

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

ΠΤΥΧΙΑΚΗ ΕΡΓΑΣΙΑ

ΥΠΟΛΟΓΙΣΜΟΣ ΣΥΣΤΗΜΑΤΟΣ ΚΙΝΗΣΗΣ ΣΚΑΠΤΙΚΗΣ ΦΡΕΖΑΣ ΓΙΑ ΤΡΑΚΤΕΡ 40 ΗΡ



**ΣΠΟΥΔΑΣΤΕΣ: ΗΛΙΟΠΟΥΛΟΣ ΣΠΥΡΙΔΩΝ (Α.Μ. 5321)
ΣΠΑΛΙΑΡΑΣ ΓΕΩΡΓΙΟΣ (Α.Μ. 5363)**

**ΕΠΙΒΛΕΠΩΝ ΚΑΘΗΓΗΤΗΣ: ΓΙΑΝΝΟΠΟΥΛΟΣ ΑΝΔΡΕΑΣ
ΑΝΑΠΛΗΡΩΤΗΣ ΚΑΘΗΓΗΤΗΣ**

ΠΑΤΡΑ 2013

ΠΡΟΛΟΓΟΣ

Το παρόν τεύχος αποτελεί την Πτυχιακή Εργασία που εκπονήθηκε στο Τμήμα Μηχανολόγων Μηχανικών Τ.Ε. του Ανωτάτου Τεχνολογικού Εκπαιδευτικού Ιδρύματος Δυτικής Ελλάδας και έχει σαν στόχο τη μελέτη της μετάδοσης κίνησης σε γεωργική φρέζα. Το υπό μελέτη σύστημα περιλαμβάνει κωνικούς οδοντωτούς τροχούς και αλυσοκίνηση.

Θεωρούμε υποχρέωσή μας να ευχαριστήσουμε θερμά τον Επιβλέποντα Καθηγητή μας κ. Γιαννόπουλο Ανδρέα, Αναπληρωτή Καθηγητή του Τμήματος Μηχανολόγων Μηχανικών Τ.Ε. για την συνεχή καθοδήγηση και βοήθεια που μας προσέφερε ώστε να πραγματοποιηθεί η παρούσα πτυχιακή εργασία.

Ηλιόπουλος Σπυρίδων
Σπαλιάρας Γεώργιος

Νοέμβριος 2013

ΠΕΡΙΛΗΨΗ

Το πρώτο κεφάλαιο είναι αφιερωμένο στους γεωργικούς ελκυστήρες και τις γεωργικές φρέζες.

Στο δεύτερο κεφάλαιο περιγράφονται διεξοδικά τα στοιχεία μηχανών που απαρτίζουν το σύστημα μετάδοσης κίνησης της γεωργικής φρέζας.

Στο τρίτο κεφάλαιο υπολογίζονται η ισχύς, η ταχύτητα περιστροφής και η ροπή στρέψης των τεσσάρων αξόνων του συστήματος. Ακόμη υπολογίζεται η διάμετρος ενός εκ των αξόνων ο οποίος καταπονείται μόνο σε στρέψη.

Στο τέταρτο κεφάλαιο υπολογίζονται τα κύρια στοιχεία των κωνικών οδοντωτών τροχών καθώς και η αντοχή τους σε κάμψη και πίεση επιφανείας.

Στο πέμπτο κεφάλαιο γίνεται ο υπολογισμός των κύριων στοιχείων και της αντοχής της αλυσοκίνησης.

Στο έκτο κεφάλαιο γίνεται ο υπολογισμός των διαμέτρων του άξονα 2 ο οποίος καταπονείται σε κάμψη και στρέψη.

Στο έβδομο κεφάλαιο μελετάται η καταπόνηση των υπόλοιπων δύο αξόνων του μηχανικού συστήματος.

Στο όγδοο κεφάλαιο δίνονται τα συμπεράσματα που προέκυψαν κατά την εκπόνηση της παρούσας εργασίας.

Τέλος αναφέρεται η βιβλιογραφία που χρησιμοποιήθηκε για την επεξεργασία και συγγραφή της παρούσας εργασίας.

ΠΕΡΙΕΧΟΜΕΝΑ

ΠΡΟΛΟΓΟΣ

ΠΕΡΙΛΗΨΗ

ΠΕΡΙΕΧΟΜΕΝΑ

ΕΙΣΑΓΩΓΗ	1
1. ΓΕΩΡΓΙΚΟΙ ΕΛΚΥΣΤΗΡΕΣ	
1.1 Γενικά.....	2
1.2 Ιστορική Εξέλιξη.....	3
1.2.1 Ατμοκίνητοι Ελκυστήρες.....	3
1.2.2 Ελκυστήρες με Κινητήρες Εσωτερικής Καύσης.....	5
1.2.3 Διάδοση των Γεωργικών Ελκυστήρων στην Ελλάδα.....	8
1.3 Κατηγορίες Ελκυστήρων.....	10
1.3.1 Γενική Κατάταξη.....	10
1.3.2 Ερπυστριοφόροι Ελκυστήρες.....	11
1.3.3 Ημιερπυστριοφόροι Ελκυστήρες.....	12
1.3.4 Τροχοφόροι Ελκυστήρες.....	13
1.3.5 Ελκυστήρες Γενικής Χρήσης.....	13
1.4 Παρελκόμενα Ελκυστήρων.....	15
1.4.1 Παρελκόμενα Μηχανήματα.....	15
1.4.2 Ζεύξη των Εργαλείων στον Ελκυστήρα.....	15
1.4.3 Εργαλεία Ελκόμενα ή Συρόμενα.....	15
1.4.4 Εργαλεία Φερόμενα.....	17
1.4.5 Εργαλεία Ημιφερόμενα.....	17
1.4.6 Σύστημα Έλξης.....	18
1.4.7 Ανάρτηση Τριών Σημείων.....	20
1.4.8 Υδραυλικά Συστήματα Ελέγχου της Θέσης των Φερόμενων Εργαλείων.....	23

1.4.9 Συστήματα Αυτόματης Ρύθμισης της Θέσης των Φερόμενων Εργαλείων.....	24
1.4.10 Συστήματα Αυτόματης Ρύθμισης των Φερόμενων Εργαλείων Ανάλογα με την Αντίσταση.....	25
1.4.11 Άλλες Ρυθμίσεις του Υδραυλικού Συστήματος.....	26
1.5 Φρέζες.....	28
1.5.1 Γενικά.....	28
1.5.2 Λειτουργία της Φρέζας.....	32

2. ΣΤΟΙΧΕΙΑ ΜΗΧΑΝΩΝ

2.1 Οδοντωτοί Τροχοί.....	36
2.2 Τύποι Οδοντωτών Τροχών.....	37
2.3 Μειωτήρες Στροφών.....	39
2.4 Πλεονεκτήματα και Μειονεκτήματα των Οδοντωτών Τροχών.....	43
2.5 Αλυσοκίνηση.....	44
2.6 Πλεονεκτήματα και Μειονεκτήματα των Αλυσοκινήσεων.....	49
2.7 Άξονες-Άτρακτοι.....	50
2.8 Στροφείς.....	51
2.9 Έδρανα.....	53
2.10 Σφήνες.....	59

3. ΜΕΤΑΔΟΣΗ ΙΣΧΥΟΣ

3.1 Περιγραφή του Συστήματος Μετάδοσης Κίνησης της Φρέζας.....	62
3.2 Ροή Ισχύος και Απώλειες.....	63
3.3 Σχέσεις Μετάδοσης.....	64
3.4 Άξονας 1.....	65
3.5 Άξονας 2.....	66
3.6 Άξονας 3.....	66
3.7 Άξονας 4.....	67

4. ΚΩΝΙΚΟΙ ΟΔΟΝΤΩΤΟΙ ΤΡΟΧΟΙ

4.1 Γωνίες Αρχικών Κώνων.....	68
4.2 Κινητήριος Τροχός.....	69
4.3 Μήκος Γενέτειρας.....	70
4.4 Modul.....	70
4.5 Κινούμενος Τροχός.....	71
4.6 Δυνάμεις.....	71
4.7 Φανταστική Οδόντωση.....	73
4.8 Υπολογισμός του Οδόντα σε Κάμψη κατά AGMA.....	74
4.9 Υπολογισμός του Οδόντα σε Πίεση Επιφανείας κατά AGMA.....	80

5. ΑΛΥΣΙΔΑ

5.1 Επιλογή Αλυσίδας.....	85
5.2 Υπολογισμός Κύριων Στοιχείων.....	86
5.3 Έλεγχος Πίεσης στους Κυλίνδρους.....	91

6. ΥΠΟΛΟΓΙΣΜΟΣ ΑΞΟΝΑ 2

6.1 Φορτίσεις.....	95
6.2 Αντιδράσεις και Διαγράμματα Ροπών Κάμψης.....	96
6.3 Σχεδίαση Διαγραμμάτων Smith για το Χάλυβα 42CrMo4.....	98
6.4 Επιτρεπόμενες Τάσεις.....	100
6.5 Συντελεστής Σύνθετης Καταπόνησης κατά Bach.....	100
6.6 Υπολογισμός Προσωρινών Διαμέτρων.....	101
6.7 Υπολογισμός Τάσεων στη Θέση Γ.....	103
6.8 Μέσες Τάσεις και Αποκλίσεις Τάσεων.....	104
6.9 Συντελεστές Μείωσης Δυναμικής Αντοχής.....	104
6.10 Τιμές Δυναμικής Αντοχής σ_{AG} και τ_{AG}	105
6.11 Υπολογισμός Ισοδυνάμων Τάσεων.....	105
6.12 Έλεγχος σε Δυναμική Αντοχή.....	106

6.13 Σχεδίαση του Άξονα 2.....	107
--------------------------------	-----

7. ΑΞΟΝΕΣ 3 ΚΑΙ 4

7.1 Φορτίσεις Άξονα 3.....	108
----------------------------	-----

7.2 Διαγράμματα Ροπών Κάμψης Άξονα 3.....	109
---	-----

7.3 Φορτίσεις Άξονα 4.....	111
----------------------------	-----

7.4 Διαγράμματα Ροπών Κάμψης Άξονα 4.....	112
---	-----

8. ΣΥΜΠΕΡΑΣΜΑΤΑ	113
------------------------	-----

ΒΙΒΛΙΟΓΡΑΦΙΑ	114
---------------------	-----

ΕΙΣΑΓΩΓΗ

Η σημασία του γεωργικού ελκυστήρα και των παρελκόμενων μηχανημάτων για την αγροτική παραγωγή είναι γνωστή και προφανής. Η εκμηχάνιση της γεωργίας συνδέεται άμεσα με τη χρησιμοποίηση των ελκυστήρων και οι δείκτες εκμηχάνισης στηρίζονται στον αριθμό των χρησιμοποιούμενων ελκυστήρων. Παράλληλα η ανάπτυξη της γεωργίας στηρίζεται σε μεγάλο βαθμό στη χρησιμοποίηση ενέργειας στις γεωργικές εκμεταλλεύσεις. Μέρος της ενέργειας αυτής αποτελεί την κινητήρια δύναμη των γεωργικών μηχανημάτων. Ένα από αυτά τα γεωργικά μηχανήματα είναι η σκαπτική φρέζα (περιστροφικό άροτρο). Η κατεργασία του εδάφους με τη φρέζα είναι χρήσιμη σε πλήθος εργασιών και καλλιεργειών και παρουσιάζει πάρα πολλά πλεονεκτήματα σε σχέση με άλλα γεωργικά μηχανήματα.

Επιπλέον, εκτός της σημασίας της σκαπτικής φρέζας για τις διάφορες αγροτικές εργασίες, το σύστημα κίνησης αυτής αποτελεί μία πολύ καλή ευκαιρία εκτέλεσης υπολογισμών σε ένα πραγματικό σύστημα μετάδοσης κίνησης. Το σύστημα μετάδοσης κίνησης της φρέζας αποτελείται από τέσσερις άξονες, σύστημα κωνικών οδοντωτών τροχών και αλυσοκίνηση.

Η φρέζα παίρνει ισχύ από το τρακτέρ στο οποίο είναι συνδεδεμένη. Στη συνέχεια συμβαίνει διαδοχική μείωση των στροφών με τα κωνικά γρανάζια και την αλυσίδα και η κίνηση μεταφέρεται στον άξονα της φρέζας που έχει προσαρμοσμένες πάνω τις λεπίδες που χρησιμοποιούνται για την κατεργασία του εδάφους. Αναπόφευκτα, η ισχύς που παραλαμβάνεται από τον άξονα των λεπίδων είναι μειωμένη λόγω απωλειών στα διάφορα εξαρτήματα που απαρτίζουν το σύστημα μετάδοσης κίνησης.

Βασικός στόχος της παρούσας πτυχιακής εργασίας είναι ο υπολογισμός των υλικών κατασκευής και των βασικών διαστάσεων των αξόνων, των γραναζιών και της αλυσοκίνησης που απαιτούνται για την ορθή λειτουργία της φρέζας.

1. ΓΕΩΡΓΙΚΟΙ ΕΛΚΥΣΤΗΡΕΣ

1.1 ΓΕΝΙΚΑ

Γεωργικός ελκυστήρας είναι ένα αυτοκινούμενο όχημα που χρησιμοποιείται για την έλξη, ώθηση και ανάρτηση γεωργικών εργαλείων και μηχανημάτων καθώς και για τη λειτουργία των μηχανισμών τους είτε εν κινήσει είτε εν στάση. Οι γεωργικοί ελκυστήρες είναι κατασκευασμένοι ώστε να παρέχουν ισχυρή έλξη σε σχέση με το βάρος τους και μάλιστα σε επιφάνειες εδάφους που η πρόσφυση δεν είναι ιδανική.



Εικόνα 1.1 Σύγχρονος γεωργικός ελκυστήρας [10].

Οι ελκυστήρες αποτελούν σήμερα μια πολυδύναμη κινητήρια μονάδα που χρησιμοποιούνται σε όλες τις γεωργικές και δασικές εργασίες και

ταυτόχρονα πολυσύνθετες μηχανές με πολλά πλεονεκτήματα για τις σύγχρονες εφαρμογές.

Ο γεωργικός ελκυστήρας είναι πιο γνωστός με το όνομα *Τρακτέρ*. Έχει όμως επικρατήσει σε διεθνή κλίμακα, να λέγονται τρακτέρ τα γεωργικά μηχανήματα, που προσφέρουν τεράστιες υπηρεσίες στην καλλιέργεια της γης. Κυρίως χρησιμοποιείται για την έλξη διαφόρων γεωργικών μηχανημάτων όπως άροτρα, φρέζες, καλλιεργητές, κ.α. καθώς και για συντήρηση αθλητικών χώρων και πάρκων. Αυτή τη δουλειά παλιότερα την έκαναν τα ζώα, οι ανάγκες όμως αυξήθηκαν και η πρόοδος της τεχνολογίας έδωσε τη δυνατότητα να καλυφθούν αυτές οι ανάγκες με πολύ καλύτερο τρόπο.

1.2 ΙΣΤΟΡΙΚΗ ΕΞΕΛΙΞΗ

Η ιστορία του γεωργικού ελκυστήρα συνδέεται με την ιστορία της εκμηχάνισης της γεωργίας τόσο πολύ ώστε οι δείκτες της εκμηχάνισης, οι οποίοι χρησιμοποιούνται από τους οικονομικούς αναλυτές, να στηρίζονται στους ελκυστήρες που χρησιμοποιούνται σε μια περιοχή ή σε μία χώρα. Η εκμηχάνιση δε της γεωργίας είναι μεταξύ εκείνων των συντελεστών που επηρέασαν σημαντικά την ανάπτυξη και χωρίς υπερβολή τον πολιτισμό του σύγχρονου κόσμου.

Τη δεκαετία του 30 για να καλλιεργήσει κάποιος 1300 στρέμματα χρειαζόταν 12 εργάτες όλο το χρόνο, 12 άλογα και 6 βόδια. Σήμερα ένας εργάτης είναι αρκετός. Την επανάσταση την έφερε το τρακτέρ. Η ονομασία του προέρχεται από το λατινικό *trahere* (=τραβάω).

Δύο ήταν τα πιο σημαντικά γεγονότα που συντέλεσαν αποφασιστικά στην εμφάνιση και εξέλιξη των γεωργικών ελκυστήρων: η ανακάλυψη της ατμομηχανής και η ανακάλυψη του κινητήρα εσωτερικής καύσης.

1.2.1 Ατμοκίνητοι ελκυστήρες

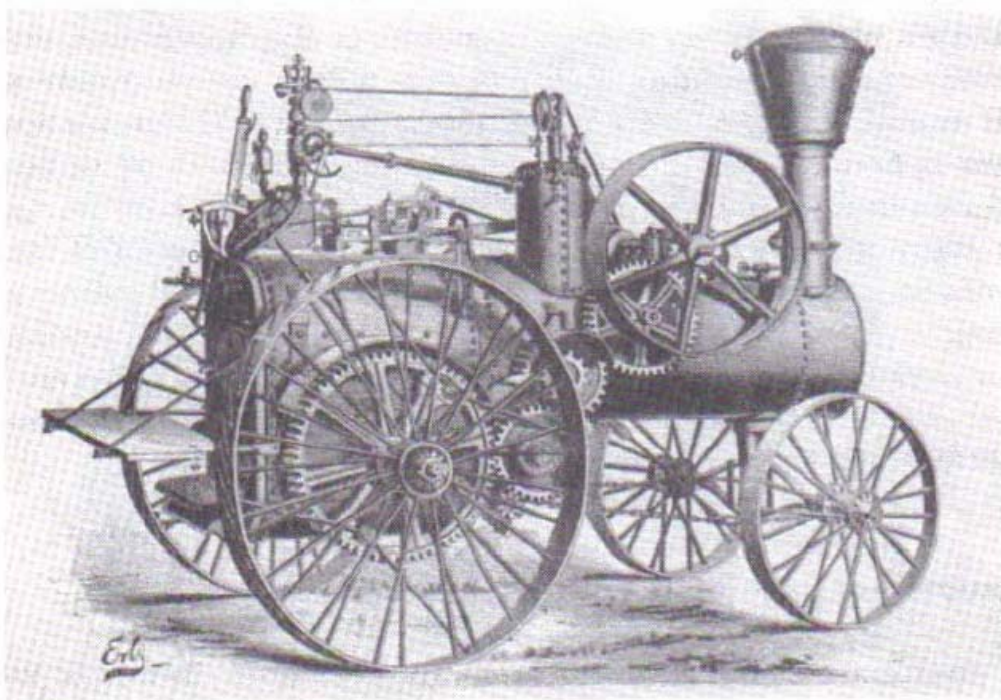
Η ανακάλυψη της ατμομηχανής προηγήθηκε κατά 100 περίπου χρόνια της ανακάλυψης των κινητήρων εσωτερικής καύσης και ως εκ τούτου οι πρώτοι ελκυστήρες ήταν ατμοκίνητοι.

Το 1712 ο Άγγλος Newcomen κατασκεύασε την πρώτη ατμομηχανή στον κόσμο που χρησιμοποιήθηκε για άντληση νερών από τα βρετανικά ορυχεία κάρβουνου. Ο τύπος αυτός της ατμομηχανής βελτιώθηκε από τον Γάλλο J.Gougnot το 1770 και τοποθετήθηκε στο πρώτο αυτοκινούμενο ατμοκίνητο όχημα. Από την εποχή εκείνη μέχρι το 1830 περίπου, η ατμομηχανή βελτιωνόταν συνέχεια και έκαναν την εμφάνισή τους στην Αγγλία, Γαλλία, Γερμανία Και ΗΠΑ αρκετές πρωτότυπες αυτοκινούμενες μηχανές.

Το 1834 κατασκευάζεται στην Αγγλία ένα άροτρο ενώ το 1849 ο Άγγλος Pratt εφαρμόζει με ατμοκίνητο κινητήρα όργανο με βαρούλκο.

Γενικώς οι πρώτες ατμομηχανές χρησιμοποιήθηκαν για τη μετάδοση της κίνησης σε αλωνιστικές και άλλες μηχανές και μεταφέρονταν όπως και οι λιτές μηχανές με τη βοήθεια βοών ή ίππων. Οι ατμομηχανές της εποχής αυτής ήταν μικρής ισχύος βαριές και δυσκίνητες.

Το επόμενο βήμα ήταν η μετατροπή των ατμομηχανών αυτών σε αυτοκινούμενες. Κατά κύριο λόγο οι μηχανές αυτές χρησιμοποιήθηκαν για την έλξη αρότρων. Το 1858 ο Falkes κατασκεύασε ένα επιτυχημένο αυτοκινούμενο ατμάροτρο που όργωνε με 8 ηνία και ταχύτητα 4,8 km/h.



Εικόνα 1.2 Αυτοκινούμενος ατμοκίνητος ελκυστήρας ισχύος 4-8 PS (περί το 1850) [8].

Κατά το διάστημα 1870-1880 βελτιώθηκαν σημαντικά οι ατμοκίνητοι ελκυστήρες και χρησιμοποιήθηκαν πολυάριθμοι, ιδιαίτερα στις ΗΠΑ, για άροση και για μετάδοση ισχύος σε άλλες γεωργικές μηχανές. Η ισχύς τους έφθανε μέχρι και 120 HP με βάρος όμως πολύ μεγάλο (15-20 τόνους).



Εικόνα 1.3 Ατμοκίνητος ελκυστήρας Case κατά τη διάρκεια επίδειξης στο Winnipeg του Καναδά το 1910 [8].

Οι ελκυστήρες αυτοί λόγω του μεγάλου βάρους και του όγκου τους ήταν σχεδόν ακατάλληλοι για κατευθείαν έλξη αρότρων. Λόγω όμως των πληθυσμιακών αλλαγών που αποτελούνταν την εποχή εκείνη στις ΗΠΑ και την αύξηση των γεωργών αλλά και την ανάγκη για γεωργικά προϊόντα, οι ελκυστήρες αυτοί, παρά τα μειονεκτήματά τους, συνέβαλαν σημαντικά στην αύξηση των γεωργικών προϊόντων. Η ανάπτυξη των ελκυστήρων συνεχίστηκε μέχρι και το 1915 αν και προσπάθειες για τη βελτίωσή τους συνεχίστηκαν μέχρι και το 1930. Παρά τις προσπάθειες όμως αυτές οι ελκυστήρες αυτοί δεν μπόρεσαν να δώσουν λύση στο πρόβλημα της γεωργίας λόγω των πολλών μειονεκτημάτων που παρουσίαζαν όπως:

- α) Το μεγάλο βάρος ανά μονάδα ισχύος.
- β) Η έλλειψη ευελιξίας.
- γ) Η ανάγκη χρησιμοποίησης μεγάλων ποσοτήτων καύσιμης ύλης (ξύλα, άνθρακες) και μεγάλων ποσοτήτων νερού για παραγωγή.
- δ) Η ανάγκη απασχόλησης ατόμων και μεταφορικών μέσων για τον εφοδιασμό των ελκυστήρων και
- ε) Απώλεια χρόνου για την προετοιμασία της εκκίνησης.

1.2.2 Ελκυστήρες με Κινητήρες Εσωτερικής Καύσης

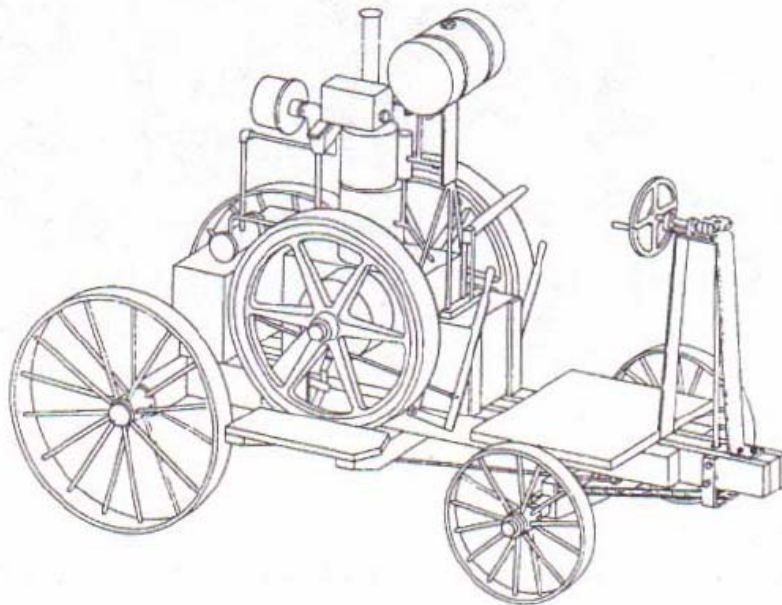
Οι πρώτες προσπάθειες για την κατασκευή κινητήρων εσωτερικής καύσης χρονολογούνται από την εποχή της κατασκευής της πρώτης ατμομηχανής. Εντούτοις κινητήρας εσωτερικής καύσης δημιουργήθηκε περί το 1830.

Η πρώτη προσπάθεια για τη δημιουργία ενός κινητήρα αναφέρεται ότι έγινε το 1678 από τον Γάλλο A.Hautefeuille ο οποίος προσπάθησε και εν μέρει

το πέτυχε να καύσει πυρίτιδα σε κλειστό χώρο και να παράγει ωφέλιμο έργο. Το 1680 ένας Ολλανδός κατασκεύασε κινητήρα με κύλινδρο και έμβολο.

Το πρώτο βήμα για την κατασκευή ενός ελκυστήρα με κινητήρα εσωτερικής καύσης ήταν η αντικατάσταση της ατμομηχανής ενός ατμοκίνητου ελκυστήρα με κινητήρα εσωτερικής καύσης. Πράγματι το 1889 κατασκευάσθηκε στις ΗΠΑ ο πρώτος βενζινοκίνητος ελκυστήρας από την εταιρία Charter Engine Company. Το 1892 κατασκευάσθηκε στις ΗΠΑ ένας επιτυχημένος βενζινοκίνητος ελκυστήρας. Ο κατασκευαστής ίδρυσε την εταιρία Waterloo Gasoline Engine Co που μετεξελίχθηκε στην εταιρία John Deere.

Τα έτη 1892 και 1898 πολλές εταιρίες όπως η Case κατασκεύασαν διάφορους τύπους βενζινοκίνητων ελκυστήρων. Το 1902 η Mac Cormic Harvester ενώνεται με την Deering Harvester και ιδρύουν την International Harvester, ενώ το 1902 ο Hart Parr ιδρύει επιχείρηση που ασχολείται αποκλειστικά με την κατασκευή γεωργικών ελκυστήρων. Η Hart Parr μετεξελίχθηκε αργότερα στην Εταιρία Olliver.



Σχήμα 1.1 Βενζινοκίνητος ελκυστήρας του J. Froelich του 1892 [8].

Οι πρώτοι αυτοί βενζινοκίνητοι ελκυστήρες δεν διέφεραν πολύ στην εμφάνιση από τους ατμοκίνητους. Ήταν βαριάς κατασκευής και με αργόστροφες, μονοκύλινδρες συνήθως, μηχανές. Σε σύγκριση με τους ατμοκίνητους ήταν πιο εύκολοι στην εκκίνηση και δεν είχαν ανάγκη από μεγάλες ποσότητες νερού και καύσιμου υλικού.

Μεταξύ του 1900 και 1915 θα μπορούσε να ειπωθεί ότι άρχισαν ουσιαστικά οι προσπάθειες για την κατασκευή ελκυστήρων με βάση αρχές που χρησιμοποιούνται και σήμερα.

Μεταξύ αυτών που συνέβαλαν στην εξέλιξη αυτή ήταν ο ιδρυτής της βιομηχανίας κατασκευής αυτοκινήτων Henry Ford. Ο Ford από το 1907 πειραματίστηκε στην κατασκευή ελκυστήρων από εξαρτήματα αυτοκινήτων και θεριστικών μηχανών. Το 1917 κατασκευάζει τον ελκυστήρα Fordson ο οποίος αποτέλεσε σταθμό στην εξέλιξη των ελκυστήρων. Ο ελκυστήρας αυτός παρήχθη μαζικά σε πολύ μεγάλο αριθμό (750000 τεμάχια) σε διάστημα ένδεκα ετών. Ήταν ελαφρύς, φθηνός, ευέλικτος και ανθεκτικός.

Η εποχή της δημιουργίας του ήταν η εποχή του πρώτου παγκοσμίου πολέμου και η ανάγκη σε γεωργικούς ελκυστήρες ήταν πολύ μεγάλη στις ΗΠΑ λόγω της έλλειψης ζώων εργασίας που αποστέλλονταν στην Ευρώπη. Μετά τον πόλεμο έπαιξε σημαντικό ρόλο στην ανόρθωση, Στη χώρα μας είχε εισαχθεί μικρός αριθμός ελκυστήρων του τύπου αυτού.

Το 1908 οργανώθηκε στον Καναδά διαγωνισμός μεταξύ ελκυστήρων διαφόρων τύπων, ενώπιον πλήθους ενδιαφερομένων. Ακολούθησαν και άλλοι τέτοιοι διαγωνισμοί σ' αυτούς διαφάνηκε τότε η υπεροχή των βενζινοκινητήρων σε σχέση με τους ατμοκίνητους ελκυστήρες. Παράλληλα και στην Ευρώπη αναπτύσσονται νέες εταιρίες που κατασκευάζουν γεωργικούς ελκυστήρες. Πολλές από αυτές κατασκευάζουν ελκυστήρες με μονοκύλινδρους κινητήρες.

Το 1919 εγκρίθηκε ο κώδικας δοκιμών ελκυστήρων που οδήγησε στην ταχύτερη βελτίωση των ελκυστήρων. Το ίδιο έτος η International Harvester εφοδιάζει τον ελκυστήρα της Junior 8-16 με PTO(Part-Take-Off, βοηθητικός άξονας στο πίσω μέρος του ελκυστήρα για μετάδοση κίνησης σε άλλο γεωργικό μηχάνημα) 540 στρ/min. Η εμφάνιση του PTO συνέβαλε αποφασιστικά στην εξέλιξη της εκμηχάνισης γιατί μπορούσε να δώσει κίνηση σε παρελκόμενα μηχανήματα.

Το 1924 εμφανίζεται ο πρώτος τρίτροχος ελκυστήρας κατάλληλος για εργασία σε γραμμικές καλλιέργειες. Μικρός αριθμός του ελκυστήρα αυτού εισήχθη και στη χώρα μας.

Από το 1930 και μετά η πρόοδος είναι ραγδαία. Το 1931 η Firestone εφοδιάζει έναν ελκυστήρα με ελαστικά πνευστού τύπου. Η βελτίωση αυτή υπήρξε πολύ σημαντική στην εξελικτική πορεία του ελκυστήρα.

Το 1935 εμφανίσθηκαν τα πρώτα συστήματα υδραυλικής ανάρτησης των εργαλείων ενώ το 1938 το πρώτο υδραυλικό σύστημα ανάρτησης τριών σημείων με αυτόματη ρύθμιση του βάθους, αναλόγως της προβαλλόμενης αντίστασης .

Το 1947 βρίσκεται σε εξέλιξη το σχέδιο για την ανοικοδόμηση της Ευρώπης. Το σχέδιο αυτό βοήθησε σημαντικά την εκμηχάνιση των κρατών της Ευρώπης.

Το 1950 εμφανίζονται ΡΤΟ ημιανεξάρτητα και ανεξάρτητα, με περιστροφή του ΡΤΟ ανεξάρτητη της μετακίνησης του ελκυστήρα. Η διάδοση του ΡΤΟ γενικεύεται.

Μέχρι το 1960 παρατηρείται σημαντική αύξηση της ισχύος των ελκυστήρων καθώς και σημαντική αύξηση των ελκυστήρων με κινητήρες Diesel.

Στη δεκαετία 1950-60 εμφανίζονται τα υδραυλικά συστήματα διεύθυνσης, ο μεγαλύτερος αριθμός βαθμίδων ταχυτήτων και οι αυτόματες μεταδόσεις. Το 1957 υπογράφεται η Συνθήκη της Ρώμης για την ίδρυση της ΕΟΚ που έδωσε σημαντική ώθηση στη γεωργία των χωρών μελών.

Στη δεκαετία 1960-70 η ισχύς των ελκυστήρων αυξάνεται συνεχώς. Δίνεται μεγάλη έμφαση στην άνεση και την ασφάλεια των χειριστών.

Στη δεκαετία 1970-80 εμφανίζονται οι υπερτροφοδοτούμενοι κινητήρες Diesel στους ελκυστήρες. Δίνεται έμφαση στην ασφάλεια και άνεση των χειριστών. Η ισχύς εξακολουθεί να αυξάνεται. Οι μεγάλοι ελκυστήρες εφοδιάζονται με θάλαμο ασφαλείας. Οι ελκυστήρες με τέσσερες κινητήριους τροχούς καταλαμβάνουν ένα μεγάλο ποσοστό στις προτιμήσεις των χρηστών.

Κατά τη δεκαετία 80 και 90 η ισχύς των ελκυστήρων συνεχίζει να αυξάνεται. Οι ελκυστήρες με 4 κινητήριους τροχούς καταλαμβάνουν ολοένα και μεγαλύτερο ποσοστό στις προτιμήσεις των χρηστών, ιδιαίτερα οι μεγάλης ισχύος. Γενικεύεται ο θάλαμος ασφαλείας για τους μεγάλους ελκυστήρες. Η ασφάλεια και η άνεση συνεχίζουν να θεωρούνται προτεραιότητες. Βελτιώνονται τα συστήματα μετάδοσης. Εμφανίζονται βοηθητικά ηλεκτρονικά συστήματα για έλεγχο της λειτουργίας των ελκυστήρων και έλεγχο της ποιότητας της εργασίας. Οι χειρισμοί ευκολύνονται με κατάλληλα χειριστήρια. Για την καλύτερη εκμετάλλευση της ισχύος αναρτώνται μηχανήματα και στο πρόσθιο μέρος του ελκυστήρα. βελτιώνονται τα υδραυλικά συστήματα. Εμφανίζονται εξειδικευμένοι τύποι ελκυστήρων, κατάλληλοι για ειδικές χρήσεις.

1.2.3 Διάδοση των Γεωργικών Ελκυστήρων στην Ελλάδα

Στην Ελλάδα, μεγάλες εν στάση μηχανές τοποθετημένες ανά δύο στα άκρα του χωραφιού που κινούσαν βαριά άροτρα με συρματόσχοινα, χρησιμοποιήθηκαν στα κτήματα της Θεσσαλίας μετά το 1908. Αργότερα έκαναν την εμφάνισή τους μεγάλοι ατμοκίνητοι ελκυστήρες 88-150 ίππων. Ελκυστήρες αυτών των τύπων χρησιμοποιήθηκαν στη Θεσσαλία μετά το 1915 και μέχρι περίπου το 1938. Το 1917 ιδρύθηκαν τα κρατικά κέντρα βενζιναρότρων και έγινε εισαγωγή μικρού αριθμού βενζινοκίνητων ελκυστήρων, για την εξασφάλιση του επισιτισμού του στρατού, με καλλιέργεια δημοσίων εκτάσεων. Κρατικό κέντρο βενζιναρότρων υπήρξε και το αγρόκτημα του πανεπιστημίου Θεσσαλονίκης. Το 1920 έγινε μία ακόμη κρατική εισαγωγή μικρού αριθμού ελκυστήρων για εκχερσώσεις. Από το 1922

οι κρατικοί ελκυστήρες αξιοποιήθηκαν από την Υπηρεσία Μηχανικής Καλλιέργειας .

Μέχρι το 1930 οι ιδιωτικοί ελκυστήρες ήταν ελάχιστοι και ανήκαν σε μεγαλοκτηματίες. Η πρόοδος που σημειώθηκε μέχρι το 1940 ήταν πολύ μικρή. Υπολογίζεται ότι υπήρχαν 1040 ελκυστήρες διαφόρων τύπων και μεγεθών. Σημειώνεται χαρακτηριστικά ότι έως τις αρχές του Β παγκόσμιου Πολέμου δεν υπήρχαν στη χώρα μας ούτε αντιπρόσωποι εισαγωγής.

Μετά το τέλος του πολέμου άρχισε η αθρόα εισαγωγή γεωργικών ελκυστήρων από πολλές χώρες που αντικαθιστούσαν τα ζώα εργασίας. Άλλωστε πολύ μεγάλος αριθμός των ζώων εργασίας (πάνω από 60%) είχαν χαθεί κατά τη διάρκεια του πολέμου. Το 1954 υπήρχαν στη χώρα μας περίπου 8.500 ελκυστήρες, οι περισσότεροι μικρής-μέσης ισχύος (25-40 ίππων). Το 1960 με την εισαγωγή νέων ελκυστήρων, ο αριθμός στη χώρα μας φθάνει στους 25.588 περίπου.

Κατά τη διάρκεια της δεκαετίας 1962-1972 σύμφωνα με στοιχεία του Υπουργείου Γεωργίας εισήχθησαν στη χώρα μας περίπου 60000 ελκυστήρες μέσης ισχύος 40-55 ίππων. Με τις εισαγωγές αυτές το 1972 ο αριθμός των διαξονικών ελκυστήρων έφθανε τις 80.060 ενώ είχε εισαχθεί επίσης ένας σημαντικός αριθμός (35.500 περίπου) μοναξονικών ελκυστήρων ισχύος 2-8 ίππων. Το 1981 ο συνολικός αριθμός διαξονικών και μοναξονικών ελκυστήρων φθάνει τους 238.000. Το 1989 υπολογίζεται ότι υπήρχαν 188.000 διαξονικοί ελκυστήρες μέσης ισχύος 61 ίππων (44,5 KW) καθώς και 105.000 μικροί μοναξονικοί μέσης ισχύος 8,5 ίππων. Η κατανομή των διαξονικών ελκυστήρων σύμφωνα με την ισχύ τους το 1989 ήταν: 39% μέχρι 50 PS, 39% από 50-70 PS, 19% από 70-100 Ps, 2,5% από 100-125 PS και 0,5% πάνω από 125 PS. Έτσι το 80% περίπου των ελκυστήρων είχε ισχύ μέχρι 70 PS. Το 1994 ο αριθμός των διαξονικών ελκυστήρων ανέρχεται σε 232.000 ενώ των μικρών μοναξονικών σε 125.000. Σήμερα εκτιμάται ότι οι διαξονικοί φθάνουν τους 245.000 ενώ οι μοναξονικοί τους 140.000.

Από τα παραπάνω διαπιστώνεται μια αύξηση του αριθμού των ελκυστήρων από το 1960 μέχρι σήμερα περίπου 15 φορές ενώ από το 1970 μέχρι σήμερα εξαπλασιασμός. Παράλληλα παρατηρείται και αύξηση της ισχύος. Από τα μέσα της δεκαετίας του '60 εργάζονται αρκετοί ελκυστήρες 100 ίππων ενώ από το 1975 ελκυστήρες ακόμη μεγαλύτερης ισχύος (μέχρι 150 ίππων). Τα τελευταία χρόνια εισήχθησαν σε πολύ περιορισμένους αριθμούς και για επαγγελματική κυρίως χρήση και ελκυστήρες ισχύος μεγαλύτερης των 200 ίππων. Από τις αρχές της δεκαετίας του 1980 εισήχθησαν σε περιορισμένους αριθμούς στην αρχή, με συνεχή αύξηση όμως μέχρι σήμερα, ελκυστήρες με τέσσερες κινητήριους τροχούς ή με διπλό διαφορικό όπως είναι επίσης γνωστοί.

Η συνολική εγκατεστημένη ισχύς των διαξονικών και μοναξονικών ελκυστήρων στη χώρα μας υπολογίζεται ότι ανέρχεται σε 15.000.000 PS ή 11.000.000KW περίπου (11.000 MW). Αν γίνει μία σύγκριση με την

εγκατεστημένη ισχύ της ΔΕΗ, που κατά κοινή ομολογία θεωρείται υψηλή προκύπτει, στρογγυλεύοντας τους αριθμούς, ότι η εγκατεστημένη ισχύς των ελκυστήρων είναι περίπου ίση με εκείνη της ΔΕΗ. Η συνολική ενέργεια που καταναλώνεται από τους ελκυστήρες (διαξονικούς και μοναξονικούς) υπολογίζεται ότι υπερβαίνει τις 11.000 KWh. Φθάνει δηλαδή περίπου το 1/3 της παραγόμενης από τη ΔΕΗ ηλεκτρικής ενέργειας.

Το μέγεθος των διαξονικών ελκυστήρων σε σχέση με το μικρό μέσο μέγεθος των εκμεταλλεύσεων (40 στρέμματα περίπου) καθώς και σε σχέση με το είδος των καλλιεργούμενων φυτών έχει ως αποτέλεσμα μία μέση ετήσια απασχόληση περίπου 500 ωρών όπως υπολογίσθηκε από έρευνα του 1989, με διακύμανση από 400 ώρες περίπου στην Ανατολική Μακεδονία και Θράκη μέχρι 560 ώρες στη Δ. Ελλάδα. Για τους μοναξονικούς η μέση ετήσια απασχόληση υπολογίζεται σε 110 ώρες. Η ετήσια απασχόληση των 500 ωρών θεωρείται και είναι πράγματι μικρή με αποτέλεσμα αυξημένο ωριαίο κόστος λειτουργίας των ελκυστήρων που επιβαρύνει τελικά το κόστος των προϊόντων.

1.3 ΚΑΤΗΓΟΡΙΕΣ ΕΛΚΥΣΤΗΡΩΝ

1.3.1 Γενική κατάταξη

Παρά τη σημαντική εξέλιξη που έχει υποστεί ο γεωργικός ελκυστήρας από την εποχή που κατασκευάστηκε μέχρι σήμερα και παρά τις προσπάθειες των κατασκευαστών δεν έγινε δυνατό να κατασκευασθεί ένας και μοναδικός τύπος ικανός να ανταποκριθεί στο σύνολο και στην ποικιλία των γεωργικών εργασιών. Έτσι για την αντιμετώπιση των αναγκών αυτών κατασκευάστηκαν και κατασκευάζονται πολυάριθμοι τύποι με βασικές διαφορές μεταξύ τους.

Οι γεωργικοί ελκυστήρες μπορούν να καταταγούν ποικιλοτρόπως με βάση διάφορα κριτήρια. Τα συνήθη κριτήρια που χρησιμοποιούνται είναι τα μέσα προώθησης, η ισχύς και η καταλληλότητα για την εκτέλεση των γεωργικών εργασιών. Η ταξινόμηση πάντως με βάση τα κριτήρια αυτά δεν είναι απόλυτη. Έτσι οι διάφοροι τύποι δεν μπορούν να διαχωριστούν με σαφήνεια ούτε είναι ανεξάρτητοι μεταξύ τους. Για παράδειγμα ένας τροχοφόρος ελκυστήρας μπορεί να είναι μικρής, μέσης ή μεγάλης ισχύος, γενικής χρήσης ή αμπελουργικός κ.α.

