουμε ότι έχουμε αύξηση της τάσης κατά 5% λόγω τριβής στις στηρίξεις του συρματόσχοινου και της δύναμης για να ξεπεραστεί η ακαμψία του συρματόσχοινου.

Συνεπώς το βάρος προς ανύψωση ανέρχεται σε:

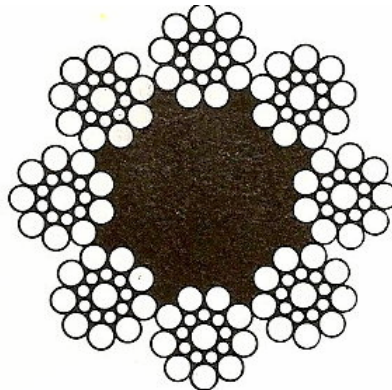
$$P=1,05 \times 475=498,75\text{ kg}$$

$$P=4887,75\text{ N}$$

Ο συντελεστής ασφαλείας για τα συρματόσχοινα πρέπει να ξεπερνά το 6. Επιλέγω σχετικά μεγάλο συντελεστή ασφαλείας διότι υπάρχουν εργαζόμενοι στο χώρο του ανελκυστήρα. Ο συντελεστής ασφαλείας που θα χρησιμοποιηθεί είναι:  $S_f=9$  και έχω:  $P'=4488,75\text{ kg}$

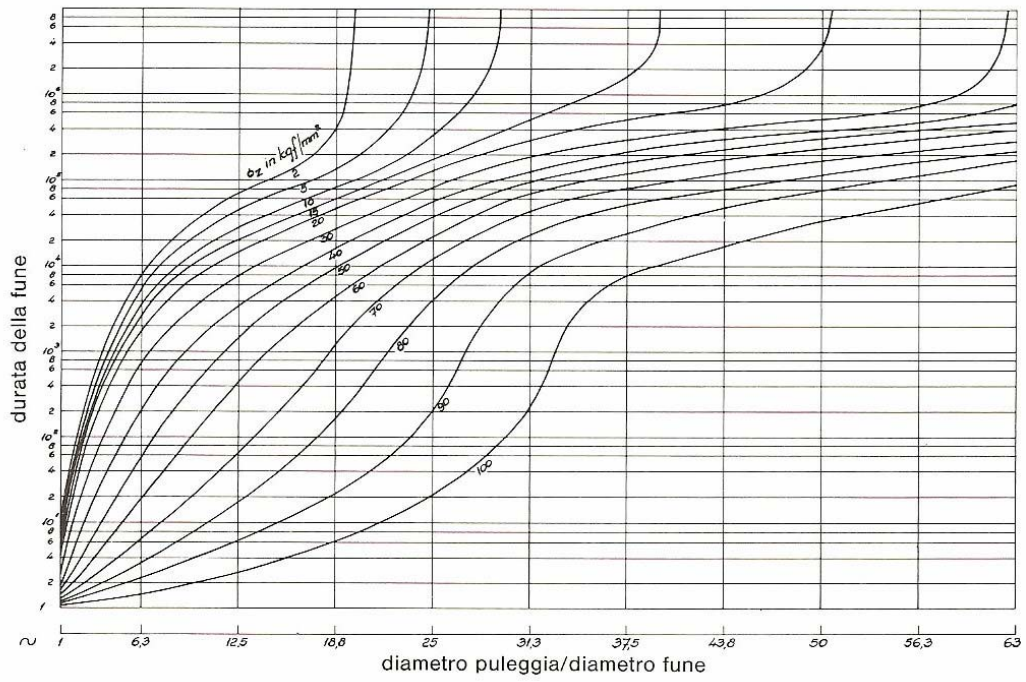
$$P'=43989,7\text{ N}$$

Από τον κατάλογο της κατασκευάστριας εταιρείας επιλέγω συρματόσχοινο του τύπου του παρακάτω σχήματος.



Πιο συγκεκριμένα από τον πίνακα 38 επιλέγω αυτό με διάμετρο  $d=10\text{mm}$  και τάση θραύσης  $T=4490\text{kg}$ .

Από τον κατάλογο της εταιρείας επιλέγω επίσης την διάμετρο της τροχαλίας που θα χρησιμοποιηθεί. Από το σχήμα που ακολουθεί παρατηρώ ότι όσο μεγαλύτερος είναι ο λόγος  $D/d$  τόσο μεγαλύτερη είναι η διάρκεια ζωής του συρματόσχοινου. Πιο συγκεκριμένα για  $D/d < 18,8$  η διάρκεια ζωής μειώνεται ενώ για  $D/d > 31,3$  έχουμε μεγάλη διάρκεια ζωής για το συρματόσχοινο όμως η εκλογή θεωρείται ιδιαιτέρως αντιοικονομική.



Επιλέγω  $D/d=28$  και έχω διάμετρος τροχαλίας συρματόσχοινου  $D=28 \times d=28 \times 10=280\text{mm}$ .

### 13. Σταθμός 13 – Εξόδου των παλετών από τον ανελκυστήρα

#### Περιγραφή

Ο σταθμός αυτός βρίσκεται επί της αερογέφυρας της γραμμής μεταφοράς και χρησιμεύει στη μετακίνηση δύο παλετών κατά μήκος αυτής. Ο σταθμός στα αριστερά συνορεύει με τον ανελκυστήρα. Έτσι είναι απαραίτητη η χρήση μικρότερων τροχών, αντί του κινούμενου άξονα με τους τροχούς του, τοποθετημένων συγκολλητά ώστε να μην υπάρχει απόσταση μεταξύ των δύο σταθμών και πιθανή πτώση της παλέτας. Ο κινητήριος άξονας βρίσκεται επί του επιπέδου μεταφοράς και η κίνηση δίνεται σε αυτόν από τον ηλεκτρομειωτήρα, που βρίσκεται κάτω από τον μεταφορέα, με αλυσίδα επιτυγχάνοντας περαιτέρω μείωση στροφών. Τροχοί αλλαγής κατεύθυνσης τοποθετούνται στο κάτω μέρος του αλυσομεταφορέα για να αποφευχθεί η επαφή της αλυσίδας με τα μηχανικά μέρη. Στο σταθμό αυτό κινούνται δύο παλέτες. Η ταχύτητα κίνησης των παλετών μειώνεται από 0,15m/sec σε 0,075 m/sec. Η αλλαγή αυτή γίνεται διότι υπάρχει πολύ χρόνος για τη μεταφορά των παλετών κατά μήκος της εναέριας γραμμής. Ο κύκλος λειτουργίας του ανελκυστήρα στον προηγούμενο σταθμό (12) είναι ο μισός από τον κύκλο λειτουργίας του ανελκυστήρα στο σταθμό 16 (Το ύψος ανόδου στον 12 είναι το μισό από αυτό στο 16). Προτιμάται γι' αυτό το λόγο οι παλέτες να ταξιδεύουν πιο αργά αλλά με μεγαλύτερη ασφάλεια παρά να συσσωρεύονται στο σταθμό 15. Η απόσταση μεταξύ των τροχών είναι 10300mm κυρίως λόγω τοπολογίας της αερογέφυρας.

#### Επιλογή αλυσίδας

Οι αλυσίδες μεταφοράς που θα χρησιμοποιηθούν όπως έχει αναφερθεί και παραπάνω είναι της εταιρείας REGINA.

##### 1. Καθορισμός του είδους της εφαρμογής.

Αυτός επιτυγχάνεται με χρήση του πίνακα 1. Από τις κατηγορίες που φαίνονται στον πίνακα αυτή που αντιστοιχεί στη δική μας μεταφορά είναι η G: βιομηχανική κίνηση. Πιο συγκεκριμένα η αλυσίδες που θα χρησιμοποιηθούν είναι οι straight sideplates. Το βήμα της αλυσίδας θα είναι διπλό για να εξασφαλιστεί η καλύτερη μεταφορά της παλέτας. Η μορφή των παραπάνω αλυσίδων φαίνεται στο σχήμα 1.

2. Καθορισμός της τάσης που ασκείται στην αλυσίδα  
Έχουμε οριζόντια μεταφορά και η τάση της αλυσίδας σε μια πρώτη εκτίμηση αμελώντας το βάρος της δίνεται από τον τύπο

i.  $T(kg)=f_2 \times P (kg)$  με  $f_2$  το συντελεστή τριβής.

Ο συντελεστής τριβής σύμφωνα με τον κατάλογο της εταιρείας κατασκευής παίρνει τιμή 0,23 για ταχύτητες αλυσίδας μικρότερες του 1m/sec και με λίπανση της αλυσίδας όπως στην περίπτωση μας (Πίνακας 2).

Το βάρος της παλέτας όπως είναι 950 kg. Άρα το βάρος και τον δύο παλετών που βρίσκονται σε αυτή την αλυσίδα είναι  $P=2 \times 950=1900$  kg.

Συνεπώς:

$$T = 0,23 \times 1900 = 437 \text{ kg}$$

$$T = 437 \times 9,807 = 4285,65 \text{ N}$$

ii. Τάση / αλυσίδα =  $T / \text{αριθμό αλυσίδων}$

$$T' = 4285,65 / 4 = 1071,41 \text{ N}$$

iii. Τάση σχεδιασμού (design chain pull)

$$T_d(\text{kg}) = T(\text{kg}) \times \text{SF} \times \text{KV} \text{ με SF: συντελεστής ασφαλείας και KV: συντελεστής ταχύτητας}$$

Από πίνακα 3 SF=1,3 και από πίνακα 4 KV=1

Συνεπώς  $T_d = 1071,41 \times 1,3 \times 1 = 1392,83 \text{ N} / \text{αλυσίδα}$ .

3. Το φορτίο λειτουργίας είναι  $WL = \text{AUS} / \text{SF}$

με AUS: μέση τάση θραύσης και

SF: συντελεστής ασφαλείας για αλυσίδα από ανοξείδωτο ατσάλι SF=10

Θέλω  $WL \geq T_d \Rightarrow \text{AUS} / \text{SF} \geq T_d \Rightarrow \text{AUS} \geq T_d \times \text{SF}$

$$\text{Άρα } \text{AUS} \geq 1392,83 \times 10 = 13928,3 \text{ N}$$

Άρα από τον πίνακα 4 έχουμε αλυσίδα SSC2050H με βήμα 1 ¼'' και τάση θραύσης 18,65 kN.

4. Για επαλήθευση συνυπολογίζουμε και το βάρος της αλυσίδας και η τάση δίνεται από τον παρακάτω τύπο:

$T = f_2 \times (M + 2 \times C) \times L$  με M: βάρος υλικού / μέτρο  $M = 1900 / 10,3 = 184,46 \text{ kg/m}$

C: βάρος αλυσίδας / μέτρο  $C = 1,53 \text{ kg/m}$

L: μήκος μεταφορέα  $L = 10300 \text{ mm} = 10,3 \text{ m}$

Άρα  $T = 0,23 \times (184,46 \text{ kg/m} + 2 \times 1,53 \text{ kg/m}) \times 10,3 \text{ m}$

$$T = 444,24 \text{ kg}$$

$$T = 444,24 \times 9,807 = 4356,75 \text{ N}$$

Τάση / αλυσίδα =  $4356,75 / 4 = 1089,18 \text{ N}$

Τάση σχεδιασμού  $T_d = 1089,18 \times 1,3 \times 1 = 1415,94 \text{ N} / \text{αλυσίδα}$

$$\text{AUS} \geq 1415,94 \times 10 = 14159 \text{ N} = 14,159 \text{ kN}$$

Συνεπώς η αλυσίδα SSC2050H με AUS=18,65 kN αντέχει την μεταφορά του φορτίου.

### Επιλογή αλυσοτροχών

Η ταχύτητα κίνησης του αλυσομεταφορέα είναι 0,075m/sec. Από πίνακα 6 βλέπουμε ότι η ταχύτητα αυτή μπορεί να επιτευχθεί με διαμέτρους αλυσοτροχών από 75mm έως 150mm και αντίστοιχες στροφές του αλυσοτροχού από 10rpm έως 20rpm. Το βήμα του αλυσοτροχού πρέπει να είναι ίδιο με το βήμα της αλυσίδας. Συνεπώς το βήμα του αλυσοτροχού είναι 1 ¼'' ή 31,75mm. Η διάμετρος αναφοράς του αλυσοτροχού που είναι αυτή που δίνεται από τον πίνακα 6 ισούται με:  $D_0 = K \times P$  όπου P το βήμα του αλυσοτροχού και K αριθμός που εξαρτάται από τον αριθμό των δοντιών και δίνεται από τον πίνακα 7.

Για  $D_0 = 75 \div 150 \text{ mm}$  και  $K = D_0 / P$  έχω  $K = 2,362 \div 4,724$  και από πίνακα 6  $Z = 9 \div 15$  δόντια. Επιλέγω δόντια κινητήριου τροχού  $Z = 15$  με  $K = 4,810$  και  $D_0 = 152,71 \text{ mm}$ .

### Επιλογή ηλεκτρομειωτήρα

- Η ταχύτητα κίνησης δίνεται από τον τύπο:  
$$V = \pi \times d_0 \times n / 60000$$
$$n = 60000 \times V / (\pi \times d_0)$$
$$n = 9,379 \text{ rpm}$$
- Η ισχύς είναι  $N = T \times V / (n \times 102)$  όπου  $n$  ο μηχανικός βαθμός απόδοσης  $n=0,75$   
$$N = 444,24 \times 0,075 / (0,75 \times 102)$$
$$N = 0,435 \text{ kW}$$
$$N = 0,435 \times 1,359 = 0,591 \text{ PS}$$
- Τότε  $M_t = 716,2 \times N \text{ (PS)} / n \Rightarrow M_t = 716,2 \times 0,591 / 9,379 \Rightarrow M_t = 45,19 \text{ kpm}$
- Η διάμετρος της κινητήριας ατράκτου είναι  $D = (5,1 \times M_t \text{ (kpm)} / 6)^{1/3}$   
 $D = 33,74 \text{ mm}$

Λόγω χαμηλής ποιότητας χάλυβα αξόνων λαμβάνω  $D = 50 \text{ mm}$ .

Η μετάδοση κίνησης από τον ηλεκτρομειωτήρα στον κινητήριο άξονα γίνεται όπως είπαμε με χρήση αλυσίδας. Η επιπλέον μείωση που επιτυγχάνουμε με αυτήν την αλυσομετάδοση είναι  $i=2 \Rightarrow n_1/n_2=2$  με  $n_1$  η ταχύτητα εξόδου του ηλεκτρομειωτήρα και  $n_2$  η ταχύτητα του κινητήριου άξονα. Συνεπώς η ταχύτητα του ηλεκτρομειωτήρα είναι  $n_1 = 18,758 \text{ rpm}$ .

Άρα, χρειαζόμαστε ηλεκτρομειωτήρα που να αποδίδει ισχύ  $N = 0,435 \text{ kW}$  και στρεπτική ροπή  $M = 222,29 \text{ Nm}$  στις  $18,758 \text{ rpm}$ . Από τον κατάλογο της SEW επιλέγω τον R77DT90L4. Ο παραπάνω ηλεκτρομειωτήρας αποδίδει μέγιστη ισχύ  $N = 1,5 \text{ kW}$ , μέγιστη στρεπτική ροπή  $M = 670 \text{ Nm}$  στις  $n = 21 \text{ rpm}$  επιτυγχάνοντας σχέση μετάδοσης  $i = 65,77$ . Έχει συντελεστή ασφαλείας  $f_B = 1,25$ . Ο παραπάνω ηλεκτρομειωτήρας αποτελείται από μειωτήρα τύπου R με μετωπικούς οδοντωτούς τροχούς με ελικοειδή οδόντωση, μεγέθους 77 και κινητήρα τύπου DT, τετραπολικό μεγέθους 90L. Ο παραπάνω ηλεκτρομειωτήρας θα παραγγελθεί με inverter για να εξασφαλίσουμε ομαλές εκκινήσεις και σταματήματα.

### Επιλογή αλυσομετάδοσης

Συνεπώς έχουμε στην έξοδο του κινητήρα  $n_1 = 21 \text{ rpm}$  και  $i$  αλυσομετάδοσης  $i = 21 / 9,397 \Rightarrow i = 2,235$

Η ισχύς που αποδίδει ο κινητήρας είναι  $1,5 \text{ kW}$

- Η ισχύς με βάση την οποία θα καθορίσουμε την αλυσίδα και τους αλυσοτροχούς της αλυσομετάδοσης δίνεται από τον τύπο:

$$P_c = P \times SF1 \text{ με } SF1 \text{ τον συντελεστή λειτουργίας.}$$

Με χρήση του πίνακα 8 κάνουμε την κατηγοριοποίηση του φορτίου (load classification) και διαπιστώνουμε ότι το είδος του φορτίου μας είναι σταθερό (steady load). Χρησιμοποιούμε τον πίνακα 9 για τον καθορισμό του συντελεστή SF1 και έχουμε  $SF1 = 1,0$ .

Συνεπώς  $P_c = 1,5 \times 1,0 = 1,5 \text{ kW}$ . Το περιβάλλον λειτουργίας δεν είναι ιδιαίτερα δυσμενές για αυτό δεν λαμβάνεται υπόψιν ο συντελεστής SF2 που έχει να κάνει με τις συνθήκες περιβάλλοντος. Λαμβάνοντας υπόψιν ότι θα χρησιμοποιηθεί διπλή

αλυσίδα μετάδοσης κίνησης, επειδή ο χώρος είναι περιορισμένος και θέλουμε λειτουργία χωρίς θόρυβο, από τον πίνακα 11  $P_c = 1,5/1,7 = 0,88$  kW. Συνεπώς, από τον πίνακα 10 με  $P_c =$  και  $n = 21$  rpm έχουμε αλυσίδα 19,05 mm ή  $\frac{3}{4}$ ”.

- Από τον πίνακα 24 για ισχύ 0,88 και 21 rpm, έχουμε αριθμό δοντιών μικρού τροχού  $Z_1 = 15$  και αριθμό δοντιών μεγάλου τροχού  $Z_2 = 2,235 \times 15 = 33,525$ . Στρογγυλοποιώ στα  $Z = 34$  δόντια.

### Έδραση ατράκτων.

Η έδραση των ατράκτων θα γίνει με χρήση εδράνων κύλισης. Κάθε άτρακτος θα εδράζεται σε δύο ρουλεμάν, ένα σταθερό και ένα ελεύθερο. Θα χρησιμοποιηθούν βαρελοειδή έδρανα κύλισης που μπορούν να παραλάβουν πέραν των πολύ μεγάλων ακτινικών φορτίων, αξονικά φορτία προς τις δύο κατευθύνσεις φόρτισης και είναι κατάλληλα για μικρές ταχύτητες.

Η επιλογή των ρουλεμάν θα γίνει βάσει της διαμέτρου του άξονα. Η διάμετρος του κινητήριου και του κινούμενου άξονα στο σταθμό 13 είναι  $\Phi = 50$  mm. Βάσει του καταλόγου εδράνων κύλισης ( bearing units) της SKF, επιλέγω plummer block roller bearing units και πιο συγκεκριμένα επιλέγω το SYT 50 F. Ο πίνακας επιλογής φαίνεται παρακάτω.

Plummer block roller bearing units, SKF ConCentra									
Dimensions					Basic load ratings		Limiting speed	Mass	Designation
d <sub>a</sub>	A	H	H <sub>1</sub>	L	dynamic	static	C <sub>0</sub>	Kg	-
					C				
mm					kN		r/min		
35	60	110	60	205	86,5	85	4300	3,4	SYT 35 F
35	60	110	60	205	86,5	85	6300	3,4	SYT 35 FTS
35	60	110	60	205	86,5	85	4300	3,4	SYT 35 L
35	60	110	60	205	86,5	85	6300	3,4	SYT 35 LTS
40	60	114	60	205	96,5	90	4000	3,5	SYT 40 F
40	60	114	60	205	96,5	90	6000	3,5	SYT 40 FTS
40	60	114	60	205	96,5	90	4000	3,5	SYT 40 L
40	60	114	60	205	96,5	90	6000	3,5	SYT 40 LTS
45	60	116	60	205	102	98	3600	3,6	SYT 45 F
45	60	116	60	205	102	98	5300	3,6	SYT 45 FTS
45	60	116	60	205	102	98	3600	3,6	SYT 45 L
45	60	116	60	205	102	98	5300	3,6	SYT 45 LTS
50	70	129	70	255	104	108	3400	4,8	SYT 50 F
50	70	129	70	255	104	108	5000	4,8	SYT 50 FTS
50	70	129	70	255	104	108	3400	4,8	SYT 50 L
50	70	129	70	255	104	108	5000	4,8	SYT 50 LTS
55	70	135	70	255	125	127	3200	5,4	SYT 55 F
55	70	135	70	255	125	127	4500	5,4	SYT 55 FTS
55	70	135	70	255	125	127	3200	5,4	SYT 55 L
55	70	135	70	255	125	127	4500	5,4	SYT 55 LTS
60	80	150	80	275	193	216	3000	7,0	SYT 60 F
60	80	150	80	275	193	216	4300	7,0	SYT 60 FTS
60	80	150	80	275	193	216	3000	7,0	SYT 60 L
60	80	150	80	275	193	216	4300	7,0	SYT 60 LTS
65	80	157	80	280	193	216	2800	8,0	SYT 65 F

Πίνακας επιλογής εδράνων κύλισης της SKF

### Σύνδεση ατράκτων με αλυσοτροχούς

Η σύνδεση της ατράκτου με τους αλυσοτροχούς στον κινητήριο άξονα θα γίνει με χρήση σφήνας, επειδή δεν θέλουμε να επιτραπεί καμία σχετική κίνηση ατράκτου αλυσοτροχού.



ο Επιλογή σφήνας

Θα γίνει χρήση πρισματικής σφήνας DIN 6885.

Η διάμετρος της κινητήριας ατράκτου είναι  $d=50\text{mm}$ , και η στρεπτική ροπή σε αυτήν είναι  $M_t= 45,19\text{kpm}$ . Από τον πίνακα 13 για  $d=50\text{mm}$  επιλέγω σφήνα με  $b=18\text{mm}$ ,  $h=11\text{mm}$ ,  $t_1=6\text{mm}$ .

- Έλεγχος αντοχής σφήνας

Η σφήνα καταπονείται κυρίως σε πίεση επιφάνειας από τη δύναμη  $F$  που είναι:

$$F= 2 \times M_t/d$$

$$F= 2 \times 45,19 \times 1000/50$$

$$F=1807,6 \text{ kp}$$

Η δύναμη  $F$ , όπως είπαμε προκαλεί στην επιφάνεια της σφήνας πίεση  $p$  που πρέπει:

$$P \leq P_{\text{επιτ.}} \Rightarrow 4 \times M_t / (d \times h \times l_1) \leq P_{\text{επιτ.}} \Rightarrow l_1 \geq 4 \times M_t / (d \times h \times P_{\text{επιτ.}})$$

Από πίνακα 14 λαμβάνουμε ως  $P_{\text{επιτ.}} = 9 \text{ kp/mm}^2$  και έτσι  $l_1 \geq 36,51\text{mm}$  και  $l_1 = l - b$ ,  $l \geq 36,51 + 18 = 54,51\text{mm}$

Η σφήνα πρέπει να έχει τυποποιημένο μήκος  $l$  και από τον πίνακα 15  $l=56\text{mm}$ .

## 14. Σταθμός 14 – Μεταφοράς των παλετών κατά μήκος της εναέριας γραμμής

### Περιγραφή

Ο σταθμός αυτός αποτελεί συνέχεια του προηγούμενου. Ο διαχωρισμός της αερογέφυρας σε παραπάνω από έναν αλυσομεταφορείς σχετίζεται με την καλύτερη εποπτεία και τον έλεγχο της μεταφοράς. Και σ' αυτόν τον σταθμό κινούνται δύο παλέτες. Η κίνηση γίνεται με χρήση τεσσάρων αλυσίδων. Οι σταθμοί τόσο αριστερά όσο και δεξιά αυτού είναι σταθεροί επομένως ο κινητήριος και ο κινούμενος άξονας τοποθετούνται στο επίπεδο μεταφοράς. Ο ηλεκτρομειωτήρας όπως και προηγούμενα τοποθετείται κάτω από τον αλυσομεταφορέα και η κίνηση μεταδίδεται με αλυσίδα στον κινητήριο τροχό επιτυγχάνοντας επιπλέον μείωση. Οι τροχοί του προηγούμενου (κινητήριος) και του επόμενου (κινούμενος) είναι εμπλεκόμενοι επιτρέποντας έτσι την ασφαλή διέλευση της παλέτας. Η ταχύτητα και εδώ είναι 0,075m/sec. Το μήκος του αλυσομεταφορέα είναι όπως και παραπάνω 10300mm.

### Επιλογή αλυσίδας

Όπως αναφέρθηκε και παραπάνω οι αλυσίδες μεταφοράς που θα χρησιμοποιηθούν είναι της εταιρείας REGINA.

#### 1. Καθορισμός του είδους της εφαρμογής.

Αυτός επιτυγχάνεται με χρήση του πίνακα 1. Από τις κατηγορίες που φαίνονται στον πίνακα αυτή που αντιστοιχεί στη δική μας μεταφορά είναι η G: βιομηχανική κίνηση. Πιο συγκεκριμένα η αλυσίδες που θα χρησιμοποιηθούν είναι οι straight sideplates. Το βήμα της αλυσίδας θα είναι διπλό για να εξασφαλιστεί η καλύτερη μεταφορά της παλέτας. Η μορφή των παραπάνω αλυσίδων φαίνεται στο σχήμα 1.

#### 2. Καθορισμός της τάσης που ασκείται στην αλυσίδα

Έχουμε οριζόντια μεταφορά και η τάση της αλυσίδας σε μια πρώτη εκτίμηση αμελώντας το βάρος της αλυσίδας δίνεται από τον τύπο

$$i. \quad T(\text{kg})=f_2 \times P (\text{kg}) \quad \text{με } f_2 \text{ το συντελεστή τριβής.}$$

Ο συντελεστής τριβής σύμφωνα με τον κατάλογο της εταιρείας κατασκευής παίρνει τιμή 0,23 για ταχύτητες αλυσίδας μικρότερες του 1m/sec και με λίπανση της αλυσίδας όπως στην περίπτωση μας (Πίνακας 2). Το βάρος της παλέτας είναι 950kg. Άρα το βάρος και τον δύο παλετών που βρίσκονται σε αυτή την αλυσίδα είναι  $P=2 \times 950=1900\text{kg}$ .

Συνεπώς:

$$T = 0,23 \times 1900=437 \text{ kg}$$
$$T = 437 \times 9,807=4285,65 \text{ N}$$

$$ii. \quad \text{Τάση / αλυσίδα} = T / \text{αριθμό αλυσίδων}$$
$$T' = 4285,65/4=1071,41 \text{ N}$$

$$iii. \quad \text{Τάση σχεδιασμού (design chain pull)}$$

$$T_d(\text{kg}) = T(\text{kg}) \times \text{SF} \times \text{KV} \text{ με SF: συντελεστής ασφαλείας και KV: συντελεστής ταχύτητας}$$

Από πίνακα 3 SF=1,3 και από πίνακα 4 KV=1  
 Συνεπώς  $T_d = 1071,41 \times 1,3 \times 1 = 1392,83 \text{ N}$  / αλυσίδα.

3. Το φορτίο λειτουργίας είναι  $WL = AUS/SF$   
 με AUS: μέση τάση θραύσης και  
 SF: συντελεστής ασφαλείας για αλυσίδα  
 από ανοξείδωτο ατσάλι SF=10

$$\text{Θέλω } WL \geq T_d \equiv AUS / SF \geq T_d \equiv AUS \geq T_d \times SF$$

$$\text{Άρα } AUS \geq 1392,83 \times 10 = 13928,3 \text{ N}$$

Άρα από τον πίνακα 4 έχουμε αλυσίδα SSC2050H με βήμα 1 ¼” και τάση θραύσης 18,65 kN.

