

ΤΕΧΝΟΛΟΓΙΚΟ ΕΚΠΑΙΔΕΥΤΙΚΟ ΙΔΡΥΜΑ ΠΑΤΡΩΝ
ΣΧΟΛΗ ΤΕΧΝΟΛΟΓΙΚΩΝ ΕΦΑΡΜΟΓΩΝ
ΤΜΗΜΑ ΜΗΧΑΝΟΛΟΓΙΑΣ

ΠΤΥΧΙΑΚΗ ΕΡΓΑΣΙΑ

ΜΕΛΕΤΗ ΣΥΣΤΗΜΑΤΟΣ ΚΙΝΗΣΕΩΣ ΓΕΩΡΓΙΚΟΥ ΚΑΤΑΣΤΡΟΦΕΑ ΧΟΡΤΩΝ



ΣΠΟΥΔΑΣΤΗΣ: ΓΑΛΑΤΑΣ ΝΙΚΟΛΑΟΣ

ΕΠΙΒΛΕΠΩΝ ΚΑΘΗΓΗΤΗΣ: ΓΙΑΝΝΟΠΟΥΛΟΣ ΑΝΔΡΕΑΣ
ΑΝΑΠΛΗΡΩΤΗΣ ΚΑΘΗΓΗΤΗΣ

ΠΑΤΡΑ 2011

ΠΡΟΛΟΓΟΣ

Το παρόν τεύχος αποτελεί την Πτυχιακή Εργασία που εκπονήθηκε στο Τμήμα Μηχανολογίας του Τεχνολογικού Εκπαιδευτικού Ιδρύματος Πάτρας και αναφέρεται στην μεθοδολογία υπολογισμού Συστήματος Μετάδοσης Κίνησης Γεωργικού Καταστροφέα Χόρτων. Είναι γνωστό ότι πολλές γεωργικές μηχανές χρησιμοποιούνται σήμερα, διότι παρέχουν μια απλούστερη, γρήγορη και ξεκούραστη εργασία στους αγρότες.

Θα περιγραφούν διάφορα συστήματα και γεωργικά μηχανήματα που χρησιμοποιούνται για την καταστροφή χόρτων σε αγρούς και θα δοθεί ιδιαίτερη έμφαση στον συρόμενο καταστροφέα χόρτων από το Τρακτέρ. Στην συνέχεια θα μελετηθεί το σύστημα μετάδοσης κίνησης (άξονες, γρανάζια, τροχαλίες, ιμάντες έδρανα κλπ) από το τρακτέρ μέχρι το τύμπανο με τα κοπτικά του καταστροφέα και θα γίνουν οι απαιτούμενοι υπολογισμοί των διαστάσεων και έλεγχοι αντοχής.

Ευχαριστώ θερμά τον επιβλέποντα καθηγητή μου κ. Ανδρέα Γιαννόπουλο, Αναπληρωτή Καθηγητή του Τμήματος Μηχανολογίας, για την πολύτιμη βοήθεια και καθοδήγηση που μου πρόσφερε για την πραγματοποίηση της εργασίας.

ΠΕΡΙΛΗΨΗ

Η παρούσα πτυχιακή εργασία αναφέρεται στην Μελέτη Συστήματος Κινήσεως Γεωργικού Καταστροφέα Χόρτων. Σκοπός είναι να μελετηθεί το σύστημα μετάδοσης κινήσεως (άξονες, γρανάζια, τροχαλίες, ιμάντες, έδρανα κλπ) από το τρακτέρ μέχρι το τύμπανο με τα κοπτικά του καταστροφέα και να γίνουν οι απαιτούμενοι υπολογισμοί των διαστάσεων και έλεγχοι αντοχής, με σκοπό να δοθεί μια επαρκής και σωστή μετάδοση κινήσεως στο μηχάνημα, ώστε να έχει καλή απόδοση, αλλά και τα μέσα του συστήματος μετάδοσης να έχουν αντοχή και μεγάλη διάρκεια ζωής.

Η ανάπτυξη του θέματος γίνεται σε τέσσερα κεφάλαια. Στο πρώτο κεφάλαιο αναφέρονται τα χαρακτηριστικά των κωνικών οδοντωτών τροχών με ευθείς οδόντες, υπολογίζονται οι βασικές διαστάσεις τους, γίνεται εκλογή των κύριων στοιχείων τους, υπολογίζονται οι δυνάμεις που αναπτύσσονται σε αυτούς καθώς και στον οδόντα σε θραύση και σε πίεση επιφάνειας, υπολογίζεται ο μέγιστος αριθμός στροφών, ο ελάχιστος αριθμός στροφών και η ισχύς της άρθρωσης του καρδανικού άξονα.

Στο δεύτερο κεφάλαιο υπολογίζονται οι δυνάμεις στον άξονα εισόδου, οι αντιδράσεις στήριξης στον άξονα, οι δυνάμεις και οι μέγιστες καμπτικές ροπές στις θέσεις των εδράνων, σχεδιάζονται τα διαγράμματα smith για κάμψη και στρέψη για το υλικό που έχει επιλεγεί. Υπολογίζεται ο συντελεστής σύνθετης καταπόνησης, οι προσωρινές διάμετροι του άξονα, οι τάσεις στον άξονα, οι μέσες τάσεις και οι αποκλίσεις τάσεων, οι συντελεστές μείωσης της δυναμικής αντοχής, οι τιμές της δυναμικής αντοχής, οι ισοδύναμες τάσεις και πραγματοποιείται έλεγχος σε δυναμική αντοχή. Στο τέλος γίνεται υπολογισμός των εδράνων κυλίσεως του άξονα εισόδου.

Στο τρίτο κεφάλαιο υπολογίζονται οι διάμετροι των τροχαλιών, οι τάσεις στον ιμάντα, οι δυνάμεις στον ενδιάμεσο άξονα, οι αντιδράσεις στήριξης στο άξονα, οι δυνάμεις και οι μέγιστες καμπτικές ροπές στις θέσεις των εδράνων. Υπολογίζονται οι προσωρινές διάμετροι του άξονα, οι τάσεις στον άξονα, οι μέσες τάσεις και οι αποκλίσεις τάσεων, οι συντελεστές μείωσης της δυναμικής αντοχής, οι τιμές της δυναμικής αντοχής, οι ισοδύναμες τάσεις και πραγματοποιείται έλεγχος σε δυναμική αντοχή. Στο τέλος γίνεται υπολογισμός των εδράνων κυλίσεως του ενδιάμεσου άξονα.

Στο τέταρτο κεφάλαιο υπολογίζονται οι δυνάμεις στον άξονα κοπής, οι αντιδράσεις στήριξης, οι δυνάμεις και οι μέγιστες καμπτικές ροπές στις θέσεις των εδράνων. Υπολογίζονται οι προσωρινές διάμετροι του άξονα, οι τάσεις στον άξονα, οι μέσες τάσεις και οι αποκλίσεις τάσεων, οι συντελεστές μείωσης της δυναμικής αντοχής, οι τιμές της δυναμικής αντοχής, οι ισοδύναμες τάσεις και πραγματοποιείται έλεγχος σε δυναμική αντοχή. Στο τέλος γίνεται υπολογισμός των εδράνων ολίσθησης του άξονα κοπής.

ΠΕΡΙΕΧΟΜΕΝΑ

ΕΙΣΑΓΩΓΗ

1.	Καταστροφέας.....	9
2.	Σύνδεση στον ελκυστήρα.....	10
3.	Μηχανική πλευρική μετατόπιση.....	10
4.	Υδραυλική πλευρική μετατόπιση.....	11
5.	Το κιβώτιο ταχυτήτων του τρακτέρ.....	12
6.	Το διαφορικό.....	13
7.	Μηχανισμός τελικής μεταδόσεως της κινήσεως	14
8.	Παρτικόφ ή Δυναμοδότης.....	15
9.	Υδραυλικό σύστημα ανυψώσεως	16
10.	Καρδανικός άξονας.....	17
11.	Πλευρική μετάδοση.....	20
12.	Αντικατάσταση ιμάντων.....	20
13.	Εξαρτήματα κοπής.....	21
14.	Συντήρηση.....	21
15.	Περιγραφή του συστήματος μετάδοσης κίνησης	23
16.	Περιστροφική φρέζα.....	26

1. ΚΩΝΙΚΟΙ ΟΔΟΝΤΩΤΟΙ ΤΡΟΧΟΙ

1.1	Χαρακτηριστικά.....	29
1.2	Βασικές διαστάσεις και εκλογή κύριων στοιχείων.....	30
1.3	Δυνάμεις	38
1.4	Υπολογισμός του οδόντα σε θραύση και σε πίεση επιφάνειας	41
1.5	Καρδανικός άξονας	45

2. ΑΞΟΝΑΣ ΕΙΣΟΔΟΥ

2.1	Αντιδράσεις στηρίξεων, διαγράμματα καμπτικών ροπών και ροπών στρέψεως.....	47
2.2	Δυνάμεις επί των εδράνων στις θέσεις Β και Γ.....	52

2.3	Μέγιστες καμπτικές ροπές του άξονα εισόδου.....	53
2.4	Σχεδίαση διαγραμμάτων "Smith" για χάλυβα 42CrMo4.....	53
2.5	Επιτρεπόμενες τάσεις	57
2.6	Συντελεστής α_0 σύνθετης καταπόνησης (κατά Bach).....	57
2.7	Υπολογισμός προσωρινών διαμέτρων άξονα εισόδου.....	57
2.8	Έλεγχος σε δυναμική καταπόνηση του άξονα εισόδου.....	60
2.8.1	Υπολογισμός τάσεων στην θέση Γ, μέσες τάσεις και αποκλίσεις τάσεων.....	60
2.8.2	Συντελεστές μείωσης δυναμικής αντοχής, τιμές δυναμικής αντοχής σ_{AG} και T_{AG}	61
2.8.3	Υπολογισμός ισοδύναμων τάσεων.....	63
2.8.4	Έλεγχος σε δυναμική αντοχή.....	63
2.9	Υπολογισμός εδράνων κυλίσεως.....	64
2.10	Υπολογισμός σφήνα.....	67
2.11	Σχέδιο του άξονα εισόδου.....	68

3. ΕΝΔΙΑΜΕΣΟΣ ΑΞΟΝΑΣ

3.1	Εκλογή τύπου ιμάντα.....	69
3.2	Διάμετροι τροχαλιών.....	69
3.3	Προσδιορισμός του μήκους L_W του ιμάντα.....	70
3.4	Γωνία επαφής ιμάντα με τροχαλία	71
3.5	Περιφερειακή ταχύτητα του ιμάντα u , συχνότητα κάμψεων f_β , απαιτούμενος αριθμός ιμάντων z	72
3.6	Τάσεις ιμάντα.....	73
3.6.1	Υπολογισμός συνιστωσών τάσεων F_{1y} , F_{1z} και F_{2y} , F_{2z} , υπολογισμός της δύναμης που ασκείται στην άτρακτο από τον ιμάντα.....	75
3.7	Αντιδράσεις στηρίξεων στον ενδιάμεσο άξονα, διαγράμματα καμπτικών ροπών και ροπών στρέψεως.....	76
3.8	Δυνάμεις επί των εδράνων στις θέσεις ΣΤ και Κ.....	81
3.9	Μέγιστες καμπτικές ροπές στις θέσεις των εδράνων.....	82
3.10	Σχεδίαση διαγραμμάτων "Smith" για χάλυβα 42CrMo4.....	82
3.11	Επιτρεπόμενες τάσεις	82
3.12	Συντελεστής α_0 σύνθετης καταπόνησης (κατά Bach).....	82
3.13	Υπολογισμός προσωρινών διαμέτρων.....	83
3.14	Έλεγχος σε δυναμική καταπόνηση του ενδιάμεσου άξονα.	86
3.14.1	Υπολογισμός τάσεων στην θέση Κ, μέσες τάσεις και αποκλίσεις τάσεων.....	86
3.14.2	Συντελεστές μείωσης δυναμικής αντοχής, τιμές δυναμικής αντοχής σ_{AG} και T_{AG}	87
3.14.3	Υπολογισμός ισοδύναμων τάσεων.....	89
3.14.4	Έλεγχος σε δυναμική αντοχή.....	89
3.15	Υπολογισμός εδράνων κυλίσεως.....	89

3.16	Υπολογισμός σφήνα.....	92
3.17	Σχέδιο του ενδιάμεσου άξονα.....	94
4.	ΑΞΟΝΑΣ ΚΟΠΗΣ ΚΑΤΑΣΤΡΟΦΕΑ	
4.1	Αντιδράσεις στηρίξεων στον άξονα κοπής, διαγράμματα καμπτικών ροπών και ροπών στρέψεως	95
4.2	Σχεδίαση διαγραμμάτων "Smith" για χάλυβα 42CrMo4.....	97
4.3	Επιτρεπόμενες τάσεις	97
4.4	Συντελεστής α_0 σύνθετης καταπόνησης (κατά Bach).....	97
4.5	Υπολογισμός προσωρινών διαμέτρων.....	98
4.6	Έλεγχος σε δυναμική καταπόνηση του άξονα κοπής	100
4.6.1	Υπολογισμός των τάσεων στην θέση I, μέσες τάσεις και αποκλίσεις τάσεων.....	100
4.6.2	Συντελεστές μείωσης δυναμικής αντοχής, τιμές δυναμικής αντοχής σ_{AG} και T_{AG}	102
4.6.3	Υπολογισμός ισοδύναμων τάσεων.....	103
4.6.4	Έλεγχος σε δυναμική αντοχή.....	104
4.7	Υπολογισμός εδράνων ολισθήσεως	104
4.7.1	Διάκενο εδράνου (χάρη), έλεγχος σε πίεση επιφάνειας, σχετικό διάκενο.....	105
4.7.2	Επιλογή τυποποιημένης συναρμογής εδράνου.....	106
4.7.3	Αριθμός Sommerfeld.....	106
4.7.4	Ιξώδες λιπαντικού.....	107
4.7.5	Μεταβατικός αριθμός στροφών.....	108
4.7.6	Συντελεστής τριβής εδράνου	108
4.7.7	Αναγκαία ποσότητα λιπαντικού	108
4.7.8	Θερμοκρασία εδράνου.....	108
4.8	Υπολογισμός σφήνα.....	109
4.9	Σχέδιο του άξονα κοπής.....	111
	Βιβλιογραφία.....	113
	Παράρτημα.....	115

ΕΙΣΑΓΩΓΗ

1. ΚΑΤΑΣΤΡΟΦΕΑΣ

Ο καταστροφέας χρησιμοποιείται για την συντήρηση των πράσινων περιοχών και των χωραφιών, καθώς επίσης κατακερματίζει χόρτα και ξύλινα υπολείμματα (Εικόνα 1). Το μηχάνημα αυτό απευθύνεται σε άτομα που κατέχουν επαρκή άδεια χρήσης και έχουν τη δυνατότητα να το χρησιμοποιούν, αφού έχουν επαρκή ενημέρωση και εκπαίδευση για τη λειτουργία του, τα μέτρα ασφάλειας του, τις μεθόδους παρέμβασης και είναι σε θέση να αναγνωρίζουν τους προσδοκώμενους κινδύνους κατά τη χρήση του μηχανήματος και να τους αποφεύγουν.

Ο χειριστής είναι υπεύθυνος για την σωστή λειτουργία του μηχανήματος και για την αντικατάσταση και επισκευή των τμημάτων που ενδέχεται να έχουν φθορά και τα οποία θα μπορούσαν να προκαλέσουν ζημιά. Η εργασία που επιτυγχάνεται, λειτουργεί μόνο μέσω του καρδανικού άξονα, ο οποίος τοποθετείται στο παρτικόφ (περιστρεφόμενος άξονας) του γεωργικού ελκυστήρα, ο οποίος φέρει τρία σημεία σύνδεσης (μπράτσα).

Όταν χρησιμοποιείται το μηχάνημα πρέπει να υπάρχει πολύ μεγάλη προσοχή τόσο από τον χειριστή του μηχανήματος όσο και από τα άτομα που βρίσκονται γύρω από αυτό, γιατί υπάρχει κίνδυνος τραυματισμού των ανθρώπων από αιχμηρά αντικείμενα που εκτοξεύονται. Επίσης υπάρχει κίνδυνος να παρασυρθούν από τον καρδανικό άξονα.

(<http://www.agroenos.com/manuals>,<http://www.arapoglou.gr/katastrofeasmini.htm>.)



Εικόνα 1: Συντήρηση χωραφιού.

2. ΣΥΝΔΕΣΗ ΣΤΟΝ ΕΛΚΥΣΤΗΡΑ

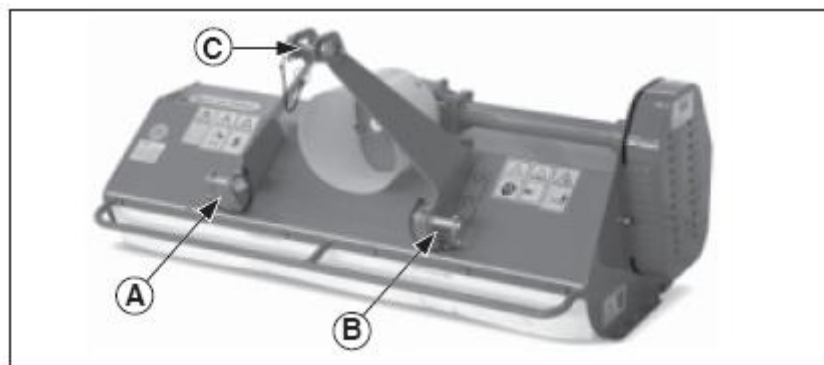
Η σύνδεση στον ελκυστήρα γίνεται με τον ακόλουθο τρόπο:

1. Πλησιάζουμε τις μπάρες ανέλκυσης, τοποθετώντας αυτές στις πλέον κατάλληλες πλάκες (A-B-C της Εικόνας 2). Τοποθετούμε τον πείρο στην κατάλληλη οπή και κλειδώνουμε τη θέση με τους πείρους ασφαλείας.
2. Βάζουμε τον καρδανικό άξονα και ελέγχουμε ότι είναι απόλυτα ασφαλισμένος στο παρτικόφ του ελκυστήρα.
3. Συνδέουμε το ανώτερο τρίτο σημείο (C της Εικόνας 2) και ρυθμίζουμε σωστά με την βοήθεια του προσαρμογέα, ελέγχοντας ότι η ανώτερη επιφάνεια του μηχανήματος είναι παράλληλη στο έδαφος. Αυτό είναι πολύ σημαντικό γιατί επιτυγχάνουμε τον παραλληλισμό μεταξύ του άξονα του μηχανήματος και του παρτικόφ του ελκυστήρα.

Όταν το μηχάνημα λειτουργεί σε αυτές τις συνθήκες, θα υπάρχει λιγότερη πίεση στο παρτικόφ του ελκυστήρα, ενώ ο καρδανικός άξονας και το μηχάνημα θα είναι πολύ λιγότερο εκτεθειμένα στην φθορά. Συνδέουμε το τρίτο σημείο πιο σφιχτά με τον σχετικό πείρο στη συνδετική ράβδο. Ρυθμίζουμε το μήκος του τρίτου σημείου σφίγγοντας το έτσι ώστε όταν το μηχάνημα θα είναι στη θέση λειτουργίας η συνδετική ράβδος να έχει κλίση 45°.

Σηκώνουμε το μηχάνημα από το έδαφος και ρυθμίζουμε το ύψος κοπής. Ρυθμίζουμε τη θέση οδήγησης της μηχανής με το εργαλείο ανύψωσης, έτσι ώστε το μηχάνημα να είναι οριζόντιο ή μόνο ελαφρώς υψηλότερο στο μπροστινό μέρος, για να ευνοηθεί η είσοδος του υλικού.

(<http://www.agroenos.com/manuals.>)



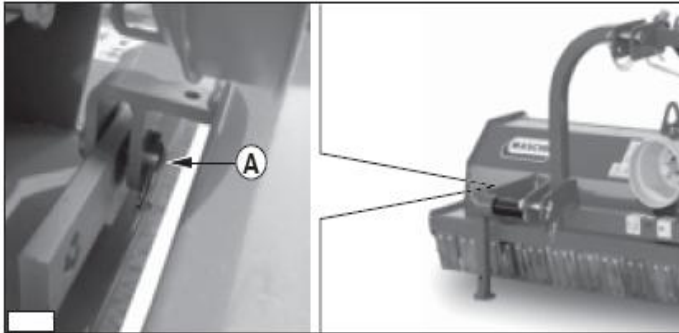
Εικόνα 2: Τρία σημεία σύνδεσης.

3. ΜΗΧΑΝΙΚΗ ΠΛΕΥΡΙΚΗ ΜΕΤΑΤΟΠΙΣΗ

Υπάρχει μηχάνημα το οποίο είναι εφοδιασμένο με μηχανική πλευρική μετατόπιση των τριών σημείων στήριξης (Εικόνα 3 και 4). Η μετατόπιση χρησιμοποιείται στην περίπτωση όπου γίνεται εργασία κοντά σε τάφρους ή κοντά σε καλλιέργειες που απαιτούν πλευρική μετατόπιση του μηχανήματος.

Η μηχανική μετατόπιση πραγματοποιείται όταν το μηχάνημα έχει σταματήσει και είναι αποκομμένο από τον ελκυστήρα. Η διαδικασία είναι η εξής:

- Αφαιρούμε τον πείρο (Α Εικόνα 3) από την συγκράτηση της μπάρας.
- Μετακινούμε το πλαίσιο στήριξης των τριών σημείων στην επιθυμητή θέση εργασίας.
- Τοποθετούμε την μπάρα στην απαιτούμενη τρύπα, προσαρμόζουμε τον πείρο στην θέση του. Το μηχάνημα μπορεί τώρα να συνδεθεί στον ελκυστήρα. (<http://www.agroenos.com/manuals.>)



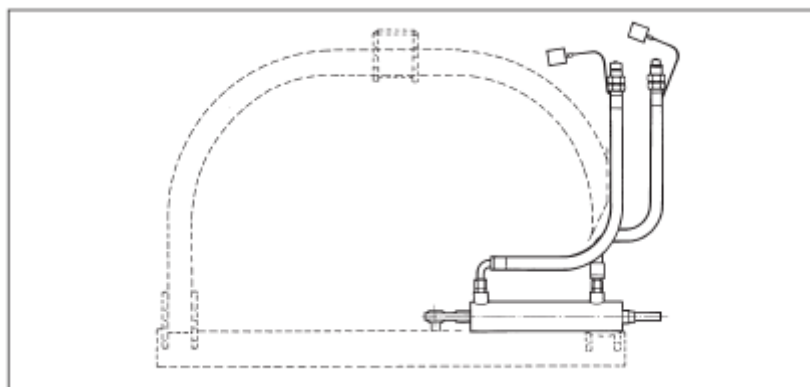
Εικόνα 3: Μηχανική πλευρική μετατόπιση.



Εικόνα 4: Μηχανική πλευρική μετατόπιση.

4. ΥΔΡΑΥΛΙΚΗ ΠΛΕΥΡΙΚΗ ΜΕΤΑΤΟΠΙΣΗ

Η υδραυλική μετατόπιση πραγματοποιείται μόλις συνδέσουμε το μηχάνημα στον ελκυστήρα (τρακτέρ), συνδέουμε τους υδραυλικούς σωλήνες στις κατάλληλες συνδέσεις στο υδραυλικό κύκλωμα του ελκυστήρα. Με τη λειτουργία των ειδικών μοχλών που βρίσκονται στη θέση του οδηγού πραγματοποιείται η πλευρική μετατόπιση (Σχήμα 1). (<http://www.agroenos.com/manuals.>)



Σχήμα 1: Υδραυλική πλευρική μετατόπιση.

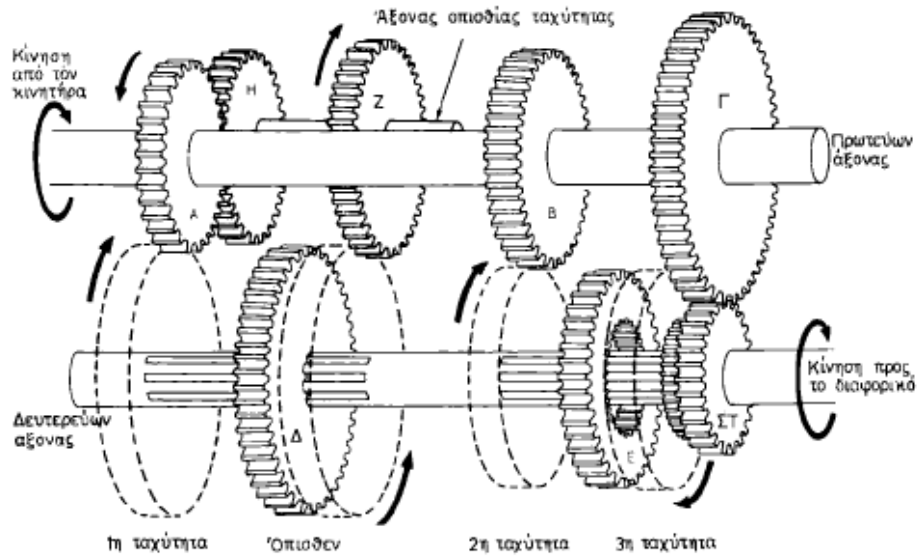
5. ΤΟ ΚΙΒΩΤΙΟ ΤΑΧΥΤΗΤΩΝ ΤΟΥ ΤΡΑΚΤΕΡ

Το κιβώτιο ταχυτήτων αποτελείται από μια σειρά οδοντωτών τροχών και αξόνων. Η διάταξη των οδοντωτών τροχών από την είσοδο του κιβωτίου ταχυτήτων έως την τελική μετάδοση της κινήσεως στους τροχούς είναι τέτοια, ώστε με σταθερές τις στροφές του κινητήρα να μειώνονται οι στροφές των κινούμενων μηχανισμών του συστήματος. Έτσι αυξάνεται η ροπή στρέψεως στους κινητήριους τροχούς, την οποία χρειάζεται ο ελκυστήρας να είναι μεγαλύτερη τη στιγμή που ξεκινά. Μετά την εκκίνηση του δεν χρειάζεται πια η τόσο μεγάλη ροπή στρέψεως και επομένως μπορεί να αυξηθεί η ταχύτητα του ελκυστήρα. Πολλές φορές επίσης ο ελκυστήρας πρέπει να κινηθεί προς τα πίσω. Για να πραγματοποιηθούν όλα τα παραπάνω, χρειάζεται να μεταβάλλουμε τη σχέση μετάδοσης της κινήσεως μεταξύ του άξονα του κινητήρα και των κινητήριων τροχών. Η μεταβολή αυτή επιτυγχάνεται με την εναλλαγή των οδοντωτών τροχών που βρίσκονται στο κιβώτιο ταχυτήτων. Η επιλογή και αλλαγή των οδοντωτών τροχών (ταχυτήτων) γίνεται από το χειριστή με το μοχλό επιλογής των ταχυτήτων.

Το κιβώτιο ταχυτήτων του Σχήματος 2 έχει τρεις άξονες. Ο πρώτος δέχεται την κίνηση (πρωτεύων) του άξονα του συμπλέκτη. Ο δεύτερος μεταφέρει την κίνηση έξω από το κιβώτιο ταχυτήτων (δευτερεύων). Ο τρίτος είναι για την όπισθεν ταχύτητα. Οι τρεις αυτοί άξονες είναι στερεωμένοι παράλληλα μεταξύ τους και αλληλοσυνδέονται μέσω των οδοντωτών τροχών. Το κιβώτιο αυτό (Σχήμα 2) έχει τρεις έμπροσθεν ταχύτητες και μία όπισθεν.

Οι οδοντωτοί τροχοί Δ και Ε, οι οποίοι αλλάζουν θέση, ολισθαίνουν στο πολύσφηνο του δευτερεύοντα άξονα χωρίς όμως να περιστρέφονται ελεύθερα στον άξονα τους και, ανάλογα με τη θέση που παίρνουν, αλλάζουν την ταχύτητα και τη διεύθυνση κινήσεως. Όλοι οι άλλοι οδοντωτοί τροχοί είναι σταθερά στερεωμένοι στους άξονές τους, εκτός από τον ΣΤ, ο οποίος περιστρέφεται ελεύθερα στο δευτερεύοντα άξονα.

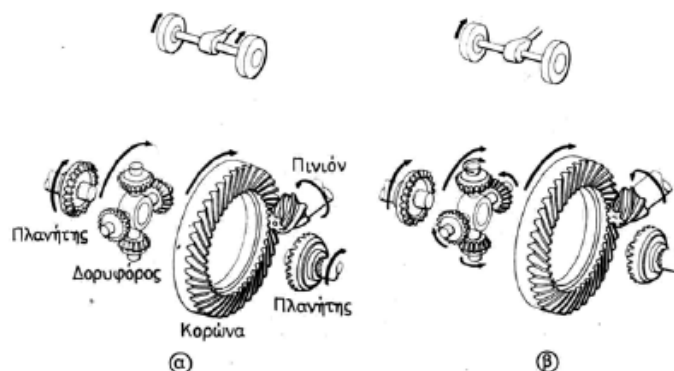
Η πρώτη ταχύτητα επιτυγχάνεται με την ολίσθηση του οδοντωτού τροχού Δ ώστε να συμπλεχθεί με τον Α. Η δεύτερα με την ολίσθηση του οδοντωτού τροχού Ε ώστε να συμπλεχθεί με τον Β. Η τρίτη ταχύτητα, με την ολίσθηση του οδοντωτού τροχού Ε ώστε να συμπλεχθεί με τον ΣΤ. Τέλος η όπισθεν επιτυγχάνεται, όταν ο οδοντωτός τροχός Δ συμπλεχθεί με τον Ζ. Αν οι οδοντωτοί τροχοί Δ και Ε δεν συμπλεχθούν με άλλον οδοντωτό τροχό, το κιβώτιο ταχυτήτων είναι στο νεκρό σημείο.



Σχήμα 2: Λειτουργία κιβωτίου ταχυτήτων.

6. ΤΟ ΔΙΑΦΟΡΙΚΟ

Αν ο ελκυστήρας δεν χρειαζόταν να στρέφεται αλλά μπορούσε να κινείται μόνο σε ευθεία γραμμή, δεν θα υπήρχε ανάγκη διαφορικού. Όταν ο ελκυστήρας πραγματοποιεί στροφή π.χ. δεξιά, ο αριστερός τροχός διανύει μεγαλύτερη απόσταση από ότι ο δεξιός και, για να καλύψει την επιπλέον απόσταση, πρέπει να πραγματοποιήσει περισσότερες στροφές. Εάν οι δύο κινητήριοι τροχοί του ελκυστήρα ήταν σταθερά συνδεδεμένοι σε έναν κοινό άξονα ώστε να περιστρέφονται μαζί, θα γλιστρούσαν στις στροφές και η πραγματοποίηση των στροφών θα ήταν δύσκολη. Το διαφορικό επιτρέπει στους κινητήριους τροχούς να περιστρέφονται ανεξάρτητα ο ένας από τον άλλο, ώστε να πραγματοποιούν στροφές και ελιγμούς εύκολα. Τα κυριότερα εξαρτήματα του διαφορικού είναι το πινιόν, η θήκη, οι δορυφόροι και οι πλανήτες (Σχήμα 3).



Σχήμα 3: Τα εξαρτήματα και η λειτουργία του διαφορικού.
α) Κίνηση κατ' ευθείαν εμπρός. β) Δεξιά στροφή.

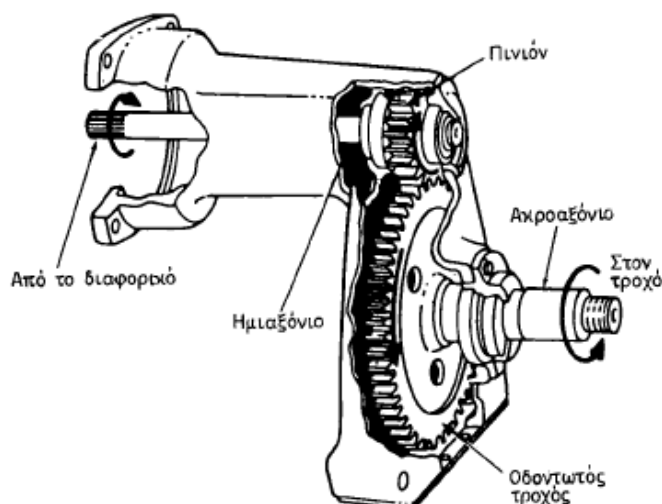
Όταν ο ελκυστήρας κινείται κατ' ευθείαν, οι δύο τροχοί περιστρέφονται με την ίδια ταχύτητα [Σχήμα 3(α)]. Η κίνηση τότε έρχεται στο πινιόν, το οποίο περιστρέφει την κορώνα. Οι τέσσερις δορυφόροι και οι δύο πλανήτες περιστρέφονται από την κορώνα σαν ένα σώμα. Κάθε ημιαξόνιο παίρνει τις ίδιες στροφές και έτσι οι τροχοί περιστρέφονται με την ίδια ταχύτητα. Για να πραγματοποιήσει ο ελκυστήρας μια *απότομη* στροφή π.χ. δεξιά, πρέπει να περιστραφεί μόνο ο αριστερός τροχός [Σχήμα 3(β)]. Η κίνηση του κινητήρα έρχεται πάλι στο πινιόν και περιστρέφει την κορώνα, η οποία με την περιστροφή της παρασύρει και τους δορυφόρους. Ο δεξιός όμως τροχός παραμένει τώρα ακίνητος και αναγκάζει τους δορυφόρους να περιστραφούν γύρω από τον άξονα τους και σε τροχιά γύρω από το δεξιό πλανήτη. Εφόσον οι δορυφόροι είναι συμπλεγμένοι με τους πλανήτες, ο αριστερός πλανήτης αναγκάζεται να περιστραφεί, εκτελώντας δύο στροφές για κάθε στροφή της κορώνας, μια με την ίδια την κορώνα και μια με τους δορυφόρους, καθώς αυτοί περιστρέφονται γύρω από τον άξονα τους κατά την κίνηση τους σε τροχιά, την οποία εκτελούν, όπως είπαμε, γύρω από το δεξιό πλανήτη.