Με βάση τα μέσα προώθησης διακρίνουμε ελκυστήρες ερπυστριοφόρους, ημιαμφοφόρους και τροχοφόρους.

Με βάση τη αποδιδόμενη ισχύ τους σε ελκυστήρες: μικρής ισχύος (1-20 KW), μέσης ισχύος (20-50 KW), μεγάλης ισχύος (50-100 KW) και πολύ μεγάλης ισχύος (μεγαλύτερης των 100 KW)

Με βάση την καταλληλότητα για την εκτέλεση των γεωργικών εργασιών σε ελκυστήρες: γενικής χρήσης, γραμμικών καλλιεργειών, κηπευτικούς, ελκυστήρες με τέσσερις κινητήριους τροχούς και ειδικών χρήσεων.

Οι κηπευτικοί διακρίνονται στις εξής υποκατηγορίες:

- α) δενδροκομικοί,
- β) αμπελουργικοί και
- γ) κηπευτικοί μικρής ισχύος.

Στους ελκυστήρες ειδικών χρήσεων υπάγονται πολλοί και ποικίλοι τύποι που διαφέρουν σημαντικά μεταξύ τους. Συνήθως διακρίνονται σε:

- α) ελκυστήρες διασκελιστικού τύπου,
- β) εργαλειοφόρα-μηχανοφόρα αυτοκινούμενα πλαίσια,
- γ) ελκυστήρες με δοκό φορέα,
- δ) ελκυστήρες στάβλων-αποθηκών και
- ε) ελκυστήρες μεταφορών.

1.3.2 Ερπυστριοφόροι Ελκυστήρες

Οι ερπυστριοφόροι ελκυστήρες που χρησιμοποιούνται στη γεωργία έχουν ισχύ από 20 μέχρι 200 kW και χρησιμοποιούνται:

- α) σε βαριές εργασίες, όπως βαθιά και υπεδάφεια οργώματα, εκχερσώσεις και άλλες βαριές χωματουργικές εργασίες, λόγω της μεγαλύτερης ελκτικής δύναμης που αναπτύσσουν σε σχέση με τους τροχοφόρους,
- β) σε εδάφη χαλαρά, τυρφώδη ή βαλτώδη που μπορούν να εργασθούν χωρίς ιδιαίτερα προβλήματα λόγω της μικρής πίεσης που ασκούν (400- 500 gr/cm²). Ειδικοί ερπυστριοφόροι ελκυστήρες με μεγάλο μήκος και πλάτος ερπυστριών μπορούν ν' αναπτύξουν πίεση μέχρι 200 gr/cm² στο έδαφος, πολύ μικρότερη από αυτή ενός ανθρώπου που βαδίζει (350-450 gr/cm²),
- γ) σε περιπτώσεις που επιδιώκεται μικρή συμπίεση του εδάφους,
- δ) όπου απαιτείται αυξημένη ευελιξία και ακριβέστερος έλεγχος κατά την οδήγηση,
- ε) όπου απαιτείται αυξημένη ευστάθεια λόγω των κινδύνων ανατροπής, όπως σε λοφώδεις και ορεινές περιοχές.

Παρά τα σοβαρά τους πλεονεκτήματα σήμερα χρησιμοποιούνται ολοένα και λιγότερο γιατί:

- α) έχουν υψηλότερο κόστος αγοράς και συντήρησης,
- β) αναπτύσσουν πολύ χαμηλές ταχύτητες (6-10 km/h),
- γ) παρουσιάζουν δυσχέρεια κατά τις μετακινήσεις σε δημόσιους δρόμους,
- δ) αναπτύχθηκαν ήδη τροχοφόροι ελκυστήρες με πλεονεκτήματα που προσεγγίζουν τα πλεονεκτήματα των ερπυστριοφόρων.

Σήμερα συνήθως χρησιμοποιούνται ή μικρής ισχύος (15-20 kW) για οπωρώνες και αμπελώνες ή πολύ μεγάλης ισχύος (100-200 kW) για τις βαριές εργασίες που αναφέρθηκαν.

Τα τελευταία χρόνια αναπτύχθηκαν νέοι τύποι ερπυστριοφόρων ελκυστήρων με ελαστικές ερπύστριες. Οι ελκυστήρες αυτοί διατηρούν σχεδόν όλα τα πλεονεκτήματα των κλασικών ερπυστριοφόρων ελκυστήρων ενώ ταυτόχρονα αναπτύσσουν ταχύτητες για τις μετακινήσεις που φθάνουν τα 30 km/h χωρίς να προκαλούν καταστροφές στους δρόμους. Διαθέτουν καμπίνα

ασφαλείας, μεγάλο αριθμό βαθμίδων ταχυτήτων, υδραυλικό σύστημα ανάρτησης των εργαλείων τριών σημείων και υδροστατικές μεταδόσεις, έτσι ώστε να ανταγωνίζονται πλέον τους τροχοφόρους ελκυστήρες γενικής χρήσης ή τους ελκυστήρες με 4κινητήριους τροχούς.

1.3.3 Ημιαερωστριοφόροι Ελκυστήρες

Οι ημιαερωστριοφόροι ελκυστήρες είναι τροχοφόροι διαξονικοί ελκυστήρες που μπορούν εύκολα να προσαρμόσουν στους κινητήριους τροχούς με τη βοήθεια ενός ελεύθερου τροχού μια μορφή ερπύστριας. Με τον τρόπο αυτό μπορούν να αναπτύξουν υψηλότερη ελκτική δύναμη και χρησιμοποιούνται ικανοποιητικά σε δυσμενείς εδαφικές συνθήκες. Ο ελεύθερος τροχός συνήθως τοποθετείται σε θέση πριν από τον οπίσθιο κινητήριο. Παλαιότερα συνήθως τοποθετούνταν πίσω από τον κινητήριο. Η ερπύστρια που χρησιμοποιείται είναι συνήθως ελαστική ενισχυμένη με μεταλλικά νήματα. Για το τέντωμα της ερπύστριας υπάρχει ειδικός μηχανισμός. Η ερπύστρια μπορεί σχετικά εύκολα να τοποθετηθεί ή να απομακρυνθεί, ώστε να μετατραπεί πάλι ο ελκυστήρας σε τροχοφόρο.

Τα βασικά τους πλεονεκτήματα είναι ότι αναπτύσσουν μεγάλη ελκτική δύναμη και μικρή συμπίεση στο έδαφος αλλά παρουσιάζουν το μειονέκτημα των μικρών ταχυτήτων. Μέχρι σήμερα πάντως δεν έχουν βρει μεγάλη διάδοση. Με την εμφάνιση των ελαστικών ερπυστριών φαίνεται πως οι ερπυστριόφοροι ελκυστήρες θα ανταποκρίνονται καλύτερα στις συνθήκες που μέχρι σήμερα έκαναν απαραίτητη τη χρήση ημιαερωστριοφόρων.



Εικόνα 1.4 Ημιαερωστριοφόρος ελκυστήρας (Massey-Ferguson) [8].

Ως σύστημα προώθησης χρησιμοποιείται συχνά στις θερίζοαλωνιστικές μηχανές για τη συγκομιδή ρυζιού, όπου οι εδαφικές συνθήκες είναι πολύ δύσκολες. Στις περιπτώσεις πάντως αυτές συνήθως αντικαθίσταται ο κινητήριος τροχός με ειδική κατασκευή ερπύστριας. Το ίδιο σύστημα χρησιμοποιούν σήμερα και για τη μετατροπή τροχοφόρων ελκυστήρων σε ημιαεροσπυροφόρους. Σε πολύ μάλιστα πρόσφατες κατασκευές σε ελκυστήρες με τέσσερις κινητήριους τροχούς αντικαθίστανται και οι τέσσερις τροχοί με τις ειδικές αυτές κατασκευές (4 ημιαεροσπύστριες). Οι ερπύστριες αυτές είναι συνήθως ελαστικές ενισχυμένες με μεταλλικά νήματα.

1.3.4 Τροχοφόροι Ελκυστήρες

Οι τροχοφόροι ελκυστήρες είναι οι πιο διαδεδομένοι σ' όλο τον κόσμο και μπορεί να είναι δίτροχοι, τρίτροχοι ή τετράτροχοι. Η ισχύς τους κυμαίνεται σε ευρύτατα όρια. Οι μικρότεροι δίτροχοι και η παραλλαγή τους τα μοτοσκαπτικά μπορεί να έχουν ισχύ από 2 kW, ενώ οι μεγάλοι τετράτροχοι με 4 κινητήριους τροχούς ισχύ μέχρι και 300 kW και ακόμα μεγαλύτερη.

Οι εργασίες που μπορούν να εκτελεστούν εξαρτώνται από τον τύπο τους. Γενικά όμως είναι κατάλληλοι για προετοιμασία του εδάφους πριν από τη σπορά, για σπορά και περιποίηση των φυτών, μεταφορές και άλλες ειδικές ακόμη χρήσεις. Δίνουν συνήθως κίνηση με το PTO ή με παροχή υδραυλικής ενέργειας σε πλήθος γεωργικών μηχανημάτων και οι περισσότεροι φέρουν σύστημα υδραυλικής ανάρτησης των παρελκομένων.

Οι περισσότεροι τετράτροχοι τροχοφόροι ελκυστήρες έχουν κινητήριους τους πίσω τροχούς. Τελευταία όμως ολοένα και μεγαλύτερο ποσοστό των ελκυστήρων κατασκευάζεται με 4 κινητήριους τροχούς. Στη συνέχεια αναφέρονται τα κύρια χαρακτηριστικά των διαφόρων τύπων τροχοφόρων ελκυστήρων.

1.3.5 Ελκυστήρες Γενικής Χρήσης

Οι ελκυστήρες γενικής χρήσης είναι οι περισσότερο χρησιμοποιούμενοι σήμερα στη γεωργία, ιδιαίτερα στην Ευρώπη. Είναι τετράτροχοι, κατά κανόνα με δύο κινητήριους τροχούς, αν και τελευταία κατασκευάζονται συνεχώς περισσότεροι με 4 κινητήριους τροχούς κυρίως των μεγάλων ιπποδυνάμεων. Η ισχύς τους κυμαίνεται από 15 έως 300 kW με συνηθέστερη 40-80 kW. Είναι κατά κανόνα πετρελαιοκίνητοι. Έχουν στιβαρή κατασκευή και τροχούς που μπορούν, τουλάχιστον στους νεότερους τύπους, να μεταβάλλουν το πλάτος τους σε μικρά όρια. Το κέντρο βάρους είναι χαμηλά, ώστε να έχουν μεγάλη ευστάθεια.

Το βάρος στους ελκυστήρες με 2 κινητήριους τροχούς κατανέμεται συνήθως κατά τα 2/3 στους οπίσθιους και κατά το 1/3 στους πρόσθιους τροχούς. Το ελάχιστο διάκενο κάτω από τους ελκυστήρες είναι περιορισμένο με αποτέλεσμα να μην είναι κατάλληλοι για εργασίες σε αναπτυγμένες

φυτείες. Έχουν μεγάλο αριθμό βαθμίδων ταχυτήτων εμπρόσθιων και οπίσθιων έτσι ώστε να γίνεται η καλύτερη δυνατή εκμετάλλευση της ισχύος τους. Πολλοί νεότεροι τύποι είναι εφοδιασμένοι με σύγχρονα κιβώτια ταχυτήτων και σ' ορισμένους η μετάδοση είναι υδροδυναμική.

Φέρουν ΡΤΟ για τη μετάδοση της κίνησης σε παρελκόμενα οχήματα. Σε νεότερους τύπους και κυρίως στους μεγαλύτερης ισχύος υπάρχουν 2 άξονες ΡΤΟ με διαφορετικές ταχύτητες ή ένας άξονας με δυνατότητα περιστροφής με περισσότερες ταχύτητες. Στους νεότερους τύπους στον άξονα ΡΤΟ μπορεί να προσαρμοσθεί και τροχαλία.

Φέρουν δοκό έλξης που στους περισσότερους τύπους είναι στρεπτή και μεταβλητού ύψους ζεύξης. Είναι εφοδιασμένοι με εξελιγμένα υδραυλικά συστήματα ανύψωσης των εργαλείων, με τρία σημεία σύνδεσης που επιτρέπουν ρυθμίσεις θέσης (position) φορτίου (draft) ελεύθερη ή σύνθετη, όπως αναφέρθηκε ήδη. Οι νεότεροι τύποι φέρουν και παροχές για λειτουργία πρόσθετων υδραυλικών συστημάτων των παρελκομένων (υδραυλικοί κύλινδροι, υδραυλικοί κινητήρες), με ανάλογα πρόσθετα χειριστήρια.

Νεότεροι τύποι μεγάλης ισχύος φέρουν και υδραυλικά συστήματα ανύψωσης εργαλείων που τοποθετούνται στο πρόσθιο τμήμα του ελκυστήρα. Πολλοί νέοι τύποι μέσης και μεγάλης ιπποδύναμης χρησιμοποιούν υδραυλικά συστήματα για το σύστημα διεύθυνσης. Συχνά τόσο τα φρένα όσο και ο συμπλέκτης ενεργοποιούνται υδραυλικά. Πολλοί από τους νεότερους τύπους φέρουν θάλαμο ασφαλείας (καμπίνα) ή ράβδους προστασίας, ώστε να μειώνεται η σοβαρότητα των ατυχημάτων από πλάγιες πτώσεις ή ανατροπές. Συνήθως φέρουν αναπαυτικό κάθισμα, σε θέση που να επιτρέπει στον χειριστή καλό έλεγχο των εκτελουμένων εργασιών. Για επαύξηση της ελκτικής δύναμης μπορούν να εφοδιαστούν με αντίβαρα ή ακόμη και με δίδυμους τροχούς. Για να μη προκαλείται μεγάλη συμπίεση του εδάφους, πολλοί ελκυστήρες μεγάλης ισχύος εφοδιάζονται με τροχούς μεγάλου εύρους.

Οι ελκυστήρες γενικής χρήσης όπως και όλοι οι άλλοι τύποι ελκυστήρων (εκτός των ελκυστήρων μεταφορών) δε φέρουν συστήματα ανάρτησης, ανάλογα των οχημάτων μεγάλων ταχυτήτων. Η μη χρησιμοποίηση τέτοιων συστημάτων γίνεται για να μπορεί ο ελκυστήρας να αναπτύσσει μεγαλύτερη ελκτική δύναμη. Χωρίς τα συστήματα αυτά είναι στιβαρότερης κατασκευής και δεν εμφανίζονται παραμορφώσεις και απώλειες ισχύος.

Οι ελκυστήρες αυτοί είναι κατάλληλοι:

- α) για την εκτέλεση εργασιών σε αροτραίες καλλιέργειες, όπως προετοιμασία του εδάφους για σπορά (όργωμα, σβάρνισμα κ.τ.λ.), για τη σπορά και περιποίηση των φυτών στα πρώτα στάδια της ανάπτυξης τους,
- β) για την έλξη και τη λειτουργία μηχανημάτων στον αγρό, όπως μηχανών κοπής και συγκομιδής χόρτων, ενσίρωσης χόρτου, εξαγωγής πατάτας, ζαχαρότευτλων κ.τ.λ.
- γ) για μεταφορές,

- δ) για εκτέλεση εργασιών εν στάσει, (άντληση νερού, άλεση ζωοτροφών κ.τ.λ.,
ε) για εκχερσώσεις, ισοπεδώσεις, εκθαμνώσεις, υπεδάφεια οργώματα και λοιπές βαριές γεωργικές εργασίες εφόσον έχουν επαρκή ισχύ.

1.4 ΠΑΡΕΛΚΟΜΕΝΑ ΕΛΚΥΣΤΗΡΩΝ

1.4.1 Περελκόμενα Μηχανήματα

Παρελκόμενα μηχανήματα ή απλώς παρελκόμενα θεωρούνται όλα τα μηχανήματα, απλά ή πολύπλοκα τα οποία έλκει ο ελκυστήρας για την εκτέλεση ενός έργου. Τα μηχανήματα αυτά μπορεί να είναι συρόμενα, φερόμενα ή ημιφερόμενα.

Γεωργικά μηχανήματα είναι οι γεωργικές μηχανές που για να επιτελέσουν ένα έργο απαιτούν από τον ελκυστήρα ισχύ τόσο για την έλξη τους όσο και για τη λειτουργία των μηχανισμών τους, π.χ. μια φρέζα, μια μηχανή θερισμού χόρτου, μια μηχανή δεματοποίησης χόρτου κ.ά.

Γεωργικά εργαλεία είναι οι απλούστερες γεωργικές μηχανές που για να επιτελέσουν ένα έργο απαιτούν από τον ελκυστήρα μόνο ισχύ για την έλξη τους, όπως για παράδειγμα ένα άροτρο, μια σβάρνα ή δισκοσβάρνα κ.ά. Στη συνέχεια όταν αναφέρεται ο όρος μηχανήματα περιλαμβάνει και τα εργαλεία.

1.4.2 Ζεύξη των Εργαλείων στον Ελκυστήρα

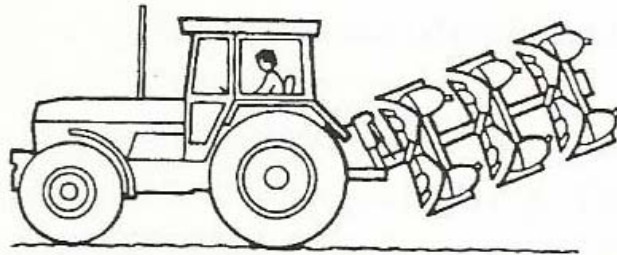
Υπάρχουν τρεις τρόποι με τους οποίους προσδένονται (αναρτώνται) τα παρελκόμενα εργαλεία ή μηχανήματα στον ελκυστήρα από τους οποίους και χαρακτηρίζονται ως μηχανήματα και εργαλεία: ελκόμενα ή συρόμενα, ημιφερόμενα και φερόμενα (Σχήμα 1.2). Εκτός από αυτά είναι δυνατόν να υπάρχουν και κάποιες ενδιάμεσες καταστάσεις. Έτσι ένα εργαλείο μπορεί να ανήκει σε δύο κατηγορίες π.χ. ημιφερόμενο κατά τη διάρκεια της εργασίας και φερόμενο κατά τη μεταφορά ή τους ελιγμούς.

1.4.3 Εργαλεία Ελκόμενα ή Συρόμενα

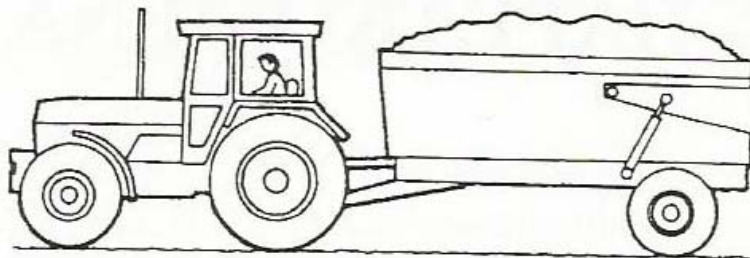
Στην κατηγορία αυτή υπάγονται τα εργαλεία εκείνα που προσδένονται στον ελκυστήρα κατά τρόπο που όλο το βάρος τους να υποβαστάζεται από το έδαφος είτε με τροχούς είτε με άλλα μέσα. Κατά κανόνα τα εργαλεία της κατηγορίας αυτής προσδένονται στον ελκυστήρα με ένα μόνο σημείο.

Τα συρόμενα ή ελκόμενα εργαλεία παρουσιάζουν μικρή ευελιξία και δυσκολία στις μετακινήσεις. Επειδή στηρίζονται ολοκληρωτικά στο έδαφος δεν προκαλούν μεταφορά φορτίου στους κινητήριους τροχούς με αποτέλεσμα να μην υπάρχει βελτίωση της ελκτικής δύναμης και του βαθμού απόδοσης ισχύος στην έλξη του ελκυστήρα. Έχουν όμως το πλεονέκτημα ότι δεν προκαλούν τάση ανατροπής του ελκυστήρα και ότι μπορούν να κατασκευασθούν σε μεγάλα μεγέθη και να αξιοποιήσουν την ισχύ ενός

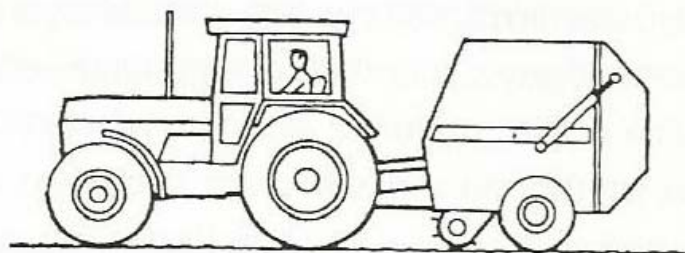
μεγάλου ελκυστήρα. Οι ρυθμίσεις των ελκόμενων μηχανημάτων είναι πλέον εύκολες με τη χρήση κυρίως υδραυλικών κυλίνδρων ή και υδραυλικών κινητήρων, που ενεργοποιούνται από το υδραυλικό σύστημα των ελκυστήρων. Συρόμενα εργαλεία κατεργασίας του εδάφους και περιποίησης των καλλιεργειών έχουν περιορισθεί σημαντικά εξαιτίας της έλλειψης ευελιξίας. Ως ελκόμενα χρησιμοποιούνται κυρίως μεγάλα, πολύπλοκα και βαριά μηχανήματα συγκομιδής και φυσικά πλατφόρμες μεταφοράς.



Φερόμενο εργαλείο



Ημιφερόμενο εργαλείο



Συρόμενο (ελκόμενο) εργαλείο

Σχήμα 1.2 Τρόποι ζεύξης των εργαλείων στον ελκυστήρα [8].

1.4.4 Εργαλεία Φερόμενα

Στην κατηγορία αυτή υπάγονται τα εργαλεία εκείνα που αναρτώνται στον ελκυστήρα με τρόπο ώστε όλο το βάρος τους να υποβαστάζεται από τον ελκυστήρα. Συνδέονται στον ελκυστήρα με τρία σημεία έτσι ώστε να αποτελούν μια προέκταση του. Έτσι ο ελκυστήρας γίνεται στη ουσία ένα αυτοκινούμενο γεωργικό μηχάνημα, π.χ. αυτοκινούμενο άροτρο ή φρέζα κ.α. Η ρύθμιση των φερόμενων εργαλείων γίνεται με το υδραυλικό σύστημα ανάρτησης των εργαλείων.

Ο τρόπος αυτός ανάρτησης έχει σημαντικά πλεονεκτήματα όπως μεγάλο βαθμό ευελιξίας, ευκολία και ταχύτητα μεταφοράς, ευκολία στη ρύθμιση και τον έλεγχο της θέσης εργασίας, ιδιαίτερα με τα σημερινά εξελιγμένα συστήματα υδραυλικής ανύψωσης των εργαλείων. Τέλος λόγω της μεταφοράς φορτίου στους πίσω (κινητήριους) τροχούς επιτυγχάνεται καλύτερη πρόσφυση στο έδαφος με αποτέλεσμα αποδοτικότερο βαθμό απόδοσης ισχύος στην έλξη.

Σ' ορισμένες περιπτώσεις όμως, όταν ο ανελκυστήρας φέρει πολύ μεγάλα και βαριά φερόμενα μηχανήματα, είναι δυνατό να προκληθεί πολύ μεγάλη μεταφορά φορτίου στους πίσω τροχούς με κίνδυνο απώλειας επαφής των πρόσθιων τροχών με το έδαφος και τάση ανατροπής ή και ανατροπή προς τα πίσω. Ταυτόχρονα προκαλούν, εξαιτίας της μεταφοράς μεγάλου φορτίου στους πίσω τροχούς, μεγάλη πίεση στα ελαστικά, γρήγορη φθορά και μεγάλη συμπίεση του εδάφους. Για όλα τα παραπάνω ο τρόπος αυτός ανάρτησης προσιδιάζει σε μηχανήματα όχι πολύ βαριά.

Επειδή τα τελευταία όμως χρόνια χρησιμοποιούνται ολοένα και μεγαλύτερης ισχύος ελκυστήρες και επειδή τα πλεονεκτήματα των φερομένων εργαλείων είναι σημαντικά γίνεται προσπάθεια να εξουδετερώνονται τόσο η τάση ανατροπής όσο και η συμπίεση του εδάφους και η υπερβολική φθορά των ελαστικών. Αυτό επιτυγχάνεται είτε με αύξηση του βάρους των πρόσθιων τροχών (αντίβαρα) είτε με δίδυμους οπίσθιους τροχούς είτε και με ανάρτηση εργαλείων στο πρόσθιο τμήμα.

1.4.5 Εργαλεία Ημιφερόμενα

Στην κατηγορία αυτή υπάγονται τα εργαλεία εκείνα που προσδένονται στον ελκυστήρα κατά τρόπο ώστε μέρος του βάρους τους να υποβαστάζεται από τον ελκυστήρα και το υπόλοιπο από το έδαφος. Συνήθως προσδένονται στον ελκυστήρα με ένα ή δύο σημεία.

Τα ημιφερόμενα εργαλεία συνδυάζουν πλεονεκτήματα και μειονεκτήματα των δύο προηγούμενων κατηγοριών. Λόγω του τμήματος του βάρους τους που υποβαστάζεται από τον ελκυστήρα, προκαλείται ικανοποιητική μεταφορά φορτίου στους κινητήριους τροχούς, με αποτέλεσμα ανάπτυξη καλύτερης ελκτικής δύναμης και βαθμού απόδοσης ισχύος στην έλξη του ελκυστήρα. Δεν προκαλείται υπερβολική συμπίεση του εδάφους, έχουν ικανοποιητική ευελιξία και ευκολία ρυθμίσεων, διότι η πρόσδεση στον ελκυστήρα γίνεται στο υδραυλικό σύστημα ανύψωσης των εργαλείων και οι

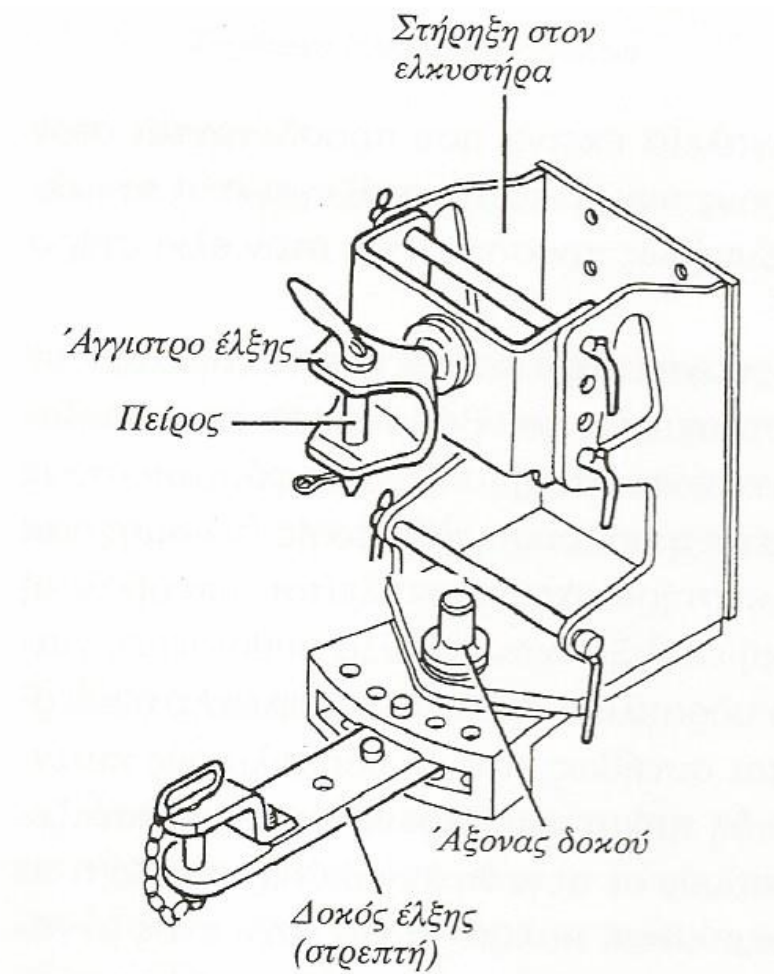
διάφορες ρυθμίσεις γίνονται συνήθως είτε με υδραυλικούς κυλίνδρους είτε με υδραυλικούς κινητήρες. Επειδή τμήμα του βάρους των τους υποβαστάζεται από το έδαφος μπορούν να κατασκευαστούν σε μεγαλύτερα μεγέθη απ' ό,τι τα φερόμενα για τον ίδιο ελκυστήρα.

Εκμεταλλεύονται καλύτερα την ισχύ ενός μεγάλου ελκυστήρα και απαιτούν υδραυλικό σύστημα μικρότερης ισχύος απ' ό,τι αντίστοιχα φερόμενα εργαλεία. Εξαιτίας αυτών των πλεονεκτημάτων τα τελευταία χρόνια ημιφερόμενα εργαλεία κυρίως κατεργασίας του εδάφους βρίσκουν ολοένα και μεγαλύτερη εφαρμογή σε μεγάλες εκμεταλλεύσεις.

1.4.6 Σύστημα Έλξης

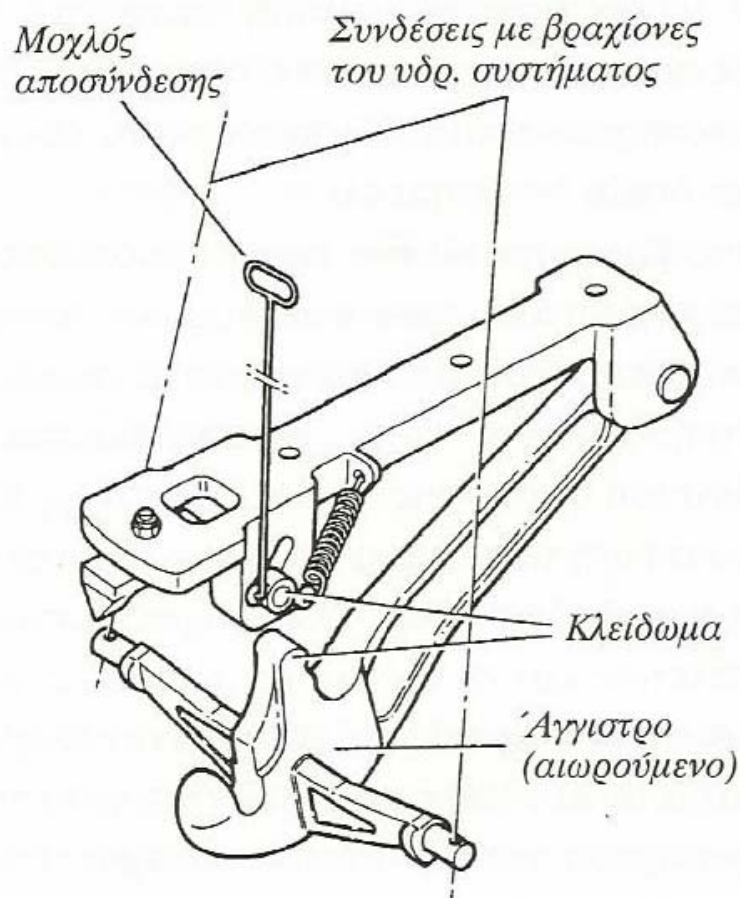
Όταν το εργαλείο ή μηχανήμα είναι συρόμενο ή ελκόμενο προσδένεται στον ελκυστήρα στο σύστημα έλξης. Το σύστημα έλξης μπορεί να διαφέρει στους ελκυστήρες αλλά γενικά περιλαμβάνει:

Το άγκιστρο έλξης (Σχήμα 1.3): Είναι ένα εξάρτημα που επιτρέπει την πρόσδεση του εργαλείου στον ελκυστήρα. Είναι συνήθως ρυθμιζόμενου ύψους και πολλές φορές είναι στρεπτό περί τον κατά μήκος άξονά του.



Σχήμα 1.3 Άγκιστρο και δοκός έλξης ελκυστήρων [8].

Τη δοκό έλξης (Σχήμα 1.3): Η δοκό έλξης είναι εξάρτημα που φέρουν όλοι οι ελκυστήρες και είναι στερεωμένη στο σώμα του ελκυστήρα. Είναι κατά κανόνα στρεπτή έτσι ώστε να επιτρέπει την πρόσδεση των εργαλείων είτε κατά τον άξονα του ελκυστήρα είτε κατά ορισμένη γωνία δεξιά ή αριστερά του κατά μήκος του άξονα του ελκυστήρα. Η δοκός σταθεροποιείται στη συγκεκριμένη θέση με απλά μηχανικά μέσα. Η πλάγια τοποθέτηση των εργαλείων σε σχέση με τον κατά μήκος άξονα είναι συνήθης στη γεωργική πράξη. Η πρόσδεση των εργαλείων γίνεται πάλι συνήθως με άγκιστρο έλξης.



Σχήμα 1.4 Αυτόματο άγκιστρο έλξης [8].

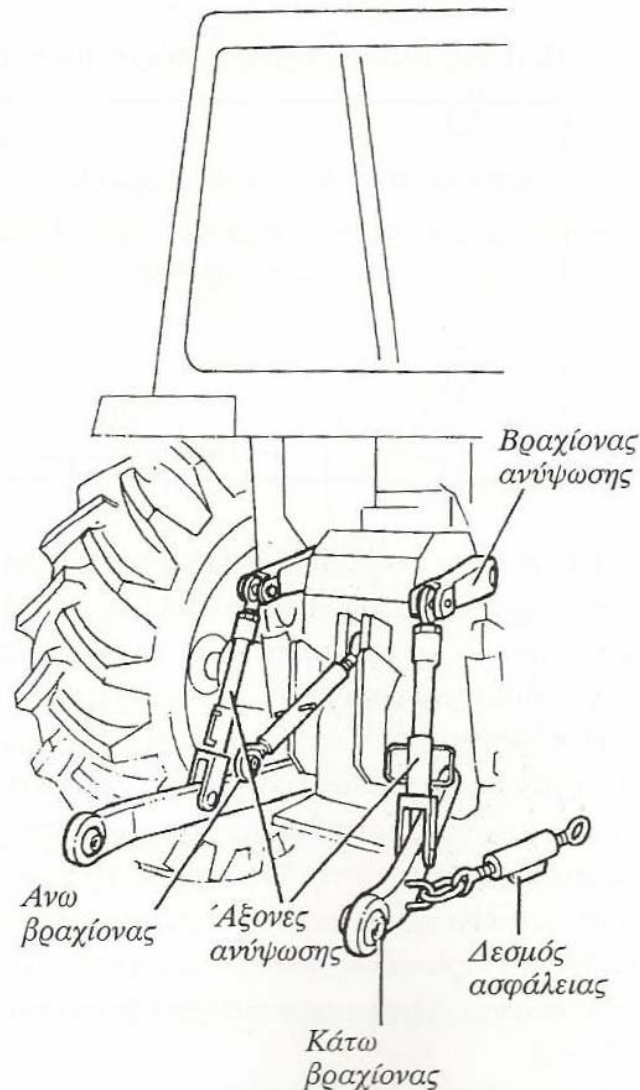
Σ' ορισμένους τύπους ελκυστήρων η δοκός έλξης έχει δυνατότητα μεγαλύτερης περιστροφής και η δοκός ονομάζεται αιωρούμενη, εξυπηρετεί δε την έλξη μεγάλων μηχανημάτων. Πολλοί ελκυστήρες φέρουν και άγκιστρο και στρεπτή δοκό έλξης.

Το αυτόματο άγκιστρο έλξης (Σχήμα 1.4): Πρόκειται για άγκιστρο το οποίο μπορεί να ενεργοποιείται με το υδραυλικό σύστημα του ελκυστήρα και

συνήθως χρησιμοποιείται για ημιφερόμενα εργαλεία. Η υδραυλική ενεργοποίηση βοηθά ώστε αυτόματα να γίνεται η πρόσδεση. Με την αυτόματη πρόσδεση γίνεται ταυτόχρονα και κλείδωμα του αγκίστρου. Η αποσύνδεση γίνεται συνήθως μηχανικά.

1.4.7 Ανάρτηση Τριών Σημείων

Η ανάρτηση των φερομένων εργαλείων και μηχανημάτων, τόσο στο οπίσθιο τμήμα του ελκυστήρα όσο και στο πρόσθιο, επιτυγχάνεται με ένα σύστημα γνωστό ως σύστημα ανάρτησης τριών σημείων. Το σύστημα αυτό ενεργοποιείται με το υδραυλικό σύστημα ανάρτησης του ελκυστήρα. Το σύστημα ανάρτησης τριών σημείων αποτελεί σήμερα μόνιμο εξάρτημα των τροχοφόρων και ερπυστριοφόρων ελκυστήρων.



Σχήμα 1.5 Σύστημα οπίσθιας ανάρτησης εργαλείων τριών σημείων [8].

Το σύστημα ανάρτησης τριών σημείων (Σχήμα 1.5) αποτελείται από τρεις βραχίονες που αρθρώνονται με το ένα άκρο τους στο οπίσθιο ή εμπρόσθιο τμήμα του ελκυστήρα αναλόγως. Από τους βραχίονες αυτούς οι δύο κατώτεροι έχουν σταθερό μήκος και η καθ' ύψος κίνηση τους ελέγχεται από το υδραυλικό σύστημα του ελκυστήρα. Ο τρίτος βραχίονας που αρθρώνεται υψηλότερα (στο κέντρο της απόστασης μεταξύ των τροχών) είναι τηλεσκοπικός και δεν ενεργοποιείται άμεσα με το υδραυλικό σύστημα.

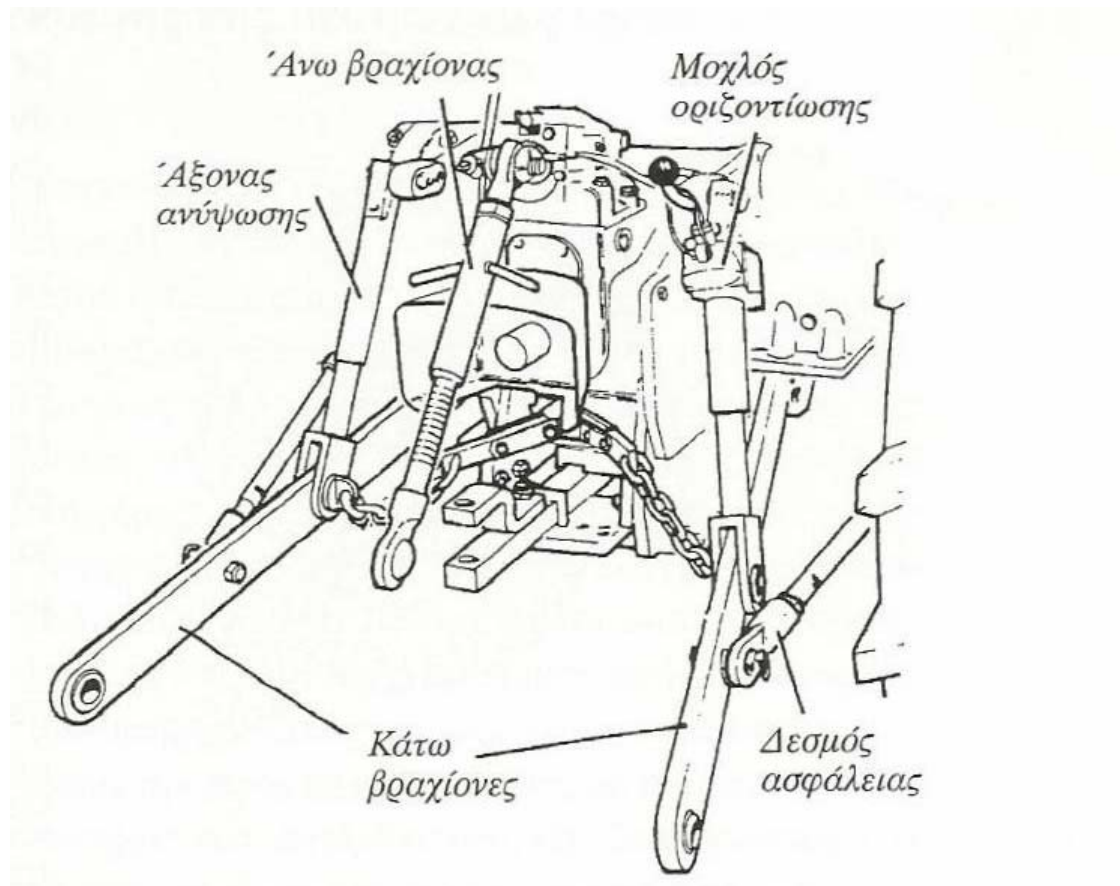
Οι τρεις αυτοί βραχίονες υποδέχονται στα ελεύθερα άκρα τους, με τη βοήθεια διάτρητων σφαιρικών αρθρώσεων, αντίστοιχα εξαρτήματα των αναρτώμενων εργαλείων, με αποτέλεσμα τα εργαλεία αυτά να αποτελούν σταθερή προέκταση των ελκυστήρων και να ελέγχονται από το υδραυλικό σύστημα του. Για να επιτρέπονται διάφορες ρυθμίσεις των φερόμενων εργαλείων, όπως των αρότρων, δισκαρότρων κ.ά., συνήθως ο δεξιός κατώτερος βραχίονας συνδέεται με το υδραυλικό σύστημα του ελκυστήρα με ενδιάμεσο βραχίονα τηλεσκοπικό (ρυθμιζόμενο), ενώ ο αριστερός συνήθως με σταθερό ενδιάμεσο βραχίονα.

Η διάταξη των βραχιόνων είναι διεθνώς τυποποιημένη, ώστε να εξυπηρετείται η ανταλλακτικότητα μεταξύ εργαλείων και ελκυστήρων. Ανάλογα με την ισχύ ελκυστήρων τα συστήματα ανάρτησης τριών σημείων διακρίνονται σε τέσσερις κατηγορίες που χαρακτηρίζουν τόσο την ισχύ του υδραυλικού συστήματος όσο και το μέγιστο βάρος των εργαλείων που μπορούν να ελέγξουν. Έτσι για την κάθε κατηγορία οι διαστάσεις των βραχιόνων είναι διαφορετικές.