4. Για επαλήθευση συνυπολογίζουμε και το βάρος της αλυσίδας και η τάση δίνεται από τον παρακάτω τύπο:

$$T = f_2 \times (M + 2 \times C) \times L \text{ με M: βάρος υλικού / μέτρο } M = 1900 / 10,3 = 184,46 \text{ kg/m}$$

$$C: \text{ βάρος αλυσίδας / μέτρο } C = 1,53 \text{ kg/m}$$

$$L: \text{ μήκος μεταφορέα } L = 10300 \text{ mm} = 10,3 \text{ m}$$

$$\text{Άρα } T = 0,23 \times (184,46 \text{ kg/m} + 2 \times 1,53 \text{ kg/m}) \times 10,3 \text{ m}$$

$$T = 444,24 \text{ kg}$$

$$T = 444,24 \times 9,807 = 4356,75 \text{ N}$$

$$\text{Τάση / αλυσίδα} = 4356,75 / 4 = 1089,18 \text{ N}$$

$$\text{Τάση σχεδιασμού } T_d = 1089,18 \times 1,3 \times 1 = 1415,94 \text{ N / αλυσίδα}$$

$$AUS \geq 1415,94 \times 10 = 14159 \text{ N} = 14,159 \text{ kN}$$

Συνεπώς η αλυσίδα SSC2050H με AUS=18,65 kN αντέχει την μεταφορά του φορτίου.

### Επιλογή αλυσοτροχών

Η ταχύτητα κίνησης του αλυσομεταφορέα είναι 0,075m/sec. Από τον πίνακα 6 βλέπουμε ότι η ταχύτητα αυτή μπορεί να επιτευχθεί με διαμέτρους αλυσοτροχών από 75mm έως 150mm και αντίστοιχες στροφές του αλυσοτροχού από 10rpm έως 20rpm. Το βήμα του αλυσοτροχού πρέπει να είναι ίδιο με το βήμα της αλυσίδας. Συνεπώς το βήμα του αλυσοτροχού είναι 1 ¼” ή 31,75mm. Η διάμετρος αναφοράς του αλυσοτροχού που είναι αυτή που δίνεται από τον πίνακα 6 ισούται με:  $D_0 = K \times P$  όπου P το βήμα του αλυσοτροχού και K αριθμός που εξαρτάται από τον αριθμό των δοντιών και δίνεται από τον πίνακα 7.

Για  $D_0 = 75 \div 150 \text{ mm}$  και  $K = D_0 / P$  έχω  $K = 2,362 \div 4,724$  και από τον πίνακα 6  $Z = 9 \div 15$  δόντια. Επιλέγω δόντια κινητήριου τροχού  $Z = 15$  με  $K = 4,810$  και  $D_0 = 152,71 \text{ mm}$ .

### Επιλογή ηλεκτρομειωτήρα

- Η ταχύτητα κίνησης δίνεται από τον τύπο:  
$$V = \pi \times d_0 \times n / 60000$$
$$n = 60000 \times V / (\pi \times d_0)$$
$$n = 9,379 \text{ rpm}$$
- Η ισχύς είναι  $N = T \times V / (n \times 102)$  όπου  $n$  ο μηχανικός βαθμός απόδοσης  $n=0,75$   
$$N = 444,24 \times 0,075 / (0,75 \times 102)$$
$$N = 0,435 \text{ kW}$$
$$N = 0,435 \times 1,359 = 0,591 \text{ PS}$$
- Τότε  $M_t = 716,2 \times N \text{ (PS)} / n \Rightarrow M_t = 716,2 \times 0,591 / 9,379 \Rightarrow M_t = 45,19 \text{ kpm}$
- Η διάμετρος της κινητήριας ατράκτου είναι  $D = (5,1 \times M_t \text{ (kpm)} / 6)^{1/3}$   
 $D = 33,74 \text{ mm}$

Λόγω χαμηλής ποιότητας χάλυβα αξόνων λαμβάνω  $D = 50 \text{ mm}$ .

Η μετάδοση κίνησης από τον ηλεκτρομειωτήρα στον κινητήριο άξονα γίνεται όπως είπαμε με χρήση αλυσίδας. Η επιπλέον μείωση που επιτυγχάνουμε με αυτήν την αλυσομετάδοση είναι  $i=2 \Rightarrow n_1/n_2=2$  με  $n_1$  η ταχύτητα του ηλεκτρομειωτήρα και  $n_2$  η ταχύτητα του κινητήριου άξονα. Συνεπώς, η ταχύτητα του ηλεκτρομειωτήρα είναι  $n_1 = 18,758 \text{ rpm}$ .

Άρα, χρειαζόμαστε ηλεκτρομειωτήρα που να αποδίδει ισχύ  $N = 0,435 \text{ kW}$  και στρεπτική ροπή  $M = 222,29 \text{ Nm}$  στις  $18,758 \text{ rpm}$ . Από τον κατάλογο της SEW επιλέγω τον R77DT90L4. Ο παραπάνω ηλεκτρομειωτήρας αποδίδει μέγιστη ισχύ  $N = 1,5 \text{ kW}$ , μέγιστη στρεπτική ροπή  $M = 670 \text{ Nm}$  στις  $n = 21 \text{ rpm}$  επιτυγχάνοντας σχέση μετάδοσης  $i = 65,77$ . Έχει συντελεστή ασφαλείας  $f_B = 1,25$ . Είναι ηλεκτρομειωτήρας που αποτελείται από μειωτήρα τύπου R με μετωπικούς οδοντωτούς τροχούς με ελικοειδή οδόντωση, μεγέθους 77 και κινητήρα τύπου DT, τετραπολικό μεγέθους 90L. Ο παραπάνω ηλεκτρομειωτήρας θα παραγγελθεί με inverter για να εξασφαλίσουμε ομαλές εκκινήσεις και σταματήματα.

### Επιλογή αλυσομετάδοσης

Συνεπώς έχουμε στην έξοδο του κινητήρα  $n_1 = 21 \text{ rpm}$  και  $i$  αλυσομετάδοσης  $i = 21 / 9,397 \Rightarrow i = 2,235$

Η ισχύς που αποδίδει ο κινητήρας είναι  $1,5 \text{ kW}$

- Η ισχύς με βάση την οποία θα καθορίσουμε την αλυσίδα και τους αλυσοτροχούς της αλυσομετάδοσης δίνεται από τον τύπο:

$$P_c = P \times SF1 \text{ με } SF1 \text{ τον συντελεστή λειτουργίας}$$

Με χρήση του πίνακα 8 κάνουμε την κατηγοριοποίηση του φορτίου (load classification) και διαπιστώνουμε ότι το είδος του φορτίου μας είναι σταθερό (steady load). Χρησιμοποιούμε τον πίνακα 9 για τον καθορισμό του συντελεστή SF1 και έχουμε  $SF1 = 1,0$ .

Συνεπώς  $P_c = 1,5 \times 1,0 = 1,5 \text{ kW}$ . Το περιβάλλον λειτουργίας δεν είναι ιδιαίτερα δυσμενές για αυτό δεν λαμβάνεται υπόψιν ο συντελεστής SF2 που έχει να κάνει με τις συνθήκες περιβάλλοντος. Λαμβάνοντας υπόψιν ότι θα χρησιμοποιηθεί διπλή αλυσίδα μετάδοσης κίνησης, επειδή ο χώρος είναι περιορισμένος και θέλουμε λειτουργία χωρίς θόρυβο, από τον πίνακα 11 έχω  $P_c = 1,5 / 1,7 = 0,88 \text{ kW}$ . Συνεπώς, από τον πίνακα 10 με  $P_c$  και  $n = 21 \text{ rpm}$  έχουμε αλυσίδα  $19,05 \text{ mm } \frac{3}{4}$ .

- Από τον πίνακα 24 για ισχύ 0,88 και 21 rpm, έχουμε αριθμό δοντιών μικρού τροχού  $Z_1=15$  και αριθμό δοντιών μεγάλου τροχού  $Z_2=2,235 \times 15=33,525$ ,  $Z=34$  δόντια.

### Έδραση ατράκτων

Η έδραση των ατράκτων θα γίνει με χρήση εδράνων κύλισης. Κάθε άτρακτος θα εδράζεται σε δύο ρουλεμάν, ένα σταθερό και ένα ελεύθερο. Θα χρησιμοποιηθούν βαρελοειδή έδρανα κύλισης που μπορούν να παραλάβουν πέραν των πολύ μεγάλων ακτινικών φορτίων, αξονικά φορτία προς τις δύο κατευθύνσεις φόρτισης και είναι κατάλληλα για μικρές ταχύτητες.

Η επιλογή των εδράνων θα γίνει βάσει της διαμέτρου του άξονα. Η διάμετρος του κινητήριου και του κινούμενου άξονα στο σταθμό 14 είναι  $\Phi=50\text{mm}$ . Βάσει του καταλόγου των εδράνων κύλισης (bearing units) της SKF επιλέγω plummer block roller bearing units και πιο συγκεκριμένα επιλέγω το SYT 50 F. Ο πίνακας επιλογής φαίνεται παρακάτω.

Plummer block roller bearing units, SKF ConCentra									
Dimensions					Basic load ratings		Limiting speed	Mass	Designation
					dynamic	static			
$d_a$	A	H	$H_1$	L	C		$C_0$		
mm					kN		r/min	kg	-
35	60	110	60	205	86,5	85	4300	3,4	SYT 35 F
35	60	110	60	205	86,5	85	6300	3,4	SYT 35 FTS
35	60	110	60	205	86,5	85	4300	3,4	SYT 35 L
35	60	110	60	205	86,5	85	6300	3,4	SYT 35 LTS
40	60	114	60	205	96,5	90	4000	3,5	SYT 40 F
40	60	114	60	205	96,5	90	6000	3,5	SYT 40 FTS
40	60	114	60	205	96,5	90	4000	3,5	SYT 40 L
40	60	114	60	205	96,5	90	6000	3,5	SYT 40 LTS
45	60	116	60	205	102	98	3600	3,6	SYT 45 F
45	60	116	60	205	102	98	5300	3,6	SYT 45 FTS
45	60	116	60	205	102	98	3600	3,6	SYT 45 L
45	60	116	60	205	102	98	5300	3,6	SYT 45 LTS
50	70	129	70	255	104	108	3400	4,8	SYT 50 F
50	70	129	70	255	104	108	5000	4,8	SYT 50 FTS
50	70	129	70	255	104	108	3400	4,8	SYT 50 L
50	70	129	70	255	104	108	5000	4,8	SYT 50 LTS
55	70	135	70	255	125	127	3200	5,4	SYT 55 F
55	70	135	70	255	125	127	4500	5,4	SYT 55 FTS
55	70	135	70	255	125	127	3200	5,4	SYT 55 L
55	70	135	70	255	125	127	4500	5,4	SYT 55 LTS
60	80	150	80	275	193	216	3000	7,0	SYT 60 F
60	80	150	80	275	193	216	4300	7,0	SYT 60 FTS
60	80	150	80	275	193	216	3000	7,0	SYT 60 L
60	80	150	80	275	193	216	4300	7,0	SYT 60 LTS
65	80	157	80	280	193	216	2800	8,0	SYT 65 F

Πίνακας επιλογής εδράνων κύλισης της SKF

### Σύνδεση ατράκτων με αλυσοτροχούς

Η σύνδεση της ατράκτου με τους αλυσοτροχούς στον κινητήριο άξονα θα γίνει με σφήνα, επειδή δεν θέλουμε να επιτραπεί καμία σχετική κίνηση ατράκτου αλυσοτροχού. Στον κινούμενο άξονα θα χρησιμοποιηθούν ρουλεμάν.

ο Επιλογή σφήνας

Θα χρησιμοποιηθεί πρισματική σφήνα DIN 6885.

Η διάμετρος της κινητήριας ατράκτου είναι  $d=50\text{mm}$ , και η στρεπτική ροπή σε αυτήν είναι  $M_t= 45,19 \text{ kNm}$ . Από τον πίνακα 13 για  $d=50\text{mm}$  επιλέγω σφήνα με  $b=18\text{mm}$ ,  $h= 11\text{mm}$ ,  $t_1=6\text{mm}$

- Έλεγχος αντοχής σφήνας

Η σφήνα καταπονείται κυρίως σε πίεση επιφάνειας από τη δύναμη  $F$  που δίνεται από τον τύπο:

$$F= 2 \times M_t/d$$
$$F= 2 \times 45,19 \times 1000/50$$
$$F=1807,6 \text{ kN}$$

Η παραπάνω δύναμη δημιουργεί στην επιφάνεια της σφήνας πίεση  $p$  που πρέπει:

$$P \leq P_{\text{επιτ.}} \Rightarrow 4 \times M_t / (d \times h \times l_1) \leq P_{\text{επιτ.}} \Rightarrow l_1 \geq 4 \times M_t / (d \times h \times P_{\text{επιτ.}})$$

Από πίνακα 14 λαμβάνουμε ως  $P_{\text{επιτ.}} = 9 \text{ kN/mm}^2$  και έτσι  $l_1 \geq 36,51\text{mm}$  και  $l_1 = l - b$ ,  $l \geq 36,51 + 18 = 54,51\text{mm}$

Η σφήνα πρέπει να έχει τυποποιημένο μήκος  $l$  από πίνακα 15  $l=56\text{mm}$ .

ο Επιλογή ρουλεμάν

Η επιλογή τον ρουλεμάν θα γίνει βάσει της διαμέτρου του άξονα. Επιλέγονται ρουλεμάν βαθείας αύλακος που δέχονται τόσο εγκάρσια όσο εγκάρσια και αξονικά φορτία. Τα ρουλεμάν που θα χρησιμοποιηθούν θα έχουν δύο ασφάλειες και από πίνακα της SKF επιλέγω για διάμετρο ατράκτου  $50\text{mm}$  τα 6310-2RS1 με εξωτερική διάμετρο  $D=110\text{mm}$ .

## 15. Σταθμός 15 – Αναμονής των παλετών πριν τον ανελκυστήρα καθόδου

### Περιγραφή

Ο σταθμός 15 οδηγεί τις δύο παλέτες στην είσοδο στον ανελκυστήρα καθόδου. Η μεταφορά των παλετών κατά μήκος αυτού του σταθμού γίνεται με χρήση τεσσάρων αλυσίδων. Λόγω γειννίασης του σταθμού με τον ανελκυστήρα καθόδου ο κινητήριος άξονας θα τοποθετηθεί κάτω από το επίπεδο μεταφοράς και στο επίπεδο μεταφοράς θα τοποθετηθούν συγκολλητοί τροχοί μικρότερης διαμέτρου. Δεν αντιμετωπίζεται, όμως, το ίδιο πρόβλημα στα αριστερά του αλυσομεταφορέα όπου μπορεί να τοποθετηθεί ο κινούμενος άξονας με τους τροχούς του. Όπως και παραπάνω οι τροχοί θα είναι εμπλεκόμενοι (ο κινητήριος του προηγούμενου με τον κινούμενο του επόμενου). Τροχοί αλλαγής κατεύθυνσης έχουν τοποθετηθεί για την αποφυγή επαφής της αλυσίδας με τα μηχανικά μέρη. Η κίνηση από τον ηλεκτρομειωτήρα, που είναι τοποθετημένος κάτω από τον αλυσομεταφορέα, στον κινητήριο άξονα θα γίνει με χρήση αλυσίδας επιτυγχάνοντας περαιτέρω μείωση στροφών. Η ταχύτητα κίνησης των παλετών είναι όπως προηγούμενα 0,075m/sec. Η απόσταση των τροχών είναι επίσης 10300mm.

### Επιλογή αλυσίδας

#### 1. Καθορισμός του είδους της εφαρμογής.

Αυτός επιτυγχάνεται με χρήση του πίνακα 1. Από τις κατηγορίες που φαίνονται στον πίνακα αυτή που αντιστοιχεί στη δική μας μεταφορά είναι η G: βιομηχανική κίνηση. Πιο συγκεκριμένα η αλυσίδες που θα χρησιμοποιηθούν είναι οι straight sideplates. Το βήμα της αλυσίδας θα είναι διπλό για να εξασφαλιστεί η καλύτερη μεταφορά της παλέτας. Η μορφή των παραπάνω αλυσίδων φαίνεται στο σχήμα 1.

#### 2. Καθορισμός της τάσης που ασκείται στην αλυσίδα

Έχουμε οριζόντια μεταφορά, η τάση της αλυσίδας σε μια πρώτη εκτίμηση αμελώντας το βάρος της αλυσίδας δίνεται από τον τύπο

$$i. \quad T(\text{kg})=f_2 \times P (\text{kg}) \quad \text{με } f_2 \text{ το συντελεστή τριβής.}$$

Ο συντελεστής τριβής σύμφωνα με τον κατάλογο της εταιρείας κατασκευής παίρνει τιμή 0,23 για ταχύτητες αλυσίδας μικρότερες του 1m/sec και με λίπανση της αλυσίδας όπως στην περίπτωση μας (Πίνακας 2). Το βάρος της παλέτας είναι 950 kg. Άρα το βάρος και τον δύο παλετών που βρίσκονται σε αυτή την αλυσίδα είναι  $P=2 \times 950=1900 \text{ kg}$ .

Συνεπώς:

$$T = 0,23 \times 1900=437 \text{ kg}$$

$$T = 437 \times 9,807=4285,65 \text{ N}$$

$$ii. \quad \text{Τάση / αλυσίδα} = T / \text{αριθμό αλυσίδων}$$

$$T' = 4285,65/4=1071,41 \text{ N}$$

$$iii. \quad \text{Τάση σχεδιασμού (design chain pull)}$$

$$T_d(\text{kg}) = T(\text{kg}) \times SF \times KV \quad \text{με } SF: \text{ συντελεστής ασφαλείας και}$$

$$KV: \text{ συντελεστής ταχύτητας}$$

Από πίνακα 3  $SF=1,3$  και από πίνακα 4  $KV=1$

Συνεπώς  $T_d = 1071,41 \times 1,3 \times 1 = 1392,83 \text{ N}$  / αλυσίδα.

3. Το φορτίο λειτουργίας είναι  $WL = AUS/SF$

με AUS: μέση τάση θραύσης και

SF: συντελεστής ασφαλείας για αλυσίδα  
από ανοξείδωτο ατσάλι SF=10

Θέλω  $WL \geq T_d \equiv AUS/SF \geq T_d \equiv AUS \geq T_d \times SF$

Άρα  $AUS \geq 1392,83 \times 10 = 13928,3 \text{ N}$

Άρα από τον πίνακα 4 έχουμε αλυσίδα SSC2050H με βήμα 1 1/4'' και τάση θραύσης 18,65 kN.

4. Για επαλήθευση συνυπολογίζουμε και το βάρος της αλυσίδας και η τάση δίνεται από τον παρακάτω τύπο:

$T = f_2 \times (M + 2 \times C) \times L$  με M: βάρος υλικού / μέτρο  $M = 1900/10,3 = 184,46 \text{ kg/m}$

C: βάρος αλυσίδας/ μέτρο  $C = 1,53 \text{ kg/m}$

L: μήκος μεταφορέα  $L = 10300 \text{ mm} = 10,3 \text{ m}$

Άρα  $T = 0,23 \times (184,46 \text{ kg/m} + 2 \times 1,53 \text{ kg/m}) \times 10,3 \text{ m}$

$T = 444,24 \text{ kg}$

$T = 444,24 \times 9,807 = 4356,75 \text{ N}$

Τάση / αλυσίδα  $= 4356,75/4 = 1089,18 \text{ N}$

Τάση σχεδιασμού  $T_d = 1089,18 \times 1,3 \times 1 = 1415,94 \text{ N}$  / αλυσίδα

$AUS \geq 1415,94 \times 10 = 14159 \text{ N} = 14,159 \text{ kN}$

Συνεπώς η αλυσίδα SSC2050H με AUS=18,65 kN αντέχει την μεταφορά του φορτίου.

#### Επιλογή αλυσοτροχών

Η ταχύτητα κίνησης του αλυσομεταφορέα είναι 0,075m/sec. Από τον πίνακα 6 βλέπουμε ότι η ταχύτητα αυτή μπορεί να επιτευχθεί με διαμέτρους αλυσοτροχών από 75mm έως 150mm και αντίστοιχες στροφές του αλυσοτροχού από 10rpm έως 20rpm. Το βήμα του αλυσοτροχού πρέπει να είναι ίδιο με το βήμα της αλυσίδας. Συνεπώς το βήμα του αλυσοτροχού είναι 1 1/4'' ή 31,75mm. Η διάμετρος αναφοράς του αλυσοτροχού που είναι αυτή που δίνεται από τον πίνακα 6 ισούται με:  $D_0 = K \times P$  όπου P το βήμα του αλυσοτροχού και K αριθμός που εξαρτάται από τον αριθμό των δοντιών και δίνεται από τον πίνακα 7.

Για  $D_0 = 75 \div 150 \text{ mm}$  και  $K = D_0/P$  έχω  $K = 2,362 \div 4,724$  και από τον πίνακα 6  $Z = 9 \div 15$  δόντια. Επιλέγω δόντια κινητήριου τροχού  $Z = 15$  με  $K = 4,810$  και  $D_0 = 152,71 \text{ mm}$ . Οι μικρότεροι τροχοί θα επιλεγούν με μικρότερο αριθμό δοντιών και συγκεκριμένα με  $Z = 12$  και  $D_0 = 3,864 \times 31,75 = 122,68 \text{ mm}$ .

#### Επιλογή ηλεκρομειωτήρα

- Η ταχύτητα κίνησης δίνεται από τον τύπο:

$$V = \pi \times d_0 \times n / 60000$$

$$n = 60000 \times V / (\pi \times d_0)$$

$$n = 9,379 \text{ rpm}$$

- Η ισχύς είναι  $N = T \times V / (n \times 102)$  όπου n ο μηχανικός βαθμός απόδοσης  $n = 0,75$

$$N = 444,24 \times 0,075 / (0,75 \times 102)$$

$$N = 0,435 \text{ kW}$$



$$N=0,435 \times 1,359=0,591 \text{ PS}$$

- Τότε  $M_t = 716,2 \times N \text{ (PS)}/n \Rightarrow M_t = 716,2 \times 0,591/9,379 \Rightarrow M_t = 45,19 \text{ kpm}$
- Η διάμετρος της κινητήριας ατράκτου είναι  $D = (5,1 \times M_t(\text{kpmmm})/6)^{1/3}$   
 $D = 33,74 \text{ mm}$

Λόγω χαμηλής ποιότητας χάλυβα αξόνων λαμβάνω  $D = 50 \text{ mm}$ .

Η μετάδοση κίνησης από τον ηλεκτρομειωτήρα στον κινητήριο άξονα γίνεται όπως είπαμε με χρήση αλυσίδας. Η επιπλέον μείωση που επιτυγχάνουμε με αυτήν την αλυσομετάδοση είναι  $i = 2 \Rightarrow n_1/n_2 = 2$  με  $n_1$  η ταχύτητα του ηλεκτρομειωτήρα και  $n_2$  η ταχύτητα του κινητήριου άξονα. Συνεπώς η ταχύτητα εξόδου του ηλεκτρομειωτήρα είναι  $n_1 = 18,758 \text{ rpm}$ .

Άρα, χρειαζόμαστε ηλεκτρομειωτήρα που να αποδίδει ισχύ  $N = 0,435 \text{ kW}$  και στρεπτική ροπή  $M = 222,29 \text{ Nm}$  στις  $18,758 \text{ rpm}$ . Από τον κατάλογο της SEW επιλέγω τον R77DT90L4. Ο παραπάνω ηλεκτρομειωτήρας αποδίδει μέγιστη ισχύ  $N = 1,5 \text{ kW}$ , μέγιστη στρεπτική ροπή  $M = 670 \text{ Nm}$  στις  $n = 21 \text{ rpm}$  επιτυγχάνοντας σχέση μετάδοσης  $i = 65,77$ . Έχει συντελεστή ασφαλείας  $f_B = 1,25$ . Είναι ηλεκτρομειωτήρας που αποτελείται από μειωτήρα τύπου R με μετωπικούς οδοντωτούς τροχούς με ελικοειδή οδόντωση, μεγέθους 77 και κινητήρα τύπου DT, τετραπολικό μεγέθους 90L. Ο παραπάνω ηλεκτρομειωτήρας θα παραγγελθεί με inverter για να εξασφαλίσουμε ομαλές εκκινήσεις και σταματήματα.

### Επιλογή αλυσομετάδοσης

Συνεπώς έχουμε στην έξοδο του κινητήρα  $n_1 = 21 \text{ rpm}$  και  $i$  αλυσομετάδοσης  $i = 21/9,397 \Rightarrow i = 2,235$

Η ισχύς που αποδίδει ο κινητήρας είναι  $1,5 \text{ kW}$

- Η ισχύς με βάση την οποία θα καθορίσουμε την αλυσίδα και τους αλυσοτροχούς της αλυσομετάδοσης δίνεται από τον τύπο:

$$P_c = P \times SF1 \text{ με } SF1 \text{ τον συντελεστή λειτουργίας}$$

Με χρήση του πίνακα 8 κάνουμε την κατηγοριοποίηση του φορτίου (load classification) και διαπιστώνουμε ότι το είδος του φορτίου μας είναι σταθερό (steady load). Χρησιμοποιούμε τον πίνακα 9 για τον καθορισμό του συντελεστή SF1 και έχουμε  $SF1 = 1,0$ .

Συνεπώς  $P_c = 1,5 \times 1,0 = 1,5 \text{ kW}$ . Το περιβάλλον λειτουργίας δεν είναι ιδιαίτερα δυσμενές για αυτό δεν λαμβάνεται υπόψιν ο συντελεστής SF2 που έχει να κάνει με τις συνθήκες περιβάλλοντος. Λαμβάνοντας υπόψιν ότι θα χρησιμοποιηθεί διπλή αλυσίδα μετάδοσης κίνησης, επειδή ο χώρος είναι περιορισμένος και θέλουμε λειτουργία χωρίς θόρυβο, από τον πίνακα 11  $P_c = 1,5/1,7 = 0,88 \text{ kW}$ . Συνεπώς από τον πίνακα 10 με  $P_c$  και  $n = 21 \text{ rpm}$  έχουμε αλυσίδα  $19,05 \text{ mm}$  ή  $\frac{3}{4}$ .

- Από τον πίνακα 24 για ισχύ  $0,88$  και  $21 \text{ rpm}$ , έχουμε αριθμό δοντιών μικρού τροχού  $Z_1 = 15$  και αριθμό δοντιών μεγάλου τροχού  $Z_2 = 2,235 \times 15 = 33,525$ . Στρογγυλοποιώ στα  $Z = 34$  δόντια.

## Έδραση ατράκτων

Η έδραση των ατράκτων θα γίνει με χρήση εδράνων κύλισης. Κάθε άτρακτος θα εδράζεται σε δύο ρουλεμάν, ένα σταθερό και ένα ελεύθερο. Θα χρησιμοποιηθούν βαρελοειδή έδρανα κύλισης που μπορούν να παραλάβουν πέραν των πολύ μεγάλων ακτινικών φορτίων, αξονικά φορτία προς τις δύο κατευθύνσεις φόρτισης και είναι κατάλληλα για μικρές ταχύτητες.

Η επιλογή των ρουλεμάν θα γίνει βάσει της διαμέτρου του άξονα. Η διάμετρος του κινητήριου και του κινούμενου άξονα στο σταθμό 15 είναι  $\Phi=50\text{mm}$ . Βάσει του καταλόγου εδράνων κύλισης ( bearing units) της SKF επιλέγω plummer block roller bearing units και πιο συγκεκριμένα επιλέγω το SYT 50 F. Ο πίνακας επιλογής φαίνεται παρακάτω.