Ο απλός αυτός μηχανισμός του διαφορικού επιτρέπει στον κινητήριο τροχό που συναντά τη μικρότερη αντίσταση να περιστρέφεται γρήγορα (όπως ο τροχός που βρίσκεται από την εξωτερική πλευρά της στροφής ή ο τροχός που πατά σε λασπερό έδαφος και γλιστρά) και στον άλλο να περιστρέφεται αργότερα με ανάλογη μείωση των στροφών. Σε περιπτώσεις όμως που ο ένας τροχός συναντά μικρότερη αντίσταση στο λασπερό ή χαλαρό έδαφος και αρχίζει να περιστρέφεται ελεύθερα, η δράση του διαφορικού είναι μειονέκτημα. Τότε χρησιμοποιείται ειδικός μηχανισμός ο αναστολέας, ο οποίος αναστέλλει τη δράση του διαφορικού, έως ότου ξεπερασθεί το εμπόδιο. Ο αναστολέας δεν πρέπει να χρησιμοποιείται στις στροφές και πρέπει να ελευθερώνεται αμέσως μόλις ξεπερασθεί το εμπόδιο.

7. ΜΗΧΑΝΙΣΜΟΣ ΤΕΛΙΚΗΣ ΜΕΤΑΔΟΣΕΩΣ ΤΗΣ ΚΙΝΗΣΕΩΣ

Στο μηχανισμό αυτό, ο οποίος αποτελεί την τελευταία φάση του συστήματος μεταδόσεως της κινήσεως, επιτυγχάνεται η τελική μείωση της ταχύτητας και η αύξηση της ροπής στρέψεως στους κινητήριους τροχούς.

Ο μηχανισμός της τελικής μεταδόσεως της κινήσεως μπορεί να βρίσκεται μέσα στο διαφορικό, αμέσως έξω από αυτό ή κοντά στους κινητήριους τροχούς. Όσο πιο κοντά στους κινητήριους τροχούς βρίσκεται, τόσο μικρότερη είναι η καταπόνηση των ημιαξονίων. Γι' αυτό και στα βαριά μηχανήματα βρίσκεται κοντά στους κινητήριους τροχούς (Σχήμα 4), ενώ στους μικρότερους ελκυστήρες και τα αυτοκίνητα δεν υπάρχει. Σ' αυτά η κίνηση από το διαφορικό μεταδίδεται με τα ημιαξόνια κατ' ευθείαν στους κινητήριους τροχούς.



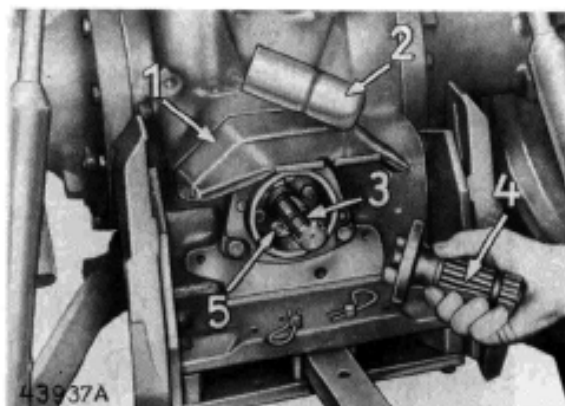
Σχήμα 4: Μηχανισμός τελικής μεταδόσεως της κινήσεως.

8. ΠΑΡΤΙΚΟΦ Ή ΔΥΝΑΜΟΔΟΤΗΣ

Το παρτικόφ είναι ένας κινητήριος άξονας του συστήματος μετάδοσης κίνησης, με το οποίο μεταδίδεται η περιστροφική κίνηση στα γεωργικά μηχανήματα όπου και χρησιμοποιείται. Το παρτικόφ έχει στο άκρο του πολύσφηνο με 6 σφήνες για ταχύτητα περιστροφής από 530 έως 570 στροφές το λεπτό. Η φορά περιστροφής είναι προς τα δεξιά, όταν βλέπουμε το παρτικόφ από το πίσω μέρος του ελκυστήρα.

Το παρτικόφ ή δυναμοδότης βρίσκεται στο πίσω μέρος του ελκυστήρα και στο μέσον της αποστάσεως των δύο τροχών. Σε ορισμένους ελκυστήρες το παρτικόφ μπορεί να παίρνει κίνηση από το κιβώτιο ταχυτήτων και η κίνηση του να διακόπτεται κάθε φορά που ο χειριστής χρησιμοποιεί το συμπλέκτη. Μπορεί επίσης να είναι συνεχούς λειτουργίας, δηλαδή με το πάτημα του συμπλέκτη μέχρι το μισό της διαδρομής του να διακόπτεται η κίνηση του ελκυστήρα, χωρίς να διακόπτεται η κίνηση του παρτικόφ, η οποία διακόπτεται όταν πατηθεί και το υπόλοιπο μισό της διαδρομής του συμπλέκτη.

Σήμερα οι ελκυστήρες κατασκευάζονται με ανεξάρτητο παρτικόφ. Στην περίπτωση αυτή η κίνηση του ελέγχεται με ανεξάρτητο συμπλέκτη, χωρίς να επηρεάζεται η κίνηση του ελκυστήρα. (Τζιβανόπουλου, 1978)



Εικόνα 5 : 1) Προφυλακτήρας. 2) Κάλυμμα. 3) Άξονας δυναμοδότη για 540 στροφές το λεπτό. 4) Άξονας δυναμοδότη για 1000 στροφές το λεπτό. 5) Βίδα.

9. ΥΔΡΑΥΛΙΚΟ ΣΥΣΤΗΜΑ ΑΝΥΨΩΣΕΩΣ

Το υδραυλικό σύστημα ανυψώσεως μεταβιβάζει την ελκτική δύναμη του ελκυστήρα στα μηχανήματα και χρησιμοποιείται και για την ανύψωση και για την οριζοντίωση τους. Αποτελείται από:

- Την αντλία, η οποία είναι θετικού εκτοπίσματος, περιστροφική ή πολυέμβολη.
- Την αποθήκη λαδιού. Σε πολλούς ελκυστήρες χρησιμοποιείται το λάδι του κιβωτίου ταχυτήτων.
- Τις βαλβίδες, από τις οποίες άλλες ρυθμίζουν τη διεύθυνση ροής, άλλες την ποσότητα ροής και άλλες την πίεση λειτουργίας του συστήματος.
- Το σωληνωτό δίκτυο, από μεταλλικούς ή λαστιχένιους σωλήνες υψηλής πίεσεως, για την κυκλοφορία και επιστροφή του λαδιού.
- Το φίλτρο λαδιού, για να απαλλάσσεται το λάδι από τις ξένες ύλες.
- Τον υδραυλικό κύλινδρο απλής ή διπλής ενέργειας που είναι ενσωματωμένος στον ελκυστήρα ή στο συρόμενο μηχανήμα, όπου παλινδρομεί το έμβολο υπό την πίεση του λαδιού.
- Την εξάρτηση αναρτήσεως, η οποία αποτελείται από τους δύο κάτω δεσμούς και τον άνω δεσμό. Το ένα άκρο των δεσμών συνδέεται αρθρωτά στο σώμα του ελκυστήρα, ενώ το άλλο άκρο τους είναι εφοδιασμένο με σφαιροειδή περιστρεφόμενα διάτρητα άκρα (καρυδάκια), για την πρόσδεση των μηχανημάτων. Οι κάτω δεσμοί συνδέονται αρθρωτά με τους βραχίονες ανυψώσεως του υδραυλικού, με τη βοήθεια των ράβδων ανυψώσεως. Το μήκος της δεξιάς ράβδου ρυθμίζεται ανάλογα με τις ανάγκες. Ο άνω δεσμός είναι βιδωτός και το μήκος του μπορεί να αυξομειωθεί. Η οριζοντίωση των μηχανημάτων επιτυγχάνεται με την αυξομείωση του μήκους της δεξιάς ράβδου ανυψώσεως και του άνω δεσμού.

Με την μετακίνηση του χειριστηρίου, το λάδι από την αντλία κατευθύνεται με πίεση μέσα στον κύλινδρο και πιέζει το έμβολο. Η κίνηση του εμβόλου μεταδίδεται μέσω του βραχίονα και των ράβδων ανυψώσεως στους κάτω δεσμούς, για την ανύψωση του μηχανήματος. Η υδραυλική

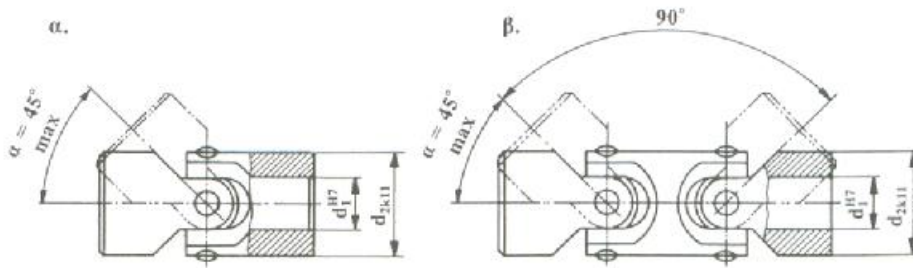
ανάρτηση επιτρέπει στον χειριστή να μεταφέρει ένα μηχάνημα, να το ανεβοκατεβάζει στις στροφές, να ρυθμίζει το βάθος εργασίας του μέσα στο έδαφος, να διατηρεί τους κάτω δεσμούς σε σταθερό ύψος από το έδαφος και να ρυθμίζει αυτόματα τη μεταφορά του φορτίου στους πίσω τροχούς του ελκυστήρα. (Τζιβανόπουλου, 1978)



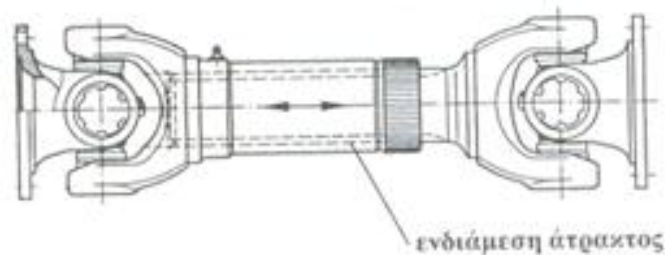
Εικόνα 6: 1) Άνω δεσμός. 2) Χειρομοχλός ρυθμίσεως του μήκους του άνω δεσμού. 3) Βραχίονας ανυψώσεως. 4) Χειρομοχλός ρυθμίσεως του μήκους της αρθρωτής ράβδου ανυψώσεως. 5) Αρθρωτές ράβδοι ανυψώσεως. 6) Μπλοκ ταλαντώσεων. 7) Κάτω δεσμοί.

10. ΚΑΡΔΑΝΙΚΟΣ ΑΞΟΝΑΣ

Είναι ένας αρθρωτός σύνδεσμος που μπορεί να μεταφέρει ροπές στρέψης μεταξύ ατράκτων που συνδέονται και περιστρέφονται ανομοιόμορφα υπό γωνία. Είναι τυποποιημένος κατά DIN 808 ως διπλός αρθρωτός σύνδεσμος (Σχήμα 5) και είναι κατάλληλος για την μεταφορά μεγάλων ροπών στρέψης. Στα σταυροειδή στοιχεία των αρθρώσεων προβλέπονται λιπαινόμενα και στεγανοποιημένα βελονοειδή ρουλεμάν. Η σύνδεση με την άτρακτο επιτυγχάνεται με κοχλίες μέσω στρογγυλής φλάντζας. Για την περίπτωση μεταβολής της θέσης των αρθρώσεων κατά τη διάρκεια της λειτουργίας, προβλέπεται δυνατότητα κατά μήκος ολίσθησης των ατράκτων (αντιστάθμιση μήκους, Σχήμα 6).

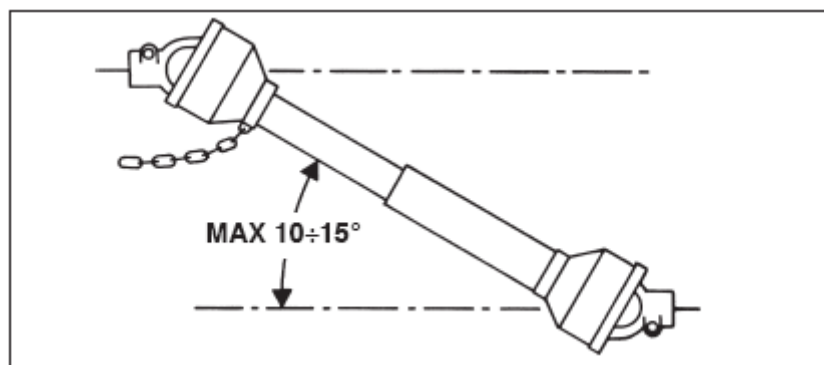


Σχήμα 5: Αρθρωτοί σύνδεσμοι κατά DIN 808. α) απλός αρθρωτός σύνδεσμος, $d_1=6...50$, β) διπλός αρθρωτός σύνδεσμος, $d_1=10...50$.



Σχήμα 6: Σταυροειδής αρθρωτός σύνδεσμος (kardan) με αντιστάθμιση μήκους.

Η μέγιστη γωνία λειτουργίας είναι 90° . Η σύνδεση του με την άτρακτο εξασφαλίζεται μέσω κάθετου πείρου, οδηγού σφήνα ή τετράγωνου. Στο άκρο που συνδέεται με το γκρουπ του καταστροφέα φέρει έναν λυόμενο σύνδεσμο (συμπλέκτη). Το γωνιώδες τμήμα εργασίας του καρδανικού άξονα πρέπει να είναι το ελάχιστο δυνατό $10\div 15^\circ$ και να μην το υπερβαίνει. Αυτό παρατείνει την διάρκεια ζωής και του καρδανικού άξονα αλλά και του μηχανήματος (Εικόνα 7).



Εικόνα 7: Γωνιώδες τμήμα εργασίας καρδανικού άξονα.

Ο λυόμενος σύνδεσμος χρησιμοποιείται για σύμπλεξη και αποσύμπλεξη του καρδανικού άξονα από τον άξονα του γκρουπ του καταστροφέα. Έτσι παρέχεται η δυνατότητα να απομονώνεται κατά βούληση η κινητήρια άτρακτος κατά την διάρκεια της λειτουργίας (Εικόνα 8).



Εικόνα 8: Καρδανικός άξονας με συμπλέκτη.

Ο λυόμενος αυτός σύνδεσμος αποτελείται από(Εικόνα 9):

- Την πλάκα συμπλέκτη
- Το ελατήριο N°1
- Το δίχαλο N°2
- Το εσωτερικό δαχτυλίδι N°3
- Το φερμουίτ N°4
- Την πλάκα πολύσφηνου N°6
- Την εσωτερική πλάκα N°8



Εικόνα 9: Μέρη συμπλέκτη.

Η χρήση αυτού του λυόμενου συνδέσμου είναι επίσης και για την αποφυγή ζημιών του μηχανήματος (καταστροφή) κατά την εργασία π.χ. όταν τα μαχαίρια ακουμπήσουν σε πέτρα που εξέχει από το έδαφος, για να μην καταστραφούν, αλλά και για την αποφυγή μεγάλων ζημιών όπως καταστροφή των γραναζιών του γκρουπ και σπάσιμο των ιμάντων τα οποία έχουν κόστος.

Ο απλός καρδανικός άξονας (με τριγωνικό σωλήνα ή πολύσφηνο άξονα) αποτελείται από (Εικόνα 10):

- Το εξωτερικό δίχαλο N°1
 - Το εσωτερικό δίχαλο N°2
 - Την τριγωνική σωλήνα ή τον πολύσφηνο άξονα N°3
 - Το δίχαλο της τριγωνικής σωλήνας ή του πολύσφηνου άξονα N°4
 - Τη μούφα τριγωνικής σωλήνας ή πολύσφηνου άξονα N°5
- (Στεργίου 2003, <http://www.agroenos.com/manuals.>)

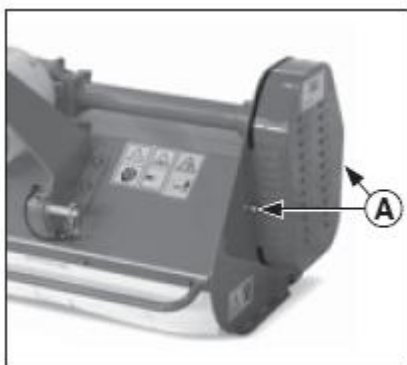


Εικόνα 10: Απλός καρδανικός άξονας.

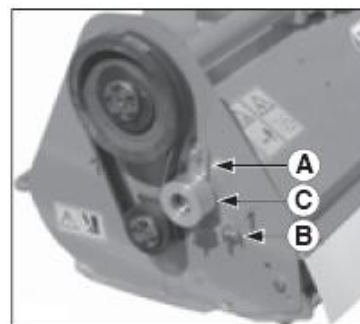
11. ΠΛΕΥΡΙΚΗ ΜΕΤΑΔΟΣΗ

Η μετάδοση της κινητήριας δύναμης στον δρομέα πραγματοποιείται με ιμάντες με τις διευθετήσιμες τροχαλίες. Περιοδικά, και σε περίπτωση δυσλειτουργίας ή ολίσθησης ελέγχουμε το τέντωμα των ιμάντων μετάδοσης ως εξής:

- Αφαιρούμε τα παξιμάδια στερέωσης του προφυλακτήρα προστασίας (A Εικόνα 11).
- Χαλαρώνουμε την βίδα που σταθεροποιεί τους ιμάντες (A Εικόνα 12).
- Εργαζόμαστε στη βίδα (B Εικόνα 12) έτσι ώστε η διαστολή (C Εικόνα 12) να μηδενίζει την ανοχή των ιμάντων (Εικόνα 12). Η επιτρεπόμενη επιμήκυνση είναι 1 εκατοστό με μια δύναμη 5 κιλά που εφαρμόζεται (Εικόνα 13).
- Σφίγγουμε την βίδα που καθορίζει την διαστολή των ιμάντων (A Εικόνα 12)
- Τοποθετούμε τον προφυλακτήρα προστασίας στην θέση του.
(<http://www.agroenos.com/manuals>.)



Εικόνα 11: Παξιμάδια στερέωσης προφυλακτήρα.



Εικόνα 12: Ανοχή ιμάντων.

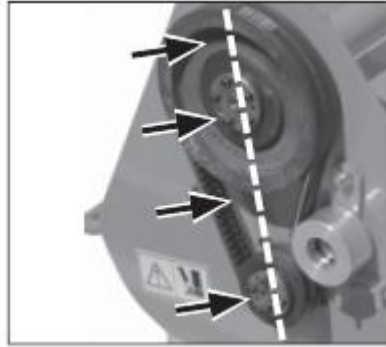


Εικόνα 13: Επιτρεπόμενη επιμήκυνση.

12. ΑΝΤΙΚΑΤΑΣΤΑΣΗ ΙΜΑΝΤΩΝ

Η αντικατάσταση των ιμάντων γίνεται σύμφωνα με τις οδηγίες που δόθηκαν στην πλευρική μετάδοση. Οι φερόμενοι αυτοί ιμάντες πρέπει να είναι τεντωμένοι για να διανεμίζουν σωστά τις δυνάμεις, πρέπει επομένως να αντικαθίστανται από κοινού.

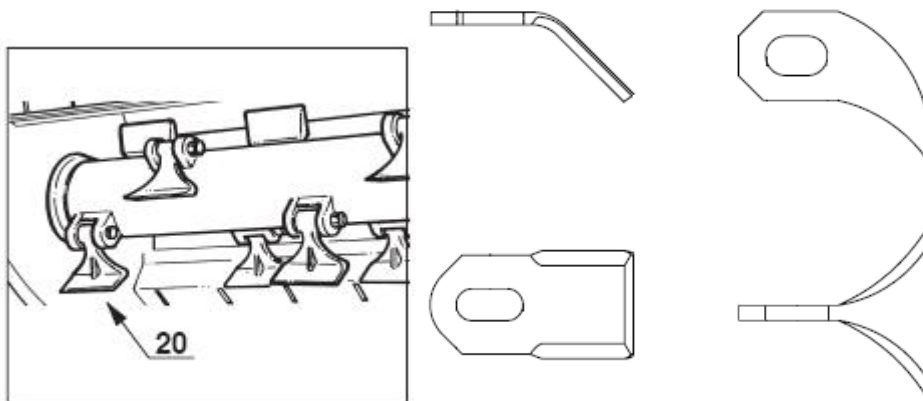
Κατά την ρύθμιση του ιμάντα, δίνουμε ιδιαίτερη προσοχή στο επίπεδο κατάσταση των τροχαλιών. Πιέζουμε στο μέσο μέρος του ιμάντα μεταξύ των δύο τροχαλιών με 5 κιλά δύναμη. Κάθε ιμάντας θα πρέπει να δώσει 1 εκατοστό (Εικόνα 13). Από αυτή την άποψη συστήνουμε την τοποθέτηση ενός επαρκούς μήκους μεταλλικού χάρακα στις άκρες των δύο τροχαλιών (διακεκομμένη γραμμή Εικόνα 14). Ο χάρακας πρέπει να αγγίζει και τα τέσσερα άκρα των τροχαλιών. (<http://www.agroenos.com/manuals>.)



Εικόνα 14: Αντικατάσταση ιμάντων.

13. ΕΞΑΡΤΗΜΑΤΑ ΚΟΠΗΣ

Το μηχάνημα μπορεί να εφοδιαστεί με μαχαίρια ή λεπίδες διάφορων μορφών και μεγεθών (Εικόνα 15). Αυτά είναι κατασκευασμένα από υψηλής ποιότητας χάλυβα, υποβάλλονται σε θερμικές επεξεργασίες με τις οποίες επιτυγχάνεται υψηλή αντοχή και αντίσταση στην φθορά. Πρέπει πάντα να ελέγχονται πριν χρησιμοποιηθεί το μηχάνημα, επίσης πρέπει να ελέγχονται κάθε φορά που βρίσκουν κάποιο εμπόδιο κατά την διάρκεια της εργασίας. (<http://www.agroenos.com/manuals>.)



Εικόνα 15: Εξαρτήματα κοπής.

14. ΣΥΝΤΗΡΗΣΗ

Οι διάφορες διαδικασίες της περιοδικής συντήρησης παρατίθενται κατωτέρω. Χαμηλότερες λειτουργικές δαπάνες και μεγαλύτερη διάρκεια ζωής για το μηχάνημα

επιτυγχάνεται, μεταξύ άλλων σχετικά με την συστηματική και σταθερή εφαρμογή αυτών των κανόνων.

a) Οι πρώτες 8 ώρες εργασίας

Ελέγχουμε προσεκτικά όλα τα μέρη του μηχανήματος μετά τις πρώτες 8 ώρες λειτουργίας. Ελέγχουμε τα μαχαίρια για φθορά και σφίγγουμε τις βίδες. Είναι σκόπιμο να ελέγχουμε ότι όλες οι βίδες και τα μπουλόνια είναι βιδωμένα.

b) Ανά 8 ώρες εργασίας

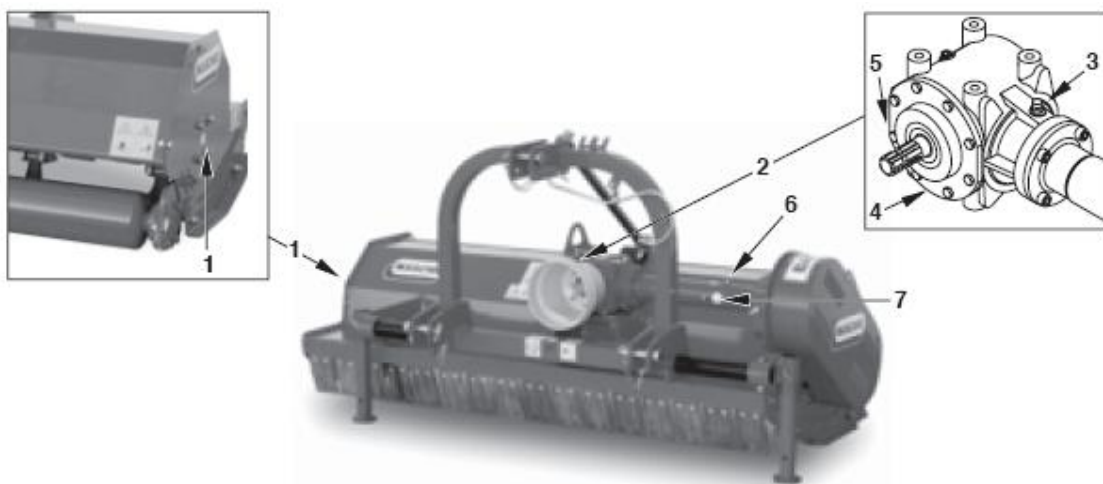
- Λιπαίνουμε τον καρδανικό άξονα.
- Λιπαίνουμε τα έδρανα του στροφέα (1 Εικόνα 16).
- Ελέγχουμε το σφίξιμο της στερέωσης στα μπουλόνια των λεπίδων.
- Ανοίγουμε το πίσω κάλυμμα, ελέγχουμε και βεβαιωνόμαστε ότι ο στροφέας είναι καθαρός από υπολείμματα φυτών.

c) Κάθε 50 ώρες εργασίας

- Αλλαγή του λαδιού στο γκρουπ κιβωτίου μετά τις πρώτες 50 ώρες λειτουργίας.
- Ελέγχουμε την στάθμη του λαδιού του γκρουπ κιβωτίου, εάν είναι απαραίτητο το γεμίζουμε μέχρι την εγκοπή που φέρει ο δείκτης (5 Εικόνα 16).

d) Κάθε 400 ώρες εργασίας

Πραγματοποιείται μια πλήρης αλλαγή λαδιού του γκρουπ, η εκκένωση όλου του λαδιού γίνεται αφαιρώντας την τάπα αποστράγγισης που βρίσκεται στο κάτω μέρος του γκρουπ (4 Εικόνα 16). (<http://www.agroenos.com/manuals.>)



Εικόνα 16: Αλλαγή λαδιού του γκρουπ.

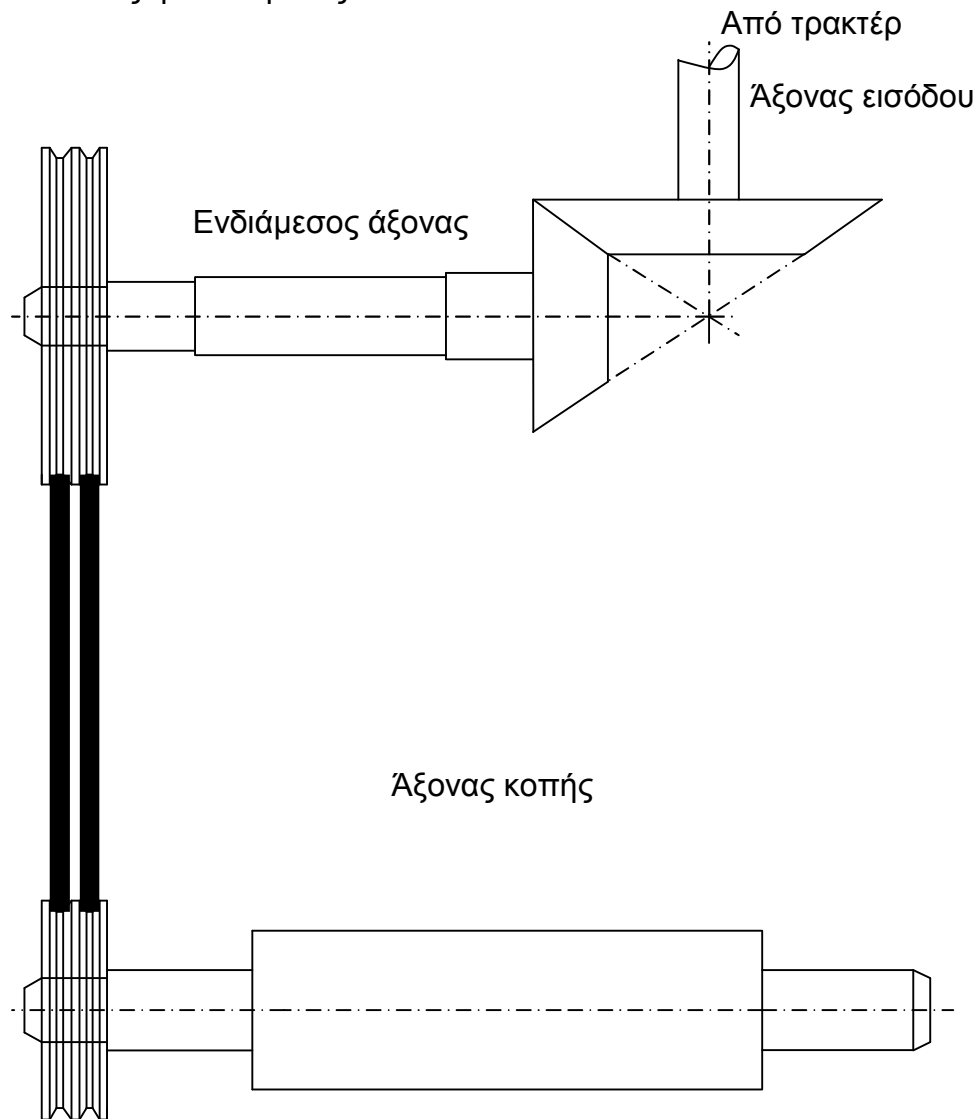
e) Αποθήκευση

Στο τέλος κάθε εποχής:

Πλένουμε και στεγνώνουμε το μηχάνημα, σιγουρευόμαστε ότι έχουν αφαιρεθεί όλα τα ίχνη λιπασμάτων και των χημικών προϊόντων. (<http://www.agroenos.com/manuals.>)

15. ΠΕΡΙΓΡΑΦΗ ΤΟΥ ΣΥΣΤΗΜΑΤΟΣ ΜΕΤΑΔΟΣΗΣ ΚΙΝΗΣΗΣ

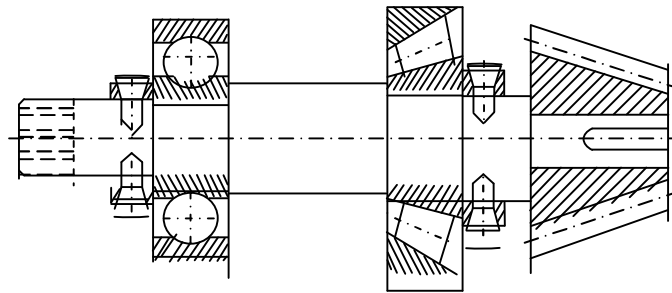
Ο γεωργικός καταστροφέας χόρτων λαμβάνει την μετάδοση κίνησης από το παρτικόφ του ελκυστήρα (τρακτέρ), μέσω του καρδανικού άξονα, ο οποίος συνδέεται με τον άξονα εισόδου του γκρουπ του καταστροφέα. Το γκρουπ μεταφέρει την κίνηση πολλαπλασιασμένη στον ενδιάμεσο άξονα, ο οποίος με την βοήθεια της τροχαλίας και των ιμάντων μεταφέρει την κίνηση σε μια άλλη μικρότερη τροχαλία, η οποία βρίσκεται στο ένα άκρο του άξονα κοπής του καταστροφέα (Σχήμα 7). Ο κάθε άξονας φέρει έδρανα κυλίσεως ή ολισθήσεως.



Σχήμα 7: Σύστημα μετάδοσης κινήσεως.

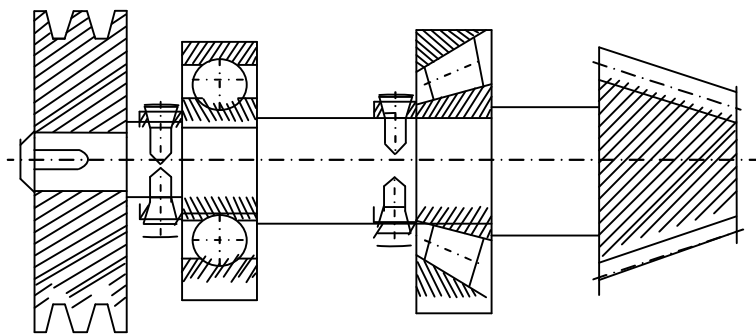
Το γκρουπ του καταστροφέα αποτελείται από δύο άξονες ο οποίοι τέμνονται κάθετα μεταξύ τους.

Ο άξονας εισόδου συνδέεται στο ένα άκρο με τον καρδανικό άξονα μέσω πολυσφηνου και στο άλλο άκρο φέρει ένα κωνικό γρανάζι με ευθείς οδόντες (Σχήμα 8).



Σχήμα 8: Άξονας εισόδου.

Ο ενδιάμεσος άξονας στο ένα άκρο φέρει ένα κωνικό γρανάζι με ευθείς οδόντες και στο άλλο μια τροχαλία (Σχήμα 9).

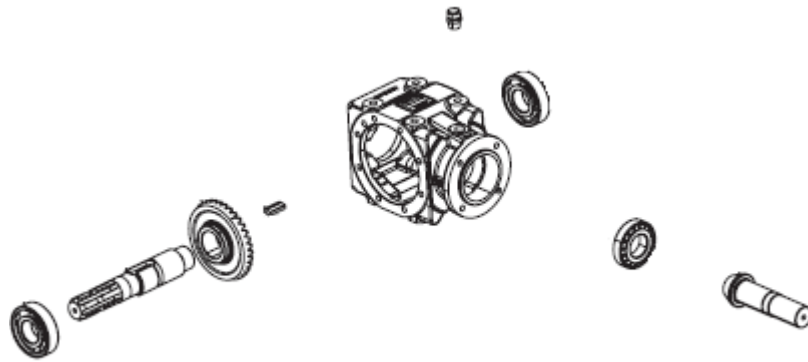


Σχήμα 9: Ενδιάμεσος άξονας.

Τα δυο αυτά κωνικά γρανάζια συνεργάζονται κάθετα μεταξύ τους (Εικόνα 17) και (Σχήμα 10). Το γκρουπ πολλαπλασιάζει τη μεταφερόμενη κίνηση επί τρεις φορές δηλαδή $i = 3$. Ο κάθε άξονας φέρει από δύο έδρανα κυλίσεως.



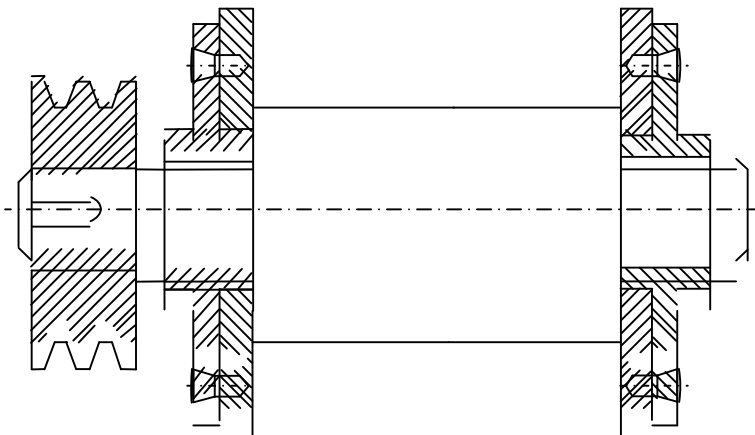
Εικόνα 17: Γκρουπ.