Το εύρος της οριζόντιας ταλάντωσης των κατωτέρω βραχιόνων περιορίζεται με σκοπό την προστασία των ελαστικών των οπίσθιων τροχών και για την καλή λειτουργία του αναρτώμενου εργαλείου, με δεσμούς ασφάλειας που μπορεί να είναι αλυσίδες, ειδικοί τηλεσκοπικοί άξονες ή μπλοκ ταλαντώσεων (Σχήμα 1.6)

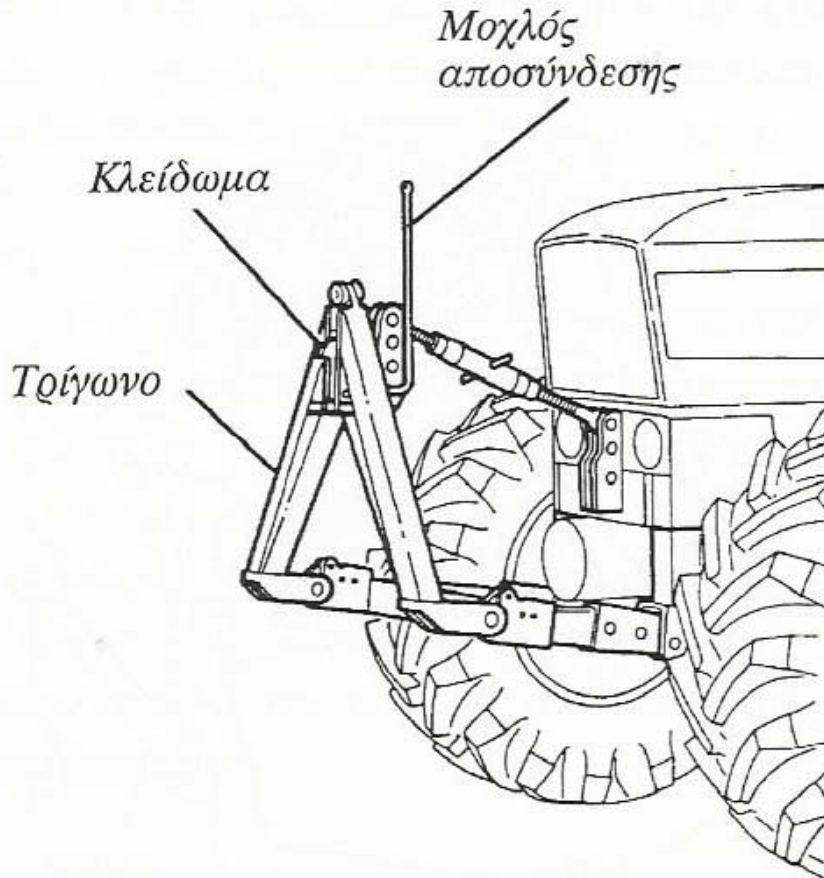
Η πρόσδεση των εργαλείων στο σύστημα ανάρτησης τριών σημείων είναι εύκολη όταν τα εργαλεία είναι μικρά. Με κατάλληλη οδήγηση του ελκυστήρα προς τα πίσω και αν απαιτηθεί μικρή χειρωνακτική μετακίνηση του εργαλείου επιτυγχάνεται η σύνδεση αυτή. Όταν όμως τα προς ανάρτηση εργαλεία είναι μεγάλα και βαριά απαιτείται και μεγάλη εμπειρία του χειριστή του ελκυστήρα και αρκετή μυϊκή δύναμη. Ορισμένες φορές απαιτείται και δεύτερος εργάτης, ώστε να επιτευχθεί η σύνδεση αυτή. Η όλη προσπάθεια δεν είναι παντελώς απαλλαγμένη από κάποιους κινδύνους.

Για να διευκολύνεται η όλη αυτή προσπάθεια κατασκευάζονται σήμερα αναρτήσεις που προσφέρουν αρκετές ευκολίες και μεγαλύτερη ασφάλεια στη σύνδεση των μεγάλων αναρτώμενων μηχανημάτων, όπως είναι οι τηλεσκοπικοί κατώτεροι βραχίονες, οι ειδικοί βραχίονες αυτόματης πρόσδεσης τύπου όνυχα ή ράμφους ή ειδικές πρόσθετες κατασκευές τριγωνικού ή άλλου τύπου.



Σχήμα 1.6 Σταθεροποίηση της θέσης των κατώτερων βραχιόνων του συστήματος ανάρτησης τριών σημείων [8].

Τα τελευταία χρόνια, ιδιαίτερα στους μεγάλης ισχύος τροχοφόρους ελκυστήρες με τέσσερις κινητήριους τροχούς, τείνει να καθιερωθεί και σύστημα ανάρτησης τριών σημείων και στο πρόσθιο τμήμα του ελκυστήρα (Σχήμα 1.7). Η χρησιμοποίηση του πρόσθιου συστήματος ανάρτησης επιτρέπει καλύτερη αξιοποίηση της ισχύος του ελκυστήρα με μικρότερη συμπίεση του εδάφους και ανάπτυξη μικρότερων πλάγιων δυνάμεων ή ροπών περιστροφής.



Σχήμα 1.7 Σύστημα πρόσθιας ανάρτησης εργαλείων τριών σημείων [8].

1.4.8 Υδραυλικά Συστήματα Ελέγχου της Θέσης των Φερόμενων Εργαλείων

Αρχικός σκοπός του υδραυλικού συστήματος ανάρτησης των εργαλείων ήταν ο έλεγχος της θέσης των εργαλείων κατά τη διάρκεια της εργασίας τους και η ανύψωση κατά τους ελιγμούς και τις μεταφορές. Με το χρόνο όμως το σύστημα βελτιώθηκε τόσο ώστε να γίνονται πλέον ρυθμίσεις της θέσης των εργαλείων ανάλογα με την αντίσταση που παρουσιάζεται ή σταθεροποίηση του βάθους ή συνδυασμός και των δύο ή και άλλες ακόμα ρυθμίσεις, οι οποίες έχουν ως αποτέλεσμα την καλύτερη εκτέλεση της εργασίας με το λογικότερο κόστος.

Η εμπορική επιτυχία ενός τύπου ελκυστήρα έχει φτάσει σήμερα να επηρεάζεται πολλές φορές και από το υδραυλικό σύστημα ανάρτησης των εργαλείων, αφού είναι το σύστημα που χρησιμοποιεί συχνά ο χρήστης.

Το υδραυλικό σύστημα ανάρτησης των εργαλείων αποτελεί συνήθως τμήμα ενός γενικότερου υδραυλικού συστήματος των ελκυστήρων που είναι ο κανόνας πλέον στους νεότερους τύπους ελκυστήρων. Στους παλαιότερους τύπους ελκυστήρων αποτελούσε αυτοτελές σύστημα, γιατί δεν χρησιμοποιούνταν υδραυλική (υδροστατική) κίνηση σε κανένα άλλο μηχανισμό. Στις περιπτώσεις αυτές υπήρχε η αντλία, ο υδραυλικός κύλινδρος,

οι σωληνώσεις, οι βαλβίδες, τα φίλτρα, το δοχείο λαδιού και οι βαλβίδες διανομής.

Τα υδραυλικά συστήματα ανάρτησης των εργαλείων θα μπορούσαν να ταξινομηθούν σε δύο μεγάλες κατηγορίες. Στην πρώτη κατηγορία το υδραυλικό σύστημα χρησιμοποιεί υδραυλικό κύλινδρο απλής ενέργειας. Το φερόμενο εργαλείο ανυψώνεται με την ενέργεια του υδραυλικού συστήματος αλλά κατέρχεται λόγω του βάρους του. Το σύστημα αυτό ονομάζεται απλής ενέργειας και δεν χρησιμοποιείται πλέον. Η σταθεροποίηση του βάθους εργασίας γίνονταν με τροχούς επιφάνειας. Εκτός από αυτό προκαλούσε μικρή μεταφορά φορτιού στους πίσω τροχούς

Στη δεύτερη κατηγορία το φερόμενο εργαλείο ανυψώνεται, κατέρχεται και σταθεροποιείται σε συγκεκριμένη θέση, με υδραυλικό κύλινδρο διπλής ενέργειας. Είναι το πλέον εξελιγμένο σύστημα και αυτό που χρησιμοποιούν οι σύγχρονοι ελκυστήρες. Ονομάζεται σύστημα διπλής ενέργειας και δίνει δυνατότητα ρυθμίσεων ανάλογα με τις επιδιώξεις του χειριστή ή τις συνθήκες εργασίας. Στη συνέχεια αναφέρονται γενικές αρχές των διαφόρων ρυθμίσεων που επιτυγχάνονται με τα σύγχρονα συστήματα υδραυλικής ανύψωσης των εργαλείων.

1.4.9 Συστήματα Αυτόματης Ρύθμισης της Θέσης των Φερόμενων Εργαλείων

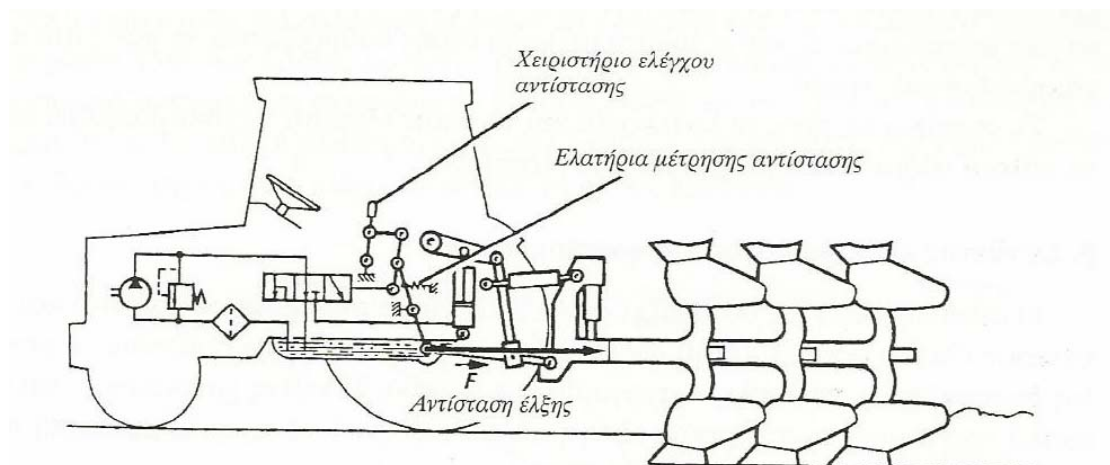
Το σύστημα αυτό επιτρέπει τον αυτόματο έλεγχο και ρύθμισης της θέσης του φερόμενου εργαλείου και επιτρέπει στο χειριστή να προεπιλέγει τη θέση του φερόμενου εργαλείου από το χειριστήριο του συστήματος. Ανάλογα με τη θέση του χειριστηρίου καθορίζεται και το βάθος ή το ύψος της εργασίας (θέση) του φερόμενου εργαλείου. Ο αυτοματισμός (ρύθμιση) επιτυγχάνεται μέσω του υδραυλικού συστήματος με μηχανικές, υδραυλικές ή και ηλεκτρονικές διατάξεις στους νεότερους τύπους. Οι αισθητήρες στο σύστημα αυτό συνήθως ενεργούν στους κατώτερους βραχίονες της ανάρτησης. Στην περίπτωση της ρύθμισης με ηλεκτρονικές διατάξεις υπάρχει ένας μικρός υπολογιστής και ανάλογοι αισθητήρες. Το σύστημα συγκρίνει την προεπιλεγμένη θέση με την πραγματική θέση του εργαλείου και ανάλογα ενεργεί είτε ανυψώνοντας είτε διατηρώντας είτε ακόμη και καταβιβάζοντας το εργαλείο.

Η ρύθμιση του υδραυλικού συστήματος ανάρτησης στη θέση αυτή (position control) χρησιμοποιείται όταν το φερόμενο εργαλείο πρέπει να συγκρατείται σε σταθερή θέση π.χ. ψεκαστήρας για ομοιόμορφο ύψος ψεκασμού, ισοπεδωτής, χορτοκοπτική μηχανή κ.ά. Χρησιμοποιείται και με εργαλεία κατεργασίας του εδάφους για σταθερό βάθος κατεργασίας, αρκεί το έδαφος να είναι ισοπεδωμένο.

1.4.10 Συστήματα Αυτόματης Ρύθμισης των Φερόμενων Εργαλείων Ανάλογα με την Αντίσταση

Η ρύθμιση αυτή επιτρέπει τη διατήρηση σταθερής αντίστασης που προβάλλεται κατά την κίνηση ενός εργαλείου (draft control) με αποτέλεσμα την καλύτερη και οικονομικότερη αξιοποίηση της ισχύος του ελκυστήρα. Κυρίως χρησιμοποιείται για την άροση. Με τη ρύθμιση αυτή, όταν το άροτρο συναντήσει έδαφος μεγαλύτερης αντίστασης, αυτομάτως ανυψώνεται μέχρις ότου η αντίσταση εξαιτίας του μικρότερου βάθους κατεργασίας, γίνει ίση με την προεπιλεγμένη. Όταν αντίθετα η αντίσταση είναι μικρότερη της προεπιλεγμένης το άροτρο βυθίζεται περισσότερο. Γίνεται φανερό έτσι σ' ένα έδαφος ετερογενές με μεγάλη διαφορά στη μηχανική του σύσταση το βάθος κατεργασίας δεν παραμένει σταθερό. Γενικά όμως οι διαφορές του εδάφους δεν είναι τόσο σημαντικές, οπότε οι διαφορές στο βάθος άροσης δεν είναι σημαντικές. Αντίθετα στις ανώμαλες επιφάνειες το άροτρο ακολουθεί τις ανωμαλίες του εδάφους.

Ο αυτοματισμός του συστήματος αυτού γίνεται όπως και στο προηγούμενο μέσω του υδραυλικού συστήματος με μηχανικές, υδραυλικές ή ηλεκτρονικές διατάξεις. Στην περίπτωση αυτή προεπιλέγεται η αντίσταση και το σύστημα συγκρίνει την προεπιλεγμένη αντίσταση και την αντίσταση που παρουσιάζεται κατά τη διάρκεια της εργασίας και ανάλογα ενεργοποιείται το υδραυλικό σύστημα είτε ανυψώνοντας είτε διατηρώντας είτε καταβιβάζοντας το εργαλείο.



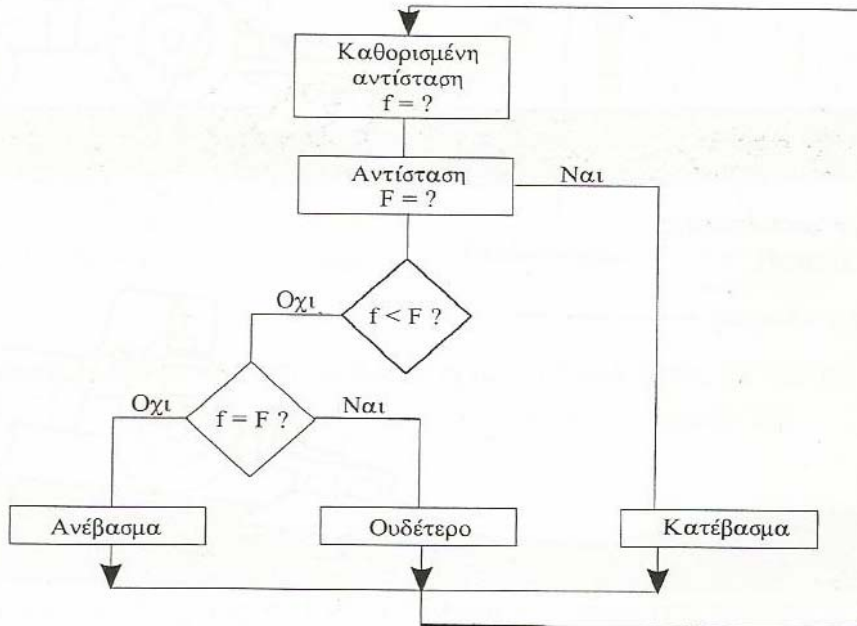
Σχήμα 1.8 Μηχανικός αυτοματισμός για ρύθμιση της θέσης των φερόμενων εργαλείων ανάλογα με την αντίσταση (draft control) [8].

Για παράδειγμα αν η αντίσταση ρυθμιστεί στα 20 KN, το σύστημα ανάλογα με την ευαισθησία που επιθυμείται, μπορεί να εργάζεται είτε μεταξύ 19 και 21 KN είτε σε ευρύτερα όρια π.χ. μεταξύ 17 και 23 KN. Για μια

ρύθμιση αρκετά ευαίσθητη π.χ. μεταξύ 19,5 και 20,5 KN το σύστημα στην πράξη αναιρείται.

Οι αισθητήρες στο σύστημα αυτό είτε βρίσκονται στους κατώτερους βραχίονες του συστήματος ανάρτησης τριών σημείων είτε στον ανώτερο.

Το Σχήμα 1.8 δείχνει σύστημα με μηχανικό αυτόματο σύστημα ενώ το Σχήμα 1.9 δείχνει λογικό διάγραμμα για σύστημα με διατάξεις ηλεκτρονικές.



Σχήμα 1.9 Λογικό διάγραμμα ελέγχου της θέσης των φερόμενων εργαλείων με ηλεκτρονική υποστήριξη [8].

1.4.11 Άλλες Ρυθμίσεις του Υδραυλικού Συστήματος

A) Ελεύθερη ρύθμιση

Στη θέση αυτή καμιά παρέμβαση ρύθμισης δε γίνεται από το υδραυλικό σύστημα. Το φερόμενο εργαλείο στηρίζεται στους τροχούς του και ακολουθεί τις ανωμαλίες του εδάφους. Η θέση αυτή χρησιμοποιείται για τις σπαρτικές μηχανές που φέρουν διασπαστικό σύστημα ενεργοποιούμενο από τροχούς επιφάνειας, χορτοκοπτικές μηχανές που φέρουν τροχούς και άλλα μηχανήματα. Αν δεν υπάρχει στο υδραυλικό σύστημα ειδική θέση για τη ρύθμιση αυτή μπορεί να επιτευχθεί το ίδιο αποτέλεσμα με την αυτόματη ρύθμιση θέσης καθορίζοντας το ύψος στο πιο χαμηλό δυνατό σημείο.

Το σύστημα ως προς τη λειτουργία και τα αποτελέσματα του δεν διαφέρει από το παλιό υδραυλικό σύστημα απλής ενέργειας.

B) Σύνθετος έλεγχος θέσης και φορτίου

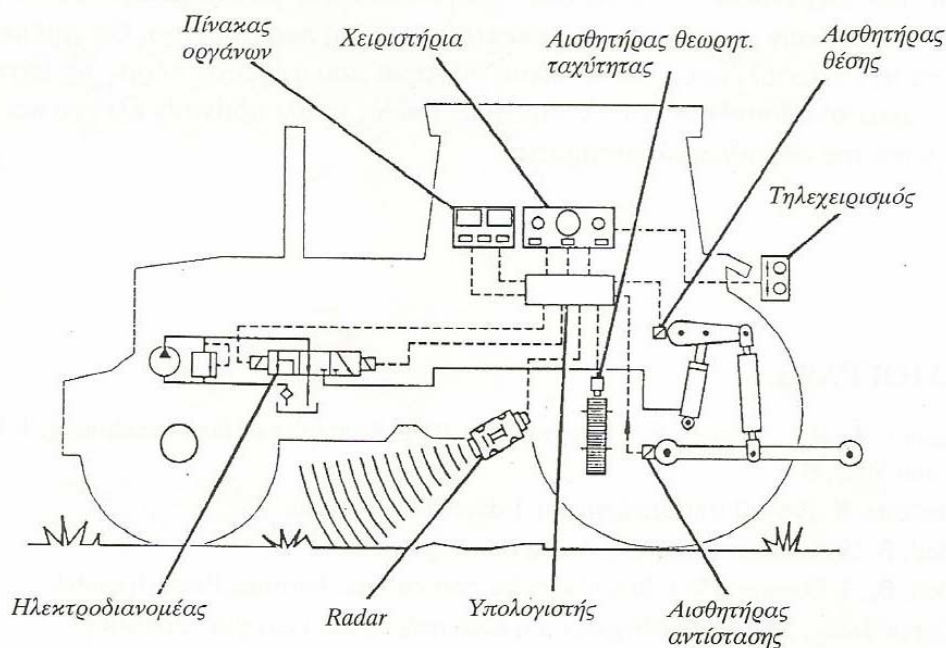
Ο σύνθετος έλεγχος συνδυάζει αφενός έλεγχο θέσης (position control) και αφετέρου έλεγχο φορτίου (draft control) με αποτέλεσμα να περιορίζονται

οι μεγάλες διακυμάνσεις στο βάθος κατεργασίας με άροτρο. Συνήθως χρησιμοποιείται σε ομαλά εδάφη, από άποψη τεχνοτροπίας, αλλά ετερογενή ως προς τη μηχανική τους σύσταση.

Γ) Έλεγχος της ολίσθησης των κινητήριων τροχών

Σε αρκετούς νεότερους τύπους ελκυστήρων, που χρησιμοποιούνται ηλεκτρονικές διατάξεις και μικροϋπολογιστές, είναι δυνατόν να γίνει έλεγχος και ρύθμιση της ολίσθησης των κινητήριων τροχών με αυτόματη παρέμβαση του υδραυλικού συστήματος.

Το σύστημα περιλαμβάνει ένα ραντάρ που μετρά την πραγματική ταχύτητα μετακίνησης του ελκυστήρα (Σχήμα 1.10). Ο υπολογιστής συγκρίνει την ταχύτητα αυτή με τη θεωρητική ταχύτητα των κινητήριων τροχών που προκύπτει από τη βαθμίδα σε εμπλοκή και την ταχύτητα περιστροφής του στροφαλοφόρου άξονα. Αν η υπολογισθείσα ολίσθηση ξεπερνά τα όρια που έχει προεπιλέξει ο χειριστής (περίπου 15% για βαριές εργασίες άροσης) τότε αυτόματα ενεργοποιείται το υδραυλικό σύστημα και ανυψώνει τα εργαλεία, ώστε να μην ξεπερνά η ολίσθηση τα όρια αυτά. Αν πάλι η ολίσθηση είναι πολύ χαμηλή, που σημαίνει όχι υψηλό βαθμό απόδοσης ισχύος στην έλξη, αυξάνεται το βάθος εργασίας.



Σχήμα 1.10 Αρχή λειτουργίας του συστήματος ελέγχου της ολίσθησης των κινητήριων τροχών με το υδραυλικό σύστημα ανάρτησης των εργαλείων [8].

Δ) Έλεγχος και μείωση των δονήσεων

Σε κάποιους νεότερους τύπους ελκυστήρων που χρησιμοποιούν ηλεκτρονικές διατάξεις και μικροϋπολογιστές είναι δυνατή η μείωση των

δονήσεων που προκαλούνται κατά τις μετακινήσεις των ελκυστήρων με φερόμενα εργαλεία. Το σύστημα καταγράφει κάθε δόνηση του ελκυστήρα και το υδραυλικό σύστημα τη μειώνει με αντίθετη κίνηση των φερομένων μηχανημάτων.

Όπως έγινε φανερό από την πιο πάνω ανάλυση οι αυτόματες ρυθμίσεις που επιτυγχάνονται με το υδραυλικό σύστημα των σύγχρονων ελκυστήρων έχουν ως αποτέλεσμα ανάπτυξη υψηλότερης ελκτικής δύναμης, βελτίωση του βαθμού απόδοσης ισχύος στην έλξη, καλύτερη ποιότητα εργασίας, μικρότερη συμπίεση του εδάφους, πιο άνετη εργασία για το χειριστή ο οποίος έχει κύριο μέλημα την ποιότητα της εργασίας χωρίς να χρειάζεται να προβαίνει συνεχώς σε νέες ρυθμίσεις.

Με τη χρησιμοποίηση τα τελευταία χρόνια και στους ελκυστήρες διατάξεων ηλεκτρονικών και μικροϋπολογιστών τα πλεονεκτήματα που αναφέρθηκαν γίνονται σημαντικότερα. Έτσι αντί για δύο χειριστήρια, που καθορίζουν το ένα τον έλεγχο θέσης και το άλλο τον έλεγχο φορτίου, στα συστήματα με βοηθητικά ηλεκτρονικά κυκλώματα υπάρχουν δύο ή ένας απλός διακόπτης με πιο εύκολο χειρισμό. Γενικά τα χειριστήρια των υδραυλικών συστημάτων απλοποιούνται και βέβαια επιτυγχάνονται και πολλές άλλες ρυθμίσεις πολύ αξιόπιστες και με ευαισθησία μεγαλύτερη των μηχανικών ή υδραυλικών ρυθμίσεων.

Στο μέλλον προβλέπεται ότι η χρήση βοηθητικών συστημάτων θα επεκταθεί ακόμη περισσότερο. Θα πρέπει πάντως να μην παραβλέπεται ότι το κύριο σύστημα που φέρει σε πέρας τις εργασίες είναι πάντα το υδραυλικό. Τα ηλεκτρονικά απλώς αναλαμβάνουν έλεγχο και ρύθμιση μέσω του υδραυλικού συστήματος.

1.5 ΦΡΕΖΕΣ

1.5.1 Γενικά

Οι φρέζες (περιστροφικά άροτρα) είναι μηχανήματα κατεργασίας του εδάφους που τα τελευταία χρόνια χρησιμοποιούνται ευρύτατα και στη γεωργία. Διακρίνονται σε φρέζες που φέρουν άξονα κάθετο προς τη διεύθυνση εργασίας (οι οποίες αποτελούν και την πλειοψηφία των φρεζών) και σε φρέζες που φέρουν άξονα κατακόρυφο.

Τα επιμέρους εξαρτήματά τους καλύπτονται για λόγους ασφαλείας του χειριστή από μεταλλικό πλαίσιο. Το πίσω μέρος του πλαισίου είναι αρθρωτό και η θέση του ρυθμίζεται κατάλληλα για περισσότερο ή λιγότερο (ανάλογα με τις απαιτήσεις) θρυμματισμό του εδάφους, το οποίο υποχρεωτικά με την αναστροφή του προσκρούει πάνω σε αυτό.

Οι φρέζες είναι εφοδιασμένες με:

- Με σύστημα ασφαλείας για την αντιμετώπιση, χωρίς βλάβες, τυχόν υπερβολικών αντιστάσεων που μπορεί να παρουσιαστούν κατά την εργασία.
- Κιβώτιο ταχυτήτων που φέρει γρανάζια για μετάδοση μιας ή περισσοτέρων ταχυτήτων κίνησης στη φρέζα.
- Εξαρτήματα για τη ρύθμιση του βάθους εργασίας

Η αλλαγή των ταχυτήτων γίνεται με κατάλληλο συνδυασμό των γραναζιών του κιβωτίου ταχυτήτων και είναι προφανές ότι η προτίμηση πρέπει να στρέφεται προς τα σύνολα εκείνα που απαιτούν το λιγότερο χρόνο και τη λιγότερη κούραση στη συναρμολόγηση ή αντικατάστασή τους. Οι φρέζες μπορεί ακόμη να φέρουν έκκεντρα και εξοπλισμό για την αυτόματη ή μη μετακίνηση και επαναφορά τους.

Οι σημερινές φρέζες με πλάτος μέχρι 1,80 m κατασκευάζονται με τέτοιο τρόπο ώστε να δουλεύουν σχεδόν όλες κεντρικά ή έκκεντρα, με γλίστρημα του ρότορα σε σχέση με το σασί με μηχανικό τρόπο. Υπάρχουν όμως και φρέζες που δουλεύουν αποκλειστικά έκκεντρα και χρησιμοποιούνται αποκλειστικά στις δενδρώδεις καλλιέργειες για την κατεργασία της λωρίδας εκείνης του εδάφους που βρίσκεται κοντά στους κορμούς και μεταξύ των δένδρων.

Η κίνηση λαμβάνεται από το δυναμοδοτικό άξονα του ελκυστήρα (P.T.O.) με αρθρωτό τηλεσκοπικό άξονα ο οποίος πρέπει να φέρει προστατευτικό κάλυμμα για την αποφυγή ατυχημάτων.

Οι φρέζες συνδυάζονται με διαξονικούς ελκυστήρες, αλλά προσαρμόζονται και σε μονοαξονικούς ελκυστήρες ή και σκαπτικά μηχανήματα. Εργάζονται συνήθως σε ταχύτητες P.T.O. $(540 \pm 10)RPM$ αλλά μπορούν να εργαστούν ακόμη και σε ταχύτητες 1000RPM. Κάτω από αυτές τις συνθήκες στροφών του P.T.O. οι φρέζες μπορούν να εργαστούν με 6 ή ακόμη και με περισσότερες διαφορετικές ταχύτητες περιστροφής. Επίσης μπορούν να συνεργάζονται με καλλιεργητές που φέρουν ελάσματα, καθώς και με άροτρα, οπότε επιτυγχάνεται ταυτόχρονη κατεργασία του εδάφους σε δύο διαφορετικά στρώματα.



Εικόνα 1.5 Η φρέζα παίρνει κίνηση από το P.T.O. [12].

Γενικά οι φρέζες είναι κατάλληλες για εργασίες σε κάθε είδους έδαφος, ακόμη και σε αργιλώδη, αρκεί να μην περιέχουν πέτρες, να μην είναι χαλκώδη και να μην είναι πολύ σκληρά και πατημένα γιατί τότε είναι δυνατό να έχουμε αυξημένη φθορά ή και ζημιές ακόμη στις σκαπτικές λεπίδες. Πάντως σε εδάφη με ιδιαιτερότητες το βάθος εργασίας δεν ξεπερνά τα 10 περίπου εκατοστά.

Οι εργασίες που εκτελούνται με τις φρέζες μπορεί να είναι εργασίες προετοιμασίας της σποροκλίνης αλλά και εργασίες που έχουν να κάνουν με τη φροντίδα μετά το φύτεμα του σπόρου ή το φύτεμα (π.χ. σκαλίσματα). Τέτοιες εργασίες είναι οι φθινοπωρινές που προηγούνται της σποράς των σιτηρών, οι ανοιξιάτικες που αφορούν τις δενδρώδεις καλλιέργειες και οι καλοκαιρινές και χειμερινές σε αντικατάσταση των αρόσεων.

Το βασικότερο πλεονέκτημα των φρεζών είναι η δυνατότητα κατάλληλης προετοιμασίας του εδάφους για σπορά ή για φύτεμα με ένα και μόνο πέρασμά τους στο χωράφι.

Άλλα πλεονεκτήματα των φρεζών είναι:

- Η αποτελεσματικότητά τους στην εκρίζωση των ζιζανίων.
- Η δυνατότητα ψιλοτεμαχισμού των φυτικών υπολειμμάτων.
- Η ικανότητα τέλει ανάμειξης με το καλλιεργούμενο έδαφος των οργανικών και χημικών λιπασμάτων.

- Η ανάμειξη της επιφανειακής βλάστησης και του επιφανειακού εδάφους με τα υποκείμενα στρώματα μέχρι το βάθος των 20-25 cm υποβοηθώντας έτσι την αύξηση της γονιμότητας του εδάφους.
- Η ικανότητα καλλιέργειας με μεγαλύτερη άνεση, σε σχέση με άλλα μέσα, επικλινών εδαφών, εδαφοτεμαχίων ακανόνιστου σχήματος, αμπελώνων, δένδρων και γραμμικών καλλιεργειών.

Όμως η χρήση της φρέζας έχει και ορισμένα μειονεκτήματα, όπως:

- Το μικρό βάθος κατεργασίας του εδάφους που οφείλεται στη μικρή διάμετρο των φρεζών.
- Τη δυσκολία να επιτύχουμε στην πράξη τον επιθυμητό θρυμματισμό του εδάφους.
- Την αυξημένη καταπόνηση και φθορά των λεπίδων που γι' αυτόν το λόγο θα πρέπει να κατασκευάζονται από χάλυβα υψηλής αντοχής.
- Τη σχετικά περίπλοκη κατασκευή των φρεζών που απαιτεί προσεκτική και διαρκή συντήρηση όλων των μερών και κυρίως των γραναζιών, των αλυσίδων και άλλων ευαίσθητων σημείων.
- Την απορρόφηση αυξημένης ισχύος που σε ορισμένες περιπτώσεις φτάνει και στο διπλάσιο της ισχύος ενός κοινού αρότρου.

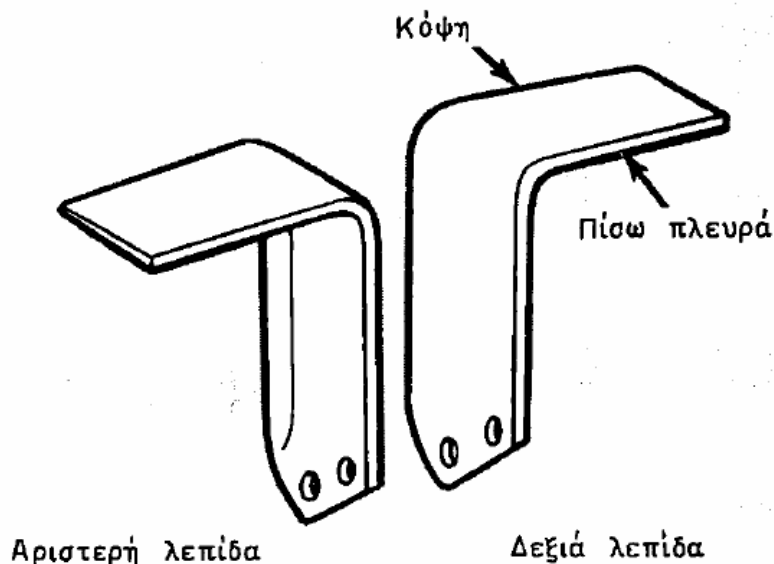
Για τη σωστή συντήρηση των φρεζών είναι απαραίτητο να γίνονται οι παρακάτω εργασίες:

- ΟΙ σκαπτικές λεπίδες που έχουν παραμορφωθεί πρέπει να επιδιορθώνονται και αυτές που έχουν πάθει σημαντική φθορά να αντικαθίστανται.
- Να λιπαίνονται τα σημεία γρασαρίσματος του τηλεσκοπικού άξονα και να ελέγχονται τα μπουαγιέ των τροχών και τα ρουλεμάν.
- Καθημερινά πρέπει να ελέγχονται:
 1. Η στάθμη του λαδιού στο κιβώτιο ταχυτήτων και στο κάρτερ της αλυσίδας.
 2. Το κανονικό σφίξιμο των μπουλονιών και κυρίως εκείνων των μαχαιριών
 3. Η σωστή ρύθμιση και λειτουργία του συμπλέκτη ασφαλείας, το βάθος εργασίας και η κλίση του καλύμματος θρυμματιστή του εδάφους.
- Κατά διαστήματα, που ορίζονται από τον κατασκευαστή, πρέπει να καθαρίζονται και να λιπαίνονται το κιβώτιο ταχυτήτων και το κάρτερ.
- Γενικά να ακολουθούνται οι οδηγίες χρήσης που δίνονται από την κατασκευάστρια εταιρεία για να αποφεύγονται ατυχήματα και φθορές.

1.5.2 Λειτουργία της Φρέζας

Το στροφείο της φρέζας περιστρέφεται προς την ίδια διεύθυνση που περιστρέφονται και οι τροχοί του ελκυστήρα. Οι λεπίδες συνήθως στηρίζονται με βίδες σε δίσκους, που συγκρατούνται στον άξονα του στροφείου. Μπορούν εύκολα να μετακινηθούν ή να αφαιρεθούν ανάλογα με τον τρόπο κατεργασίας του εδάφους που επιθυμούμε.

Ανάλογα με τις συνθήκες του εδάφους και το ψιλοχωμάτισμα που επιθυμούμε τοποθετούνται δύο ή τρία ζεύγη αριστερών και δεξιών λεπίδων σε κάθε δίσκο. Αριστερή θεωρείται η λεπίδα εκείνη, που όταν βλέπουμε από το πίσω μέρος της φρέζας το άκρο που κόβει προεκτείνεται προς τα δεξιά (Σχήμα 1.11)

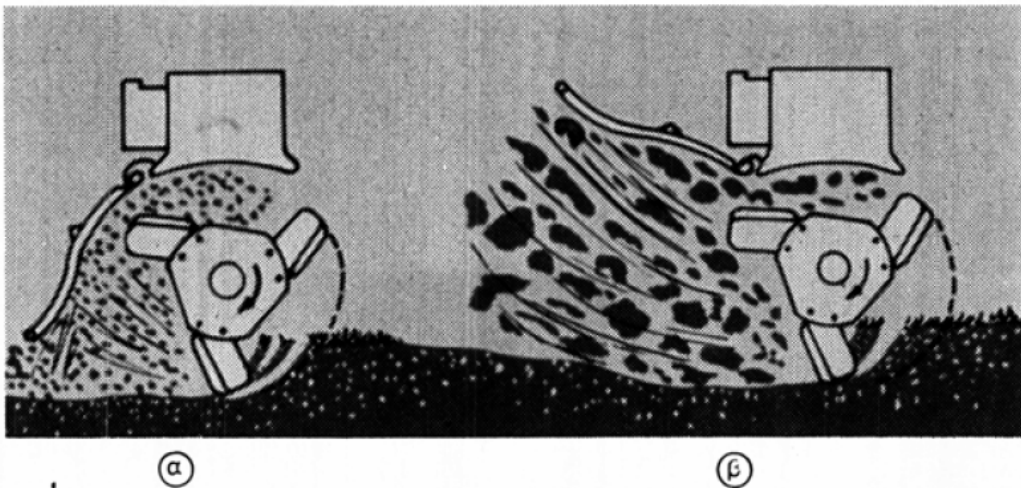


Σχήμα 1.11 Δεξιές και αριστερές λεπίδες φρέζας σχήματος L [7].

Γενικά για όλες τις φρέζες συνιστώνται τρία ζεύγη λεπίδων ανά δίσκο. Όταν το έδαφος είναι υγρό πρέπει να αφαιρείται το ένα ζεύγος από κάθε δίσκο για να μην μπουκώνει το στροφείο. Η ταχύτητα περιστροφής πρέπει να αυξάνεται όταν χρησιμοποιούνται δύο ζεύγη λεπίδων και οι λεπίδες που παρέμειναν πρέπει να τοποθετούνται συμμετρικά ώστε να κόβουν ομοιόμορφα το έδαφος. Με την αύξηση της ταχύτητας περιστροφής του στροφείου το έδαφος μετακινείται γρηγορότερα και το στροφείο δεν μπουκώνει. Με κανονικές συνθήκες οι λεπίδες στις περισσότερες φρέζες αυτοτροχίζονται.

Οι λεπίδες είναι τοποθετημένες στο στροφέιο σε σπειροειδή διάταξη. Με τη διάταξη αυτή κατά την περιστροφή του στροφείου οι λεπίδες αγγίζουν το έδαφος η μία μετά την άλλη και ποτέ δύο ή περισσότερες ταυτόχρονα. Αν δεν τοποθετηθούν οι λεπίδες με τη σπειροειδή αυτή διάταξη, η εργασία θα είναι ανομοιόμορφη και η φρέζα θα εργάζεται με δονήσεις.

Το μέγεθος της φέτας του εδάφους που κόβει κάθε λεπίδα εξαρτάται από την ταχύτητα κίνησης του ελκυστήρα, από τον αριθμό των λεπίδων που υπάρχουν σε κάθε δίσκο και από την ταχύτητα περιστροφής του στροφείου. Με σταθερή ταχύτητα περιστροφής του στροφείου, το πλάτος της φέτας που κόβουν οι λεπίδες μεταβάλλεται με την αυξομείωση της ταχύτητας κίνησης του ελκυστήρα. Με μικρή ταχύτητα κίνησης το έδαφος τεμαχίζεται περισσότερο ενώ με μεγαλύτερη ταχύτητα το έδαφος τεμαχίζεται λιγότερο.



Σχήμα 1.12 α) Όταν η φρέζα μετακινείται αργά αλλά το στροφέιο της περιστρέφεται με μεγάλη ταχύτητα το έδαφος ψιλοχωματίζεται περισσότερο.

β) Όταν η φρέζα μετακινείται γρηγορότερα αλλά το στροφέιο της περιστρέφεται με μικρότερη ταχύτητα το έδαφος ψιλοχωματίζεται λιγότερο

[7].

Η ταχύτητα περιστροφής του στροφείου μπορεί να αυξομειωθεί με τη μέσω του κιβωτίου ταχυτήτων. Οι στροφές του στροφείου κυμαίνονται μεταξύ 140 και 300 RPM. Όταν ο ελκυστήρας έχει σταθερή ταχύτητα κίνησης, με την αύξηση της ταχύτητας περιστροφής του στροφείου αυξάνεται και το ψιλοχωμάτισμα του εδάφους ενώ με λιγότερες στροφές το έδαφος ψιλοχωματίζεται λιγότερο.

Το ύψος του προφυλακτήρα πίσω από τη φρέζα επηρεάζει το ψιλοχωμάτισμα του εδάφους. Όταν ο προφυλακτήρας είναι κατεβασμένος, οι

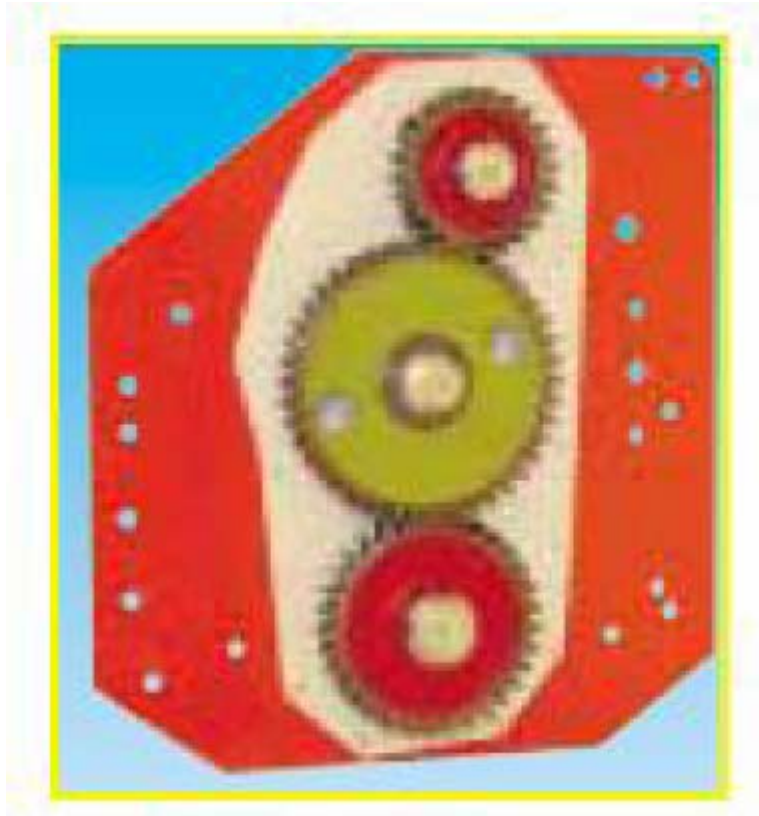
σβώλοι του εδάφους καθώς τινάζονται προς τα πίσω κτυπούν στον προφυλακτήρα και θρυμματίζονται ακόμη περισσότερο. Με ανασηκωμένο τον προφυλακτήρα το έδαφος ψιλοχωματίζεται λιγότερο.