Plummer block roller bearing units, SKF ConCentra									
Dimensions					Basic load ratings		Limiting speed	Mass	Designation
d <sub>a</sub>	A	H	H <sub>1</sub>	L	dynamic	Static	C <sub>0</sub>	kg	-
					C				
mm					kN		r/min		
35	60	110	60	205	86,5	85	4300	3,4	SYT 35 F
35	60	110	60	205	86,5	85	6300	3,4	SYT 35 FTS
35	60	110	60	205	86,5	85	4300	3,4	SYT 35 L
35	60	110	60	205	86,5	85	6300	3,4	SYT 35 LTS
40	60	114	60	205	96,5	90	4000	3,5	SYT 40 F
40	60	114	60	205	96,5	90	6000	3,5	SYT 40 FTS
40	60	114	60	205	96,5	90	4000	3,5	SYT 40 L
40	60	114	60	205	96,5	90	6000	3,5	SYT 40 LTS
45	60	116	60	205	102	98	3600	3,6	SYT 45 F
45	60	116	60	205	102	98	5300	3,6	SYT 45 FTS
45	60	116	60	205	102	98	3600	3,6	SYT 45 L
45	60	116	60	205	102	98	5300	3,6	SYT 45 LTS
50	70	129	70	255	104	108	3400	4,8	SYT 50 F
50	70	129	70	255	104	108	5000	4,8	SYT 50 FTS
50	70	129	70	255	104	108	3400	4,8	SYT 50 L
50	70	129	70	255	104	108	5000	4,8	SYT 50 LTS
55	70	135	70	255	125	127	3200	5,4	SYT 55 F
55	70	135	70	255	125	127	4500	5,4	SYT 55 FTS
55	70	135	70	255	125	127	3200	5,4	SYT 55 L
55	70	135	70	255	125	127	4500	5,4	SYT 55 LTS
60	80	150	80	275	193	216	3000	7,0	SYT 60 F
60	80	150	80	275	193	216	4300	7,0	SYT 60 FTS
60	80	150	80	275	193	216	3000	7,0	SYT 60 L
60	80	150	80	275	193	216	4300	7,0	SYT 60 LTS
65	80	157	80	280	193	216	2800	8,0	SYT 65 F

Πίνακας επιλογής εδράνων κύλισης της SKF

## Σύνδεση ατράκτων με αλυσοτροχούς

Η σύνδεση της ατράκτου με τους αλυσοτροχούς στον κινητήριο άξονα θα γίνει με σφήνα, επειδή δεν θέλουμε να επιτραπεί καμία σχετική κίνηση ατράκτου αλυσοτροχού. Στον κινούμενο άξονα θα χρησιμοποιηθεί ρουλεμάν.

- ο Επιλογή σφήνας

Θα γίνει χρήση πρισματικής σφήνας DIN 6885.

Η διάμετρος της κινητήριας ατράκτου είναι  $d=50\text{mm}$ , και η στρεπτική ροπή σε αυτήν είναι  $M_t= 45,19 \text{ kNm}$  Από τον πίνακα 13 για  $d=50\text{mm}$  επιλέγω σφήνα με  $b=18\text{mm}$ ,  $h=11\text{mm}$ ,  $t_1=6\text{mm}$ .

- Έλεγχος αντοχής σφήνας

Η σφήνα καταπονείται κυρίως σε πίεση επιφάνειας λόγω της δύναμης F που δίνεται από τον τύπο:

$$F = 2 \times M_t / d$$

$$F = 2 \times 45,19 \times 1000 / 50$$

$$F = 1807,6 \text{ kp}$$

Η παραπάνω δύναμη προκάλεί πίεση p που πρέπει:

$$P \leq P_{\text{επιτ.}} \Rightarrow 4 \times M_t / (d \times h \times l_1) \leq P_{\text{επιτ.}} \Rightarrow l_1 \geq 4 \times M_t / (d \times h \times P_{\text{επιτ.}})$$

Από πίνακα 14 λαμβάνουμε ως  $P_{\text{επιτ.}} = 9 \text{ kp/mm}^2$  και έτσι  $l_1 \geq 36,51 \text{ mm}$  και  $l_1 = l - b$ ,  $l \geq 36,51 + 18 = 54,51 \text{ mm}$

Η σφήνα πρέπει να έχει τυποποιημένο μήκος l από τον πίνακα 15  $l = 56 \text{ mm}$ .

- Επιλογή ρουλεμάν

Η επιλογή των ρουλεμάν θα γίνει βάσει της διαμέτρου. Επιλέγονται ρουλεμάν βαθείας αύλακος που δέχονται τόσο εγκάρσια όσο εγκάρσια και αξονικά φορτία. Τα ρουλεμάν που θα χρησιμοποιηθούν θα έχουν δύο ασφάλειες και από τον πίνακα της SKF επιλέγω για διάμετρο ατράκτου 50mm τα 6310-2RS1 με εξωτερική διάμετρο  $d = 110 \text{ mm}$ .

## 16. Σταθμός 16 – Καθόδος των παλετών

### Περιγραφή

Ο σταθμός αυτός είναι σταθμός δύο παλετών. Η κίνηση που γίνεται σε αυτόν είναι σύνθετη: οριζόντια μεταφορά των παλετών και κάθοδος αυτών σε κάθετη απόσταση 6000mm.

Η οριζόντια μεταφορά γίνεται με χρήση τεσσάρων αλυσίδων. Ο μεταφορέας κινείται εκτός από οριζόντια και κάθετα και έτσι αντιμετωπίζουμε το πρόβλημα της αδυναμίας τοποθέτησης του κινητήριου και κινούμενου άξονα στο επίπεδο μεταφοράς. Ο κινητήριος άξονας μαζί με τους τροχούς κίνησης τοποθετείται κάτω από τον αλυσομεταφορέα. Στο επίπεδο κίνησης τοποθετούμε μικρότερους τροχούς συγκολλητά δεμένους στη σιδηροκατασκευή. Τροχοί αλλαγής κατεύθυνσης έχουν τοποθετηθεί στο κάτω μέρος του μεταφορέα για να αποφευχθεί η επαφή της αλυσίδας με τα μηχανικά μέρη. Η μετάδοση κίνησης του κινητήρα που είναι τοποθετημένος κάτω από τον αλυσομεταφορέα γίνεται με αλυσίδα επιτυγχάνοντας έτσι περαιτέρω μείωση στρωφών. Η ταχύτητα μεταφοράς είναι 0,075m/sec όπως προηγούμενα.

Η κάθοδος του αλυσομεταφορέα επιτυγχάνεται με χρήση αλυσίδων και αντίβαρου. Ο αλυσομεταφορέας είναι δεμένος σε δύο σημεία πλευρικά και η ταχύτητα καθόδου είναι 0,2m/sec. Το μήκος του αλυσομεταφορέα είναι 3000mm: 2200mm τα μήκη των παλετών μεταφοράς και 800mm οι αποστάσεις αριστερά, δεξιά και ανάμεσα στις παλέτες.

### A) Μεταφορά

#### Επιλογή αλυσίδας

##### 1. Καθορισμός του είδους της εφαρμογής.

Αυτός επιτυγχάνεται με χρήση του πίνακα 1. Από τις κατηγορίες που φαίνονται στον πίνακα αυτή που αντιστοιχεί στη δική μας μεταφορά είναι η G: βιομηχανική κίνηση. Πιο συγκεκριμένα η αλυσίδες που θα χρησιμοποιηθούν είναι οι straight sideplates. Το βήμα της αλυσίδας θα είναι διπλό για να εξασφαλιστεί η καλύτερη μεταφορά της παλέτας. Η μορφή της παραπάνω αλυσίδας φαίνεται στο σχήμα 1.

##### 2. Καθορισμός της τάσης που ασκείται στην αλυσίδα

Έχουμε οριζόντια μεταφορά και η τάση της αλυσίδας σε μια πρώτη εκτίμηση αμελώντας το βάρος της αλυσίδας δίνεται από τον τύπο:

$$i. T(kg)=f_2 \times P (kg) \text{ με } f_2 \text{ το συντελεστή τριβής.}$$

Ο συντελεστής τριβής σύμφωνα με τον κατάλογο της εταιρείας κατασκευής παίρνει τιμή 0,23 για ταχύτητες αλυσίδας μικρότερες του 1m/sec και με λίπανση της αλυσίδας όπως στην περίπτωση μας (Πίνακας 2). Το βάρος της παλέτας είναι 950 kg. Άρα το βάρος και τον δύο παλετών που βρίσκονται σε αυτό το μεταφορέα είναι  $P=2 \times 950=1900\text{kg}$ .

Συνεπώς:

$$T = 0,23 \times 1900=437 \text{ kg}$$
$$T =437 \times 9,807=4285,65 \text{ N}$$

ii. Τάση / αλυσίδα= T/ αριθμό αλυσίδων  
 $T = 4285,65/4 = 1071,41 \text{ N}$

iii. Τάση σχεδιασμού (design chain pull)  
 $T_d(\text{kg}) = T(\text{kg}) \times \text{SF} \times \text{KV}$  με SF: συντελεστής ασφαλείας και  
KV: συντελεστής ταχύτητας

Από πίνακα 3 SF=1,3 και από πίνακα 4 KV=1  
Συνεπώς  $T_d = 1071,41 \times 1,3 \times 1 = 1392,83 \text{ N}$  / αλυσίδα.

3. Το φορτίο λειτουργίας είναι  $W_L = \text{AUS}/\text{SF}$   
με AUS: μέση τάση θραύσης και  
SF: συντελεστής ασφαλείας για αλυσίδα από  
ανοξείδωτο ατσάλι SF=10

Θέλω  $W_L \geq T_d \equiv \text{AUS}/\text{SF} \geq T_d \equiv \text{AUS} \geq T_d \times \text{SF}$   
Άρα  $\text{AUS} \geq 1392,83 \times 10 = 13928,3 \text{ N}$

Άρα από τον πίνακα 5 έχουμε αλυσίδα SSC2050H με βήμα 1 1/4" και τάση θραύσης 18,65 kN.

4. Για επαλήθευση συνυπολογίζουμε και το βάρος της αλυσίδας και η τάση δίνεται από τον παρακάτω τύπο:

$T = f_2 \times (M + 2 \times C) \times L$  με M: βάρος υλικού / μέτρο  $M = 1900/3 = 633,33 \text{ kg/m}$

C: βάρος αλυσίδας/ μέτρο  $C = 1,53 \text{ kg/m}$

L: μήκος μεταφορέα  $L = 3000 \text{ mm} = 3 \text{ m}$

Άρα  $T = 0,23 \times (633,33 \text{ kg/m} + 2 \times 1,53 \text{ kg/m}) \times 3 \text{ m}$

$T = 439,1 \text{ kg}$

$T = 439,1 \times 9,807 = 4306,34 \text{ N}$

Τάση / αλυσίδα  $= 4306,34/4 = 1076,58 \text{ N}$

Τάση σχεδιασμού  $T_d = 1076,58 \times 1,3 \times 1 = 1399,56 \text{ N}$  / αλυσίδα

$\text{AUS} \geq 1399,56 \times 10 = 13995,6 \text{ N} = 13,995 \text{ kN}$

Συνεπώς η αλυσίδα SSC2050H με AUS=18,65 kN αντέχει την μεταφορά του φορτίου.

### Επιλογή αλυσοτροχών

Η ταχύτητα κίνησης του αλυσομεταφορέα είναι 0,075m/sec. Από πίνακα 6 βλέπουμε ότι η ταχύτητα αυτή μπορεί να επιτευχθεί με διαμέτρους αλυσοτροχών από 75mm έως 150mm και αντίστοιχες στροφές του αλυσοτροχού από 10rpm έως 20rpm. Το βήμα του αλυσοτροχού πρέπει να είναι ίδιο με το βήμα της αλυσίδας. Συνεπώς, το βήμα του αλυσοτροχού είναι 1 1/4" ή 31,75mm. Η διάμετρος αναφοράς του αλυσοτροχού που είναι αυτή που δίνεται από τον πίνακα 6 ισούται με:  $D_0 = K \times P$  όπου P το βήμα του αλυσοτροχού και K αριθμός που εξαρτάται από τον αριθμό των δοντιών και δίνεται από τον πίνακα 7.

Για  $D_0 = 75 \div 150 \text{ mm}$  και  $K = D_0/P$  έχω  $K = 2,362 \div 4,724$  και από πίνακα 6  $Z = 8 \div 15$  δόντια. Επιλέγω δόντια κινητήριου τροχού  $Z = 15$  με  $K = 4,810$  και  $D_0 = 152,71 \text{ mm}$ . Οι τροχοί που βρίσκονται στο επίπεδο μεταφοράς θα είναι μικρότεροι. Πιο συγκεκριμένα θα γίνουν με  $Z = 12$  δόντια και  $D_0 = K \times P = 3,864 \times 31,75 = 122,682 \text{ mm}$ .

### Επιλογή ηλεκτρομειωτήρα

- Η ταχύτητα κίνησης δίνεται από τον τύπο:
$$V = \pi \times d_0 \times n / 60000$$
$$n = 60000 \times V / (\pi \times d_0)$$
$$n = 9,379 \text{ rpm}$$
- Η ισχύς είναι  $N = T \times V / (n \times 102)$  όπου  $n$  ο μηχανικός βαθμός απόδοσης  $\eta = 0,75$ 
$$N = 439,1 \times 0,075 / (0,75 \times 102)$$
$$N = 0,43 \text{ kW}$$
$$N = 0,43 \times 1,359 = 0,585 \text{ PS}$$
- Τότε  $M_t = 716,2 \times N \text{ (PS)} / n \Rightarrow M_t = 716,2 \times 0,585 / 9,379 \Rightarrow M_t = 44,67 \text{ kpm}$
- Η διάμετρος της κινητήριας ατράκτου είναι  $D = (5,1 \times M_t \text{ (kpm)} / 6)^{1/3}$ 
$$D = 33,61 \text{ mm}$$

Λόγω χαμηλής ποιότητας χάλυβα αξόνων λαμβάνω  $D = 50 \text{ mm}$ .

Η μετάδοση κίνησης από τον κινητήρα στον κινητήριο άξονα γίνεται όπως είπαμε με χρήση αλυσίδας. Η επιπλέον μείωση που επιτυγχάνουμε με αυτήν την αλυσομετάδοση είναι  $i = 2 \Rightarrow n_1 / n_2 = 2$  με  $n_1$  η ταχύτητα του ηλεκτρομειωτήρα και  $n_2$  η ταχύτητα του κινητήριου άξονα. Συνεπώς, ταχύτητα εξόδου από τον ηλεκτρομειωτήρα είναι  $n_1 = 18,758 \text{ rpm}$ .

Άρα, χρειαζόμαστε ηλεκτρομειωτήρα που να αποδίδει ισχύ  $N = 0,43 \text{ kW}$  και στρεπτική ροπή  $M = 219,04 \text{ Nm}$  στις  $18,758 \text{ rpm}$ . Από τον κατάλογο της SEW επιλέγω τον R87DV100M4. Ο παραπάνω ηλεκτρομειωτήρας αποδίδει μέγιστη ισχύ  $N = 2,2 \text{ kW}$ , μέγιστη στρεπτική ροπή  $M = 1080 \text{ Nm}$  στις  $n = 19 \text{ rpm}$  επιτυγχάνοντας σχέση μείωσης  $i = 72,57$ . Έχει συντελεστή ασφαλείας  $f_B = 1,45$ . Είναι ηλεκτρομειωτήρας που αποτελείται από μειωτήρα τύπου R με μετωπικούς οδοντωτούς τροχούς με ελικοειδή οδόντωση, μεγέθους 87 και κινητήρα τύπου DT, τετραπολικό μεγέθους 100M. Ο παραπάνω ηλεκτρομειωτήρας θα παραγγελθεί με inverter για να εξασφαλίσουμε ομαλές εκκινήσεις και σταματήματα.

### Επιλογή αλυσομετάδοσης

Συνεπώς έχουμε στην έξοδο του κινητήρα  $n_1 = 19 \text{ rpm}$  και  $i$  αλυσομετάδοσης  $i = 19 / 9,379 > i = 2,02$

Η ισχύς που αποδίδει ο κινητήρας είναι  $2,2 \text{ kW}$

- Η ισχύς με βάση την οποία θα καθορίσουμε την αλυσίδα και τους αλυσοτροχούς της αλυσομετάδοσης δίνεται από τον τύπο:

$$P_c = P \times SF1 \text{ με } SF1 \text{ τον συντελεστή λειτουργίας}$$

Με χρήση του πίνακα 8 κάνουμε την κατηγοριοποίηση του φορτίου (load classification) και διαπιστώνουμε ότι το είδος του φορτίου μας είναι σταθερό (steady load). Χρησιμοποιούμε τον πίνακα 9 για τον καθορισμό του συντελεστή  $SF1$  και έχουμε  $SF1 = 1,0$ .

Συνεπώς  $P_c = 2,2 \times 1,0 = 2,2 \text{ kW}$ . Το περιβάλλον λειτουργίας δεν είναι ιδιαίτερα δυσμενές για αυτό δεν λαμβάνεται υπόψιν ο συντελεστής  $SF2$  που έχει να κάνει με τις συνθήκες περιβάλλοντος. Λαμβάνοντας υπόψιν ότι θα χρησιμοποιηθεί διπλή αλυσίδα μετάδοσης κίνησης, επειδή ο χώρος είναι περιορισμένος και θέλουμε

λειτουργία χωρίς θόρυβο, από τον πίνακα 11  $P_c = 2,2/1,7 = 1,29$  kW. Συνεπώς, από τον πίνακα 10 με  $P_c = 1,29$  kW και  $n = 19$  rpm έχουμε αλυσίδα 19,05 mm ή  $\frac{3}{4}$ ''.

- Από τον πίνακα 24 για ισχύ 1,29 kW και 19 rpm, έχουμε αριθμό δοντιών μικρού τροχού  $Z_1 = 20$  και αριθμό δοντιών μεγάλου τροχού  $Z_2 = 2,02 \times 20 = 40,4$ ,  $Z = 41$  δόντια.

### Έδραση ατράκτων

Η έδραση των ατράκτων θα γίνει με χρήση εδράνων κύλισης. Κάθε άτρακτος θα εδράζεται σε δύο ρουλεμάν, ένα σταθερό και ένα ελεύθερο. Θα χρησιμοποιηθούν βαρελοειδή έδρανα κύλισης που μπορούν να παραλάβουν πέραν των πολύ μεγάλων ακτινικών φορτίων, αξονικά φορτία προς τις δύο κατευθύνσεις φόρτισης και είναι κατάλληλα για μικρές ταχύτητες.

Η επιλογή των ρουλεμάν θα γίνει βάσει της διαμέτρου του άξονα. Η διάμετρος του κινητήριου και του κινούμενου άξονα στο σταθμό 16 είναι  $\Phi = 50$  mm. Βάσει του καταλόγου των εδράνων κύλισης (bearing units) της SKF επιλέγω plummer block roller bearing units και πιο συγκεκριμένα επιλέγω το SYT 50 F. Ο πίνακας επιλογής φαίνεται παρακάτω.

Plummer block roller bearing units, SKF ConCentra									
Dimensions					Basic load ratings		Limiting speed	Mass	Designation
d <sub>a</sub>	A	H	H <sub>1</sub>	L	dynamic	static	C <sub>0</sub>	kg	-
					C				
mm					kN		r/min		
35	60	110	60	205	86,5	85	4300	3,4	SYT 35 F
35	60	110	60	205	86,5	85	6300	3,4	SYT 35 FTS
35	60	110	60	205	86,5	85	4300	3,4	SYT 35 L
35	60	110	60	205	86,5	85	6300	3,4	SYT 35 LTS
40	60	114	60	205	96,5	90	4000	3,5	SYT 40 F
40	60	114	60	205	96,5	90	6000	3,5	SYT 40 FTS
40	60	114	60	205	96,5	90	4000	3,5	SYT 40 L
40	60	114	60	205	96,5	90	6000	3,5	SYT 40 LTS
45	60	116	60	205	102	98	3600	3,6	SYT 45 F
45	60	116	60	205	102	98	5300	3,6	SYT 45 FTS
45	60	116	60	205	102	98	3600	3,6	SYT 45 L
45	60	116	60	205	102	98	5300	3,6	SYT 45 LTS
50	70	129	70	255	104	108	3400	4,8	SYT 50 F
50	70	129	70	255	104	108	5000	4,8	SYT 50 FTS
50	70	129	70	255	104	108	3400	4,8	SYT 50 L
50	70	129	70	255	104	108	5000	4,8	SYT 50 LTS
55	70	135	70	255	125	127	3200	5,4	SYT 55 F
55	70	135	70	255	125	127	4500	5,4	SYT 55 FTS
55	70	135	70	255	125	127	3200	5,4	SYT 55 L
55	70	135	70	255	125	127	4500	5,4	SYT 55 LTS
60	80	150	80	275	193	216	3000	7,0	SYT 60 F
60	80	150	80	275	193	216	4300	7,0	SYT 60 FTS
60	80	150	80	275	193	216	3000	7,0	SYT 60 L
60	80	150	80	275	193	216	4300	7,0	SYT 60 LTS
65	80	157	80	280	193	216	2800	8,0	SYT 65 F

Πίνακας επιλογής εδράνων κύλισης της SKF

### Σύνδεση ατράκτων με αλυσοτροχούς

Η σύνδεση της ατράκτου με τους αλυσοτροχούς στον κινητήριο άξονα θα γίνει με σφήνα επειδή δεν θέλουμε να επιτραπεί καμία σχετική κίνηση ατράκτου αλυσοτροχού.

ο Επιλογή σφήνας

Θα γίνει χρήση πρισματικής σφήνας DIN 6885.

Η διάμετρος της κινητήριας ατράκτου είναι  $d=50\text{mm}$ , και η στρεπτική ροπή σε αυτήν είναι  $M_t=44,67\text{ kNm}$ . Από τον πίνακα 13 για  $d=50\text{mm}$  επιλέγω σφήνα με  $b=16\text{mm}$ ,  $h=10\text{mm}$ ,  $t_1=5\text{mm}$ .

• Έλεγχος αντοχής σφήνας

Η σφήνα καταπονείται κυρίως σε πίεση επιφάνειας λόγω της δύναμης  $F$  που δίνεται από τον τύπο:

$$\begin{aligned}F &= 2 \times M_t/d \\F &= 2 \times 44,67 \times 1000/50 \\F &= 1786,8 \text{ kN}\end{aligned}$$

Η παραπάνω δύναμη δημιουργεί πίεση  $p$  στην επιφάνεια της σφήνας που πρέπει:

$$P \leq P_{\text{επιτ.}} \Rightarrow 4 \times M_t / (d \times h \times l_1) \leq P_{\text{επιτ.}} \Rightarrow l_1 \geq 4 \times M_t / (d \times h \times P_{\text{επιτ.}})$$

Από πίνακα 14 λαμβάνουμε ως  $P_{\text{επιτ.}} = 9 \text{ kN/mm}^2$  και έτσι  $l_1 \geq 36,09\text{mm}$  και  $l_1 = l - b$ ,  
 $l \geq 36,09 + 16 = 52,09\text{mm}$

Η σφήνα πρέπει να έχει τυποποιημένο μήκος  $l$  από τον πίνακα 15  $l = 56\text{mm}$ .

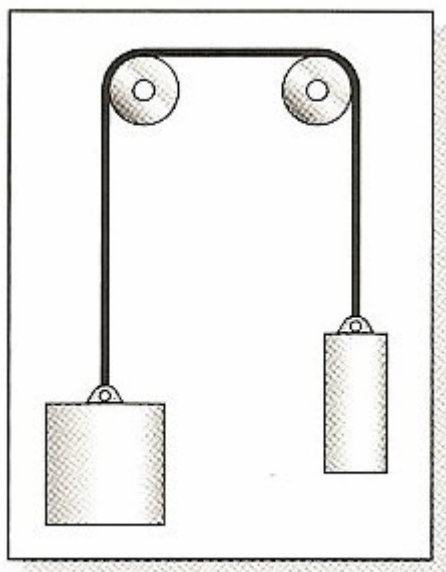


## B) Ανύψωση

Στον ανελκυστήρα επιτυγχάνεται ανύψωση του βάρους του μεταφορέα που είναι 1500kg και του βάρους των δύο παλετών: 1900kg. Έτσι το συνολικό βάρος προς ανύψωση είναι:

$$P = 1500 + 1900 = 3400 \text{ kg.}$$

Όπως αναφέρθηκε και στην εισαγωγή για την ανύψωση θα γίνει χρήση αντίβαρου. Με το αντίβαρο επιτυγχάνεται μικρότερο βάρος προς ανύψωση κάθε φορά. Η ανύψωση θα γίνει με χρήση δύο αλυσίδων που θα ανυψώνουν το φορείο κρατώντας το από δύο σημεία όπως φαίνεται στο σχήμα που ακολουθεί:



Η κάθε αλυσίδα θα ανυψώνει κάθε φορά το μισό του συνολικού βάρους, δηλαδή  $P = 3400 / 2 = 1700 \text{ kg}$ . Έτσι, τοποθετούνται δυο αντίβαρα, ένα για κάθε αλυσίδα.

### Επιλογή βάρους αντίβαρου

Διακρίνουμε δύο περιπτώσεις:

1. Το φορείο είναι άδειο.

Σε αυτή την περίπτωση το βάρος προς ανύψωση είναι  $P = 1500 \text{ kg}$  και κάθε αλυσίδα ανυψώνει  $P/2 = 1500/2 = 750 \text{ kg}$ .

- Αν το συνολικό βάρος του αντίβαρου είναι 1500 kg, τότε το  $P_{\text{ανυψ.}} = 1500 - 1500 = 0$
- Αν το συνολικό βάρος του αντίβαρου είναι  $P_1 = 1500 + 1900/2 = 2450 \text{ kg}$ . Τότε  $P_{\text{ανυψ.}} = 2450 - 1500 = 950 \text{ kg}$

2. Το φορείο είναι γεμάτο.

Σε αυτή την περίπτωση το βάρος προς ανύψωση είναι  $P = 1500 + 1900 = 3400 \text{ kg}$ . Συνεπώς κάθε αλυσίδα ανυψώνει  $P = 1700 \text{ kg}$ .

- Αν το συνολικό βάρος του αντίβαρου είναι 1500 kg, όσο το βάρος του φορείου. Τότε το  $P_{\text{ανυψ.}} = 3400 - 1500 = 1900 \text{ kg}$
- Αν το συνολικό βάρος του αντίβαρου είναι  $P_1 = 1500 + 1900/2 = 2450 \text{ kg}$ . Τότε  $P_{\text{ανυψ.}} = 3400 - 2450 = 950 \text{ kg}$

Από τα παραπάνω παρατηρούμε ότι συγκριτικά συμφέρει περισσότερο η χρήση αντίβαρου συνολικού βάρους  $P = 2450 \text{ kg}$ , 1225 kg για κάθε αλυσίδα.

## Επιλογή αλυσίδας

Η επιλογή της αλυσίδας προς χρήση θα γίνει από τον κατάλογο της REGINA. Η επιλογή της θα βασιστεί στο βάρος προς ανύψωση της κάθε αλυσίδας. Για την ανύψωση του σταθμού θα χρησιμοποιηθούν δύο αλυσίδες και το βάρος θα ισακατανέμεται σε αυτές. Το βάρος προς ανύψωση ισούται με το βάρος των δύο παλετών και της σιδηράς κατασκευής μαζί με τον αλυσομεταφορέα.