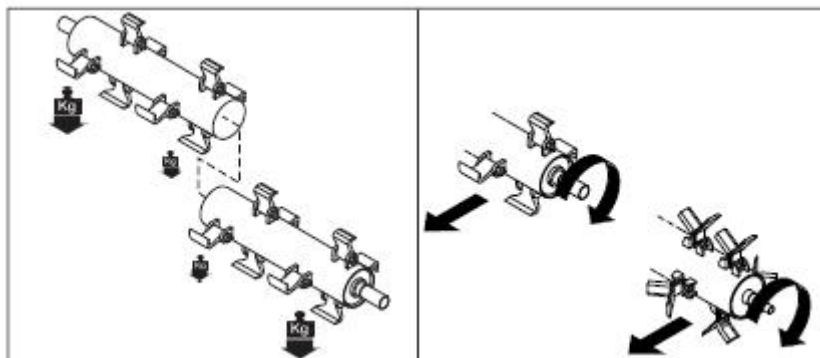
Σχήμα 10: Μέρη γκρουπ.

Ο άξονα κοπής φέρει στο ένα άκρο μια τροχαλία. Η κίνηση μεταφέρεται σ' αυτόν τον άξονα με την βοήθεια της τροχαλίας του ενδιάμεσου άξονα του γκρουπ μέσω των ιμάντων. Ο άξονας κοπής φέρει δύο έδρανα ολισθήσεως (Σχήμα 11). Ο άξονας κοπής μαζί με τα κοπτικά φαίνεται στο Σχήμα 12.

(<http://www.agroenos.com/manuals>. www.arcadiaterra.gr)



Σχήμα 11: Άξονας κοπής.



Σχήμα 12: Άξονας κοπής με τα κοπτικά.

16. ΠΕΡΙΣΤΡΟΦΙΚΗ ΦΡΕΖΑ

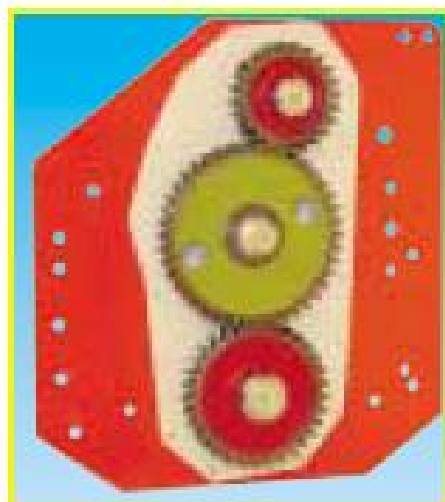
Εάν επιθυμούμε την εκσκαφή του χώματος χρησιμοποιούμε την περιστροφική φρέζα. Η περιστροφική φρέζα (Εικόνα 18) έχει κιβώτιο μιας ταχύτητας με 540 rpm. Το γκρουπ του μηχανήματος έχει σχέση μετάδοσης 1,46:1, το μήκος της φρέζας είναι από 85 έως 205 cm. Η μετάδοση της κινητήριας δύναμης στον δρομέα πραγματοποιείται, είτε με αλυσίδα (καδένα) με τα διευθετήσιμα γρανάζια (Εικόνα 19), είτε μόνο με εμπλοκή τριών γραναζιών (Εικόνα 20). Έχει υδραυλικό σύστημα που επιτρέπει μια πλευρική μετατόπιση του μηχανήματος 40 cm.



Εικόνα 18: Περιστροφική φρέζα.



Εικόνα 19: Μετάδοση με αλυσίδα (καδένα).



Εικόνα 20: Μετάδοση με γρανάζια.

Εξαρτήματα και εξοπλισμός

- Γκρουπ φρέζας.
- Καρδανικός άξονας.
- Αλυσίδα για την πλευρική μετάδοση της κίνησης, λάδι λιπάνσεως (Εικόνα 19).
- Τρία σημεία σύνδεσης με τον ελκυστήρα (Εικόνα 21).
- Καρδανικός άξονας με συμπλέκτη (ίδιος με Εικόνα 8).
- 4 – 6 λεπίδες ανά δίσκο (Εικόνα 22).
- Τροχοί για τον κανονισμό του βάθους εργασίας.
- Ασφάλειες.
- Αντί-ανατρεπτικός μηχανισμός (Εικόνα 23).
- Καλύμματα για προστασία των ρουλεμάν του στροφέα (Εικόνα 24).
- Πλευρική ολίσθηση για ρύθμιση του βάθους εργασίας (Εικόνα 25).
- Ολίσθηση για την προσαρμογή του βάθους εργασίας (Εικόνα 26).
- Πλήρως συγκολλημένες παχιές πλάκες του πλαισίου εργασίας (Εικόνα 27).
(www.agroenow.com/productw/rtmaschio)



Εικόνα 21: Τρία σημεία σύνδεσης.



Εικόνα 22: Λεπίδες ανά δίσκο.



Εικόνα 23: Αντί-ανατρεπτικός μηχανισμός.



Εικόνα 24: Καλύμματα προστασίας των ρουλεμάν του στροφέα.



Εικόνα 25: Ρύθμιση του βάθους εργασίας.



Εικόνα 26: Προσαρμογή του βάθους εργασίας.



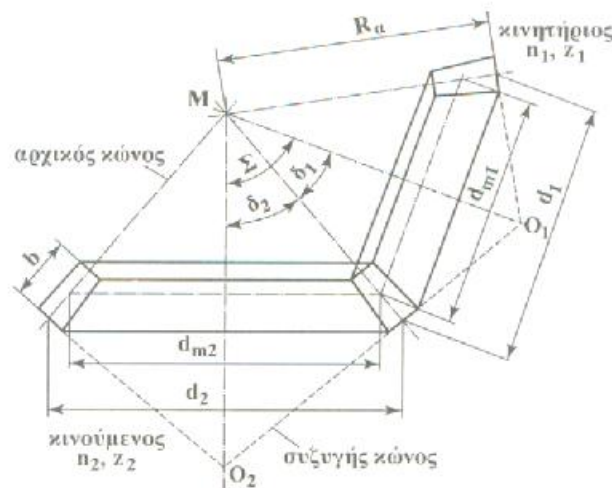
Εικόνα 27: Παχιές πλάκες του πλαισίου εργασίας.

ΚΕΦΑΛΑΙΟ 1

ΚΩΝΙΚΟΙ ΟΔΟΝΤΩΤΟΙ ΤΡΟΧΟΙ

1.1 ΧΑΡΑΚΤΗΡΙΣΤΙΚΑ

Η κίνηση δύο συνεργαζόμενων κωνικών τροχών αντιστοιχεί στην κύλιση, χωρίς ολίσθηση, δύο κώνων (των αρχικών κώνων) που εφάπτονται κατά μήκος της γενέτειράς τους και οι κορυφές τους συμπίπτουν στο σημείο M της τομής των αξόνων τους (Σχήμα 1.1). Η κοινή γενέτειρα έχει μήκος R_a .



Σχήμα 1.1: Γεωμετρικές σχέσεις με κωνικούς οδοντωτούς τροχούς.

Οι κώνοι με τις κορυφές O_1 και O_2 που έχουν τις γενέτειρες τους κάθετες προς τις γενέτειρες των αρχικών κώνων, ονομάζονται συζυγείς κώνοι.

Από τους αρχικούς κώνους, των οποίων οι μέγιστοι κύκλοι λαμβάνονται ως αρχικοί κύκλοι, χρησιμοποιείται μόνο το τμήμα εκείνο που αντιστοιχεί στο πλάτος b του οδόντα.

Οι άξονες σχηματίζουν με τις γενέτειρες των αρχικών κώνων τις γωνίες αρχικών κώνων δ_1 και δ_2 . Η γωνία αξόνων των συνεργαζόμενων κωνικών τροχών είναι:

$$\Sigma = \delta_1 + \delta_2$$

Η σχέση μετάδοσης είναι:

$$i = \frac{n_1}{n_2} = \frac{d_2}{d_1} = \frac{\eta\mu\delta_2}{\eta\mu\delta_1} \quad (1.1)$$

Με δείκτη 1 συμβολίζεται ο μικρός τροχός (πινιόν), ενώ με δείκτη 2 συμβολίζεται ο μεγάλος τροχός. Στην περίπτωση που εξετάζουμε κινητήριο είναι ο μεγάλος τροχός διότι επιθυμούμε αύξηση των στροφών στο σύστημα κινήσεως.

Ο λόγος αριθμού οδόντων είναι:

$$u = \frac{Z_{\text{τροχού}}}{Z_{\text{πινιόν}}} = \frac{z_2}{z_1} = \frac{\eta\mu\delta_2}{\eta\mu\delta_1} \quad (1.2)$$

Η γωνία αρχικού κώνου δ_1 του μικρού τροχού (πινιόν) για τυχαία γωνία Σ των αξόνων των τροχών είναι:

$$\varepsilon\varphi\delta_1 = \frac{\eta\mu\Sigma}{i + \sigma\upsilon\nu\Sigma} \quad (1.3)$$

Η γωνία δ_2 του μεγάλου τροχού είναι:

$$\varepsilon\varphi\delta_2 = \frac{\eta\mu\Sigma}{\frac{1}{u} + \sigma\upsilon\nu\Sigma} \quad (1.4)$$

Εάν οι άξονες σχηματίζουν ορθή γωνία ($\Sigma = \delta_1 + \delta_2 = 90^\circ$) η γωνία αρχικού κώνου δ_1 του μικρού τροχού θα είναι:

$$\sigma\varphi\delta_1 = \varepsilon\varphi\delta_2 = i \quad (1.5)$$

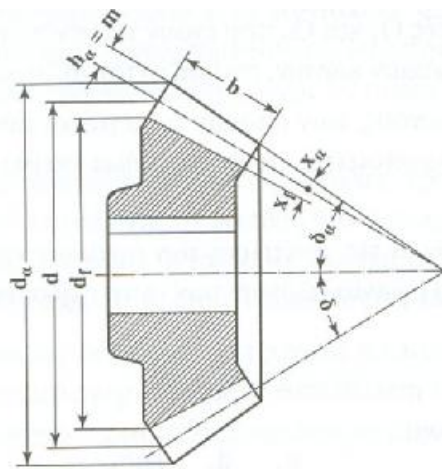
Η γωνία δ_2 του μεγάλου τροχού θα είναι:

$$\sigma\varphi\delta_2 = \varepsilon\varphi\delta_1 = \frac{1}{u} \quad (1.6)$$

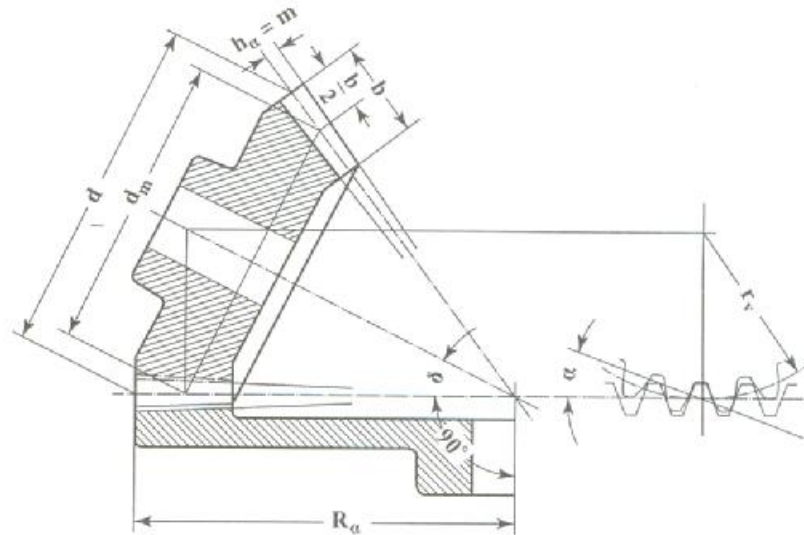
1.2 ΒΑΣΙΚΕΣ ΔΙΑΣΤΑΣΕΙΣ ΚΑΙ ΕΚΛΟΓΗ ΚΥΡΙΩΝ ΣΤΟΙΧΕΙΩΝ

- Βασικές διαστάσεις

Οι βασικές διαστάσεις των κωνικών τροχών δίνονται στα Σχήματα 1.2 και 1.3.



Σχήμα 1.2: Διαστάσεις σε ένα κωνικό τροχό με ευθείς οδόντες.



Σχήμα 1.3: Κωνικός τροχός με τον αντίστοιχο επίπεδο τροχό.

Διάμετρος αρχικού κύκλου (αρχική διάμετρος) την υπολογίζουμε από τον τύπο:

$$d = m * z \text{ σε } mm \quad (1.7)$$

Μέση αρχική διάμετρος την υπολογίζουμε από τον τύπο:

$$d_m = m_m * z = d - b * \eta \mu \delta \quad (1.8)$$

Διάμετρος κύκλου κεφαλής την υπολογίζουμε από τον τύπο:

$$d_\alpha = d + 2 * h_\alpha * \sigma \nu \nu \delta \quad (1.9)$$

Διάμετρος κύκλου πόδα την υπολογίζουμε από τον τύπο:

$$d_f = d - 2 * h_f * \sigma \nu \nu \delta \quad (1.10)$$

Γωνία κεφαλής την υπολογίζουμε από τον τύπο:

$$\varepsilon \varphi \chi_\alpha = \frac{h_\alpha}{R_\alpha} \quad (1.11)$$

Γωνία πόδα την υπολογίζουμε από τον τύπο:

$$\varepsilon \varphi \chi_f = \frac{h_f}{R_\alpha} \quad (1.12)$$

Γωνία κώνου κεφαλής την υπολογίζουμε από τον τύπο:

$$\delta_\alpha = \delta + \chi_\alpha \quad (1.13)$$

Γωνία κώνου πόδα την υπολογίζουμε από τον τύπο:

$$\delta_f = \delta - \chi_f \quad (1.14)$$

d διάμετρος αρχικού κύκλου
 d_m μέση αρχική διάμετρος
 b πλάτος του οδόντα

d_α διάμετρος κύκλου κεφαλής
 d_f διάμετρος κύκλου πόδα
 χ_α γωνία κεφαλής
 R_α μήκος γενέτειρας αρχικού κώνου
 χ_f γωνία πόδα
 m εξωτερικό modul. Τυποποιημένο
 m_m μέσο modul. Μη τυποποιημένο
 h_α ύψος κεφαλής. Κανονικά $h_\alpha = m$
 h_f ύψος πόδα. Κανονικά $h_f \approx 1,25 * m$
 z αριθμός δοντιών του κωνικού τροχού
 δ γωνία αρχικού κώνου
 δ_α γωνία κώνου κεφαλής
 δ_f γωνία κώνου πόδα
 R_α μήκος γενέτειρας αρχικού κώνου = με την ακτίνα αντίστοιχου επίπεδου κωνικού τροχού. Επίπεδος κωνικός τροχός είναι ο τροχός που μπορεί να πάρει τη θέση του συνεργαζόμενου κωνικού τροχού.

$$R_\alpha = \frac{d}{2 * \eta \mu \delta} \quad (1.15)$$

Μεταξύ d_m και d_v ισχύει

$$d_v = \frac{d_m}{\sigma \nu \nu \delta} \quad (1.16)$$

d_v διάμετρος φανταστικού τροχού

Τον αριθμό οδόντων της φανταστικής οδόντωσης τον υπολογίζουμε από τον τύπο:

$$z_v = \frac{Z}{\sigma \nu \nu \delta} \quad (1.17)$$

z_v αριθμός φανταστικών οδόντων
 z αριθμός οδόντων του κωνικού τροχού
 δ γωνία αρχικού κώνου

Η φανταστική οδόντωση έχει μεγαλύτερο αριθμό οδόντων από την κωνική οδόντωση ($z_v > z$).

Το γκρουπ του καταστροφέα μεταδίδει την κίνηση με κωνικούς οδοντωτούς τροχούς με ευθείς οδόντες, οι οποίοι χρησιμοποιούνται για τη μετάδοση κίνησης μεταξύ τεμνομένων ή διασταυρούμενων αξόνων.

Το γκρουπ αυτό έχει σχέση μετάδοσης $i = 3$.

Οι στροφές του παρτικόφ του ελκυστήρα είναι $n_2 = 540 \text{rpm}$ και η μεταφερόμενη ισχύς προς τον καταστροφέα είναι $P = 30 \text{HP}$.

Από την σχέση (1.1) του βήματος 1.1 έχουμε:

$$i = \frac{n_1}{n_2} \Rightarrow 3 = \frac{n_1}{540} \Rightarrow n_1 = 1620 \text{rpm}$$

Από την σχέση (1.5) του βήματος 1.1 προκύπτει ότι:

$$\sigma \varphi \delta_1 = i \Rightarrow \sigma \varphi \delta_1 = 3 \Rightarrow \varepsilon \varphi \delta_1 = \frac{1}{3} \Rightarrow \delta_1 = \tan^{-1} \left(\frac{1}{3} \right) \Rightarrow \delta_1 = 18,44^\circ$$

$$\Sigma = \delta_1 + \delta_2 \Rightarrow 90^\circ = 18,44^\circ + \delta_2 \Rightarrow \delta_2 = 90^\circ - 18,44^\circ \Rightarrow \delta_2 = 71,56^\circ$$

- **Εκλογή κύριων στοιχείων**

Οι υπολογισμοί ισχύουν για τροχούς με γωνία αξόνων $\Sigma=90^\circ$. Οι κύριες διαστάσεις των κωνικών τροχών θα εκτιμηθούν με βάση τους εμπειρικούς τύπους.

Η μέση αρχική διάμετρος d_{m1} για το πινιόν ολόσωμο με τον άξονα υπολογίζεται από τον τύπο:

$$d_{m1} \approx 1,25 * d_{sh} \quad (1.18)$$

Όπου d_{sh} η διάμετρος του άξονα.

Έστω $d_{sh}=50$ mm οπότε έχουμε:

$$d_{m1} = 1,25 * 50mm = 62,5 mm$$

Την στρογγυλοποιούμε σε $d_{m1} = 70 mm$

Στην συνέχεια εκλέγουμε από τον Πίνακα 1-11 σελίδας 119 του βιβλίου Στοιχεία Μηχανών II αριθμό οδόντων z_1 του πινιόν, συναρτήσει της σχέσης μετάδοσης i ή του λόγου αριθμού οδόντων u .

Από τον Πίνακα 1-11 καθορίζεται επίσης και ο συντελεστής ψ_d . Το πλάτος του οδόντα προκύπτει από τη σχέση $b \approx \psi_d * d_{m1}$ και πρέπει να ικανοποιεί τη σχέση:

$$R_a \geq 3 * b \quad (1.19)$$

Για σχέση μετάδοσης $i=3$ επιλέγουμε από τον Πίνακα $\psi_d \approx 0,47$ και αριθμό οδόντων $Z_1=20$ δόντια.

Το πλάτος του οδόντα ισούται με:

$$b \approx \psi_d * d_{m1} = 0,47 * 70 mm \Rightarrow b = 32,9 mm \Rightarrow b = 33 mm$$

Υπολογίζουμε το μήκος γενέτειρας αρχικού κώνου από την σχέση (1.15) του βήματος 1.2:

$$R_a = \frac{d_1}{2 * \eta \mu \delta_1}$$

Την αρχική διάμετρο d_1 θα την προσδιορίσουμε από την σχέση (1.8), ήτοι:

$$d_1 = d_{m1} + b * \eta \mu \delta_1 \text{ σε } mm$$

$$d_1 = 70 mm + 33 mm * \eta \mu 18,44^\circ = 70 mm + 10,438 mm = 80,44 mm$$

Την d_1 θα την στρογγυλοποιήσουμε στα 80 mm, άρα: $d_1 = 80 mm$

Επομένως :

$$R_a = \frac{80 mm}{2 * \eta \mu 18,44^\circ} \Rightarrow R_a = 126,5 mm$$

Πρέπει τώρα το R_α να ικανοποιεί την σχέση (1.19) του βήματος αυτού:

$$R_\alpha \geq 3 * b \Leftrightarrow 126,5 \text{ mm} \geq 3 * 33 \text{ mm} \Leftrightarrow 126,5 \text{ mm} \geq 99 \text{ mm}$$

Το εξωτερικό modul που τυποποιείται δίνεται από την σχέση:

$$m = \frac{d_1}{z_1} \quad (1.20)$$

Για $d_1 = 80 \text{ mm}$ και $z_1 = 20$ δόντια έχουμε:

$$m = \frac{80 \text{ mm}}{20 \text{ δόντια}} \Rightarrow m = 4$$

Από τον Πίνακα 1-11 σελίδας 20 του βιβλίου Στοιχεία μηχανών II βλέπουμε ότι το modul είναι τυποποιημένο, αν δεν ήταν θα επιλέγαμε το αμέσως μεγαλύτερο και θα υπολογίζαμε τη νέα διάμετρο d_1 και d_{m1} .

Ο αριθμός οδόντων του δεύτερου κωνικού οδοντωτού τροχού προσδιορίζεται από τους τύπους (1.1) και (1.2) του βήματος 1.1 όπου προκύπτει ότι :

$$i = \frac{z_2}{z_1} \Rightarrow z_2 = i * z_1 = 3 * 20 \Rightarrow z_2 = 60 \text{ δόντια}$$

Η αρχική διάμετρος του δεύτερου τροχού προσδιορίζεται από τον τύπο:

$$d_2 = i * d_1 \text{ σε mm} \quad (1.21)$$

$$d_2 = 3 * 80 \text{ mm} = 240 \text{ mm}$$

Η μέση αρχική διάμετρος του δεύτερου τροχού προσδιορίζεται από τον τύπο (1.8) του βήματος 1.2:

$$d_{m2} = d_2 - b * \eta \mu \delta_2$$

$$d_{m2} = 240 \text{ mm} - 33 \text{ mm} * \eta \mu 71,56^\circ \Rightarrow d_{m2} \approx 208,7 \text{ mm}$$

Την διάμετρο d_{m2} την στρογγυλοποιούμε στα 209 mm, άρα $d_{m2} = 209 \text{ mm}$

α) Υπολογισμός διαμέτρου κύκλου κεφαλής d_a

Την διάμετρο κύκλου κεφαλής d_a την υπολογίζουμε από τον τύπο (1.9) του βήματος 1.2:

$$d_a = d + 2 * h_\alpha * \sigma \nu \nu \delta, \text{ σε mm}$$

Το ύψος κεφαλής h_α για κανονικά δόντια είναι ίσο με το modul, δηλαδή $h_\alpha = m$

Για τον κωνικό οδοντωτό τροχό που είναι το πινιόν θα είναι:

$$d_{a1} = d_1 + 2 * h_\alpha * \sigma \nu \nu \delta_1$$

Άρα:

$$d_{a1} = 80 \text{ mm} + 2 * 4 * \sigma \nu \nu 18,44^\circ \Rightarrow d_{a1} \approx 87,59 \text{ mm}$$

Την στρογγυλοποιούμε σε $d_{a1} = 88 \text{ mm}$

Για τον τροχό θα είναι:

$$d_{a2} = d_2 + 2 * h_\alpha * \sigma\upsilon\nu\delta_2 \Rightarrow d_{a2} = 240 \text{ mm} + 2 * 4 * \sigma\upsilon\nu 71,56^\circ \Rightarrow d_{a2} \approx 242,53 \text{ mm}$$

Την στρογγυλοποιούμε σε $d_{a2} = 242 \text{ mm}$

b) Υπολογισμός διαμέτρου κύκλου πόδα d_f

Την διάμετρο κύκλου πόδα d_f την υπολογίζουμε από τον τύπο (1.10) του βήματος 1.2:

$$d_f = d - 2 * h_f * \sigma\upsilon\nu\delta, \text{ σε mm}$$

Το ύψος πόδα h_f για κανονικά δόντια είναι περίπου ίσο με 1,25 επί το modul δηλαδή

$$h_f \approx 1,25 * m$$

Για το πινιόν είναι:

$$d_{f1} = d_1 - 2 * h_f * \sigma\upsilon\nu\delta_1 \Rightarrow d_{f1} = 80 \text{ mm} - 2 * 1,25 * 4 * \sigma\upsilon\nu 18,44^\circ \Rightarrow \\ \Rightarrow d_{f1} \approx 70,51 \text{ mm}$$

Την στρογγυλοποιούμε σε $d_{f1} = 70 \text{ mm}$

Για τον τροχό είναι:

$$d_{f2} = d_2 - 2 * h_f * \sigma\upsilon\nu\delta_2 \Rightarrow d_{f2} = 240 \text{ mm} - 2 * 1,25 * 4 * \sigma\upsilon\nu 71,56^\circ \Rightarrow \\ \Rightarrow d_{f2} \approx 236,84 \text{ mm}$$

Την στρογγυλοποιούμε σε $d_{f2} = 237 \text{ mm}$

c) Υπολογισμός γωνίας κεφαλής εφ χ_α

Την γωνία κεφαλής την υπολογίζουμε από τον τύπο (1.11) του βήματος 1.2:

$$\varepsilon\varphi\chi_\alpha = \frac{h_\alpha}{R_\alpha} \text{ σε μοίρες}$$

Το ύψος κεφαλής $h_\alpha = m$, άρα:

$$\varepsilon\varphi\chi_\alpha = \frac{m}{126,5} = \frac{4}{126,5} = 0,03162 \Rightarrow \varepsilon\varphi\chi_\alpha = 0,03162 \Rightarrow \chi_\alpha = \tan^{-1} 0,03162 \Rightarrow$$

$$\Rightarrow \chi_\alpha = 1,81^\circ$$

d) Υπολογισμός γωνίας πόδα εφ χ_f

Την γωνία πόδα την υπολογίζουμε από τον τύπο (1.12) του βήματος 1.2:

$$\varepsilon\varphi\chi_f = \frac{h_f}{R_\alpha} \text{ σε μοίρες}$$

Το ύψος πόδα $h_f \approx 1,25 * m$

$$\varepsilon\varphi\chi_f = \frac{1,25*m}{126,5} = \frac{1,25*4}{126,5} = 0,03952 \Rightarrow \varepsilon\varphi\chi_f = 0,03952 \Rightarrow h_f = \tan^{-1} 0,03952 \Rightarrow \Rightarrow \chi_f = 2,26^\circ$$

e) Υπολογισμός γωνίας κώνου κεφαλής δ_α

Την γωνία κώνου κεφαλής την υπολογίζουμε από τον τύπο (1.13) του βήματος 1.2:

$$\delta_\alpha = \delta + \chi_\alpha \text{ σε μοίρες}$$

Για το πινιόν είναι:

$$\delta_{\alpha 1} = \delta_1 + \chi_\alpha = 18,44^\circ + 1,81^\circ \Rightarrow \delta_{\alpha 1} = 20,25^\circ$$

Για τον τροχό είναι:

$$\delta_{\alpha 2} = \delta_2 + \chi_\alpha = 71,56^\circ + 1,81^\circ \Rightarrow \delta_{\alpha 2} = 73,37^\circ$$

f) Υπολογισμός γωνίας κώνου πόδα δ_f

Την γωνία κώνου πόδα την υπολογίζουμε από τον τύπο (1.14) του βήματος 1.2:

$$\delta_f = \delta - \chi_f \text{ σε μοίρες}$$

Για το πινιόν είναι:

$$\delta_{f 1} = \delta_1 - \chi_f = 18,44^\circ - 2,26^\circ \Rightarrow \delta_f = 16,81^\circ$$

Για τον τροχό είναι:

$$\delta_{f 2} = \delta_2 - \chi_f = 71,56^\circ - 2,26^\circ \Rightarrow \delta_{f 2} = 69,3^\circ$$

g) Υπολογισμός μέσου modul m_m

Το μέσο modul m_m το υπολογίζουμε από τον τύπο:

$$d_m = m_m * z \Rightarrow m_m = \frac{d_m}{z} \text{ σε mm} \quad (1.22)$$

$$m_m = \frac{d_{m1}}{z_1} = \frac{70 \text{ mm}}{20 \text{ δόντια}} \Rightarrow m_m = 3,5 \text{ mm}$$

Η ποιότητα της οδόντωσης καθορίζεται συναρτήσει της περιφερειακής ταχύτητας u

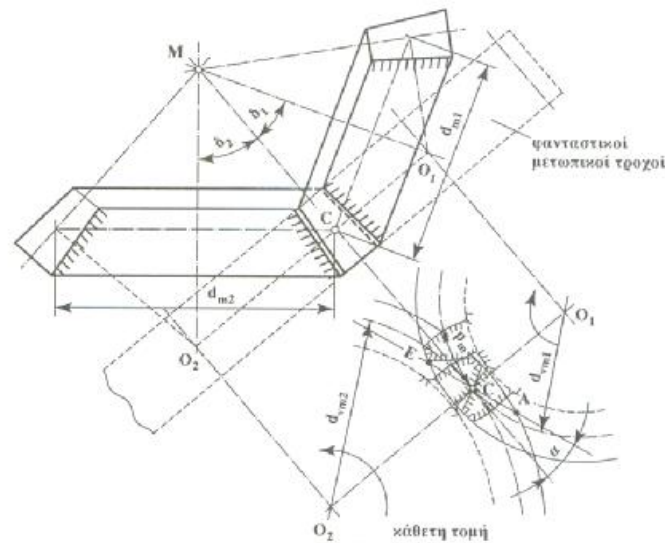
$$u = \frac{d_{m1} * \pi * n_1}{60}, \text{ σε m/sec} \quad (1.23)$$

$$u = \frac{0,07 * 3,14 * 1620}{60} \approx 5,9 \text{ m/sec}$$

Για ταχύτητες από 3 m/sec μέχρι 8 m/sec προβλέπονται στο Σχήμα 1–51β σελίδας 82 βιβλίου Στοιχεία Μηχανών II ποιότητες οδόντωσης 8 έως 10. Στο Σχήμα 1–51α προβλέπονται επίσης για γεωργικές μηχανές ποιότητες οδόντωσης 8 έως 10.

Με βάση τα παραπάνω εκλέγουμε ποιότητα οδόντωσης 9.

h) Υπολογισμός φανταστικής οδόντωσης



Σχήμα 1.4: Φανταστικοί μετωπικοί τροχοί σε κωνική οδόντωση.

Την διάμετρο της φανταστικής οδόντωσης d_v την υπολογίζουμε από τον τύπο (1.16) του βήματος 1.2:

Μεταξύ d_m και d_v ισχύει η σχέση:

$$d_v = \frac{d_m}{\sigma_{\nu\nu\delta}}$$

Για το πινιόν είναι:

$$d_{v1} = \frac{d_{m1}}{\sigma_{\nu\nu\delta_1}} = \frac{70}{\sigma_{\nu\nu 18,44^\circ}} \approx 73,8 \text{ mm}$$

Την στρογγυλοποιούμε σε $d_{v1} = 74 \text{ mm}$

Για τον τροχό είναι:

$$d_{v2} = \frac{d_{m2}}{\sigma_{\nu\nu\delta_2}} = \frac{209}{\sigma_{\nu\nu 71,56^\circ}} \approx 660,7 \text{ mm}$$

Την στρογγυλοποιούμε σε $d_{v2} = 661 \text{ mm}$

Τον αριθμό οδόντων της φανταστικής οδόντωσης z_v τον υπολογίζουμε από τον τύπο (1.17) του βήματος 1.2:

$$z_v = \frac{z}{\sigma_{\nu\nu\delta}}$$

Η φανταστική οδόντωση έχει μεγαλύτερο αριθμό οδόντων από την κωνική οδόντωση ($z_v > z$). Για το πινιόν είναι:

$$z_{v1} = \frac{z_1}{\sigma_{\nu\nu\delta_1}} = \frac{20}{\sigma_{\nu\nu 18,44^\circ}} \approx 21 \Rightarrow z_{v1} = 21 \text{ δόντια}$$

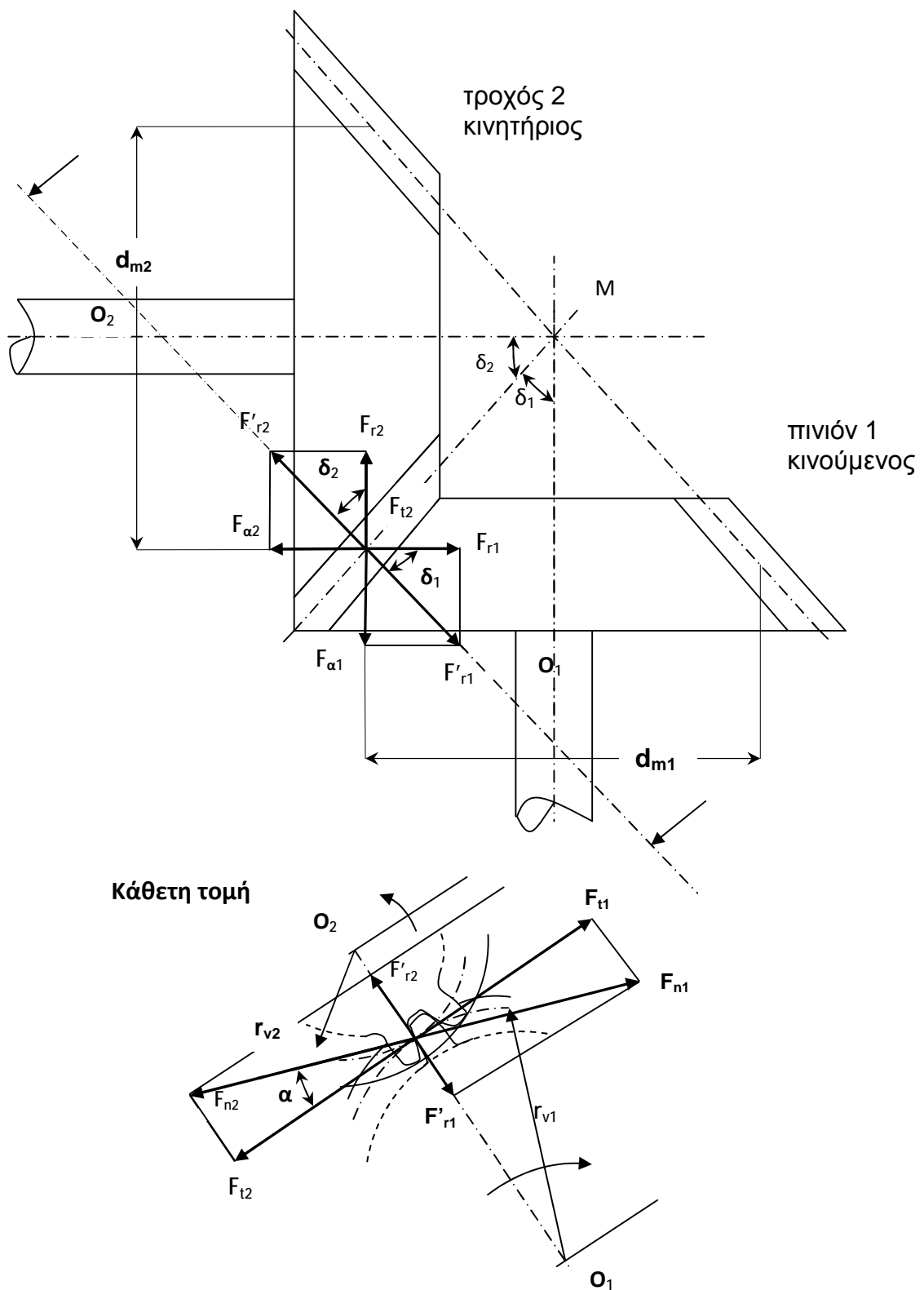
Για τον τροχό είναι:

$$z_{v2} = \frac{z_2}{\sin \delta_2} = \frac{60}{\sin 71,56^\circ} \approx 189,6 \Rightarrow z_{v2} = 190 \text{ δόντια}$$

Από τα παραπάνω βλέπουμε ότι ισχύει $z_{v1} > z_1$ και $z_{v2} > z_2$, δηλαδή $21 > 20$ και $190 > 60$.