Τέλος το βάθος κατεργασίας μπορεί να ρυθμιστεί με τα έλκηθρα ή με τον τροχό που υπάρχει για τον σκοπό αυτό.

Η μετάδοση της κινητήριας δύναμης στο δρομέα της φρέζας πραγματοποιείται είτε με αλυσίδα (καδένα) με τα διευθετήσιμα γρανάζια (Εικόνα 1.6) είτε μόνο με εμπλοκή τριών γραναζιών (Εικόνα 1.7).



Εικόνα 1.6 Μετάδοση με αλυσίδα [1].



Εικόνα 1.7 Μετάδοση με γράναζια [1].

2. ΣΤΟΙΧΕΙΑ ΜΗΧΑΝΩΝ

2.1 ΟΔΟΝΤΩΤΟΙ ΤΡΟΧΟΙ

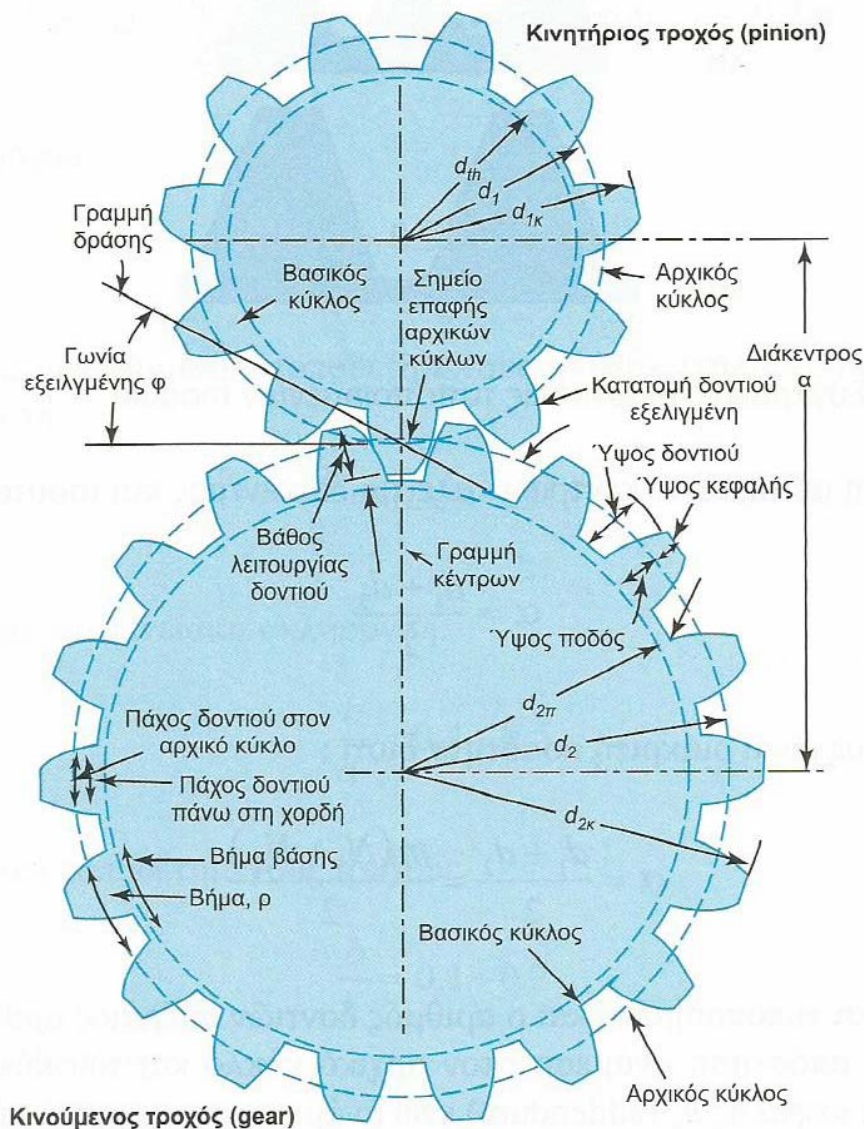
Η μετάδοση ισχύος σε μια βιομηχανική εγκατάσταση αποτελεί διαδικασία πολλών μετατροπών (π.χ μετατροπή μορφής και ταχύτητας κίνησης, όπως περιστροφικής κίνησης σε ευθύγραμμη). Αυτές οι μετατροπές διαμορφώνουν έναν τελικό συντελεστή ισχύος του εκάστοτε μηχανισμού μετάδοσης κίνησης. Το πρώτο στάδιο μιας τυπικής διαδικασίας μετάδοσης ισχύος είναι η μείωση (ή σπανιότερα η αύξηση) των στροφών του κινητήρα που συχνά συνδυάζεται με την αλλαγή του άξονα περιστροφής της μεταδιδόμενης κίνησης.

Η μετατροπή της κίνησης που παράγεται από την ενέργεια που μεταδίδει ένας κινητήρας στον άξονά του γίνεται από τους μειωτήρες στροφών, οι οποίοι, συχνά, αποτελούνται από οδοντωτούς τροχούς. Οι οδοντωτοί τροχοί ως μηχανισμοί αλλαγής του αριθμού των στροφών εξασφαλίζουν:

- (α) ασφάλεια λειτουργίας
- (β) ακριβή σχέση μετάδοσης
- (γ) δυνατότητα υπερφόρτισης
- (δ) μεγάλη διάρκεια ζωής και
- (ε) μεγάλο βαθμό απόδοσης.

Ο άξονας περιστροφής της κίνησης που μεταδίδει ο μειωτήρας μπορεί να είναι παράλληλος, τεμνόμενος ή ασύμβατος με τον άξονα του κινητήρα. Οι οδοντωτοί τροχοί που βρίσκονται στο κέλυφος ενός μειωτήρα μπορούν να είναι διαφόρων τύπων, όπως μετωπικοί, κωνικοί, κοχλιωτοί και το σύστημα ατέρμονα κοχλία - οδοντωτού τροχού.

Οδοντωτός τροχός ή γρανάζι ονομάζεται κάθε δίσκος που στην περιφέρειά του φέρει εσοχές και εξοχές, δηλαδή δόντια, σε κανονικά διαστήματα και είναι κατασκευασμένος, συνήθως, από μέταλλο ή οποιαδήποτε άλλο ανθεκτικό υλικό. Όλα τα δόντια ενός τροχού πρέπει να έχουν την ίδια μορφή, δηλαδή ίδιο ύψος, πάχος και μεταξύ τους απόσταση. Συνήθως, στους οδοντωτούς τροχούς διακρίνονται η πλήμνη, ο κορμός και η οδοντωτή στεφάνη ή οδόντωση. Σε μερικές κατασκευές η πλήμνη δεν ξεχωρίζει από τον κορμό. Η εμπλοκή δύο οδοντωτών τροχών γίνεται με την είσοδο των δοντιών του ενός στα αυλάκια του άλλου, οπότε όταν ο ένας τροχός τεθεί σε κίνηση, τίθεται και ο άλλος.



Σχήμα 2.1 Γεωμετρία οδοντωτών τροχών [3].

2.2 ΤΥΠΟΙ ΟΔΟΝΤΩΤΩΝ ΤΡΟΧΩΝ

Οι οδοντωτοί τροχοί κατηγοριοποιούνται σε μετωπικούς και κωνικούς με βάση της γεωμετρίας τους. Βάσει της μορφής της οδόντωσής του μπορούν να διαχωριστούν σε οδοντωτούς τροχούς με παράλληλη και κεκλιμένη οδόντωση. Τέλος, βάσει του εάν κινούν ή κινούνται χαρακτηρίζονται ως πινιόν και τροχοί.

Μετωπικοί οδοντωτοί τροχοί

Οι οδοντωτοί τροχοί αυτού του τύπου μεταδίδουν την κίνηση μεταξύ παράλληλων αξόνων. Η αρχική μεταλλική επιφάνεια από την κατεργασία της οποίας προκύπτουν έχει κυλινδρική μορφή και τα δόντια τους μπορεί να είναι παράλληλα, κεκλιμένα προς τον άξονα τους, ή να σχηματίζουν γωνία μεταξύ τους. Τα παράλληλα τοποθετημένα γρανάζια μπορούν να είναι σε επαφή είτε εξωτερικά είτε εσωτερικά (δηλαδή το ένα να είναι μέσα στο άλλο), ενώ η κεκλιμένη οδόντωση μπορεί να είναι είτε απλή είτε διπλή. Τα γρανάζια με κεκλιμένα ή ελικοειδή δόντια υπερτερούν των γραναζιών με ευθεία δόντια διότι έχουν μεγαλύτερη αντοχή και προκαλούν λιγότερο θόρυβο κατά τη λειτουργία τους.

Κωνικοί οδοντωτοί τροχοί με παράλληλη οδόντωση

Αυτοί οι τροχοί χρησιμοποιούνται για τη μετάδοση κίνησης σε τεμνόμενους ή ασύμβατους άξονες οι οποίοι έχουν μικρή σχετικά μεταξύ τους απόσταση. Η αρχική μεταλλική επιφάνεια, από την κατεργασία της οποίας προκύπτουν, έχει μορφή κόλουρου κώνου.



Εικόνα 2.1 Κωνικοί οδοντωτοί τροχοί [13].

Υπάρχουν διάφορα είδη κωνικών τροχών, ανάλογα με τη γωνία των ατράκτων (ορθή, οξεία ή αμβλεία γωνία), τη μορφή των οδόντων (ευθύγραμμο, λοξά και καμπυλωτά δόντια) και τη θέση των ατράκτων (τεμνόμενων και ασύμβατων). Στην περίπτωση που μεταδίδουν κίνηση σε ασύμβατες ατράκτους έχουν μικρότερο βαθμό απόδοσης από εκείνα που μεταδίδουν κίνηση σε τεμνόμενες ατράκτους διότι κατά τη λειτουργία τους αναπτύσσονται αυξημένες δυνάμεις τριβής ολίσθησης.

Η οδόντωση τροχών που μεταδίδουν κίνηση μεταξύ τεμνόμενων, υπό τυχούσα γωνία, ατράκτων είναι ευθεία, ελικοειδής ή αποτελείται από τόξα κύκλου ή τμήματα σπειροειδών καμπυλών, ενώ η οδόντωση τροχών που μεταδίδουν κίνηση μεταξύ αξόνων οι οποίοι είναι ασύμβατοι είναι ελικοειδής. Σε κάθε κωνικό οδοντωτό τροχό με ορισμένο αριθμό δοντιών, αντιστοιχεί ένας και μόνο ένας κωνικός τροχός. Δεν μπορεί να χρησιμοποιηθεί μεγαλύτερος τροχός γιατί τότε οι δύο κορυφές των κώνων στους οποίους ανήκουν οι τροχοί δεν συμπίπτουν.

Οι κωνικοί οδοντωτοί τροχοί με ευθείς οδόντες βρίσκουν εφαρμογή μόνο σε χαμηλούς αριθμούς στροφών π.χ σε μειωτήρες γενικής χρήσης μικρής ισχύος και με ταχύτητες μέχρι 6 m/s.

2.3 ΜΕΙΩΤΗΡΕΣ ΣΤΡΟΦΩΝ

Οι μειωτήρες στροφών είναι διατάξεις οδοντωτών τροχών οι οποίες επιτρέπουν τη μετάδοση κίνησης μεταξύ ατράκτων και τη μείωση των στροφών από την είσοδο στην έξοδο. Οι διάφοροι τύποι μειωτήρων καθορίζονται από την επιθυμητή μετατροπή της κίνησης και αξιοποιούν διάφορους τύπους γραναζιών ώστε να επιτύχουν τη ζητούμενη σχέση μετάδοσης. Έτσι, σε έναν ευθύγραμμο μειωτήρα που είναι μειωτήρας παράλληλων αξόνων χρησιμοποιούνται μετωπικά γρανάζια, ενώ στους γωνιακούς μειωτήρες χρησιμοποιούνται κωνικά γρανάζια ή ζεύγη ατέρμονα κοχλία – κορώνας.

Οι μειωτήρες μπορεί να είναι μονοβάθμιοι ή ν-βάθμιοι, για τους οποίους ισχύει ότι:

$$i_{o\lambda} = i_1 \cdot i_2 \cdot \dots \cdot i_n$$

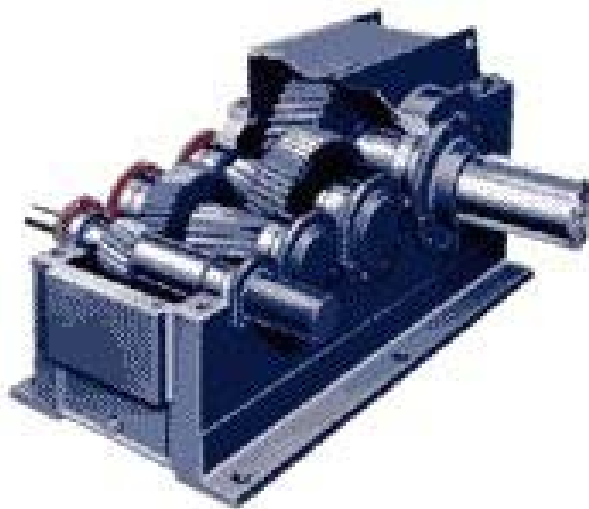
Μειωτήρας στροφών παράλληλων αξόνων

Το κέλυφος ενός διβάθμιου μειωτήρα συνήθως έχει τρεις οπές τοποθετημένες στις κορυφές ισοσκελούς τριγώνου ώστε να τοποθετηθούν σ' αυτές τρεις διατάξεις γραναζιών. Αυτό σημαίνει ότι η μείωση των στροφών γίνεται σε δύο στάδια. Σε μια τέτοια διάταξη τα δύο μικρότερα γρανάζια τοποθετούνται στις δύο οπές που συνιστούν τη βάση του τριγώνου, ενώ το

μεγάλο γρανάζι τοποθετείται στην κορυφή του ισοσκελούς τριγώνου. Τα γρανάζια μπορούν να έχουν ευθεία ή κεκλιμένα δόντια. Η διάταξη του μεγάλου γραναζιού περιλαμβάνει τον άξονα εξόδου με τις μειωμένες στροφές. Αυτός μπορεί να συνδέεται με το μηχανισμό στον οποίο πρέπει να μεταδοθεί η κίνηση μέσω φλάντζας.

Ο άξονας εξόδου μπορεί να είναι κοίλος και να προσαρμόζεται στο μεγάλο γρανάζι μέσω σφήνας. Στη διάταξη του γραναζιού εξόδου από το γρανάζι και προς την πλευρά του μειωτήρα μπορούν να παρεμβάλλονται κατά σειρά ανάμεσα σε δύο δακτυλίους ασφάλισης κοχλίας εξαγωνικός με ροδέλα ασφαλείας, ρουλεμάν και παρεμβύσματα. Μετά τον δεύτερο δακτύλιο ασφάλισης που βρίσκεται προς την πλευρά του μειωτήρα συνήθως τοποθετείται η τσιμούχα λαδιού. Οι δύο άλλες διατάξεις γραναζιών μπορούν να έχουν άξονες πινιόν προσαρμοσμένους, επίσης, με σφήνες πάνω στα γρανάζια, έχουν ρουλεμάν μπρος και πίσω από το κάθε γρανάζι και από την πλευρά της σύνδεσης με τον εξωτερικό μηχανισμό έχουν παρεμβύσματα και δακτυλίους ασφάλισης. Το κέλυφος του μειωτήρα στην πάνω πλευρά του φέρει βαλβίδα εξαερισμού και από την κάτω πλευρά το καπάκι κλεισίματος του και τη φλάντζα συναρμογής.

Στην κάθετη πλευρά απέναντι από τις τρύπες φέρει πινιόν, βιδωτές τάπες, τάπες κλεισίματος και ασφαλιστική τάπα.



Εικόνα 2.2 Μειωτήρας στροφών παράλληλων αξόνων [14].

Γωνιακός μειωτήρας με κωνικά γρανάζια

Στην περίπτωση αυτή υπάρχουν δύο οπές στη διαμήκη πλευρά του κελύφους και μια οπή στη μικρή πλευρά του κελύφους. Από την οπή αυτή τοποθετείται η διάταξη γραναζιού που συνδέεται με τον άξονα του κινητήριου μοτέρ.



Εικόνα 2.3 Γωνιακός μειωτήρας με κωνικά γρανάζια [14].

Ο άξονας πινιόν συνδέεται με σφήνα με μετωπικό γρανάζι με κεκλιμένα δόντια. Ο άξονας εισόδου φέρει στην άκρη του από την πλευρά του κινητήριου μοτέρ κωνική οδόντωση και μέσω αυτής συνδέεται με το μηχανισμό εισόδου. Μεταξύ γραναζιού και μηχανισμού εισόδου μπορούν να τοποθετηθούν δύο ρουλεμάν και ανάμεσά τους παρεμβύσματα. Στη διαμήκη πλευρά του κελύφους προσαρμόζονται δύο διατάξεις γραναζιών. Η μία συνιστά τη διάταξη εξόδου που μπορεί να έχει και το μεγάλο μετωπικό γρανάζι με κεκλιμένα δόντια.

Ο άξονας εξόδου συνδέεται με το γρανάζι με δύο σφήνες. Από τη μια πλευρά του γραναζιού είναι τοποθετημένα κατά σειρά, ρουλεμάν, παρεμβύσματα, δακτύλιος ασφάλισης και τάπα κλεισίματος. Από την άλλη πλευρά της διάταξης του γραναζιού εξόδου είναι τοποθετημένα κατά σειρά αποστατικός δακτύλιος, ρουλεμάν, δακτύλιος ασφάλισης και τσιμούχα λαδιού.

Η δεύτερη διάταξη που προσαρμόζεται στη διαμήκη πλευρά του κελύφους είναι αυτή του κωνικού γραναζιού που αποτελεί και το κλειδί της μετατροπής της κίνησης. Αυτή μπορεί να διαθέτει κωνικό γρανάζι συνδεδεμένο με μια σφήνα με άξονα πινιόν.

Η διάταξη αυτή μετατροπής της διεύθυνσης της κίνησης, (η οποία παράλληλα συνιστά και ένα στάδιο μείωσης των στροφών), φέρει και από τις δύο πλευρές του κωνικού γραναζιού από ένα ρουλεμάν, δακτυλίους ασφάλισης παρεμβύσματα και τάπες κλεισίματος. Το κέλυφος από την πλευρά του μηχανισμού εισόδου φέρει το καπάκι του μειωτήρα, ενώ από την απέναντι πλευρά μπορεί να φέρει πινιόν. Στην πάνω πλευρά του κελύφους μπορεί να τοποθετηθεί η βαλβίδα εξαερισμού.

Μειωτήρας ατέρμονα κοχλία – κορώνας

Αυτός ο τύπος προσομοιάζει στο γωνιακό μειωτήρα, αλλά στη διάταξη του γραναζιού που συνδέεται με το μηχανισμό εισόδου εκτός από ένα μετωπικό γρανάζι με κεκλιμένα δόντια υπάρχει και ο άξονας της διάταξης που είναι ένας ατέρμονας κοχλίας. Στην κάθετη πλευρά του κελύφους μπορεί να προσαρμόζεται μόνο μια διάταξη γραναζιού, η διάταξη εξόδου, η οποία φέρει και το γρανάζι τύπου κορώνας.

Πλανητικοί μειωτήρες

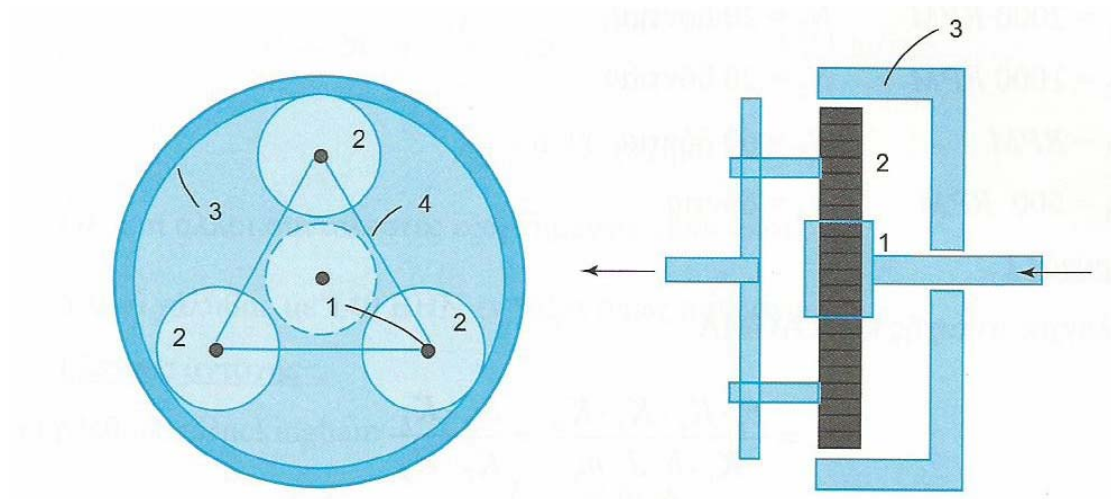
Στους πλανητικούς μειωτήρες υπάρχει ένα κεντρικό γρανάζι που καταλαμβάνει τη θέση του ήλιου και μια σειρά γραναζιών πλανητών που συνδέονται με τα δόντια του κεντρικού γραναζιού. Στους πλανητικούς μειωτήρες συνηθέστατα ο άξονας εξόδου είναι φλαντζωτός. Αυτό προσφέρει συγκεκριμένα πλεονεκτήματα όπως τη δυνατότητα διαχείρισης υψηλών ακτινικών φορτίων και οικονομία επιτυγχάνεται στην κατανάλωση ισχύος, διότι το οδηγούμενο φορτίο συνδέεται απευθείας με το κινητήριο σύστημα χωρίς τα συνήθη στοιχεία σύνδεσης (π.χ κόμπλερ, αντάπτορες, κ.λ.π). Πρέπει να σημειωθεί ακόμα πως στους περισσότερους πλανητικούς μειωτήρες η λίπανση γίνεται με συνθετικό λάδι, το οποίο διαρκεί καθ' όλη τη διάρκεια ζωής του μειωτήρα.

Οι πλανητικοί μειωτήρες παρουσιάζουν ορισμένα χαρακτηριστικά που τους διακρίνουν από τους συνήθεις μειωτήρες. Το βασικότερο είναι η, κατά κανόνα, χαμηλή ισχύς λειτουργίας τους και η μεγάλη ακρίβεια ρύθμισης που επιτυγχάνουν. Χαρακτηρίζονται, επίσης, από το ότι μολονότι επιτυγχάνουν σημαντικές σχέσεις μείωσης και αρκετά μεγάλες ροπές εξόδου κατασκευάζονται σε μικρά σχετικά μεγέθη. Κάποια άλλα χαρακτηριστικά τους είναι η αυξημένη μηχανική απόδοση τους και η ιδιαίτερα αθόρυβη λειτουργία τους.

Υπάρχει ακόμα η δυνατότητα χρησιμοποίησής τους σε εφαρμογές υψηλών απαιτήσεων και εν γένει έχουν μεγάλη διάρκεια ζωής και προσφέρουν μεγάλη αξιοπιστία. Μάλιστα, σε ορισμένες εφαρμογές όπως σε αυτοκινούμενες υπερκατασκευές χρειάζεται να διαχειριστούν πολύ μεγάλα φορτία.

Οι πλανητικοί μειωτήρες χρησιμοποιούνται συχνά σε συστήματα ελέγχου κίνησης (motion control systems). Βρίσκουν ενδιαφέρουσα εφαρμογή στα πιο εξελιγμένα από αυτά τα συστήματα όπως στα συστήματα ρομποτικής και τούτο γιατί προσφέρουν υψηλή ακρίβεια θέσης συνδεδεμένοι με ειδικές διατάξεις με τους σερβοκινητήρες και τους βηματικούς κινητήρες οι οποίοι ενεργοποιούν τους μηχανισμούς κίνησης στα συστήματα αυτά.

Με την εξέλιξη της τεχνολογίας των πλανητικών μειωτήρων έχουν αναπτυχθεί πολλαπλές δυνατότητες οδήγησης σε μοντέλα πλανητικών μειωτήρων. Έτσι, υπάρχουν πλανητικοί μειωτήρες που οδηγούνται από ηλεκτροκινητήρα, από υδραυλικό κινητήρα ή από ελεύθερο άξονα.



Σχήμα 2.2 Λειτουργικό διάγραμμα πλανητικού μηχανισμού [3].

2.4 ΠΛΕΟΝΕΚΤΗΜΑΤΑ ΚΑΙ ΜΕΙΟΝΕΚΤΗΜΑΤΑ ΤΩΝ ΟΔΟΝΤΩΤΩΝ ΤΡΟΧΩΝ

Πλεονεκτήματα των οδοντωτών τροχών:

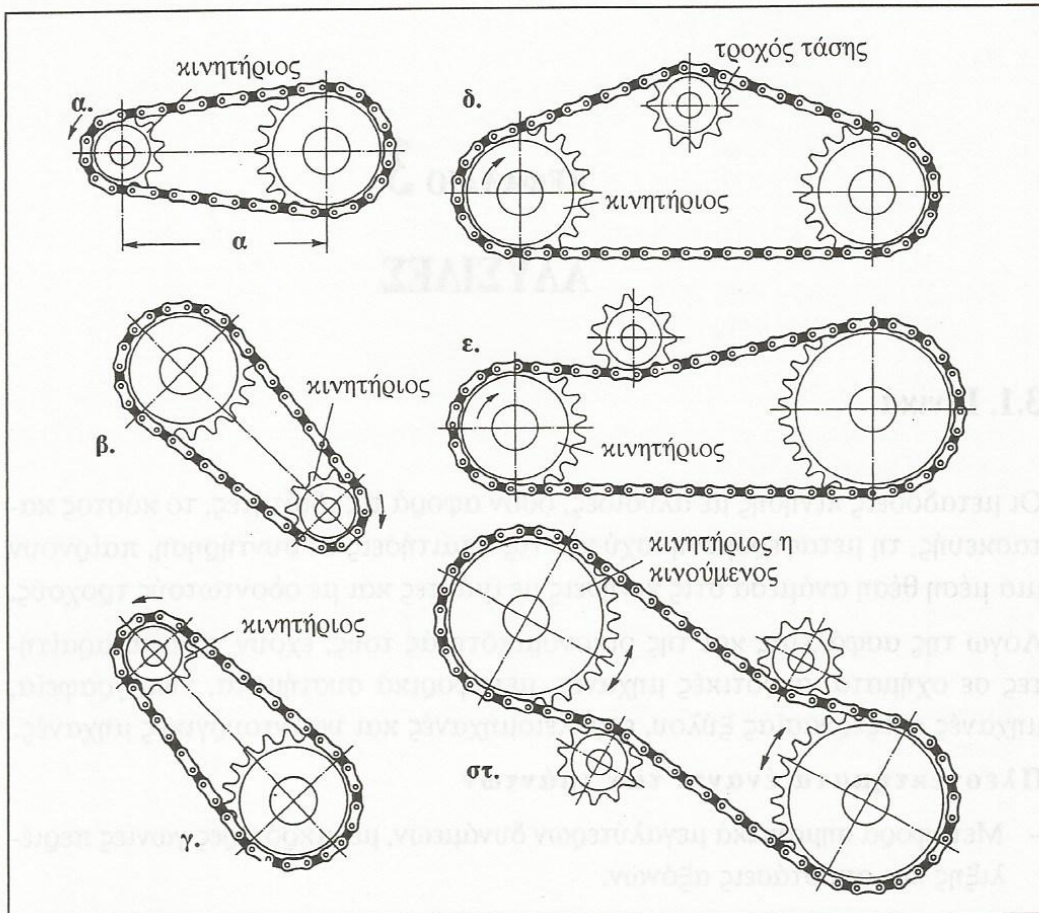
1. Παρουσιάζουν κατά τη λειτουργία τους σταθερή σχέση μετάδοσης. Αυτό οφείλεται στην εμπλοκή των δοντιών που εμποδίζει την απώλεια στροφών κατά τη μεταφορά από τη μία άτρακτο στην άλλη.
2. Παρουσιάζουν μεγάλη διάρκεια ζωής.
3. Χρειάζονται μικρή συντήρηση.
4. Μπορούν να συνδέσουν άτρακτους που βρίσκονται σε οποιαδήποτε διάταξη.
5. Τα περισσότερα είδη των οδοντωτών τροχών μεταδίδουν την κίνηση χωρίς μεγάλη απώλεια ισχύος, δηλαδή έχουν καλό βαθμό απόδοσης. Αυτός εξαρτάται από το είδος των τροχών, την καλή κατασκευή και την κατάλληλη λίπανση.
6. Μπορούν να μεταφέρουν πολύ μεγάλες ισχύεις.

Μειονεκτήματα των οδοντωτών τροχών:

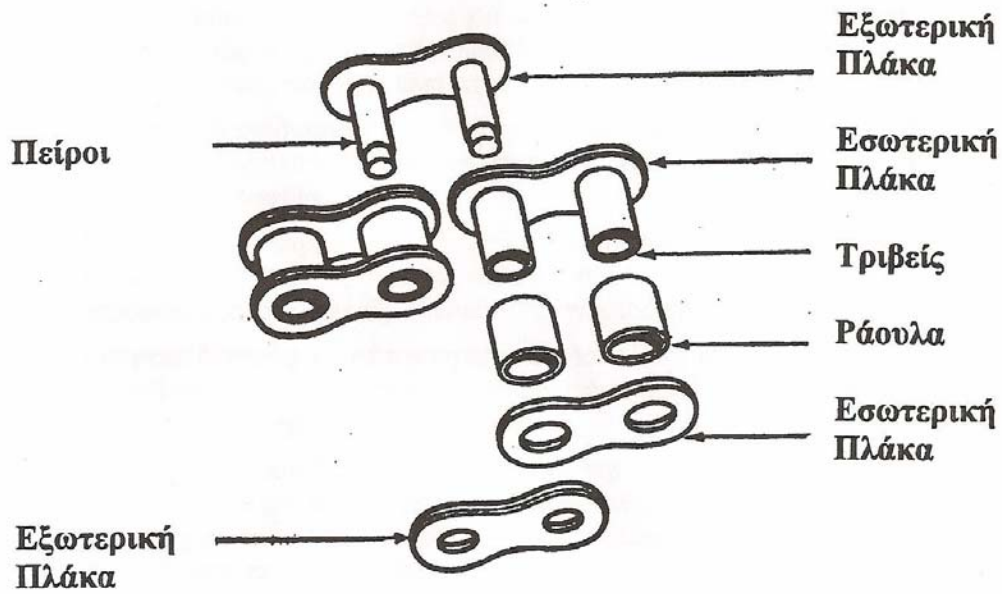
1. Μεταδίδουν την κίνηση χωρίς ελαστικό τρόπο. Δεν έχουν καμιά δυνατότητα παραλαβής κρουστικού φορτίου.
2. Παρουσιάζουν αυξημένο κόστος. Μερικά είδη τροχών κατασκευάζονται αρκετά δύσκολα και απαιτούν ειδικά μηχανήματα κατεργασίας.
3. Απαιτούν ακρίβεια κατασκευής και τοποθέτησης γιατί διαφορετικά κάνουν θόρυβο και φθείρονται γρήγορα. Αυτό γίνεται περισσότερο έντονο σε μεγάλες ταχύτητες.

2.5 ΑΛΥΣΟΚΙΝΗΣΗ

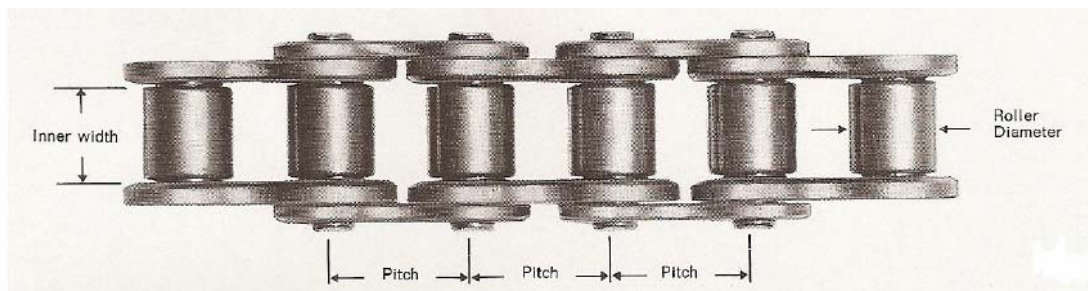
Η διάταξη της αλυσοκίνησης αποτελείται στην απλούστερη μορφή της από δυο αλυσοτροχούς που είναι προσαρμοσμένες στην κινητήρια και στην κινούμενη άτρακτο και από μια κλειστή αλυσίδα κινήσεως που τους συνδέει.



Σχήμα 2.3 Διατάξεις αλυσοκινήσεων α. οριζόντια, β. υπό γωνία $\max 60^\circ$, κινητήριος τροχός κάτω, γ. υπό γωνία $\max 60^\circ$, κινητήριος τροχός άνω, δ. με εσωτερικό τροχό τάσης, ε. με εξωτερικό τροχό τάσης, στ. με δύο τροχούς τάσης για εναλλαγή της φοράς περιστροφής [6].



Σχήμα 2.4 Στοιχεία αλυσίδας [4].



Σχήμα 2.5 Βασικές διαστάσεις αλυσίδας κίνησης [4].

Οι τροχοί έχουν στην περιφέρεια τους διαμορφωμένα δόντια ειδικής μορφής τα οποία εμπλέκονται σχεδόν χωρίς τριβή με τα στοιχεία της αλυσίδας.

Η μορφή των αλυσοτροχών εξαρτάται βασικά από το μέγεθος της ροπής στρέψης την οποία παραλαμβάνουν και από τον αριθμό των δοντιών που πρέπει να έχουν. Με αριθμό οδόντων $z < 30$ και ταχύτητα κίνησης αλυσίδας $u < 7$ κατασκευάζονται από χάλυβα υψηλής αντοχής, ενώ με $u > 7$ κατασκευάζονται από χάλυβες επιβελτιώσεως ή ακόμα και από χάλυβες βαφείς. Με αριθμό οδόντων $z > 30$ κατασκευάζονται από χυτοσίδηρο ή χυτοχάλυβα για μεσαίες ταχύτητες αλυσίδας, ενώ για υψηλές ταχύτητες κατασκευάζονται από επιβελτιωμένο χάλυβα.

Οι τροχοί εντάσεων-ολισθητήρες χρησιμοποιούνται όταν σε μια αλυσοκίνηση δεν μπορούν να εκπληρωθούν οι προϋποθέσεις που να εξασφαλίζουν μια κανονική λειτουργία, τότε πρέπει στον ελκόμενο κλάδο να

τοποθετηθούν τέτοιοι τροχοί. Για παράδειγμα όταν στον ελκόμενο κλάδο έχουμε μεγάλο μήκος, σημεία που να εμποδίζουν την αλυσίδα ή θέλουμε να αυξήσουμε την γωνία τυλίξεως της αλυσίδας τοποθετούνται ένας ή περισσότεροι τανυστήρες.

Οι αλυσίδες χωρίζονται γενικά σε δυο κατηγορίες :

- Στις αρθρωτές αλυσίδες ή αλυσίδες κινήσεως και
- Στις κοινές κρικωτές αλυσίδες



Εικόνα 2.4 Απλή αλυσίδα [4].



Εικόνα 2.5 Πολλαπλές αλυσίδες (triplex) [4].



Εικόνα 2.6 Αλυσίδα τύπου leaf [4].



Εικόνα 2.7 Αλυσίδα αγροτικών μηχανημάτων [4].



Εικόνα 2.8 Αλυσοτροχός [3].

Οι αλυσίδες κινήσεως είναι κατάλληλες για αλυσοκινήσεις. Αποτελούνται από ένα μεγάλο αριθμό στοιχείων που είναι συνήθως άρτιος. Τα στοιχεία αυτά είναι δύο ειδών: τα εσωτερικά και τα εξωτερικά. Τα εσωτερικά στοιχεία αποτελούνται από πλευρικά ελάσματα που στερεώνονται στα άκρα σωληνωτών τριβέων (δακτυλιδιών). Τα εξωτερικά στοιχεία αποτελούνται από τα εξωτερικά ελάσματα και τους πείρους. Με αποτέλεσμα να δημιουργείται άρθρωση σε κάθε στοιχείο και να παίρνει έτσι την μορφή της τροχαλίας όταν αυτή εμπλέκεται στην περιφέρεια της. Μπορούν να κατασκευαστούν και σε περισσότερες από μια παράλληλες σειρές στοιχείων για να αντέχουν σε μεγαλύτερα φορτία.

Για να μπορούν να συνεργαστούν οι αλυσοτροχοί με την αλυσίδα πρέπει να έχουν όπως και στα γρανάζια το ίδιο βήμα (p), το οποίο στην αλυσίδα είναι η απόσταση από το κέντρο του ενός πείρου στο κέντρο του άλλου.

Οι αλυσίδες διακρίνονται στα εξής είδη:

- α) με πείρους
- β) με πείρους και δακτυλίδια
- γ) με ράουλα
- δ) οδοντωτές αλυσίδες.

Το κάθε είδος επιλέγεται ανάλογα με τις δυνάμεις-ροπές και ταχύτητες που θα παίρνει η αλυσίδα.

Οι αλυσοκινήσεις μπορεί να χρησιμοποιηθούν με ασφάλεια για περιφερειακές ταχύτητες μέχρι 20 m/s.

Έχουν μεγάλο εύρος εφαρμογών, λόγω κυρίως της ασφάλειας και της οικονομικότητάς τους. Χρησιμοποιούνται πολύ σε οχήματα, αγροτικές μηχανές, εργαλειομηχανές, μεταφορικά συστήματα κ.τ.λ.

Η λίπανση είναι ένας από τους σημαντικότερους παράγοντες που επηρεάζουν την διάρκεια ζωής μίας αλυσίδας, των γραναζιών καθώς και των ρουλεμάν. Η περιοδική τους λίπανση με λάδι ή λίπος (γράσσο) είναι αρκετή για να φτάσουν τη μέγιστη δυνατή διάρκεια ζωής τους. Ο περιοδικός τους καθαρισμός με πετρέλαιο από τις διάφορες τυχόν ακαθαρσίες που θα έχουν επικαθήσει στις επιφάνειες τριβής τους είναι οπωσδήποτε ένα καλό προληπτικό μέτρο για την αποφυγή υπερβολικής φθοράς τους.

2.6 ΠΛΕΟΝΕΚΤΗΜΑΤΑ ΚΑΙ ΜΕΙΟΝΕΚΤΗΜΑΤΑ ΤΩΝ ΑΛΥΣΟΚΙΝΗΣΕΩΝ

Πλεονεκτήματα των αλυσοκινήσεων:

1. Μεταφέρουν την κίνηση από την κινητήρια στην κινούμενη άτρακτο χωρίς απώλεια στροφών. Αυτό οφείλεται στην ύπαρξη των δοντιών και των κρίκων της αλυσίδας. Συνεπώς είναι κατάλληλες για μεταφορά κίνησης με σταθερή σχέση μετάδοσης.
2. Παρουσιάζουν μεγάλη ευκαμψία γιατί η αλυσίδα αποτελείται από αρθρωτούς κρίκους.
3. Είναι κατάλληλες για μεταφορά κίνησης σε μεγάλες αποστάσεις.
4. Έχουν δυνατότητα μετάδοσης κίνησης σε περισσότερες από μία ατράκτους με την ίδια ή διαφορετική φορά περιστροφής.
5. Δεν καταπονούν τις ατράκτους και τα έδρανα όπως συμβαίνει στις ιμαντοκινήσεις και στις οδοντοκινήσεις.
6. Καταλαμβάνουν μικρότερο χώρο από ότι οι ιμαντοκινήσεις.
7. Συναρμολογούνται και αποσυναρμολογούνται εύκολα.

Μειονεκτήματα των αλυσοκινήσεων:

1. Μεταδίδουν την κίνηση χωρίς ελαστικότητα κι έτσι δεν μπορούν να απορροφήσουν κρουστικά φορτία όπως οι ιμαντοκινήσεις.
2. Απαιτούν συντήρηση (καθαρισμό, λίπανση) ενώ οι ιμαντοκινήσεις δεν χρειάζονται.
3. Δεν εργάζονται καλά σε υψηλές στροφές και δεν μπορούν να μεταφέρουν μεγάλη ισχύ όπως μεταφέρουν οι οδοντωτοί τροχοί.
4. Είναι ακριβότερες από τις ιμαντοκινήσεις.
5. Δεν μπορούν να λειτουργήσουν με διασταυρούμενη διάταξη όπως λειτουργούν οι ιμαντοκινήσεις.
6. Κάνουν περισσότερο θόρυβο από τους τραπεζοειδείς και τους οδοντωτούς ιμάντες.

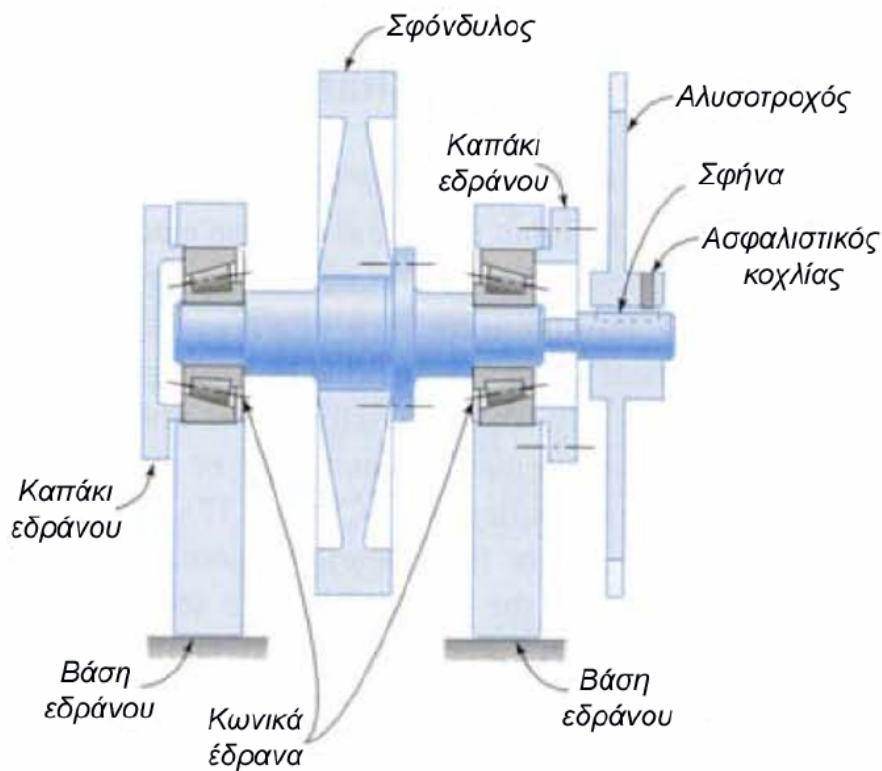
2.7 ΑΞΟΝΕΣ-ΑΤΡΑΚΤΟΙ

Άξονας είναι ένα περιστρεφόμενο στοιχείο συνήθως κυκλικής διατομής (πλήρους ή σωληνωτής) που χρησιμοποιείται για να μεταφέρει ισχύ ή κίνηση.