### 1. Καθορισμός του είδους της εφαρμογής

Όπως παρατηρούμε από τον πίνακα 1 η εφαρμογή που αντιστοιχεί στην ανύψωση είναι η εφαρμογή τύπου O: αλυσίδες έλξης (tension linkage chains). Πιο συγκεκριμένα, επειδή το φορτίο μπορεί να θεωρηθεί ως σχεδόν στατικό και η κόπωση στις συνδέσεις δεν αποτελεί πρόβλημα θα χρησιμοποιήσουμε αλυσίδες τύπου leaf και πιο συγκεκριμένα από την σειρά AL. Η μορφή των παραπάνω αλυσίδων φαίνεται στο σχήμα 3.

### 2. Καθορισμός της τάσης της αλυσίδας

Για την ανύψωση του σταθμού θα χρησιμοποιηθούν δύο αλυσίδες. Το βάρος προς ανύψωση ισούται με το βάρος των δύο παλετών, και της σιδηράς κατασκευής μαζί με τον αλυσομεταφορέα.

- Το βάρος προς ανύψωση είναι  $P = 2 \times 950 + 1500 = 3400 \text{ kg}$   
 $P = 3400 \times 9,807 = 33343,8 \text{ N} = 33,343 \text{ kN}$
- Η κάθε αλυσίδα ανυψώνει φορτίο  $P_{\text{αλυσίδα}} = 33,343/2 = 16,671 \text{ kN}$
- Θέλω  $P \times S_f \leq \text{Τάση θραύσης}$ .

Από τον πίνακα 35 επιλέγω τον συντελεστή ασφαλείας  $S_f = 9$   
Συνεπώς  $P \times S_f = 16,671 \times 9 = 150,047 \leq \text{Τάση θραύσης}$

3. Από τον κατάλογο της REGINA από τη σειρά AL επιλέγω την AL866 με τον συνδυασμό 6 x 6 όπως φαίνεται στο σχήμα 4.

Το βήμα της αλυσίδας που επιλέχθηκε είναι  $P = 25,4 \text{ mm}$  και το πλάτος της  $A_1 = 44,15 \text{ mm}$ . Η αντοχή της είναι  $198,3 \text{ kN}$ .

## Επιλογή αλυσοτροχών

Η ταχύτητα ανύψωσης του αλυσομεταφορέα είναι  $0,2 \text{ m/sec}$ . Από πίνακα 6 βλέπουμε ότι η ταχύτητα αυτή μπορεί να επιτευχθεί με διαμέτρους αλυσοτροχών από  $80 \text{ mm}$  έως  $400 \text{ mm}$  και αντίστοιχες στροφές του αλυσοτροχού από  $10 \text{ rpm}$  έως  $50 \text{ rpm}$ . Το βήμα του αλυσοτροχού πρέπει να είναι ίδιο με το βήμα της αλυσίδας. Συνεπώς το βήμα του αλυσοτροχού είναι  $25,4 \text{ mm}$ . Η διάμετρος αναφοράς του αλυσοτροχού που είναι αυτή που δίνεται από τον πίνακα 6 ισούται με:  $D_0 = K \times P$  όπου  $P$  το βήμα του αλυσοτροχού και  $K$  αριθμός που εξαρτάται από τον αριθμό των δοντιών και δίνεται από τον πίνακα 7.

Για  $D_0 = 80 \div 400 \text{ mm}$  και  $K = D_0/P$  έχω  $K = 3,149 \div 15,74$  και από πίνακα 7  $Z = 11 \div 49$  δόντια. Επιλέγω δόντια τροχών  $Z = 35$ . Έτσι, από πίνακα 7 έχω  $K = 11,156$  και  $D_0 = 11,156 \times 25,4 = 283,36 \text{ mm}$ .

### Επιλογή ηλεκτρομειωτήρα

- Στροφές της ατράκτου

$$n = 60000 \times v / (\pi \times d_0)$$
$$n = 60000 \times 0,2 / (\pi \times 283,36)$$
$$n = 13,480 \text{ rpm}$$

• Η ισχύς προς ανύψωση του σταθμού είναι :  $N = P \times v / (102 \times 0,75)$   
Το βάρος  $P = 3400 \text{ kg}$  , όμως λόγω αντίβαρου ανυψώνονται  $P = 3400 - 2450 = 950 \text{ kg}$ . Η ταχύτητα ανόδου είναι  $v = 0,2 \text{ m/sec}$ .

Άρα

$$N = 950 \times 0,2 / (102 \times 0,75)$$
$$N = 2,486 \text{ kW}$$
$$N = 3,375 \text{ PS}$$

- Τότε  $M_t = 716,2 \times N \text{ (PS)} / n \Rightarrow M_t = 716,2 \times 3,375 / 13,480 \Rightarrow M_t = 179,31 \text{ kpm}$
- Η διάμετρος της κινητήριας ατράκτου είναι  $D = (5,1 \times M_t \text{ (kpm mm)})^{1/3}$   
 $D = 53,41 \text{ mm}$

Λόγω χαμηλής ποιότητας χάλυβα αξόνων λαμβάνω  $D = 70 \text{ mm}$ .

Συνεπώς χρειαζόμαστε ηλεκτροκινητήρα που να αποδίδει ισχύ  $N = 2,486 \text{ kW}$  και στρεπτική ροπή  $M = 1758,39 \text{ Nm}$  στις  $n = 13,48 \text{ rpm}$ . Ο μειωτήρας εκτελεί μείωση στροφών  $i = 105,13$ . Από τον κατάλογο της SEW εκλέγω τον ηλεκτρομειωτήρα: KA97DV112M4. Ο παραπάνω ηλεκτρομειωτήρας αποτελείται από κινητήρα μέγιστης ισχύος  $N = 4 \text{ kW}$ , με μέγιστη στρεπτική ροπή  $M = 2830 \text{ Nm}$  στις  $n = 14 \text{ rpm}$ . Ο συντελεστής ασφαλείας του ηλεκτρομειωτήρα είναι  $f_B = 1,5$ . Ο παραπάνω ηλεκτρομειωτήρας αποτελείται από μειωτήρα τύπου K με κωνικούς οδοντωτούς τροχούς με ελικοειδή οδόντωση, μεγέθους 97 και κινητήρα τύπου DV, τετραπολικό μεγέθους 100M. Ο παραπάνω ηλεκτρομειωτήρας θα παραγγελθεί με inverter για να εξασφαλίσουμε ομαλές εκκινήσεις και σταματήματα.

### Επιλογή κόπλερ

Για τη μετάδοση της απαραίτητης ισχύς και στροφών από τον κινητήρα στην κινητήρια άτρακτο θα χρησιμοποιηθούν εύκαμπτα κόπλερ. (flexible couplings). Η επιλογή του τύπου του κόπλερ θα γίνει βάσει της διαμέτρου του άξονα.

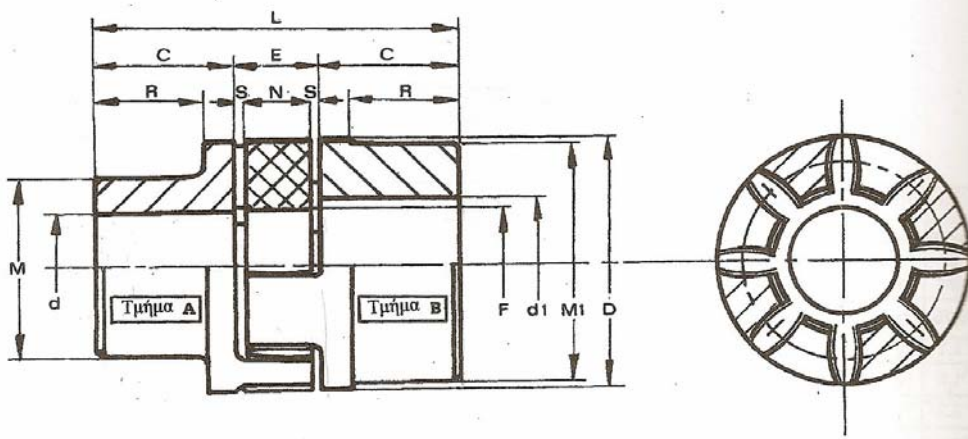
Από τον παρακάτω πίνακα επιλέγω το GE-T 55A-70B.

Υλικό: Χυτοσίδηρος G25

Τύπος Κόπλερ	Διαστάσεις σε mm														Μάζα Κγ.			J Κγ. cm <sup>2</sup> A + B
	A	B	d max.	d <sub>i</sub> max.	Κανονική σειρά										ελαστ. στουγ.	A	B	
					C	D	E	F	M	M <sub>i</sub>	N	R	S	L				
GE-T 19A-24B	—	—	19	24	25	40	16	18	30	40	12	19	2	66	0,004	0,18	0,25	0,8
GE-T 24A-32B	—	—	24	28	30	55	18	27	40	55	14	24	2	78	0,014	0,36	0,55	3
GE-T 28A-38B	—	—	28	38	35	65	20	30	48	65	15	27,5	2,5	90	0,025	0,60	0,85	7
GE-T 38A-45B	—	—	38	45	45	80	24	38	66	78	18	36,5	3	114	0,042	1,35	1,65	20
GE-T 42A-55B	—	—	42	55	50	95	26	46	75	94	20	40	3	126	0,066	2,00	2,30	50
GE-T 48A-60B	—	—	48	60	56	105	28	51	85	104	21	45	3,5	140	0,088	2,75	3,10	80
GE-T 55A-70B	—	—	55	70	65	120	30	60	98	118	22	52	4	160	0,116	4,20	4,50	160
GE-T 65A-75B	—	—	65	75	75	135	35	68	115	134	26	61	4,5	185	0,172	6,50	6,80	310
GE-T 75A-90B	—	—	75	90	85	160	40	80	135	158	30	69	5	210	0,325	10,00	10,80	680
GE-T 90A-100B	38	38	90	100	100	200	45	100	160	180	34	81	5,5	245	0,440	14,00	15,80	1590

Πίνακας επιλογής κόπλερ

Το κόπλερ που επιλέχθηκε είναι της μορφής του παρακάτω σχήματος



Μορφή κόπλερ

### Εδραση ατράκτου.

Η έδραση της ατράκτου θα γίνει με χρήση εδράνων κύλισης. Η άτρακτος θα εδράζεται σε δύο ρουλεμάν, ένα σταθερό και ένα ελεύθερο. Θα χρησιμοποιηθούν βαρελοειδή έδρανα κύλισης που μπορούν να παραλάβουν πέραν των πολύ μεγάλων ακτινικών φορτίων, αξονικά φορτία προς τις δύο κατευθύνσεις φόρτισης και είναι κατάλληλα για μικρές ταχύτητες.

Η επιλογή των ρουλεμάν θα γίνει βάσει της διαμέτρου του άξονα. Η διάμετρος του άξονα στο σταθμό 16 είναι  $\Phi=70\text{mm}$ . Βάσει του καταλόγου εδράνων κύλισης (bearing units) της SKF επιλέγω plummer block bearing units. Για 70mm άτρακτο επιλέγω το SYT 70 F.

Plummer block roller bearing units, SKF ConCentra									
Dimensions					Basic load ratings		Limiting speed	Mass	Designation
d <sub>a</sub>	A	H	H <sub>1</sub>	L	dynamic	static	C <sub>0</sub>	kg	-
					C				
mm					kN		r/min		
65	80	157	80	280	193	216	3800	8,0	SYT 65 FTS
65	80	157	80	280	193	216	2800	8,0	SYT 65 L
65	80	157	80	280	193	216	3800	8,0	SYT 65 LTS
70	90	177	95	315	208	228	2600	10,5	SYT 70 F
70	90	177	95	315	208	228	3600	10,5	SYT 70 FTS
70	90	177	95	315	208	228	2600	10,5	SYT 70 L
70	90	177	95	315	208	228	3600	10,5	SYT 70 LTS
75	90	182	95	320	212	240	2500	11,5	SYT 75 F
75	90	182	95	320	212	240	3400	11,5	SYT 75 FTS
75	90	182	95	320	212	240	2500	11,5	SYT 75 L

Πίνακας επιλογής εδράνων κύλισης της SKF

### Επιλογή συρματόσχοινο

Το συρματόσχοινο, όπως ειπώθηκε και στην περιγραφή του σταθμού χρησιμοποιείται για λόγους ασφάλειας. Σε περίπτωση που η αλυσίδα σπάσει αυτό θα διατηρήσει το φορείο και το αντίβαρο σε ισορροπία. Είναι τοποθετημένα παράλληλα και έτσι, έχουμε δύο συρματόσχοινα όσες και οι αλυσίδες. Αφού το συρματόσχοινο θα λειτουργήσει σε περίπτωση ασφαλείας για την ανύψωση θα υπολογιστεί σαν να μην υπήρχε η αλυσίδα.

### Καθορισμός της τάσης στο συρματόσχοινο

Η τάση στο συρματόσχοινο εξαρτάται από τους παρακάτω παράγοντες:

- Το φορτίο προς ανύψωση
- Το βάρος του συρματόσχοινο
- Την επιτάχυνση και την επιβράδυνση του φορτίου που ανυψώνεται και του συρματόσχοινο
- Την τριβή στις στηρίξεις του συρματόσχοινο
- Την απαραίτητη δύναμη για να ξεπεραστεί ακαμψία του συρματόσχοινο σε κάμψη

Ο αρχικός καθορισμός της τάσης θα γίνει αμελώντας αρχικά το βάρος του συρματόσχοινο.

Το φορτίο προς ανύψωση είναι P=950kg μια και γίνεται χρήση αντιβάρου. Χρησιμοποιούντε δύο αντίβαρα και έτσι το βάρος προς ανύψωση του κάθε συρματόσχοινο είναι P=475 kg.

Η επιτάχυνση και η επιβράδυνση του φορτίου δεν θα συνυπολογιστεί στην τάση του συρματόσχοινο.

Με χρήση του πίνακα 37 για μεταλλικό συρματόσχοινο και με τροχαλίες από ατσάλι βλέπουμε ότι έχουμε αύξηση της τάσης κατά 5% λόγω τριβής στις στηρίξεις του συρματόσχοινο και της δύναμης για να ξεπεραστεί η ακαμψία του συρματόσχοινο. Συνεπώς το βάρος προς ανύψωση ανέρχεται στα

$$P=1,05 \times 475=498,75 \text{ kg}$$

$$P=4887,75 \text{ N}$$

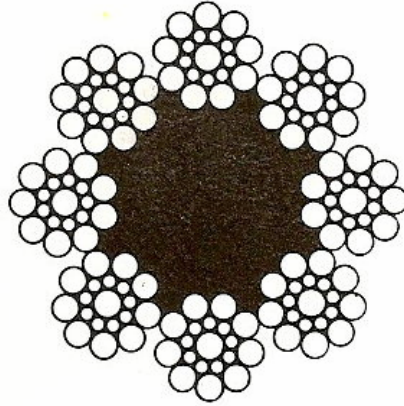
Ο συντελεστής ασφαλείας για τα συρματόσχοινα πρέπει να ξεπερνά τον αριθμό 6. Επιλέγω σχετικά μεγάλο συντελεστή ασφαλείας διότι υπάρχουν εργαζόμενοι στο

χώρο του ανελκυστήρα. Ο συντελεστής ασφαλείας που θα χρησιμοποιηθεί είναι:  $S_f=9$  και έχω:

$$P'=4488,75 \text{ kg}$$

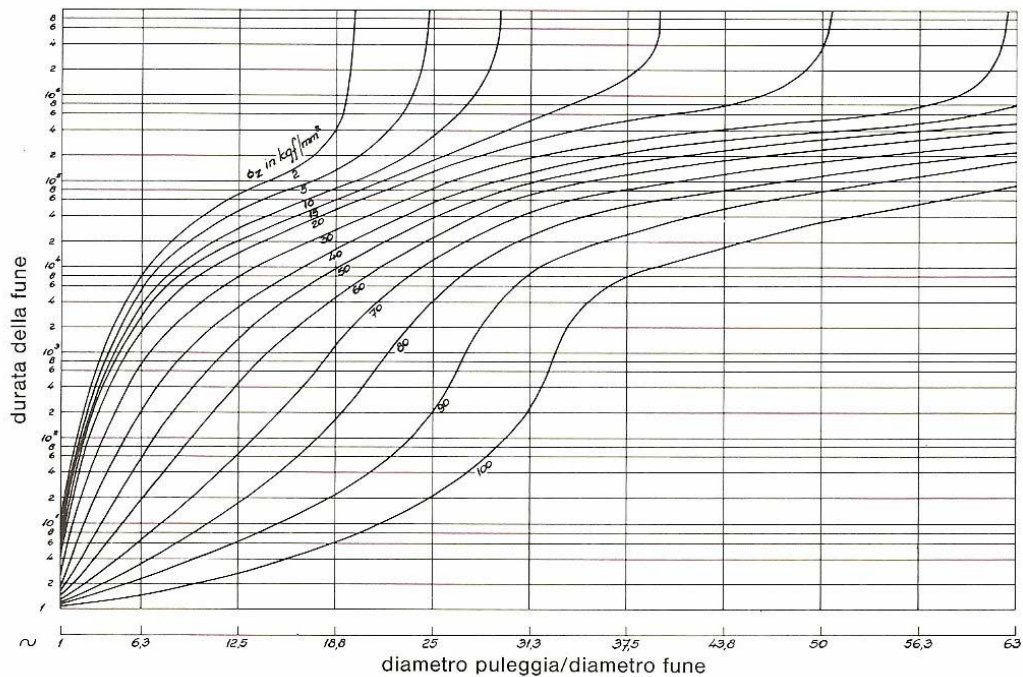
$$P'=43989,7 \text{ N}$$

Από τον κατάλογο της κατασκευάστριας εταιρείας επιλέγω συρματόσχοινο του τύπου του παρακάτω σχήματος.



Πιο συγκεκριμένα από τον πίνακα 38 επιλέγω αυτό με διάμετρο  $d=10\text{mm}$  και τάση θραύσης  $T=4490 \text{ kg}$ .

Από τον κατάλογο της εταιρείας επιλέγω και την διάμετρο της τροχαλίας που θα χρησιμοποιηθεί. Από το σχήμα που ακολουθεί παρατηρώ ότι όσο μεγαλύτερος είναι ο λόγος  $D/d$  τόσο μεγαλύτερη είναι η διάρκεια ζωής του συρματόσχοινου. Πιο συγκεκριμένα για  $D/d < 18,8$  η διάρκεια ζωής μειώνεται ενώ για  $D/d > 31,3$  έχουμε μεγάλη διάρκεια ζωής για το συρματόσχοινο όμως η εκλογή θεωρείται ιδιαίτερος αντιοικονομική.



Επιλέγω  $D/d=28$  και έχω  $D=28 \times d=28 \times 10=280\text{mm}$ .

## 17. Σταθμός 17 – Εξόδου των παλετών από τον ανελκυστήρα

### Περιγραφή

Ο σταθμός αυτός χρησιμεύει στη μεταφορά των παλετών στον τελικό σταθμό από όπου γίνεται και η τελική μεταφορά των παλετών από κλάρκ στο χώρο αποθήκευσης. Η μεταφορά γίνεται με χρήση τεσσάρων αλυσίδων. Ο κινητήριος άξονας με τους κινητήριους τροχούς του βρίσκεται στο επίπεδο μεταφοράς μιας και ο σταθμός που ακολουθεί είναι σταθερός και η προφύλαξη της παλέτας μπορεί να επιτευχθεί με τους τροχούς να εμπλέκονται. Στα αριστερά όπου ο σταθμός συνορεύει με τον ανελκυστήρα καθόδου είναι αδύνατη η τοποθέτηση του κινούμενου άξονα με τους αντίστοιχους τροχούς στο επίπεδο μεταφοράς. Επιλέγεται να τοποθετηθούν μικρότεροι τροχοί, συγκολλητά στην σιδηροκατασκευή. Στο κάτω μέρος του αλυσομεταφορέα έχουν τοποθετηθεί τροχοί αλλαγής κατεύθυνσης για την αποφυγή επαφής της αλυσίδας με τα μηχανικά μέρη. Κίνηση δίνεται στον κινητήριο άξονα από ηλεκτρομειωτήρα που είναι τοποθετημένος κάτω από τον αλυσομεταφορέα με χρήση αλυσίδας, επιτυγχάνοντας έτσι επιπρόσθετη μείωση στροφών. Οι παλέτες κινούνται με ταχύτητα 0,15 m/sec. Το μήκος του αλυσομεταφορέα είναι 3000 mm, τα 2200 mm των παλετών και αλλά 800mm επιπλέον για απόσταση δεξιά, ανάμεσα και αριστερά αυτών. Το ύψος του αλυσομεταφορέα είναι στα 1000mm.

### Επιλογή αλυσίδας

1. Καθορισμός του είδους της εφαρμογής.

Αυτός επιτυγχάνεται με χρήση του πίνακα 1. Από τις κατηγορίες που φαίνονται στον πίνακα αυτή που αντιστοιχεί στη δική μας μεταφορά είναι η G: βιομηχανική κίνηση. Πιο συγκεκριμένα η αλυσίδες που θα χρησιμοποιηθούν είναι οι straight sideplates. Το βήμα της αλυσίδας θα είναι διπλό για να εξασφαλιστεί η καλύτερη μεταφορά της παλέτας. Η μορφή των παραπάνω αλυσίδων φαίνεται στο σχήμα 1.

2. Καθορισμός της τάσης που ασκείται στην αλυσίδα

Έχουμε οριζόντια μεταφορά, η τάση της αλυσίδας σε μια πρώτη εκτίμηση αμελώντας το βάρος της αλυσίδας δίνεται από τον τύπο

i.  $T(kg)=f_2 \times P (kg)$  με  $f_2$  το συντελεστή τριβής.

Ο συντελεστής τριβής σύμφωνα με τον κατάλογο της εταιρείας κατασκευής παίρνει τιμή 0,23 για ταχύτητες αλυσίδας μικρότερες του 1m/sec και με λίπανση της αλυσίδας όπως στην περίπτωση μας (Πίνακας 2). Το βάρος της παλέτας είναι 950kg. Άρα το βάρος και τον δύο παλετών που βρίσκονται σε αυτή την αλυσίδα είναι  $P=2 \times 950=1900kg$ .

Συνεπώς:

$$T = 0,23 \times 1900=437 \text{ kg}$$

$$T = 437 \times 9,807=4285,65 \text{ N}$$

- ii. Τάση / αλυσίδα= T/ αριθμό αλυσίδων

$$T' = 4285,65/4=1071,41 \text{ N}$$

- iii. Τάση σχεδιασμού (design chain pull)

$$T_d(\text{kg}) = T(\text{kg}) \times \text{SF} \times \text{KV} \text{ με SF: συντελεστής ασφαλείας και KV: συντελεστής ταχύτητας}$$

Από πίνακα 3 SF=1,3 και από πίνακα 4 KV=1

Συνεπώς  $T_d = 1071,41 \times 1,3 \times 1 = 1392,83 \text{ N}$  / αλυσίδα.

3. Το φορτίο λειτουργίας είναι  $WL = \text{AUS}/\text{SF}$

με AUS: μέση τάση θραύσης και

SF: συντελεστής ασφαλείας για αλυσίδα από ανοξείδωτο ατσάλι SF=10

$$\Theta\acute{\epsilon}\lambda\omega \text{ WL} \geq T_d \equiv \text{AUS} / \text{SF} \geq T_d \equiv \text{AUS} \geq T_d \times \text{SF}$$

$$\text{Άρα AUS} \geq 1392,83 \times 10 = 13928,3 \text{ N}$$

Άρα από τον πίνακα 4 έχουμε αλυσίδα SSC2050H με βήμα 1 ¼” και τάση θραύσης 18,65 kN.

4. Για επαλήθευση συνυπολογίζουμε και το βάρος της αλυσίδας και η τάση δίνεται από τον παρακάτω τύπο:

$$T = f_2 \times (M + 2 \times C) \times L \text{ με M: βάρος υλικού / μέτρο } M = 1900/3 = 633,33 \text{ kg/m}$$

$$C: \text{βάρος αλυσίδας/ μέτρο } C = 1,53 \text{ kg/m}$$

$$L: \text{μήκος μεταφορέα } L = 3000 \text{ mm} = 3,0 \text{ m}$$

$$\text{Άρα } T = 0,23 \times (633,33 \text{ kg/m} + 2 \times 1,53 \text{ kg/m}) \times 3 \text{ m}$$

$$T = 439,1$$

$$T = 439,1 \times 9,807 = 4306,34 \text{ N}$$

$$\text{Τάση / αλυσίδα} = 4306,34/4 = 1076,58 \text{ N}$$

$$\text{Τάση σχεδιασμού } T_d = 1076,58 \times 1,3 \times 1 = 1399,56 \text{ N/ αλυσίδα}$$

$$\text{AUS} \geq 1399,56 \times 10 = 13995,6 \text{ N} = 13,995 \text{ kN}$$

Συνεπώς η αλυσίδα SSC2050H με AUS=18,65 kN αντέχει την μεταφορά του φορτίου.

### Επιλογή αλυσοτροχών

Η ταχύτητα κίνησης του αλυσομεταφορέα είναι 0,15m/sec. Από πίνακα 6 βλέπουμε ότι η ταχύτητα αυτή μπορεί να επιτευχθεί με διαμέτρους αλυσοτροχών από 75mm έως 300mm και αντίστοιχες στροφές του αλυσοτροχού από 10rpm έως 40rpm. Το βήμα του αλυσοτροχού πρέπει να είναι ίδιο με το βήμα της αλυσίδας. Συνεπώς το βήμα του αλυσοτροχού είναι 1 ¼” ή 31,75mm. Η διάμετρος αναφοράς του αλυσοτροχού που είναι αυτή που δίνεται από τον πίνακα 6 ισούται με:  $D_0 = K \times P$  όπου P το βήμα του αλυσοτροχού και K αριθμός που εξαρτάται από τον αριθμό των δοντιών και δίνεται από τον πίνακα 7.

Για  $D_0 = 75 \div 300 \text{ mm}$  και  $K = D_0/P$  έχω  $K = 2,362 \div 9,448$  και από πίνακα 6  $Z = 8 \div 30$  δόντια. Επιλέγω δόντια κινητήριου τροχού  $Z = 30$  με  $K = 9,567$  και  $D_0 = 303,75 \text{ mm}$ . Οι μικρότεροι τροχοί θα επιλεγούν με μικρότερο αριθμό δοντιών και συγκεκριμένα με  $Z = 16$  και  $D_0 = 5,126 \times 31,75 = 162,75 \text{ mm}$ .

### Επιλογή ηλεκτρομειωτήρα

- Η ταχύτητα κίνησης δίνεται από τον τύπο:

$$V = \pi \times d_0 \times n / 60000$$

$$n = 60000 \times V / (\pi \times d_0)$$

$$n = 9,431 \text{ rpm}$$



- Η ισχύς είναι  $N = T \times V / (n \times 102)$  όπου  $n$  ο μηχανικός βαθμός απόδοσης  $n=0,75$

$$N=439,10 \times 0,15 / (0,75 \times 102)$$

$$N=0,86 \text{ kW}$$

$$N=0,86 \times 1,359=1,17 \text{ PS}$$

- Τότε  $M_t = 716,2 \times N \text{ (PS)} / n \Rightarrow M_t = 716,2 \times 1,17 / 0,75 \Rightarrow M_t = 1100,85 \text{ kpm}$
- Η διάμετρος της κινητήριας ατράκτου είναι  $D = (5,1 \times M_t \text{ (kpm)} / 6)^{1/3}$   
 $D=42,27 \text{ mm}$

Λόγω χαμηλής ποιότητας χάλυβα αξόνων λαμβάνω  $D=60 \text{ mm}$ .

Η μετάδοση κίνησης από τον κινητήρα στον κινητήριο άξονα γίνεται όπως είπαμε με χρήση αλυσίδας. Η επιπλέον μείωση που επιτυγχάνουμε με αυτήν την αλυσομετάδοση είναι  $i=2 \Rightarrow n_1/n_2=2$  με  $n_1$  η ταχύτητα του ηλεκτρομειωτήρα και  $n_2$  η ταχύτητα του κινητήριου άξονα. Συνεπώς η ταχύτητα εξόδου του ηλεκτρομειωτήρα είναι  $n_1=18,862 \text{ rpm}$ .