1.3 ΔΥΝΑΜΕΙΣ

Οι δυνάμεις εξετάζονται για ένα ζεύγος κωνικών οδοντωτών τροχών με γωνία αξόνων $\Sigma=90^\circ$, αρχικά για το πινιόν 1. Η δύναμη F_{n1} που εξασκείται κάθετα πάνω στον οδόντα κατά τη διεύθυνση μιας πιθανής θραύσης του, αναλύεται στην περιφερειακή δύναμη F_{t1} και την ακτινική, στην κάθετη τομή, δύναμη F'_{r1} . Η τελευταία αναλύεται πάλι σε δύο συνιστώσες, την ακτινική F_{r1} και την αξονική F_{a1} όπως στο παρακάτω Σχήμα 1.5.



Σχήμα 1.5: Δυνάμεις σε κωνικούς τροχούς με ευθείς οδόντες.

Οι πιο πάνω δυνάμεις δίνονται από τις ακόλουθες σχέσεις:

Περιφερειακή δύναμη F_{t1} που ενεργεί στην μέση αρχική διάμετρο d_{m1}

$$F_{t1} = \frac{2000 * M_{t1}}{d_{m1}} \text{ σε } N \quad (1.24)$$

M_{t1} ροπή στρέψης που μεταφέρεται από τον μικρό τροχό (πινιόν) σε $N * m$
 d_{m1} μέση αρχική διάμετρος σε mm

Ακτινική δύναμη F_{r1}

$$F_{r1} = F'_{r1} * \sigma\upsilon\nu\delta_1 = F_{t1} * \epsilon\varphi\alpha * \sigma\upsilon\nu\delta_1 \text{ σε } N \quad (1.25)$$

Αξονική δύναμη $F_{\alpha1}$

$$F_{\alpha1} = F'_{r1} * \eta\mu\delta_1 = F_{t1} * \epsilon\varphi\alpha * \eta\mu\delta_1 \text{ σε } N \quad (1.26)$$

α γωνία επαφής 20°

δ_1 γωνία αρχικού κώνου του μικρού τροχού (πινιόν).

Με διαίρεση κατά μέλη των σχέσεων (1.25) και (1.26) λαμβάνουμε για $\Sigma=90^\circ$:

$$\frac{F_{r1}}{F_{\alpha1}} = \frac{\sigma\upsilon\nu\delta_1}{\eta\mu\delta_1} = \sigma\varphi\delta_1 = i \quad (1.27)$$

Από την σχέση (1.27) προκύπτει ότι:

$$F_{r1} = F_{\alpha1} * i \quad (1.28)$$

Όπως φαίνεται και στο Σχήμα 1.5, για $\Sigma=90^\circ$ η αξονική δύναμη του ενός τροχού είναι ίση και αντίθετη με την ακτινική δύναμη του συνεργαζόμενου τροχού και αντίστροφα, δηλ. στον κινητήριο τροχό 2 θα έχουμε:

$$F_{r2} = F_{\alpha1} \text{ και } F_{\alpha2} = F_{r1} \text{ σε } N \quad (1.29)$$

A) Υπολογισμός των δυνάμεων

Ροπή στρέψης ενδιάμεσου άξονα:

$$M_{t1} = 9550 \frac{P_1}{n_1} \text{ σε } N * m \quad (1.30)$$

$$P_1 = \frac{30 \text{ HP}}{1,34} = 22,35 \text{ KW}$$

Από τον τύπο (1.30) έχουμε:

$$M_{t1} = 9550 \frac{22,35 \text{ kw}}{1620 \text{ rpm}} \Rightarrow M_{t1} = 132 \text{ N} * m$$

Την μέση αρχική διάμετρο d_{m1} την έχουμε υπολογίσει παραπάνω και είναι $d_{m1} = 70 \text{ mm}$

Άρα η περιφερική δύναμη F_{t1} από τον τύπο (1.24) θα ισούται με:

$$F_{t1} = \frac{2000 \cdot M_{t1}}{d_{m1}} = \frac{2000 \cdot 132 \text{ Nm}}{70 \text{ mm}} \Rightarrow F_{t1} = 3771 \text{ N}$$

Η ακτινική δύναμη F_{r1} από τον τύπο (1.25) θα ισούται με:

$$F_{r1} = F'_{r1} \cdot \sigma_{\nu\delta_1} = F_{t1} \cdot \varepsilon\varphi\alpha \cdot \sigma_{\nu\delta_1} \Rightarrow F_{r1} = 3771 \text{ N} \cdot \varepsilon\varphi 20^\circ \cdot \sigma_{\nu\delta_1 18,44^\circ} \Rightarrow \\ \Rightarrow F_{r1} = 1302 \text{ N}$$

Η αξονική δύναμη $F_{\alpha 1}$ από τον τύπο (1.26) θα ισούται με:

$$F_{\alpha 1} = F'_{r1} \cdot \eta\mu\delta_1 = F_{t1} \cdot \varepsilon\varphi\alpha \cdot \eta\mu\delta_1 \Rightarrow F_{\alpha 1} = 3771 \text{ N} \cdot \varepsilon\varphi 20^\circ \cdot \eta\mu 18,44^\circ \Rightarrow \\ \Rightarrow F_{\alpha 1} = 434 \text{ N}$$

Από τον τύπο (1.27) κάνουμε επαλήθευση δηλαδή:

$$\frac{F_{r1}}{F_{\alpha 1}} = \frac{\sigma_{\nu\delta_1}}{\eta\mu\delta_1} = \sigma\varphi\delta_1 = i \Rightarrow \\ \Rightarrow \frac{1302}{434} = \frac{\sigma_{\nu\delta_1 18,44^\circ}}{\eta\mu 18,44^\circ} = \sigma\varphi 18,44^\circ = 3$$

Για $\Sigma = 90^\circ$ και από τον τύπο (1.28) προκύπτει:

$$F_{r1} = F_{\alpha 1} \cdot i = 434 \text{ N} \cdot 3 \Rightarrow F_{r1} = 1302 \text{ N}$$

Άρα:

Η αξονική δύναμη του ενός κωνικού οδοντωτού είναι ίση και αντίθετη με την ακτινική δύναμη του συνεργαζόμενου κωνικού οδοντωτού τροχού και αντίστροφα, όπως στην σχέση (1.29):

$$F_{r2} = F_{\alpha 1} \text{ και } F_{\alpha 2} = F_{r1} \\ F_{r2} = 434 \text{ N και } F_{\alpha 2} = 1302 \text{ N}$$

1.4 ΥΠΟΛΟΓΙΣΜΟΣ ΤΟΥ ΟΔΟΝΤΑ ΣΕ ΘΡΑΥΣΗ ΚΑΙ ΣΕ ΠΙΕΣΗ ΕΠΙΦΑΝΕΙΑΣ

i. Υπολογισμός του οδόντα σε θραύση

Αφού εκτιμήθηκαν οι κύριες διαστάσεις των κωνικών τροχών για το πινιόν και τον τροχό, θα πρέπει τώρα να ελεγχθούν σε αντοχή.

Όπως και στους μετωπικούς οδοντωτούς τροχούς με ευθείς και κεκλιμένους οδόντες, ο έλεγχος της τάσης στον πόδα του οδόντα γίνεται χωριστά για το πινιόν και τον τροχό. Για τον έλεγχο λαμβάνονται σαν βάση οι αντίστοιχοι φανταστικοί οδοντωτοί τροχοί με αριθμό οδόντων z_{v1} και z_{v2} (Σχήμα 1.5).

Η γενική σχέση που δίνει κατά προσέγγιση την μέγιστη τάση στον πόδα του οδόντα είναι:

$$\sigma_F = \frac{F_t}{b \cdot m_m} \cdot K_A \cdot K_v \cdot K_{F\beta} \cdot Y_{F\alpha} \leq \sigma_{FP} = \frac{\sigma_{Fl}}{S_F} \quad (1.31)$$

σ_F τάση στον πόδα του οδόντα σε N/mm^2 .

F_t περιφερειακή δύναμη σε N.

m_m μέσο moduli σε mm.

b πλάτος οδόντα σε mm.

K_A συντελεστής εφαρμογής. Λαμβάνεται από τον Πίνακα 1-7 σελίδας 69 βιβλίου Στοιχεία Μηχανών II.

K_v συντελεστής δυναμικών καταπονήσεων. Λαμβάνεται από το Σχήμα 1-54 σελίδας 85 βιβλίου Στοιχεία Μηχανών II για $u = d_{v1} * \pi * n_1 / 60$ σε m/sec με $d_{v1} = d_{m1} / \sigma_{\nu d_1}$ και z_{v1} αντί z_1 . Ποιότητα οδόντωσης από Σχήμα 1-51 σελίδας 82 βιβλίου Στοιχεία Μηχανών II.

$K_{F\beta}$ συντελεστής πλάτους. Λαμβάνει υπόψη την ανομοιόμορφη κατανομή της δύναμης κατά το πλάτος του οδόντα. Κατά μέσο όρο μπορεί να ληφθεί $K_{F\beta} \approx 1,2$.

Y_{Fa} συντελεστής μορφής. Λαμβάνεται από το Σχήμα 1-55 για τον αριθμό οδόντων του φανταστικού τροχού $z_v = z / \sigma_{\nu d}$, συναρτήσει του συντελεστή μετατόπισης χ ($\chi=0$ για τροχούς χωρίς μετατόπιση).

σ_{FP} επιτρεπόμενη τάση στον πόδα σε N/mm^2 . Υπολογίζεται χωριστά για το πινιόν (σ_{FP1}) και τον τροχό (σ_{FP2}).

σ_{Fl} δυναμική αντοχή διάρκειας. Λαμβάνεται από τον Πίνακα 1-9 σελίδας 80 βιβλίου Στοιχεία Μηχανών II.

S_F συντελεστής ασφάλειας για την καταπόνηση στον πόδα. Λαμβάνεται $S_F \geq 1,5$ (1,2...1,5) για μειωτήρες συνεχούς λειτουργίας και $S_F \geq 1,2$ (1,2...1,5) για μειωτήρες διακεκομμένης λειτουργίας. Κατά μέσο όρο $S_F \geq 1,5$.

Σημείωση: Ο μετωπικός συντελεστής K_{Fa} είναι για κωνικούς οδοντωτούς τροχούς συνήθως $K_{Fa} = 1$, γι' αυτό δεν αναγράφεται στην σχέση 1.31. Χαρακτηρίζεται ως μετωπικός συντελεστής κατανομής φορτίου για θραύση. Λαμβάνεται υπόψη μια ανόμοια κατανομή του φορτίου στα ζεύγη των οδόντων που βρίσκονται σε εμπλοκή, όπως για υψηλή ποιότητα οδόντωσης και σχετικά μεγάλη φόρτιση δεχόμαστε ότι το φορτίο κατανέμεται σε περισσότερα από ένα ζεύγη οδόντων.

Για ευθείς οδόντες με συντελεστή ασφάλειας σε δυναμική θραύση $S_F \leq 2$ και ποιότητα οδόντωσης 8 ή λεπτότερη, λαμβάνεται $K_{Fa} \approx 1$.

- $F_t = 3771$ N

- $K_A = 1,25$ από τον Πίνακα 1-7 για συνεχή λειτουργία

- $K_v \approx 1,0$ από Σχήμα 1-54 με $u = \frac{d_{v1} * \pi * n_1}{60} = \frac{0,074 \text{ m} * 3,14 * 1620 \text{ rpm}}{60} \Rightarrow u = 6,27 \text{ m/sec}$

Επίσης για $d_{v1} = 74$ mm και $z_{v1} = 21$ δόντια τα οποία έχουμε υπολογίσει στο βήμα 1.2

οπότε για $u * z_1 / 100 = \frac{6,27 * 21}{100} \approx 1,32 \text{ m/sec}$

και ποιότητα οδόντωσης 9, προκύπτει $K_v \approx 1,0$

- $K_{F\beta} \approx 1,2$ κατά μέσο όρο.

- $Y_{Fa1} = 2,85$ από Πίνακα 1-55 για $z_{v1} = 21$ δόντια και $\chi = 0$

- $Y_{Fa2} = 2,16$ από Πίνακα 1-55 για $z_{v2} = 190$ δόντια και $\chi = 0$

Με τις παραπάνω τιμές και από τον τύπο (1.31) θα έχουμε:

Για το πινιόν:

$$\sigma_{F1} = \frac{3771}{33 \cdot 3,5} * 1,25 * 1 * 1,2 * 2,85 = 140 \text{ N/mm}^2 \Rightarrow \sigma_{F1} = 140 \text{ N/mm}^2$$

Για τον τροχό:

$$\sigma_{F2} = \frac{3771}{33 \cdot 3,5} * 1,25 * 1 * 1,2 * 2,16 = 106 \text{ N/mm}^2 \Rightarrow \sigma_{F2} = 106 \text{ N/mm}^2$$

Με συντελεστή ασφάλειας $S_F \approx 2$, για συνεχή λειτουργία, μπορεί να προσδιοριστεί η ελάχιστη τιμή της δυναμικής αντοχής διάρκειας σ_{FI} σε καμπτική καταπόνηση.

$$\begin{aligned} \sigma_{FI1} &\geq S_F * \sigma_{F1} = 2 * 140 \text{ N/mm}^2 = 280 \text{ N/mm}^2 \\ \sigma_{FI2} &\geq S_F * \sigma_{F2} = 2 * 106 \text{ N/mm}^2 = 212 \text{ N/mm}^2 \end{aligned}$$

Προτού εκλέξουμε κατάλληλα υλικά που να ικανοποιούν τις παραπάνω ελάχιστες τιμές σ_F είναι σκόπιμο να προσδιοριστούν και οι ελάχιστες τιμές σ_{HI} για την αντοχή διάρκειας των κατατομών σε πίεση επιφάνειας.

ii. Υπολογισμός του οδόντα σε πίεση επιφάνειας

Όπως για τον έλεγχο σε θραύση λαμβάνονται και εδώ σαν βάση οι αντίστοιχοι ισοδύναμοι φανταστικοί οδοντωτοί τροχοί.

Η πίεση επιφάνειας στον κύκλο κύλισης θα είναι:

$$\sigma_H = \sqrt{K_A * K_V * K_{H\beta} * \frac{F_t}{d_{v1} * b} * \frac{u_v + 1}{u_v} * Z_H * Z_M} \leq \sigma_{HP} = \frac{\sigma_{HI}}{S_H} \quad (1.32)$$

σ_H πίεση επιφάνειας στην κατατομή του οδόντα σε N/mm^2 .

F_t περιφερειακή δύναμη σε N.

b πλάτος οδόντα σε mm.

d_{v1} μέση αρχική διάμετρος του πινιόν του φανταστικού τροχού σε mm

$$d_{v1} = d_{m1} / \text{συν}\delta_1.$$

u_v λόγος αριθμού οδόντων της φανταστικής οδόντωσης $u_v = \frac{z_{v2}}{z_{v1}}$. Για

$\Sigma = \delta_1 + \delta_2 = 90^\circ$ γίνεται $u_v = u^2$.

K_A συντελεστής εφαρμογής. Λαμβάνεται από τον Πίνακα 1-7 σελίδας 69 βιβλίου Στοιχεία Μηχανών II.

K_V συντελεστής δυναμικών καταπονήσεων. Λαμβάνεται από το Σχήμα 1-54 σελίδας 85 βιβλίου Στοιχεία Μηχανών II για $u = d_{v1} * \pi * n_1 / 60$ σε m/sec με $d_{v1} = d_{m1} / \text{συν}\delta_1$ και z_{v1} αντί z_1 . Ποιότητα οδόντωσης από Σχήμα 1-51 σελίδας 82 βιβλίου Στοιχεία Μηχανών II.

$K_{H\beta}$ συντελεστής πλάτους. Λαμβάνει υπόψη την ανομοιόμορφη κατανομή της δύναμης κατά το πλάτος του οδόντα. Κατά μέσο όρο μπορεί να ληφθεί $K_{H\beta} \approx K_{F\beta} \approx 1,2$.

Z_H συντελεστής ζώνης. Λαμβάνεται από το Σχήμα 1-59 σελίδας 90 βιβλίου Στοιχεία Μηχανών II. Για $\beta=0^0$ και τροχούς χωρίς μετατόπιση είναι $Z_H=2,5$.

Z_M συντελεστής υλικού σε $\sqrt{N/mm^2}$. λαμβάνεται από τον Πίνακα 1-10 σελίδας 91 βιβλίου Στοιχεία Μηχανών II.

σ_{HP} επιτρεπόμενη τάση για πίεση επιφάνειας σε N/mm^2 . Υπολογίζεται χωριστά για το πινιόν (σ_{HP1}) και τον τροχό (σ_{HP2}).

σ_{HI} αντοχή διάρκειας των κατατομών των οδόντων σε πίεση επιφάνειας σε N/mm^2 . Πίνακας 1-9.

S_H συντελεστής ασφάλειας σε πίεση επιφάνειας. Λαμβάνεται $S_H \approx 1,2 \dots 1,5$ για μειωτήρες συνεχούς λειτουργίας και $S_H \approx 1,1 \dots 1,2$ για μειωτήρες διακεκομμένης λειτουργίας. Κατά μέσο όρο $S_H \geq 1,35$.

Σημείωση:

Ο μετωπικός συντελεστής $K_{H\alpha}$ είναι για κωνικούς οδοντωτούς τροχούς συνήθως $K_{H\alpha} = 1$, γι' αυτό δεν αναγράφεται στην σχέση 1.32. Χαρακτηρίζεται ως μετωπικός συντελεστής κατανομής φορτίου για πίεση επιφάνειας. Για ευθείς οδόντες με συντελεστή ασφάλειας σε πίεση επιφάνειας $S_H \leq 1,3$ και ποιότητα οδόντωσης 8 ή λεπτότερη, λαμβάνεται $K_{H\alpha} \approx 1$.

- $d_{v1} = 74 \text{ mm}$ (βλέπε πιο πάνω)

- $u_v = u^2$ $u = \frac{z_2}{z_1} = \frac{60}{20} = 3$ άρα $u_v = 3^2 = 9$

- $K_{H\beta} \approx 1,2$ κατά μέσο όρο

- $Z_H = 2,5$ από Σχήμα 1-59 για $\beta = 0$ και $\chi = 0$

- $Z_M = 189,8 \sqrt{N/mm^2}$ από τον Πίνακα 1-10

Με τις παραπάνω τιμές και από τον τύπο (1.32) θα έχουμε:

$$\sigma_{H1,2} = \sqrt{1,25 * 1 * 1,2 * \frac{3771 \text{ N}}{74 \text{ mm} * 33 \text{ mm}} * \frac{9+1}{9} * 2,5 * 189,8} \Rightarrow \sigma_{H1,2} = 759 \text{ N/mm}^2$$

Με συντελεστή ασφάλειας $S_H \approx 1,35$, για συνεχή λειτουργία, μπορούμε να προσδιορίσουμε την ελάχιστη τιμή της δυναμικής αντοχής διάρκειας σ_{HI} σε πίεση επιφάνειας.

$$\sigma_{HI1,2} \geq S_H * \sigma_{H1,2} = 1,35 * 759 \text{ N/mm}^2 = 1024,65 \text{ N/mm}^2 \Rightarrow \sigma_{HI1,2} = 1025 \text{ N/mm}^2$$

Τώρα από τον Πίνακα 1-9 σελίδας 80 βιβλίου Στοιχεία Μηχανών II επιλέγουμε τα κατάλληλα υλικά που ικανοποιούν τις παρακάτω συνθήκες αντοχής.

Για το πινιόν:

$$\sigma_{Fl1} \geq 280 \text{ N/mm}^2 \text{ και } \sigma_{HI1} \geq 1025 \text{ N/mm}^2$$

Για τον τροχό:

$$\sigma_{Fl2} \geq 212 \text{ N/mm}^2 \text{ και } \sigma_{HI2} \geq 1025 \text{ N/mm}^2$$

Επιλέγουμε υλικό χάλυβα βελτιωμένο και εναζωτωμένο 42CrMo4 με:

$$\sigma_{Fl} = 770 \text{ N/mm}^2, \sigma_{HI} = 1070 \text{ N/mm}^2.$$

1.5 ΚΑΡΔΑΝΙΚΟΣ ΑΞΟΝΑΣ

Ο άξονας αυτός περιλαμβάνει ένα αρθρωτό σύνδεσμο. Ο άξονες αυτοί περιστρέφονται με μεταβαλλόμενες στροφές και ο αριθμός στροφών τους κυμαίνεται μεταξύ 530 έως 570 rpm.

$$\text{Μέγιστος αριθμός στροφών } n_{max} = \frac{n}{\sigma\nu\nu\alpha} \quad (1.33)$$

$$\text{Ελάχιστος αριθμός στροφών } n_{min} = n * \sigma\nu\nu\alpha \quad (1.34)$$

n αριθμός στροφών της κινητήριας ατράκτου (παρτικόφ).

α γωνία κλίσης μεταξύ άρθρωσης και ατράκτου.

Για μια ικανοποιητική διάρκεια ζωής πρέπει οι αρθρώσεις να υπολογιστούν για μια αντίστοιχα μεγαλύτερη ισχύ, την ισχύ άρθρωσης P_k .

$$P_k \geq P_{LN} * b \quad (1.35)$$

P_k μέγιστη ισχύς σε KW που μπορεί να μεταφέρει η άρθρωση, εξαρτώμενη από τον αριθμό στροφών n (Πίνακας 10-2 σελίδας 239 βιβλίου Στοιχεία Μηχανών I).

P_{LN} προς μεταφορά ονομαστική ισχύς σε KW.

b συντελεστής κλίσης εξαρτώμενος από τη γωνία κλίσης α (Πίνακας 10-2).

Μεταφερόμενη ισχύς $P_{LN}=30 \text{ HP}=30\text{HP}*0,745 \text{ KW} = 22,35 \text{ KW}$.

Για γωνία $\alpha=15^\circ$ και από τον Πίνακα 10-2 παίρνουμε $b=1,25$.

Τον μέγιστο αριθμό στροφών τον υπολογίζουμε από τον τύπο (1.33) και έχουμε:

$$n_{max} = \frac{n}{\sigma\nu\nu\alpha} = \frac{540 \text{ rpm}}{\sigma\nu\nu 15^\circ} = 559 \text{ rpm}$$

Τον ελάχιστο αριθμό στροφών τον υπολογίζουμε από τον τύπο (1.34) και έχουμε:

$$n_{min} = n * \sigma\nu\nu\alpha = 540 \text{ rpm} * \sigma\nu\nu 15^\circ = 522 \text{ rpm}$$

Την ισχύ άρθρωσης την υπολογίζουμε από τον τύπο (1.35) και είναι:

$$P_k = P_{LN} * b \\ P_k = P_{LN} * b = 22,35 * 1,25 \approx 27,9 \text{ KW} \Rightarrow P_k = 28 \text{ KW}$$

ΚΕΦΑΛΑΙΟ 2

ΑΞΟΝΑΣ ΕΙΣΟΔΟΥ

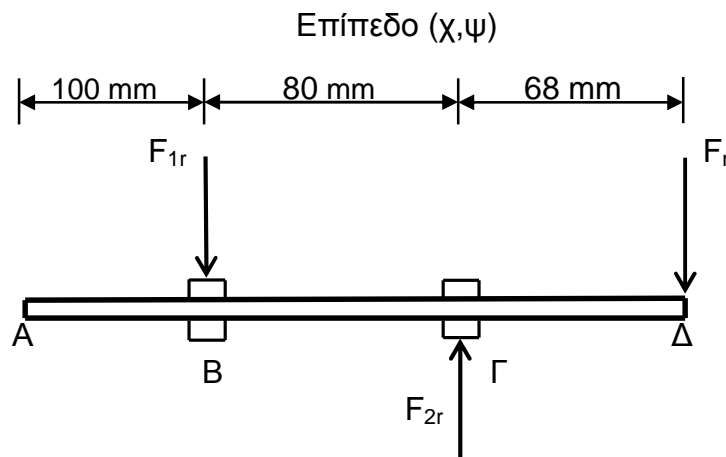
2.1 ΑΝΤΙΔΡΑΣΕΙΣ ΣΤΗΡΙΞΕΩΝ, ΔΙΑΓΡΑΜΜΑΤΑ ΚΑΜΠΤΙΚΩΝ ΡΟΠΩΝ ΚΑΙ ΡΟΠΩΝ ΣΤΡΕΨΕΩΣ

i. Αντιδράσεις στηρίξεων

Είναι προφανές ότι οι δυνάμεις πάνω στον άξονα ΑΔ του μεγάλου κωνικού τροχού δεν είναι όλες συνεπίπεδες, αλλά ασκούνται σε δύο διαφορετικά επίπεδα, στο επίπεδο (x,ψ) και στο επίπεδο (x,z). Για τον λόγο αυτό θα υπολογίσουμε τις δυνάμεις των εδράνων και τη ροπή κάμψης του άξονα ΑΔ, καθώς επίσης θα γίνουν τα διαγράμματα ροπών κάμψεως και ροπών στρέψεως για τα δυο επίπεδα χωριστά. Στο τέλος θα υπολογιστούν οι συνολικές δυνάμεις και οι μέγιστες καμπτικές ροπές στις θέσεις των εδράνων με σύνθεση των αντίστοιχων τιμών των συνιστωσών των δύο επιπέδων.

- Επίπεδο (x,ψ)

Η δύναμη F_r ενεργεί πάνω στο επίπεδο (x,ψ) με φορά από πάνω προς τα κάτω, όπως φαίνεται στο Σχήμα.



Οι αντιδράσεις στις στηρίξεις B και Γ μπορούν να υπολογιστούν λαμβάνοντας τις ροπές, ως προς Γ και B αντίστοιχα, ίσες με μηδέν. Η δύναμη F_r ισούται με $F_r = 434 \text{ N}$ ήτοι:

$$\sum M_G = 0 \Rightarrow -F_{1r} * 80 \text{ mm} + F_r * 68 \text{ mm} = 0 \Rightarrow -F_{1r} * 80 \text{ mm} + 434 \text{ N} * 68 \text{ mm} = 0$$

Άρα έχουμε:

$$F_{1r} = \frac{434 \text{ N} \cdot 68 \text{ mm}}{80 \text{ mm}} \Rightarrow F_{1r} = 368,9 \text{ N} \Rightarrow F_{1r} = 369 \text{ N}$$

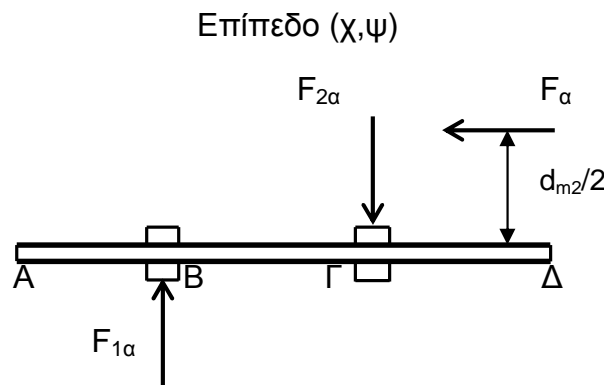
Επίσης:

$$\begin{aligned} \sum MB = 0 &\Rightarrow -F_{2r} \cdot 80 \text{ mm} + F_r \cdot 148 \text{ mm} = 0 \Rightarrow \\ &\Rightarrow -F_{2r} \cdot 80 \text{ mm} + 434 \text{ N} \cdot 148 \text{ mm} = 0 \end{aligned}$$

Από την ανωτέρω προκύπτει:

$$F_{2r} = \frac{434 \text{ N} \cdot 148 \text{ mm}}{80 \text{ mm}} \Rightarrow F_{2r} = 802,9 \text{ N} \Rightarrow F_{2r} = 803 \text{ N}$$

Στο ίδιο επίπεδο ενεργεί η αξονική δύναμη F_α , η οποία προκαλεί τις αντιδράσεις $F_{1\alpha}$ και $F_{2\alpha}$, στις στηρίξεις Β και Γ, με φορά από κάτω προς τα πάνω και από πάνω προς τα κάτω αντίστοιχα, όπως φαίνεται στο Σχήμα.



Στο σημείο Δ δημιουργείται ροπή από την δύναμη F_α . Η τιμή της δύναμης ισούται με $F_\alpha = 1302 \text{ N}$.

$$M = F_\alpha \cdot \frac{d_{m2}}{2} \tag{2.1}$$

$$M = 1302 \text{ N} \cdot \frac{0,209 \text{ m}}{2} \Rightarrow M = 136,059 \text{ N} \cdot \text{m} \Rightarrow M = 136 \text{ N} \cdot \text{m}$$

$$F_{1\alpha} = F_{2\alpha}$$

$$M = F_{1\alpha} \cdot 80 \text{ mm} = 1302 \text{ N} \cdot \frac{209 \text{ mm}}{2} \Rightarrow F_{1\alpha} \cdot 80 \text{ mm} = 1302 \text{ N} \cdot \frac{209 \text{ mm}}{2} \Rightarrow$$

$$F_{1\alpha} = 1302 \text{ N} \cdot \frac{209 \text{ mm}}{2 \cdot 80 \text{ mm}} \Rightarrow$$

$$F_{1\alpha} = 1700,73 \text{ N} \Rightarrow F_{1\alpha} = 1701 \text{ N}$$

$$F_{1\alpha} = F_{2\alpha} = 1701 \text{ N}$$

Από την F_{1r} θα αφαιρέσουμε την $F_{1\alpha}$ και από την F_{2r} θα αφαιρέσουμε την $F_{2\alpha}$

Άρα οι δυνάμεις F_1 και F_2 γίνονται:

$$F_1 = F_{1\alpha} - F_{1r} = 1701 \text{ N} - 369 \text{ N} \Rightarrow F_1 = 1332 \text{ N}$$

$$F_2 = F_{2r} - F_{2\alpha} = 803 \text{ N} - 1701 \text{ N} \Rightarrow F_2 = -898 \text{ N}$$

ii. Διαγράμματα καμπτικών ροπών και ροπών στρέψεως.

Τα διαγράμματα καμπτικών ροπών και ροπών στρέψεως θα σχεδιαστούν παρακάτω για το επίπεδο (x, ψ) .

Καταρχήν θα σχεδιάσουμε τον άξονα εισόδου (στον x άξονα). Ήδη από τις αντιδράσεις στηρίξεως είναι γνωστές οι δυνάμεις:

$$F_{1r} = 369 \text{ N}, F_{2r} = 803 \text{ N}, F_r = 434 \text{ N}, M = 136 \text{ N} * m$$

Υπολογισμός ροπών κάμψεως:

$$\text{Θέση A: } M_A = 0$$

$$\text{Θέση B: } M_B = 0$$

Θέση Γ: Η ροπή κάμψεως οφειλομένη στην δύναμη F_r είναι:

$$M_\Gamma = -F_r * 0,068 \text{ m} = -434 \text{ N} * 0,068 \text{ m} = -29,51 \text{ N} * m$$

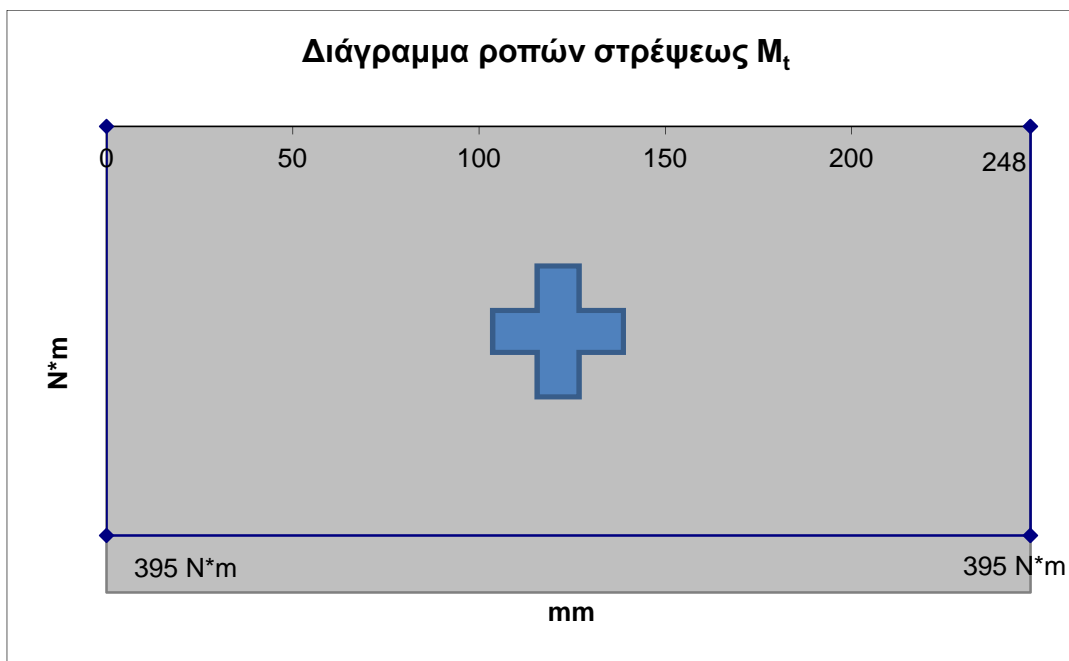
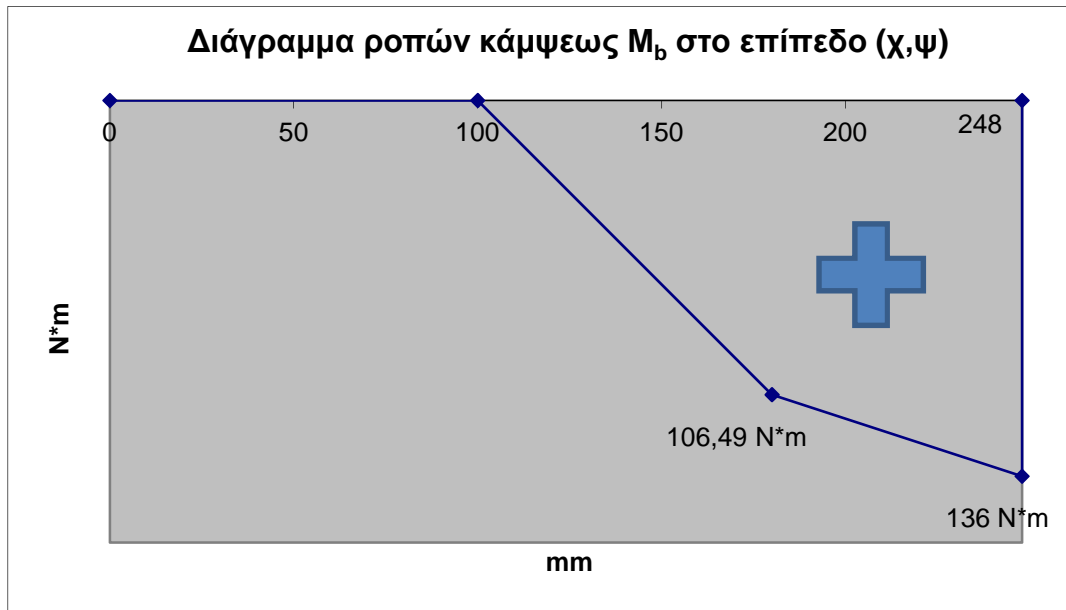
$$\text{Θέση Δ: } M_\Delta = M = 136 \text{ N} * m$$

Λόγω της ροπής M_Δ η ροπή M_Γ γίνεται: $M_\Gamma = -29,51 \text{ N} * m + M_\Delta = 106,49 \text{ N} * m$

Η ροπή στρέψης M_t είναι σε όλον τον άξονα σταθερή και την υπολογίζουμε από την σχέση (1.30):

$$M_t = 9550 \frac{P(kw)}{n(rpm)}$$

$$M_t = 9550 \frac{22,35kw}{540rpm} = 395 \text{ N} * m$$

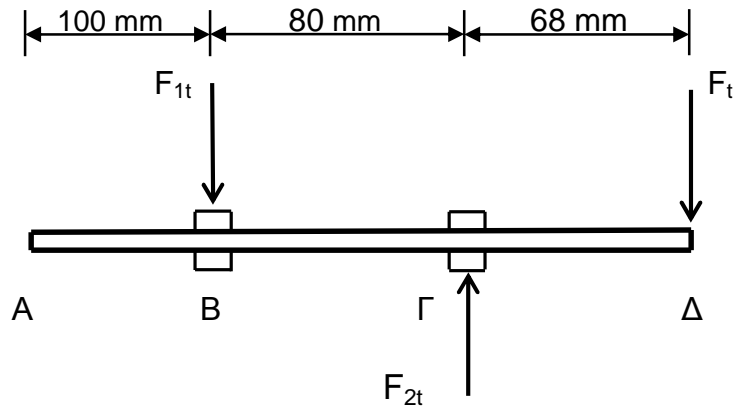


iii. Αντιδράσεις στηρίξεων

- Επίπεδο (X,Z)

Στο επίπεδο (x,z) ασκείται η δύναμη F_t από πάνω προς τα κάτω όπως φαίνεται στο παρακάτω Σχήμα.