Άτρακτος είναι ένα μη περιστρεφόμενο στοιχείο που δεν μεταφέρει ροπή και χρησιμοποιείται για να στηρίζει περιστρεφόμενους τροχούς, τροχαλίες κ.τ.λ.

Καταπονήσεις:

- Καμπτική παραμόρφωση
- Στρεπτική παραμόρφωση
- Κλίση στα έδρανα και στοιχεία επί του άξονα.
- Διατμητικές παραμορφώσεις οφειλόμενες σε εγκάρσια φόρτιση αξόνων μικρού μήκους



Σχήμα 2.6 Παράδειγμα άξονα [3].

Οι άξονες γενικά έχουν τη γεωμετρία ενός κυλίνδρου με διαφορετικές διαμέτρους κατά μήκος. Οι διαφορετικές διαμέτροι κάθε βήματος χρησιμοποιούνται για να εξασφαλίσουν με ακρίβεια την ακτινική θέση των εδράνων, των γραναζιών, των τροχαλιών κ.τ.λ.

Οι μεταβολές διαμέτρων κάθε βήματος χρησιμοποιούνται για να εξασφαλίσουν με ακρίβεια την αξονική θέση των εδράνων, γραναζιών τροχαλιών κ.τ.λ.

Υλικά αξόνων:

Οι άξονες κατασκευάζονται συνήθως από χάλυβα γενικής χρήσεως ή ειδικούς σκληρημένους χάλυβες ανάλογα με την εφαρμογή. Οι μηχανολογικές τους ιδιότητες παρουσιάζονται εν συντομία στον πίνακα που ακολουθεί.

Πίνακας 2.1 Μηχανολογικές ιδιότητες υλικών αξόνων [3]

Χαρακτηρισμός	Αντοχή εφελκυσμού N/mm ²	Σκληρότητα Vickers	Όριο διαρκούς Αντοχής N/mm ²	Όριο διαρκούς αντοχής σε στρέψη, N/mm ²	
St 42-2	420...500 ⁽¹⁾	115 (450)*	220	150	180
St 50-2	500...600 ⁽¹⁾	135 (530)	260	180	210
St 60-2	600...720 ⁽¹⁾	165 (720)	300	210	230
St 70-2	700...850 ⁽¹⁾	190	340	240	260
C 22, Ck 22	500...650 ⁽²⁾	150	280	190	250
C 35, Ck 35	590...740 ⁽²⁾	140 (530)	330	230	300
C 15, Ck 45	670...820 ⁽²⁾	170 (720)	370	260	340
25Cr, Mo 4	800...950 ⁽²⁾	186 (610)	430	300	450
34Cr, 4	900...1100 ⁽²⁾	229 (670)	480	330	550
C 15, Ck 15	500...650 ⁽³⁾	140 (840)	260	180	210
16Mn Cr 5	800...1100 ⁽³⁾	210 (840)	390	270	430

1 = Χάλυβας γενικής χρήσης
 2 = Χάλυβας βελτιωμένος
 3 = Ειδικός χάλυβας

* σε παρένθεση το όριο επιφανειακής σκλήρυνσης

Οι άξονες που καταπονούνται σε στατικό φορτίο σε ένα ή δύο επίπεδα υπολογίζονται όπως μια δοκός κυκλικής διατομής, ενώ για τον υπολογισμό αξόνων σε δυναμική καταπόνηση δηλαδή σε τάσεις που μεταβάλλονται με τον χρόνο χρησιμοποιούμε κριτήρια ή θεωρίες από τις οποίες προκύπτει η ισοδύναμη στατική τάση με την οποία γίνεται ο υπολογισμός.

2.8 ΣΤΡΟΦΕΙΣ

Τα μέρη του άξονα ή της ατράκτου, που στηρίζονται, λέγονται στροφείς, τα στοιχεία δε που δέχονται τους στροφείς είναι οι *τριβείς των εδράνων*. Οι άτρακτοι, μαζί με τους στροφείς, τα έδρανα, τις τροχαλίες και τους συνδέσμους αποτελούν τον απαραίτητο εξοπλισμό που είναι αναγκαίος στη μετάδοση κίνησης.

Συνήθως, τα έδρανα παραμένουν σταθερά και περιστρέφονται οι στροφείς, που ανήκουν στις ατράκτους. Σε σπάνιες περιπτώσεις παραμένει ακίνητος ο άξονας, στηριζόμενος στα έδρανα, και το στοιχείο που

περιστρέφεται είναι το προσκεφάλαιο του εδράνου και όχι ο στροφέας του άξονα (π.χ. άξονες καροτσιών). Σε κάθε περίπτωση οι στροφείς μεταφέρουν τις δυνάμεις από τον άξονα ή την άτρακτο στον τριβέα, δηλαδή στο στήριγμα.

Η διάμετρος της ατράκτου, συνήθως, μειώνεται στο σημείο όπου σχηματίζεται ο στροφέας ώστε να δημιουργηθεί η υποδοχή στην οποία θα εφαρμόσει ο τριβέας του εδράνου. Η υποδοχή αυτή συνήθως αποφεύγεται στον ενδιάμεσο στροφέα γιατί με την ελάττωση της διαμέτρου της ατράκτου ελαττώνεται και η αντοχή της, πράγμα ανεπιθύμητο. Στην περίπτωση που μειώνεται η διάμετρος για να σχηματισθεί η θέση του ενδιάμεσου στροφέα, γίνεται στρογγύλεμα των σημείων. Με το στρογγύλεμα αυτό η διατομή μειώνεται προοδευτικά επιδρώντας ευνοϊκά στην αντοχή της ατράκτου. Βασική αρχή κατά την κατεργασία ατράκτων είναι η αποφυγή των απότομων αλλαγών στη διατομή τους.

Κατηγορίες στροφέων

Οι στροφείς διακρίνονται ανάλογα με τη διεύθυνση του φορτίου που δέχονται σε *εγκάρσιους* οι οποίοι φορτίζονται κάθετα στον άξονά τους, και *αξονικούς* οι οποίοι φορτίζονται αξονικά. Ακόμα μπορούν να διαχωριστούν ανάλογα με τη θέση τους στην άτρακτο σε *ακραίους* ή *μετωπικούς*, δηλαδή αυτούς που βρίσκονται στο μέτωπο της ατράκτου και *ενδιάμεσους*. Τέλος, μπορούν να διαχωριστούν ανάλογα με τη θέση τους στο χώρο σε *οριζόντιους* και *κατακόρυφους*.

Εγκάρσιοι στροφείς

Οι εγκάρσιοι στροφείς διαχωρίζονται σε *κυλινδρικούς* (συνηθέστεροι), *σφαιρικούς* οι οποίοι επιτρέπουν και γωνιακή μετατόπιση αλλά δεν είναι πολύ καλοί περιστρεφόμενοι στροφείς και χρησιμοποιούνται σε μηχανισμούς με αρθρώσεις και στους *επίπεδους* ή *δακτυλιοειδείς*, με τους οποίους η επαφή γίνεται με το μέτωπο των δακτυλίων. Ένα είδος εγκάρσιου στροφέα, που μπορεί να θεωρηθεί ως ενδιάμεσος, είναι ο στροφέας της περόνης του διωστήρα, που κατασκευάζεται είτε κυλινδρικός είτε κωνικός στα άκρα και κυλινδρικός στο μεσαίο του τμήμα.

Αξονικοί στροφείς

Σ' αυτούς, ο στροφέας ασκεί δύναμη επάνω στη βάση, που αποτελεί τον τριβέα, και η δύναμη αυτή μεταφέρεται κατά τον άξονα του στροφέα. Όταν ο στροφέας έχει μικρή διάμετρο, η επιφάνεια του κάτω άκρου του, που μεταδίδει τη δύναμη στον τριβέα, γίνεται επίπεδη. Όταν όμως ο στροφέας έχει σχετικά μεγάλη διάμετρο (> 40 mm), τότε η επιφάνεια του κάτω άκρου του τριβέα αντί να είναι επίπεδη γίνεται σφαιρική. Αυτό συμβαίνει για να εφαρμόζεται η πίεση του στροφέα πάντοτε κάθετα επάνω στην επιφάνεια του τριβέα ακόμη και

όταν η διεύθυνση της δύναμης δεν συμπίπτει εντελώς με τον άξονα του στροφέα.

Οι σφαιρικές επιφάνειες των σφαιρικών στροφέων, που έρχονται σε επαφή με τον τριβέα, κατασκευάζονται από βαμμένο χάλυβα, φωσφορούχο ορείχαλκο ή καλής ποιότητας χυτοσίδηρο. Σήμερα, στις περισσότερες κατασκευές αντί για αξονικούς στροφείς χρησιμοποιούνται τριβείς αξονικών ρουλεμάν, διότι τα αξονικά ρουλεμάν εκπληρώνουν καλύτερα το σκοπό τους, είναι σχετικά φθηνά και δεν παρουσιάζουν δυσκολίες στην εφαρμογή τους.

2.9 ΕΔΡΑΝΑ

Τα έδρανα είναι τα στοιχεία μηχανών, στα οποία στηρίζονται οι στροφείς των ατράκτων και των αξόνων ώστε να επιτυγχάνεται η περιστροφή τους. Μέσω αυτών μεταβιβάζονται τα φορτία που εφαρμόζονται στις ατράκτους, στο έδαφος ή σε άλλες κατασκευές. Οι διαστάσεις τους είναι, συνήθως, τυποποιημένες και πάντοτε ορίζονται με βάση τη διάμετρο της ατράκτου που στηρίζουν. Υπάρχουν δύο είδη εδράνων, τα *έδρανα ολίσθησης* όπου κατά την περιστροφή της ατράκτου αναπτύσσεται *τριβή ολίσθησης* και τα *έδρανα κύλισης* στα οποία αναπτύσσεται *τριβή κύλισης*, που επιτυγχάνεται με την παρεμβολή μεταξύ του κινητού και του ακίνητου μέρους τους, στοιχείων που εξαναγκάζονται σε κύλιση, όπως είναι οι σφαίρες. Η τριβή κύλισης είναι πολύ μικρότερη από την τριβή ολίσθησης οπότε γίνεται προσπάθεια, όπου είναι δυνατό, τα έδρανα ολίσθησης να αντικατασταθούν από έδρανα κύλισης, ώστε να υπάρχουν μικρότερες απώλειες ενέργειας και καλύτερη απόδοση.

Στην περίπτωση της τριβής ολίσθησης εμφανίζονται τρεις καταστάσεις τριβής. Η ξηρή τριβή με ή χωρίς ενδιάμεσα υλικά, κατά την οποία τα στερεά σώματα έρχονται σε άμεση επαφή ή πάνω στις επιφάνειές τους βρίσκεται στρώση ξένων σωμάτων ή στερεών λιπαντικών σωμάτων. Η υγρή τριβή κατά την οποία οι δύο τριβόμενες επιφάνειες δεν έρχονται απευθείας σε επαφή αλλά μεσολαβεί ένα στρώμα φέροντος υγρού και μέσω του ιξώδους του δημιουργείται τριβή. Τέλος, υπάρχει η μικτή τριβή η οποία δημιουργείται όταν υπάρχει εν μέρει τριβή στερεού σώματος και εν μέρει υγρού. Εάν η απαραίτητη πίεση δημιουργείται μέσω της κίνησης η τριβή ονομάζεται υδροδυναμική, ενώ αν αναπτύσσεται με αντλία ονομάζεται υδροστατική.

Τα έδρανα, γενικά, κατατάσσονται σε *εγκάρσια* (οριζόντιες άτρακτοι) και *αξονικά* (κατακόρυφες άτρακτοι) ανάλογα με τη θέση των ατράκτων στις οποίες εφαρμόζονται. Επίσης, ανάλογα με τον τρόπο λειτουργίας τους, χωρίζονται σε *αυτορρυθμιστά* και *σταθερά*. Στα αυτορρυθμιστά έδρανα, τα στοιχεία τους παρακολουθούν αυτόματα την παραμόρφωση του στροφέα, η οποία προκαλείται από τη φόρτιση της ατράκτου, ενώ τα σταθερά έδρανα χρησιμοποιούνται για ατράκτους οι οποίες και μετά τη φόρτιση τους παραμένουν απαραμόρφωτες ή παραμορφώνονται ασήμαντα.

Έδρανα ολίσθησης

Τα έδρανα ολίσθησης αποτελούνται από:

- Τον *τριβέα* που είναι ένα κυλινδρικό σώμα με τρύπα στο μέσο ώστε να δέχεται το στροφέα της ατράκτου. Ο τριβέας, συνήθως, αποτελείται από δύο μέρη (διαιρούμενος), αλλά μπορεί να είναι και μονοκόμματος και κατασκευάζεται από χυτοσίδηρο ή μπρούντζο.
- Το *σώμα* επάνω στο οποίο στερεώνεται ο τριβέας και το οποίο κατά κανόνα κατασκευάζεται από χυτοσίδηρο.
- Το *κάλυμμα* που αποτελεί το επάνω μέρος του σώματος του εδράνου και το οποίο κατασκευάζεται επίσης από χυτοσίδηρο.
- Τους *κοχλίες σύσφιξης* οι οποίοι ενώνουν το κάλυμμα, τον τριβέα και το σώμα.
- Την *πλάκα έδρασης* επάνω στην οποία τοποθετείται το έδρανο. Αυτή διαμορφώνεται ώστε να πατά μόνο σε περιφερειακό τμήμα, ώστε να εξασφαλίζεται καλύτερη έδραση καθώς αυξάνεται η πίεση στις επιφάνειες επαφής και να αποφεύγεται ο κίνδυνος ανομοιόμορφης έδρασης από στρεβλές επιφάνειες.
- Το *σύστημα λίπανσης*.

Το πλέον ευαίσθητο τμήμα ενός εδράνου είναι ο τριβέας και πρέπει να δίνεται προσοχή στο *υλικό* του, στην ποιότητα επιφάνειάς του, στον τρόπο λίπανσής του και στις διαστάσεις του.

Τα έδρανα ολίσθησης προτιμώνται στις εδράσεις με πολλές στροφές, υψηλά φορτία και μεγάλη διάρκεια ζωής. Επίσης, προτιμώνται σε εδράσεις οι οποίες σε στάση ή σε λίγες στροφές δέχονται υψηλές κρούσεις και κραδασμούς και σε εδράσεις με μικρές απαιτήσεις. Τέλος, προτιμώνται όταν απαιτείται αθόρυβη λειτουργία, υπάρχει περιορισμός στις διαστάσεις, απαιτείται απλή κατασκευή με μικρό κόστος και δεν μπορούν να χρησιμοποιηθούν έδρανα κύλισης.

Εκτός από το διαχωρισμό τους σε αξονικά και ακτινικά ή εγκάρσια αλλά και σε αυτορρυθμιστά ή σταθερά, τα έδρανα ολίσθησης διακρίνονται, επίσης, ανάλογα με:

- την κατασκευαστική τους διαμόρφωση σε *ολόσωμα* (με και χωρίς τριβέα) και *διαιρούμενα*. Τα διαιρούμενα έδρανα παρουσιάζουν πλεονεκτήματα όταν η άτρακτος δεν είναι ευθύγραμμη και όταν έχει μεγάλο μήκος και ενδιάμεσα στηρίγματα και
- το είδος του λιπαντικού σε έδρανα νερού, λαδιού ή λίπους (υδροδυναμικά αν η πίεση κυκλοφορίας δημιουργείται από την περιστροφή και υδροστατικά αν απαιτείται η ύπαρξη αντλίας), αέρα και τριβής (εργάζονται χωρίς λιπαντικό και ονομάζονται αυτολίπαντα).

Ακτινικά ή εγκάρσια έδρανα ολίσθησης

Χρησιμοποιούνται σε οριζόντιες ατράκτους για εξασφαλισμένο κεντράρισμα. Τα εγκάρσια έδρανα χωρίζονται σε σταθερά και αυτορρυθμιστά. Σταθερά έδρανα:

Τα έδρανα αυτά χρησιμοποιούνται εκεί που προβλέπεται ότι η άτρακτος δεν παραμορφώνεται αισθητά κατά τη λειτουργία της. Ο τριβέας τους είναι σταθερός και πιο κοντός από τον αντίστοιχο άλλων εδράνων. Επίσης, έχει εξωτερικά δύο εγκοπές, με τις οποίες ασφαρίζεται από την ολίσθηση. Κατασκευάζεται από χυτοσίδηρο ή μπρούντζο και σε ορισμένες περιπτώσεις επιστρώνεται εσωτερικά με λευκό μέταλλο πάχους 3 έως 10 mm, ώστε να επιτρέπεται ισχυρότερη φόρτιση του εδράνου.

Αυτορρυθμιστά έδρανα:

Ιδιαίτερο χαρακτηριστικό των αυτορρυθμιστων εδράνων είναι ότι ο τριβέας τους είναι διμερής και κατασκευάζεται κατά τέτοιο τρόπο, ώστε η εξωτερική του επιφάνεια να είναι σφαιρική σ' ένα ορισμένο τμήμα της. Με αυτό τον τρόπο ο τριβέας μπορεί να στρέφεται ελαφρά γύρω από το κέντρο των σφαιρικών επιφανειών, το οποίο συμπίπτει με το κέντρο του εδράνου και έτσι μπορεί να παρακολουθεί την παραμόρφωση της ατράκτου.

Αξονικά έδρανα ολίσθησης

Τα αξονικά έδρανα ολίσθησης διαιρούνται σε αυτά που ολισθαίνουν (α) σε πλήρη επιφάνεια και (β) σε επιφάνεια δακτυλίου. Για να εξασφαλιστεί η ομοιόμορφη κατανομή της αξονικής πίεσης στις επιφάνειες επαφής του στροφέα με το έδρανο, πρέπει ο άξονας των δυνάμεων να συμπίπτει με τον άξονα του στροφέα και οι επίπεδες επιφάνειες ολίσθησης να είναι κάθετες προς τον άξονα περιστροφής.

Στα αξονικά έδρανα ολίσθησης η επιφάνεια έδρασης κατασκευάζεται από σκληρό χάλυβα. Επίσης, η λίπανση στις ενιαίες επιφάνειες γίνεται πάντοτε από το κέντρο, γιατί η αναπτυσσόμενη φυγόκεντρος δύναμη, κατά την περιστροφή, σπρώχνει τα στρώματα του λιπαντικού προς τα έξω και τα μοιράζει σε όλη την επιφάνεια.

Υλικό εδράνων ολίσθησης

Για την κατασκευή του τριβέα στα έδρανα ολίσθησης μπορούν να χρησιμοποιηθούν:

α) Χυτοσίδηρος, ο οποίος είναι ικανοποιητικός στις περισσότερες περιπτώσεις, είναι φθηνός, προσφέρεται για μικρές ταχύτητες και ειδικές πιέσεις και χρησιμοποιείται ιδιαίτερα στις χειροκίνητες ανυψωτικές μηχανές.

β) Μπρούντζος ή κράμα από ορείχαλκο και ψευδάργυρο που αντέχουν σε κρούσεις, επιτρέπουν μικρότερη συντήρηση και είναι κατάλληλα για υψηλότερες ταχύτητες και ειδικές πιέσεις. Τα υλικά αυτά χρησιμοποιούνται κυρίως στα έδρανα των εργαλειομηχανών αλλά σε περιπτώσεις υπερθέρμανσης φθείρουν τους στροφείς.

Επίσης, μπορούν να χρησιμοποιηθούν συνθετικά υλικά ή ακόμα και ξύλο, ελαστικό, άνθρακας, γραφίτης, γυαλί και κεραμικά υλικά. Τέλος, σε ειδικές περιπτώσεις, οι τριβείς κατασκευάζονται από κράματα τριών μετάλλων.

Πλεονεκτήματα και μειονεκτήματα εδράνων ολίσθησης

Το βασικό πλεονέκτημα των εδράνων ολίσθησης είναι ότι έχουν απλή κατασκευή, και μεγάλη διάρκεια ζωής. Επίσης, μπορούν να κατασκευαστούν σε ποικιλία διαστάσεων και μάλιστα σε μεγάλα μεγέθη έχουν μικρότερο κόστος από τα αντίστοιχα έδρανα κύλισης. Τέλος κατασκευάζονται διαιρούμενα και παρέχουν δυνατότητα ρύθμισης της χάρης μεταξύ τριβέα και στροφέα.

Βασικά μειονεκτήματά τους είναι ότι εμφανίζουν μεγαλύτερη αντίσταση τριβής σε σχέση με τα έδρανα κύλισης άρα και μεγαλύτερες απώλειες ενέργειας, υψηλότερη θερμοκρασία και χαμηλότερο βαθμό απόδοσης. Επίσης, χρειάζονται περισσότερο λιπαντικό από τα έδρανα κύλισης και ιδιαίτερη φροντίδα για λίπανση και ψύξη. Τέλος, απαιτούν χρόνο στρωσίματος και μεγαλύτερο χώρο από τα έδρανα κύλισης.

Έδρανα κύλισης (ρουλεμάν, τριβείς κύλισης)

Τα έδρανα κύλισης αποτελούνται από:

- τον εξωτερικό δακτύλιο με αυλάκι στο εσωτερικό του ο οποίος τοποθετείται είτε σε θήκη είτε σε υποδοχή στο σώμα της μηχανής
- τον εσωτερικό δακτύλιο με αυλάκι στο εξωτερικό του ο οποίος τοποθετείται στην άτρακτο
- τα κυλιόμενα στοιχεία του εδράνου
- τον κλωβό (σφαιροθήκη) που κρατά τα κυλιόμενα στοιχεία σε ορισμένη απόσταση (ολόσωμος ή διαιρούμενος)
- τα καλύμματα των κυλιόμενων στοιχείων που είναι ελάσματα που εμποδίζουν την εισχώρηση ξένων σωμάτων στις επιφάνειες τριβής

Ως υλικό κατασκευής των δακτυλίων χρησιμοποιείται χρωμιούχος χάλυβας υψηλής αντοχής ο οποίος έχει υποστεί βαφή, λείανση και τελικό ακριβή έλεγχο των διαστάσεων τους.

Τα έδρανα κύλισης χρησιμοποιούνται σε εδράσεις με κανονικές απαιτήσεις και κατά το δυνατόν ασφαλείς και χωρίς απαίτηση για συντήρηση συνθήκες λειτουργίας και σε εδράσεις που πρέπει να εργάζονται σε λίγες στροφές με μικρές τριβές και να ξεκινούν με υψηλό φορτίο.

Τα πλεονεκτήματα των εδράνων κύλισης έναντι των εδράνων ολίσθησης είναι ότι έχουν μικρότερες διαστάσεις, μεγάλο βαθμό απόδοσης, απαιτούν μικρή ροπή εκκίνησης, δε χρειάζονται ιδιαίτερη παρακολούθηση, δεν έχουν κίνδυνο υπερθέρμανσης, χρειάζονται μικρή ποσότητα λιπαντικού, η

λειτουργία τους είναι ανεξάρτητη από το υλικό της ατράκτου και τέλος εάν επιλεχθούν σωστά έχουν μεγάλη διάρκεια ζωής.

Παρόλα αυτά, είναι ακριβότερα από τα έδρανα ολίσθησης, έχουν μεγαλύτερο θόρυβο, δεν κατασκευάζονται διαιρούμενα, δεν αντέχουν σε κρουστικά φορτία, απαιτούν προσεκτική τοποθέτηση και δεν επισκευάζονται.

Τα έδρανα κύλισης διακρίνονται με βάση τη μορφή του στοιχείου κύλισής τους και με βάση τη λειτουργία τους σε:

α) ακτινικά και αξονικά και σε (β) σταθερά και αυτορρυθμιζόμενα.

Αξονικά έδρανα κύλισης

Τα απλά αξονικά ρουλεμάν αναλαμβάνουν μόνο αξονικά φορτία απλής διεύθυνσης. Υπάρχουν ρουλεμάν απλής και διπλής ενέργειας (δίσφαιρα) τα οποία αποτελούνται από δύο σειρές σφαιρών και τρεις δακτυλίους.

Σταθερά:

Τα ρουλεμάν αυτά τοποθετούνται ώστε να εξασφαλιστεί η σύμπτωση των γεωμετρικών αξόνων ατράκτου-στροφέα και μπορεί να είναι μονόσφαιρα, δίσφαιρα και κυλινδρικά. Τα μονόσφαιρα αποτελούνται από δύο δίσκους με τροχιές στο μέτωπο και μια σειρά από σφαίρες που συγκρατούνται μέσα σε μια σφαιροθήκη. Το ένα δακτυλίδι στερεώνεται πάνω στην άτρακτο, ενώ το άλλο (δακτυλίδι της έδρας) στηρίζεται πάνω στη λεία επιφάνεια της βάσης του εδράνου. Το δακτυλίδι της έδρας έχει οπή μεγαλύτερη, ώστε να περνά από αυτό ελεύθερα η άτρακτος. Μερικές φορές η εξωτερική επιφάνεια του δακτυλιδιού της έδρας είναι σφαιρική και στηρίζεται σε χωριστό δακτυλίδι με κοίλη σφαιρική επιφάνεια.

Αυτορρυθμιστά:

Κατασκευάζονται ως μονόσφαιρα, δίσφαιρα και βαρελοειδή και χρησιμοποιούνται όταν δεν είναι δεδομένη η μόνιμη σύμπτωση αξόνων ρουλεμάν και ατράκτου.

Ακτινικά έδρανα κύλισης

Με βαθύ αυλάκι μονόσφαιρα και δίσφαιρα:

Έχουν μια σειρά από σφαίρες, οι δακτύλιοι τους φέρουν βαθιά αυλάκια για τις τροχιές των σφαιρών και γι' αυτό το λόγο μπορούν να αναλαμβάνουν και μικρά αξονικά φορτία. Είναι τα απλούστερα ρουλεμάν, χρησιμοποιούνται σε πολλές περιπτώσεις και αντέχουν σε υψηλές περιστροφικές ταχύτητες. Οι βασικές τους διαστάσεις είναι η εσωτερική διάμετρος d , η εξωτερική διάμετρος D και το πλάτος τους b .

Επίσης, υπάρχουν και τα δίσφαιρα ρουλεμάν σταθερά με βαθύ αυλάκι, τα οποία είναι όπως και τα μονόσφαιρα αλλά έχουν δύο σειρές σφαιρών, οπότε για τις ίδιες διαμέτρους έχουν μεγαλύτερο πλάτος και μεγαλύτερη ικανότητα φόρτισης.

Σταθερά γωνιακής επαφής μονόσφαιρα και δίσφαιρα:

Οι επιφάνειες των δακτυλιδιών, επάνω στα οποία κυλούν οι σφαίρες, έχουν τέτοια κατατομή, ώστε να εφάπτονται σε διάμετρο που δεν είναι κάθετη προς την άτρακτο, οπότε όταν δέχονται οι σφαίρες αξονικά φορτία έχουν επαφή στα πλάγια και εργάζονται κανονικά. Γι' αυτό το λόγο τα ρουλεμάν αυτά αναλαμβάνουν μεγάλα

αξονικά φορτία προς μια κατεύθυνση, αλλά για να λειτουργούν καλά πρέπει να υπάρχει πάντα αξονική πίεση. Σε περίπτωση που το αξονικό φορτίο έχει μεταβλητή φορά τοποθετούνται δύο ρουλεμάν. Επίσης, υπάρχουν τα δίσφαιρα σταθερά ρουλεμάν γωνιακής επαφής.

Μονοκύλινδρα σταθερά:

Τα ρουλεμάν αυτά αντί για σφαίρες έχουν κυλίνδρους. Οι κύλινδροι αυτοί συγκρατούνται στον ένα δακτύλιο του ρουλεμάν ενώ ο άλλος μπορεί να αποχωρίζεται ελεύθερα. Ο ελεύθερος δακτύλιος μερικές φορές φέρει και εγκοπή. Ο εσωτερικός δακτύλιος εφαρμόζεται πάνω στην άτρακτο, ενώ ο εξωτερικός χωριστά στο έδρανο και κατόπιν γίνεται η συναρμολόγηση. Τα ρουλεμάν αυτά προτιμούνται σε θέσεις, όπου πρέπει να παραληφθούν μεγάλα ακτινικά φορτία. Επίσης, χρησιμοποιούνται όταν είναι δύσκολη η συναρμολόγηση ή όταν επιβάλλεται μικρή αξονική κίνηση της ατράκτου ως προς το σώμα του εδράνου, πάνω στο οποίο στηρίζεται το ρουλεμάν. Για να λειτουργούν κανονικά είναι απαραίτητη η τέλεια ευθυγράμμιση ατράκτων και εδρών.

Κωνικά:

Σ' αυτά τα ρουλεμάν τα στοιχεία που κυλίνονται είναι κόλουμεροι κώνοι, οι οποίοι συγκρατούνται στο εσωτερικό δακτυλίδι, ενώ το εξωτερικό είναι ελεύθερο. Για να εξασφαλίζεται η τέλεια κύλιση, πρέπει οι άξονες των μικρών ακτίνων, όταν προεκταθούν νοητά, να συναντιούνται σ' ένα σημείο πάνω στον άξονα της ατράκτου. Τα κωνικά ρουλεμάν παραλαμβάνουν μεγάλα ακτινικά και αξονικά φορτία και τοποθετούνται όταν υπάρχουν εναλλασσόμενες φορτίσεις. Τοποθετούνται πάνω στην άτρακτο κατά ζεύγη, το ένα αντίθετα από το άλλο και όχι σε μεγάλη απόσταση μεταξύ τους, γιατί η μεγάλη διαστολή ή συστολή της ατράκτου αυξάνει πολύ τη χάρη ή αντίθετα αναγκάζει τα ρουλεμάν να στομώσουν. Τα ρουλεμάν αυτά χρησιμοποιούνται στους τροχούς των αυτοκινήτων.

Βελονοειδή:

Χρησιμοποιούνται όταν υπάρχει έλλειψη χώρου ακτινικά αλλά υπάρχει διαθέσιμος χώρος αξονικά. Τα κυλιόμενα στοιχεία είναι κύλινδροι μικρής διαμέτρου και μεγάλου μήκους (βελόνες) και μπορεί να έχουν ή όχι εσωτερικό δακτυλίδι.

Δίσφαιρα αυτορρυθμιζόμενα ρουλεμάν:

Μοιάζουν με τα σταθερά, μόνο που η τροχιά στο εξωτερικό δακτυλίδι είναι σφαιρική, οπότε μπορούν να χρησιμοποιηθούν εκεί όπου δεν είναι απόλυτα εξασφαλισμένη η ευθυγράμμιση του άξονα και της έδρας επάνω στην οποία στηρίζεται το έδρανο. Ο εσωτερικός δακτύλιος αυτών των ρουλεμάν έχει δύο αυλάκια για τις τροχιές των δύο σειρών σφαιρών. Έτσι ακόμη, και όταν ο άξονας της ατράκτου δεν είναι απόλυτα παράλληλος προς την έδρα, το ρουλεμάν εργάζεται χωρίς πρόσθετη αντίσταση, γιατί ο εσωτερικός δακτύλιος με τις σφαίρες ταλαντεύεται αυτόματα ως προς τον εξωτερικό δακτύλιο. Τα ρουλεμάν αυτά μπορούν να μεταφέρουν μόνο αξονικά φορτία.

Τα δίσφαιρα αυτορρυθμιζόμενα ρουλεμάν μπορούν να κατασκευαστούν με κωνική τρύπα στο εσωτερικό δακτυλίδι, οπότε για τη στερέωση του δακτυλιδιού αυτού πάνω στην άτρακτο χρησιμοποιείται κωνικός σφιγκτήρας με παξιμάδι και ασφάλεια. Ο τύπος αυτός του ρουλεμάν με σφιγκτήρα εφαρμόζεται συνήθως σε ατράκτους με μεγάλο μήκος, διότι ο κωνικός εσωτερικός δακτύλιος διευκολύνει τη συναρμολόγησή τους.

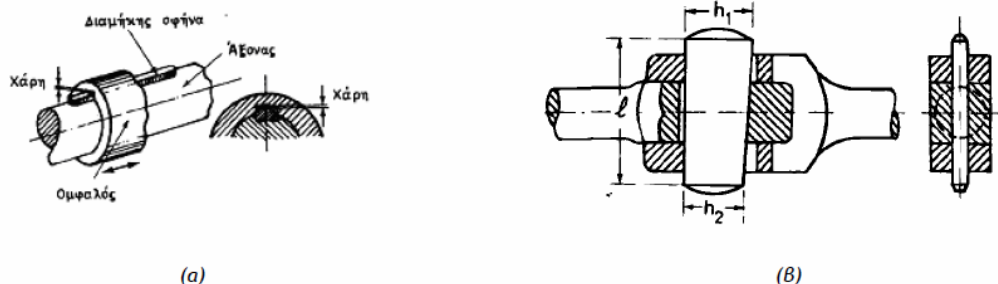
Βαρελοειδή αυτορρυθμιζόμενα:

Αντί για σφαίρες, αυτά τα ρουλεμάν, έχουν βαρελοειδή στοιχεία που κυλινδρουν σε σφαιρικές τροχιές.

2.10 ΣΦΗΝΕΣ

Ο σφήνας αποτελεί στοιχείο λυόμενης σύνδεσης κατασκευασμένο, συνήθως, από χάλυβα το οποίο χρησιμοποιείται κυρίως για τη σταθεροποίηση των ομφαλών οδοντωτών τροχών (πλήμνη), συνδέσμων και άλλων στοιχείων σε άξονες ή ατράκτους.

Οι σφήνες διακρίνονται σε *διαμήκεις* και *εγκάρσιους*.



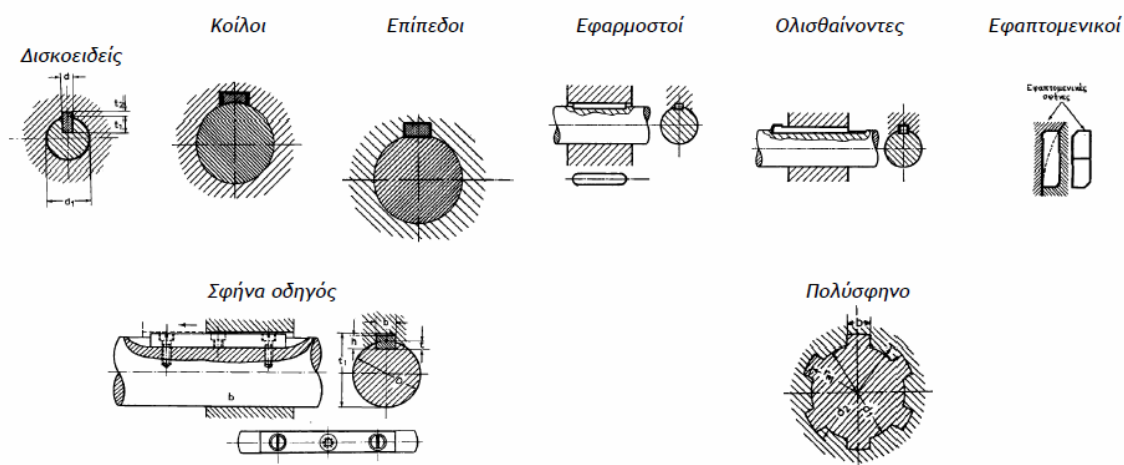
Σχήμα 2.7 Κατηγορίες σφηνών (α) Διαμήκεις ή Επιμήκεις και (β) Εγκάρσιοι [14].

Διαμήκειες σφήνες

Οι διαμήκειες σφήνες είναι οι συχνότερα χρησιμοποιούμενοι. Είναι χαλύβδινα πρίσματα με τετραγωνική ή ορθογωνική διατομή, που συνήθως ταιριάζουν μισά στον άξονα και μισά στον ομφαλό του τεμαχίου που πρόκειται να στερεωθεί στον άξονα. Πολλοί σφήνες φέρουν στο ένα άκρο τους μια προεξοχή που ονομάζεται “νύχι” ώστε να μπορούν να αποσυνδένονται εύκολα.

Για να σφίξει ο ομφαλός στον άξονα, ο σφήνας κατασκευάζεται με τη μια πλευρά κωνική (κλίση 1:100) ώστε όταν χτυπηθεί από τη μια άκρη του προχωρά και σφηνώνεται μεταξύ άξονα και τεμαχίου. Ο τρόπος με τον οποίο αναπτύσσονται οι δυνάμεις σε μια σύνδεση με σφήνα, δηλαδή οι αναπτυσσόμενες τριβές και οι πλευρικές της επιφάνειες επιτρέπουν τη μεταφορά ροπής στρέψης από το ένα στοιχείο μηχανής στο άλλο.

Η αναπτυσσόμενη τριβή καθώς και οι πλευρικές επιφάνειες του σφήνα εξασφαλίζουν τη μεταφορά της ροπής στρέψης από το ένα στοιχείο στο άλλο. Η συναρμογή μεταξύ ομφαλού και ατράκτου πρέπει να είναι όσο το δυνατό πιο σφιχτή γιατί διαφορετικά ο σφήνας μπορεί να παρασυρθεί από τον ομφαλό από τη μια της πλευρά και να προκύψει «μάσημα του σφήνα».



Σχήμα 2.8 Είδη διαμήκων σφηνών [14].

Εγκάρσιοι σφήνες

Οι εγκάρσιοι σφήνες είναι επίπεδοι δίσκοι με στρογγυλεμένα άκρα. Συνήθως, χρησιμοποιούνται για τη σύνδεση είτε ραβδόμορφων στοιχείων μεταξύ τους, είτε ραβδόμορφων στοιχείων με τον ομφαλό άλλου στοιχείου μηχανής.

Τοποθετούνται σε σφηνόδρομο που σχηματίζεται εγκάρσια στην άτρακτο και την πλήμνη και διαχωρίζονται στους *επίπεδους εγκάρσιους σφήνες* και στους *αξονίσκους*.

Επίπεδοι εγκάρσιοι σφήνες:

Έχουν ορθογωνική διατομή και μικρό πάχος. Η κλίση τους κυμαίνεται από 1:25-1:40 οπότε υπάρχει σταθερότητα. Συνήθως, στις συνδέσεις αυτές η κεκλιμένη πλευρά τοποθετείται στη ράβδο ώστε η συναρμογή να γίνεται σε μικρό μήκος. Οι εγκάρσιοι σφήνες τοποθετούνται σε σφηνόδρομο που σχηματίζεται εγκάρσια στην άτρακτο και την πλήμνη.

Αξονίσκοι:

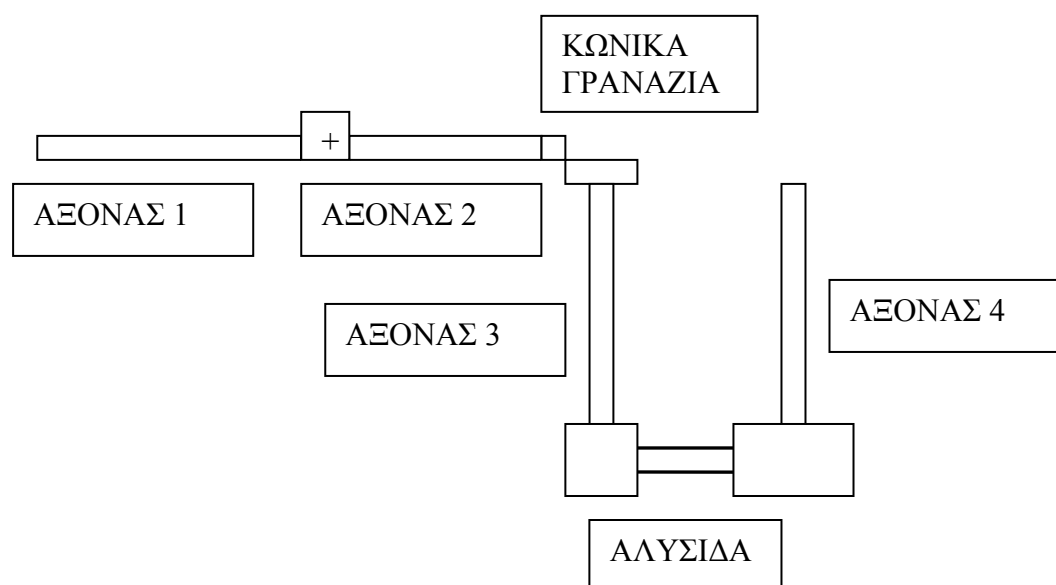
Υπάρχουν τρία είδη αξονίσκων, οι κυλινδρικοί, οι κωνικοί και οι αξονίσκοι με εντομές. Όσον αφορά στους κυλινδρικούς αξονίσκους χρησιμοποιούνται για την ορθή τοποθέτηση δύο κομματιών. Οι κωνικοί αξονίσκοι κατασκευάζονται σχεδόν πάντοτε με κλίση 1:50. Το μέγεθος τους χαρακτηρίζεται από τη μικρότερη τους διάμετρο d .

Οι αξονίσκοι με εντομές χρησιμοποιούνται για να αποφευχθεί η κατεργασία της τρύπας, αρκεί μόνο το άνοιγμα με δράπανο.

3. ΜΕΤΑΔΟΣΗ ΙΣΧΥΟΣ

3.1 ΠΕΡΙΓΡΑΦΗ ΤΟΥ ΣΥΣΤΗΜΑΤΟΣ ΜΕΤΑΔΟΣΗΣ ΚΙΝΗΣΗΣ ΤΗΣ ΦΡΕΖΑΣ

Το σύστημα μετάδοσης κίνησης της γεωργικής φρέζας που εξετάζουμε αποτελείται από τέσσερις άξονες. Το ένα άκρο του άξονα 1 είναι συνδεδεμένο στο Ρ.Τ.Ο. του γεωργικού ελκυστήρα και παίρνει ισχύ από αυτόν. Το άλλο άκρο του άξονα 1 είναι συνδεδεμένο στον άξονα 2 με σταυρό. Ο άξονας 2 μεταφέρει ισχύ στον άξονα 3 μέσω κωνικών οδοντωτών τροχών. Οι άξονες 2 και 3 είναι κάθετοι μεταξύ τους. Ο άξονας 3 μεταφέρει ισχύ στον άξονα 4 μέσω αλυσίδας. Ο άξονας 4 φέρει τις λεπίδες της φρέζας. Συνολικά πρόκειται για ένα διβάθμιο μειωτήρα στροφών. Θεωρούμε ότι για τη λειτουργία της φρέζας απαιτείται ισχύς 20HP και ακόμη ότι οι στροφές του Ρ.Τ.Ο. είναι 540 RPM.