Άρα χρειαζόμαστε ηλεκτρομειωτήρα που να αποδίδει ισχύ  $N=0,86 \text{ kW}$  και στρεπτική ροπή  $M=435,68 \text{ Nm}$  στις  $18,862 \text{ rpm}$ . Από τον κατάλογο της SEW επιλέγω τον R87DV100M4. Ο παραπάνω ηλεκτρομειωτήρας αποδίδει μέγιστη ισχύ  $N=2,2 \text{ kW}$ , μέγιστη στρεπτική ροπή  $M=1080 \text{ Nm}$  στις  $n=19 \text{ rpm}$  επιτυγχάνοντας σχέση μετάδοσης  $i=72,57$ . Έχει συντελεστή ασφαλείας  $f_B=1,45$ . Είναι ηλεκτρομειωτήρας που αποτελείται από μειωτήρα τύπου R με μετωπικούς οδοντωτούς τροχούς με ελικοειδή οδόντωση, μεγέθους 87 και κινητήρα τύπου DT, τετραπολικό μεγέθους 100M.

### Επιλογή αλυσομετάδοσης

Συνεπώς έχουμε στην έξοδο του κινητήρα  $n_1=19 \text{ rpm}$  και  $i$  αλυσομετάδοσης  $i=19/9,431 \Rightarrow i=2,01$

Η ισχύς που αποδίδει ο κινητήρας είναι  $2,2 \text{ kW}$

- Η ισχύς με βάση την οποία θα καθορίσουμε την αλυσίδα και τους αλυσοτροχούς της αλυσομετάδοσης δίνεται από τον τύπο:

$$P_c = P \times SF1 \text{ με } SF1 \text{ τον συντελεστή λειτουργίας}$$

Με χρήση του πίνακα 8 κάνουμε την κατηγοριοποίηση του φορτίου (load classification) και διαπιστώνουμε ότι το είδος του φορτίου μας είναι σταθερό (steady load). Χρησιμοποιούμε τον πίνακα 9 για τον καθορισμό του συντελεστή SF1 και έχουμε  $SF1=1,0$ .

Συνεπώς  $P_c = 2,2 \times 1,0 = 2,2 \text{ kW}$ . Το περιβάλλον λειτουργίας δεν είναι ιδιαίτερα δυσμενές για αυτό δεν λαμβάνεται υπόψιν ο συντελεστής SF2 που έχει να κάνει με τις συνθήκες περιβάλλοντος. Λαμβάνοντας υπόψιν ότι θα χρησιμοποιηθεί διπλή αλυσίδα μετάδοσης κίνησης, επειδή ο χώρος είναι περιορισμένος και θέλουμε λειτουργία χωρίς θόρυβο, από τον πίνακα 11  $P_c = 2,2 / 1,7 = 1,29 \text{ kW}$ . Συνεπώς από τον πίνακα 10 με  $P_c = 1,29 \text{ kW}$  και  $n=19 \text{ rpm}$  έχουμε αλυσίδα  $19,05 \text{ mm}$  ή  $\frac{3}{4}$ ".

- Από τον πίνακα 24 για ισχύ  $1,29 \text{ kW}$  και  $19 \text{ rpm}$ , έχουμε αριθμό δοντιών μικρού τροχού  $Z_1 = 20$  και αριθμό δοντιών μεγάλου τροχού  $Z_2 = 2,014 \times 20 = 40,28$ . Στρογγυλοποιώ στα  $Z=41$  δόντια.

## Έδραση ατράκτων

Η έδραση των ατράκτων θα γίνει με χρήση εδράνων κύλισης. Κάθε άτρακτος θα εδράζεται σε δύο ρουλεμάν, ένα σταθερό και ένα ελεύθερο. Θα χρησιμοποιηθούν βαρελοειδή έδρανα κύλισης που μπορούν να παραλάβουν πέραν των πολύ μεγάλων ακτινικών φορτίων, αξονικά φορτία προς τις δύο κατευθύνσεις φόρτισης και είναι κατάλληλα για μικρές ταχύτητες.

Η επιλογή των ρουλεμάν θα γίνει βάσει της διαμέτρου του άξονα. Η διάμετρος του κινητήριου άξονα στο σταθμό 17 είναι  $\Phi=60\text{mm}$ . Βάσει του καταλόγου των εδράνων κύλισης (bearing units) της SKF επιλέγω plummer block roller bearing units και πιο συγκεκριμένα επιλέγω το SYT 60 F. Ο πίνακας επιλογής φαίνεται παρακάτω.

Plummer block roller bearing units, SKF ConCentra									
Dimensions					Basic load ratings		Limiting speed	Mass	Designation
d <sub>a</sub>	A	H	H <sub>1</sub>	L	dynamic	static	C <sub>0</sub>	kg	-
					C				
Mm					kN		r/min		
35	60	110	60	205	86,5	85	4300	3,4	SYT 35 F
35	60	110	60	205	86,5	85	6300	3,4	SYT 35 FTS
35	60	110	60	205	86,5	85	4300	3,4	SYT 35 L
35	60	110	60	205	86,5	85	6300	3,4	SYT 35 LTS
40	60	114	60	205	96,5	90	4000	3,5	SYT 40 F
40	60	114	60	205	96,5	90	6000	3,5	SYT 40 FTS
40	60	114	60	205	96,5	90	4000	3,5	SYT 40 L
40	60	114	60	205	96,5	90	6000	3,5	SYT 40 LTS
45	60	116	60	205	102	98	3600	3,6	SYT 45 F
45	60	116	60	205	102	98	5300	3,6	SYT 45 FTS
45	60	116	60	205	102	98	3600	3,6	SYT 45 L
45	60	116	60	205	102	98	5300	3,6	SYT 45 LTS
50	70	129	70	255	104	108	3400	4,8	SYT 50 F
50	70	129	70	255	104	108	5000	4,8	SYT 50 FTS
50	70	129	70	255	104	108	3400	4,8	SYT 50 L
50	70	129	70	255	104	108	5000	4,8	SYT 50 LTS
55	70	135	70	255	125	127	3200	5,4	SYT 55 F
55	70	135	70	255	125	127	4500	5,4	SYT 55 FTS
55	70	135	70	255	125	127	3200	5,4	SYT 55 L
55	70	135	70	255	125	127	4500	5,4	SYT 55 LTS
60	80	150	80	275	193	216	3000	7,0	SYT 60 F
60	80	150	80	275	193	216	4300	7,0	SYT 60 FTS
60	80	150	80	275	193	216	3000	7,0	SYT 60 L
60	80	150	80	275	193	216	4300	7,0	SYT 60 LTS
65	80	157	80	280	193	216	2800	8,0	SYT 65 F

Πίνακας επιλογής εδράνων κύλισης

## Σύνδεση ατράκτων με αλυσοτροχούς

Η σύνδεση της ατράκτου με τους αλυσοτροχούς στον κινητήριο άξονα θα γίνει με σφήνα, επειδή δεν θέλουμε να επιτραπεί καμία σχετική κίνηση ατράκτου αλυσοτροχού.

- ο Επιλογή σφήνας

Θα γίνει χρήση πρισματικής σφήνας DIN 6885.

Η διάμετρος της κινητήριας ατράκτου είναι  $d=60\text{mm}$ , και η στρεπτική ροπή σε αυτήν είναι  $M_t=88,85\text{ kNm}$ . Από τον πίνακα 13 για  $d=60\text{mm}$  επιλέγω σφήνα με  $b=18\text{mm}$ ,  $h=11\text{mm}$ ,  $t_1=6\text{mm}$ .

- Έλεγχος αντοχής σφήνας

Η σφήνα καταπονείται κυρίως σε πίεση επιφάνειας εξαιτίας της δύναμης F που δίνεται από τον τύπο:

$$F = 2 \times M_t / d$$

$$F = 2 \times 88,85 \times 1000 / 60$$

$$F = 2961,6 \text{ kp}$$

Η παραπάνω δύναμη προκαλεί πίεση στην επιφάνεια της σφήνας που πρέπει:

$$P \leq P_{\text{επιτ.}} \Rightarrow 4 \times M_t / (d \times h \times l_1) \leq P_{\text{επιτ.}} \Rightarrow l_1 \geq 4 \times M_t / (d \times h \times P_{\text{επιτ.}})$$

Από πίνακα 14 λαμβάνουμε ως  $P_{\text{επιτ.}} = 9 \text{ kp/mm}^2$  και έτσι  $l_1 \geq 59,83 \text{ mm}$  και  $l_1 = l - b$ ,  
 $l \geq 59,83 + 18 = 77,83 \text{ mm}$

Η σφήνα πρέπει να έχει τυποποιημένο μήκος l και από τον πίνακα 15  $l = 80 \text{ mm}$ .

## 18. Σταθμός 18 – Τελικός σταθμός της γραμμής μεταφοράς

Ο σταθμός αυτός λειτουργεί ως συνέχεια του προηγούμενου και είναι ο τελευταίος σταθμός του μεταφορέα. Από εδώ το κλάρκ παίρνει τις έτοιμες παλέτες. Η μεταφορά των παλετών γίνεται και εδώ με χρήση τεσσάρων αλυσίδων. Ο προηγούμενος σταθμός που συνορεύει ο σταθμός 18 είναι σταθερός και έτσι ο κινητήριος και ο κινούμενος άξονας θα τοποθετηθούν στο επίπεδο μεταφοράς. Η κίνηση δίνεται στον κινητήριο άξονα από ηλεκτρομειωτήρα που βρίσκεται κάτω από τον αλυσομεταφορέα με αλυσίδα επιτυγχάνοντας περαιτέρω μείωση στροφών. Η μετάβαση των παλετών από τον ένα σταθμό στον άλλο γίνεται με εμπλοκή των τροχών. Ο κινητήριος άξονας του προηγούμενου έπεται του κινούμενου άξονα του επόμενου. Το μήκος του αλυσομεταφορέα είναι 3000mm, τα 2200mm των παλετών και άλλα 800mm αποστάσεων αριστερά δεξιά και ανάμεσα στις παλέτες. Το ύψος του αλυσομεταφορέα είναι 1000mm. Η ταχύτητα κίνησης και εδώ είναι 0,15m/sec.

### Επιλογή αλυσίδας

#### 1. Καθορισμός του είδους της εφαρμογής.

Αυτός επιτυγχάνεται με χρήση του πίνακα 1. Από τις κατηγορίες που φαίνονται στον πίνακα αυτή που αντιστοιχεί στη δική μας μεταφορά είναι η G: βιομηχανική κίνηση. Πιο συγκεκριμένα η αλυσίδες που θα χρησιμοποιηθούν είναι οι straight sideplates. Το βήμα της αλυσίδας θα είναι διπλό για να εξασφαλιστεί η καλύτερη μεταφορά της παλέτας. Η μορφή των παραπάνω αλυσίδων φαίνεται στο σχήμα 1.

#### 2. Καθορισμός της τάσης που ασκείται στην αλυσίδα

Έχουμε οριζόντια μεταφορά και η τάση της αλυσίδας σε μια πρώτη εκτίμηση αμελώντας το βάρος της αλυσίδας δίνεται από τον τύπο

$$i. \quad T(\text{kg})=f_2 \times P (\text{kg}) \quad \text{με } f_2 \text{ το συντελεστή τριβής.}$$

Ο συντελεστής τριβής σύμφωνα με τον κατάλογο της εταιρείας κατασκευής παίρνει τιμή 0,23 για ταχύτητες αλυσίδας μικρότερες του 1m/sec και με λίπανση της αλυσίδας όπως στην περίπτωση μας (Πίνακας 2). Το βάρος της παλέτας όπως ειπώθηκε και στην εισαγωγή είναι 950 kg. Άρα το βάρος και τον δύο παλετών που βρίσκονται σε αυτή την αλυσίδα είναι  $P=2 \times 950=1900\text{kg}$ .

$$\text{Συνεπώς: } T = 0,23 \times 1900=437 \text{ kg}$$

$$T = 437 \times 9,807=4285,65 \text{ N}$$

$$ii. \quad \text{Τάση / αλυσίδα} = T / \text{αριθμό αλυσίδων}$$

$$T' = 4285,65/4=1071,41 \text{ N}$$

$$iii. \quad \text{Τάση σχεδιασμού (design chain pull)}$$

$$T_d(\text{kg}) = T(\text{kg}) \times SF \times KV \quad \text{με SF: συντελεστής ασφαλείας και KV: συντελεστής ταχύτητας}$$

Από πίνακα 3 SF=1,3 και από πίνακα 4 KV=1

Συνεπώς  $T_d = 1071,41 \times 1,3 \times 1=1392,83 \text{ N}$  / αλυσίδα.

#### 3. Το φορτίο λειτουργίας είναι $WL = AUS/SF$

με AUS: μέση τάση θραύσης και

SF: συντελεστής ασφαλείας για αλυσίδα

από ανοξείδωτο ατσάλι SF=10

$$\Theta\acute{\epsilon}\lambda\omega\ WL \geq T_d \equiv AUS / SF \geq T_d \equiv AUS \geq T_d \times SF$$

$$\text{Άρα } AUS \geq 1392,83 \times 10 = 13928,3\text{ N}$$

Άρα από τον πίνακα 4 έχουμε αλυσίδα SSC2050H με βήμα 1 ¼” και τάση θραύσης 18,65 kN.

4. Για επαλήθευση συνυπολογίζουμε και το βάρος της αλυσίδας και η τάση δίνεται από τον παρακάτω τύπο:

$$T = f_2 \times (M + 2 \times C) \times L \text{ με } M: \text{ βάρος υλικού / μέτρο } M = 1900/3 = 633,33 \text{ kg/m}$$

$$C: \text{ βάρος αλυσίδας/ μέτρο } C = 1,53 \text{ kg/m}$$

$$L: \text{ μήκος μεταφορέα } L = 3000 \text{ mm} = 3,0 \text{ m}$$

$$\text{Άρα } T = 0,23 \times (633,33 \text{ kg/m} + 2 \times 1,53 \text{ kg/m}) \times 3 \text{ m}$$

$$T = 439,1$$

$$T = 439,1 \times 9,807 = 4306,34 \text{ N}$$

$$\text{Τάση / αλυσίδα} = 4306,34/4 = 1076,58 \text{ N}$$

$$\text{Τάση σχεδιασμού } T_d = 1076,58 \times 1,3 \times 1 = 1399,56 \text{ N/ αλυσίδα}$$

$$AUS \geq 1399,56 \times 10 = 13995,6 \text{ N} = 13,995 \text{ kN}$$

Συνεπώς η αλυσίδα SSC2050H με AUS=18,65 kN αντέχει την μεταφορά του φορτίου.

#### Επιλογή αλυσοτροχών

Η ταχύτητα κίνησης του αλυσομεταφορέα είναι 0,15m/sec. Από πίνακα 6 βλέπουμε ότι η ταχύτητα αυτή μπορεί να επιτευχθεί με διαμέτρους αλυσοτροχών από 75mm έως 300mm και αντίστοιχες στροφές του αλυσοτροχού από 10rpm έως 40rpm. Το βήμα του αλυσοτροχού πρέπει να είναι ίδιο με το βήμα της αλυσίδας. Συνεπώς το βήμα του αλυσοτροχού είναι 1 ¼” ή 31,75mm. Η διάμετρος αναφοράς του αλυσοτροχού που είναι αυτή που δίνεται από τον πίνακα 6 ισούται με:  $D_0 = K \times P$  όπου P το βήμα του αλυσοτροχού και K αριθμός που εξαρτάται από τον αριθμό των δοντιών και δίνεται από τον πίνακα 7.

Για  $D_0 = 75 \div 300 \text{ mm}$  και  $K = D_0/P$  έχω  $K = 2,362 \div 9,448$  και από πίνακα 6  $Z = 8 \div 30$  δόντια. Επιλέγω δόντια κινητήριου τροχού  $Z = 30$  με  $K = 9,567$   $D_0 = 303,75 \text{ mm}$ . Οι μικρότεροι τροχοί θα επιλεγούν με μικρότερο αριθμό δοντιών και συγκεκριμένα με  $Z = 16$  και  $D_0 = 5,126 \times 31,75 = 162,75 \text{ mm}$ .

#### Επιλογή ηλεκτρομειωτήρα

- Η ταχύτητα κίνησης δίνεται από τον τύπο:

$$V = \pi \times d_0 \times n / 60000$$

$$n = 60000 \times V / (\pi \times d_0)$$

$$n = 9,431 \text{ rpm}$$

- Η ισχύς είναι  $N = T \times V / (n \times 102)$  όπου n ο μηχανικός βαθμός απόδοσης  $n = 0,75$

$$N = 439,10 \times 0,15 / (0,75 \times 102)$$

$$N = 0,86 \text{ kW}$$

$$N = 0,86 \times 1,359 = 1,17 \text{ PS}$$

- Τότε  $M_t = 716,2 \times N \text{ (PS)} / n \Rightarrow M_t = 716,2 \times 1,17 / 9,431 \Rightarrow M_t = 88,85 \text{ kpm}$

- Η διάμετρος της κινητήριας ατράκτου είναι  $D = (5,1 \times M_t \text{ (kpm)})^{1/3}$

$$D = 42,27 \text{ mm}$$

Λόγω χαμηλής ποιότητας χάλυβα αξόνων λαμβάνω  $D = 60 \text{ mm}$ .

Η μετάδοση κίνησης από τον ηλεκτρομειωτήρα στον κινητήριό άξονα γίνεται όπως είπαμε με χρήση αλυσίδας. Η επιπλέον μείωση που επιτυγχάνουμε με αυτήν την αλυσομετάδοση είναι  $i=2 \Rightarrow n_1/n_2=2$  με  $n_1$  η ταχύτητα στην έξοδο του ηλεκτρομειωτήρα και  $n_2$  η ταχύτητα του κινητήριου άξονα. Συνεπώς, η ταχύτητα στη έξοδο του ηλεκτρομειωτήρα είναι  $n_1=18,862\text{rpm}$ .

Αρα χρειαζόμαστε ηλεκτρομειωτήρα που να αποδίδει ισχύ  $N=0,86\text{kW}$  και στρεπτική ροπή  $M=435,68\text{Nm}$  στις  $18,862\text{rpm}$ . Από τον κατάλογο της SEW επιλέγω τον R87DV100M4. Ο παραπάνω ηλεκτρομειωτήρας αποδίδει μέγιστη ισχύ  $N=2,2\text{kW}$ , μέγιστη στρεπτική ροπή  $M=1080\text{Nm}$  στις  $n=19\text{rpm}$  επιτυγχάνοντας σχέση μετάδοσης  $i=72,57$ . Έχει συντελεστή ασφαλείας  $f_B=1,45$ . Είναι ηλεκτρομειωτήρας που αποτελείται από μειωτήρα τύπου R με μετωπικούς οδοντωτούς τροχούς με ελικοειδή οδόντωση, μεγέθους 87 και κινητήρα τύπου DT, τετραπολικό μεγέθους 100M.

### Επιλογή αλυσομετάδοσης

Συνεπώς έχουμε στην έξοδο του κινητήρα  $n_1=19\text{rpm}$  και  $i$  αλυσομετάδοσης  $i=19/9,431 \Rightarrow i=2,01$

Η ισχύς που αποδίδει ο κινητήρας είναι  $2,2\text{ kW}$

• Η ισχύς με βάση την οποία θα καθορίσουμε την αλυσίδα και τους αλυσοτροχούς της αλυσομετάδοσης δίνεται από τον τύπο:

$$P_c = P \times SF1 \text{ με } SF1 \text{ τον συντελεστή λειτουργίας}$$

Με χρήση του πίνακα 8 κάνουμε την κατηγοριοποίηση του φορτίου (load classification) και διαπιστώνουμε ότι το είδος του φορτίου μας είναι σταθερό (steady load). Χρησιμοποιούμε τον πίνακα 9 για τον καθορισμό του συντελεστή SF1 και έχουμε  $SF1=1,0$ .

Συνεπώς  $P_c=2,2 \times 1,0=2,2\text{kW}$ . Το περιβάλλον λειτουργίας δεν είναι ιδιαίτερα δυσμενές για αυτό δεν λαμβάνεται υπόψιν ο συντελεστής SF2 που έχει να κάνει με τις συνθήκες περιβάλλοντος. Λαμβάνοντας υπόψιν ότι θα χρησιμοποιηθεί διπλή αλυσίδα μετάδοσης κίνησης, επειδή ο χώρος είναι περιορισμένος και θέλουμε λειτουργία χωρίς θόρυβο, από τον πίνακα 11  $P_c=2,2/1,7=1,29\text{ kW}$ . Συνεπώς, από τον πίνακα 10 με  $P_c=1,29\text{kW}$  και  $n=19\text{rpm}$  έχουμε αλυσίδα  $19,05\text{ mm}$  ή  $\frac{3}{4}''$ .

• Από τον πίνακα 24 για ισχύ  $1,29\text{kW}$  και  $19\text{rpm}$ , έχουμε αριθμό δοντιών μικρού τροχού  $Z_1=20$  και αριθμό δοντιών μεγάλου τροχού  $Z_2=2,014 \times 20=40,28$ , Στρογγυλοποιώ στα  $Z=41$  δόντια.

### Έδραση ατράκτων.

Η έδραση των ατράκτων θα γίνει με χρήση εδράνων κύλισης. Κάθε άτρακτος θα εδράζεται σε δύο ρουλεμάν, ένα σταθερό και ένα ελεύθερο. Θα χρησιμοποιηθούν βαρελοειδή έδρανα κύλισης που μπορούν να παραλάβουν πέραν των πολύ μεγάλων ακτινικών φορτίων, αξονικά φορτία προς τις δύο κατευθύνσεις φόρτισης και είναι κατάλληλα για μικρές ταχύτητες.

Η επιλογή των ρουλεμάν θα γίνει βάσει της διαμέτρου του άξονα. Η διάμετρος του κινητήριου και του κινούμενου άξονα στο σταθμό 18 είναι  $\Phi=60\text{mm}$ . Βάσει του καταλόγου εδράνων κύλισης (bearing units) της SKF επιλέγω plummer block roller bearing units και πιο συγκεκριμένα επιλέγω το SYT 60 F. Ο πίνακας επιλογής φαίνεται παρακάτω.

Plummer block roller bearing units, SKF ConCentra									
Dimensions					Basic load ratings		Limiting speed	Mass	Designation
d <sub>a</sub>	A	H	H <sub>1</sub>	L	dynamic	static	C <sub>0</sub>	kg	-
					C				
Mm					kN		r/min		
35	60	110	60	205	86,5	85	4300	3,4	SYT 35 F
35	60	110	60	205	86,5	85	6300	3,4	SYT 35 FTS
35	60	110	60	205	86,5	85	4300	3,4	SYT 35 L
35	60	110	60	205	86,5	85	6300	3,4	SYT 35 LTS
40	60	114	60	205	96,5	90	4000	3,5	SYT 40 F
40	60	114	60	205	96,5	90	6000	3,5	SYT 40 FTS
40	60	114	60	205	96,5	90	4000	3,5	SYT 40 L
40	60	114	60	205	96,5	90	6000	3,5	SYT 40 LTS
45	60	116	60	205	102	98	3600	3,6	SYT 45 F
45	60	116	60	205	102	98	5300	3,6	SYT 45 FTS
45	60	116	60	205	102	98	3600	3,6	SYT 45 L
45	60	116	60	205	102	98	5300	3,6	SYT 45 LTS
50	70	129	70	255	104	108	3400	4,8	SYT 50 F
50	70	129	70	255	104	108	5000	4,8	SYT 50 FTS
50	70	129	70	255	104	108	3400	4,8	SYT 50 L
50	70	129	70	255	104	108	5000	4,8	SYT 50 LTS
55	70	135	70	255	125	127	3200	5,4	SYT 55 F
55	70	135	70	255	125	127	4500	5,4	SYT 55 FTS
55	70	135	70	255	125	127	3200	5,4	SYT 55 L
55	70	135	70	255	125	127	4500	5,4	SYT 55 LTS
60	80	150	80	275	193	216	3000	7,0	SYT 60 F
60	80	150	80	275	193	216	4300	7,0	SYT 60 FTS
60	80	150	80	275	193	216	3000	7,0	SYT 60 L
60	80	150	80	275	193	216	4300	7,0	SYT 60 LTS
65	80	157	80	280	193	216	2800	8,0	SYT 65 F

Επιλογή εδράνων κύλισης της SKF

### Σύνδεση ατράκτων με αλυσοτροχούς

Η σύνδεση της ατράκτου με τους αλυσοτροχούς στον κινητήριο άξονα θα γίνει με σφήνα, επειδή δεν θέλουμε να επιτραπεί καμία σχετική κίνηση ατράκτου αλυσοτροχού. Στον κινούμενο άξονα θα χρησιμοποιήσουμε ρουλεμάν.

#### ο Επιλογή σφήνας

Θα γίνει χρήση πρισματικής σφήνας DIN 6885.

Η διάμετρος της κινητήριας ατράκτου είναι  $d=60\text{mm}$ , και η στρεπτική ροπή σε αυτήν είναι  $M_t=88,85\text{ kNm}$ . Από πίνακα 13 για  $d=60\text{mm}$  επιλέγω σφήνα με  $b=18\text{mm}$ ,  $h=11\text{mm}$ ,  $t_1=6\text{mm}$ .

- Έλεγχος αντοχής σφήνας

Η σφήνα καταπονείται κυρίως σε πίεση επιφάνειας από την δύναμη  $F$  που δίνεται από τον τύπο:

$$F = 2 \times M_t / d$$

$$F = 2 \times 88,85 \times 1000 / 60$$

$$F = 2961,6 \text{ kN}$$

Η παραπάνω δύναμη όπως είπαμε προκαλεί στην επιφάνεια της σφήνας πίεση  $p$  που πρέπει:

$$P \leq P_{\text{επιτ.}} \Rightarrow 4 \times M_t / (d \times h \times l_1) \leq P_{\text{επιτ.}} \Rightarrow l_1 \geq 4 \times M_t / (d \times h \times P_{\text{επιτ.}})$$

Από πίνακα 14 λαμβάνουμε ως  $P_{\text{επιτ.}} = 9 \text{ kN/mm}^2$  και έτσι  $l_1 \geq 59,83\text{mm}$  και  $l_1 = l - b$ ,  $l \geq 59,83 + 18 = 77,83\text{mm}$

Η σφήνα πρέπει να έχει τυποποιημένο μήκος  $l$  και από τον πίνακα 15  $l=80\text{mm}$ .

- ο Επιλογή ρουλεμάν

Θα επιλέξουμε ρουλεμάν βαθείας αύλακος που μπορούν να παραλάβουν τόσο εγκάρσια όσο εγκάρσια και αξονικά φορτία. Η επιλογή τους θα γίνει βάσει της διαμέτρου του άξονα. Έτσι για διάμετρο άξονα  $d=60\text{mm}$  από τον κατάλογο της SKF επιλέγω ρουλεμάν με δύο ασφάλειες και συγκεκριμένα το 6212-2RS1 με εξωτερική διάμετρο  $D=110\text{mm}$ .



## Μέρος Γ – Σχέδια

### 1. Εισαγωγή

Το NX που είναι ένα πρόγραμμα σχεδιασμού με χρήση ηλεκτρονικού υπολογιστή (CAD) της εταιρείας SIEMENS που προσφέρει μια ευρεία γκάμα λύσεων για το σχεδιασμό περίπλοκων μηχανολογικών προϊόντων, υψηλής αποδοτικότητας αλλά χαμηλού κόστους και έχει χρησιμοποιηθεί για τη δημιουργία των σχεδίων που ακολουθούν. Το NX προσφέρει τη δυνατότητα σε κάθε χρήστη να λάβει υπόψιν του περισσότερες εναλλακτικές που αφού αξιολογηθούν να καταλήξει στον βέλτιστο σχεδιασμό του επιθυμητού προϊόντος.