Επίπεδο (x,z)



Λαμβάνοντας τις ροπές ως προς Γ και Β ίσες με μηδέν, υπολογίζουμε κατά τον ίδιο τρόπο όπως προηγουμένως τις αντιδράσεις στα σημεία Β και Γ αντίστοιχα. Η δύναμη F_t ισούται με $F_t = 3771 \text{ N}$, ήτοι:

$$\begin{aligned}\sum M_\Gamma = 0 &\Rightarrow -F_{1t} * 80 \text{ mm} + F_t * 68 \text{ mm} = 0 \Rightarrow \\ &\Rightarrow -F_{1t} * 80 \text{ mm} + 3771 \text{ N} * 68 \text{ mm} = 0\end{aligned}$$

Αρα έχουμε:

$$F_{1t} = \frac{3771 \text{ N} * 68 \text{ mm}}{80 \text{ mm}} \Rightarrow F_{1t} = 3205,35 \text{ N} \Rightarrow F_{1t} = 3205 \text{ N}$$

Επίσης:

$$\begin{aligned}\sum M_B = 0 &\Rightarrow -F_{2t} * 80 \text{ mm} + F_t * 148 \text{ mm} = 0 \Rightarrow \\ &\Rightarrow -F_{2t} * 80 \text{ mm} + 3771 \text{ N} * 148 \text{ mm} = 0\end{aligned}$$

Από την ανωτέρω προκύπτει:

$$F_{2t} = \frac{3771 \text{ N} * 148 \text{ mm}}{80 \text{ mm}} \Rightarrow F_{2t} = 6976,35 \text{ N} \Rightarrow F_{2t} = 6976 \text{ N}$$

iv. Διαγράμματα καμπτικών ροπών και ροπών στρέψεως.

Τα διαγράμματα καμπτικών ροπών και ροπών στρέψεως θα σχεδιαστούν παρακάτω. Ήδη είναι γνωστές οι δυνάμεις από τις αντιδράσεις στηρίξεως:

$$F_{1t} = 3205 \text{ N}, F_{2t} = 6976 \text{ N} \text{ και } F_t = 3771 \text{ N}$$

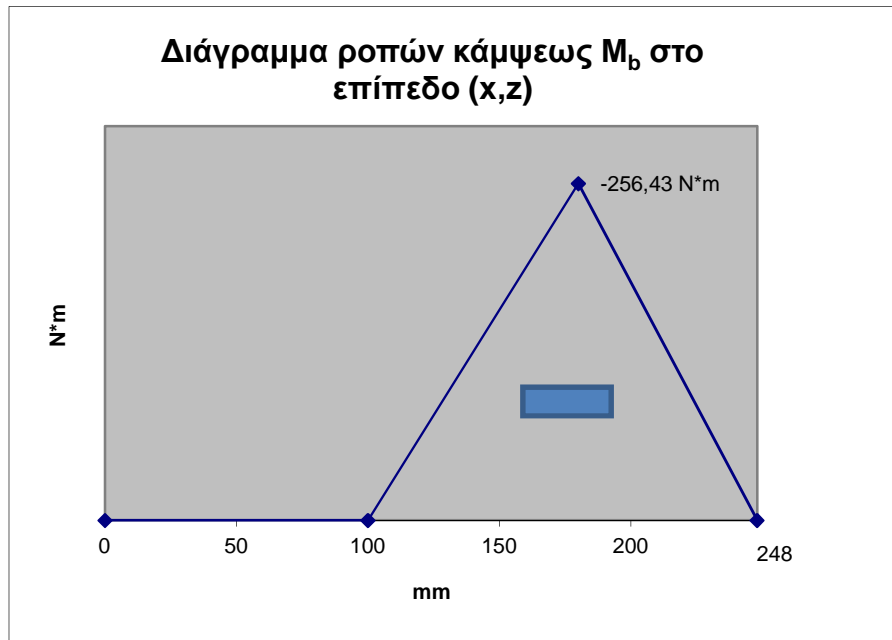
Υπολογισμός ροπών κάμψεως:

$$\text{Θέση A: } M_A = 0$$

$$\text{Θέση B: } M_B = 0$$

Θέση Γ: $M_{\Gamma} = -F_t * 0,068 \text{ m} = -3771 \text{ N} * 0,068 \text{ m} = -256,43 \text{ N} * \text{m}$

Θέση Δ: $M_{\Delta} = 0$



2.2 ΔΥΝΑΜΕΙΣ ΕΠΙ ΤΩΝ ΕΔΡΑΝΩΝ ΣΤΙΣ ΘΕΣΕΙΣ Β ΚΑΙ Γ

Οι δυνάμεις επί των εδράνων προκύπτουν με σύνθεση των δύο ευρεθέντων δυνάμεων κατά τα επίπεδα (x,ψ) και (x,z), ήτοι:

- Έδρανο Β

Στο έδρανο Β ασκείται η συνολική δύναμη F_{L1} , η οποία υπολογίζεται με την σχέση:

$$F_{L1} = \sqrt{F_{1t}^2 + (F_{1r} - F_{1\alpha})^2} \quad (2.2)$$

Για $F_{1t} = 3205 \text{ N}$, $F_{1r} = 369 \text{ N}$ και $F_{1\alpha} = 1701 \text{ N}$ έχουμε:

$$F_{L1} = \sqrt{3205^2 + (369 - 1701)^2} \Rightarrow F_{L1} = 3470,8 \text{ N} \Rightarrow F_{L1} \approx 3471 \text{ N} \Rightarrow$$

$$\Rightarrow F_{L1} = 3,47 \text{ KN}$$

- Έδρανο Γ

Στο έδρανο Γ ασκείται η συνολική δύναμη F_{L2} , η οποία υπολογίζεται με την σχέση:

$$F_{L2} = \sqrt{F_{2t}^2 + (F_{2r} - F_{2\alpha})^2} \quad (2.3)$$

Για $F_{2t} = 6976 \text{ N}$, $F_{2r} = 803 \text{ N}$ και $F_{2\alpha} = 1701 \text{ N}$ έχουμε:

$$F_{L2} = \sqrt{(6976 \text{ N})^2 + (803 \text{ N} - 1701 \text{ N})^2} \Rightarrow F_{L2} = 7033,6 \text{ N} \Rightarrow F_{L2} \approx 7034 \text{ N} \Rightarrow \\ \Rightarrow F_{L2} = 7,03 \text{ KN}$$

2.3 ΜΕΓΙΣΤΕΣ ΚΑΜΠΤΙΚΕΣ ΡΟΠΕΣ ΤΟΥ ΑΞΟΝΑ ΕΙΣΟΔΟΥ

Για την εύρεση της μέγιστης καμπτικής ροπής του άξονα θα εξεταστούν οι ροπές στα διάφορα χαρακτηριστικά σημεία αυτού.

Οι μέγιστες καμπτικές ροπές στις θέσεις των εδράνων Β και Γ υπολογίζονται με σύνθεση των αντίστοιχων τιμών κατά τα επίπεδα (x,ψ) και (x,z), ήτοι:

- Έδρανο Β

Στο έδρανο Β οι καμπτικές ροπές είναι μηδέν.

- Έδρανο Γ

Στο έδρανο Γ ασκείται η συνολική ροπή M_{Γ} , η οποία υπολογίζεται με την σχέση:

$$M_{\Gamma(max)} = \sqrt{M_{\Gamma(x,\psi)}^2 + M_{\Gamma(x,z)}^2} \quad (2.4)$$

Από την σχέση (2.4) και για $M_{\Gamma(x,\psi)} = 106,49$ και $M_{\Gamma(x,z)} = -256,43$ έχουμε:

$$M_{\Gamma(max)} = \sqrt{(106,49 \text{ N} * \text{m})^2 + (-256,43 \text{ N} * \text{m})^2} \Rightarrow M_{\Gamma(max)} = 277,66 \text{ N} * \text{m} \Rightarrow \\ M_{\Gamma(max)} \approx 278 \text{ N} * \text{m}$$

Στην θέση Δ υπάρχει επίσης καμπτική ροπή με τιμή $M_{\Delta} = 136 \text{ N} * \text{m}$

Από την σύγκριση των τιμών των ροπών κάμψεως M_{Γ} και M_{Δ} φαίνεται ότι η μέγιστη ροπή κάμψεως ασκείται στην θέση Γ, με απόλυτη τιμή:

$$M_b = 278 \text{ N} * \text{m}$$

Η ροπή στρέψεως είναι σταθερή σε όλο το μήκος της ατράκτου και έχει τιμή:

$$M_t = 395 \text{ N} * \text{m}$$

2.4 ΣΧΕΔΙΑΣΗ ΔΙΑΓΡΑΜΜΑΤΩΝ 'SMITH' ΓΙΑ ΧΑΛΥΒΑ 42CrMo4

Από τον Πίνακα 1 του παραρτήματος με τα δυναμικά χαρακτηριστικά των χαλύβων βρίσκουμε τις οριακές τιμές της δυναμικής αντοχής για τον χάλυβα 42CrMo4 για κάμψη και στρέψη αντίστοιχα, ήτοι:

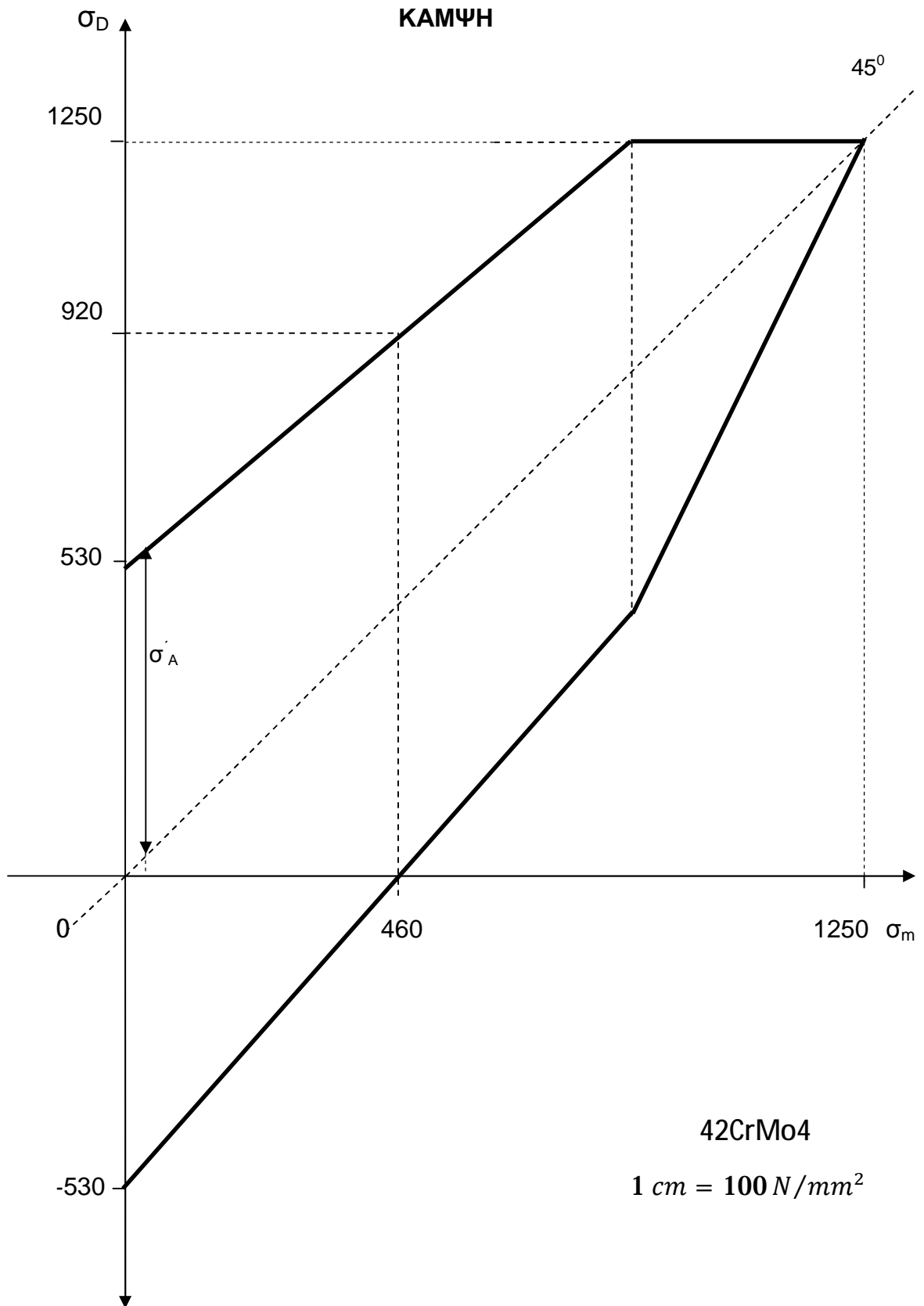
- Για κάμψη:

$$\sigma_{bs} = 1250 \text{ N/mm}^2 \quad \sigma_{bsch} = 920 \text{ N/mm}^2 \quad \sigma_{bw} = 530 \text{ N/mm}^2$$

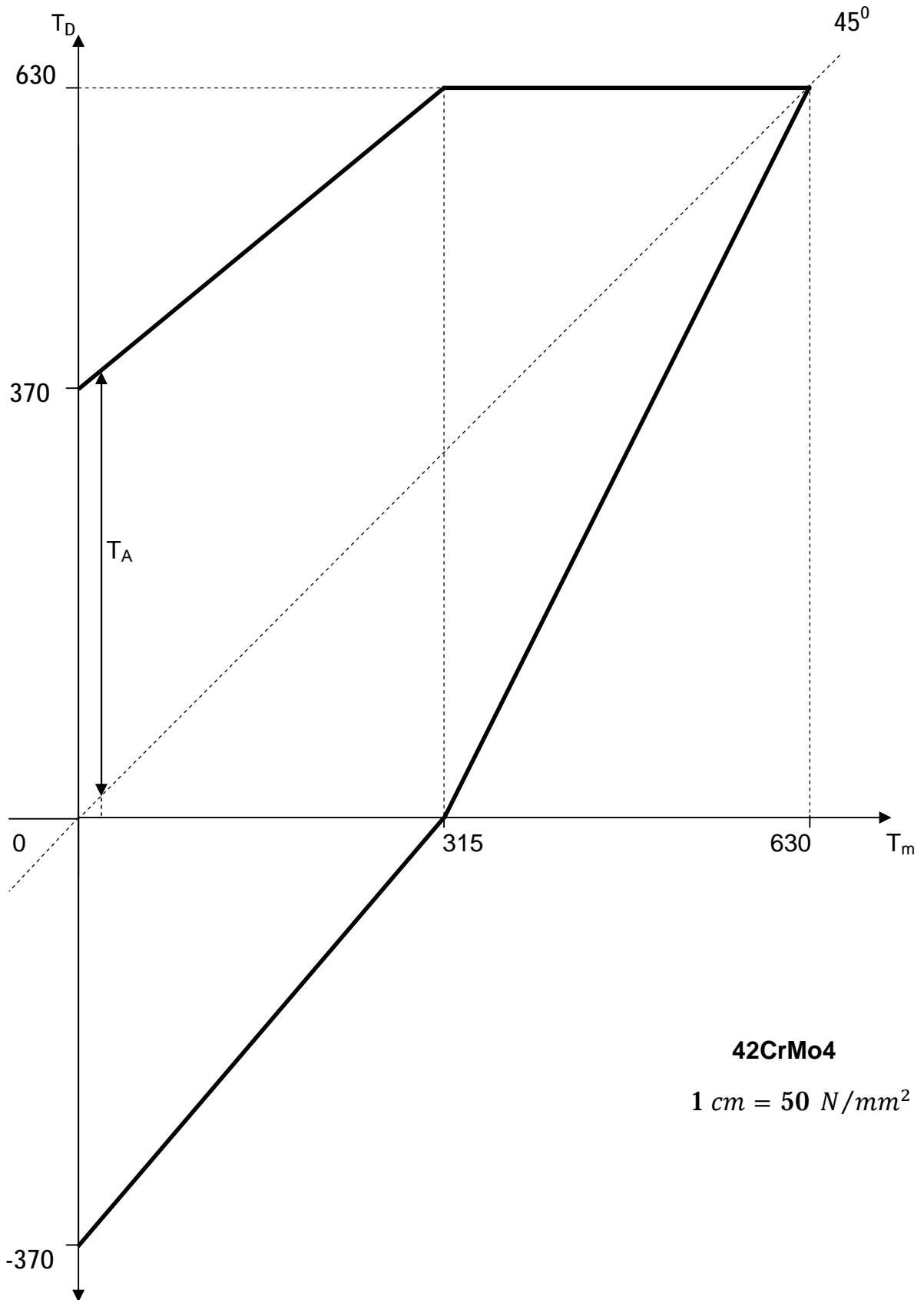
- Για στρέψη:

$$\tau_s = 630 \text{ N/mm}^2 \quad \tau_{sch} = 630 \text{ N/mm}^2 \quad \tau_w = 370 \text{ N/mm}^2$$

Στην συνέχεια σχεδιάζουμε τα διαγράμματα 'Smith' για κάμψη και στρέψη, χρησιμοποιώντας κατάλληλη κλίμακα, με βάση τις παραπάνω τιμές. Η τήρηση ακριβούς κλίμακας βοηθά στον γραφικό υπολογισμό των τάσεων αντοχής σε δυναμική καταπόνηση.



ΣΤΡΕΨΗ



42CrMo4

$1 \text{ cm} = 50 \text{ N/mm}^2$

2.5 ΕΠΙΤΡΕΠΟΜΕΝΕΣ ΤΑΣΕΙΣ

Από τον Πίνακα σελίδας 200 του βιβλίου <<Στοιχεία Μηχανών Ι>> βρίσκουμε τις επιτρεπόμενες τάσεις σε κάμψη και στρέψη για την περίπτωση δυναμικής καταπόνησης ατράκτων.

Υλικό 42CrMo4

- Για κάμψη: $\sigma_{b,επ} = 100 \text{ N/mm}^2$ ή $\sigma_{b,επ} = 1000 \text{ kp/cm}^2$
- Για στρέψη: $\tau_{επ} = 50 \text{ N/mm}^2$ ή $\tau_{επ} = 500 \text{ kp/cm}^2$

2.6 ΣΥΝΤΕΛΕΣΤΗΣ α_0 ΣΥΝΘΕΤΗΣ ΚΑΤΑΠΟΝΗΣΗΣ (ΚΑΤΑ Bach)

Εξετάζουμε τις συνθήκες λειτουργίας της ατράκτου και διαπιστώνουμε ότι:

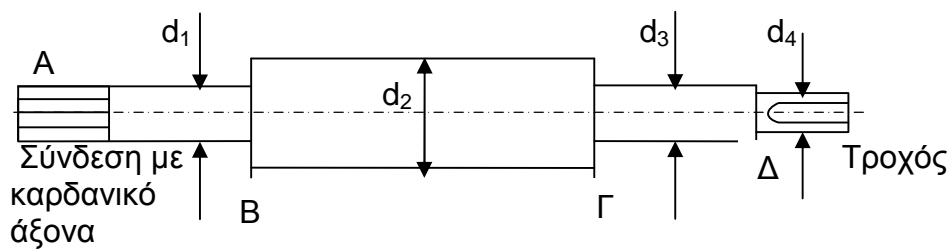
- Οι εγκάρσιες φορτίσεις που δέχεται η άτρακτος κατά την περιστροφή της, από θετικές γίνονται αρνητικές. Αυτό συμβαίνει συνέχεια, επομένως η κάμψη που δημιουργείται από τις φορτίσεις είναι εναλλασσόμενη.
- Το μηχάνημα εργάζεται μόνο στη μια διεύθυνση περιστροφής. Κατά το ξεκίνημα του μηχανήματος η άτρακτος έχει μικρές στροφές, αλλά κατά το έργο οι στροφές αυξάνονται, αυτό γίνεται συνέχεια. Εμείς παίρνουμε μια σταθερή τιμή στροφών της ατράκτου. Η περιστροφή της ατράκτου επαναλαμβάνεται συνέχεια κατά την εργασία, επομένως έχουμε επαναλαμβανόμενη στρέψη.

Στην συνέχεια υπολογίζουμε με τον γνωστό τύπο τον συντελεστή σύνθετης καταπόνησης α_0 κατά Bach, για όλκιμα υλικά, λαμβάνοντας υπ' όψη τα στοιχεία δυναμικής αντοχής του υλικού για τις φορτίσεις του συγκεκριμένου προβλήματος, οι οποίες είναι εναλλασσόμενη κάμψη με $\sigma_{bw} = 530 \text{ N/mm}^2$ και επαναλαμβανόμενη στρέψη με $\tau_{sch} = 630 \text{ N/mm}^2$ και έχουμε:

$$\alpha_0 = \frac{\sigma_{bw}}{\sqrt{3} \cdot \tau_{sch}} = \frac{530 \text{ N/mm}^2}{\sqrt{3} \cdot 630 \text{ N/mm}^2} = 0,486$$

2.7 ΥΠΟΛΟΓΙΣΜΟΣ ΠΡΟΣΩΡΙΝΩΝ ΔΙΑΜΕΤΡΩΝ ΑΞΟΝΑ ΕΙΣΟΔΟΥ

Τον υπολογισμό των προσωρινών διαμέτρων (Σχήμα 2.1) θα τον κάνουμε με βάση τις επιτρεπόμενες τάσεις. Στην συνέχεια θα ελέγξουμε τις διαμέτρους σε δυναμική καταπόνηση, λαμβάνοντας υπ' όψιν την επίδραση της μορφής του υλικού, δηλαδή την τραχύτητα, το μέγεθος, τις εγκοπές, οπότε και θα τις οριστικοποιήσουμε.



Σχήμα 2.1: Η άτρακτος με τις διαβαθμίσεις και τις προσωρινές διαμέτρους.

A) Διάμετρος d_1

Το τμήμα της ατράκτου AB καταπονείται μόνο σε στρέψη με ροπή $M_t=395 \text{ N} \cdot \text{m}$ ίδια σε όλο το μήκος. Θα υπολογίσουμε την προσωρινή διάμετρο d_1 με βάση την επιτρεπόμενη τάση στρέψης:

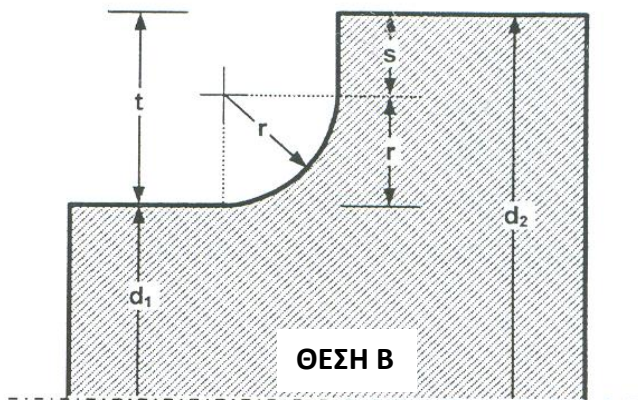
- **Θέση B**

$$d_1 = 1,72 \cdot \sqrt[3]{\frac{M_t}{\tau_{\epsilon\pi}}} = 1,72 \cdot \sqrt[3]{\frac{395000 \text{ N}\cdot\text{mm}}{50 \text{ N}/\text{mm}^2}} = 34,25 \text{ mm} \approx 34 \text{ mm} \quad (2.5)$$

Την d_1 την στρογγυλοποιούμε στα 40 mm λόγω του ότι στην θέση αυτή θα τοποθετηθεί έδρανο. Στους Πίνακες των εδράνων κυλίσεως δεν υπάρχει έδρανο με $d=34 \text{ mm}$, αλλά με $d=40 \text{ mm}$.

B) Διάμετρος d_2

Το τμήμα ΒΓ της ατράκτου καταπονείται σε στρέψη και κάμψη, με μέγιστες τιμές στην θέση Γ, ίδιες με αυτές του τμήματος ΓΔ. Συνεπώς δεν καταπονείται δυσμενέστερα από το τμήμα ΓΔ. Λόγω του ότι στο μεσαίο τμήμα ΒΓ δεν ασκούνται εξωτερικά φορτία. Συμπεραίνουμε ότι πρέπει να τοποθετήσουμε ίδια διάμετρο με την d_1 . Επειδή στις θέσεις Β και Γ έχουμε τα έδρανα στηρίξεως της ατράκτου, πρέπει να δημιουργήσουμε διαβαθμίσεις και να αυξήσουμε την διάμετρο.



Έστω ακτίνα καμπυλότητας r , και με λόγο $r/d=0,02$

$$r/d_1 = 0,02 \Rightarrow r = 0,02 * 40 \text{ mm} = 0,8 \text{ mm}$$

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, ανάλογα με τις απαιτήσεις πρέπει να καθορίσουμε ακριβώς το ύψος s .

Για λόγους στρογγυλοποίησης θα θέσουμε $s=2,2 \text{ mm}$, οπότε η συνολική διαβάθμιση θα έχει ύψος:

$$t = r + s = 0,8 \text{ mm} + 2,2 \text{ mm} = 3 \text{ mm}$$

Άρα η διάμετρος d_2 γίνεται:

$$d_2 = d_1 + 2 * t = 40 \text{ mm} + 2 * 3 \text{ mm} = 46 \text{ mm}$$

Γ) Διάμετρος d_3, d_4

Το τμήμα της ατράκτου $\Gamma\Delta$ καταπονείται μόνο σε στρέψη και κάμψη. Η μέγιστη καμπτική ροπή ασκείται στην θέση Γ με τιμή: $M_b=278 \text{ N*m}$, ενώ η στρεπτική ροπή είναι ίδια σε όλο το μήκος της ατράκτου με τιμή: $M_t=395 \text{ N * m}$. Όμως μετά από προσεκτική εξέταση της ατράκτου συμπεραίνουμε ότι πρέπει να εξεταστεί η άτρακτος σε δύο θέσεις, στην θέση Δ , λόγω της παρουσίας του σφηνοδρόμου και στην θέση Γ , λόγω της διαβάθμισης και της σύνθετης καταπόνησης.

- Θέση Δ

Στην θέση Δ στερεώνεται ο κωνικός τροχός με σφήνα. Η παρουσία του σφηνόδρομου εξασθενεί την διάμετρο και πρέπει να ληφθεί υπ' όψιν σύμφωνα με τους κανονισμούς. Στην θέση αυτή έχουμε σύνθετη καταπόνηση σύμφωνα με το διάγραμμα καμπτικών ροπών. Την διάμετρο της ατράκτου στην θέση αυτή θα την υπολογίσουμε με βάση την ισοδύναμη ροπή και την επιτρεπόμενη τάση σε κάμψη ως εξής:

- Ροπή κάμψης: $M_b=136 \text{ N*m}$
- Ροπή στρέψης: $M_t=395 \text{ N*m}$
- Ισοδύναμη ροπή: $M_v = \sqrt{M_b^2 + 0,75 * (a_o * M_t)^2}$ (2.6)

$$M_v = \sqrt{(136 \text{ N * m})^2 + 0,75 * (0,486 * 395 \text{ N * m})^2} = \sqrt{46135,36} \Rightarrow$$

$$M_v = 214,79 \text{ N * m} \Rightarrow M_v = 215 \text{ N * m}$$

Την διάμετρο την υπολογίζουμε από τον τύπο:

$$d_4 = 2,17 * \sqrt[3]{\frac{M_v}{\sigma_{b\epsilon\pi}}} \quad (2.7)$$

$$d_4 = 2,17 * \sqrt[3]{\frac{215 \text{ N*m}}{100 \text{ N/mm}^2}} = 2,17 * \sqrt[3]{\frac{215000 \text{ N*mm}}{100 \text{ N/mm}^2}} \Rightarrow d_4 = 28 \text{ mm}$$

Για την εξασφάλιση της αντοχής θα αυξήσουμε την διάμετρο κατά το βάθος του σφηνόδρομου. Συνεπώς στην ευρεθείσα διάμετρο θα προσθέσουμε το βάθος t_1 του σφηνόδρομου και θα λάβουμε την τελική διάμετρο της ατράκτου για την θέση Δ. Ο σφήνας που παίρνουμε είναι τυποποιημένος και το βάθος του είναι $t_1=4$ mm βάση του Πίνακα σφηνών, ήτοι:

$$d_4 = 28 \text{ mm} + 4 \text{ mm} = 32 \text{ mm}$$

Την στρογγυλοποιούμε $d_4 = 35 \text{ mm}$

Επειδή στην θέση Δ έχουμε τον κωνικό οδοντωτό τροχό πρέπει να δημιουργήσουμε διαβάθμιση όπως και στην διάμετρο d_2 που υπολογίσαμε προηγουμένως.

Άρα η διάμετρος d_3 γίνεται:

$$d_3 = d_4 + 2 * t = 35 \text{ mm} + 2 * 3 \text{ mm} = 41 \text{ mm}$$

Την στρογγυλοποιούμε σε $d_3 = 40 \text{ mm}$.

2.8 ΕΛΕΓΧΟΣ ΣΕ ΔΥΝΑΜΙΚΗ ΚΑΤΑΠΟΝΗΣΗ ΤΟΥ ΑΞΟΝΑ ΕΙΣΟΔΟΥ

2.8.1 Υπολογισμός τάσεων στην θέση Γ, μέσες τάσεις και αποκλίσεις τάσεων

A) Υπολογισμός τάσεων στην θέση Γ

Το δυσμενέστερο σημείο είναι η θέση Γ, στην οποία όπως προαναφέραμε έχει σύνθετη καταπόνηση, εναλλασσόμενη κάμψη και επαναλαμβανόμενη στρέψη. Την θέση αυτή θα την ελέγξουμε σε δυναμική καταπόνηση. Η άτρακτος με τις διαβαθμίσεις και τις προσωρινές διαμέτρους φαίνεται στο Σχήμα 2.1.

- *Τάση κάμψεως.* Την τάση κάμψης θα την υπολογίσουμε με βάση την ροπή κάμψεως M_b και την ροπή αντιστάσεως σε κάμψη W_b , με τον τύπο:

$$\sigma_b = \frac{M_b}{W_b} \quad (2.8)$$

Για συμπαγή άτρακτο με κυκλική διατομή ισχύει: $W_b=0,1*d_3^3$. Με αντικατάσταση στον ανωτέρω τύπο βρίσκουμε:

$$\sigma_b = \frac{M_b}{0,1*d_3^3} = \frac{278000N*mm}{0,1*40^3mm^3} = 43,44N/mm^2 \Rightarrow \sigma_b = 43 \text{ N/mm}^2$$

- *Τάση στρέψεως.* Την τάση στρέψεως θα την υπολογίσουμε με βάση την ροπή στρέψεως M_t και την ροπή αντιστάσεως σε στρέψη W_t , με τον τύπο:

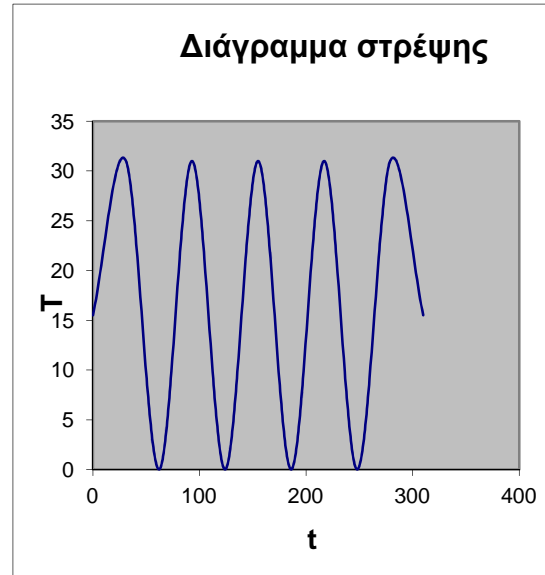
$$\tau = \frac{M_t}{W_t} \quad (2.9)$$

Για συμπαγή άτρακτο με κυκλική διατομή ισχύει: $W_t=0,2*d_3^3$. Άρα έχουμε:

$$\tau = \frac{M_t}{0,2*d_3^3} = \frac{395000N*mm}{0,2*40^3*mm^3} = 30,86 \text{ N/mm}^2 \Rightarrow \tau = 31 \text{ N/mm}^2$$

B) Μέσες τάσεις και αποκλίσεις τάσεων

Η κάμψη είναι εναλλασσόμενη και η στρέψη επαναλαμβανόμενη, συνεπώς θα σχεδιάσουμε την μεταβολή της τάσης για κάθε περίπτωση, όπως δείχνουν τα παρακάτω διαγράμματα.