Σχήμα 3.1 Το σύστημα μείωσης στροφών της φρέζας.

3.2 ΡΟΗ ΙΣΧΥΟΣ ΚΑΙ ΑΠΩΛΕΙΕΣ

Η ισχύς N στην είσοδο του άξονα 1 είναι ίση με την ισχύ N_4 στον άξονα 4, συν τις απώλειες στα διάφορα στοιχεία που αποτελούν τη μηχανή. Από τα δεδομένα έχουμε ότι $N_4=20HP$. Για τις απώλειες στα διάφορα στοιχεία μηχανών γνωρίζουμε από τη βιβλιογραφία [6] τα παρακάτω ποσοστά:

- ✓ Ρουλεμάν: $\varepsilon_L=0,5\%$
- ✓ Τσιμούχα: $\varepsilon_s=1\%$
- ✓ Δόντια γραναζιών: $\varepsilon_t=2\%$
- ✓ Αλυσίδα: $\varepsilon_{ch}=2\%$

Αναλυτικά για τη ροή της ισχύος έχουμε τις παρακάτω σχέσεις:

$$N = N_2 + (2\varepsilon_s + 2\varepsilon_L) \cdot N \quad (3.1)$$

όπου N και N_2 είναι η ισχύς στην είσοδο και στην έξοδο του άξονα 1 αντίστοιχα.

$$N_2 = N'_3 + \varepsilon_t \cdot N_2 \quad (3.2)$$

όπου N'_3 είναι η ισχύς στην είσοδο του άξονα 3.

$$N'_3 = N_3 + (2\varepsilon_s + 2\varepsilon_L) \cdot N'_3 \quad (3.3)$$

όπου N_3 είναι η ισχύς στην έξοδο του άξονα 3.

$$N_3 = N'_4 + \varepsilon_{ch} \cdot N_3 \quad (3.4)$$

όπου N'_4 είναι η ισχύς στην είσοδο του άξονα 4.

$$N'_4 = N_4 + (2\varepsilon_s + 2\varepsilon_L) \cdot N'_4 \quad (3.5)$$

όπου N_4 είναι η ισχύς στην έξοδο του άξονα 4. Η ισχύς N_4 είναι η ισχύς με την οποία τροφοδοτείται η υπό μελέτη φρέζα.

Θεωρώντας ότι:

$$N_4 = 20HP$$

μπορούμε να υπολογίσουμε όλες τις υπόλοιπες τιμές της ισχύος στους άξονες του μηχανικού συστήματος.

Από την (3.5) βρίσκουμε την ισχύ εισόδου του άξονα 4:

$$N'_4 = \frac{N_4}{1 - 2\varepsilon_s - 2\varepsilon_L} = \frac{20HP}{1 - 2 \cdot 0,01 - 2 \cdot 0,005} = \frac{20HP}{0,97} \Rightarrow N'_4 = 20,6HP \quad (3.6)$$

Από την (3.4) βρίσκουμε την ισχύ εξόδου του άξονα 3:

$$N_3 = \frac{N'_4}{1 - \varepsilon_{ch}} = \frac{20,6HP}{1 - 0,02} = \frac{20,6HP}{0,98} \Rightarrow N_3 = 21HP \quad (3.7)$$

Από την (3.3) βρίσκουμε την ισχύ εισόδου του άξονα 3:

$$N'_3 = \frac{N_3}{1 - 2\varepsilon_s - 2\varepsilon_L} = \frac{21HP}{1 - 2 \cdot 0,01 - 2 \cdot 0,005} = \frac{21HP}{0,97} \Rightarrow N'_3 = 21,6HP \quad (3.8)$$

Από την (3.2) βρίσκουμε την ισχύ εξόδου του άξονα 1:

$$N_2 = \frac{N'_3}{1 - \varepsilon_t} = \frac{21,6HP}{1 - 0,02} = \frac{21,6HP}{0,98} \Rightarrow N_2 = 22HP \quad (3.9)$$

Τέλος, από την (3.1) μπορούμε να βρούμε την ισχύ εισόδου του άξονα 1:

$$N = \frac{N_2}{1 - 2\varepsilon_s - 2\varepsilon_L} = \frac{22HP}{1 - 2 \cdot 0,01 - 2 \cdot 0,005} = \frac{22HP}{0,97} \Rightarrow N = 22,7HP \quad (3.10)$$

3.3 ΣΧΕΣΕΙΣ ΜΕΤΑΔΟΣΗΣ

Από τα δεδομένα έχουμε ότι οι στροφές εισόδου είναι 540 RPM και η ταχύτητα του άξονα των μαχαιριών είναι περίπου 200 RPM. Συνεπώς η συνολική σχέση μετάδοσης είναι:

$$i_{ολ} = \frac{540RPM}{200RPM} = 2,7 \quad (3.11)$$

Έστω ότι η σχέση μετάδοσης των γραναζιών είναι:

$$i_2 = 1,5 \quad (3.12)$$

και της αλυσίδας είναι:

$$i_3 = 1,8 \quad (3.13)$$

Με τις παραπάνω επιλογές για τις σχέσεις μετάδοσης εξασφαλίζουμε ότι ισχύει:

$$i_{ολ} = i_2 \cdot i_3 = 1,5 \cdot 1,8 = 2,7 \quad (3.14)$$

όπως πρέπει.

3.4 ΑΞΟΝΑΣ 1

Ο άξονας 1 καταπονείται μόνο σε στρέψη. Η ροπή στρέψης του υπολογίζεται από τη σχέση:

$$M_{t1} = 71620 \frac{N}{n_1} \quad (3.15)$$

όπου $N=22,7$ HP (από την σχέση 3.10) και $n_1 = 540RPM$. Συνεπώς έχουμε:

$$M_{t1} = 71620 \frac{22,7HP}{540RPM} = 3011Kp \cdot cm \quad (3.16)$$

Για τον άξονα 1 επιλέγουμε υλικό 25CrMo4 με επιτρεπόμενη τιμή διατμητικής τάσης [5]:

$$\tau_{επ} = 39 \frac{N}{mm^2} \approx 390 \frac{Kp}{cm^2} \quad (3.17)$$

Η απαιτούμενη διάμετρος του άξονα 1 υπολογίζεται μέσω της σχέσης:

$$d_1 = 1,72 \sqrt[3]{\frac{M_{t1}}{\tau_{επ}}} = 1,72 \sqrt[3]{\frac{3011Kp \cdot cm}{390 \frac{Kp}{cm^2}}} = 3,4cm = 34mm \quad (3.18)$$

Επιλέγουμε για μεγαλύτερη ασφάλεια για τον άξονα 1 διάμετρο:

$$d_1 = 35mm \quad (3.19)$$

3.5 ΑΞΟΝΑΣ 2

Ο άξονας 2 περιστρέφεται με την ίδια ταχύτητα που περιστρέφεται και ο άξονας 1, οπότε έχουμε:

$$n_2 = n_1 = 540RPM \quad (3.20)$$

Καταπονείται με ροπή στρέψης που υπολογίζεται από τη σχέση (3.15) για ταχύτητα $n_2 = 540RPM$ και ισχύ $N_2 = 22HP$.

Συνεπώς έχουμε:

$$M_{t2} = 71620 \frac{22HP}{540RPM} = 2918Kp \cdot cm \quad (3.21)$$

Ο άξονας 2 πρέπει να έχει ίδια διάμετρο με τον άξονα 1, συνεπώς:

$$d_2 = 35mm \quad (3.22)$$

3.6 ΑΞΟΝΑΣ 3

Η ταχύτητα περιστροφής του άξονα 3 υπολογίζεται μέσω της σχέσης μετάδοσης των κωνικών οδοντωτών τροχών που σύμφωνα με την (3.12) είναι $i_2 = 1,5$.

Συνεπώς έχουμε:

$$i_2 = \frac{n_2}{n_3} \Rightarrow n_3 = \frac{n_2}{i_2} \Rightarrow n_3 = \frac{540RPM}{1,5} \Rightarrow n_3 = 360RPM \quad (3.23)$$

Καταπονείται με ροπή στρέψης που υπολογίζεται από τη σχέση (3.15) για ταχύτητα $n_3 = 360RPM$ και ισχύ $N'_3 = 21,6HP$.

Συνεπώς έχουμε:

$$M_{t3} = 71620 \frac{21,6HP}{360RPM} = 4297Kp \cdot cm \quad (3.24)$$

3.7 ΑΞΟΝΑΣ 4

Η ταχύτητα περιστροφής του άξονα 4 υπολογίζεται μέσω της σχέσης μετάδοσης της αλυσίδας που σύμφωνα με την (3.13) είναι $i_3 = 1,8$.

Συνεπώς έχουμε:

$$i_3 = \frac{n_3}{n_4} \Rightarrow n_4 = \frac{n_3}{i_3} \Rightarrow n_4 = \frac{360RPM}{1,8} \Rightarrow n_4 = 200RPM \quad (3.25)$$

Καταπονείται με ροπή στρέψης που υπολογίζεται από τη σχέση (3.15) για ταχύτητα $n_4 = 200RPM$ και ισχύ $N'_4 = 20,6HP$.

Συνεπώς έχουμε:

$$M_{t4} = 71620 \frac{20,6HP}{200RPM} = 7377 Kp \cdot cm \quad (3.26)$$

Οι άξονες 2, 3 και 4 καταπονούνται σε κάμψη και στρέψη. Η καμπτική τους καταπόνηση θα μελετηθεί στα κεφάλαια 6 και 7.

4. ΚΩΝΙΚΟΙ ΟΔΟΝΤΩΤΟΙ ΤΡΟΧΟΙ

4.1 ΓΩΝΙΕΣ ΑΡΧΙΚΩΝ ΚΩΝΩΝ

Από το προηγούμενο κεφάλαιο έχουμε ότι η σχέση μετάδοσης των κωνικών τροχών είναι:

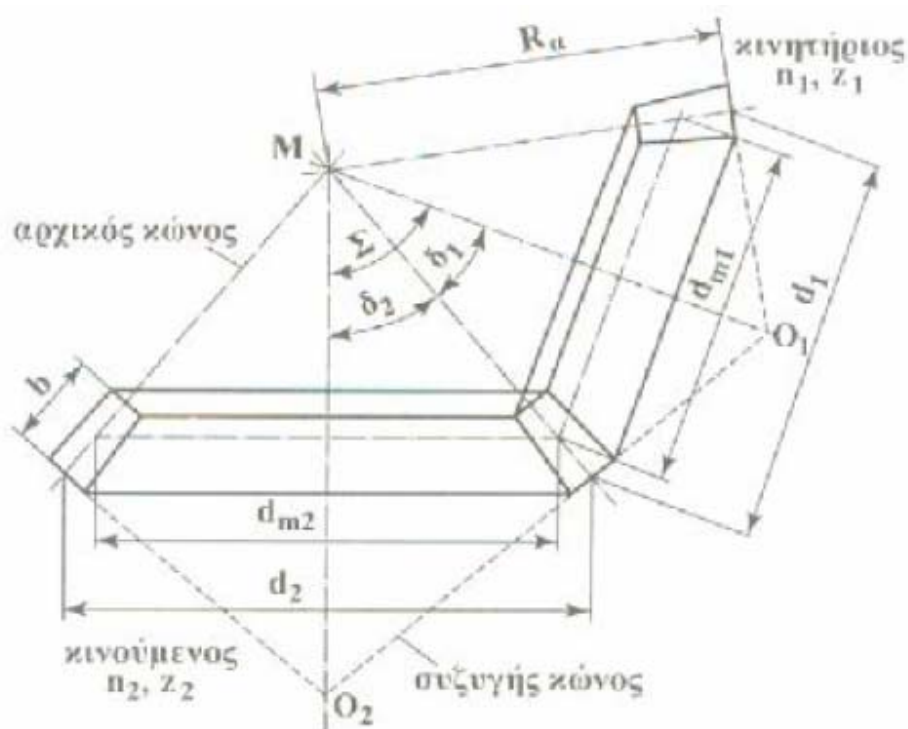
$$i_2 = 1,5 \quad (4.1)$$

και οι στροφές των αξόνων 2 και 3 είναι αντίστοιχα:

$$n_2 = 540RPM \quad (4.2)$$

και

$$n_3 = 360RPM \quad (4.3)$$



Σχήμα 4.1 Γεωμετρικές σχέσεις σε μειωτήρα με κωνικούς οδοντωτούς τροχούς [6].

Οι άξονες σχηματίζουν με τις γενέτειρες των αρχικών κόνων τις γωνίες αρχικών κόνων δ_1 και δ_2 (Σχήμα 4.1).

Η γωνία δ_1 προσδιορίζεται από τη σχέση:

$$\sigma\phi\delta_1 = i_2 = 1,5 \Rightarrow \varepsilon\phi\delta_1 = \frac{2}{3} \Rightarrow \delta_1 = \varepsilon\phi^{-1}\left(\frac{2}{3}\right) = 33,7^\circ \quad (4.4)$$

Επειδή οι άξονες είναι κάθετοι έχουμε ότι: $\Sigma=90^\circ$, όπου Σ είναι η γωνία αξόνων των συνεργαζόμενων κωνικών τροχών.

Οπότε βρίσκουμε τη γωνία δ_2 από τη σχέση:

$$\Sigma = \delta_1 + \delta_2 \Rightarrow \delta_2 = 56,3^\circ \quad (4.5)$$

4.2 ΚΙΝΗΤΗΡΙΟΣ ΤΡΟΧΟΣ

Η μέση αρχική διάμετρος, d_{m1} για πινιόν τοποθετημένο με σφήνα πάνω στον άξονα υπολογίζεται από τον τύπο:

$$d_{m1} \approx 2,5 \cdot d_{sh} \quad (4.6)$$

όπου d_{sh} είναι η διάμετρος του άξονα.

Μετά από επαναλαμβανόμενους υπολογισμούς προέκυψε η τιμή:

$$d_{sh} = 50mm \quad (4.7)$$

βρίσκουμε:

$$d_{m1} = 125mm \quad (4.8)$$

Στη συνέχεια για $i_2 = 1,5$ από τον πίνακα 1.11, σελ. 119 του βιβλίου [6] επιλέγουμε αριθμό οδόντων του πινιόν:

$$Z_1 = 30 \quad (4.9)$$

Από τον ίδιο πίνακα επιλέγεται και ο συντελεστής ψ_d ως εξής:

$$\psi_d = 0,27 \quad (4.10)$$

Το πλάτος του οδόντα, b , υπολογίζεται από τη σχέση:

$$b \approx \psi_d \cdot d_{m1} = 0,27 \cdot 125mm = 33,75mm \approx 34mm \quad (4.11)$$

Η αρχική διάμετρος d_1 υπολογίζεται από τη σχέση:

$$d_1 = d_{m1} + b \eta \mu \delta_1 = 125mm + 34mm \cdot \eta \mu 33,7^\circ \approx 144mm \quad (4.12)$$

4.3 ΜΗΚΟΣ ΓΕΝΕΤΕΙΡΑΣ

Μπορούμε τώρα να υπολογίσουμε το μήκος γενέτειρας αρχικού κώνου από τη σχέση:

$$R_a = \frac{d_1}{2 \cdot \eta \mu \delta_1} = \frac{144mm}{2 \cdot \eta \mu 33,7^\circ} = 129,8mm \quad (4.13)$$

Πρέπει να ισχύει:

$$R_a \geq 3 \cdot b \Rightarrow 129,8mm \geq 3 \cdot 34mm \quad (4.14)$$

που πραγματικά ισχύει.

4.4 MODUL

Το modul υπολογίζεται από τη σχέση:

$$m = \frac{d_1}{Z_1} = \frac{144mm}{30} = 4,8mm \quad (4.15)$$

Επιλέγουμε το αμέσως μεγαλύτερο τυποποιημένο modul από τον πίνακα 1.1, σελίδα 20 του βιβλίου [6].

Δηλαδή:

$$m = 5mm \quad (4.16)$$

οπότε η διάμετρος d_1 υπολογίζεται από την παραπάνω σχέση ως:

$$d_1 = m \cdot Z_1 = 150mm \quad (4.17)$$

και η μέση αρχική διάμετρος από τη σχέση:

$$d_{m1} = d_1 - b \eta \mu \delta_1 = 150 \text{ mm} - 34 \text{ mm} \cdot \eta \mu 33,7^\circ \approx 131 \text{ mm} \quad (4.18)$$

4.5 ΚΙΝΟΥΜΕΝΟΣ ΤΡΟΧΟΣ

Ο αριθμός οδόντων του δεύτερου κωνικού τροχού υπολογίζεται από τη σχέση μετάδοσης ως εξής:

$$i = \frac{Z_2}{Z_1} \Rightarrow Z_2 = i \cdot Z_1 = 1,5 \cdot 30 = 45 \quad (4.19)$$

Ομοίως η αρχική διάμετρος του δεύτερου τροχού υπολογίζεται από τη σχέση:

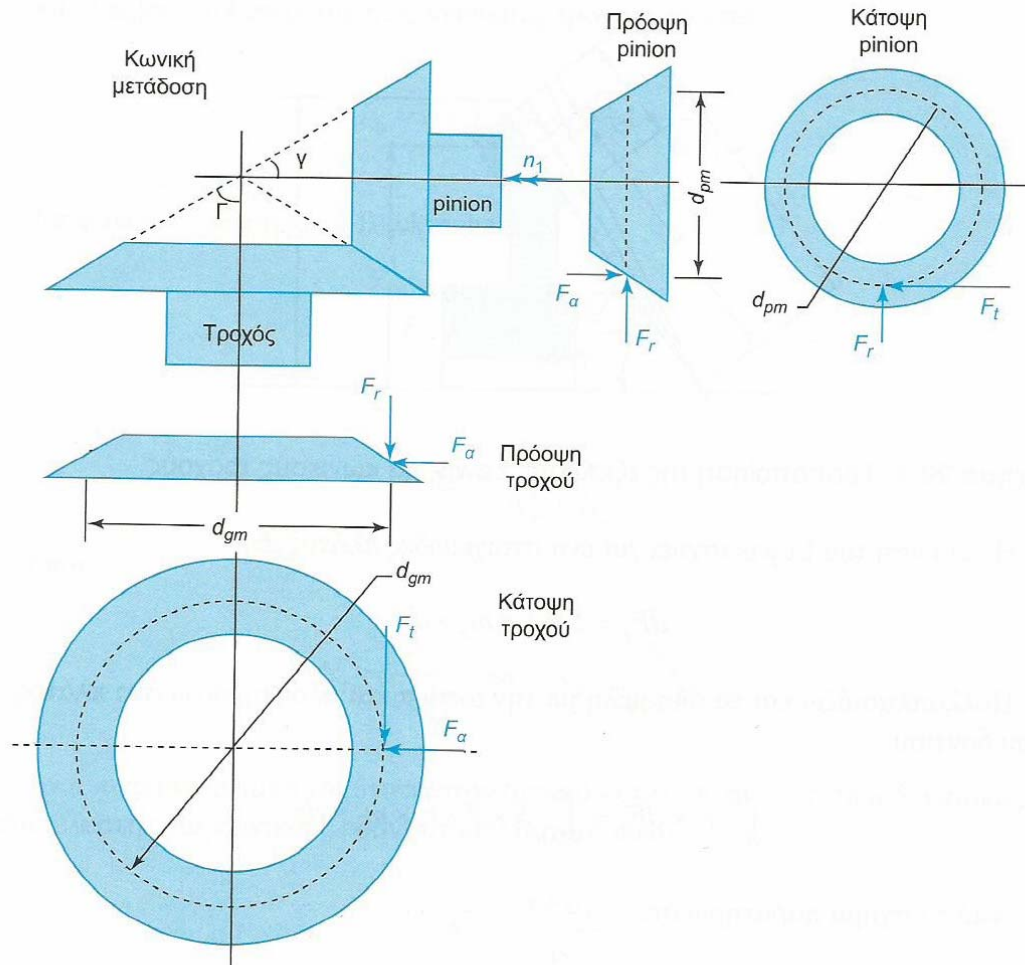
$$i = \frac{d_2}{d_1} \Rightarrow d_2 = i \cdot d_1 = 1,5 \cdot 150 = 225 \text{ mm} \quad (4.20)$$

Η μέση αρχική διάμετρος του δεύτερου τροχού προσδιορίζεται από σχέση αντίστοιχη της (4.18), ως εξής:

$$d_{m2} = d_2 - b \eta \mu \delta_2 = 225 \text{ mm} - 34 \text{ mm} \cdot \eta \mu 56,3^\circ \approx 197 \text{ mm} \quad (4.21)$$

4.6 ΔΥΝΑΜΕΙΣ

Στο σχήμα που ακολουθεί φαίνονται οι δυνάμεις που εφαρμόζονται πάνω στα συνεργαζόμενα δόντια των δύο κωνικών τροχών. Η F_t είναι η περιφερειακή δύναμη που μεταφέρει την ισχύ. Η F_a είναι αξονική στο πινιόν και ακτινική στον τροχό, ενώ η F_r είναι ακτινική στο πινιόν και αξονική στον τροχό (Σχήμα 4.2).



Σχήμα 4.2 Δυνάμεις σε κωνικούς οδοντωτούς τροχούς [3].

Η περιφερειακή δύναμη υπολογίζεται μέσω της ροπής στρέψης από τη σχέση:

$$F_t = \frac{M_{t2}}{d_{m1}/2} \quad (4.22)$$

Η ροπή στρέψης, M_{t2} , που μεταφέρεται από το πινιόν υπολογίστηκε στο προηγούμενο κεφάλαιο και είναι:

$$M_{t2} = 2918 \text{ Kp} \cdot \text{cm} \quad (4.23)$$

Αντικαθιστώντας τις τιμές των M_{t2} και d_{m1} και εισάγοντας στον τύπο έναν συντελεστή 100 για τη μετατροπή των μονάδων βρίσκουμε:

$$F_t = \frac{100 \cdot 2918 \text{ Kp-cm}}{131 \text{ mm} / 2} = 4455 \text{ N} \quad (4.24)$$

Η αξονική δύναμη στο πινιόν και ακτινική στον τροχό υπολογίζεται από τη σχέση:

$$F_a = F_t \cdot \tan \phi \cdot \sin \delta_1 = 4455 \text{ N} \cdot \tan 20^\circ \cdot \sin 33,7^\circ = 899 \text{ N} \quad (4.25)$$

όπου $\phi=20^\circ$ η γωνία επαφής.

Η ακτινική δύναμη στο πινιόν και αξονική στον τροχό υπολογίζεται από τη σχέση:

$$F_r = F_t \cdot \tan \phi \cdot \cos \delta_1 = 4455 \text{ N} \cdot \tan 20^\circ \cdot \cos 33,7^\circ = 1349 \text{ N} \quad (4.26)$$

Ως επαλήθευση χρησιμοποιούμε τον τύπο:

$$\frac{F_r}{F_a} = \frac{\cos \delta_1}{\sin \delta_1} = \cot \delta_1 = i_2 \quad (4.27)$$

Πράγματι ισχύει:

$$\frac{F_r}{F_a} = \frac{1349 \text{ N}}{899 \text{ N}} = 1,5 \quad (4.28)$$

4.7 ΦΑΝΤΑΣΤΙΚΗ ΟΔΟΝΤΩΣΗ

Για τον υπολογισμό ενός ζεύγους κωνικών οδοντωτών τροχών θεωρούμε ένα ισοδύναμο ζεύγος φανταστικών μετωπικών οδοντωτών τροχών με αριθμό οδόντων Z'_1 και Z'_2 για το πινιόν και τον τροχό αντίστοιχα. Οι αριθμοί οδόντων της φανταστικής οδόντωσης υπολογίζονται μέσω των παρακάτω σχέσεων.

Για το πινιόν:

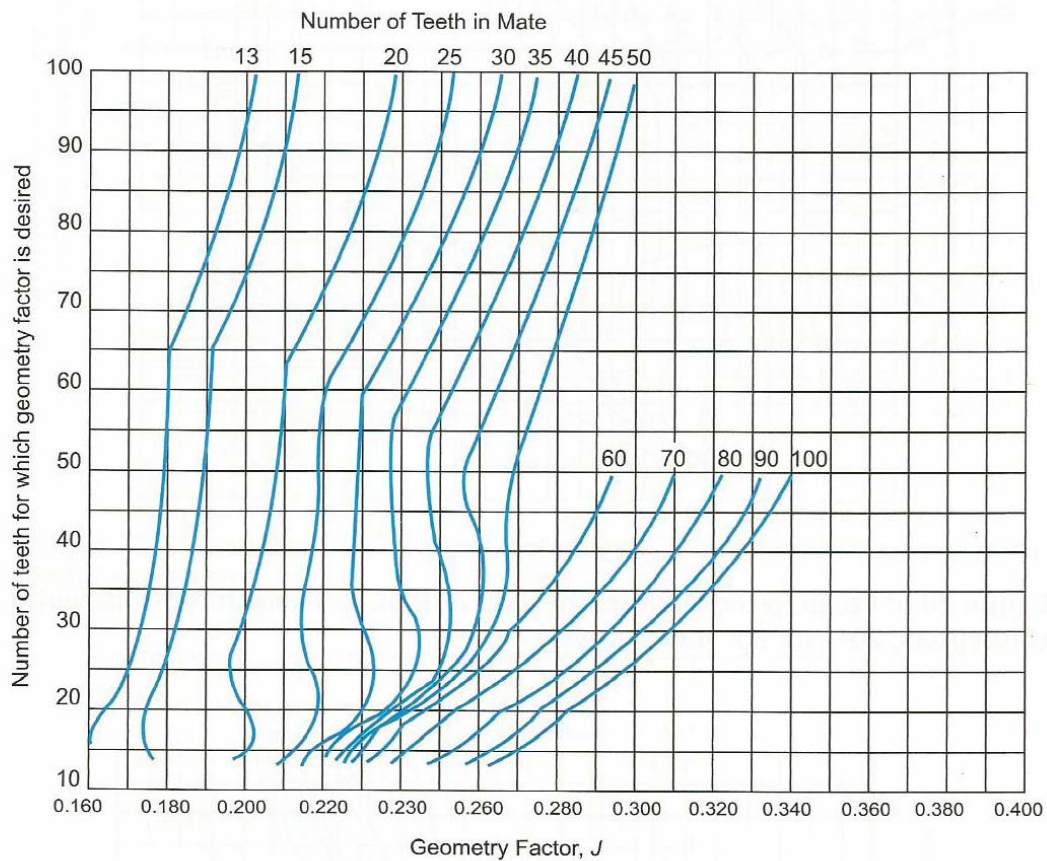
$$Z'_1 = \frac{Z_1}{\cos \delta_1} = \frac{30}{\cos 33,7^\circ} = 36 \quad (4.29)$$

Για τον κινούμενο τροχό:

$$Z'_2 = \frac{Z_2}{\cos \delta_2} = \frac{45}{\cos 56,3^\circ} = 81 \quad (4.30)$$

4.8 ΥΠΟΛΟΓΙΣΜΟΣ ΤΟΥ ΟΔΟΝΤΑ ΣΕ ΚΑΜΨΗ ΚΑΤΑ ΑΓΜΑ

Ο υπολογισμός της αντοχής του οδόντα των κωνικών τροχών σε κάμψη γίνεται όπως και στους μετωπικούς οδοντωτούς τροχούς με ευθείς και κεκλιμένους οδόντες. Ο υπολογισμός γίνεται ξεχωριστά για το πινιόν και τον κινούμενο τροχό με βάση τους αντίστοιχους φανταστικούς οδοντωτούς τροχούς.



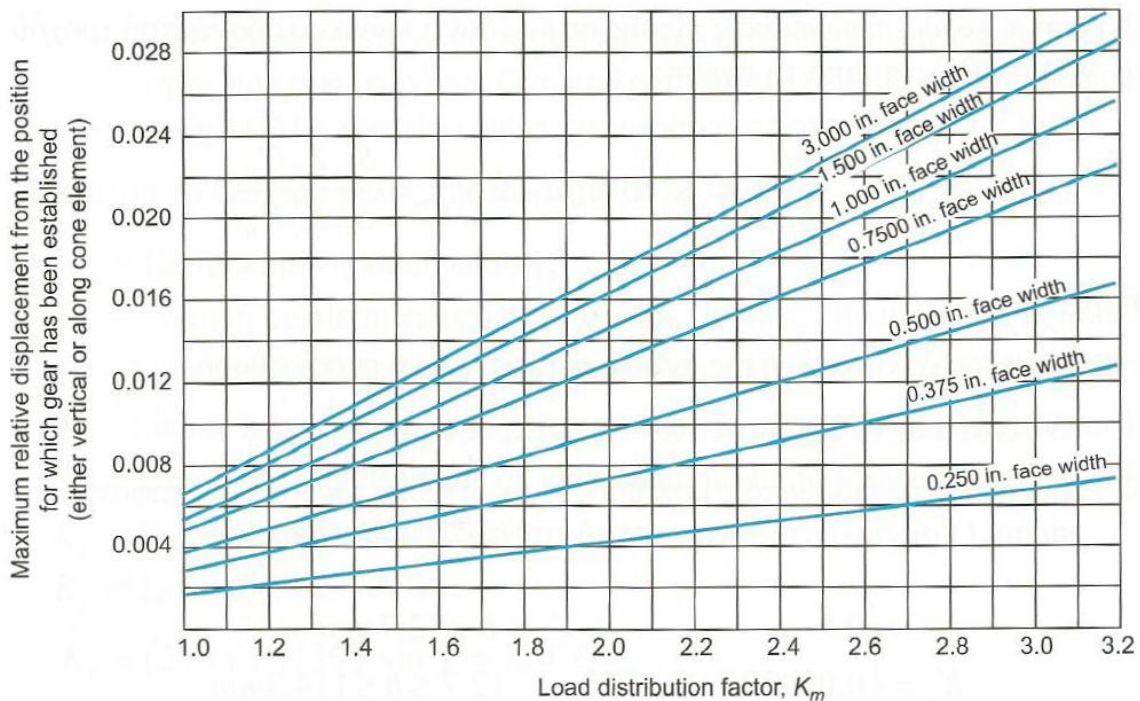
Σχήμα 4.3 Γεωμετρικός συντελεστής J για μετωπικούς κωνικούς οδοντωτούς τροχούς με γωνία εξειλιγμένης 20° και γωνία αξόνων 90° .

Η καμπτική τάση ενός οδόντα κωνικού οδοντωτού τροχού κατά AGMA δίνεται από τη σχέση [3]:

$$\sigma_F = \frac{F_t}{mbJ} \cdot \frac{K_o K_v K_s K_m}{K_x} \leq \sigma_{\varepsilon\pi} = \frac{S_{at} K_L}{S_F K_T K_R} \quad (4.31)$$

όπου

J = ο γεωμετρικός συντελεστής για κωνικούς τροχούς σε κάμψη. Για μετωπικούς κωνικούς οδοντωτούς τροχούς λαμβάνεται από το Σχήμα 4.3.
 K_x = συντελεστής καμπυλότητας κατά μήκος του δοντιού. Για μετωπικούς και ZEROL κωνικούς οδοντωτούς τροχούς είναι $K_x=1,0$.



Σχήμα 4.4 Συντελεστής διανομής φορτίου K_m για κωνικούς τροχούς με γωνία εξειλιγμένης 20° [3].

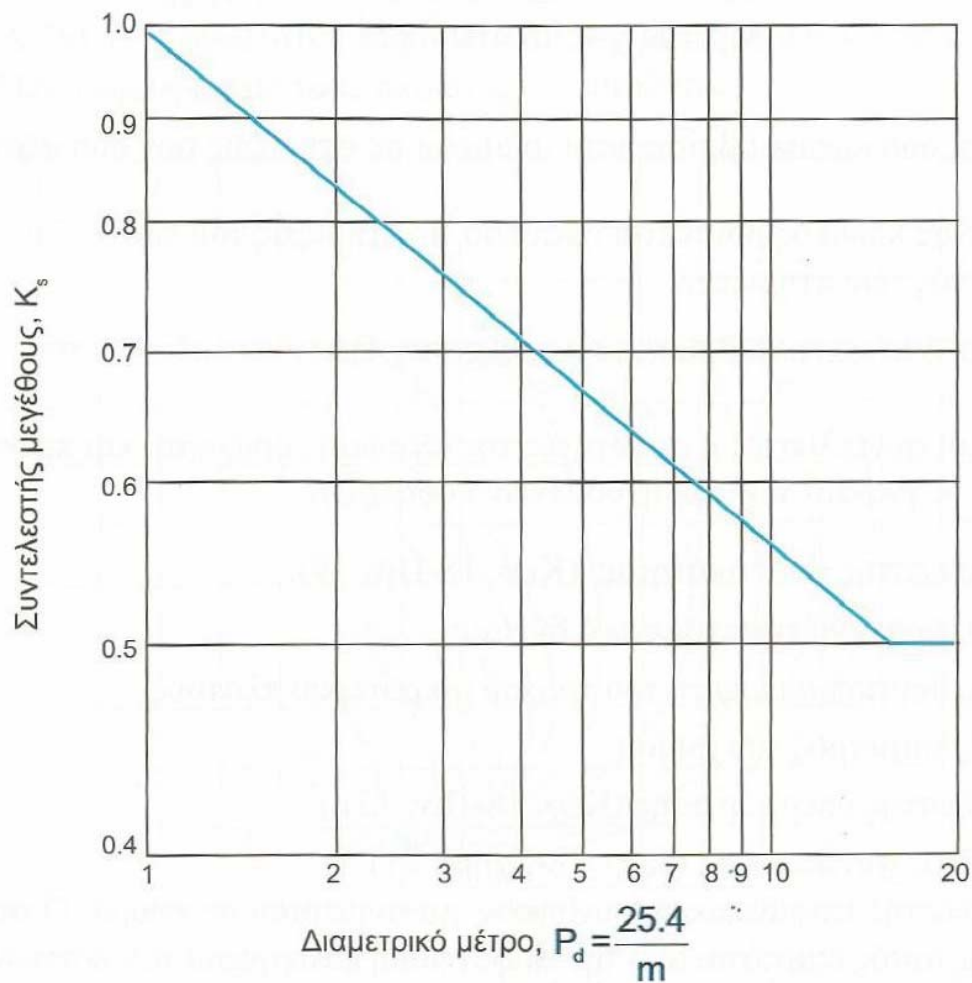
K_m = συντελεστής διανομής φορτίου. Λαμβάνεται από το Σχήμα 4.4.

K_s = συντελεστής μεγέθους για κωνικούς οδοντωτούς τροχούς σε κάμψη. Λαμβάνεται από το Σχήμα 4.5 όπου δίνεται συναρτήσεϊ του διαμετρικού μέτρου P_d :

$$P_d = \frac{25,4}{m} \quad (4.32)$$

Επίσης για υπολογιστικούς σκοπούς μπορεί να χρησιμοποιηθεί και η σχέση:

$$K_s = \begin{cases} 0,5 & m < 1,6mm \\ 0,4867 + 0,008339 \cdot m & 1,6mm \leq m \leq 50mm \end{cases} \quad (4.33)$$



Σχήμα 4.5 Συντελεστής μεγέθους K_s για κωνικούς τροχούς [3].

K_L = συντελεστής διάρκειας ζωής. Λαμβάνεται από το Σχήμα 4.6. Οι αντίστοιχες αναλυτικές σχέσεις που δίνουν το συντελεστή διάρκειας ζωής συναρτήσει του αριθμού των κύκλων φόρτισης, N , είναι οι παρακάτω:

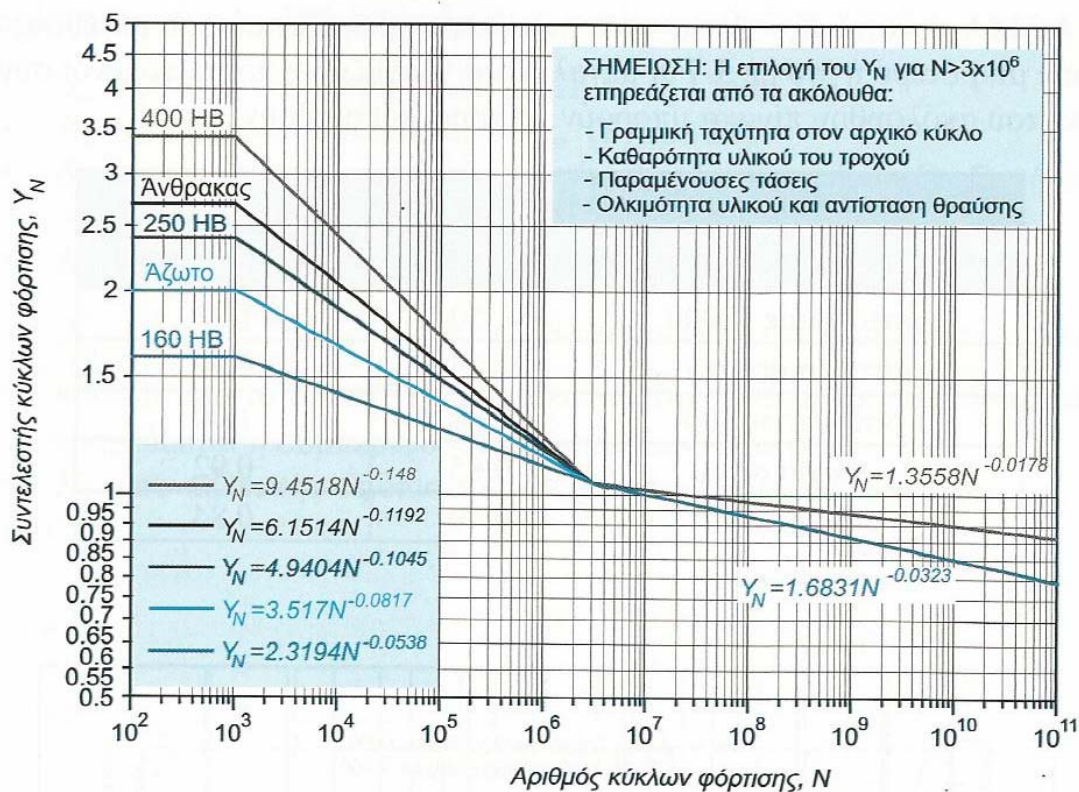
$$K_L = \begin{cases} 2,7 & 10^2 \leq N \leq 10^3 \\ 6,1514N^{-0,1182} & 10^3 \leq N \leq 3 \cdot 10^6 \\ 1,6831N^{-0,0323} & 3 \cdot 10^6 \leq N \leq 10^{10} \\ 1,355N^{-0,0323} & 3 \cdot 10^6 \leq N \leq 10^{10} \end{cases} \quad (4.34)$$

Η επιλογή της τιμής του K_L για $N > 3 \cdot 10^6$ καθορίζεται από τους παράγοντες που αναφέρονται στο ένθετο του Σχήματος 4.6.

K_0 = ο συντελεστής υπερφόρτισης ο οποίος λαμβάνεται από τον Πίνακα 4.1.

Πίνακας 4.1 Συντελεστής υπερφόρτισης K_0 [3]

Χαρακτηριστικά κινητήριας μηχανής	Χαρακτηριστικά κινούμενης μηχανής			
	Όμοιομορφο φορτίο	Ελαφρές κρούσεις	Μέτριες κρούσεις	Ισχυρές κρούσεις
Όμοιομορφη στρωτή λειτουργία (πχ. ηλεκτροκινητήρες, τουρμπίνες)	1.00	1.25	1.50	1.75
Ελαφρές κρούσεις (πχ. πολυκύλινδρες βενζινομηχανές)	1.20	1.40	1.75	2.25
Μέτριες κρούσεις (πχ. μονοκύλινδρες μηχανές)	1.30	1.70	2.00	2.75



Σχήμα 4.6 Συντελεστής διάρκειας ζωής $K_L = Y_N$ λόγω καμπτικών τάσεων [3].

K_v = ο δυναμικός συντελεστής ο οποίος λαμβάνεται από το Σχήμα 4.7.

S_{at} = η επιτρεπόμενη καμπτική τάση στο δόντι.

S_F = ο συντελεστής ασφάλειας. Συνιστάται να λαμβάνεται: $S_F=1,5$.

K_T = συντελεστής θερμοκρασίας όπου $K_T=1$ για $T \leq 120^\circ C$ και:

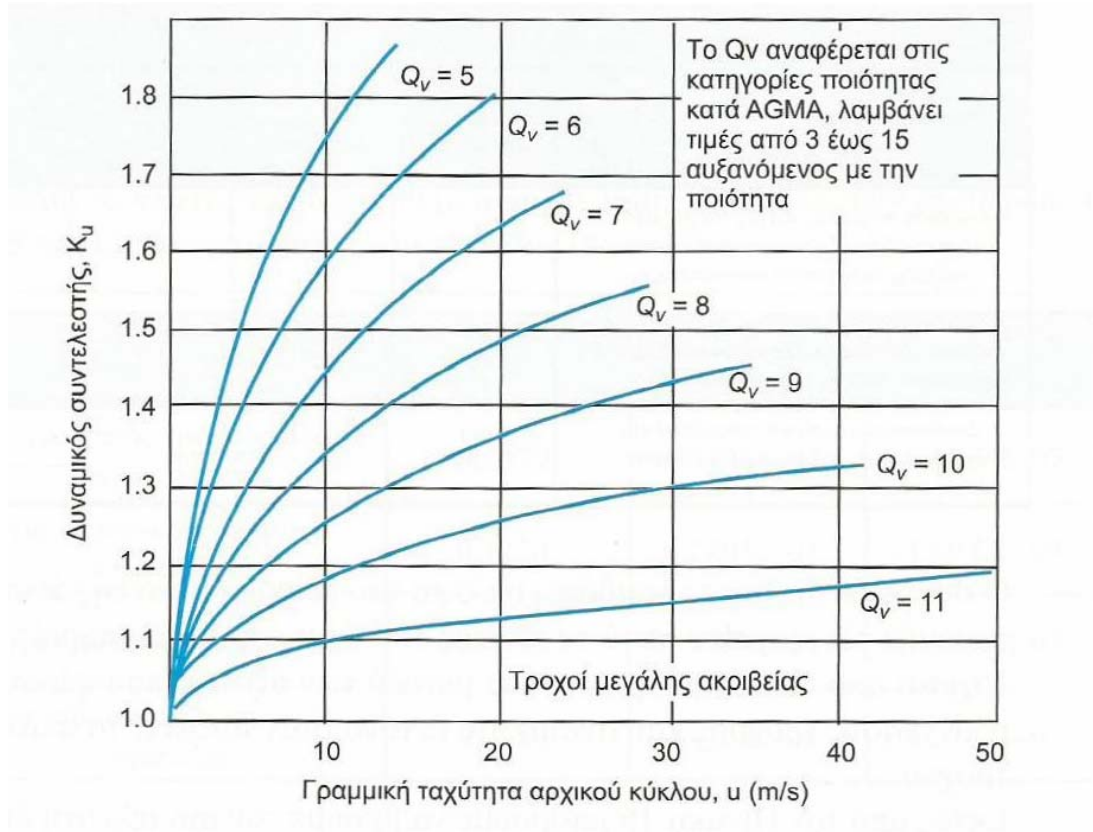
$$K_T = \frac{273 + T}{393} \quad \text{για } T > 120^\circ C \quad (4.35)$$

Να σημειωθεί ότι αύξηση της θερμοκρασίας πάνω από το όριο των $120^\circ C$ μειώνει την αντοχή του υλικού και επηρεάζει σημαντικά τη συμπεριφορά του λιπαντικού.