Οι εφαρμογές του NX στο μηχανολογικό σχέδιο περιλαμβάνουν εργαλεία για:

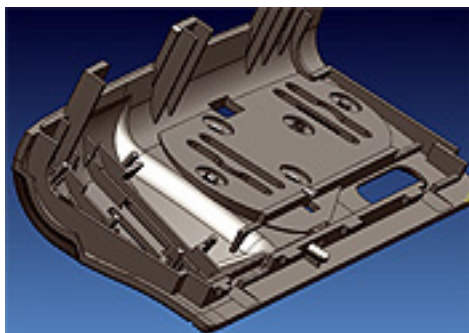
- Μοντελοποίηση
- Συναρμολόγηση εξαρτημάτων
- Κατασκευαστικά σχέδια

Το NX εμπλέκει στο σχεδιασμό με χρήση CAD τη μελέτη, την προσομοίωση και την κατασκευή του προϊόντος αφού οι αποφάσεις για το σχεδιασμό μπορούν να γίνουν πιο εύκολα με λεπτομερειακή γνώση της απόδοσης του τελικού προϊόντος και του τρόπου κατασκευής του.

Το σχεδιαστικό αυτό πρόγραμμα βοηθάει στη λήψη αποφάσεων παρέχοντας πληροφορίες στο σχεδιαστή όταν του ζητηθεί. Περιλαμβάνει συστήματα έξυπνης συνεργασίας με το χρήστη με δυναμική ανατροφοδότηση πληροφοριών που επιταχύνουν το σχεδιασμό.

Το περιβάλλον εργασίας του προγράμματος είναι εύκολο στη χρήση παρέχοντας εργαλεία, εντολές και πληροφορίες με παράθυρα διαλόγου που καθοδηγούν τον χρήστη στη σωστή και γρήγορη εισαγωγή των δεδομένων του. Στην οθόνη εμφανίζονται πληροφορίες για τα δεδομένα που έχουν ήδη τοποθετηθεί επιτρέποντας στον χρήστη να έχει μια γενική εποπτεία του σχεδίου του. Η πλοήγηση στα μέρη που έχουν σχεδιαστεί και στην συναρμολόγηση βοηθά τους σχεδιαστές να κατανοήσουν γρήγορα την δομή και τις τεχνικές που χρησιμοποιήθηκαν για τη δημιουργία των μοντέλων. Για τη μείωση των λαθών το NX παρέχει τη δυνατότητα προεπισκόπησης των σχεδιαστικών εντολών βοηθώντας τους σχεδιαστές να συνεχίσουν με σιγουριά το σχεδιασμό. Το NX δίνει τη δυνατότητα επαναχρησιμοποίησης ήδη υπάρχοντων τεμαχίων τροποποιώντας τα ώστε να ικανοποιούν τις νέες απαιτήσεις.

### Μοντελοποίηση



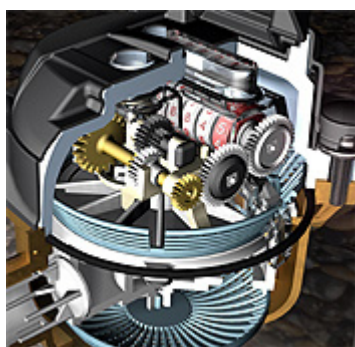
Το πρόγραμμα περιλαμβάνει υψηλής απόδοσης εργαλεία για παραμετρικό, βασισμένο σε χαρακτηριστικά, σχεδιασμό αλλά και παραδοσιακή μοντελοποίηση με οποιοδήποτε γεωμετρικό μοντέλο.

Με την παραμετρική μοντελοποίηση οι σχεδιαστές μπορούν πιο γρήγορα να δημιουργήσουν στερεά μοντέλα ξεκινώντας από ένα βασικό σχήμα και προσθέτοντας σε

αυτό κοινά μηχανολογικά χαρακτηριστικά όπως: τρύπες, προεξοχές κ.α.. Βάσει των χαρακτηριστικών που έχουν δοθεί από το χρήστη αυτόματα γίνονται οι απαραίτητες ενέργειες ώστε να διορθωθεί η γεωμετρία και να μοντελοποιηθεί το εξάρτημα. Η παραμετρική μοντελοποίηση επιταχύνει το σχεδιασμό αφού γίνεται αντιληπτή από την αρχή η διάθεση σχεδιασμού ώστε οι αλλαγές να μπορούν να γίνουν με τεχνικές αλλαγής διαστάσεων.

Επίσης το πρόγραμμα δίνει τη δυνατότητα αλλαγής υπαρχόντων σχεδίων ανεξαρτήτως του προγράμματος με το οποίο δημιουργήθηκαν. Έτσι, μειώνεται ο χρόνος που σπαταλείται για τη επαναδημιουργία μιας γεωμετρίας που έχει προηγουμένως κατασκευαστεί αλλά από διαφορετικό πρόγραμμα CAD.

### Συναρμολόγηση

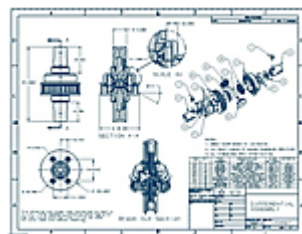


Πέρα από το σχεδιασμό μεμονωμένων εξαρτημάτων το NX παρέχει τη δυνατότητα συναρμολόγησης, με μια μεγάλη γκάμα εργαλείων.

Το πρόγραμμα δίνει τη δυνατότητα συναρμολόγησης από το τέλος στην αρχή ή αντίθετα. Με το NX χιλιάδες εξαρτήματα μπορούν να φορτωθούν και να επεξεργαστούν σε ελάχιστα δευτερόλεπτα. Οι σχεδιαστές μπορούν να αναζητήσουν εξαρτήματα με σχετικές με τη δικιά τους χρήσεις στο παρελθόν να τα ανοίξουν και να κάνουν τις απαραίτητες τροποποιήσεις

χρησιμοποιώντας τα στο νέο σχέδιο. Η συναρμολόγηση στο NX δίνει τη δυνατότητα να δημιουργηθούν μοντέλα που αντιπροσωπεύουν εξαρτήματα που μπορεί να χρησιμοποιηθούν σε διάφορες θέσεις. Για συμμετρικές συναρμολογήσεις δίνεται επίσης η δυνατότητα εργαλείων αντικατοπτρισμού (mirroring) που ελαττώνουν το χρόνο σχεδιασμού. Με χρήση εργαλείων παρεμβολής, και ελέγχου των ιδιοτήτων των μαζών που σχεδιάστηκαν μπορούμε στο περιβάλλον της συναρμολόγησης να ανακαλύψουμε προβλήματα λειτουργίας και βάρους της κατασκευής, εξασφαλίζοντας το σωστό αρχικό σχεδιασμό της και μειώνοντας παράλληλα την εξάρτηση από τη δημιουργία πρωτότυπων μοντέλων για έλεγχο του σχεδιασμένου προϊόντος.

### Κατασκευαστικά σχέδια



Το NX παρέχει ένα κατανοητό σετ εργαλείων για την παραγωγή μηχανολογικών και τεχνικών σχεδίων. Ο σχεδιαστής μετά τη δημιουργία του τρισδιάστατου μοντέλου μπορεί να προχωρήσει με εύκολες και γρήγορες κινήσεις στη δημιουργία σχεδίων κατασκευαστικών και συναρμολόγησης. Οι αλλαγές που μπορεί να γίνουν στο τρισδιάστατο μοντέλο άμεσα εμφανίζονται και στο

κατασκευαστικό χωρίς να χρειάζονται άλλες ενέργειες.

## Παράρτημα

### A) Πίνακες

Πίνακας 1: Εφαρμογές μεταφορικών μηχανών

## TYPICAL APPLICATION FIELDS CAMPI DI COMUNE APPLICAZIONE

INDUSTRY	SETTORE	APPLICATION	APPLICAZIONE		
<b>A</b> AGRICULTURAL MACHINERY	MACCHINE AGRICOLE	A1 Harvester combines	Mietitrebbiatrici		
		A2 Corn picker harvesting heads	Testate da maiz		
		A3 Sugar cane harvesters	Raccolta canna da zucchero		
		A4 Round balers	Rotopresse		
<b>B</b> BRICK AND TILE	LATERIZI E CERAMICHE	B			
<b>C</b> CANNING AND BOTTLING	LATTINE ED	C1 Can recycling	Riciclaggio lattine		
	IMBOTTIGLIAMENTO	C2 Tin and can printer ovens	Impianti di verniciatura e xerigrafia di lattine		
<b>D</b> EARTH MOVING EQUIPMENT	MACCHINE MOVIMENTO TERRA	C3 Tin containers and vials conveying	Trasporto tubetti e fiale		
		D1 Trenchers	Macchine scavaforesi		
<b>E</b> ELECTRONICS	ELETTRONICA	E1 Electric circuit board conveying	Trasporto schede elettroniche		
<b>F</b> FOOD AND BEVERAGE	ALIMENTARE	F1 Chocolate manufacturing	Macchine per cioccolato		
		F2 Fruit and vegetables selection and processing	Selezione e trasporto prodotti ortofrutticoli		
		F3 Pasta production	Trasporto canne per pasta lunga		
		F4 Ice-cream production	Produzione gelati		
		F5 Poultry industry processing	Lavorazione pollame		
		F6 Milk and juices (packaging)	Latte e succhi (confezionamento)		
		G1 Elevators feeders for heat treatment equipment	Elevatori per caricamento forni di trattamento termico		
		G2 Rigid plastic materials conveying	Trasporto materiali plastici rigidi		
<b>G</b> GENERAL INDUSTRIAL CONVEYING	MOVIMENTAZIONE INDUSTRIALE	G3 Shop floor line conveying	Trasporto in linee di produzione a più stazioni		
		G4 Chain guide	Guida catene		
		H1 Lathe feeders	Caricatori torni		
		I Oil and Gas	Perforazione pozzi di petrolio e gas		
		J Other applications	Altre applicazioni	J1 Small metallic parts feeders	Alimentatori parti metalliche
				J2 Sun-binds	Tapparelle
		<b>K</b> PACKAGING	CONFEZIONAMENTO	K1 Cardboard boxes handling	Inscatolamento
				K2 Plastic materials (in foils) conveying	Avanzamento materie plastiche (in lastre)
				K3 Stapling machines	Aggraffatrici
				K4 Thermoforming machines	Termoformatrici
K5 Adhesive tape production	Produzione di nastri adesivi				
<b>L</b> PAPER AND PRINTING	CARTA E STAMPA	L1 Book binding	Alimentatori macchine per legatoria		
		L2 Continuous computer paper conveying	Trasporto moduli continui preforati		
		L3 Paper printing machinery	Impianti tipografici		
		L4 Paper rolls processing	Produzione rotoli di carta		
<b>M</b> POWER TRANSMISSION	TRASMISSIONE DI POTENZA	M			
<b>N</b> STEEL	SIDERURGIA	N1 Steel production conveying	Trasferitori		
<b>O</b> TENSION LINKAGE	TRAZIONE	O Fork lift trucks, Straddle carriers	Carrelli elevatori, Movimentazione container, Ascensori, Montacarichi,		
		Elevators, Hoists, Machine tools, Counterweight balances	Macchine utensili, Contrappesi		
<b>P</b> TEXTILE	TESSILE	P1 Sock sewing machines	Macchine per cucitrici per calze		
<b>Q</b> TIMBER AND WOOD MAKING MACHINES	LEGNAME/LAVORAZIONE LEGNO	Q1 Log conveying	Trasporto legname		
		Q2 Wood processing machines	Macchine lavorazione legno		
<b>R</b> WASTE HANDLING	RICICLAGGIO RIFIUTI	R			



Πίνακας 2: Συντελεστής τριβής αλυσίδας

Roller diameter Diametro del rullo mm	<b>f<sub>2</sub> Rolling friction - Attrito volvente</b> Steel rollers on steel rail - Rulli in acciaio su guida in acciaio			
	Chain speed Velocità catena < 1 m/min		Chain speed Velocità catena ≥ 1 m/min	
	Without lubrication Senza lubrificazione	With lubrication Con lubrificazione	Without lubrication Senza lubrificazione	With lubrication Con lubrificazione
15,88	0,17	0,12	0,14	0,10
19,05	0,16	0,11	0,13	0,09
22,22	0,16	0,11	0,13	0,09
28,58	0,15	0,10	0,12	0,08
39,65	0,14	0,09	0,11	0,07
44,34	0,14	0,09	0,11	0,07

**Note:** For plastic rollers rolling on guides without lubrication use the friction coefficient of steel rollers rolling with lubrication.  
**Nota:** Per rulli plastici in condizioni di assenza di lubrificazione adoperare il coefficiente di attrito per rulli in acciaio con lubrificazione.

**Note:** For chains C2040, C2050 and C2060 (standard rollers), use  $f_2 = 0,28$  and  $0,23$  for chain speeds < 1 m/min, without and with lubrication respectively. Similarly,  $f_2 = 0,21$  and  $0,18$  for higher speeds.  
**Nota:** Per le catene C2040, C2050 e C2060 (rulli standard), usare  $f_2 = 0,28$  e  $0,23$  per velocità della catena < 1 m/min, senza e con lubrificazione rispettivamente. Analogamente usare  $f_2 = 0,21$  e  $0,18$  per velocità superiori.

Πίνακας 3: Συντελεστής λειτουργίας αλυσίδας

<b>Service factors - Fattori di servizio</b>	
<b>Service condition</b> Situazione operativa	<b>SF</b>
<b>Conveyors uniformly loaded and fed, moderate loads</b> Alimentazione uniforme, e carichi non eccessivi	<b>1</b>
<b>Conveyors heavily loaded, not uniformly fed</b> Carichi pesanti ed alimentazione non uniforme	<b>1,3</b>
<b>Conveyors heavily loaded, not uniformly fed and with frequent reversing service</b> Carichi pesanti, alimentazione non uniforme e con frequente inversione del senso di marcia	<b>1,7</b>

Πίνακας 4: Συντελεστής ταχύτητας αλυσίδας

<b>KV Speed coefficiente - Coefficiente di velocità</b>	
Chain speed / Velocità della catena (m / min)	<b>KV</b>
0-20	1
20-40	1,4
40-60	1,6
60-80	1,9
80-100	2,5
100-125	3,4



Πίνακας 5: Αλυσίδες μεταφοράς διπλού βήματος

ISO No	Regina Chain No Codice Catena Regina	Product Range Gamma	Material Materiale	Available options Varianti disponibili	Pitch Passo	Plate/Plastra		Pin/Perno			Working Surface Superficie di lavoro	Measuring Load Carico di Misura	Min. Ultim. Strength Carico di rottura minimo	Avg. Ultim. Strength Carico di rottura medio	Avg. Weight Peso approx.	Conn. Link Giunto	Standard loose parts Parti staccate standard				
						Height Altezza	Thickness (nominal) Spessore (nominale)	Diameter Diametro	Riveted Pin width Larghezza perno ribadito	Overall Pin width Ingombro Perno								mm <sup>2</sup>	N	kN	kN
		P		Dr		W		Hi		s		Dp		A1		B					
		mm		inches		max		min		inner/outer		max		max		max					
C208AS	C2040	STD	CS	PF	25,40	1	795	785	12,07	1,53	3,98	16,50	23,00	44	120	13,80	17,15	0,5	25-26	13-30	Offset link Maglia falsa
C208AS	SSC2040	SS	SS	PF	25,40	1	795	785	12,07	1,53	3,98	16,50	23,00	44	95	9,5	10,8	0,6	25-26	13-30	Conn. Link Giunto
C210AS	C2050	STD	CS	PF	31,75	1 1/4	1016	940	15,09	2,00	5,09	20,50	28,00	70	200	21,80	26,00	0,85	25-26	13-30	Offset link Maglia falsa
C210AS	SSC2050	SS	SS	PF	31,75	1 1/4	1016	940	15,09	2,00	5,09	20,50	28,00	70	160	16	18,65	1,03	25-26	13-30	Conn. Link Giunto
+ C210AH	C2050H	REINFH	CS		31,75	1 1/4	1016	940	15,09	2,30	5,09	23,00	30,00	74	200	21,8	26	0,9	25	13	Offset link Maglia falsa
+ C210AH	SSC2050H	REINFH	SS		31,75	1 1/4	1016	940	15,09	2,30	5,09	20,50	28,00	70	160	16	18,65	1,53	25		Conn. Link Giunto
C212AH	C2060H	REINFH	CS		38,10	1 1/2	1191	1257	18,08	3,15	5,96	29,60	38,70	115	280	31,27	37,27	1,49	25	13	Offset link Maglia falsa
C212AH	SSC2060H	REINFH	SS		38,10	1 1/2	1191	1257	18,08	3,15	5,96	29,60	38,70	115	220	22,55	24,55	1,8	25	13	Conn. Link Giunto
C216AH	C2080H	REINFH	CS	PF	50,80	2	1588	1575	24,13	3,80	7,94	36,60	47,30	190	500	55,60	64,70	2,38	25	13	Offset link Maglia falsa
C216AH	SSC2080H	REINFH	SS	PF	50,80	2	1588	1575	24,13	3,80	7,94	36,60	47,30	190	300	30,50	34,35	2,88	25	13	Conn. Link Giunto
C220AH	C2100H	REINFH	CS		63,50	2 1/2	1905	1890	30,18	4,60	9,54	44,00	56,20	275	780	86,70	105,90	3,71	25	13	Offset link Maglia falsa
C224AH	C2120H	REINFH	CS		76,20	3	2223	2522	36,20	5,45	11,11	54,00	67,20	410	1110	125,10	151,00	5,35	25	13	Conn. Link Giunto



Πίνακας 6: Συσχετισμός Ταχύτητας -διαμέτρου-στροφών σε αλυσίδες μεταφοράς

ø d <sub>o</sub>	n											
	10	12	15	20	25	30	40	50	60	70	80	90
75	0,039	0,047	0,059	0,078	0,098	0,118	0,157	0,196	0,235	0,274	0,314	0,353
80	0,042	0,050	0,063	0,084	0,105	0,125	0,167	0,209	0,251	0,293	0,335	0,377
85	0,045	0,053	0,067	0,089	0,111	0,134	0,178	0,222	0,267	0,311	0,356	0,400
90	0,047	0,056	0,071	0,094	0,118	0,141	0,188	0,235	0,282	0,329	0,376	0,423
95	0,050	0,060	0,075	0,100	0,124	0,149	0,198	0,248	0,298	0,348	0,398	0,448
100	0,05	0,08	0,06	0,10	0,13	0,16	0,21	0,26	0,31	0,37	0,42	0,47
125	0,06	0,10	0,08	0,13	0,16	0,20	0,26	0,33	0,39	0,46	0,52	0,59
150	0,08	0,12	0,09	0,16	0,20	0,23	0,31	0,39	0,47	0,55	0,63	0,71
175	0,09	0,14	0,11	0,18	0,23	0,27	0,37	0,46	0,55	0,64	0,73	0,82
200	0,10	0,16	0,13	0,21	0,26	0,31	0,42	0,52	0,63	0,73	0,84	0,94
250	0,13	0,20	0,16	0,26	0,33	0,39	0,52	0,65	0,78	0,91	1,04	1,17
300	0,16	0,23	0,19	0,31	0,39	0,47	0,63	0,78	0,94	1,10	1,26	1,41
350	0,18	0,28	0,22	0,37	0,46	0,55	0,73	0,92	1,10	1,28	1,46	1,65
400	0,21	0,31	0,25	0,42	0,52	0,63	0,84	1,04	1,25	1,46	1,67	1,88
450	0,24	0,35	0,28	0,47	0,59	0,71	0,94	1,17	1,41	1,64	1,88	2,12
500	0,26	0,39	0,32	0,52	0,65	0,78	1,04	1,32	1,57	1,83	2,09	2,35
550	0,29	0,43	0,35	0,58	0,72	0,86	1,15	1,44	1,73	2,01	2,30	2,59
600	0,31	0,47	0,38	0,63	0,78	0,94	1,25	1,57	1,88	2,19	2,51	2,83
650	0,34	0,51	0,41	0,68	0,85	1,02	1,36	1,70	2,04	2,38	2,73	3,06
700	0,37	0,55	0,44	0,73	0,92	1,10	1,46	1,83	2,20	2,56	2,93	3,29
750	0,39	0,59	0,47	0,78	0,98	1,18	1,57	1,96	2,35	2,74	3,14	3,53
800	0,42	0,63	0,50	0,84	1,05	1,25	1,67	2,09	2,51	2,93	3,35	3,77
850	0,45	0,67	0,53	0,89	1,11	1,34	1,78	2,22	2,67	3,11	3,56	4,00
900	0,47	0,71	0,56	0,94	1,18	1,41	1,88	2,35	2,82	3,29	3,76	4,23
950	0,50	0,75	0,60	1,00	1,24	1,49	1,98	2,48	2,98	3,48	3,98	4,48
1000	0,52	0,79	0,63	1,05	1,30	1,57	2,09	2,62	3,14	3,66	4,18	4,71
1100	0,58	0,86	0,69	1,15	1,44	1,73	2,30	2,88	3,46	4,03	4,61	5,18
1200	0,63	0,94	0,76	1,26	1,57	1,88	2,51	3,14	3,77	4,39	5,02	5,65
1300	0,68	1,02	0,82	1,36	1,70	2,04	2,72	3,40	4,08	4,76	5,44	6,12
1400	0,73	1,10	0,88	1,47	1,83	2,20	2,93	3,66	4,40	5,13	5,86	6,60

## Πίνακας 7: Αριθμός Κ

numero dei denti  
Z = teeth number  
nombre de dents

1) Tavola - Table - Tableau

z	k	z	k	z	k	z	k	z	k	z	k
6	2,000	41	13,064	76	24,199	111	35,337	146	46,477	181	57,617
7	2,305	42	13,382	77	24,517	112	35,656	147	46,795	182	57,935
8	2,613	43	13,700	78	24,835	113	35,974	148	47,114	183	58,254
9	2,924	44	14,018	79	25,153	114	36,292	149	47,432	184	58,572
10	3,236	45	14,336	80	25,471	115	36,610	150	47,750	185	58,890
11	3,549	46	14,654	81	25,790	116	36,929	151	48,068	186	59,209
12	3,864	47	14,972	82	26,108	117	37,247	152	48,387	187	59,527
13	4,179	48	15,290	83	26,426	118	37,565	153	48,705	188	59,845
14	4,494	49	15,608	84	26,744	119	37,883	154	49,023	189	60,164
15	4,810	50	15,926	85	27,063	120	38,202	155	49,342	190	60,482
16	5,126	51	16,244	86	27,381	121	38,520	156	49,660	191	60,800
17	5,442	52	16,562	87	27,699	122	38,838	157	49,978	192	61,118
18	5,759	53	16,880	88	28,017	123	39,157	158	50,297	193	61,437
19	6,076	54	17,198	89	28,336	124	39,475	159	50,615	194	61,755
20	6,393	55	17,517	90	28,654	125	39,793	160	50,933	195	62,073
21	6,710	56	17,835	91	28,972	126	40,111	161	51,251	196	62,392
22	7,027	57	18,153	92	29,290	127	40,430	162	51,570	197	62,710
23	7,345	58	18,471	93	29,609	128	40,748	163	51,888	198	63,028
24	7,661	59	18,789	94	29,927	129	41,066	164	52,206	199	63,347
25	7,979	60	19,107	95	30,245	130	41,384	165	52,525	200	63,665
26	8,296	61	19,425	96	30,563	131	41,703	166	52,843	201	63,983
27	8,614	62	19,744	97	30,882	132	42,021	167	53,161	202	64,301
28	8,931	63	20,062	98	31,200	133	42,339	168	53,479	203	64,620
29	9,249	64	20,380	99	31,518	134	42,658	169	53,798	204	64,938
30	9,567	65	20,698	100	31,836	135	42,976	170	54,116	205	65,256
31	9,885	66	21,016	101	32,155	136	43,294	171	54,434	206	65,575
32	10,202	67	21,335	102	32,473	137	43,612	172	54,753	207	65,893
33	10,520	68	21,653	103	32,791	138	43,931	173	55,071	208	66,211
34	10,838	69	21,971	104	33,109	139	44,249	174	55,389	209	66,529
35	11,156	70	22,289	105	33,428	140	44,567	175	55,707	210	66,848
36	11,474	71	22,607	106	33,746	141	44,886	176	56,026	211	67,166
37	11,792	72	22,926	107	34,064	142	45,204	177	56,344	212	67,484
38	12,110	73	23,244	108	34,382	143	45,522	178	56,662	213	67,803
39	12,428	74	23,562	109	34,701	144	45,840	179	56,981	214	68,121
40	12,746	75	23,880	110	35,019	145	46,159	180	57,299	215	68,440

## Πίνακας 8: Κατηγοριοποίηση φορτίου

Table 1 - Load classification

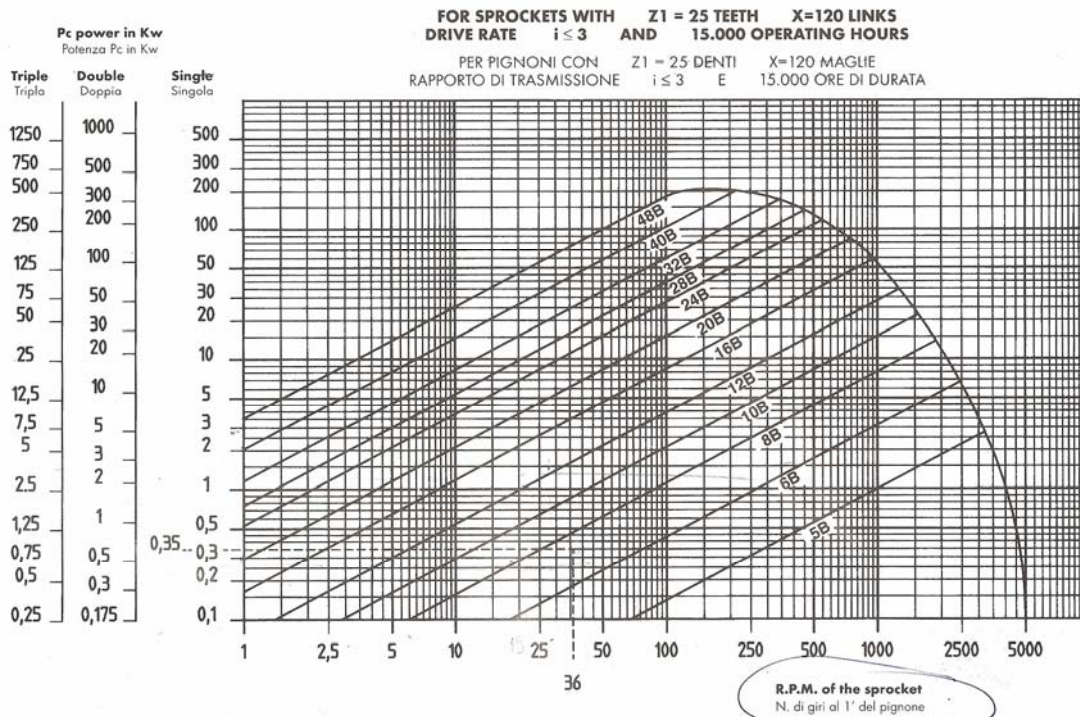
Steady load	Pulsating load	Heavy shock load
Agitators-liquid. Centrifugal pumps. Fans. Machines with uniform reversing load. Sewage disposal equipment uniformly fed. Conveyors uniformly loaded.	Conveyor heavily loaded not uniformly fed: apron, belt, bucket, assembly, let. Machines with moderate shock non reversing load. Line shaft, heavy service. Dredges. Machine tools: drives Pumps: reciprocating. Clay working machinery: pug mills. Elevators, bucket: centrifugal discharge, supercapacity, continuous. Clay working machinery: pug mills. Food slicers; dough mixers, meat grinders. Laundry: washers; tumblers	Conveyors: reciprocating and shaker; crusher feeders. Metal mills: draw benches, forming machines, slitters, rolling mill drives, wire drawing. Briquetting machinery. Mills: rotary type: ball, road mills, tumbling mills. Machines: with severe impact shock loads and reversing service. Hammer mills. Cranes and hoists: heavy-duty, rotary drilling rigs. Dredges: cutter-head drives, jls drives.