Παρατηρώντας την διακύμανση της τάσης στα διαγράμματα συμπεραίνουμε τα εξής:

- Για εναλλασσόμενη Κάμψη.
 - Μέση τάση: $\sigma_{bm} = \frac{\sigma_{bmax} + \sigma_{bmin}}{2} = \frac{43 - 43}{2} \Rightarrow \sigma_{bm} = 0$
 - Απόκλιση τάσης: $\sigma_{b\alpha} = \frac{\sigma_{bmax} - \sigma_{bmin}}{2} = \frac{43 - (-43)}{2} \Rightarrow \sigma_{b\alpha} = 43 N/mm^2$
- Για επαναλαμβανόμενη στρέψη.
 - Μέση τάση: $\tau_m = \frac{\tau}{2} = \frac{31}{2} = 15,5 N/mm^2$
 - Απόκλιση τάσης: $\tau_\alpha = \frac{\tau}{2} = \frac{31}{2} = 15,5 N/mm^2$

2.8.2 Συντελεστές μείωσης δυναμικής αντοχής, τιμές δυναμικής αντοχής σ_{AG} και τ_{AG}

i. Συντελεστές μείωσης δυναμικής αντοχής

- a) Συντελεστής επιφανειακής κατάστασης α_{ob} και α_{ot}

Για μέση τραχύτητα $R=6$ έως 8μ και $\sigma_B=1100 \text{ N/mm}^2$ από το διάγραμμα του Σχήματος 1 του παραρτήματος προκύπτει ο συντελεστής α_{ob} για κάμψη, ενώ ο συντελεστής α_{ot} για στρέψη τον υπολογίζουμε από την κατάλληλη σχέση με βάση τον προηγούμενο συντελεστή της κάμψης. Το σ_B είναι το όριο θραύσης του χάλυβα 42CrMo4 και δίνεται στην πρώτη στήλη του Πίνακα 1 του παραρτήματος.

- Κάμψη: $\alpha_{ob} = 0,83$
- Στρέψη: $\alpha_{ot} = 0,575 * \alpha_{ob} + 0,425 = 0,575 * 0,83 + 0,425 = 0,9$

b) Συντελεστής μεγέθους α_{gb} και α_{gt}

Από το διάγραμμα του Σχήματος 2 του παραρτήματος, για διάμετρο άξονα $d_1=40 \text{ mm}$ προκύπτει:

- Κάμψη: $\alpha_{gb} = 0,74$
- Στρέψη: $\alpha_{gt} = 0,87$

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

Από το διάγραμμα του Σχήματος 3 του παραρτήματος, για $\frac{r}{d} = 0,02$ και $\frac{D}{d} = \frac{d_2}{d_1} = \frac{46}{40} = 1,15$ προκύπτει ο συντελεστής β_{kb} για κάμψη, ενώ από το διάγραμμα του Σχήματος 4 του παραρτήματος, προκύπτει ο συντελεστής β_{kt} για στρέψη.

- Κάμψη: $\beta_{kb} = 1,65$
- Στρέψη: $\beta_{kt} = 1,52$

ii Τιμές δυναμικής αντοχής σ_{AG} και τ_{AG}

Για να υπολογίσουμε την ισοδύναμη τάση αποκλίσεως απαιτείται να βρεθούν οι επιτρεπόμενες τιμές δυναμικής αντοχής σ_{AG} και τ_{AG} . 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 $\sigma_A = \sigma_{sch}/2$ και $\tau_A = \tau_{sch}/2$.
- Για στατική καταπόνηση τίθεται $\sigma_A = \sigma_s$ και $\tau_A = \tau_s$.

a. **Τιμή σ_{AG} .** Σύμφωνα με τα ανωτέρω και επειδή η κάμψη είναι εναλλασσόμενη η επιτρεπόμενη τιμή σ_{AG} υπολογίζεται για $\sigma_A = \sigma_w = 530 \text{ N/mm}^2$, με τον τύπο:

$$\sigma_{AG} = \frac{\alpha_{ob} * \alpha_{gb}}{\beta_{kb}} * \sigma_A \quad (2.10)$$

$$\sigma_{AG} = \frac{0,83 * 0,74}{1,65} * 530 = 197,29 \text{ N/mm}^2 \Rightarrow \sigma_{AG} \approx 197 \text{ N/mm}^2$$

b. **Τιμή τ_{AG} .** Κατά τον ίδιο τρόπο και επειδή η στρέψη είναι επαναλαμβανόμενη η επιτρεπόμενη τιμή τ_{AG} υπολογίζεται για $\tau_A = \tau_{Sch}/2 = 630/2 = 315 \text{ N/mm}^2$, χρησιμοποιώντας τον τύπο:

$$\tau_{AG} = \frac{\alpha_{ot} * \alpha_{gt}}{\beta_{kt}} * \tau_A \quad (2.11)$$

$$\tau_{AG} = \frac{0,9 * 0,87}{1,52} * 315 = 162,27 \text{ N/mm}^2 \Rightarrow \tau_{AG} = 162 \text{ N/mm}^2$$

2.8.3 Υπολογισμός ισοδύναμων τάσεων

Επειδή έχουμε σύνθετη καταπόνηση σε κάμψη και στρέψη, είναι απαραίτητος ο υπολογισμός των ισοδύναμων τάσεων, δηλαδή της ισοδύναμης μέσης τάσης σ_{vm} και της ισοδύναμης τάσης αποκλίσεως $\sigma_{v\alpha}$, με εφαρμογή των τύπων:

- Ισοδύναμη μέση τάση:

$$\sigma_{vm} = \sqrt{\sigma_{bm}^2 + \left(\frac{\sigma_{bs}}{\tau_s}\right)^2 * \tau_m^2} \quad (2.12)$$

$$\sigma_{vm} = \sqrt{0 + \left(\frac{1250 \text{ N/mm}^2}{630 \text{ N/mm}^2}\right)^2 * (15,5 \text{ N/mm}^2)^2} \Rightarrow$$

$$\Rightarrow \sigma_{vm} = \sqrt{945,81} \Rightarrow \sigma_{vm} = 30,75 \text{ N/mm}^2 \Rightarrow \sigma_{vm} = 31 \text{ N/mm}^2$$

- Ισοδύναμη τάση αποκλίσεως:

$$\sigma_{v\alpha} = \sqrt{\sigma_{ba}^2 + \left(\frac{\sigma_{AG}}{\tau_{AG}}\right)^2 * \tau_a^2} \quad (2.13)$$

$$\sigma_{v\alpha} = \sqrt{43^2 + \left(\frac{197 \text{ N/mm}^2}{162 \text{ N/mm}^2}\right)^2 * (15,5 \text{ N/mm}^2)^2} \Rightarrow$$

$$\Rightarrow \sigma_{v\alpha} = \sqrt{2204,28} \Rightarrow \sigma_{v\alpha} = 46,9 \text{ N/mm}^2 \Rightarrow \sigma_{v\alpha} = 47 \text{ N/mm}^2$$

2.8.4 Έλεγχος σε δυναμική αντοχή

Από το διάγραμμα 'Smith' για κάμψη και για μέση τάση $\sigma_{vm} = 31 \text{ N/mm}^2$ βρίσκουμε την δυναμική αντοχή $\sigma'_A = 520 \text{ N/mm}^2$. Στη 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:

$$\sigma'_{NA} = \frac{\alpha_{ob} * \alpha_{gb}}{\beta_{kb}} * \sigma'_A \quad (2.14)$$

$$\sigma'_{NA} = \frac{0,83 * 0,74}{1,65} * 520 \text{ N/mm}^2 = 193,57 \text{ N/mm}^2 \Rightarrow$$

$$\Rightarrow \sigma'_{NA} = 194 \text{ N/mm}^2$$

Τον συντελεστής ασφαλείας της ατράκτου τον υπολογίζουμε από την σχέση:

$$N = \frac{\sigma'_{NA}}{\sigma_{va}} \quad (2.15)$$

$$N = \frac{194}{47} = 4,13$$

Για τις συνήθεις περιπτώσεις ατράκτων ο συντελεστής ασφαλείας λαμβάνεται 2 έως 3. Όμως επειδή ο άξονας του συγκεκριμένου αγροτικού μηχανήματος μπορεί να έχει πρόσθετες κρουστικές φορτίσεις, θεωρούμε ότι η ευρεθείσα τιμή $N=4,13$ είναι πλήρως ικανοποιητική. Επομένως, οι τιμές των διαμέτρων της ατράκτου που υπολογίσαμε μπορούμε να τις θεωρήσουμε οριστικές, εφόσον εξασφαλίζουν την αντοχή σε δυναμική καταπόνηση.

2.9 ΥΠΟΛΟΓΙΣΜΟΣ ΕΔΡΑΝΩΝ ΚΥΛΙΣΕΩΣ

Για τον υπολογισμό των εδράνων κυλίσεως στις θέσεις Β και Γ γνωρίζουμε τα εξής στοιχεία:

Θεωρούμε ότι όλο το αξονικό φορτίο παραλαμβάνεται από το κωνικό έδρανο στην θέση Γ.

ΘΕΣΗ ΕΔΡΑΝΟΥ	Γ	Β
ΑΚΤΙΝΙΚΟ ΦΟΡΤΙΟ	$F_r = F_{L2} = 7,03 \text{ KN}$	$F_r = F_{L1} = 3,47 \text{ KN}$
ΑΞΟΝΙΚΟ ΦΟΡΤΙΟ	$F_\alpha = 1302 \text{ N} = 1,3 \text{ KN}$	$F_\alpha = 0$
ΣΤΡΟΦΕΣ	$n_2 = 540 \text{ rpm}$	
ΣΥΝΤΕΛΕΣΤΗΣ ΘΕΡΜΟΚΡΑΣΙΑΣ	$f_t = 1$ για θερμοκρασία λειτουργίας $t < 150^\circ\text{C}$	
ΕΠΙΘΥΜΗΤΗ ΔΙΑΡΚΕΙΑ ΖΩΗΣ ΤΩΝ ΕΔΡΑΝΩΝ	$L_{10h} = 15000$ ώρες	

Α) Για την θέση Γ

Για διάμετρο ατράκτου $d=40 \text{ mm}$, έστω έδρανο κυλίσεως με τριβείς κωνικούς σειράς 30208:

Από τον Πίνακα 11–7 σελίδας 304 του βιβλίου Στοιχεία Μηχανών Ι λαμβάνουμε για το έδρανο κυλίσεως N°30208 τα εξής:

$$e=0,37 \quad Y=1,6 \quad C_{\text{δυναμ}}=62 \text{ KN}$$

$$\text{Για } \frac{F_\alpha}{F_r} = \frac{1,3 \text{ KN}}{7,03 \text{ KN}} = 0,185 < e$$

Άρα το ισοδύναμο δυναμικό φορτίο P για μεμονωμένο τριβέα είναι:

$$P = F_r = F_{L2} = 7,03 \text{ KN}$$

Συντελεστής ταχύτητας

Στην συνέχεια θα υπολογίσουμε τον συντελεστή ταχύτητας f_n με βάση την εφαρμογή του τύπου:

$$f_n = \sqrt[10]{\frac{33+1/3}{n_2}} \quad (2.16)$$

Για τους κωνικούς τριβείς το χ είναι ίδιο με αυτό των κυλινδρικών τριβέων δηλαδή $\chi = \frac{10}{3}$ άρα:

$$f_n = \sqrt[10]{\frac{33,333}{540}} = 0,433$$

Συντελεστής διάρκειας ζωής

Υπολογίζουμε τον συντελεστή διάρκειας ζωής f_L γνωρίζοντας την επιθυμητή διάρκεια ζωής των εδράνων που είναι $L_h=15000h$, άρα:

$$f_L = \sqrt[10]{\frac{L_h}{500}} \quad (2.17)$$

Για τους κωνικούς τριβείς το χ είναι ίδιο με αυτό των κυλινδρικών τριβέων δηλαδή $\chi = \frac{10}{3}$ άρα:

$$f_L = \sqrt[10]{\frac{15000}{500}} = 2,7742$$

Απαιτούμενο δυναμικό φορτίο

Το απαιτούμενο δυναμικό φορτίο $C_{\text{απαιτ}}$ του εδράνου, είναι το μέγιστο φορτίο που πρέπει να ασκείται προκειμένου το έδρανο να έχει την επιθυμητή διάρκεια ζωής. Από την σχέση:

$$C_{\text{απαιτ}} = P * \frac{f_L}{f_n * f_t} \quad (2.18)$$

$$C_{\text{απαιτ}} = 7,03 \text{ KN} * \frac{2,774}{0,433 * 1} = 45,04 \text{ KN}$$

Το απαιτούμενο δυναμικό φορτίο $C_{\text{απαιτ}}$ του εδράνου που υπολογίσαμε είναι μικρότερο από το δυναμικό φορτίο $C_{\text{δυναμ}}$ του εδράνου που επιλέξαμε από τον πίνακα, δηλαδή:

$$C_{\text{απαιτ}} = 45,04 \text{ KN} < C_{\text{δυναμ}} = 62 \text{ KN}$$

Άρα:

Το έδρανο που επιλέξαμε έχει μεγαλύτερη διάρκεια ζωής.

B) Για την θέση B

Για διάμετρο ατράκτου $d=40 \text{ mm}$, έστω έδρανο κυλίσεως με τριβείς σφαιρικούς με βαθύ αύλακα σειράς 6208:

Από τον Πίνακα 11–5 σελίδας 301 του βιβλίου Στοιχεία Μηχανών I λαμβάνουμε για το έδρανο κυλίσεως N°6208 τα εξής:

$$C_{\text{δυναμ}}=29 \text{ KN} \quad C_0=18 \text{ KN}$$

Το ισοδύναμο δυναμικό φορτίο είναι:

$$P=F_r = F_{L1} = 3,47 \text{ KN}$$

Συντελεστής ταχύτητας

Στην συνέχεια θα υπολογίσουμε τον συντελεστή ταχύτητας f_n με εφαρμογή του τύπου (2.16):

$$f_n = \sqrt[3]{\frac{33+1/3}{n_2}}$$

Για τους σφαιρικούς τριβείς το $\chi = 3$ άρα:

$$f_n = \sqrt[3]{\frac{33,333}{540}} = 0,395$$

Συντελεστής διάρκειας ζωής

Υπολογίζουμε τον συντελεστή διάρκειας ζωής f_L γνωρίζοντας την επιθυμητή διάρκεια ζωής των εδράνων που είναι $L_h=15000h$, από τον τύπο (2.17).

$$f_L = \sqrt[3]{\frac{L_h}{500}}$$

Για τους σφαιρικούς τριβείς το $\chi = 3$ άρα:

$$f_L = \sqrt[3]{\frac{15000}{500}} = 3,107$$

Απαιτούμενο δυναμικό φορτίο

Το απαιτούμενο δυναμικό φορτίο $C_{\text{απαιτ}}$ του εδράνου, είναι το μέγιστο φορτίο που πρέπει να ασκείται προκειμένου το έδρανο να έχει την επιθυμητή διάρκεια ζωής. Από την σχέση (2.18):

$$C_{\text{απαιτ}} = P * \frac{f_L}{f_n * f_t} = 3,47 \text{ KN} * \frac{3,107}{0,395 * 1} = 27,29 \text{ KN}$$

Το απαιτούμενο δυναμικό φορτίο $C_{\text{απαιτ}}$ του εδράνου που υπολογίσαμε είναι μικρότερο από το δυναμικό φορτίο $C_{\text{δυναμ}}$ του εδράνου που επιλέξαμε από τον πίνακα, δηλαδή

$$C_{\text{απαιτ}} = 27,29 \text{ KN} < C_{\text{δυναμ}} = 29 \text{ KN}$$

Άρα:

Το έδρανο που επιλέξαμε έχει μεγαλύτερη διάρκεια ζωής.

2.10 ΥΠΟΛΟΓΙΣΜΟΣ ΣΦΗΝΑ

Στην θέση Δ θα κάνουμε έλεγχο του σφήνα σε πίεση επιφάνειας σύμφωνα με την σχέση:

$$p = \frac{4 \cdot T}{d \cdot h \cdot l_1} \leq p_{\text{επ}} \quad (2.19)$$

Για διάμετρο ατράκτου $d = 35 \text{ mm}$ και οδηγό σφήνα από τον Πίνακα 9–1 σελίδας 217 του βιβλίου Στοιχεία Μηχανών Ι λαμβάνουμε σφήνα με $b \times h$, $b = 10 \text{ mm}$, $h = 8 \text{ mm}$ και βάθος σφηνόδρομου στην άτρακτο $t_1 = 5 \text{ mm}$.

Για υλικό ατράκτου χάλυβας 42CrMo4 λαμβάνουμε από τον Πίνακα 9–2 σελίδας 218 του βιβλίου Στοιχεία Μηχανών Ι μήκος πλήμνης l με πλήμνη από χάλυβα και οδηγό σφήνα:

$$l = (1,6 \div 1,8) \cdot d$$

$$l = (1,6 \div 1,8) \cdot d = (1,6 \div 1,8) \cdot 35 = 56 \div 63 \text{ mm}$$

Ο σφήνας θα κατασκευαστεί από σκληρυμένο χάλυβα. Μεταξύ των τριών υλικών χαλύβων που πιέζονται στην θέση του σφήνα, δηλαδή του άξονα, του σφήνα και του τροχού, το ασθενέστερο είναι ο σφήνας. Συνεπώς, για χάλυβα σκληρυμένο λαμβάνουμε από τον Πίνακα 9–3 σελίδας 220 του βιβλίου Στοιχεία Μηχανών Ι επιτρεπόμενη πίεση επιφάνειας ίση με:

$$p_{\text{επ}} = 120 \text{ N/mm}^2$$

Επειδή έχουμε πλήμνη $l = 56 \div 63 \text{ mm}$ μπορούμε να δεχθούμε:

- Πλήμνη $l = 60 \text{ mm}$
- Σφήνα $l_1 = 60 \text{ mm}$

$$\text{Ενεργό μήκος σφήνα } l_n = l_1 - b = 60 \text{ mm} - 10 \text{ mm} = 50 \text{ mm}$$

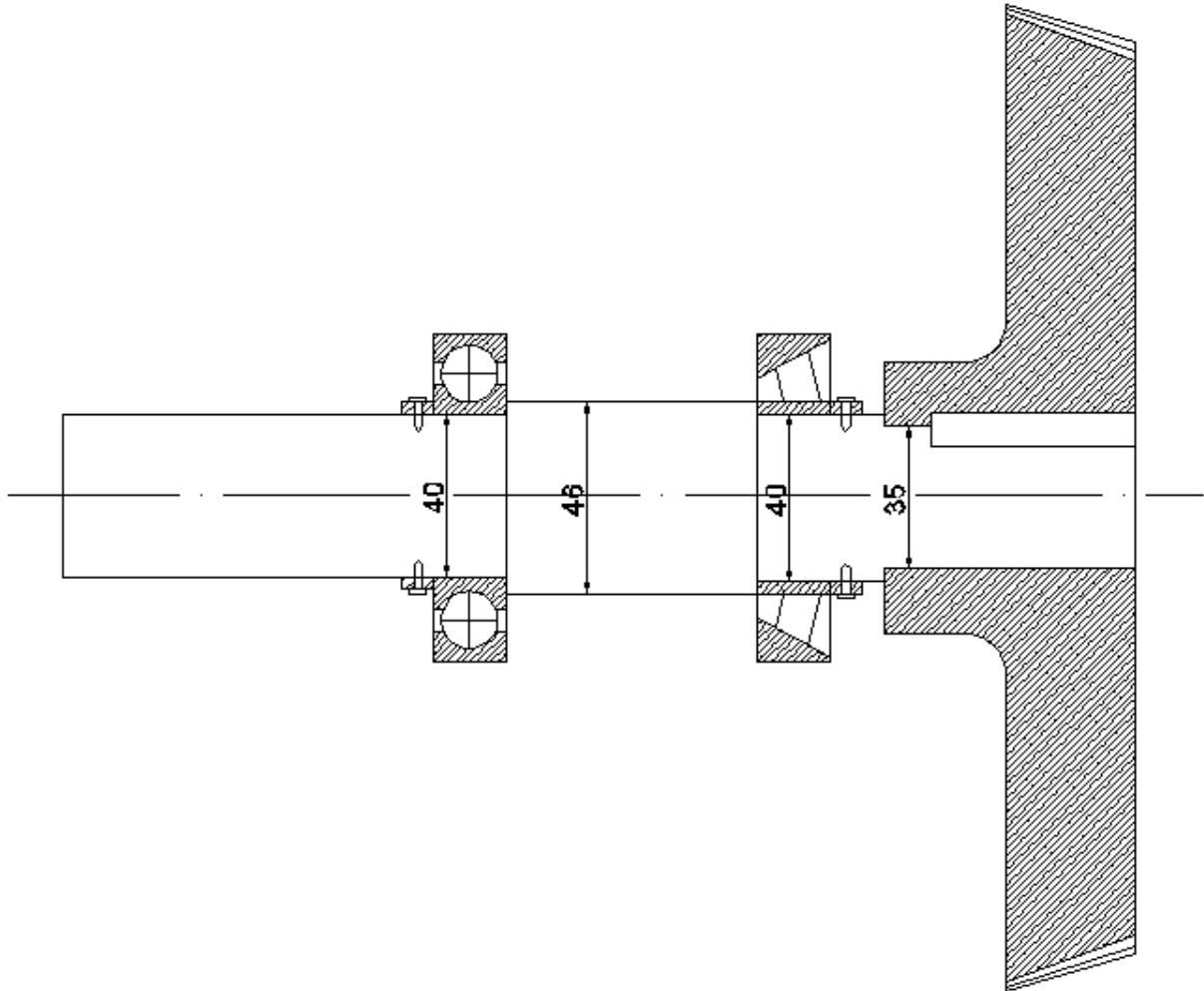
- Έλεγχος σε πίεση επιφάνειας
Η ροπή στρέψης είναι $T = M_t = 395 \text{ N} \cdot \text{m}$
Από την σχέση (2.19) έχουμε:

$$p = \frac{4 \cdot T}{d \cdot h \cdot l_1} = \frac{4 \cdot 395000 \text{ N} \cdot \text{mm}}{35 \text{ mm} \cdot 8 \text{ mm} \cdot 50 \text{ mm}} = 112,8 \text{ N/mm}^2 \leq p_{\text{επ}} = 120 \text{ N/mm}^2$$

Επειδή το p είναι μικρότερο από το $p_{\text{επ}}$ δεν απαιτείται έλεγχος αντοχής του σφήνα σε διάτμηση.

2.11 ΣΧΕΔΙΟ ΤΟΥ ΑΞΟΝΑ ΕΙΣΟΔΟΥ

Στο παρακάτω σχέδιο φαίνεται ο άξονας εισόδου του καταστροφέα, καθώς επίσης τα έδρανα κυλίσεως και το μεγάλο κωνικό γρανάζι (τροχός).



ΚΕΦΑΛΑΙΟ 3

ΕΝΔΙΑΜΕΣΟΣ ΑΞΟΝΑΣ

3.1 ΕΚΛΟΓΗ ΤΥΠΟΥ ΙΜΑΝΤΑ

Την υπολογιστική ισχύ την προσδιορίζουμε με τον τύπο:

$$P_1 = P * C \quad (3.1)$$

Όπου:

c συντελεστής φόρτισης για ιμάντες κατά DIN 2218

P προς μεταφορά ισχύς σε KW

Τον συντελεστή c τον λαμβάνουμε από τον Πίνακα 2–4 σελίδας 181 του βιβλίου Στοιχεία Μηχανών II:

$$c = 1,1$$

Για μεταφερόμενη ισχύ $P=30HP$, $n_1=1620rpm$ και $n_2= 2300rpm$ από τον τύπο (3.1) η υπολογιστική ισχύς είναι:

$$P = 30HP * 0,745KW = 22,35KW$$

$$P_1 = P * C = 22,35 * 1,1 = 24,585 KW \Rightarrow P_1 = 25 KW$$

Από το Σχήμα 2-25 σελίδας 196 του βιβλίου Στοιχεία Μηχανών II για υπολογιστική ισχύ $P_1= 25 KW$ και στροφές μεγάλης τροχαλίας $n_1=1620rpm$ ο τύπος του ιμάντα που θα επιλέξουμε είναι $C 22$.

3.2 ΔΙΑΜΕΤΡΟΙ ΤΡΟΧΑΛΙΩΝ

Από το Σχήμα 2–25 σελίδας 196 του βιβλίου Στοιχεία Μηχανών II λαμβάνουμε για ιμάντα $C 22$ διάμετρο μικρής τροχαλίας $d_{w2} = 160$ έως $280 mm$.

Από τον Πίνακα 2– 8 σελίδας 190 του βιβλίου Στοιχεία Μηχανών II λαμβάνουμε για τον ιμάντα $C 22$ $d_{w2(min)} = 180 mm$.

Πρέπει η $d_{w2} > d_{w2(min)}$

Επιλέγουμε $d_{w2} = 250mm$

Άρα:

$$d_{w2} = 250\text{mm} > d_{w2(\text{min})} = 180\text{mm}$$

Θέλουμε ο άξονας κοπής του καταστροφέα να λειτουργεί με $n=2300$ rpm.

Άρα η σχέση μετάδοσης θα ισούται:

$$i = \frac{n}{n_1} = \frac{2300}{1620} = 1,42$$

Την διάμετρο της μεγάλης τροχαλίας την υπολογίζουμε από τον τύπο:

$$d_{w1} = i * d_{w2}$$

Για $d_{w2} = 250\text{mm}$ και $i = 1,42$ έχουμε:

$$d_{w1} = i * d_{w2} = 1,42 * 250\text{mm} = 355\text{mm}$$

Η διάμετρος d_{w1} που βρήκαμε είναι τυποποιημένη άρα την αφήνουμε όπως έχει δηλαδή:

$$d_{w1} = 355\text{mm}$$

3.3 ΠΡΟΣΔΙΟΡΙΣΜΟΣ ΤΟΥ ΜΗΚΟΥΣ L_w ΤΟΥ ΙΜΑΝΤΑ

Το μήκος L_w του ιμάντα το υπολογίζουμε από την αντίστοιχη σχέση που ισχύει και για τους επίπεδους ιμάντες:

$$L_w = 2A + 1,57 * (d_{w1} + d_{w2}) + \frac{(d_{w2} - d_{w1})^2}{4A} \text{ σε } mm \quad (3.2)$$

L_w μήκος (περίμετρος) ενέργειας σε mm

A απόσταση αξόνων σε mm

d_{w1}, d_{w2} διάμετρος ενέργειας της μεγάλης και της μικρής τροχαλίας σε mm

Επειδή είναι άγνωστη η απόσταση των αξόνων για τον υπολογισμό της, θα πάρουμε την σχέση:

$$A = (0,8 \dots 1,2 * (d_{w1} + d_{w2})) \quad (3.3)$$

Από την σχέση (3.3) και με $d_{w1} = 355\text{mm}$ και $d_{w2} = 250\text{mm}$, η απόσταση των αξόνων είναι:

$$A = (0,8 \dots 1,2 * (d_{w1} + d_{w2})) = (0,8 \dots 1,2 * (355\text{mm} + 250\text{mm})) = (0,8 \dots 1,2 * 605) \\ \Rightarrow A = 484 \dots 726\text{mm} \Rightarrow A \approx 500\text{mm}$$

Την τελική απόσταση των αξόνων την υπολογίζουμε από τον τύπο:

$$A = f_1 + \sqrt{f_1^2 - f_2} \quad (3.4)$$

Όπου:

$$f_1 = \frac{L}{4} - \frac{\pi \cdot (d_1 + d_2)}{8}$$

$$f_2 = \frac{(d_2 - d_1)^2}{8}$$

Από την σχέση (3.2) το μήκος του ιμάντα θα είναι:

$$L_w = 2A + 1,57 \cdot (d_{w1} + d_{w2}) + \frac{(d_{w2} - d_{w1})^2}{4A} \Rightarrow$$
$$L_w = 2 \cdot 500 \text{ mm} + 1,57 \cdot (355 \text{ mm} + 250 \text{ mm}) + \frac{(250 \text{ mm} - 355 \text{ mm})^2}{4 \cdot 500 \text{ mm}} \Rightarrow$$
$$\Rightarrow L_w = 1955 \text{ mm}$$

Από τον Πίνακα 2–16 σελίδας 200 του βιβλίου Στοιχεία Μηχανών II για διατομή C 22, η διαφορά εξωτερικής και εσωτερικής περιμέτρου είναι $\Delta L = -57$.

Άρα η εσωτερική περίμετρος είναι:

$$L_i = L_w - \Delta L = 1955 \text{ mm} - 57 \text{ mm} \Rightarrow L_i = 1898 \text{ mm}$$

Λαμβάνοντας το τυποποιημένο μήκος $L_w = 1852 \text{ mm}$ από τον Πίνακα 2–14 σελίδας 199 του βιβλίου Στοιχεία Μηχανών II.

$$f_1 = \frac{1852}{4} - \frac{\pi \cdot (355 \text{ mm} + 250 \text{ mm})}{8} = 225,5 \text{ mm}$$

$$f_2 = \frac{(250 \text{ mm} - 355 \text{ mm})^2}{8} = 1378,1 \text{ mm}^2$$

Άρα η τελική απόσταση των αξόνων από τον τύπο (3.4) γίνεται:

$$A = 225,5 + \sqrt{225,5^2 - 1378,1} = 447,9 \text{ mm} \Rightarrow A = 448 \text{ mm}$$

3.4 ΓΩΝΙΑ ΕΠΑΦΗΣ ΙΜΑΝΤΑ ΜΕ ΤΡΟΧΑΛΙΑ

$$\alpha_1 = 180^\circ + 2 \cdot \beta \tag{3.5}$$

$$\beta = \sin^{-1} 0,5 \frac{d_{w1} - d_{w2}}{A} = \sin^{-1} 0,5 \frac{355 \text{ mm} - 250 \text{ mm}}{448 \text{ mm}} = \sin^{-1} 0,11719 \Rightarrow \beta = 6,73^\circ$$

Από τον τύπο (3.5) και για $\beta = 6,73^\circ$ η γωνία α_1 είναι:

$$\alpha_1 = 180^\circ + 2 \cdot 6,73^\circ = 193,46^\circ \Rightarrow \alpha_1 = 193,46^\circ$$

Η γωνία επαφής α_2 είναι η γωνία του ιμάντα με την μικρή τροχαλία. Σημειώνεται ότι η γωνία επαφής που μας ενδιαφέρει υπολογίζεται πάντοτε στην μικρή τροχαλία διότι εκεί έχει την μικρότερη τιμή και αναλαμβάνει την μικρότερη δύναμη τριβής.

$$\alpha_2 = 180^\circ - 2 \cdot \beta \tag{3.6}$$

Από τον τύπο (3.6) και για $\beta = 6,73^\circ$ η γωνία α_2 είναι:

$$\alpha_2 = 180^\circ - 2 * 6,73^\circ = 166,54^\circ \Rightarrow \alpha_2 = 166,54^\circ$$

Την γωνία α_2 την μετατρέπουμε σε *rad* προκειμένου να την χρησιμοποιήσουμε στους επόμενους υπολογισμούς, ήτοι:

$$\alpha_2 = \frac{\pi}{180^\circ} * 166,54^\circ = 2,906 \text{ rad} \Rightarrow \alpha_2 = 2,91 \text{ rad}$$

3.5 ΠΕΡΙΦΕΡΕΙΑΚΗ ΤΑΧΥΤΗΤΑ ΤΟΥ ΙΜΑΝΤΑ u , ΣΥΧΝΟΤΗΤΑ ΚΑΜΨΕΩΝ f_β , ΑΠΑΙΤΟΥΜΕΝΟΣ ΑΡΙΘΜΟΣ ΙΜΑΝΤΩΝ z .

A) Περιφερειακή ταχύτητα u

Την περιφερειακή ταχύτητα την υπολογίζουμε από τον τύπο:

$$u = \frac{\pi * d_1 * n_1}{60 * 1000} = \frac{3,14 * 250 \text{ mm} * 2300 \text{ rpm}}{60 * 1000} = 30,1 \text{ m/sec}$$

B) Συχνότητα κάμψεων f_β

Για την συχνότητα κάμψεων πρέπει να ισχύει η σχέση: $f_\beta < f_{\beta \max}$, με $f_{\beta \max} = 40 \text{ sec}^{-1}$. Τη συχνότητα κάμψεων θα την υπολογίσουμε για κανονικούς ιμάντες από τον τύπο:

$$f_\beta = \frac{z * u}{L_w} \quad (3.7)$$

z αριθμός τροχαλιών του συστήματος

u περιφερειακή ταχύτητα του ιμάντα σε *m/sec*

Από τον τύπο (3.7), για $z = 2$ και $u = 30,1 \text{ m/sec}$ η συχνότητα κάμψεων είναι:

$$f_\beta = \frac{z * u}{L_w} = \frac{2 * 30,1 \text{ m/sec}}{1,852 \text{ m}} = 32,5 \text{ sec}^{-1} < f_{\beta \max} = 40 \text{ sec}^{-1}$$

Γ) Απαιτούμενος αριθμός ιμάντων z

Τον απαιτούμενο αριθμό ιμάντων z τον υπολογίζουμε από την σχέση:

$$z \geq \frac{P * C}{P_0 * c_2 * c_4} \quad (3.8)$$

Για γωνία περιέλιξης $\alpha_2 = 167^\circ$ από τον Πίνακα 2–13 σελίδας 199 του βιβλίου Στοιχεία Μηχανών II λαμβάνουμε τον συντελεστή $C_2 = 0,97$.