K_R = συντελεστής αξιοπιστίας. Λαμβάνεται από τον πίνακα 4.2 για κάμψη και επιφανειακή πίεση ανάλογα με τις απαιτήσεις του σχεδιασμού.

Πίνακας 4.2 Συντελεστής αξιοπιστίας K_R [3]

Απαίτηση	K_R , κάμψης	K_R επιφ. πίεσης
1 αστοχία σε 10000	1.50	1.22
1 αστοχία σε 1000	1.25	1.12
1 αστοχία σε 100	1.00	1.00
1 αστοχία σε 10	0.85	0.92
1 αστοχία σε 2	0.70	0.84



Σχήμα 4.7 Δυναμικός συντελεστής K_v συναρτήσει της ποιότητας κατασκευής [3].

Στην περίπτωση που εξετάζουμε οι τιμές των διαφόρων συντελεστών που εμπλέκονται στην εξίσωση (4.31) ελήφθησαν ως εξής:

$$J=0,26$$

$$K_x=1$$

$$K_m=1,6$$

$$K_s=0,53$$

$$K_L=1,2 \text{ για } 10^6 \text{ κύκλους φόρτισης}$$

$$F_t=4455 \text{ N}$$

$$m=3$$

$$b=19 \text{ mm}$$

$$K_o=1,25$$

$$K_v=1,15 \text{ για ποιότητα κατασκευής } Q_v=9$$

$$S_{at} =$$

$$S_F=1,5$$

$$K_T=1$$

$$K_R=1,5 \text{ για } 1 \text{ αστοχία σε } 10000$$

Για τον καθορισμό του δυναμικού συντελεστή K_v , χρειάστηκε ο υπολογισμός της περιφερειακής ταχύτητας ως εξής:

$$v_p = \pi \cdot d_1 \cdot n_2 = 3.14 \cdot 0,15^m \cdot \left(\frac{540}{60}\right)^{RPS} = 4,2 \frac{m}{s} \quad (4.36)$$

Οπότε με βάση τη σχέση (4.31) έχουμε:

$$\sigma_F = \frac{4455N}{5^{mm} \cdot 34^{mm} \cdot 0,26} \cdot \frac{1,25 \cdot 1,15 \cdot 0,53 \cdot 1,6}{1} = 123 \frac{N}{mm^2} \quad (4.37)$$

Επιπλέον από το δεύτερο μέρος της (4.31) βρίσκουμε:

$$\sigma_{\varepsilon\pi} = 0,53 \cdot S_{at} \quad (4.38)$$

Από την (4.31) προκύπτει ότι πρέπει να ικανοποιείται η ανισότητα:

$$S_{at} \geq \frac{123}{0,53} = 232 \frac{N}{mm^2} \quad (4.39)$$

Η εκλογή του κατάλληλου υλικού θα γίνει αφού πρώτα ολοκληρωθεί και ο έλεγχος αντοχής σε επιφανειακή πίεση που ακολουθεί αμέσως μετά.

4.9 ΥΠΟΛΟΓΙΣΜΟΣ ΤΟΥ ΟΔΟΝΤΑ ΣΕ ΕΠΙΦΑΝΕΙΑΚΗ ΠΙΕΣΗ ΚΑΤΑ AGMA

Η τάση σ_c λόγω επιφανειακής πίεσης σε ένα δόντι κωνικού οδοντωτού τροχού κατά AGMA δίνεται από τη σχέση:

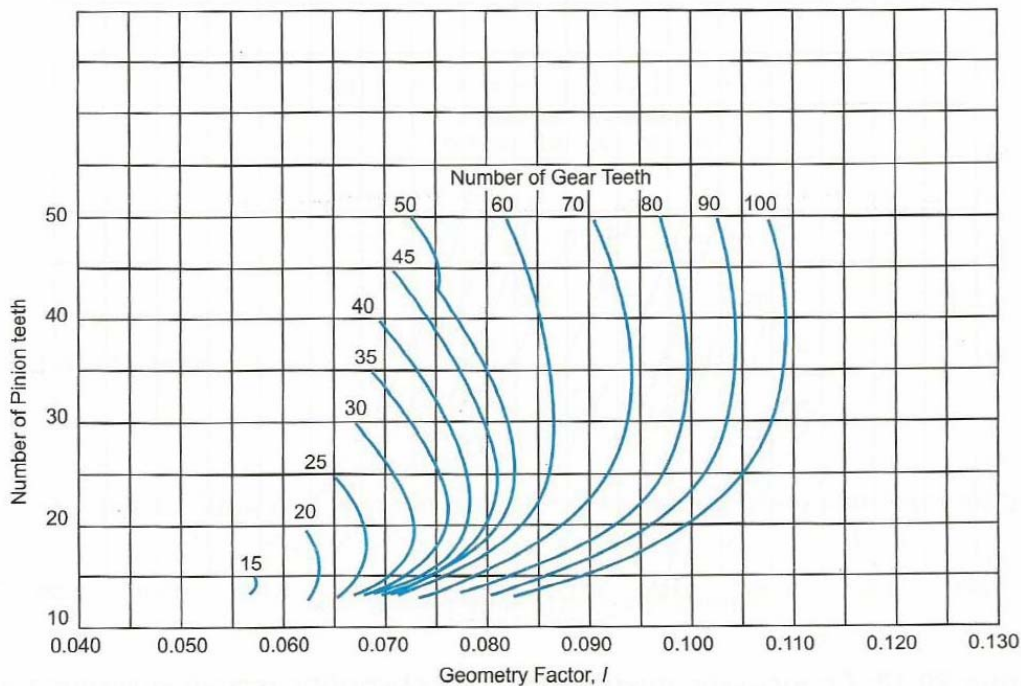
$$\sigma_c = C_p \sqrt{\frac{F_t}{bd_1 l} K_o K_v K_s K_m C_f} \leq \sigma_{c,\varepsilon\pi} = \frac{S_{ac} Z_N C_H}{S_H K_T K_R} \quad (4.40)$$

όπου

l = γεωμετρικός συντελεστής αντίστασης σε επιφανειακή φθορά. Λαμβάνεται από το Σχήμα 4.8.

K_s = συντελεστής διόρθωσης μεγέθους για κωνικούς τροχούς σε επιφανειακή πίεση. Ο συντελεστής αυτός υπολογίζεται από την ακόλουθη σχέση:

$$K_s = \begin{cases} 0,5 & b < 12,7mm \\ 0,00429b + 0,4375 & 12,7mm \leq b \leq 114,3mm \\ 1 & b > 114,3mm \end{cases} \quad (4.41)$$



Σχήμα 4.8 Γεωμετρικός συντελεστής I για μετωπικούς κωνικούς τροχούς με γωνία εξειλιγμένης 20° και γωνία αξόνων 90° [3].

K_m = συντελεστής διανομής φορτίου. Υπολογίζεται από τη σχέση:

$$K_m = K_{mb} + 5,6 \cdot 10^{-6} \cdot b^2 \quad (4.42)$$

όπου

$K_{mb}=1,00$ αν οι δύο κωνικοί τροχοί βρίσκονται ανάμεσα σε στηρίξεις των δύο αξόνων.

$K_{mb}=1,10$ αν ένας κωνικός τροχός βρίσκεται ανάμεσα σε στηρίξεις του άξονα και ο άλλος εκτός των στηρίξεων

$K_{mb}=1,25$ αν οι δύο κωνικοί τροχοί βρίσκονται εκτός στηρίξεων των αξόνων τους.

C_p = ο συντελεστής ελαστικότητας που λαμβάνεται από πίνακα με βάση τα υλικά από τα οποία είναι κατασκευασμένοι οι δύο τροχοί.

C_f = συντελεστής επιφανειακών συνθηκών για αντίσταση σε φθορά. Ο συντελεστής αυτός εξαρτάται από την επιφανειακή κατεργασία των δοντιών, τις παραμένουσες στο δόντι τάσεις και από ενδεχόμενα φαινόμενα πλαστικότητας που είναι παρόντα. Ο συντελεστής αυτός δεν έχει ακόμη τυποποιηθεί και η AGMA προτείνει για τις περισσότερες περιπτώσεις να λαμβάνεται ίσος με 1.

$\sigma_{c, επ}$ = επιτρεπόμενη πίεση επαφής.

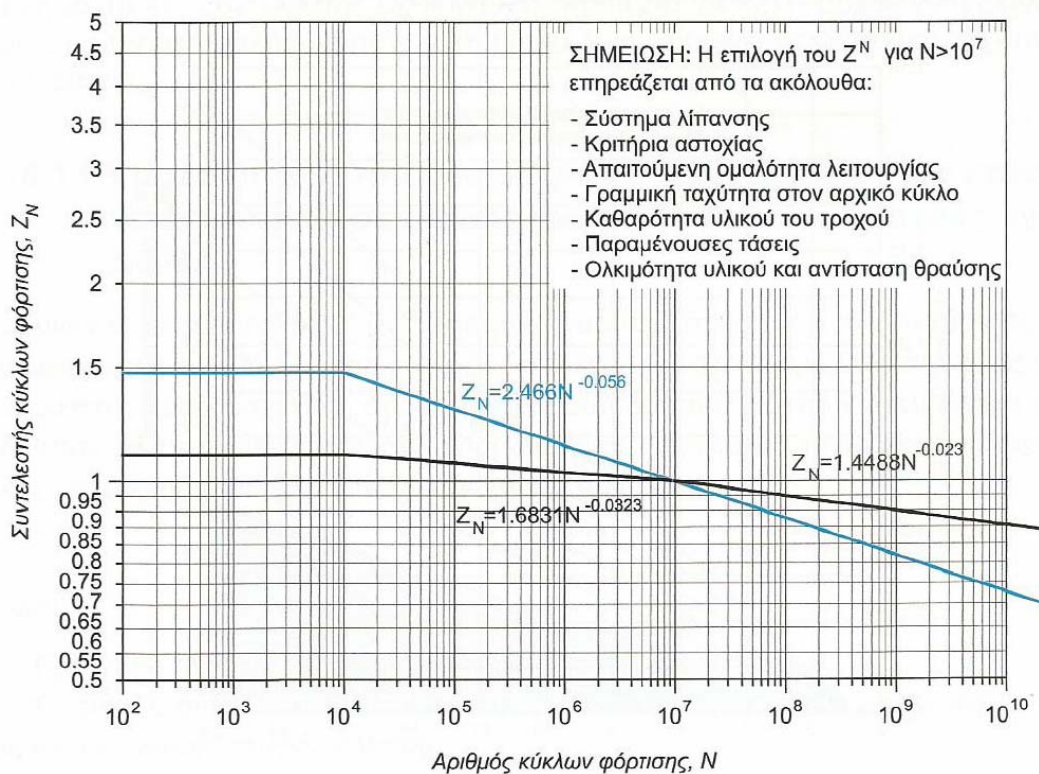
S_{ac} = αντοχή σε πίεση επαφής. Λαμβάνεται από τον πίνακα 1.9 στη σελίδα 80 του βιβλίου [6] ανάλογα με το υλικό κατασκευής.

Z_N = συντελεστής κύκλων φόρτισης ή διάρκειας ζωής σε επιφανειακή φθορά. Λαμβάνεται από το Σχήμα 4.9

C_H = συντελεστής λόγου σκληρότητας για αντίσταση σε φθορά.

S_H = συντελεστής ασφάλειας σε επιφανειακή φθορά. Προτείνεται η τιμή $S_H=1,5$.

Όλοι οι άλλοι συντελεστές που εισέρχονται στη σχέση (4.40) προσδιορίζονται όπως και στην ενότητα 4.8.



Σχήμα 4.9 Συντελεστής κύκλων φόρτισης ή διάρκειας ζωής Z_N λόγω επιφανειακών τάσεων [3].

Στην περίπτωση που εξετάζουμε οι τιμές των διαφόρων συντελεστών που εμπλέκονται στην εξίσωση (4.40) ελήφθησαν ως εξής:

$$l=0,08$$

$$b=19 \text{ mm}$$

$$d_1 = 150 \text{ mm}$$

$$K_s = 0,58$$

$K_m = 1,256$ (στην περίπτωση που εξετάζουμε οι δύο τροχοί βρίσκονται εκτός στηρίξεων των αξόνων τους)

$C_p = 192 \text{ (MPa)}^{0,5}$ όταν και οι δύο τροχοί είναι κατασκευασμένοι από χάλυβα [3]. Η μετατροπή των μονάδων δίνει:

$$C_p = 192 \left(\frac{N}{mm^2} \right)^{0,5}$$

$$F_t=4455 \text{ N}$$

$$K_o=1,25$$

$$K_v=1,15 \text{ για ποιότητα κατασκευής } Q_v=9$$

$$C_f = 1$$

$$S_{ac} =$$

$$Z_N = 1,1 \text{ για } 10^6 \text{ κύκλους φόρτισης}$$

$$C_H = 1$$

$$S_H=1,5$$

$$K_T=1$$

$$K_R=1,22 \text{ για } 1 \text{ αστοχία σε } 10000$$

Οπότε με βάση τη σχέση (4.40) έχουμε:

$$\sigma_c = 192 \sqrt{\frac{4455}{19 \cdot 150 \cdot 0,08} \cdot 1,25 \cdot 1,15 \cdot 0,58 \cdot 1,256 \cdot 1} = 868,5 \frac{N}{mm^2} \quad (4.43)$$

Επιπλέον από το δεύτερο μέρος της (4.40) βρίσκουμε:

$$\sigma_{c,\varepsilon\pi} = 0,6 \cdot S_{ac} \quad (4.44)$$

Από την (4.40) προκύπτει ότι πρέπει να ικανοποιείται η ανισότητα:

$$S_{ac} \geq \frac{868,5}{0,6} = 1447,5 \frac{N}{mm^2} \quad (4.45)$$

Από τον πίνακα 1.9 στη σελίδα 80 του βιβλίου [6] επιλέγουμε υλικό χάλυβα επιφανειακής βαφής 15CrNi6 με:

$$S_{at} = 920 \frac{N}{mm^2}$$

και

$$S_{ac} = 1490 \frac{N}{mm^2}$$

Είναι φανερό ότι το παραπάνω υλικό ικανοποιεί και τις δύο απαιτήσεις όπως αυτές εκφράζονται από τις ανισότητες (4.39) και (4.45).

5. ΑΛΥΣΙΔΑ

5.1 ΕΠΙΛΟΓΗ ΑΛΥΣΙΔΑΣ

Μέσω της αλυσίδας μεταφέρεται ισχύς από τον άξονα 3 στον άξονα 4. Η σχέση μετάδοσης καθορίστηκε στο κεφάλαιο 3 ως:

$$i_3 = 1,8 \quad (5.1)$$

Ο μικρός αλυσοτροχός περιστρέφεται με:

$$n_3 = 360 \text{ RPM} \quad (5.2)$$

και ο μεγάλος με:

$$n_4 = 200 \text{ RPM} \quad (5.3)$$

Μια αλυσίδα λειτουργεί κανονικά όταν η απόσταση των αξόνων των αλυσοτροχών είναι:

$$A = (30 \div 60)t \quad (5.4)$$

όπου t είναι το βήμα της αλυσίδας και A είναι η απόσταση των αξόνων 3 και 4.

Επιλέγουμε αλυσίδα κυλίνδρων απλή κατά DIN 8187

Αλυσίδα: $(1 \times 25,4 \times 17,02, \text{DIN}8187)$ από τον πίνακα 5.1

με στοιχεία:

Βήμα: $t=25,4\text{mm}$

Εσωτερικό πλάτος: $b_i=17,02\text{mm}$

Διάμετρος πείρου: $d_B=8,27\text{mm}$

Διάμετρος κυλίνδρου: $d_R=15,88\text{mm}$

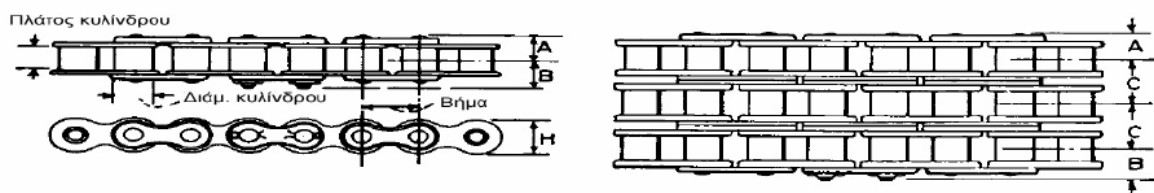
Επιφάνεια Αρθρώσεων: $f=210\text{mm}^2$

Βάρος: $G = 2,7 \frac{\text{Kg}}{\text{m}}$

Φορτίο Θραύσης: $P_B=1500\text{Kp}$

Πίνακας 5.1 Στοιχεία και Διαστάσεις Αλυσίδων Κυλίνδρων [3]

Τυποποίηση αλυσίδων κατά			Κυλίνδρος			Διάμ. Πείρου, mm	Συνδετήριο έλασμα		Διαστάσεις			Συνιστώμενη ελάχιστη απόσταση κέντρων, mm	Ονομαστική αντοχή θραύσης σε εφελκυσμό, kN	Γραμμική πυκνότητα, kg/m
DIN	ISO	ANSI	Βήμα mm	Πλάτος mm	Διάμετρος mm		Πάχος mm	Ύψος H mm	A mm	B mm	C mm			
8187	04C-1	25	6.350	3.175	3.302	2.311	0.762	5.842	3.810	4.826	6.401		4	0.12
	06C-2	35	9.525	4.763	5.080	3.581	1.270	8.738	5.690	7.366	10.135	152	9	0.32
	085	41	12.700	6.350	7.772	3.581	1.270	9.728	6.502	8.001		229	9	0.37
	08A-1	40	12.700	7.938	7.925	3.962	1.524	11.481	7.950	9.093	14.376	229	16	0.55
	10A-1	50	15.875	9.525	10.160	5.080	2.032	15.088	9.754	11.735	18.110	305	27	0.91
	12A-1	60	19.050	12.700	11.913	5.944	2.388	17.247	12.522	14.402	22.784	381	38	1.35
	16A-1	80	25.400	15.875	15.875	7.925	3.175	22.936	16.332	19.355	29.286	533	65	2.34
	20A-1	100	31.750	19.050	19.050	9.525	3.962	28.651	19.812	23.114	35.763	686	107	3.64
	24A-1	120	38.100	25.400	22.225	11.100	4.750	34.392	24.816	28.524	45.441	838	152	5.35
	28A-1	140	44.450	25.400	25.400	12.700	5.563	41.834	26.772	30.963	48.870	991	205	6.88
	32A-1	160	50.800	31.750	28.575	14.275	6.350	48.260	31.750	36.398	58.547	1143	259	9.10
		180	57.150	35.719	35.712	17.450	7.137	54.356	36.093	44.958	65.837		339	12.44
	40A-1	200	63.500	38.100	39.675	19.837	7.925	57.785	38.938	46.990	71.552	1448	424	15.73
48A-1	240	76.200	47.625	47.625	23.800	9.525	72.390	43.739	55.880	87.833	1676	602	21.96	



Σχήμα 5.1 Συμβολισμοί και διαστάσεις αλυσίδων κυλίνδρων [3].

5.2 ΥΠΟΛΟΓΙΣΜΟΣ ΚΥΡΙΩΝ ΣΤΟΙΧΕΙΩΝ

Με βάση τη σχέση μετάδοσης, από τον πίνακα 5.2 καθορίζεται ο αριθμός δοντιών του μικρού αλυσοτροχού ως εξής:

$$z_1=27 \quad (5.5)$$

Πίνακας 5.2 Αριθμός δοντιών συναρτήσει της σχέσης μετάδοσης [3]

Σχέση μετάδοσης	1	2	3	4	5	6	7
Αλ. Κυλίνδρων	31	27	25	23	21	17	15
Αλ. Αθόρυβες οδόντων	40	35	31	27	23	19	15

Έχουμε:

$$\sin \frac{\pi}{z_1} = 0,116 \quad (5.6)$$

και

$$D_{t1} = \frac{t}{\sin \frac{\pi}{z_1}} \approx 219mm \quad (5.7)$$

Στη συνέχεια κάνουμε τον έλεγχο της ταχύτητας της αλυσίδας η οποία υπολογίζεται από τον αριθμό των στροφών επί την περίμετρο, δηλαδή το βήμα επί τον αριθμό των δοντιών. Συνεπώς χρησιμοποιούμε τη σχέση:

$$u = \frac{z_1 t n_3}{60000} = 4,1m/s \quad (5.8)$$

Η ταχύτητα είναι μικρότερη του $(20 \div 25)m/s$ όπως απαιτείται.

Έλεγχος δύναμης στην αλυσίδα:

$$\begin{aligned} M_t &= 71620 \frac{N_3}{n_3} = U \frac{D_{t1}}{2} \Rightarrow \\ \Rightarrow U &= 71620 \frac{2N_3}{D_{t1} n_3} = 71620 \frac{2 \cdot 21^{HP}}{21,9^{cm} \cdot 360} = 381,5Kp < P_B \end{aligned} \quad (5.9)$$

όπου

$$N_3 = 21HP$$

η ισχύς εξόδου του άξονα 3, δηλαδή η ισχύς που πρόκειται να μεταφερθεί μέσω της αλυσίδας.

Βρήκαμε ότι η δύναμη U στην αλυσίδα είναι μικρότερη από το όριο θραύσης αυτής. Συνεπώς μπορούμε να προχωρήσουμε την εφαρμογή του αλγόριθμου υπολογισμού των στοιχείων της αλυσίδας.

Υπολογισμός μεγάλου αλυσοτροχού:

$$z_2 = i_3 \cdot z_1 \approx 49 \quad (5.10)$$

Διάμετρος:

$$D_{t2} = \frac{z_2 t}{\pi} \approx 396mm \quad (5.11)$$

Απόσταση αξόνων:

Η απόσταση των αξόνων αν δεν καθορίζεται από τις προδιαγραφές του προβλήματος λαμβάνεται από τη σχέση (5.4). Όταν $i < 4$, όπως στην περίπτωση μας μπορούμε προσεγγιστικά να υπολογίσουμε την απόσταση των αξόνων A από τη σχέση:

$$A = 1,2 \cdot \frac{D_{t1} + D_{t2}}{2} + (30 \div 50)mm \quad (5.12)$$

Αντικαθιστώντας τις τιμές των διαμέτρων που έχουμε υπολογίσει ήδη βρίσκουμε:

$$A = 419mm \quad (5.13)$$

όπου επιλέξαμε να προσθέσουμε 50 mm.

Παρόλα αυτά όμως ο περιορισμός (5.4) δεν ικανοποιείται, συνεπώς είμαστε αναγκασμένοι να θέσουμε την απόσταση των αξόνων A τουλάχιστον ίση με:

$$A = 30 \cdot t = 30 \cdot 25,4mm = 762mm \quad (5.14)$$

Αριθμός κρίκων:

$$x = \frac{z_1 + z_2}{2} + \frac{2A}{t} + \left(\frac{z_2 - z_1}{2\pi} \right)^2 \frac{t}{A} \approx 98 \quad (5.15)$$

Ο αριθμός των κρίκων πρέπει να είναι άρτιος.

Με βάση τον αριθμό των κρίκων και τους αριθμούς των δοντιών μπορούμε να διορθώσουμε την απόσταση των αξόνων. Αυτή η διόρθωση όμως είναι πολύ μικρή.

Έτσι η απόσταση των αξόνων παραμένει $A=762mm$.

Συντελεστής ασφάλειας:

$$C_{o2} = \frac{19}{z_1} \cdot \frac{C_s}{C_1 C_2 C_3} = \frac{19}{27} \cdot \frac{1,25}{0,7 \cdot 0,8 \cdot 0,9} = 1,75 \quad (5.16)$$

όπου ο συντελεστής λειτουργίας για αλυσίδες είναι:

$$C_s = 1,25 \quad (5.17)$$

Πίνακας 5.1 Συντελεστής λειτουργίας C_s για αλυσίδες [3]

	Είδη Κινητήριων Μηχανών		
	Μετάδοση με ηλεκτροκινητήρα	Στρόβιλος. Πολυκυκ. εμβολοφόρ. Μηχανές	Μονοκύλινδρη Εμβολοφόρα μηχανή
Φόρτιση σχεδόν χωρίς κρούσεις Γεννήτριες, ελαφροί ανελκυστήρες, βοηθητικές κινήσεις Εργαλειομηχανών.	1.00	1.25	1.50
Φόρτιση με μέτριες κρούσεις Γερανοί, βαρείς ανελκυστήρες, κύριες κινήσεις εργαλειομηχανών.	1.25	1.50	1.75
Φόρτιση ελαστρων, πρέσες ελασμάτων, ψαλίδια, εμβολοφόροι αντλίες εκσκαφείς.	1.75	2.0	2.25

Οι υπόλοιποι συντελεστές λαμβάνονται από τον πίνακα 5.2 που ακολουθεί.

Πίνακας 5.2 Συντελεστές C_1 , C_2 και C_3 κατά Niemann [3]

	Συντελεστής	Περιβάλλον	Λίπανση	
$C_1 =$	1.000	Χωρίς σκόνη	Εξαιρετική	
	0.900	Χωρίς σκόνη	Καλή	
	0.700	Με σκόνη	Καλή	
	0.500	για $u < 4\text{m/s}$	Με σκόνη	Μέτρια
	0.300	για $u < 7\text{m/s}$	Με σκόνη	Μέτρια
	0.300	για $u < 4\text{m/s}$	Ακάθαρτο	Μέτρια
	0.015	για $u < 7\text{m/s}$	Ακάθαρτο	Μέτρια
	0.150	για $u < 4\text{m/s}$	Ακάθαρτο	Κακή
$C_2 =$	1.000	για αλυσίδες DIN 8187		
	0.800	για αλυσίδες DIN 8180 και 8188		
	0.200	για αλυσίδες DIN 8181		
$C_3 =$	$\sqrt[3]{\frac{x}{90} \frac{i}{i+1}}$	όπου $i = z_2 / z_1$ η σχέση μετάδοσης και x ο αριθμός των κρίκων της αλυσίδας		

Ο συντελεστής:

$$C_1 = 0,7 \quad (5.18)$$

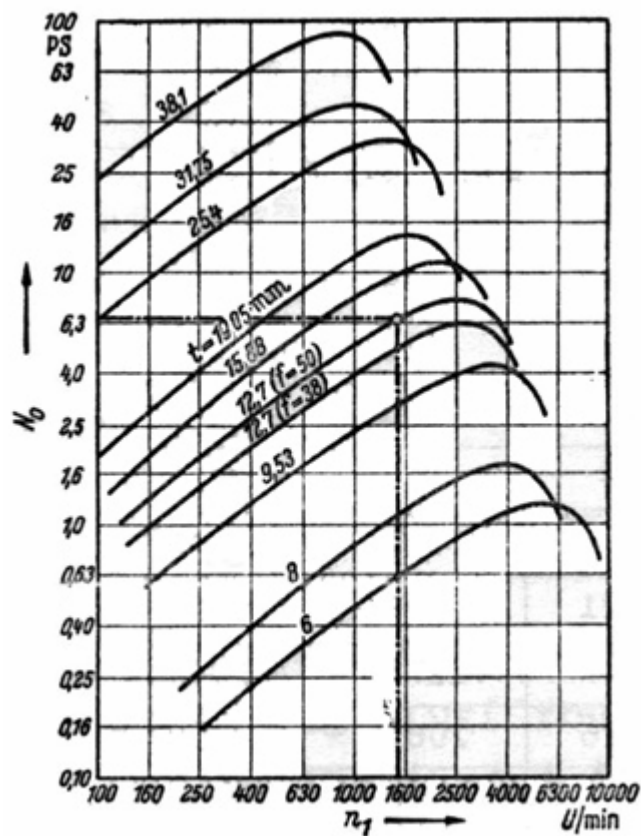
όπου υποθέσαμε περιβάλλον με σκόνη και επιπλέον εξαιρετική λίπανση,

και ακόμη:

$$C_2 = 0,8 \quad (5.19)$$

από την τυποποίηση
και

$$C_3 = \sqrt[3]{\frac{x}{90} \cdot \frac{i_3}{i_3 + 1}} = \sqrt[3]{\frac{98}{90} \cdot \frac{1,8}{2,8}} \approx 0,9 \quad (5.20)$$



Σχήμα 5.2 Νομογράφημα ειδικής ισχύος για αλυσίδες DIN8187 και διάρκεια ζωής 10.000h [3].

Από το νομογράφημα (Σχήμα 5.2) για DIN8187 και διάρκεια ζωής $L_U=10.000$ h για:

$$t=25,4\text{mm}$$

και από τις στροφές του μικρού αλυσοτροχού:

$$n_3=360\text{RPM}$$

παίρνουμε την ειδική ισχύ:

$$N_0 = 18\text{PS} \approx 18,2\text{HP} \quad (5.21)$$

Η ειδική ισχύς είναι η ισχύς που μπορεί να μεταφέρει κάθε κλάδος. Πολλαπλότητα αλυσίδας:

$$j = \frac{N_3 C_{o\lambda}}{N_0} = \frac{21 \cdot 1,75}{18,2} \approx 2 \quad (5.22)$$

Επομένως ο βαθμός πολλαπλότητας είναι 2.

5.3 ΕΛΕΓΧΟΣ ΠΙΕΣΗΣ ΣΤΟΥΣ ΚΥΛΙΝΔΡΟΥΣ

Δύναμη ελκυσμού αλυσίδας:

$$P = U + U_F + U_g = U + \frac{Gu^2}{9,81} + k_f GA \quad (5.23)$$

Οι τρεις συνιστώσες της ολικής δύναμης είναι η δύναμη της αλυσίδας λόγω μεταφερόμενης ισχύος, η φυγόκεντρος δύναμη και η δύναμη στον κλάδο επιστροφής λόγω βέλους κάμψης. Θεωρώντας την αλυσοκίνηση παράλληλη με το οριζόντιο επίπεδο ($\gamma=0$) έχουμε:

$$k_f = 2 \div 6 \quad (5.24)$$

Παίρνουμε:

$$k_f = 6 \quad (5.25)$$

Αντικαθιστώντας τις αριθμητικές τιμές στην εξίσωση (5.23) βρίσκουμε:

$$P = 381,5 + \frac{2,7 \cdot 4,1^2}{9,81} + 6 \cdot 2,7 \cdot 0,762 = 398,5 \text{ Kp} \quad (5.26)$$

Άρα η πίεση στους κυλίνδρους είναι:

$$p = \frac{P}{f} = \frac{398,5}{210} = 1,9 \text{ Kp/mm}^2 \quad (5.27)$$

Η επιτρεπόμενη πίεση βρίσκεται από τον πίνακα 5.3 που ακολουθεί, ως εξής:

$$p_{\text{επ}} = c \cdot \lambda \cdot p_0 \quad (5.28)$$

Πίνακας 5.3 Υπολογισμός επιτρεπόμενης πίεσης επιφανείας [6]

Επιτρεπόμενη πίεση επιφανείας στην άθρωση $p_{\text{επ}} = c \cdot \lambda \cdot p_0$															
v m/s	p_0 σε N/cm ² για $z_1 =$														
	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22	23	24	≥ 25
0.1	3080	3120	3170	3220	3270	3300	3320	3350	3400	3430	3450	3480	3500	3530	3550
0.2	2810	2850	2880	2930	2980	3000	3030	3060	3100	3120	3140	3170	3190	3220	3240
0.4	2700	2740	2780	2830	2870	2890	2910	2950	2980	3000	3020	3050	3070	3100	3120
0.6	2580	2620	2650	2700	2740	2760	2780	2820	2850	2870	2890	2910	2930	2960	2980
0.8	2490	2530	2560	2610	2650	2670	2680	2720	2750	2770	2790	2810	2830	2860	2880
1.0	2380	2420	2450	2490	2520	2540	2560	2590	2620	2640	2660	2680	2700	2720	2740
1.5	2290	2330	2360	2400	2430	2450	2470	2500	2530	2550	2570	2590	2610	2630	2650
2.0	2210	2240	2270	2310	2350	2370	2380	2410	2440	2460	2470	2490	2510	2530	2550
2.5	2130	2160	2190	2230	2260	2280	2290	2320	2350	2370	2380	2400	2440	2470	2500
3	2050	2080	2110	2140	2170	2190	2210	2240	2260	2290	2320	2350	2380	2420	2460
4	1740	1830	1920	2000	2070	2100	2130	2160	2180	2220	2260	2300	2340	2380	2420
5	1400	1550	1690	1770	1840	1910	1970	2010	2050	2100	2150	2180	2210	2240	2280
6	1050	1230	1410	1540	1640	1730	1810	1880	1950	1990	2040	2070	2110	2140	2180
7	850	1000	1150	1280	1400	1510	1620	1740	1850	1870	1900	1940	1980	2020	2060
8	-	800	1020	1110	1200	1310	1420	1560	1700	1740	1780	1820	1870	1910	1960
10	-	-	810	900	1020	1110	1200	1320	1430	1460	1500	1570	1640	1700	1770
12	-	-	-	-	820	910	1070	1170	1260	1300	1350	1410	1480	1540	1600
15	-	-	-	-	-	-	890	970	1050	1100	1150	1210	1270	1330	1400
18	-	-	-	-	-	-	-	-	880	960	1050	1110	1180	1240	1300
						λ για $X =$									
	i	50	100	150	200	400									
	1	0.7	0.82	0.90	0.94	1.19									
	2	0.79	0.93	1.02	1.06	1.35									
	3	0.85	1.00	1.10	1.15	1.45									
	5	0.92	1.09	1.20	1.25	1.58									
	7	0.99	1.16	1.28	1.34	1.68									
Μονή αλυσίδα c = 1				Διπλή αλυσίδα c = 0,9				Τριπλή αλυσίδα c = 0,85							

όπου:

$$c = 0,9 \quad (5.29)$$

για διπλή αλυσίδα,

$$\lambda \approx 0,93 \quad (5.30)$$

για $x=98$ και $i_3=1,8$

και

$$p_0 = 2420 \frac{Kp}{cm^2} \quad (5.31)$$

Για ταχύτητα:

$$u = 4,1 \frac{m}{s}$$

και αριθμό δοντιών μικρού αλυσοτροχού:

$$z_1 = 27 \geq 25$$

Αντικαθιστώντας τις παραπάνω αριθμητικές τιμές στη σχέση (5.28) βρίσκουμε:

$$p_{\varepsilon\pi} = 0,9 \cdot 0,93 \cdot 2420 \frac{N}{cm^2} = 2025,5 \frac{N}{cm^2} \quad (5.32)$$

Συνεπώς:

$$p_{\varepsilon\pi} = 2025,5 \frac{10^{-1} Kp}{10^2 mm^2} \approx 2,03 \frac{Kp}{mm^2} \quad (5.33)$$

Άρα για την πίεση p που ασκείται στους κυλίνδρους η οποία υπολογίστηκε από τη σχέση (5.27) ισχύει:

$$p \leq p_{\varepsilon\pi} \quad (5.34)$$

Δηλαδή η αλυσίδα αντέχει την ασκούμενη πίεση. Θα έχει μάλιστα και μεγαλύτερο χρόνο ζωής από αυτόν που υποθέσαμε. Πρέπει πάντως να σημειωθεί ότι ο χρόνος ζωής της αλυσίδας εξαρτάται κατά πολύ από τις συνθήκες λίπανσής της. Οι βασικές οδηγίες για τη λίπανση των αλυσίδων συνοψίζονται στον πίνακα 5.4 που ακολουθεί.

Πίνακας 5.4 Οδηγίες λίπανσης αλυσίδων [3]

Λίπανση	u (m/s) έως 4	έως 7	έως 12	άνω των 12
I. Αρίστη	Λίπανση 4 . . 10 σταγόνες /1'	Λίπανση βυθίσεως. Λουτρό λαδιού.	Κυκλοφοριακή Λίπανση Πίεσης.	Λίπανση Ψεκασμού.
II. Επαρκής.	Λίπανση λίπους	Λίπανση σταγόνων 20 σταγόνες /1'	Λουτρό λαδιού με δίσκ. εκτίναξης.	Κυκλοφοριακή λίπανση πίεσης.
III. Ελλιπής Λίπανση	Δυνατή μέχρι $u = 7$.			
IV. Λειτουργ. εν Ξηρώ	Δυνατή μέχρι $u = 4$.			

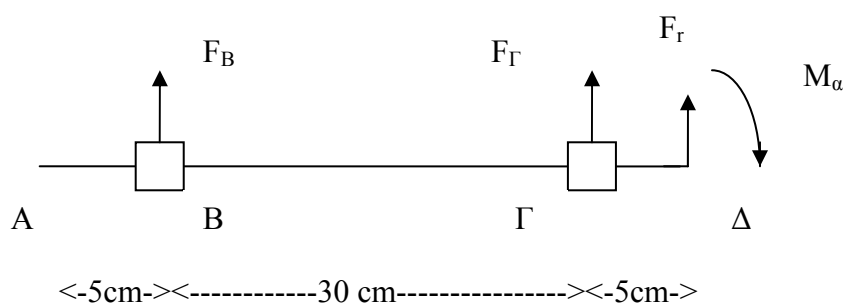
6. ΥΠΟΛΟΓΙΣΜΟΣ ΑΞΟΝΑ 2

6.1 ΦΟΡΤΙΣΕΙΣ

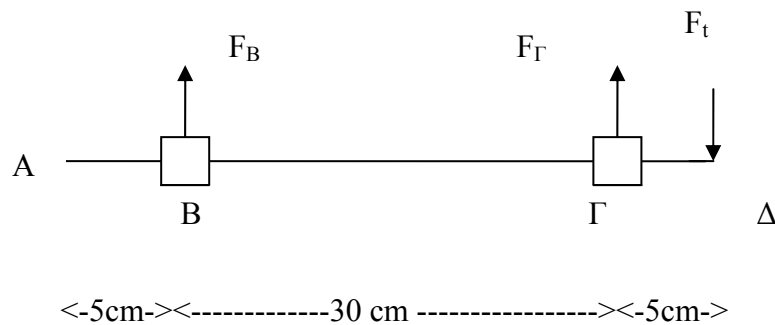
Στον άξονα 2 ασκούνται από τον κωνικό οδοντωτό τροχό οι δυνάμεις $F_t = 4455N$, $F_r = 1349N$ και $F_a = 899N$ που υπολογίστηκαν στο κεφάλαιο 4. Η δύναμη F_r έχει την διεύθυνση του άξονα y και η δύναμη F_t έχει την διεύθυνση του άξονα z. Η δύναμη F_a έχει την διεύθυνση του άξονα x αλλά δεν ασκείται στο κέντρο βάρους. Πρόκειται δηλαδή για έκκεντρη αξονική φόρτιση που δημιουργεί ροπή στον άξονα z ίση με:

$$M_a = F_a \cdot \frac{d_{m1}}{2} = 899N \cdot 0,131m = 118Nm \quad (6.1)$$

Όλες οι δυνάμεις και οι ροπές που ασκούνται στον άξονα 2 φαίνονται στα Σχήματα που ακολουθούν.



Σχήμα 6.1 Διάγραμμα ελευθέρου σώματος του άξονα 2 στο επίπεδο (x,y).



Σχήμα 6.2 Διάγραμμα ελευθέρου σώματος του άξονα 2 στο επίπεδο (x,z).

6.2 ΑΝΤΙΔΡΑΣΕΙΣ ΚΑΙ ΔΙΑΓΡΑΜΜΑΤΑ ΡΟΠΩΝ ΚΑΜΨΗΣ

Α) Επίπεδο (x,y)

Εύρεση αντιδράσεων εδράνων:

$$\Sigma F_y = 0 \Rightarrow F_B + F_\Gamma = -1349N \quad (6.2)$$

$$\Sigma M_{(B)} = 0 \Rightarrow -F_\Gamma \cdot 0,3 - 1349 \cdot 0,35 + 118 = 0 \quad (6.3)$$

Η λύση του συστήματος των παραπάνω εξισώσεων δίνει:

$$F_B = -169N$$

και

$$F_\Gamma = -1180N$$

Διάγραμμα ροπών κάμψης:

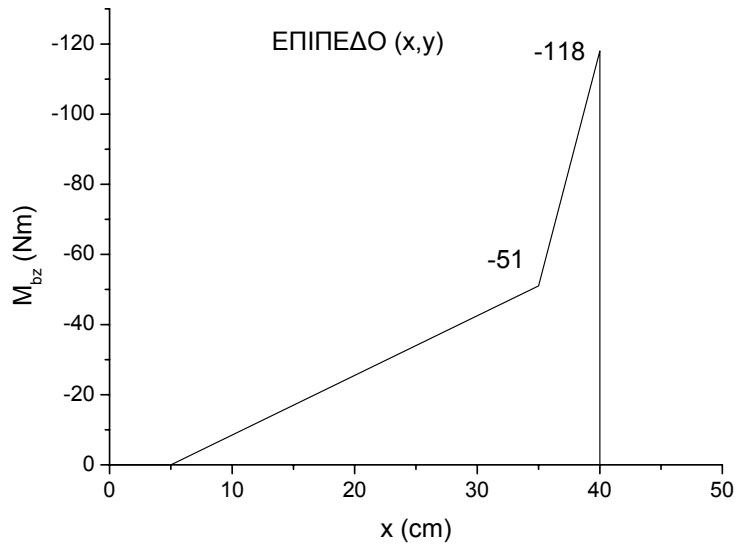
$$M_A = 0$$

$$M_B = 0$$

$$M_\Gamma = -169 \cdot 0,3 = -51Nm$$

$$M_\Delta = -118Nm$$

Το διάγραμμα της ροπής κάμψης του άξονα 2 στο επίπεδο (x,y) φαίνεται στο παρακάτω σχήμα.



Σχήμα 6.3 Διάγραμμα της ροπής κάμψης που καταπονεί τον άξονα 2 στο επίπεδο (x,y).