Πίνακας 9: Συντελεστής ασφαλείας αλυσίδας μετάδοσης κίνησης

Load classification	Steady load	Pulsating load	Heavy shock load
Internal combustion engine with hydraulic clutch	1.0	1.2	1.4
Electric motor or turbine	1.0	1.3	1.5
Internal combustion engine with friction clutch	1.2	1.4	1.7

Πίνακας 10: Εκλογή βήματος αλυσίδας κίνησης



Πίνακας 11: Συντελεστής μείωσης ισχύς αλυσίδας πολλαπλών σειρών

Table 8 - Multiple strand chain factors

Number of strands	Multiplication factors
1	1.0
2	1.7
3	2.5
4	3.3
5	3.8
6	4.3
7	4.9
8	5.5
9	6.0
10	6.5



Πίνακας 12: Συσχετισμός ισχύος-στροφών- δοντιών κινητήριου αλυσοτροχού σε αλυσίδες κίνησης

P = 15,875 mm (5/8") ● 10B-1 ● Serie Europea - European Series - Série Européenne

C	B																		
	50	100	300	500	900	1200	1500	1800	2100	2400	2700	3000	3300	3500	4000	4500	5000	5400	5900
L	I	II						III						IV					
11	0,40	0,73	2,00	3,20	5,75	7,50	7,01	5,41	4,25	3,62	3,04	2,59	2,25	2,06	1,68	1,41	—	—	—
12	0,44	0,79	2,19	3,52	6,30	8,20	8,07	6,29	4,96	4,13	3,47	2,96	2,57	2,35	1,92	1,61	—	—	—
13	0,48	0,85	2,38	3,84	6,84	8,91	9,13	7,17	5,67	4,65	3,90	3,33	2,89	2,65	2,16	1,81	—	—	—
14	0,52	0,91	2,57	4,16	7,39	9,62	10,20	8,04	6,38	5,20	4,36	3,72	3,23	2,96	2,41	—	—	—	—
15	0,56	0,97	2,76	4,48	7,93	10,30	11,20	8,91	7,09	5,76	4,83	4,13	3,58	3,28	2,68	—	—	—	—
16	0,60	1,03	2,95	4,80	8,48	11,00	12,30	9,79	7,80	6,35	5,32	4,54	3,94	3,62	2,95	—	—	—	—
17	0,64	1,09	3,14	5,12	9,03	11,70	13,40	10,70	8,51	6,95	5,83	4,98	4,32	3,96	3,23	—	—	—	—
18	0,68	1,15	3,33	5,44	9,57	12,40	14,40	11,50	9,22	7,58	6,35	5,42	4,70	4,31	—	—	—	—	—
19	0,72	1,22	3,52	5,75	10,10	13,10	15,50	12,40	9,91	8,22	6,89	5,88	5,10	4,68	—	—	—	—	—
20	0,75	1,27	3,68	6,03	10,60	14,00	16,40	13,40	10,70	8,87	7,44	6,35	5,51	5,05	—	—	—	—	—
21	0,78	1,32	3,84	6,31	11,10	14,70	17,20	14,30	11,50	9,50	7,96	6,78	5,88	5,39	—	—	—	—	—
22	0,81	1,37	4,00	6,59	11,70	15,40	18,10	15,30	12,30	10,10	8,54	7,28	6,31	5,78	—	—	—	—	—
23	0,84	1,42	4,16	6,76	12,20	16,20	19,00	16,20	13,20	10,70	9,03	7,68	6,64	—	—	—	—	—	—
24	0,87	1,47	4,31	7,08	12,70	16,90	19,90	17,20	14,00	11,50	9,58	8,14	7,04	—	—	—	—	—	—
25	0,90	1,53	4,47	7,41	13,20	17,50	20,70	18,10	14,80	12,10	10,10	8,58	7,40	—	—	—	—	—	—
28	1,05	1,71	5,07	8,36	15,00	19,90	23,60	21,50	17,70	14,30	11,90	10,10	—	—	—	—	—	—	—
30	1,15	1,84	5,47	9,01	16,20	21,50	25,50	23,70	19,70	15,80	13,20	11,20	—	—	—	—	—	—	—
35	1,40	2,15	6,47	10,60	19,10	25,40	30,20	29,30	24,50	19,90	17,60	14,10	—	—	—	—	—	—	—
38	1,53	2,36	7,07	11,60	20,90	27,80	33,00	32,70	27,40	22,50	19,30	—	—	—	—	—	—	—	—
40	1,61	2,50	7,47	12,20	22,10	29,40	35,00	35,00	29,40	24,30	20,40	—	—	—	—	—	—	—	—
45	1,83	2,87	8,29	13,50	24,30	32,40	39,10	41,20	35,00	29,30	—	—	—	—	—	—	—	—	—
50	2,05	3,25	9,11	14,80	26,60	35,30	43,20	47,50	40,55	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
55	2,28	3,63	9,93	16,10	28,80	38,30	47,40	53,70	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
57	2,37	3,78	10,20	16,60	29,70	39,50	49,00	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
60	2,50	4,00	10,70	17,40	31,00	41,30	51,50	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—

Πίνακας 13:Εκλογή σφηνών

Διαστάσεις σε mm														
d	b	h	t	t <sub>1</sub>	ℓ									
10 - 12	4	4	2,5	d+1,5	10	12	15	18	20	25	30			
12 - 17	5	5	3	d+2	10	12	15	18	20	25	30	35	40	
17 - 22	6	6	3,5	d+2,5	12	15	18	20	25	30	35	40	45	50
22 - 30	8	7	4	d+3	20	25	30	35	40	45	50	60	70	
30 - 38	10	8	4,5	d+3,5	25	30	35	40	45	50	60	70	80	90
38 - 44	12	8	4,5	d+3,5	30	35	40	45	50	60	70	80	90	100
44 - 50	14	9	5	d+4	35	40	45	50	60	70	80	90	100	120
50 - 58	16	10	5	d+5	45	50	60	70	80	90	100	120	140	160
58 - 68	18	11	6	d+5	50	60	70	80	90	100	120	140	160	180
68 - 78	20	12	6	d+6	60	70	80	90	100	120	140	160	180	200
78 - 92	24	14	7	d+7	70	80	90	100	120	140	160	180	200	220
92 - 110	28	16	8	d+8	80	90	100	120	140	160	180	200	220	250
110 - 130	32	18	9	d+9	90	100	120	140	160	180	200	220	250	280
130 - 150	36	20	10	d+10	100	120	140	160	180	200	220	250	280	300
150 - 170	40	22	11	d+11	120	140	160	180	200	220	250	280	300	350
170 - 200	45	25	13	d+12		160	180	200	220	250	280	300	350	400
200 - 230	50	28	14	d+14			180	200	220	250	280	300	350	400

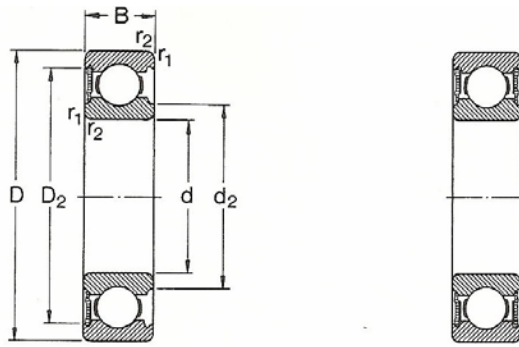
Πίνακας 14: Επιτρεπόμενη πίεση επιφάνειας σφήνας

Υλικό	Φόρτιση		
	στατική	επαναλαμβανόμενη	κρουστική
Χάλυβας	10 - 18	7 - 12	4 - 7
Χυτοχάλυβας	8 - 10	6 - 8	3 - 4
Χυτοσίδηρος	7 - 8	5 - 6	2 - 3
Ορείχαλκος	3 - 4	2 - 3	1 - 2
Κράματα Al	5 - 10	3 - 8	2 - 5

Πίνακας 15: Τυποποίηση μήκους l σφήνας

l :	8	10	12	14	16	18	20
	22	25	28	32	36	40	45
	50	56	63	70	80	100	110
	125	140	160	180	200	220	250
	280	315	355	400			

Πίνακας 16: Ρουλεμάν SKF βαθείας αύλακος



With one RS1 seal

With two RS1 seals

Principal dimensions			Basic load ratings		Fatigue load limit $P_u$	Speed rating	Mass	Designations	
d	D	B	dynamic C	static $C_0$				Bearings with one seal	two seals
mm			N		N	r/min	kg	-	
35	47	7	4 750	3 200	166	8 000	0,030	61807-RS1	61807-2RS1
	55	10	9 560	6 200	290	7 500	0,080	61907-RS1	61907-2RS1
	62	14	15 900	10 200	440	7 000	0,16	6007-RS1	6007-2RS1
	62	20	15 900	10 200	440	7 000	0,21	-	63007-2RS1
	72	17	25 500	15 300	655	6 300	0,29	6207-RS1	6207-2RS1
	72	23	25 500	15 300	655	6 300	0,37	-	62207-2RS1
	80	21	33 200	19 000	815	6 000	0,46	6307-RS1	6307-2RS1
	80	31	33 200	19 000	815	6 000	0,66	-	62307-2RS1
40	52	7	4 940	3 450	186	7 500	0,034	61808-RS1	61808-2RS1
	62	12	13 800	9 300	425	6 700	0,12	61908-RS1	61908-2RS1
	68	15	16 800	11 600	490	6 300	0,19	6008-RS1	6008-2RS1
	68	21	16 800	11 600	490	6 300	0,26	-	63008-2RS1
	80	18	30 700	19 000	800	5 600	0,37	6208-RS1	6208-2RS1
	80	23	30 700	19 000	800	5 600	0,44	-	62208-2RS1
	90	23	41 000	24 000	1 020	5 000	0,63	6308-RS1	6308-2RS1
	90	33	41 000	24 000	1 020	5 000	0,89	-	62308-2RS1
45	58	7	6 050	4 300	228	6 700	0,040	61809-RS1	61809-2RS1
	68	12	10 100	6 700	285	6 000	0,14	61909-RS1	61909-2RS1
	75	16	20 800	14 600	640	5 600	0,25	6009-RS1	6009-2RS1
	75	23	20 800	14 600	640	5 600	0,34	-	63009-2RS1
	85	19	33 200	21 600	915	5 000	0,41	6209-RS1	6209-2RS1
	85	23	33 200	21 600	915	5 000	0,48	-	62209-2RS1
	100	25	52 700	31 500	1 340	4 500	0,83	6309-RS1	6309-2RS1
	100	36	52 700	31 500	1 340	4 500	1,15	-	62309-2RS1
50	65	7	6 240	4 750	250	6 000	0,052	61810-RS1	61810-2RS1
	72	12	14 600	10 400	500	5 600	0,14	61910-RS1	61910-2RS1
	80	16	21 600	16 000	710	5 000	0,26	6010-RS1	6010-2RS1
	80	23	21 600	16 000	710	5 000	0,37	-	63010-2RS1
	90	20	35 100	23 200	980	4 800	0,46	6210-RS1	6210-2RS1
	90	23	35 100	23 200	980	4 800	0,52	-	62210-2RS1
	110	27	61 800	38 000	1 600	4 300	1,05	6310-RS1	6310-2RS1
	110	40	61 800	38 000	1 600	4 300	1,55	-	62310-2RS1

Πίνακας 17: Κατηγορίες κινητήρων για εκλογή μάντα

Τύπος κινητήρα		Κλάση		
		Ι	II	III
Στιγμαία υπερφόρτιση ως % της πλήρους ισχύος		έως 149	150 - 249	250 - 400
Ηλεκτρικοί κινητήρες εναλλασσομένου ρεύματος	Ασύγχρονοι	---	---	Όλοι
	Τριφασικοί ασύγχρονοι	Εκκίνηση με αστέρα-τρίγωνο	Εκκίνηση απ' ευθείας	Διπλού θαλάμου
	Σύγχρονοι	---	Κανονικής ροπής	Υψηλής ροπής
Ηλεκτρικοί κινητήρες συνεχούς ρεύματος		Παρακαμπτήρια διέγερση	Παρακαμπτήρια διέγερση	Διέγερση σε σειρά
Μηχανές εσωτερικής καύσης		Άνω των 8 κυλίνδρων	6 κύλινδροι	Έως 4 κύλινδροι
Υδραυλικοί κινητήρες		---	---	Όλοι



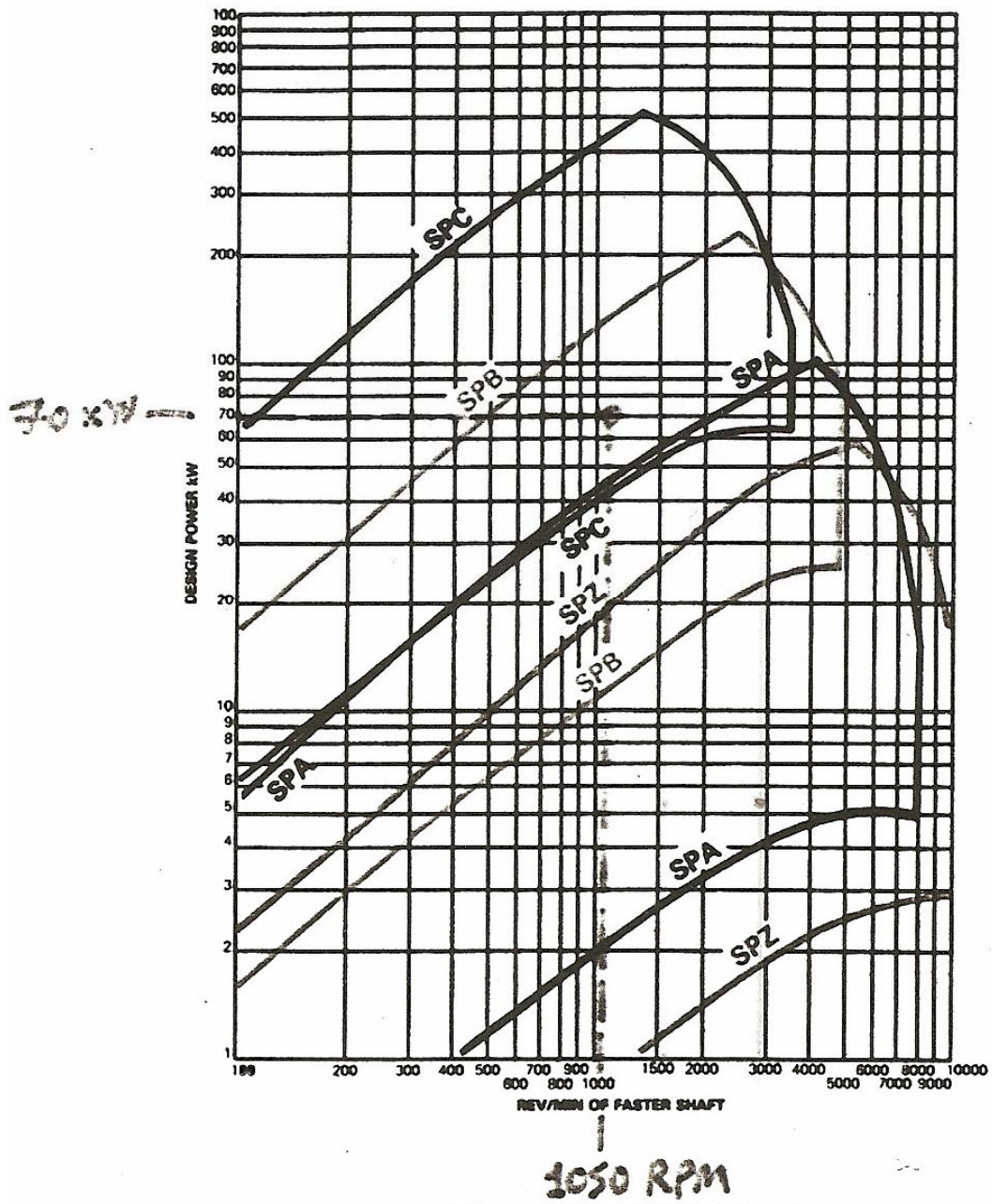
Πίνακας 18: Συντελεστής λειτουργίας για εκλογή μάντων

Εφαρμογές	Κλάση		
	I	II	III
Αναδευτήρες, Αναμικτήρες	1,4 – 1,5	1,6 – 1,7	1,8 – 1,9
Αναρροφήσεις αέρος, Ανεμιστήρες	1,6 – 1,8	1,8 – 2,0	2,0 – 2,2
Φυγοκεντρικά	1,7	1,9	---
Συμπιεστές	1,6 – 2,0	1,7 – 2,2	1,8 – 2,4
Ανυψωτικές μηχανές	1,6	1,8	2,0
Σπαστήρες	---	2,2	2,5
Γεννήτριες και μονάδες διέγερσης	1,6	1,8	2,0
Υδραυλικοί κινητήρες	1,5	1,7	1,9
Μηχανές χαρτιού	1,4 – 1,7	1,6 – 1,9	1,8 – 2,1
Μηχανές τούβλων και κεράμων	1,5 – 1,8	1,7 – 2,0	1,9 – 2,2
Μηχανές πλυντηρίων	1,6	1,8	2,0
Μηχανές επεξεργασίας ελαστικού	1,6	1,8	2,0
Ευλουργικά μηχανήματα	1,3 – 1,4	1,4 – 1,6	---
Εκτυπωτικές μηχανές	1,4	1,6	1,8
Μηχανές ύφανσης	1,5 – 1,6	1,7 – 1,8	2,0
Εργαλειο-μηχανές	1,4 - 1,5	1,6 – 1,7	1,8 – 1,9
Αντλίες	1,5 – 2,0	1,7 – 2,2	1,9 – 2,4
Κόσκινα	1,4 – 1,5	1,5 - 1,7	---
Μεταφορικές μηχανές	1,3 - 1,7	1,5 - 1,9	1,7 – 2,0

Πίνακας 19: Συντελεστές διόρθωσης ισχύος  $F_m$  και  $F_f$  κινητήρα για εκλογή μάντων

Overgear		Τρόπος λειτουργίας	$F_f$
Σχέση μετάδοσης $\tau$	$F_m$		
1,00 – 1,24	---	Συνεχής 8 – 10 ώρες/ημέρα	---
1,25 – 1,74	+0,10	Συνεχής 10 – 16 ώρες/ημέρα	+0,1
1,75 – 2,49	+0,20	Συνεχής 16 – 20 ώρες/ημέρα	+0,2
2,50 – 3,50	+0,30	Με τανυστήρα μάντα	+0,1
> 3,50	+0,50	Διακοπτόμενη λειτουργία	-0,1

Πίνακας 20: Εκλογή τύπου μάντα



Πίνακας 21: Ελάχιστη διάμετρος κινητήριας τροχαλίας για την μαντοκίνηση

TABLE 1

Speed of faster shaft rev/min	*Minimum Pulley Diameter (mm)																			
	Design Power (kW)																			
	up to 1	3,0	4,0	5,0	7,5	10	15	20	25	30	40	50	60	75	90	110	130	150	200	250
500	56	90	100	112	125	140	180	200	212	238	250	280	280	315	375	400	450	475	500	560
600	56	85	90	100	112	125	140	180	200	212	224	250	265	280	300	335	375	400	475	500
720	56	80	85	90	100	108	132	150	160	170	200	236	250	265	280	300	335	375	450	500
960	56	75	80	85	95	100	112	132	150	180	180	200	224	250	280	280	300	335	400	450
1200	56	71	80	80	95	95	108	118	132	150	160	180	200	236	236	250	265	300	335	355
1440	56	63	75	80	85	85	100	112	125	140	160	170	190	212	236	236	250	280	315	335
1800	56	63	71	75	80	85	95	106	112	125	150	160	170	190	212	224	238	265	300	335
2880	56	60	67	67	80	80	85	90	100	112	125	140	160	170	180	212	224	236	-	-

\* This table is intended as a guide to selection only. Bearing loads should be carefully considered when using small pulleys on electric motors. This is particularly important when using the small pulleys allowable with CRE Plus or Quattro Plus belts.

$\alpha = 38^\circ$  για  $d > 80$  SPZ  
 $d > 118$  SPA  
 $d > 170$  SPB  
 $d > 315$  SPC



Πίνακας 22: Βασική ισχύς / μάντα

Rev/min of faster shaft	RATED POWER (kW) PER BELT FOR SMALL PULLEY PITCH DIA (mm)												Belt Speed (m/s)
	140	150	160	170	180	190	200	212	224	236	250	280	
100	0,73	0,82	0,92	1,01	1,10	1,20	1,29	1,40	1,51	1,62	1,74	2,01	2,33
200	1,33	1,51	1,69	1,87	2,05	2,22	2,40	2,61	2,82	3,02	3,26	3,78	4,37
300	1,89	2,15	2,41	2,67	2,93	3,18	3,44	3,74	4,04	4,35	4,70	5,44	6,30
400	2,42	2,76	3,09	3,43	3,77	4,10	4,43	4,83	5,22	5,61	6,07	7,04	8,15
500	2,92	3,33	3,75	4,16	4,57	4,98	5,39	5,87	6,36	6,84	7,39	8,58	9,94
600	3,40	3,89	4,38	4,87	5,35	5,83	6,31	6,89	7,45	8,02	8,67	10,08	11,66
700	3,88	4,43	4,99	5,55	6,11	6,66	7,21	7,87	8,52	9,17	9,92	11,50	13,32
720	3,96	4,53	5,11	5,69	6,26	6,82	7,39	8,06	8,73	9,39	10,16	11,79	13,65
900	4,31	4,95	5,59	6,22	6,84	7,47	8,08	8,82	9,55	10,28	11,12	12,90	14,93
900	4,75	5,46	6,16	6,86	7,56	8,25	8,93	9,75	10,56	11,38	12,29	14,25	16,47
960	5,00	5,75	6,50	7,24	7,98	8,71	9,43	10,29	11,15	11,99	12,97	15,03	17,37
1000	5,17	5,95	6,72	7,49	8,25	9,01	9,76	10,65	11,53	12,41	13,42	15,55	17,96
1100	5,58	6,42	7,27	8,10	8,93	9,75	10,56	11,52	12,48	13,43	14,52	16,80	19,39
1200	5,97	6,89	7,79	8,69	9,58	10,46	11,34	12,37	13,40	14,41	15,57	18,01	20,75
1300	6,36	7,34	8,31	9,27	10,22	11,16	12,09	13,19	14,28	15,36	16,59	19,17	22,05
1400	6,73	7,77	8,81	9,83	10,84	11,84	12,82	13,99	15,14	16,27	17,57	20,28	23,28
1440	6,88	7,95	9,00	10,05	11,08	12,10	13,11	14,30	15,47	16,63	17,96	20,70	23,75
1500	7,09	8,20	9,29	10,37	11,44	12,49	13,53	14,76	15,97	17,15	18,51	21,33	24,43
1600	7,44	8,61	9,76	10,90	12,02	13,12	14,21	15,50	16,76	18,00	19,41	22,33	25,51
1700	7,78	9,01	10,21	11,40	12,58	13,73	14,87	16,21	17,52	18,81	20,27	23,27	26,51
1800	8,11	9,39	10,65	11,90	13,12	14,32	15,50	16,89	18,25	19,58	21,08	24,15	27,43
1900	8,43	9,76	11,08	12,37	13,64	14,88	16,11	17,54	18,94	20,31	21,85	24,97	28,27
2000	8,73	10,12	11,48	12,82	14,14	15,43	16,89	18,16	19,60	20,99	22,57	25,72	29,01
2100	9,02	10,46	11,88	13,26	14,62	15,94	17,24	18,75	20,22	21,64	23,23	26,41	29,67
2200	9,31	10,79	12,25	13,68	15,07	16,44	17,76	19,31	20,80	22,24	23,85	27,03	30,22
2300	9,57	11,11	12,61	14,08	15,51	16,90	18,26	19,83	21,35	22,80	24,42	27,57	30,68
2400	9,83	11,41	12,95	14,46	15,92	17,34	18,72	20,32	21,85	23,31	24,93	28,05	31,04
2500	10,08	11,70	13,28	14,82	16,31	17,76	19,16	20,77	22,31	23,78	25,38	28,44	-
2600	10,31	11,97	13,59	15,16	16,68	18,14	19,56	21,19	22,73	24,19	25,78	28,76	-
2700	10,53	12,23	13,88	15,47	17,02	18,50	19,93	21,56	23,11	24,56	26,12	28,99	-
2800	10,73	12,47	14,15	15,77	17,33	18,83	20,27	21,90	23,44	24,87	26,40	-	-
2880	10,89	12,65	14,36	15,99	17,57	19,07	20,51	22,14	23,67	25,08	26,57	-	-
2900	10,93	12,69	14,40	16,04	17,62	19,13	20,57	22,20	23,72	25,12	26,61	-	-
3000	11,10	12,90	14,63	16,30	17,89	19,40	20,84	22,46	23,96	25,33	26,76	-	-



Πίνακας 23: Επιπρόσθετη ισχύς / μάντα

Rev/min of faster shaft	ADDITIONAL POWER (kW) PER BELT FOR SPEED RATIO									
	1,00 to 1,01	1,02 to 1,05	1,06 to 1,11	1,12 to 1,18	1,19 to 1,26	1,27 to 1,38	1,39 to 1,57	1,58 to 1,94	1,95 to 3,38	3,39 and over
100	0,00	0,01	0,02	0,04	0,04	0,06	0,07	0,07	0,08	0,08
200	0,00	0,01	0,04	0,07	0,09	0,11	0,13	0,15	0,16	0,17
300	0,00	0,02	0,06	0,10	0,14	0,17	0,20	0,22	0,24	0,25
400	0,00	0,03	0,07	0,13	0,19	0,22	0,26	0,29	0,32	0,34
500	0,00	0,04	0,09	0,17	0,23	0,28	0,33	0,37	0,40	0,43
600	0,00	0,04	0,12	0,20	0,28	0,34	0,40	0,45	0,48	0,51
700	0,00	0,05	0,13	0,24	0,33	0,39	0,46	0,52	0,57	0,59
720	0,00	0,05	0,14	0,25	0,33	0,41	0,48	0,54	0,59	0,62
800	0,00	0,06	0,16	0,28	0,37	0,45	0,53	0,60	0,65	0,68
900	0,00	0,07	0,18	0,31	0,42	0,51	0,60	0,66	0,72	0,77
960	0,00	0,07	0,19	0,32	0,44	0,54	0,62	0,70	0,77	0,81
1000	0,00	0,07	0,19	0,34	0,46	0,56	0,66	0,74	0,81	0,86
1100	0,00	0,08	0,22	0,37	0,51	0,62	0,72	0,81	0,89	0,94
1200	0,00	0,09	0,23	0,41	0,56	0,68	0,79	0,89	0,97	1,03
1300	0,00	0,09	0,25	0,44	0,60	0,73	0,86	0,96	1,05	1,11
1400	0,00	0,10	0,28	0,48	0,65	0,79	0,93	1,04	1,13	1,20
1440	0,00	0,10	0,28	0,48	0,68	0,79	0,94	1,06	1,15	1,21
1500	0,00	0,10	0,29	0,51	0,69	0,84	0,99	1,11	1,21	1,28
1600	0,00	0,11	0,31	0,54	0,75	0,90	1,05	1,19	1,29	1,37
1700	0,00	0,12	0,34	0,58	0,79	0,95	1,12	1,26	1,37	1,45
1800	0,00	0,13	0,35	0,61	0,84	1,01	1,19	1,34	1,45	1,54
1900	0,00	0,13	0,37	0,65	0,88	1,07	1,25	1,41	1,54	1,63
2000	0,00	0,14	0,39	0,68	0,93	1,13	1,32	1,48	1,62	1,71
2100	0,00	0,15	0,41	0,72	0,98	1,18	1,39	1,56	1,69	1,79
2200	0,00	0,16	0,43	0,75	1,02	1,24	1,45	1,63	1,78	1,88
2300	0,00	0,16	0,45	0,78	1,07	1,29	1,51	1,71	1,86	1,97
2400	0,00	0,17	0,47	0,82	1,11	1,35	1,58	1,78	1,94	2,05
2500	0,00	0,18	0,49	0,86	1,16	1,41	1,65	1,86	2,02	2,14
2600	0,00	0,19	0,51	0,89	1,21	1,46	1,72	1,92	2,10	2,22
2700	0,00	0,19	0,53	0,92	1,25	1,52	1,78	1,99	2,18	2,31
2800	0,00	0,20	0,54	0,95	1,29	1,57	1,84	2,07	2,26	2,39
2880	0,00	0,20	0,56	0,97	1,32	1,60	1,88	2,11	2,31	2,44
2900	0,00	0,21	0,57	0,99	1,34	1,63	1,91	2,15	2,34	2,48
3000	0,00	0,22	0,59	1,02	1,39	1,69	1,98	2,23	2,42	2,57