Από τον Πίνακα 2–14 σελίδας 199 του βιβλίου Στοιχεία Μηχανών II για κανονικούς τραπεζοειδείς ιμάντες με τύπο C 22 και μήκος ιμάντα $L_w = 1852 \text{ mm}$ λαμβάνουμε τον συντελεστή μήκους $C_4 = 0,85$.

Από τον Πίνακα 2–11 για τύπο ιμάντα C 22, διάμετρος μικρής τροχαλίας $d_{w2} = 250 \text{ mm}$ και στροφές $n = 2300 \text{ rpm}$, λαμβάνουμε μεταφερόμενη ισχύς $P_0 \approx 10 \text{ KW/ιμάντα}$.

Από τον τύπο (3.8) και με τα παραπάνω, ο απαιτούμενος αριθμός ιμάντων θα είναι:

$$z \geq \frac{P * C}{P_0 * c_2 * c_4} = \frac{22,35 \text{ KW} * 1,1}{10 \text{ KW} * 0,97 * 0,85} = 2,98$$

Τυποποιημένο $z = 3$

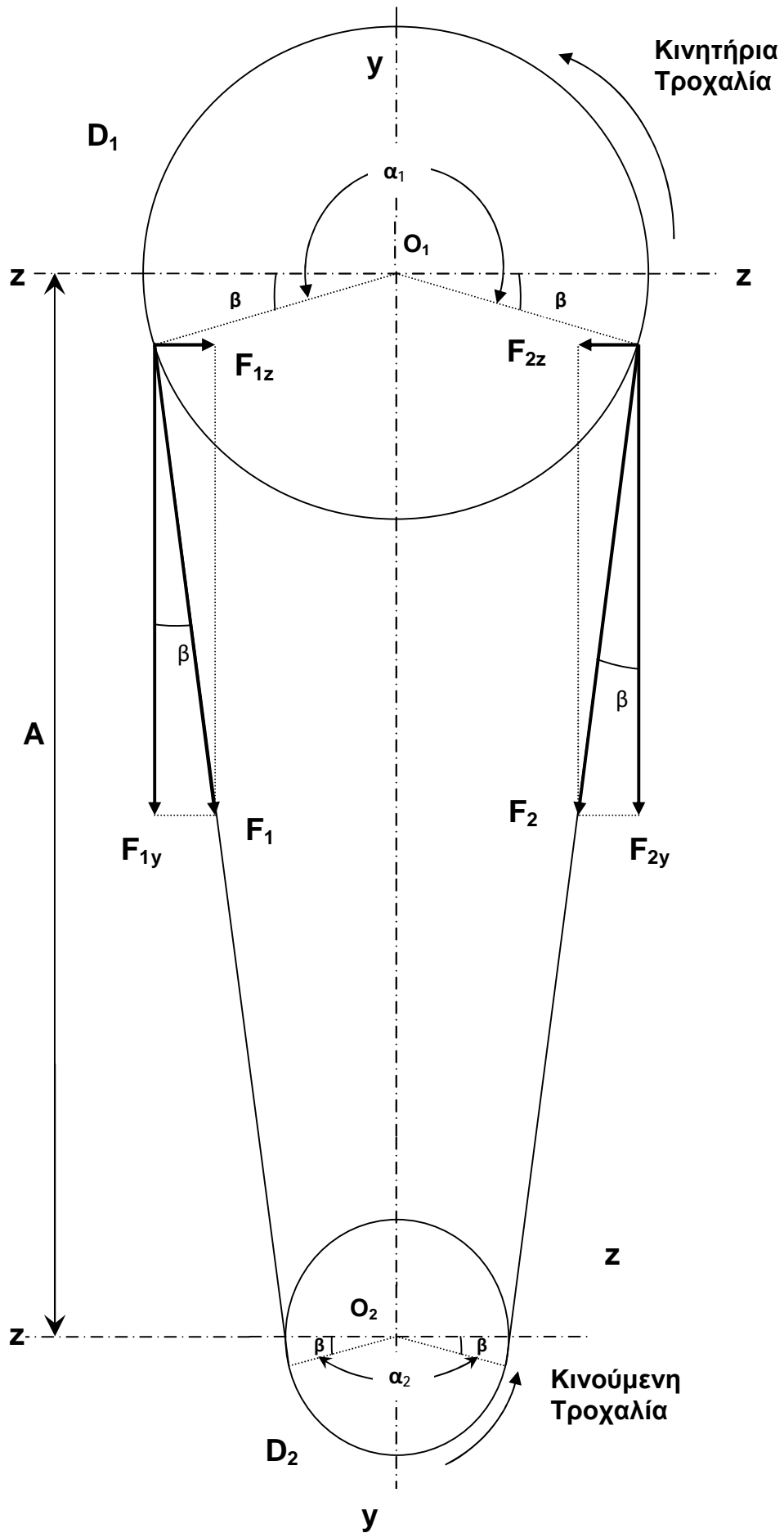
3.6 ΤΑΣΕΙΣ ΙΜΑΝΤΑ

Έστω F_1 και F_2 οι τάσεις των κλάδων του ιμάντα. Εάν η φορά περιστροφής είναι όπως φαίνεται στο παρακάτω Σχήμα και καθώς η μεγάλη τροχαλία είναι η κινητήρια θα είναι:

$F_1 > F_2$. Επομένως ο λόγος τάσεων του ιμάντα $\frac{F_1}{F_2}$ είναι αριθμός μεγαλύτερος της μονάδος και τον υπολογίζουμε με την βοήθεια του παρακάτω τύπου που ισχύει για τους τραπεζοειδείς ιμάντες (με γωνία ιμάντα $\alpha=35^\circ$):

$$\frac{F_1}{F_2} = e^{\frac{\mu \cdot \alpha_2}{\sin(\alpha/2)}} = e^{0,3 \cdot \frac{2,91}{\sin(35^\circ/2)}} = e^{2,90} \Rightarrow \frac{F_1}{F_2} = 18,17 \quad (3.9)$$

$$m = \frac{F_1}{F_2} = 18,17$$



Η ροπή στην άτρακτο ασκείται από την τροχαλία D_1 άρα έχουμε την σχέση:

$$M_t = (F_1 - F_2) * \frac{D_1}{2} \Rightarrow F_1 - F_2 = \frac{2 * T}{D_1} = \frac{2 * 132 N * m}{0,355 m} = 743,66 N = 744 N \quad (3.10)$$

όπου $D_1 = d_{w1} = 355 mm$

Η σχέση (3.9) γίνεται:

$$F_1 = 18,17 * F_2$$

Από τις σχέσεις (3.9) και (3.10) έχουμε:

$$18,17F_2 - F_2 = 744 \Rightarrow F_2 = \frac{744}{17,17} \Rightarrow F_2 = 43,33 N \Rightarrow F_2 = 43 N$$

$$F_1 - F_2 = 744 \Rightarrow F_1 = 744 + 43 \Rightarrow F_1 = 787 N$$

Περιφερειακή δύναμη. Η περιφερειακή δύναμη F_u προκύπτει από την διαφορά $F_1 - F_2$ και υπολογίζεται με την σχέση:

$$F_u = F_1 * \frac{m-1}{m} = 787 N * \frac{18,17-1}{18,17} = 743,69 N \Rightarrow F_u = 744 N$$

Αξονική δύναμη. Η αξονική δύναμη F_A είναι η δύναμη που καταπονεί τον άξονα στην θέση της τροχαλίας και είναι κάθετη στον άξονα. Ο υπολογισμός της γίνεται με την σχέση:

$$F_A = \frac{m+1}{m-1} * F_u = \frac{18,17+1}{18,17-1} * 744 N = 830,66 N \Rightarrow F_A = 831 N$$

3.6.1 Υπολογισμός συνιστωσών τάσεων F_{1y} , F_{1z} και F_{2y} , F_{2z} , υπολογισμός της δύναμης που ασκείται στην άτρακτο από τον ιμάντα.

A) Υπολογισμός συνιστωσών τάσεων F_{1y} , F_{1z} και F_{2y} , F_{2z}

Τις συνιστώσες τάσεις θα τις υπολογίσουμε από τα μικρά ορθογώνια τρίγωνα, ως εξής:

$$F_{1y} = F_1 * \cos \beta = 787 N * \cos 6,73^\circ = 781,6 N \Rightarrow F_{1y} = 782 N$$

$$F_{1z} = F_1 * \sin \beta = 787 N * \sin 6,73^\circ = 92,2 N \Rightarrow F_{1z} = 92 N$$

$$F_{2y} = F_2 * \cos \beta = 43 N * \cos 6,73^\circ = 42,7 N \Rightarrow F_{2y} = 43 N$$

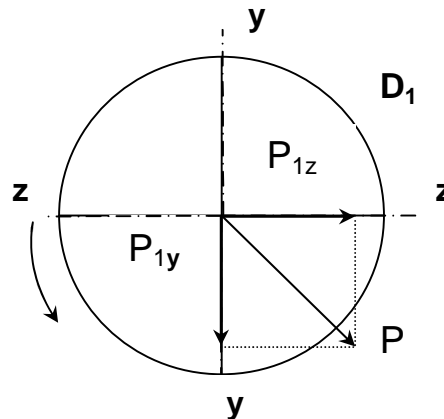
$$F_{2z} = F_2 * \sin \beta = 43 N * \sin 6,73^\circ = 5,04 N \Rightarrow F_{2z} = 5 N$$

B) Υπολογισμός της δύναμης που ασκείται στην άτρακτο από τον ιμάντα

Οι συνιστώσες των δυνάμεων που δρουν στην άτρακτο ευρίσκονται επί των δύο κάθετων επιπέδων (x,ψ) και (x,z). Θα υπολογίσουμε την καταπόνηση του άξονα για κάθε επίπεδο χωριστά, όπως δείχνει το παρακάτω Σχήμα, ως εξής:

- Επίπεδο (x,ψ)

$$P_{1y} = F_{1y} + F_{2y} = 782 + 43 = 825 \text{ N}$$



- Επίπεδο (x,z)

$$P_{1z} = F_{1z} - F_{2z} = 92 - 5 = 87 \text{ N}$$

Η συνολική δύναμη P που ασκείται στην θέση E του άξονα είναι:

$$P = \sqrt{P_{1y}^2 + P_{1z}^2} = \sqrt{825^2 + 87^2} \Rightarrow P = 829,6 \text{ N} \Rightarrow P = 830 \text{ N}$$

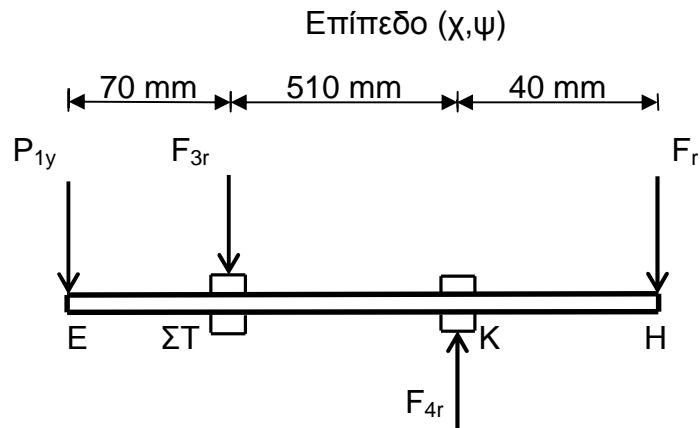
3.7 ΑΝΤΙΔΡΑΣΕΙΣ ΣΤΗΡΙΞΕΩΝ ΣΤΟΝ ΕΝΔΙΑΜΕΣΟ ΑΞΟΝΑ, ΔΙΑΓΡΑΜΜΑΤΑ ΚΑΜΠΤΙΚΩΝ ΡΟΠΩΝ ΚΑΙ ΡΟΠΩΝ ΣΤΡΕΨΕΩΣ

i. Αντιδράσεις στηρίξεων

Είναι προφανές ότι οι δυνάμεις πάνω στον άξονα ΕΗ δεν είναι όλες συνεπίπεδες, αλλά ασκούνται σε δύο διαφορετικά επίπεδα, δηλαδή στο επίπεδο (x,ψ) και στο επίπεδο (x,z). Για τον λόγο αυτό θα υπολογίσουμε τις δυνάμεις στις στηρίξεις καθώς και την ροπή κάμψης του άξονα ΕΗ. Επίσης θα σχεδιάσουμε τα διαγράμματα τεμνουσών δυνάμεων ροπών κάμψεως και ροπών στρέψεως για τα δυο επίπεδα χωριστά. Στο τέλος θα υπολογίσουμε τις συνολικές δυνάμεις και τις μέγιστες καμπτικές ροπές στις θέσεις των εδράνων. Ο υπολογισμός θα γίνει με την σύνθεση των αντίστοιχων τιμών των συνιστωσών των δύο επιπέδων.

- Επίπεδο (x,ψ)

Οι δυνάμεις P_{1y} και F_r ενεργούν πάνω στο επίπεδο (x,ψ) με φορά από πάνω προς τα κάτω, όπως φαίνεται στο Σχήμα.



Οι αντιδράσεις στις στηρίξεις ΣΤ και Κ μπορούν να υπολογιστούν λαμβάνοντας τις ροπές, ως προς ΣΤ και Κ αντίστοιχα, ίσες με μηδέν. Οι δυνάμεις P_{1y} και F_r είναι ίσες με $P_{1y} = 825 \text{ N}$ και $F_r = 1302 \text{ N}$, ήτοι:

$$\sum M_K = 0 \Rightarrow -P_{1y} * 580 - F_{3r} * 510 + F_r * 40 = 0 \Rightarrow$$

$$F_{3r} * 510 \text{ mm} = -P_{1y} * 580 \text{ mm} + F_r * 40 \text{ mm} \Rightarrow$$

$$F_{3r} = \frac{-P_{1y} * 580 \text{ mm} + F_r * 40 \text{ mm}}{510}$$

Άρα έχουμε:

$$F_{3r} = \frac{-825 \text{ N} * 580 \text{ mm} + 1302 \text{ N} * 40 \text{ mm}}{510 \text{ mm}} \Rightarrow F_{3r} = -836,12 \text{ N} \Rightarrow F_{3r} = -836 \text{ N}$$

Επίσης:

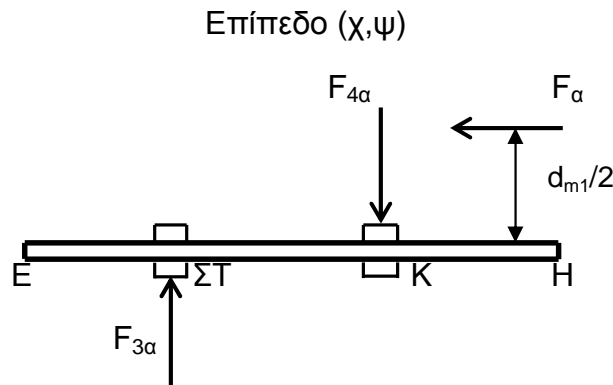
$$\sum M_{\Sigma T} = 0 \Rightarrow -P_{1y} * 70 \text{ mm} - F_{4r} * 510 \text{ mm} + F_r * 550 \text{ mm} = 0 \Rightarrow$$

$$F_{4r} * 510 \text{ mm} = -P_{1y} * 70 \text{ mm} + F_r * 550 \text{ mm}$$

Από την ανωτέρω προκύπτει:

$$F_{4r} = \frac{-825 \text{ N} * 70 \text{ mm} + 1302 \text{ N} * 550 \text{ mm}}{510 \text{ mm}} \Rightarrow F_{4r} = 1290,88 \text{ N} \Rightarrow F_{4r} = 1291 \text{ N}$$

Στο ίδιο επίπεδο ενεργεί η αξονική δύναμη F_{α} , η οποία αναλύεται σε δύο συνιστώσες την $F_{3\alpha}$ και την $F_{4\alpha}$ στις θέσεις των στηρίξεων ΣΤ και Κ, με φορά από κάτω προς τα πάνω και από πάνω προς τα κάτω, όπως φαίνεται στο Σχήμα.



Στο σημείο Η δημιουργείται ροπή από την F_{α} , την οποία υπολογίζουμε από τον τύπο (2.1):

$$M = F_{\alpha} * \frac{d_{m1}}{2} = 434 * \frac{0,07 \text{ m}}{2} \Rightarrow M = 15,19 \text{ N} * \text{m}$$

όπου $F_{\alpha} = F_{\alpha 1} = 434 \text{ N}$, η οποία υπολογίστηκε στην παράγραφο 1.3.

$$F_{3\alpha} = F_{4\alpha}$$

$$M = F_{3\alpha} * 510 \text{ mm} = 434 \text{ N} * \frac{70 \text{ mm}}{2} \Rightarrow F_{3\alpha} * 510 \text{ mm} = 434 \text{ N} * \frac{70 \text{ mm}}{2} \Rightarrow$$

$$\Rightarrow F_{3\alpha} = 434 \text{ N} * \frac{70 \text{ mm}}{2 * 510 \text{ mm}} \Rightarrow F_{3\alpha} = 29,78 \text{ N} \Rightarrow F_{3\alpha} = 30 \text{ N}$$

$$F_{3\alpha} = F_{4\alpha} = 30 \text{ N}$$

Από την F_{3r} θα αφαιρέσουμε την $F_{3\alpha}$ και από την F_{4r} θα αφαιρέσουμε την $F_{4\alpha}$

Άρα οι δυνάμεις F_3 και F_4 γίνονται:

$$F_3 = F_{3\alpha} - F_{3r} = 30 \text{ N} - (-836 \text{ N}) = 866 \text{ N}$$

$$F_4 = F_{4r} - F_{4\alpha} = 1291 \text{ N} - 30 \text{ N} = 1261 \text{ N}$$

ii. Διαγράμματα καμπτικών ροπών και ροπών στρέψεως.

Τα διαγράμματα καμπτικών ροπών και ροπών στρέψεως θα σχεδιαστούν παρακάτω για το επίπεδο (x,ψ).

Καταρχήν θα σχεδιάσουμε τον ενδιάμεσο άξονα (στον x άξονα). Ήδη από τις αντιδράσεις στηρίξεως είναι γνωστές οι δυνάμεις:

$$F_{3r} = -836 \text{ N}, F_{4r} = 1291 \text{ N}, F_r = 1302 \text{ N}, P_{1y} = 825 \text{ N}, M = 15,19 \text{ N} * \text{m}$$

Υπολογισμός ροπών κάμψεως:

$$\text{Θέση Ε: } M_E = 0$$

$$\text{Θέση ΣΤ: } M_{\Sigma T} = -P_{1y} * 0,07 \text{ m} = -825 \text{ N} * 0,07 \text{ m} = -57,75 \text{ N} * \text{m}$$

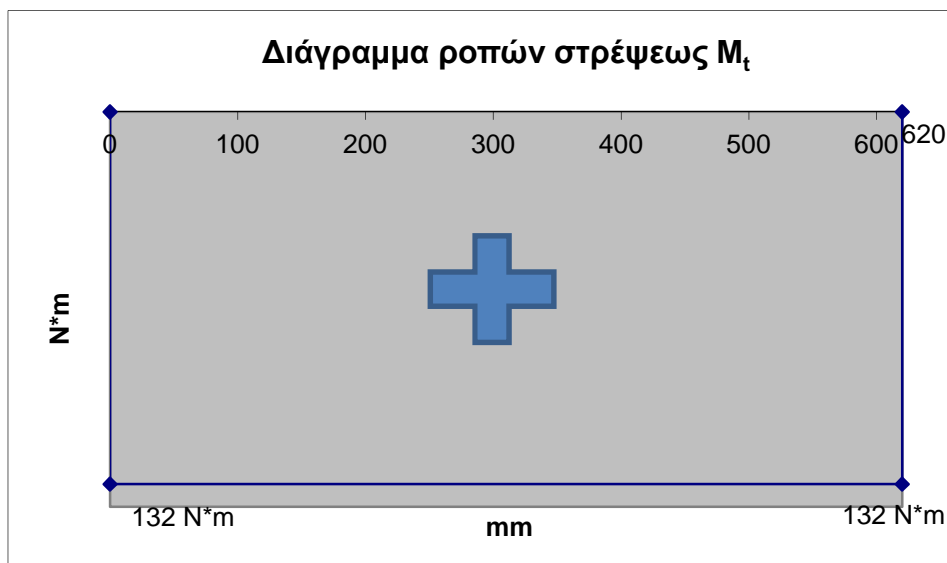
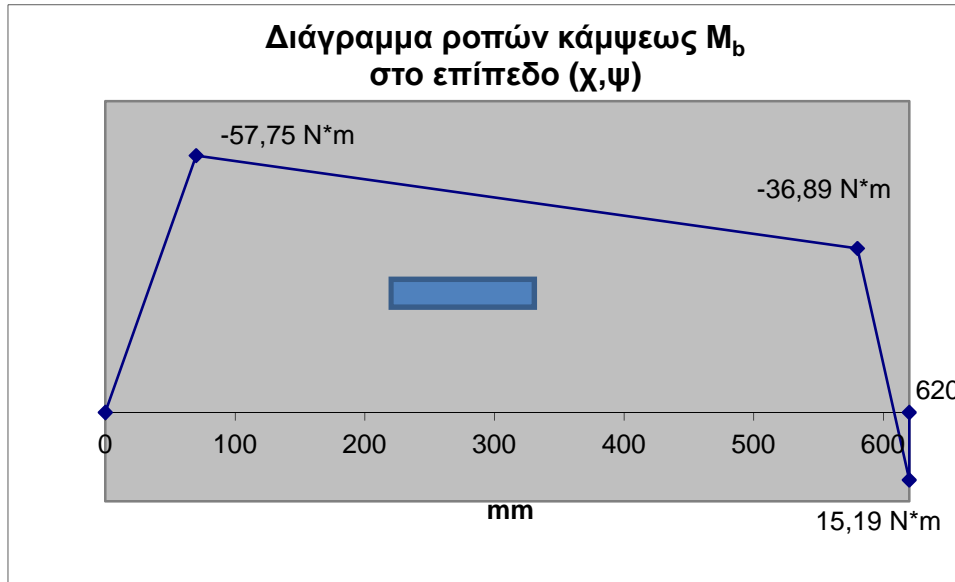
$$\text{Θέση Κ: } M_K = -F_r * 0,04 \text{ m} = -1302 \text{ N} * 0,04 \text{ m} = -52,08 \text{ N} * \text{m}$$

$$\text{Θέση Η: } M_H = M = 15,19 \text{ N} * \text{m}$$

Λόγω της ροπής M_H η M_K γίνεται:

$$M_K = M - 52,08 \text{ N} \cdot \text{m} = 15,19 \text{ N} \cdot \text{m} - 52,08 \text{ N} \cdot \text{m} = -36,89 \text{ N} \cdot \text{m}$$

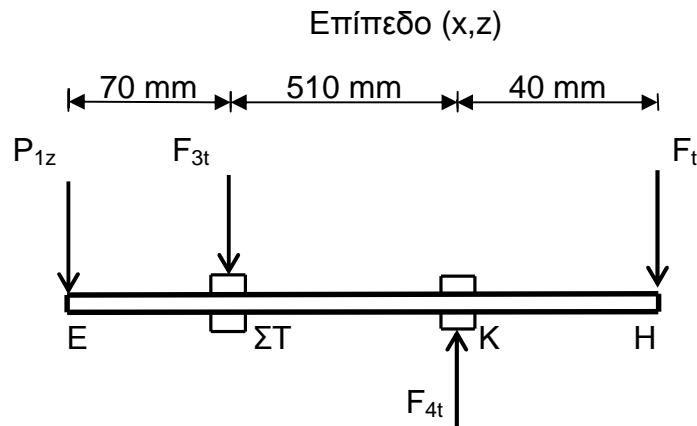
Η ροπή στρέψης είναι σε όλον τον άξονα σταθερή $M_t = 132 \text{ N} \cdot \text{m}$



iii. Αντιδράσεις στηρίξεων

- Επίπεδο (X, Z)

Στο επίπεδο (x, z) ασκούνται οι δυνάμεις P_{1z} και F_t από πάνω προς τα κάτω, όπως φαίνεται στο Σχήμα.



Λαμβάνοντας τις ροπές ως προς Κ και ΣΤ ίσες με μηδέν, υπολογίζουμε κατά τον ίδιο τρόπο όπως προηγουμένως τις αντιδράσεις στα σημεία ΣΤ και Κ αντίστοιχα. Οι δυνάμεις P_{1z} και F_t είναι ίσες με $F_t = 3771\text{ N}$ και $P_{1z} = 87\text{ N}$, ήτοι:

$$\begin{aligned} \sum M_K = 0 &\Rightarrow F_t * 40\text{ mm} - F_{3t} * 510\text{ mm} - P_{1z} * 580\text{ mm} = 0 \Rightarrow \\ F_{3t} * 510\text{ mm} &= -P_{1z} * 580\text{ mm} + F_t * 40\text{ mm} \end{aligned}$$

Άρα έχουμε:

$$F_{3t} = \frac{-87\text{ N} * 580\text{ mm} + 3771\text{ N} * 40\text{ mm}}{510\text{ mm}} \Rightarrow F_{3t} = 196,82\text{ N} \Rightarrow F_{3t} = 197\text{ N}$$

Επίσης:

$$\begin{aligned} \sum M_{\Sigma T} = 0 &\Rightarrow F_t * 550\text{ mm} - F_{4t} * 510\text{ mm} - P_{1z} * 70\text{ mm} = 0 \Rightarrow \\ F_{4t} * 510\text{ mm} &= -P_{1z} * 70\text{ mm} + F_t * 550\text{ mm} \end{aligned}$$

Από την ανωτέρω προκύπτει:

$$F_{4t} = \frac{-87\text{ N} * 70\text{ mm} + 3771\text{ N} * 550\text{ mm}}{510\text{ mm}} \Rightarrow F_{4t} = 4054,82\text{ N} \Rightarrow F_{4t} = 4055\text{ N}$$

iv. Διαγράμματα καμπτικών ροπών και ροπών στρέψεως.

Τα διαγράμματα καμπτικών ροπών και ροπών στρέψεως θα σχεδιαστούν παρακάτω. Ήδη είναι γνωστές οι δυνάμεις από τις αντιδράσεις στηρίξεως:

$$F_{3t} = 197\text{ N}, F_{4t} = 4055\text{ N}, F_t = 3771\text{ N}, P_{1z} = 87\text{ N}$$

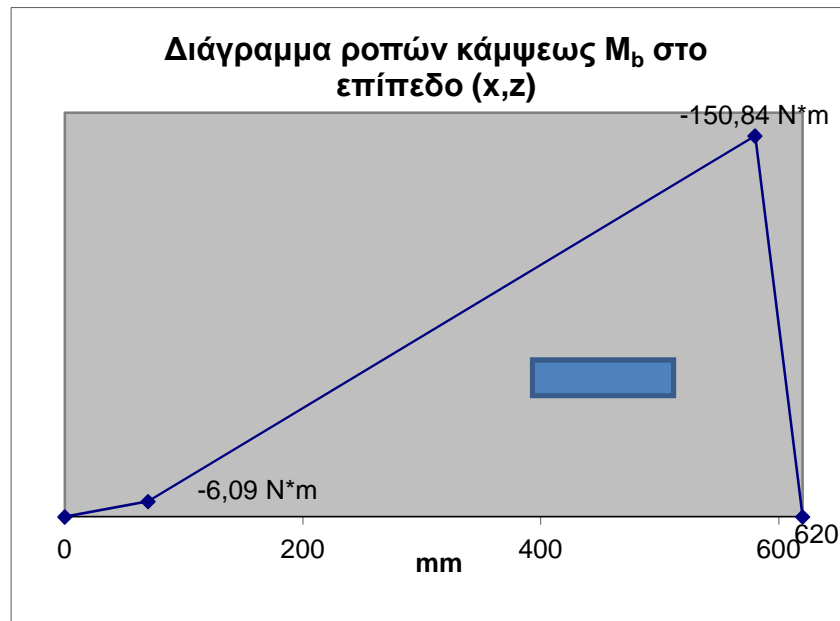
Υπολογισμός ροπών κάμψεως:

$$\text{Θέση E: } M_E = 0$$

$$\text{Θέση } \Sigma T M_{\Sigma T} = -P_{1z} * 0,07\text{ m} = -87\text{ N} * 0,07\text{ m} = -6,09\text{ N} * \text{m}$$

$$\text{Θέση K: } M_K = -F_t * 0,04\text{ m} = -3771\text{ N} * 0,04\text{ m} = -150,84\text{ N} * \text{m}$$

Θέση Η: $M_H = 0$



3.8 ΔΥΝΑΜΕΙΣ ΕΠΙ ΤΩΝ ΕΔΡΑΝΩΝ ΣΤΙΣ ΘΕΣΕΙΣ ΣΤ ΚΑΙ Κ

Οι δυνάμεις επί των εδράνων προκύπτουν με σύνθεση των δύο ευρεθέντων δυνάμεων κατά τα επίπεδα (x,ψ) και (x,z) , ήτοι:

- Έδρανο ΣΤ

Στο έδρανο ΣΤ ασκείται η συνολική δύναμη F_{L3} . Οι δυνάμεις F_{3t} , F_{3r} , $F_{3\alpha}$ είναι ίσες με $F_{3t} = 197 \text{ N}$, $F_{3r} = -836 \text{ N}$ και $F_{3\alpha} = 30 \text{ N}$. Την συνολική δύναμη F_{L3} την υπολογίζουμε από την σχέση (2.2):

$$F_{L3} = \sqrt{F_{3t}^2 + (F_{3r} - F_{3\alpha})^2}$$

$$F_{L3} = \sqrt{(197 \text{ N})^2 + (-836 \text{ N} - 30 \text{ N})^2} \Rightarrow F_{L3} = 888,12 \text{ N} \Rightarrow$$

$$\Rightarrow F_{L3} = 888 \text{ N} \Rightarrow F_{L3} = 0,888 \text{ KN}$$

- Έδρανο Κ

Στο έδρανο Κ ασκείται η συνολική δύναμη F_{L4} . Οι δυνάμεις F_{4t} , F_{4r} , $F_{4\alpha}$ είναι ίσες με $F_{4t} = 4055 \text{ N}$, $F_{4r} = 1291 \text{ N}$ και $F_{4\alpha} = 30 \text{ N}$. Την συνολική δύναμη F_{L4} την υπολογίζουμε από την σχέση (2.3):

$$F_{L4} = \sqrt{F_{4t}^2 + (F_{4r} - F_{4\alpha})^2}$$

$$F_{L4} = \sqrt{(4055 \text{ N})^2 + (1291 \text{ N} - 30 \text{ N})^2} \Rightarrow F_{L4} = 4246,5 \text{ N} \Rightarrow$$

$$\Rightarrow F_{L4} = 4246 \text{ N} \Rightarrow F_{L4} = 4,25 \text{ KN}$$

3.9 ΜΕΓΙΣΤΕΣ ΚΑΜΠΤΙΚΕΣ ΡΟΠΕΣ ΣΤΙΣ ΘΕΣΕΙΣ ΤΩΝ ΕΔΡΑΝΩΝ

Τις μέγιστες καμπτικές ροπές στις θέσεις των εδράνων ΣΤ και Κ τις υπολογίζουμε με σύνθεση των αντίστοιχων τιμών κατά τα επίπεδα (x,ψ) και (x,z), ήτοι:

- Έδρανο ΣΤ

Στο έδρανο ΣΤ ασκείται η συνολική ροπή $M_{\Sigma T}$, την οποία υπολογίζουμε από την σχέση (2.4):

$$M_{\Sigma T(max)} = \sqrt{M_{\Sigma T(x,\psi)}^2 + M_{\Sigma T(x,z)}^2} = \sqrt{(-57,75 \text{ N})^2 + (-6,09 \text{ N})^2} \Rightarrow$$

$$\Rightarrow M_{\Sigma T(max)} = 58,07 \text{ N} * m \Rightarrow M_{\Sigma T(max)} \approx 58 \text{ N} * m$$

- Έδρανο Κ

Στο έδρανο Κ ασκείται η συνολική ροπή M_K , την οποία υπολογίζουμε από την σχέση (2.4):

$$M_K(max) = \sqrt{M_{K(x,\psi)}^2 + M_{K(x,z)}^2} = \sqrt{(-36,89 \text{ N})^2 + (-150,84 \text{ N})^2} \Rightarrow$$

$$\Rightarrow M_K(max) = 155,28 \text{ N} * m \Rightarrow M_K(max) \approx 155 \text{ N} * m$$

Άρα στο έδρανο Κ ασκείται η μέγιστη ροπή κάμψεως $M_{K(max)} \approx 155 \text{ N} * m$

3.10 ΣΧΕΔΙΑΣΗ ΔΙΑΓΡΑΜΜΑΤΩΝ 'SMITH' ΓΙΑ ΧΑΛΥΒΑ 42CrMo4

Ισχύουν τα ίδια που έχουμε υπολογίσει στο κεφάλαιο 2 στο βήμα 2.4.

3.11 ΕΠΙΤΡΕΠΟΜΕΝΕΣ ΤΑΣΕΙΣ

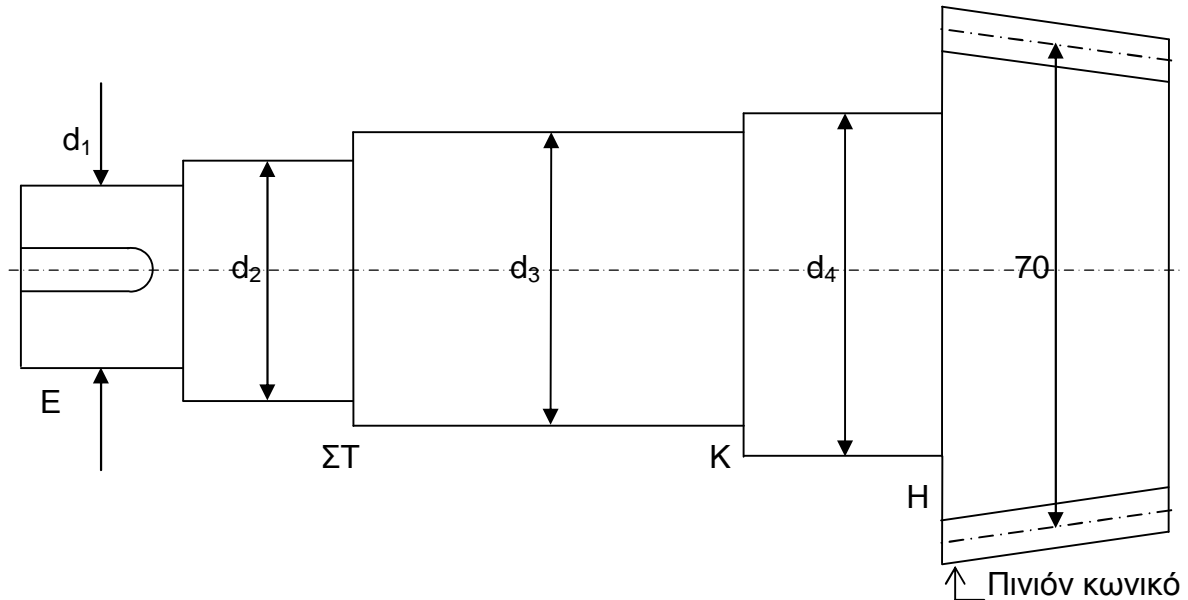
Ισχύουν τα ίδια που έχουμε υπολογίσει στο κεφάλαιο 2 στο βήμα 2.5.