B) Επίπεδο (x,z)

Εύρεση αντιδράσεων εδράνων:

$$\Sigma F_y = 0 \Rightarrow F_B + F_\Gamma = 4455N \quad (6.4)$$

$$\Sigma M_{(B)} = 0 \Rightarrow F_\Gamma \cdot 0,3 - 4455 \cdot 0,35 = 0 \quad (6.5)$$

Η λύση του συστήματος των παραπάνω εξισώσεων δίνει:

$$F_B = -743N$$

και

$$F_\Gamma = 5198N$$

Διάγραμμα ροπών κάμψης:

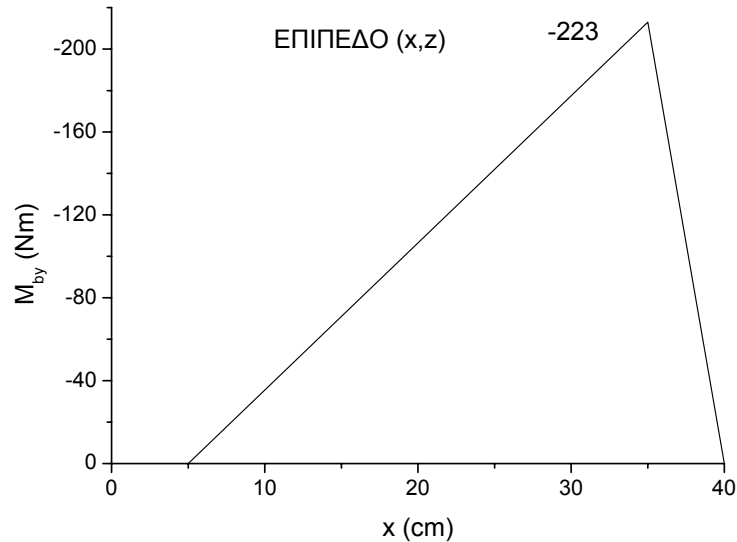
$$M_A = 0$$

$$M_B = 0$$

$$M_\Gamma = -743 \cdot 0,3 = -223Nm$$

$$M_\Delta = 0$$

Στο σχήμα που ακολουθεί φαίνεται το διάγραμμα της ροπής κάμψης του άξονα 2 στο επίπεδο (x,z).



Σχήμα 6.4 Διάγραμμα της ροπής κάμψης που καταπονεί τον άξονα 2 στο επίπεδο (x,z).

Η ροπή στρέψης είναι η ίδια σε όλο το μήκος του άξονα και έχει την τιμή:

$$M_{t2} = 3011 \text{ Kr} \cdot \text{cm} = 301 \text{ Nm}$$

όπως υπολογίστηκε στο κεφάλαιο 3.

Η ολική ροπή κάμψης στη θέση Γ είναι:

$$M_{\Gamma} = \sqrt{M_{\Gamma(x,y)}^2 + M_{\Gamma(x,z)}^2} = \sqrt{(-51)^2 + (-223)^2} = 229 \text{ Nm} \quad (6.6)$$

6.3 ΣΧΕΔΙΑΣΗ ΔΙΑΓΡΑΜΜΑΤΩΝ SMITH ΓΙΑ ΤΟ ΧΑΛΥΒΑ 42CrMo4

Από τον Πίνακα [2] με τα δυναμικά χαρακτηριστικά των χαλύβων βρίσκουμε τις οριακές τιμές δυναμικής αντοχής για τον χάλυβα 42CrMo4 για κάμψη και στρέψη αντίστοιχα:

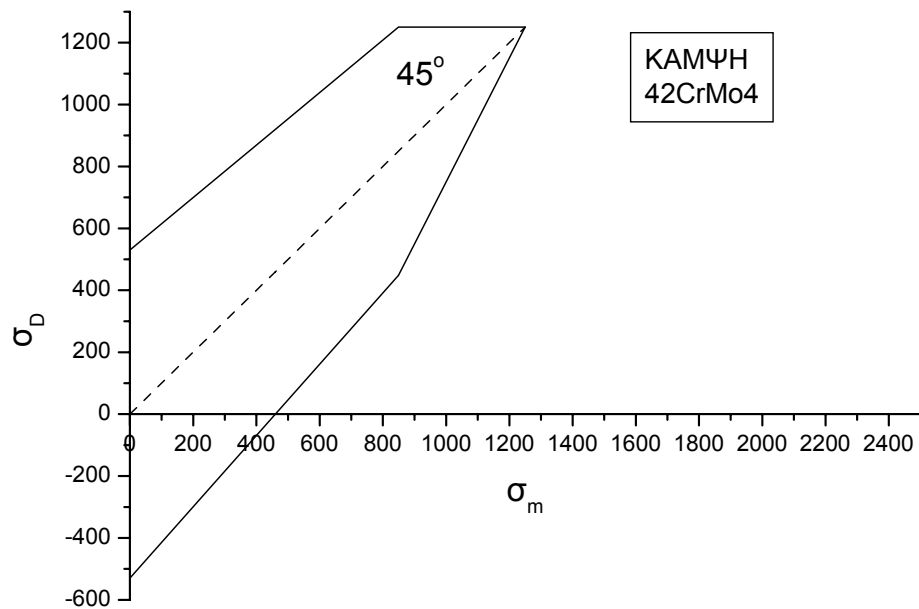
Για κάμψη:

$$\sigma_{bs} = 1250 \frac{N}{mm^2}, \sigma_{bsch} = 920 \frac{N}{mm^2}, \sigma_{bw} = 530 \frac{N}{mm^2}$$

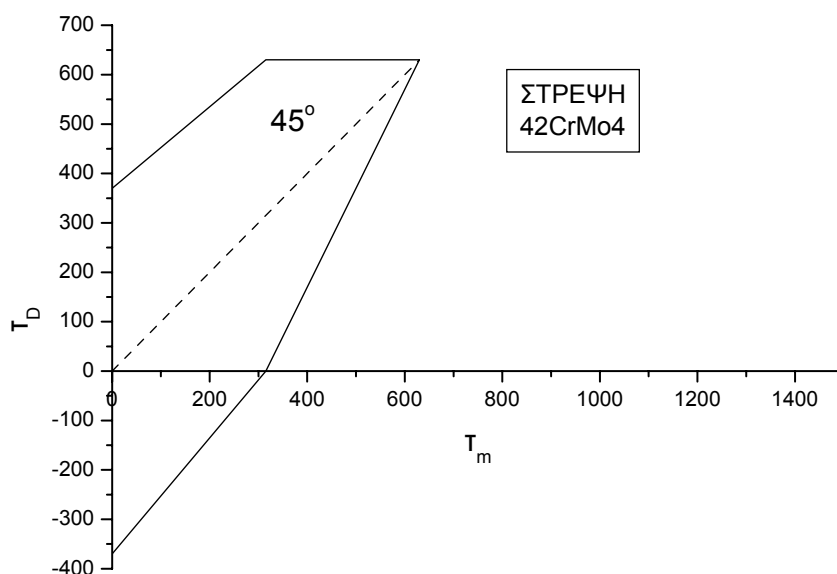
Για στρέψη:

$$\tau_s = 630 \frac{N}{mm^2}, \tau_{sch} = 630 \frac{N}{mm^2}, \tau_w = 370 \frac{N}{mm^2}$$

Στην συνέχεια σχεδιάζουμε τα διαγράμματα 'Smith' για κάμψη και στρέψη, χρησιμοποιώντας κατάλληλη κλίμακα (σχήματα 6.5 και 6.6 αντίστοιχα).



Σχήμα 6.5 Διάγραμμα Smith για κάμψη για το χάλυβα 42CrMo4.



Σχήμα 6.6 Διάγραμμα Smith για στρέψη για το χάλυβα 42CrMo4.

6.4 ΕΠΙΤΡΕΠΟΜΕΝΕΣ ΤΑΣΕΙΣ

Από τον πίνακα της σελίδας 200 του βιβλίου [5] βρίσκουμε τις επιτρεπόμενες τάσεις σε κάμψη και στρέψη για την περίπτωση δυναμικής καταπόνησης ατράκτων για το χάλυβα 42CrMo4:

Για κάμψη:

$$\sigma_{b,επ} = 100 \frac{N}{mm^2} \quad \text{ή} \quad \sigma_{b,επ} \approx 1000 \frac{Kp}{cm^2}$$

Για στρέψη:

$$\tau_{επ} = 50 \frac{N}{mm^2} \quad \text{ή} \quad \tau_{επ} \approx 500 \frac{Kp}{cm^2}$$

6.5 ΣΥΝΤΕΛΕΣΤΗΣ ΣΥΝΘΕΤΗΣ ΚΑΤΑΠΟΝΗΣΗΣ ΚΑΤΑ BACH

Από την εξέταση των συνθηκών λειτουργίας της ατράκτου έχουμε τα εξής:

(i) Η κάμψη που δημιουργείται από τις φορτίσεις είναι εναλλασσόμενη.

(ii) Η μεταβαλλόμενη στρεπτική ροπή κατά την μία φορά είναι επαναλαμβανόμενη στρέψη.

Στην συνέχεια, υπολογίζουμε τον συντελεστή σύνθετης καταπόνησης a_0 κατά Bach, για όλκιμα υλικά:

$$a_0 = \frac{\sigma_{bw}}{\sqrt{3} \cdot \tau_{sch}} = \frac{530}{\sqrt{3} \cdot 630} = 0,486 \quad (6.7)$$

6.6 ΥΠΟΛΟΓΙΣΜΟΣ ΠΡΟΣΩΡΙΝΩΝ ΔΙΑΜΕΤΡΩΝ

Ο υπολογισμός των προσωρινών διαμέτρων θα γίνει με βάση τις επιτρεπόμενες τάσεις. Στην συνέχεια θα ελεγχθούν σε δυναμική καταπόνηση, λαμβάνοντας υπόψη την επίδραση της μορφής του υλικού οπότε και θα οριστικοποιηθούν.

(i) Διάμετρος d_1

Το τμήμα AB της ατράκτου καταπονείται μόνο σε στρέψη ίδια σε όλο το μήκος. Με βάση την επιτρεπόμενη τάση στρέψης υπολογίζουμε την προσωρινή διάμετρο d_1 :

$$d_1 = 1.72 \cdot \sqrt[3]{\frac{M_{t2}}{\tau_{\epsilon\pi}}} \approx 31mm \quad (6.8)$$

Για τεχνικούς λόγους το τμήμα AB του άξονα 2 πρέπει να έχει την ίδια διάμετρο με τον άξονα 1, οπότε θέτουμε:

$$d_1 = 35mm$$

(ii) Διάμετρος d_2

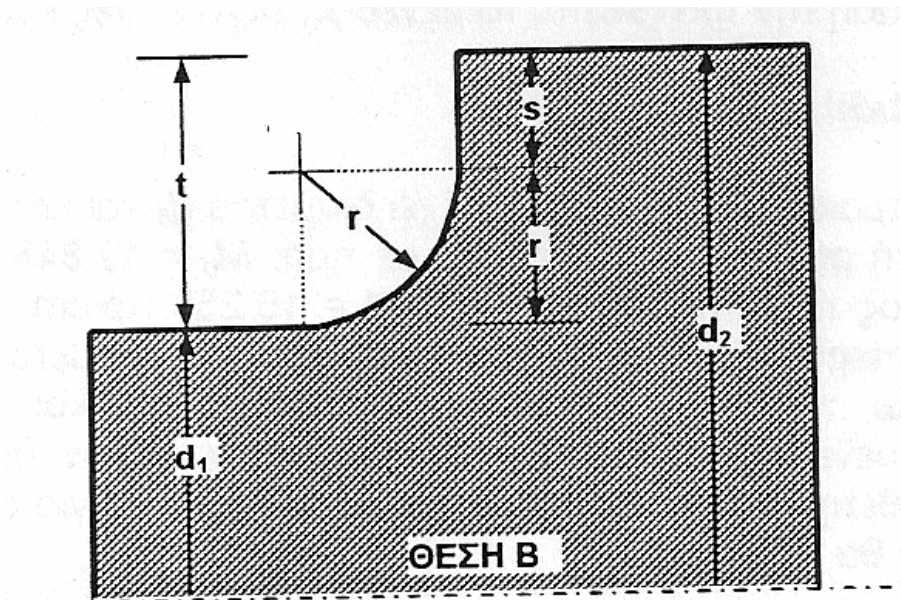
Το τμήμα ΒΓ της ατράκτου καταπονείται σε στρέψη και κάμψη, δηλαδή σε σύνθετη καταπόνηση, με μέγιστες τιμές στην θέση Γ, ίδιες με αυτές του τμήματος ΓΔ. Συνεπώς δεν καταπονείται δυσμενέστερα από το τμήμα ΓΔ. Επειδή στο μεσαίο τμήμα ΒΓ δεν ασκούνται καθόλου εξωτερικά φορτία συμπεραίνουμε ότι πρέπει να τοποθετήσουμε ίδια διάμετρο με την d_1 . Όμως, για κατασκευαστικούς λόγους και επειδή στις θέσεις Β και Γ έχουμε τα έδρανα στηρίξεως της ατράκτου, πρέπει να δημιουργήσουμε διαβαθμίσεις και συγκεκριμένα να αυξήσουμε την διάμετρο με βάση το παρακάτω σκεπτικό.

Στην θέση Β θα υπάρχει διαβάθμιση με ακτίνα καμπυλότητας r , με λόγο

$$\frac{r}{d} = 0,03 \quad (\text{Σχήμα 6.7}).$$

Έχουμε:

$$\frac{r}{d_1} = 0,03 \Rightarrow r = 0,03 \cdot 35 = 1,05 \text{ mm} \quad (6.9)$$



Σχήμα 6.7 Διαβάθμιση της διαμέτρου στη θέση Β [2].

Εάν υποθέσουμε ότι χρειαζόμαστε ένα επίπεδο τμήμα ύψους s για την επαφή του εδράνου, όπως είναι το εσωτερικό δακτυλίδι ενός ρουλεμάν ή ο δακτύλιος τριβής ενός εδράνου ολισθήσεως, τότε ανάλογα με τις απαιτήσεις πρέπει να καθορίσουμε ακριβώς το ύψος s . Για λόγους στρογγυλοποίησης θα θέσουμε $s=1,45 \text{ mm}$, οπότε η συνολική διαβάθμιση θα έχει ύψος: $t=r+s=1,05+1,45=2,5 \text{ mm}$.

Έτσι, η διάμετρος d_2 γίνεται:

$$d_2 = d_1 + 2 \cdot t = 40 \text{ mm} \quad (6.10)$$

(iii) Διάμετρος d_3

Η άτρακτος στο τμήμα $\Gamma\Delta$ καταπονείται σε κάμψη και στρέψη. Η μέγιστη καμπτική ροπή ασκείται στην θέση Γ ενώ η στρεπτική ροπή είναι ίδια σε όλο το μήκος της άτρακτου. Πρέπει να εξεταστεί η άτρακτος σε δύο θέσεις και συγκεκριμένα στην θέση Δ , λόγω της παρουσίας του σφηνοδρόμου και στην θέση Γ , λόγω της διαβάθμισης και της δυσμενέστερης καταπόνησης.

Στη θέση Δ στερεώνεται ο κωνικός οδοντωτός τροχός με σφήνα. Για συμπαγή άτρακτο κυκλικής διατομής ισχύει ο παρακάτω τύπος της ισοδύναμης ροπής M_v :

$$M_v = \sqrt{M_b^2 + 0,75(a_0 M_t)^2} = \sqrt{(-118)^2 + 0,75(0,486 \cdot 301)^2} = 173 Nm \quad (6.11)$$

Η διάμετρος είναι:

$$d_3 = 2,17 \cdot \sqrt[3]{\frac{M_v}{\sigma_{b,\varepsilon\pi}}} \approx 26 mm \quad (6.12)$$

Στη συνέχεια θα προσθέσουμε το βάθος h του σφηνοδρόμου σύμφωνα με τους κανονισμούς. Θεωρούμε βάθος σφηνοδρόμου ίσο με $h=4mm$, οπότε έχουμε:

$$d_3 = 26 + 4 = 30 mm \quad (6.13)$$

Επιπλέον πρέπει να δημιουργήσουμε διαβάθμιση όπως ακριβώς και στη διάμετρο d_2 προηγουμένως.

Οπότε έχουμε:

$$d_3 = 30 + 2 \cdot 3 = 36 mm \quad (6.14)$$

6.7 ΥΠΟΛΟΓΙΣΜΟΣ ΤΑΣΕΩΝ ΣΤΗΝ ΘΕΣΗ Γ

Το δυσμενέστερο σημείο της ατράκτου είναι η θέση Γ. Την θέση αυτή θα ελέγξουμε σε δυναμική καταπόνηση.

Τάση Κάμψης:

Για συμπαγή άτρακτο κυκλικής διατομής ισχύει για τη ροπή αντίστασης:

$$W_b = 0,1 \cdot d_3^3 \quad (6.15)$$

Οπότε έχουμε:

$$\sigma_b = \frac{M_b}{0,1 \cdot d_3^3} = \frac{229000 N \cdot mm}{0,1 \cdot 36^3 mm^3} \approx 49 N/mm^2 \quad (6.16)$$

Τάση στρέψης:

Για συμπαγή άτρακτο κυκλικής διατομής ισχύει:

$$W_t \approx 0,2 \cdot d_3^3 \quad (6.17)$$

Άρα έχουμε:

$$\tau = \frac{M_t}{0,2 \cdot d_3^3} = \frac{301000N \cdot mm}{0,2 \cdot 36^3 mm^3} \approx 32 N/mm^2 \quad (6.18)$$

6.8 ΜΕΣΕΣ ΤΑΣΕΙΣ ΚΑΙ ΑΠΟΚΛΙΣΕΙΣ ΤΑΣΕΩΝ

Γνωρίζουμε ότι η κάμψη είναι εναλλασσόμενη και η στρέψη επαναλαμβανόμενη.

Για εναλλασσόμενη κάμψη:

Μέση τάση: $\sigma_{bm}=0$

Απόκλιση τάσης: $\sigma_{ba}=49 N/mm^2$

Για επαναλαμβανόμενη στρέψη:

Μέση τάση: $\tau_m=16 N/mm^2$

Απόκλιση τάσης: $\tau_a=16 N/mm^2$

6.9 ΣΥΝΤΕΛΕΣΤΕΣ ΜΕΙΩΣΗΣ ΔΥΝΑΜΙΚΗΣ ΑΝΤΟΧΗΣ

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

Για μέση τραχύτητα $R=6$ έως 8μ και $\sigma_B=1100N/mm^2$ από το σχετικό διάγραμμα της βιβλιογραφίας [2] προκύπτει ο συντελεστής α_{ob} για κάμψη, ενώ ο συντελεστής α_{ot} για στρέψη υπολογίζεται με κατάλληλη σχέση με βάση τον προηγούμενο συντελεστή της κάμψης.

Κάμψη: $\alpha_{ob}=0,83$

Στρέψη: $\alpha_{ot}=0,575 \cdot \alpha_{ob}+0,425=0,9$

(β) Συντελεστής μεγέθους α_{gb} και α_{gt}

Από το σχετικό διάγραμμα της βιβλιογραφίας [2] για διάμετρο άξονα $d_1=36 mm$ προκύπτει:

Κάμψη: $\alpha_{gb}=0,77$

Στρέψη: $\alpha_{gt}=0,88$

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

Από τα σχετικά διαγράμματα της βιβλιογραφίας [2] για $\frac{r}{d}=0,03$ και

$\frac{D}{d} = \frac{40}{36} = 1,11$ προκύπτει ο συντελεστής β_{kb} για κάμψη και ο συντελεστής β_{kt} για

στρέψη:

Κάμψη: $\beta_{kb}=1,25$

Στρέψη: $\beta_{kt}=1,3$

6.10 ΤΙΜΕΣ ΔΥΝΑΜΙΚΗΣ ΑΝΤΟΧΗΣ σ_{AG} ΚΑΙ τ_{AG}

Για τον υπολογισμό της ισοδύναμης τάσης αποκλίσεως απαιτείται να βρεθούν οι επιτρεπόμενες τιμές δυναμικής αντοχής σ_{AG} και τ_{AG} . Οι τιμές αυτές είναι οριακές τιμές και προκύπτουν για κάθε είδος καταπόνησης με βάση την δυναμική αντοχή σ_A και τ_A του διαγράμματος Smith αντίστοιχα, ως εξής:

Για εναλλασσόμενη καταπόνηση τίθεται $\sigma_A = \sigma_w$ και $\tau_A = \tau_w$.

Για επαναλαμβανόμενη καταπόνηση τίθεται $\sigma_A = \frac{\sigma_{sch}}{2}$ και $\tau_A = \frac{\tau_{sch}}{2}$.

Για στατική καταπόνηση τίθεται $\sigma_A = \sigma_s$ και $\tau_A = \tau_s$.

Για τον υπολογισμό των επιτρεπόμενων τιμών σ_{AG} και τ_{AG} λαμβάνονται υπόψη οι συντελεστές μείωσης της δυναμικής αντοχής:

(α) Τιμή σ_{AG} . Σύμφωνα με τα ανωτέρω η επιτρεπόμενη τιμή σ_{AG} υπολογίζεται για $\sigma_A = \sigma_{bw} = 530 \text{ N/mm}^2$, με τον τύπο:

$$\sigma_{AG} = \frac{a_{ob} \cdot a_{gb}}{\beta_{kb}} \cdot \sigma_A = 271 \text{ N/mm}^2 \quad (6.19)$$

(β) Τιμή τ_{AG} . Ομοίως η επιτρεπόμενη τιμή τ_{AG} υπολογίζεται για:

$$\tau_A = \frac{\tau_{sch}}{2} = 315 \text{ N/mm}^2 \quad (6.20)$$

Έχουμε:

$$\tau_{AG} = \frac{a_{ot} \cdot a_{gt}}{\beta_{kt}} \cdot \tau_A = 192 \text{ N/mm}^2 \quad (6.21)$$

6.11 ΥΠΟΛΟΓΙΣΜΟΣ ΙΣΟΔΥΝΑΜΩΝ ΤΑΣΕΩΝ

Επειδή έχουμε σύνθετη καταπόνηση σε κάμψη και στρέψη, είναι απαραίτητος ο υπολογισμός της ισοδύναμης μέσης τάσης σ_{vm} και της ισοδύναμης τάσης αποκλίσεως με εφαρμογή των γνωστών τύπων:

Ισοδύναμη μέση τάση:

$$\sigma_{vm} = \sqrt{\sigma_{bm}^2 + \left(\frac{\sigma_{bs}}{\tau_s}\right)^2} \cdot \tau_m^2 \approx 32 \text{ N/mm}^2 \quad (6.22)$$

Ισοδύναμη τάση αποκλίσεως:

$$\sigma_{va} = \sqrt{\sigma_{ba}^2 + \left(\frac{\sigma_{AG}}{\tau_{AG}}\right)^2} \cdot \tau_a^2 \approx 54 \text{ N/mm}^2 \quad (6.23)$$

6.12 ΕΛΕΓΧΟΣ ΣΕ ΔΥΝΑΜΙΚΗ ΑΝΤΟΧΗ

Από το διάγραμμα Smith για κάμψη του Σχήματος 6.5 και για μέση τάση $\sigma_{vm} = 32 \text{ N/mm}^2$ βρίσκουμε την δυναμική αντοχή $\sigma'_A = 524 \text{ N/mm}^2$. Στην συνέχεια, η τιμή σ'_A μειώνεται με τους συντελεστές μείωσης της δυναμικής αντοχής για κάμψη και προκύπτει η ονομαστική τιμή σ'_{NA} της δυναμικής αντοχής της ατράκτου σε σύνθετη καταπόνηση, η οποία είναι:

$$\sigma'_{NA} = \frac{a_{ob} \cdot a_{gb}}{\beta_{kb}} \cdot \sigma'_A = 268 \text{ N/mm}^2 \quad (6.24)$$

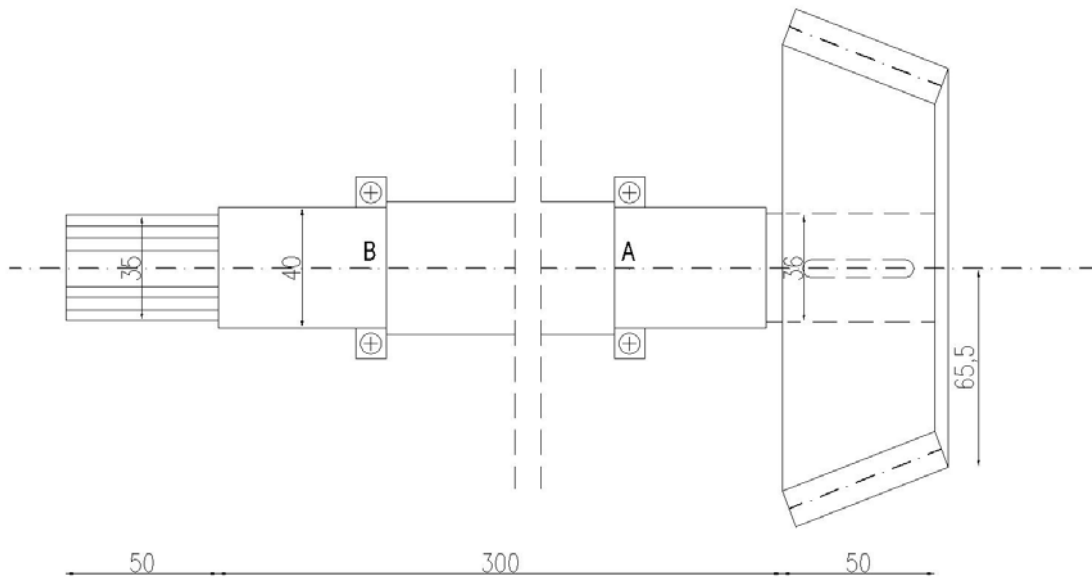
Ο υπάρχων συντελεστής ασφαλείας της ατράκτου είναι:

$$N = \frac{\sigma'_{NA}}{\sigma_{va}} = \frac{268 \text{ N/mm}^2}{54 \text{ N/mm}^2} = 4,96 \quad (6.25)$$

Για τις συνήθεις περιπτώσεις ατράκτων ο συντελεστής ασφαλείας λαμβάνεται 2 έως 3, άρα η ευρεθείσα τιμή $N=4,96$ είναι πλήρως ικανοποιητική. Επομένως, οι τιμές των διαμέτρων της ατράκτου που υπολογίσαμε είναι οριστικές αφού εξασφαλίζουν την αντοχή σε δυναμική καταπόνηση.

6.13 ΣΧΕΔΙΑΣΗ ΤΟΥ ΑΞΟΝΑ 2

Στο παρακάτω Σχήμα 6.8 φαίνεται ο άξονας 2 με τις διαβαθμίσεις του που υπολογίστηκαν στα προηγούμενα.



Σχήμα 6.8 Ο άξονας 2 με τις διαβαθμίσεις του.

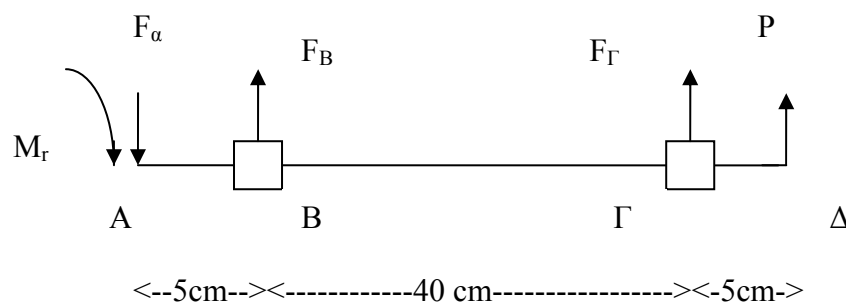
7. ΑΞΟΝΕΣ 3 ΚΑΙ 4

7.1 ΦΟΡΤΙΣΕΙΣ ΑΞΟΝΑ 3

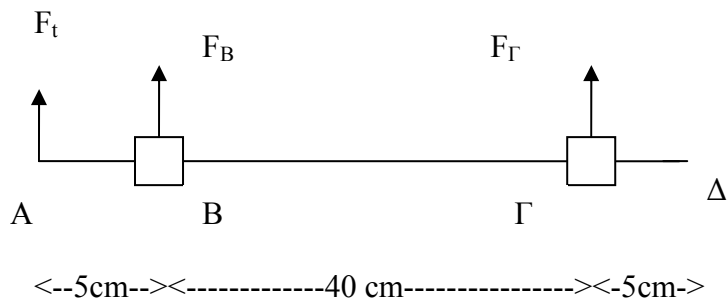
Στον άξονα 3 ασκούνται από τον κωνικό οδοντωτό τροχό οι δυνάμεις $F_t = 4455N$, $F_r = 1349N$ και $F_a = 899N$ που υπολογίστηκαν στο κεφάλαιο 4. Η δύναμη F_a έχει την διεύθυνση του άξονα y και η δύναμη F_t έχει την διεύθυνση του άξονα z . Η δύναμη F_r έχει την διεύθυνση του άξονα x αλλά δεν ασκείται στο κέντρο βάρους. Πρόκειται δηλαδή για έκκεντρη αξονική φόρτιση που δημιουργεί ροπή στον άξονα z ίση με:

$$M_r = F_r \cdot \frac{d_{m2}}{2} = 1349N \cdot 0,197m = 266Nm \quad (7.1)$$

Από τον αλυσοτροχό ασκείται η περιφερειακή δύναμη $P = 3985N$ που υπολογίστηκε μέσω της σχέσης (5.26) και η οποία έχει την διεύθυνση του άξονα y . Όλες οι δυνάμεις και οι ροπές που ασκούνται στον άξονα 3 φαίνονται στα Σχήματα που ακολουθούν.



Σχήμα 7.1 Διάγραμμα ελευθέρου σώματος του άξονα 3 στο επίπεδο (x,y) .



Σχήμα 7.2 Διάγραμμα ελευθέρου σώματος του άξονα 3 στο επίπεδο (x,z).

7.2 ΔΙΑΓΡΑΜΜΑΤΑ ΡΟΠΩΝ ΚΑΜΨΗΣ ΑΞΟΝΑ 3

Α) Επίπεδο (x,y)

Εύρεση αντιδράσεων εδράνων:

$$\Sigma F_y = 0 \Rightarrow F_B + F_\Gamma + 3985N = 899N \quad (7.2)$$

$$\Sigma M_{(B)} = 0 \Rightarrow -F_\Gamma \cdot 0,4 - 3985 \cdot 0,45 - 899 \cdot 0,05 + 266 = 0 \quad (7.3)$$

Η λύση του συστήματος των παραπάνω εξισώσεων δίνει:

$$F_B = 844,5N$$

και

$$F_\Gamma = -3930,5N$$

Διάγραμμα ροπών κάμψης:

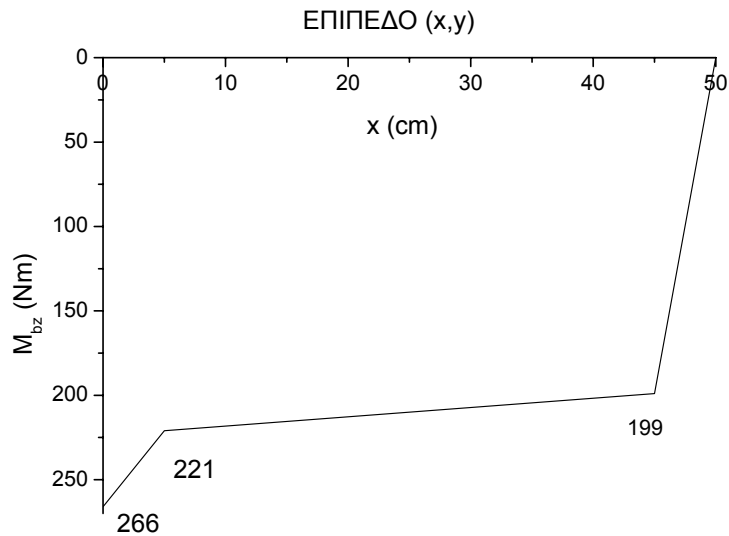
$$M_A = 266Nm$$

$$M_B = 266 - 899 \cdot 0,05 = 221Nm$$

$$M_\Gamma = 3985 \cdot 0,05 = 199Nm$$

$$M_\Delta = 0$$

Το διάγραμμα της ροπής κάμψης του άξονα 3 στο επίπεδο (x,y) φαίνεται στο παρακάτω σχήμα.



Σχήμα 7.3 Ροπή κάμψης του άξονα 3 στο επίπεδο (x,y).

B) Επίπεδο (x,z)

Εύρεση αντιδράσεων εδράνων:

$$\Sigma F_y = 0 \Rightarrow F_B + F_\Gamma = -4455N \quad (7.4)$$

$$\Sigma M_{(B)} = 0 \Rightarrow F_\Gamma \cdot 0,4 - 4455 \cdot 0,05 = 0 \quad (7.5)$$

Η λύση του συστήματος των παραπάνω εξισώσεων δίνει:

$$F_B = -5012N$$

και

$$F_\Gamma = 557N$$

Διάγραμμα ροπών κάμψης:

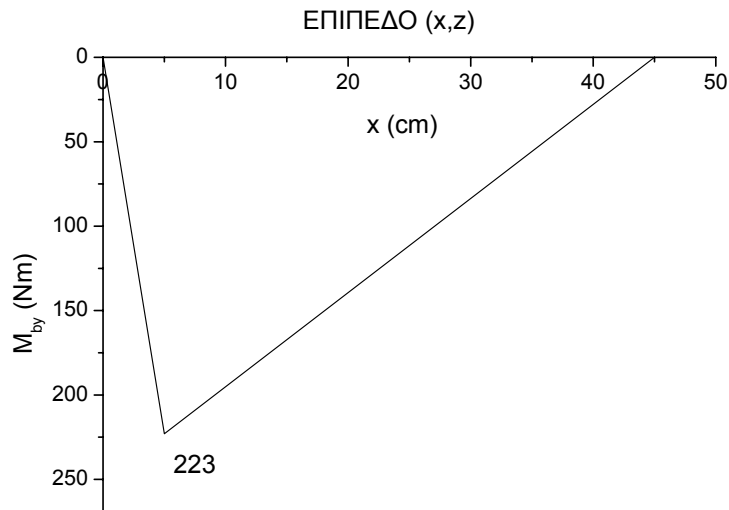
$$M_A = 0$$

$$M_B = 4455 \cdot 0,05 = 223Nm$$

$$M_\Gamma = 0$$

$$M_\Delta = 0$$

Στο σχήμα που ακολουθεί φαίνεται το διάγραμμα της ροπής κάμψης του άξονα 3 στο επίπεδο (x,z).



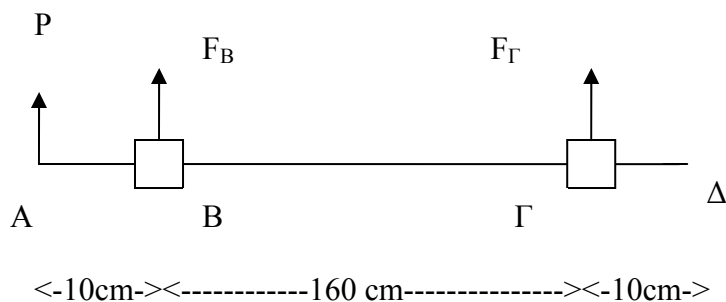
Σχήμα 7.4 Ροπή κάμψης του άξονα 3 στο επίπεδο (x,z).

Η ολική ροπή κάμψης στη θέση Β είναι:

$$M_B = \sqrt{M_{B(x,y)}^2 + M_{B(x,z)}^2} = \sqrt{221^2 + 223^2} = 314 Nm \quad (7.6)$$

7.3 ΦΟΡΤΙΣΕΙΣ ΑΞΟΝΑ 4

Από τον αλυσοτροχό ασκείται στον άξονα 4 η περιφερειακή δύναμη $P = 3985N$ που υπολογίστηκε μέσω της σχέσης (5.26) και η οποία έχει την διεύθυνση του άξονα y.



Σχήμα 7.5 Διάγραμμα ελευθέρου σώματος του άξονα 4 στο επίπεδο (x,y).

7.4 ΔΙΑΓΡΑΜΜΑΤΑ ΡΟΠΩΝ ΚΑΜΨΗΣ ΑΞΟΝΑ 4

Ο άξονας 4 φορτίζεται μόνο στο επίπεδο (x,y).

Εύρεση αντιδράσεων εδράνων:

$$\Sigma F_y = 0 \Rightarrow F_B + F_\Gamma + 3985N = 0 \quad (7.7)$$

$$\Sigma M_{(B)} = 0 \Rightarrow -F_\Gamma \cdot 1,6 + 3985 \cdot 0,1 = 0 \quad (7.8)$$

Η λύση του συστήματος των παραπάνω εξισώσεων δίνει:

$$F_B = -4234N$$

και

$$F_\Gamma = 249N$$

Διάγραμμα ροπών κάμψης:

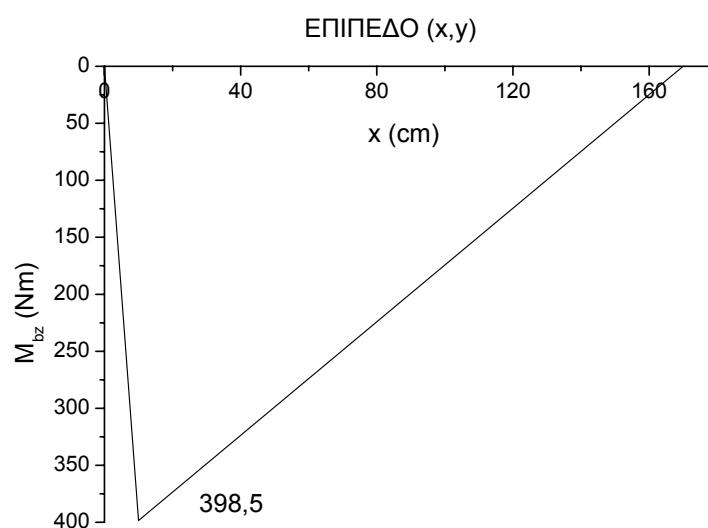
$$M_A = 0$$

$$M_B = 3985 \cdot 0,1 = 398,5Nm$$

$$M_\Gamma = 0$$

$$M_\Delta = 0$$

Το διάγραμμα της ροπής κάμψης του άξονα 4 στο επίπεδο (x,y) φαίνεται στο παρακάτω σχήμα.



Σχήμα 7.6 Ροπή κάμψης του άξονα 4 στο επίπεδο (x,y).

8. ΣΥΜΠΕΡΑΣΜΑΤΑ

Στην παρούσα πτυχιακή εργασία πραγματοποιήθηκε ο υπολογισμός των κύριων στοιχείων του διβάθμιου μειωτήρα στροφών που χρησιμοποιείται για τη μετάδοση κίνησης από το τρακτέρ σε μία γεωργική φρέζα. Το υπό μελέτη σύστημα αποτελείται από κωνικούς οδοντωτούς τροχούς και αλυσοκίνηση.

Η σκαπτική φρέζα είναι ένα πολύ χρήσιμο εργαλείο κατεργασίας του εδάφους. Χρησιμοποιείται σε πολύ μεγάλη κλίμακα σε αγροτικές εργασίες αλλά έχει και πολλές άλλες εφαρμογές. Τα συστήματα μετάδοσης κίνησης είναι ένας πολύ σημαντικός τομέας της επιστήμης του Μηχανολόγου Μηχανικού και οπωσδήποτε η μελέτη ενός τέτοιου συστήματος αποτελεί μία πολύ σημαντική εμπειρία.

Για την πραγματοποίηση των υπολογισμών αξιοποιήθηκαν οι γνώσεις που μας προσέφεραν οι Καθηγητές μας κατά τη διάρκεια των σπουδών μας στο Τμήμα Μηχανολογίας. Πιο συγκεκριμένα εφαρμόσαμε στην πράξη γνώσεις που αποκτήθηκαν κυρίως στα Στοιχεία Μηχανών και στην Αντοχή Υλικών.

Η εφαρμογή στην πράξη των θεωρητικών γνώσεων και η σύνταξη της μελέτης μας απέδωσε πολύ σημαντικές εμπειρίες. Επιπλέον, η αναζήτηση βιβλιογραφίας και η προσπάθεια να προχωρήσουμε σε κάποιες περιπτώσεις ένα βήμα περισσότερο από την καθορισμένη ύλη των μαθημάτων του ΤΕΙ, υπό την καθοδήγηση του Επιβλέποντα Καθηγητή μας, ήταν μία ακόμη πολύ σημαντική εμπειρία.

Στην παρούσα εργασία έγινε βιβλιογραφική έρευνα σχετικά με τους γεωργικούς ελκυστήρες και τις γεωργικές φρέζες, υπολογίστηκαν τα στοιχεία των κωνικών οδοντωτών τροχών και της αλυσοκίνησης και ελέγχθηκε η αντοχή τους σύμφωνα με τη μεθοδολογία της AGMA και τέλος υπολογίστηκαν οι άξονες του συστήματος.

ΒΙΒΛΙΟΓΡΑΦΙΑ

ΒΙΒΛΙΑ

1. Γαλάτας Ν., *Μελέτη Συστήματος Κινήσεως Γεωργικού Καταστροφέα Χόρτων*, Πτυχιακή Εργασία, Τμήμα Μηχανολογίας, ΤΕΙ Πάτρας 2011.
2. Γιαννόπουλος Α., *Στοιχεία Μηχανών Ι-Οδηγός Επίλυσης Ασκήσεων Πράξης*, εκδόσεις Ίων 2011.
3. Παπαδόπουλος Χ., *Στοιχεία Μηχανών*, τόμος Β, εκδόσεις Τζιόλα 2009.
4. Παπαδοπούλου Μ., *Διαστασιολόγηση και Εκλογή Εξαρτημάτων Αλυσσοκινήσεων και Συστημάτων Μεταφοράς Υλικών*, ΕΜΠ 2007.
5. Στεργίου Ι. και Στεργίου Κ., *Στοιχεία Μηχανών Ι*, Σύγχρονη Εκδοτική 2003.
6. Στεργίου Ι. και Στεργίου Κ., *Στοιχεία Μηχανών ΙΙ*, Σύγχρονη Εκδοτική 2002.
7. Τζιβανόπουλος Κ., *Γεωργικά Μηχανήματα Αγρών*, Ευγενίδειο Ίδρυμα 1996.
8. Τσατσαρέλης Κ., *Γεωργικοί Ελκυστήρες*, εκδόσεις Γιαχούδη 1997.

ΙΣΤΟΣΕΛΙΔΕΣ

9. <http://www.agroenos.com>
10. <http://wikipedia.org>
11. <http://www.agrocapital.gr/>
12. <http://www.krekisd.blogspot.com>
13. <http://www.atlanta.exportpages.gr>
14. http://www.metal.ntua.gr/uploads/4552/1034/StoixeiaMixanwn_NTUA_2012.pdf