Πίνακας 24: Συσχετισμός ισχύος- στροφών – δοντιών κινητήριου αλυσοτροχού στις αλυσίδες κίνησης

C	B						
	50	100	200	500	700	900	1200
L							
11	0,62	1,15	2,15	4,91	6,66	8,4	9,52
12	0,68	1,26	2,37	5,38	7,31	9,2	10,9
13	0,74	1,38	2,58	5,87	7,97	10	12,2
14	0,8	1,5	2,79	6,36	8,64	10,9	13,7
15	0,86	1,61	3,01	6,86	9,28	11,7	15,1
16	0,99	1,84	3,42	7,81	10,6	13,3	17,3
17	1,05	1,95	3,66	8,34	11,3	14,2	18,4
18	1,12	2,08	3,89	8,84	12	15,1	19,6
19	1,19	2,21	4,13	9,43	12,7	16	20,7
20	1,26	2,34	4,36	9,94	13,5	16,9	21,9
21	1,33	2,46	4,6	10,4	14,2	17,8	23,1
22	1,39	2,58	4,84	11	15	18,8	24,3
23	1,46	2,71	5,07	11,6	15,6	19,7	25,5
24	1,53	2,84	5,31	12,1	16,4	20,6	26,7
25	1,6	2,97	5,55	12,7	17,2	21,6	28
28	1,85	3,48	6,49	14,8	20,1	25,3	32,6
30	2,01	3,74	7	15,9	21,6	27,2	35,2
35	2,38	4,42	8,27	18,8	25,5	32,1	41,6
38	2,6	4,92	9,06	20,5	27,9	35	45,4
40	2,75	5,1	9,59	21,7	29,5	37	48
45	3,12	6,07	10,8	24,7	33,5	42,1	54,6
50	3,49	6,49	12,1	27,7	37,6	47,5	61,2
55	3,87	7,2	13,5	30,7	41,6	52,3	67,8
57	4,03	7,48	14	31,9	43,2	54,4	70,4
60	4,26	7,91	14,8	33,7	45,7	57,5	74,4

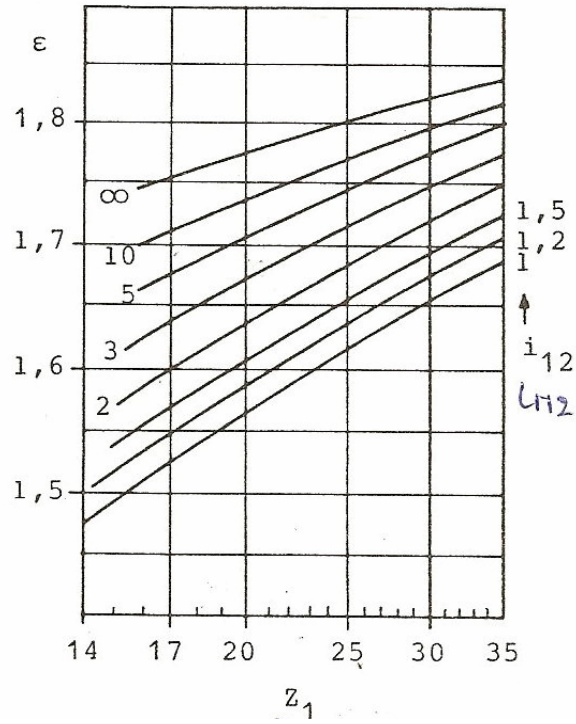
Πίνακας 25: Πίνακας υλικών

α/α	Υλικό	$\sigma_B$	$\sigma_{bw}$	$\rho_o$	Παρατηρήσεις
		Kp/mm <sup>2</sup>	Kp/mm <sup>2</sup>	Kp/mm <sup>2</sup>	
1	GG18	18.	9.	32.	Χυτοσίδηρος
2	GG26	26.	12.	42.	
3	GS52	52.	21.	39.	Χυτοχάλυψ
4	GS60	60.	24.	47.	
5	St42	42.	20.	43.	Κοινός χάλυψ χωρίς θερμική επεξεργασία
6	St50	50.	23.	51.	
7	St60	60.	28.	62.	
8	St70	70.	33.	72.	
9	C22	50.	22.	41.	Βελτιωμένος χάλυβας
10	C45	65.	30.	54.	
11	C 60	75.	34.	61.	
12	34Cr4	75.	36.	76.	
13	37MnSi5	70.	36.	73.	
14	42CrMo4	95.	46.	76.	
15	C10	45.	25.	175.	Χάλυβας με επιφανειακή βαφή σε λάδι ή νερό
16	C15	50.	27.	190.	
17	16MnCr5	80.	40.	190.	
18	20MnCr5	100.	50.	190.	
19	14CrNi6	90.	43.	190.	
20	18CrNi8	120.	58.	190.	
21	Ck45	65.	31.	175.	Χάλυβας με επιφανειακή βαφή δι' επαγωγής
22	37MnSi5	90.	44.	165.	
23	53MnSi4	90.	46.	180.	
24	41Cr4	90.	48.	165.	
25	41Cr4	140.	68.	175.	Χάλυψ βαφής σε βουτύρο κυανίου
26	37MnSi5	150.	72.	160.	

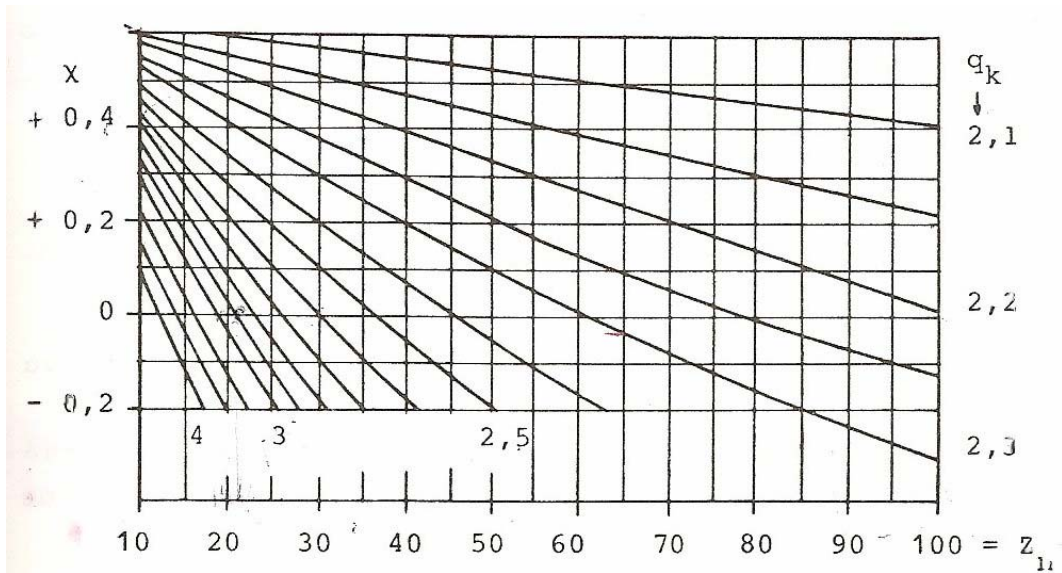
Πίνακας 26: Τυποποιημένες τιμές του module m σε mm για οδόντες δι' εξειλιγμένης

0,30	0,40	0,50	0,60	0,70	0,80	0,90	1,00
1,25	1,50	1,75	2,00	2,25	2,50	2,75	3,00
3,25	3,50	3,75	4,00	4,50	5,00	5,50	6,00
6,50	7,00	7,50	8,00	9,00	10,00	11,00	12,00
13,00	14,00	15,00	16,00	18,00	20,00	22,00	24,00
27,00	30,00	33,00	36,00	39,00	42,00	45,00	50,00

Πίνακας 27: Βαθμός επικάλυψης συναρτήσει της σχέσης μετάδοσης  $i_{12}$  βαθμίδας οδοντωτών τροχών



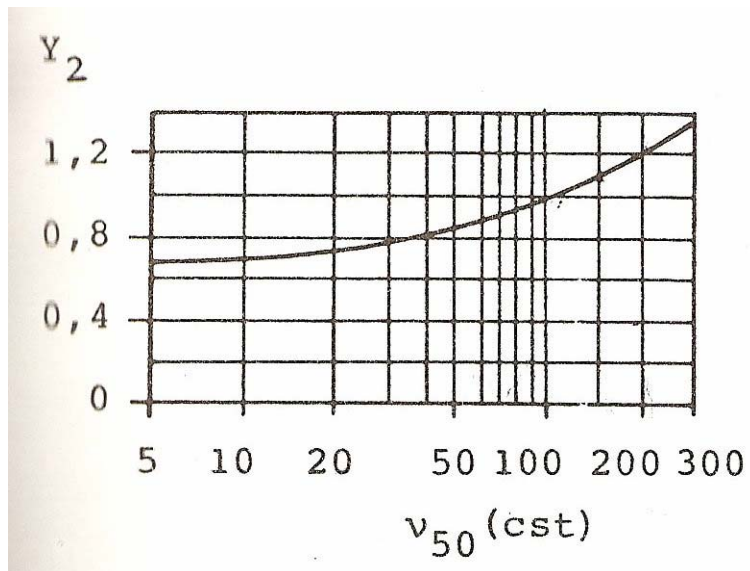
Πίνακας 28: Συντελεστής  $q_k$  συναρτήσει του αριθμού δοντιών και της μετατόπισης του τροχού



Πίνακας 29: Μέτρο ελαστικότητας υλικών

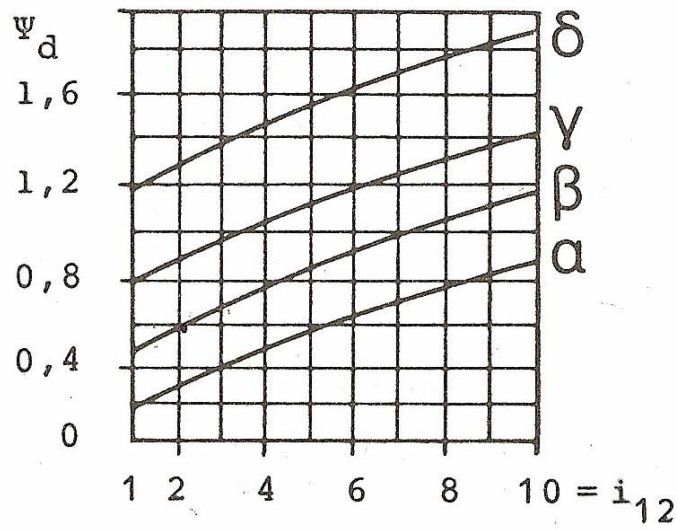
Υλικό	Μέτρο ελαστικότητας $E_1, E_2$ ( $\text{Kp/mm}^2$ )
Χάλυβας	20.500
Χυτοσίδηρος	13.000
Ορείχαλκος αλουμινίου	12.000
Ορείχαλκος κασσιτέρου	11.000

Πίνακας 30: Παράμετρος λίπανσης





Πίνακας 31: Συντελεστής εργαζόμενου πλάτους της βαθμίδας



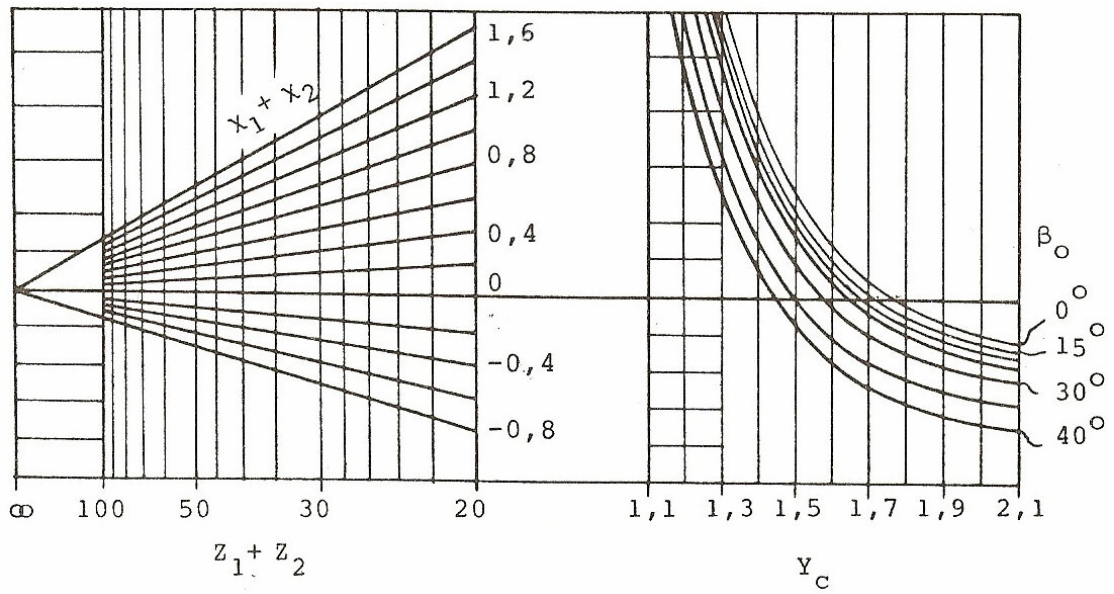
Πίνακας 32: Αριθμός οδόντων πινιόν

$V_o$ (m/sec)	$> 5$	$1 \div 5$	$< 1$
$Z_1$	20 - 25	18 - 22	14 - 20

Πίνακας 33: Συντελεστής B

$\beta_o$ (°)	0	5	10	15	20	25	30	35	40
B	1,0	1,20	1,28	1,33	1,35	1,36	1,36	1,36	1,34

Πίνακας 34: Συντελεστής κύλισης



Πίνακας 35: Συντελεστής ασφαλείας αλυσίδων ανύψωσης

Working Load x Safety factor ≤ Minimum Ultimate Strength of the chain	Carico di lavoro x Coefficiente di sicurezza ≤ Carico di rottura minimo della catena
APPLICATION CHARACTERISTICS CARATTERISTICHE DELL'APPLICAZIONE	SAFETY FACTOR COEFFICIENTE DI SICUREZZA
Steady load / Normale	7
Medium impulsive loads / Strappi moderati	9
Highly impulsive loads / Forti strappi	11

Πίνακας 36: Συσχετισμός ισχύος – στροφών - οδόντων κινητήριου αλυσοτροχού σε αλυσίδες κίνησης

C	B						
	25	50	100	200	300	400	500
11	0,96	1,76	3,26	6,03	8,59	11	13,3
12	1,05	1,94	3,59	6,61	9,43	12,1	14,6
13	1,15	2,17	3,91	7,21	10,3	13,2	15,9
14	1,24	2,29	4,23	7,81	11,1	14,3	17,3
15	1,34	2,47	4,56	8,42	12	15,4	18,6
16	1,38	2,56	4,74	8,84	12,6	16,3	19,7
17	1,47	2,74	5,06	9,4	13,5	17,4	21,1
18	1,56	2,92	5,38	10,1	14,3	18,5	22,4
19	1,65	3,09	5,7	10,6	15,2	19,6	23,7
20	1,75	3,27	6,03	11,3	16	20,7	25,1
21	1,84	3,44	6,35	11,8	16,9	21,9	26,5
22	1,94	3,62	6,68	12,5	17,8	23,1	27,9
23	2,03	3,8	7,01	13,1	18,6	24,2	29,2
24	2,13	3,98	7,34	13,7	19,5	25,3	30,6
25	2,22	4,16	7,68	14,3	20,4	26,4	32
28	2,38	4,45	8,21	15,3	21,8	28,2	34,2
30	2,56	4,8	8,85	16,5	23,5	30,4	36,8
35	3,03	5,66	10,4	19,5	27,8	36	43,5
38	3,31	6,19	11,4	21,3	30,9	39,3	47,5
40	3,5	6,54	12,1	22,5	32	41,5	50,2
45	3,98	7,42	13,7	25,5	36,4	47,2	57,1
50	4,46	8,32	15,4	28,7	40,8	52,9	64
55	4,94	9,18	17	31,8	45,2	58,6	70,8
57	5,1	9,59	17,7	33	47	60,9	73,6
60	5,43	10,2	18,7	34,9	49,7	64,4	77,8

Πίνακας 37: Συντελεστής αύξησης τάσης στο συρματόσχοινο εξαιτίας της τριβής στη στήριξη της τροχαλίας και του υλικού του συρματόσχοινου

Μεταλλικό συρματόσχοινο με τροχαλία από ατσάλι και απλή στήριξη	5% ,1,05 x F για κάθε τροχαλία
Μεταλλικό συρματόσχοινο και τροχαλία από ατσάλι με ειδική στήριξη και ενίσχυση χρωμίου	4%, 1,04 x F για κάθε τροχαλία
Μεταλλικό συρματόσχοινο και τροχαλία από ατσάλι με κουζινέτο με σφαίρες ή ράουλα	3%, 1,03 x F για κάθε τροχαλία



F= βάρος ανύψωσης + βάρος αλυσίδας

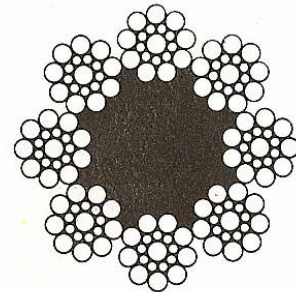
Πίνακας 38: Επιλογή συρματόσχοινου

COSTRUZIONE: 8x19 S + A.T. (F.C.) (ISO 4344)

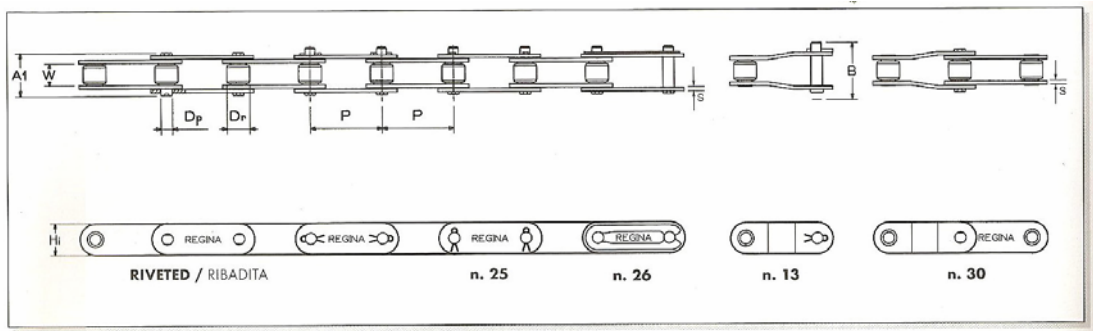
RESISTENZA : doppia resistenza 1770 N/mm<sup>2</sup> (fili interni)  
1370 N/mm<sup>2</sup> (fili esterni)

QUALITÀ : Lucida, Preformata, Lubrificata

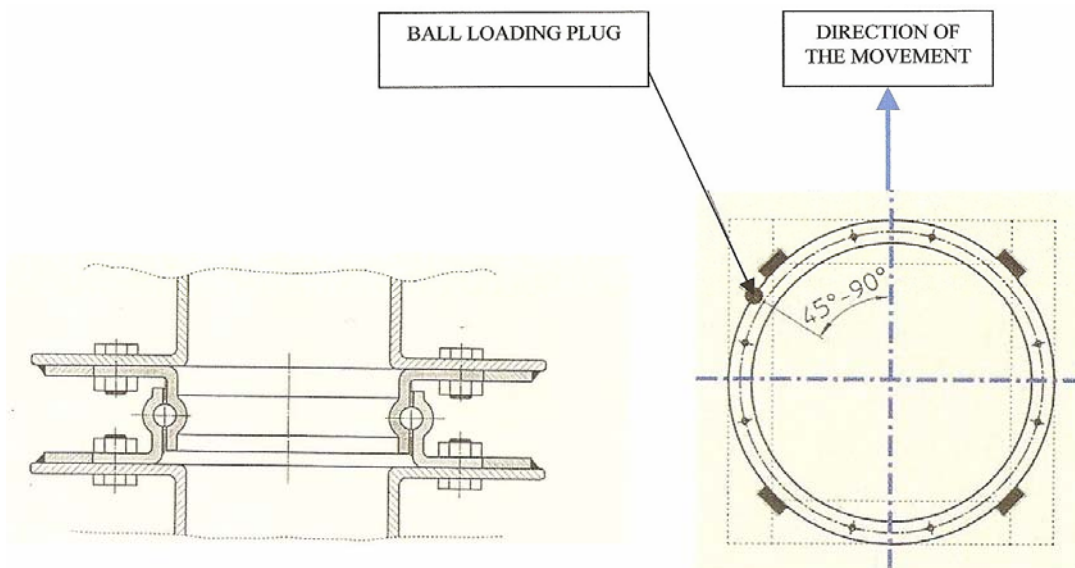
Diametro mm.	Diametro fili esterni mm.	Peso per 100 m. kg.	Carico di rottura minimo garantito	
			kn	kg.
8	0.53	22.2	28.1	2.870
9	0.58	27.8	35.6	3.630
9.5	0.63	32.4	39.7	4.050
10	0.65	34.5	44.0	4.490
11	0.73	42.7	53.2	5.430
12	0.80	51.8	63.3	6.450
12.5	0.80	53.8	68.7	7.000
13	0.85	59.3	74.3	7.580
14	0.90	70.0	86.1	8.780
15	0.95	75.2	98.9	10.080



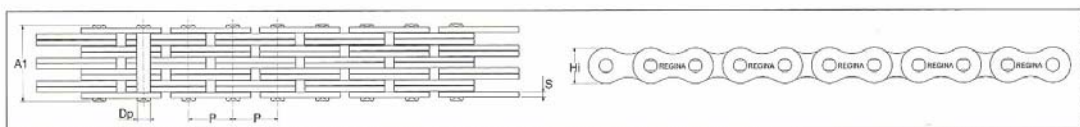
## B) Σχήματα



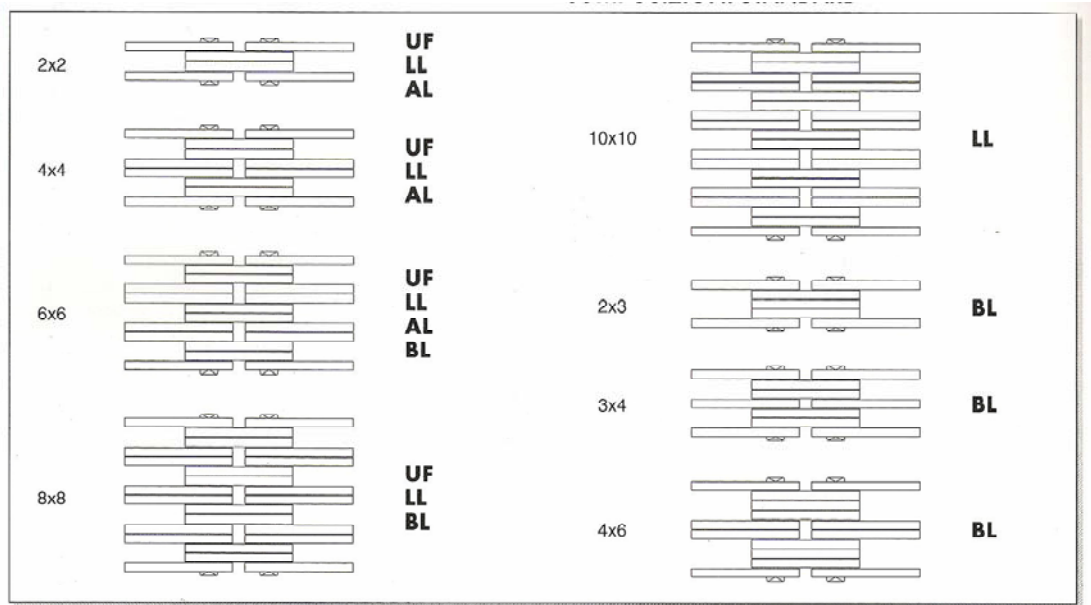
Σχήμα 1: Μορφή αλυσίδων μεταφοράς



Σχήμα 2: Ρουλεμάν περιστροφής σταθμού 5



Σχήμα 3: Μορφή αλυσίδων ανύψωσης



Σχήμα 4 : Συνήθεις συνδυασμοί για τις αλυσίδες ανύψωσης

## Βιβλιογραφία

1. A. O. Spivacovsky, V. K. Dyachkov, “Conveying Machines”, Mir Publishers, 1983
2. Ρ. Γραικούση, ‘Στοιχεία Μηχανών’, Εκδόσεις Γιαχούδη, Θεσσαλονίκη 1983
3. Θ. Ν. Κωστόπουλος, Οδοντώσεις και Μειωτήρες στροφών, Εκδόσεις Συμεών, Αθήνα 1991
4. Παναγιώτης Α. Μακρής, Στοιχεία Μηχανών 1, Αθήνα 1998
5. Π. Α. Μακρής, Πρόχειρες σημειώσεις στις Μεταφορικές και Ανυψωτικές Μηχανές, Αθήνα 2004
6. Ι. Χ. Βελαώρας, Στοιχεία Μηχανών, Εκδόσεις Ιων
7. Joseph E. Shingley, Charles R. Mischke, ‘Standard Handbook of Machine Design’, second edition, Mc Graw Hill
8. Κυριάκος Χατζόπουλος, Handbook – Μετάδοση κίνησης και Μεταφορά ισχύος
9. General catalog Regina chains, Edition 2006
10. General catalog, SIRCATENE, trasmission chain and sprockets, Edition 2003
11. General catalog, SIRCATENE, conveyor chains and sprockets, Edition 2003
12. General catalog, SEDIS, conveyor chains, Edition 2004
13. General catalog, RENOLD, chain products, Edition 1996
14. General catalog SKF products, Edition 2006
15. General catalog S.I.R.T.E.F. Edition 2000
16. General catalog SEW, gearmotors, Edition 2004
17. General catalog SEW, gear units, Edition 2004

### Διευθύνσεις στο internet

- 1) [www.festo.com](http://www.festo.com)
- 2) [www.laleonessa.it](http://www.laleonessa.it)
- 3) [www.skf.com](http://www.skf.com)
- 4) [www.ugs.com](http://www.ugs.com)