3.12 ΣΥΝΤΕΛΕΣΤΗΣ α_0 ΣΥΝΘΕΤΗΣ ΚΑΤΑΠΟΝΗΣΗΣ (ΚΑΤΑ Bach)

Ισχύουν τα ίδια που έχουμε υπολογίσει στο κεφάλαιο 2 στο βήμα 2.6.

3.13 ΥΠΟΛΟΓΙΣΜΟΣ ΠΡΟΣΩΡΙΝΩΝ ΔΙΑΜΕΤΡΩΝ

Τον υπολογισμό των προσωρινών διαμέτρων (Σχήμα 3.1) θα τον κάνουμε με βάση τις επιτρεπόμενες τάσεις. Στην συνέχεια θα τις ελέγξουμε σε δυναμική καταπόνηση, λαμβάνοντας υπ' όψιν την επίδραση της μορφής του υλικού, δηλαδή την τραχύτητα, το μέγεθος, τις εγχοπές, οπότε και θα τις οριστικοποιήσουμε.



Σχήμα 3.1: Η άτρακτος με τις προσωρινές διαμέτρους και τις διαβαθμίσεις.

A) Διάμετρος d_1

Η άτρακτος στο τμήμα Ε, ΣΤ έχει διάμετρο d_1 και καταπονείται σε στρέψη και κάμψη. Η μέγιστη καμπτική ροπή ασκείται στην θέση ΣΤ με τιμή: $M_b=58 \text{ N} \cdot \text{m}$, ενώ η στρεπτική ροπή είναι ίδια σε όλο το μήκος της ατράκτου με τιμή: $M_t=132 \text{ N} \cdot \text{m}$. Όμως, μετά από προσεκτική εξέταση της ατράκτου συμπεραίνουμε ότι πρέπει να εξεταστεί η διάμετρος d_1 σε δύο θέσεις στην θέση Ε λόγω της παρουσίας του σφηνόδρομου, και στην θέση ΣΤ λόγω της διαβάθμισης.

- Θέση ΣΤ

Για συμπαγή άτρακτο κυκλικής διατομής ισχύει ο τύπος (2.6) της ισοδύναμης ροπής M_v , ήτοι:

$$M_v = \sqrt{M_b^2 + 0,75 * (\alpha_o * M_t)^2} = \sqrt{(58 \text{ N})^2 + 0,75 * (0,486 * 132 \text{ N})^2} \Rightarrow$$

$$\Rightarrow M_v = \sqrt{6450,61} \Rightarrow M_v = 80,32 \text{ N} \cdot \text{m} \Rightarrow M_v = 80 \text{ N} \cdot \text{m}$$

Την διάμετρο την υπολογίζουμε από τον τύπο (2.7):

$$d_1 = 2,17 * \sqrt[3]{\frac{M_v}{\sigma_{βεπ}}} = 2,17 * \sqrt[3]{\frac{80 \text{ N} \cdot \text{m}}{100 \text{ N/mm}^2}} = 2,17 * \sqrt[3]{\frac{80000 \text{ N} \cdot \text{mm}}{100 \text{ N/mm}^2}} \Rightarrow d_1 \approx 20,14 \text{ mm} \Rightarrow$$

$$\Rightarrow d_1 = 20 \text{ mm}$$

- Θέση E

Στην θέση E στερεώνεται η τροχαλία με σφήνα. Η παρουσία του σφηνόδρομου εξασθενεί την διάμετρο και πρέπει να ληφθεί υπ' όψιν σύμφωνα με τους κανονισμούς. Στην θέση αυτή έχουμε καταπόνηση μόνο σε στρέψη σύμφωνα με το διάγραμμα καμπτικών ροπών, η ροπή κάμψεως στην θέση E είναι μηδέν. Την διάμετρο της ατράκτου στην θέση αυτή θα την υπολογίσουμε με βάση την επιτρεπόμενη τάση σε στρέψη, τύπος (2.5):

$$d_1 = 1,72 * \sqrt[3]{\frac{M_t}{\tau_{\epsilon\pi}}} = 1,72 * \sqrt[3]{\frac{132000 \text{ N*mm}}{50 \text{ N/mm}^2}} \Rightarrow d_1 \approx 23,77 \text{ mm} \Rightarrow d_1 = 24 \text{ mm}$$

Για την εξασφάλιση της αντοχής θα αυξήσουμε την διάμετρο κατά το βάθος του σφηνόδρομου. Συνεπώς στην ευρεθείσα διάμετρο θα προσθέσουμε το βάθος t_1 του σφηνόδρομου και θα λάβουμε την τελική διάμετρο της ατράκτου για την θέση E. Ο σφήνας που παίρνουμε είναι τυποποιημένος και το βάθος του είναι $t_1=4 \text{ mm}$ βάση του Πίνακα σφηνών, ήτοι:

$$d_1 = 24 \text{ mm} + 4 \text{ mm} = 28 \text{ mm} \Rightarrow d_1 = 30 \text{ mm}$$

Συγκρίνουμε τις τιμές της διαμέτρου d_1 για τις θέσεις E και ΣΤ και λαμβάνουμε την μεγαλύτερη τιμή ως κατάλληλη διάμετρο για το τμήμα E, ΣΤ της ατράκτου, ήτοι:

$$d_1 = 30 \text{ mm}$$

B) Διάμετρος d_2

Το τμήμα ΣΤ, Κ της ατράκτου καταπονείται σε στρέψη και κάμψη, δηλαδή σε σύνθετη καταπόνηση με μέγιστες τιμές στην θέση Κ, ήτοι: $M_b=155 \text{ N*m}$ και $M_t=132 \text{ N*m}$.

- Θέση Κ

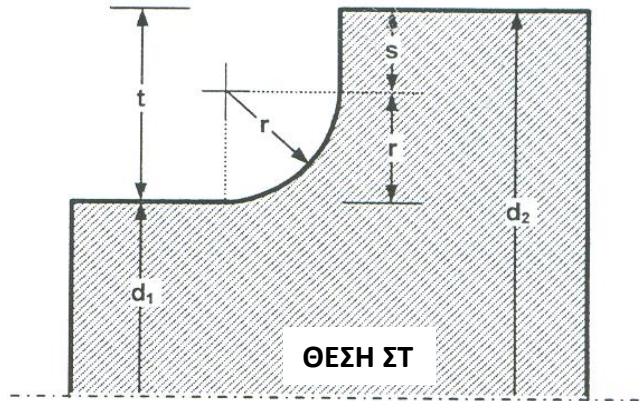
Για συμπαγή άτρακτο κυκλικής διατομής ισχύει ο τύπος (2.6) της ισοδύναμης ροπής M_v , ήτοι:

$$M_v = \sqrt{M_b^2 + 0,75 * (\alpha_o * M_t)^2} = \sqrt{(155 \text{ N})^2 + 0,75 * (0,486 * 132 \text{ N})^2} \Rightarrow \\ \Rightarrow M_v = \sqrt{27111,61} \Rightarrow M_v = 164,65 \text{ N * m} \Rightarrow M_v = 165 \text{ N * m}$$

Την διάμετρο την υπολογίζουμε από τον τύπο (2.7):

$$d_2 = 2,17 * \sqrt[3]{\frac{M_v}{\sigma_{b\epsilon\pi}}} = 2,17 * \sqrt[3]{\frac{165 \text{ N*m}}{100 \text{ N/mm}^2}} = 2,17 * \sqrt[3]{\frac{165000 \text{ N*mm}}{100 \text{ N/mm}^2}} \Rightarrow d_2 \approx 25,64 \text{ mm} \Rightarrow \\ \Rightarrow d_1 = 26 \text{ mm}$$

Επειδή στις θέσεις ΣΤ και Κ έχουμε τα έδρανα στηρίξεως της ατράκτου, πρέπει να δημιουργήσουμε διαβαθμίσεις και να αυξήσουμε την διάμετρο. Συνεπώς η διάμετρος d_2 δεν μπορεί να είναι μικρότερη από την d_1 η οποία είναι 30 mm . Άρα θέτουμε προσωρινά $d_2 = 30 \text{ mm}$.



Έστω ακτίνα καμπυλότητας r , και με λόγο $r/d = 0,02$

$$r/d_1 = 0,02 \Rightarrow r = 0,02 * 30 \text{ mm} = 0,6 \text{ mm}$$

Εάν θεωρήσουμε ότι απαιτείται ένα επίπεδο τμήμα ύψους s για την επαφή του εδράνου, όπως είναι το εσωτερικό δακτυλίδι ενός ρουλεμάν ή ο δακτύλιος τριβής ενός εδράνου ολισθήσεως, ανάλογα με τις απαιτήσεις πρέπει να καθορίσουμε ακριβώς το ύψος s .

Για λόγους στρογγυλοποίησης θα θέσουμε $s = 2,4 \text{ mm}$, οπότε η συνολική διαβάθμιση θα έχει ύψος:

$$t = r + s = 0,6 \text{ mm} + 2,4 \text{ mm} = 3 \text{ mm}$$

Άρα η διάμετρος d_2 γίνεται:

$$d_2 = d_1 + 2 * t = 30 \text{ mm} + 2 * 3 \text{ mm} = 36 \text{ mm}$$

Την διάμετρο d_2 την μειώνουμε και γίνεται $d_2 = 35 \text{ mm}$

Την διάμετρο d_2 την μειώσαμε λόγω του ότι στους Πίνακες των εδράνων κυλίσεως δεν υπάρχει έδρανο για διάμετρο $d = 36 \text{ mm}$. Επομένως πηγαίνουμε στην πλησιέστερη διάμετρο η οποία είναι $d = 35 \text{ mm}$.

Γ) Διάμετρος d_3

Το τμήμα Κ, Η της ατράκτου καταπονείται σε στρέψη και κάμψη, δηλαδή σε σύνθετη καταπόνηση με μέγιστες τιμές στην θέση Κ, ίδιες με αυτές του τμήματος ΣΤ, Κ. Συνεπώς δεν καταπονείται δυσμενέστερα από το τμήμα ΣΤ. Τούτο προκύπτει και από το γεγονός ότι στο μεσαίο τμήμα ΣΤ, Κ δεν ασκούνται καθόλου εξωτερικά φορτία. Συμπεραίνουμε ότι πρέπει να τοποθετήσουμε ίδια διάμετρο με την d_2 . Επειδή στην θέση Κ έχουμε το έδρανο στηρίξεως της ατράκτου, θα δημιουργήσουμε διαβάθμιση και θα αυξήσουμε την διάμετρο.

$$d_3 = d_2 + 2 * t = 36 \text{ mm} + 6 \text{ mm} = 42 \text{ mm} \Rightarrow d_3 = 40 \text{ mm}$$

Την διάμετρο d_3 την μειώνουμε και γίνεται $d_3 = 40 \text{ mm}$

Την διάμετρο d_3 την μειώσαμε λόγω του ότι στους πίνακες των εδράνων κυλίσεως δεν υπάρχει έδρανο για διάμετρο $d = 42 \text{ mm}$. Επομένως πηγαίνουμε στην πλησιέστερη διάμετρο η οποία είναι $d = 40 \text{ mm}$.

Δ) Διάμετρος d_4

Το τμήμα Η καταπονείται σε στρέψη και κάμψη, δηλαδή σε σύνθετη καταπόνηση με μέγιστες τιμές στην θέση Κ, όπως υπολογίστηκαν παραπάνω. Συνεπώς η διάμετρος d_4 δεν μπορεί να είναι μικρότερη από 40 mm. Στην θέση Η θα δημιουργήσουμε διαβάθμιση λόγω του γριναζιού. Η διάμετρος d_4 θα ισούται με:

$$d_4 = d_3 + 2 * t = 40 \text{ mm} + 2 * 3 \text{ mm} = 46 \text{ mm} \Rightarrow d_4 = 45 \text{ mm}$$

3.14 ΕΛΕΓΧΟΣ ΣΕ ΔΥΝΑΜΙΚΗ ΚΑΤΑΠΟΝΗΣΗ ΤΟΥ ΕΝΔΙΑΜΕΣΟΥ ΑΞΟΝΑ

3.14.1 Υπολογισμός τάσεων στην θέση Κ, μέσες τάσεις και αποκλίσεις τάσεων

Α) Υπολογισμός τάσεων στην θέση Κ

Το δυσμενέστερο σημείο είναι η θέση Κ, στην οποία όπως προαναφέραμε έχει σύνθετη καταπόνηση, εναλλασσόμενη κάμψη και επαναλαμβανόμενη στρέψη. Την θέση αυτή θα την ελέγξουμε σε δυναμική καταπόνηση. Η άτρακτος με τις διαβαθμίσεις και τις προσωρινές διαμέτρους φαίνεται στο Σχήμα 3.1.

- *Τάση κάμψεως.* Την τάση κάμψης θα την υπολογίσουμε με βάση την ροπή κάμψεως M_b και την ροπή αντιστάσεως σε κάμψη W_b , από τον τύπο(2.8):

$$\sigma_b = \frac{M_b}{W_b}$$

Για συμπαγή άτρακτο με κυκλική διατομή ισχύει: $W_b=0,1*d_3^3$. Με αντικατάσταση στον ανωτέρω τύπο βρίσκουμε:

$$\sigma_b = \frac{M_b}{0,1*d_3^3} = \frac{155000Nmm}{0,1*40^3mm^3} = 24,22 \text{ N/mm}^2 \Rightarrow \sigma_b = 24 \text{ N/mm}^2$$

- *Τάση στρέψεως.* Την τάση στρέψεως θα την υπολογίσουμε με βάση την ροπή στρέψεως M_t και την ροπή αντιστάσεως σε στρέψη W_t , από τον τύπο(2.9):

$$\tau = \frac{M_t}{W_t}$$

Για συμπαγή άτρακτο με κυκλική διατομή ισχύει: $W_t=0,2*d_3^3$. Άρα έχουμε:

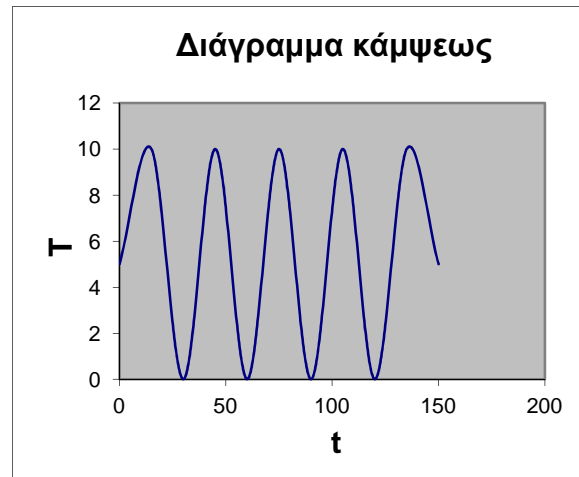
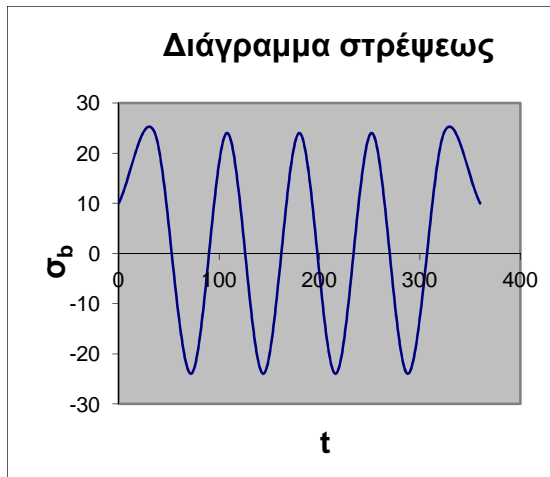
$$\tau = \frac{M_t}{0,2*d_3^3} = \frac{132000N*mm}{0,2*40^3*mm^3} = 10,31 \text{ N/mm}^2 \Rightarrow \tau = 10 \text{ N/mm}^2$$

Β) Μέσες τάσεις και αποκλίσεις τάσεων

- Οι εγκάρσιες φορτίσεις που δέχεται η άτρακτος κατά την περιστροφή της, από θετικές γίνονται αρνητικές. Αυτό συμβαίνει συνέχεια, επομένως η κάμψη που δημιουργείται από τις φορτίσεις είναι εναλλασσόμενη.

- Το μηχάνημα εργάζεται μόνο στη μια διεύθυνση περιστροφής. Κατά το ξεκίνημα του μηχανήματος η ατράκτος έχει μικρές στροφές, αλλά κατά το έργο οι στροφές αυξάνονται, αυτό γίνεται συνέχεια. Εμείς παίρνουμε μια σταθερή τιμή στροφών της ατράκτου. Η περιστροφή της ατράκτου επαναλαμβάνεται συνέχεια κατά την εργασία, επομένως έχουμε επαναλαμβανόμενη στρέψη.

Η κάμψη είναι εναλλασσόμενη και η στρέψη επαναλαμβανόμενη, συνεπώς θα σχεδιάσουμε την μεταβολή της τάσης για κάθε περίπτωση, όπως δείχνουν τα παρακάτω διαγράμματα.



Παρατηρώντας την διακύμανση της τάσης στα διαγράμματα συμπεραίνουμε τα εξής:

- Για εναλλασσόμενη Κάμψη.
 - Μέση τάση: $\sigma_{bm} = \frac{\sigma_{bmax} + \sigma_{bmin}}{2} = \frac{24 - 24}{2} \Rightarrow \sigma_{bm} = 0$
 - Απόκλιση τάσης: $\sigma_{b\alpha} = \frac{\sigma_{bmax} - \sigma_{bmin}}{2} = \frac{24 - (-24)}{2} \Rightarrow \sigma_{bm} = 24 \text{ N/mm}^2$
- Για επαναλαμβανόμενη στρέψη.
 - Μέση τάση: $\tau_m = \frac{\tau}{2} = \frac{10}{2} = 5 \text{ N/mm}^2$
 - Απόκλιση τάσης: $\tau_\alpha = \frac{\tau}{2} = \frac{10}{2} = 5 \text{ N/mm}^2$

3.14.2 Συντελεστές μείωσης δυναμικής αντοχής, τιμές δυναμικής αντοχής σ_{AG} και τ_{AG}

1) Συντελεστές μείωσης δυναμικής αντοχής

A) Συντελεστής επιφανειακής κατάστασης α_{ob} και α_{ot}

Για μέση τραχύτητα $R=6$ έως 8μ και $\sigma_B=1100 \text{ N/mm}^2$ από το διάγραμμα του Σχήματος 1 του παραρτήματος προκύπτει ο συντελεστής α_{ob} για κάμψη, ενώ ο συντελεστής α_{ot} για στρέψη τον υπολογίζουμε από την κατάλληλη σχέση με βάση τον προηγούμενο συντελεστή της κάμψης. Το σ_B είναι το όριο θραύσης

του χάλυβα 42CrMo4 και δίνεται στην πρώτη στήλη του Πίνακα 1 του παραρτήματος.

- Κάμψη: $\alpha_{ob} = 0,83$
 - Στρέψη: $\alpha_{ot} = 0,575 * \alpha_{ob} + 0,425 = 0,575 * 0,83 + 0,425 = 0,9$
- B) Συντελεστής μεγέθους α_{gb} και α_{gt}

Από το διάγραμμα του Σχήματος 2 του παραρτήματος, για διάμετρο άξονα $d_1=30 \text{ mm}$ προκύπτει:

- Κάμψη: $\alpha_{gb} = 0,82$
- Στρέψη: $\alpha_{gt} = 0,92$

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

Από το διάγραμμα του Σχήματος 3 του παραρτήματος, για $\frac{r}{d} = 0,02$ και $\frac{D}{d} = \frac{d_2}{d_1} = \frac{35}{30} = 1,16$ προκύπτει ο συντελεστής β_{kb} για κάμψη, ενώ από το διάγραμμα του Σχήματος 4 του παραρτήματος προκύπτει ο συντελεστής β_{kt} για στρέψη.

- Κάμψη: $\beta_{kb} = 1,49$
- Στρέψη: $\beta_{kt} = 1,42$

2) Τιμές δυναμικής αντοχής σ_{AG} και τ_{AG}

Για να υπολογίσουμε την ισοδύναμη τάση αποκλίσεως απαιτείται να βρεθούν οι επιτρεπόμενες τιμές δυναμικής αντοχής σ_{AG} και τ_{AG} . 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 $\sigma_A = \sigma_{sch}/2$ και $\tau_A = \tau_{sch}/2$.
- Για στατική καταπόνηση τίθεται $\sigma_A = \sigma_s$ και $\tau_A = \tau_s$.

Τιμή σ_{AG} . Σύμφωνα με τα ανωτέρω η επιτρεπόμενη τιμή σ_{AG} υπολογίζεται για $\sigma_A = \sigma_w = 530 \text{ N/mm}^2$, με τον τύπο (2.10):

$$\sigma_{AG} = \frac{\alpha_{ob} * \alpha_{gb}}{\beta_{kb}} * \sigma_A = \frac{0,83 * 0,82}{1,49} * 530 = 242,1 \text{ N/mm}^2 \Rightarrow \sigma_{AG} \approx 242 \text{ N/mm}^2$$

Τιμή τ_{AG} . Κατά τον ίδιο τρόπο η επιτρεπόμενη τιμή τ_{AG} υπολογίζεται για

$\tau_A = \tau_{sch}/2 = 630/2 = 315 \text{ N/mm}^2$, χρησιμοποιώντας τον τύπο (2.11):

$$\tau_{AG} = \frac{\alpha_{ot} * \alpha_{gt}}{\beta_{kt}} * \tau_A = \frac{0,9 * 0,92}{1,42} * 315 = 183,6 \text{ N/mm}^2 \Rightarrow \tau_{AG} = 184 \text{ N/mm}^2$$

3.14.3 Υπολογισμός ισοδύναμων τάσεων

Επειδή έχουμε σύνθετη καταπόνηση σε κάμψη και στρέψη, είναι απαραίτητος ο υπολογισμός των ισοδύναμων τάσεων, δηλαδή της ισοδύναμης μέσης τάσης σ_{vm} και της ισοδύναμης τάσης αποκλίσεως σ_{va} , με εφαρμογή των τύπων (2.12) και (2.13):

- Ισοδύναμη μέση τάση:

$$\sigma_{vm} = \sqrt{\sigma_{bm}^2 + \left(\frac{\sigma_{bs}}{\tau_s}\right)^2 * \tau_m^2} = \sqrt{0 + \left(\frac{1250 \text{ N/mm}^2}{630 \text{ N/mm}^2}\right)^2 * \left(5 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}\right)^2} = \sqrt{98,42} \Rightarrow$$

$$\Rightarrow \sigma_{vm} = 9,92 \text{ N/mm}^2 \Rightarrow \sigma_{vm} = 10 \text{ N/mm}^2$$

- Ισοδύναμη τάση αποκλίσεως:

$$\sigma_{va} = \sqrt{\sigma_{ba}^2 + \left(\frac{\sigma_{AG}}{\tau_{AG}}\right)^2 * \tau_a^2} = \sqrt{24^2 + \left(\frac{242 \text{ N/mm}^2}{184 \text{ N/mm}^2}\right)^2 * \left(5 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}\right)^2} = \sqrt{619,24} \Rightarrow$$

$$\Rightarrow \sigma_{va} = 24,88 \text{ N/mm}^2 \Rightarrow \sigma_{va} \approx 25 \text{ N/mm}^2$$

3.14.4 Έλεγχος σε δυναμική αντοχή

Από το διάγραμμα 'Smith' για κάμψη και για μέση τάση $\sigma_{vm} = 15 \text{ N/mm}^2$ βρίσκουμε την δυναμική αντοχή $\sigma'_A = 520 \text{ N/mm}^2$. Στη 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 με χρήση του τύπου (2.14):

$$\sigma'_{NA} = \frac{\alpha_{ob} * \alpha_{gb}}{\beta_{kb}} * \sigma'_A = \frac{0,83 * 0,82}{1,49} * 520 = 237,52 \text{ N/mm}^2 \Rightarrow \sigma'_{NA} = 238 \text{ N/mm}^2$$

Ο συντελεστής ασφάλειας της ατράκτου υπολογίζεται από την σχέση (2.15):

$$N = \frac{\sigma'_{NA}}{\sigma_{va}} = \frac{238}{25} = 9,52$$

Για τις συνήθεις περιπτώσεις ατράκτων ο συντελεστής ασφαλείας λαμβάνεται 2 έως 3, άρα η ευρεθείσα τιμή $N = 9,52$ είναι πλήρως ικανοποιητική. Επομένως, οι τιμές των διαμέτρων της ατράκτου που υπολογίσαμε μπορούμε να τις θεωρήσουμε οριστικές, εφόσον εξασφαλίζουν την αντοχή σε δυναμική καταπόνηση.

3.15 ΥΠΟΛΟΓΙΣΜΟΣ ΕΔΡΑΝΩΝ ΚΥΛΙΣΕΩΣ

Για τον υπολογισμό των εδράνων κυλίσεως στις θέσεις Κ και ΣΤ γνωρίζουμε τα εξής στοιχεία:

Θεωρούμε ότι όλο το αξονικό φορτίο παραλαμβάνεται από το κωνικό έδρανο στην θέση Κ

Θέση	ΣΤ	Κ
Ακτινικό φορτίο	$F_r = F_{L3} = 0,888 \text{ KN}$	$F_r = F_{L4} = 4,25 \text{ KN}$
Αξονικό φορτίο	$F_a = 0$	$F_a = 434 \text{ N} = 0,434 \text{ KN}$
Στροφές	$n_1 = 1620 \text{ rpm}$	
Συντελεστής θερμοκρασίας	$f_t = 1$ για θερμοκρασία λειτουργίας $t < 150^\circ\text{C}$	
Επιθυμητή διάρκεια ζωής των εδράνων	$L_{10h} = 15000$ ώρες	

A) ΓΙΑ ΤΗΝ ΘΕΣΗ Κ

Για διάμετρο ατράκτου $d=40 \text{ mm}$, έστω έδρανο κυλίσεως με τριβείς κωνικούς σειράς 32008X:

Από τον Πίνακα 11–7 σελίδας 304 του βιβλίου Στοιχεία Μηχανών I λαμβάνουμε για το έδρανο κυλίσεως N°32008X τα εξής:

$$C_{\text{δυναμ}} = 54 \text{ KN}, \quad Y = 1,6, \quad e = 0,38$$

$$\text{Για } \frac{F_a}{F_r} = \frac{0,434}{4,25} = 0,102 < e = 0,38$$

Για $\frac{F_a}{F_r} < e$ το ισοδύναμο δυναμικό φορτίο είναι:

$$P = F_r = F_{L4} = 4,25 \text{ KN}$$

Συντελεστής ταχύτητας

Στην συνέχεια θα υπολογίσουμε τον συντελεστή ταχύτητας f_n με βάση την εφαρμογή του τύπου (2.16):

$$f_n = \sqrt[3]{\frac{33+1/3}{n_1}}$$

Για τους κωνικούς τριβείς το χ είναι ίδιο με αυτό των κυλινδρικών τριβέων δηλαδή

$$\chi = \frac{10}{3} \text{ άρα:}$$

$$f_n = \sqrt[10/3]{\frac{33,333}{1620}} = 0,3119$$

Συντελεστής διάρκειας ζωής

Υπολογίζουμε τον συντελεστή διάρκειας ζωής f_L γνωρίζοντας την επιθυμητή διάρκεια ζωής των εδράνων που είναι $L_h=15000h$, με βάση την εφαρμογή του τύπου (2.17):

άρα:

$$f_L = \sqrt[3]{\frac{L_h}{500}}$$

Για τους κωνικούς τριβείς το χ είναι ίδιο με αυτό των κυλινδρικών τριβέων δηλαδή

$$\chi = \frac{10}{3} \text{ άρα:}$$

$$f_L = \sqrt[10/3]{\frac{15000}{500}} = 2,7742$$

Απαιτούμενο δυναμικό φορτίο

Το απαιτούμενο δυναμικό φορτίο $C_{\text{απαιτ}}$ του εδράνου, είναι το μέγιστο φορτίο που πρέπει να ασκείται προκειμένου το έδρανο να έχει την επιθυμητή διάρκεια ζωής. Από την σχέση (2.18):

$$C_{\text{απαιτ}} = P * \frac{f_L}{f_n * f_t} = 4,25 * \frac{2,7742}{0,3119 * 1} = 37,8 \text{ KN}$$

Το απαιτούμενο δυναμικό φορτίο $C_{\text{απαιτ}}$ του εδράνου που υπολογίσαμε είναι μικρότερο από το δυναμικό φορτίο $C_{\text{δυναμ}}$ του εδράνου που επιλέξαμε από τον πίνακα, δηλαδή:

$$C_{\text{απαιτ}} = 37,8 \text{ KN} < C_{\text{δυναμ}} = 54 \text{ KN}$$

Άρα:

Το έδρανο που επιλέξαμε έχει μεγαλύτερη διάρκεια ζωής.

B) ΓΙΑ ΤΗΝ ΘΕΣΗ ΣΤ

Για διάμετρο ατράκτου $d=35 \text{ mm}$, έστω έδρανο κυλίσεως με τριβείς σφαιρικούς με βαθύ αύλακα σειράς 6207:

Από τον Πίνακα 11–5 σελίδας 301 του βιβλίου Στοιχεία Μηχανών Ι λαμβάνουμε για το έδρανο κυλίσεως N°6207 τα εξής:

$$C_{\text{δυναμ}}=25,5 \text{ KN}, C_0=15,3 \text{ KN}$$

Το ισοδύναμο δυναμικό φορτίο είναι:

$$P = F_r = F_{L3} = 0,888 \text{ KN}$$

Συντελεστής ταχύτητας

Στην συνέχεια θα υπολογίσουμε τον συντελεστή ταχύτητας f_n με βάση την εφαρμογή του τύπου (2.16):

$$f_n = \sqrt[3]{\frac{33+1/3}{n_1}}$$

Για τους σφαιρικούς τριβείς το $\chi = 3$ άρα:

$$f_n = \sqrt[3]{\frac{33,333}{1620}} = 0,274$$

Συντελεστής διάρκειας ζωής

Υπολογίζουμε τον συντελεστή διάρκειας ζωής f_L γνωρίζοντας την επιθυμητή διάρκεια ζωής των εδράνων που είναι $L_h=15000h$, με βάση την εφαρμογή του τύπου (2.17) άρα:

$$f_L = \sqrt[3]{\frac{L_h}{500}}$$

Για τους σφαιρικούς τριβείς το $\chi = 3$ άρα:

$$f_L = \sqrt[3]{\frac{15000}{500}} = 3,107$$

Απαιτούμενο δυναμικό φορτίο

Το απαιτούμενο δυναμικό φορτίο $C_{\text{απαιτ}}$ του εδράνου, είναι το μέγιστο φορτίο που πρέπει να ασκείται προκειμένου το έδρανο να έχει την επιθυμητή διάρκεια ζωής. Από την σχέση (2.18):

$$C_{\text{απαιτ}} = P * \frac{f_L}{f_n * f_t} = 0,888 * \frac{3,107}{0,274 * 1} = 10,1 \text{ KN}$$

Το απαιτούμενο δυναμικό φορτίο $C_{\text{απαιτ}}$ του εδράνου που υπολογίσαμε είναι μικρότερο από το δυναμικό φορτίο $C_{\text{δυναμ}}$ του εδράνου που επιλέξαμε από τον πίνακα, δηλαδή:

$$C_{\text{απαιτ}} = 10,1 \text{ KN} < C_{\text{απαιτ}} = 25,5 \text{ KN}$$

Άρα:

Το έδρανο που επιλέξαμε έχει μεγαλύτερη διάρκεια ζωής.

3.16 ΥΠΟΛΟΓΙΣΜΟΣ ΣΦΗΝΑ

Στην θέση E θα κάνουμε έλεγχο σε πίεση επιφάνειας σύμφωνα με την σχέση (2.19):

$$p = \frac{4 * T}{d * h * l_1} \leq p_{\text{επ}}$$

Για διάμετρο ατράκτου $d= 30 \text{ mm}$ και οδηγό σφήνα από τον Πίνακα 9–1 σελίδας 217 του βιβλίου Στοιχεία Μηχανών I λαμβάνουμε σφήνα με $b \times h$ ως εξής: $b= 8 \text{ mm}$ και $h= 7 \text{ mm}$ και βάθος σφηνόδρομου στην άτρακτο $t_1=4 \text{ mm}$.

Για υλικό ατράκτου χάλυβα 42CrMo4 λαμβάνουμε από τον Πίνακα 9–2 σελίδας 218 του βιβλίου Στοιχεία Μηχανών I μήκος πλήμνης I με πλήμνη από χάλυβα και οδηγό σφήνα:

$$l=(1,6 \div 1,8)*d$$

$$l=(1,6 \div 1,8)*d=(1,6 \div 1,8)*30=48 \div 54 \text{ mm}$$

Ο σφήνας θα κατασκευαστεί από σκληρυμένο χάλυβα και η τροχαλία από χυτοσίδηρο. Μεταξύ των τριών υλικών που πιέζονται στην θέση του σφήνα, δηλαδή του άξονα, του σφήνα και της τροχαλίας, το ασθενέστερο είναι η τροχαλία. Συνεπώς, για χυτοσίδηρο λαμβάνουμε από τον Πίνακα 9–3 σελίδας 220 του βιβλίου Στοιχεία Μηχανών Ι την επιτρεπόμενη πίεση επιφάνειας με την τιμή $p_{\varepsilon\pi}=70 \text{ N/mm}^2$.

Από την σχέση (2.19) της πίεσης επιφάνειας θα υπολογίσουμε το φέρον μήκος του οδηγού σφήνα.

Επειδή έχουμε πλήμνη $l = 48 \div 54 \text{ mm}$ μπορούμε να δεχθούμε:

- Πλήμνη $l = 50 \text{ mm}$
- Σφήνα $l_1 = 50 \text{ mm}$

$$\text{Ενεργό μήκος σφήνα } l_n=l_1 - b = 50 \text{ mm} - 8 \text{ mm} = 42 \text{ mm}$$

- Έλεγχος σε πίεση επιφάνειας

Η ροπή στρέψης είναι $T=M_t=132 \text{ N}\cdot\text{m}$.

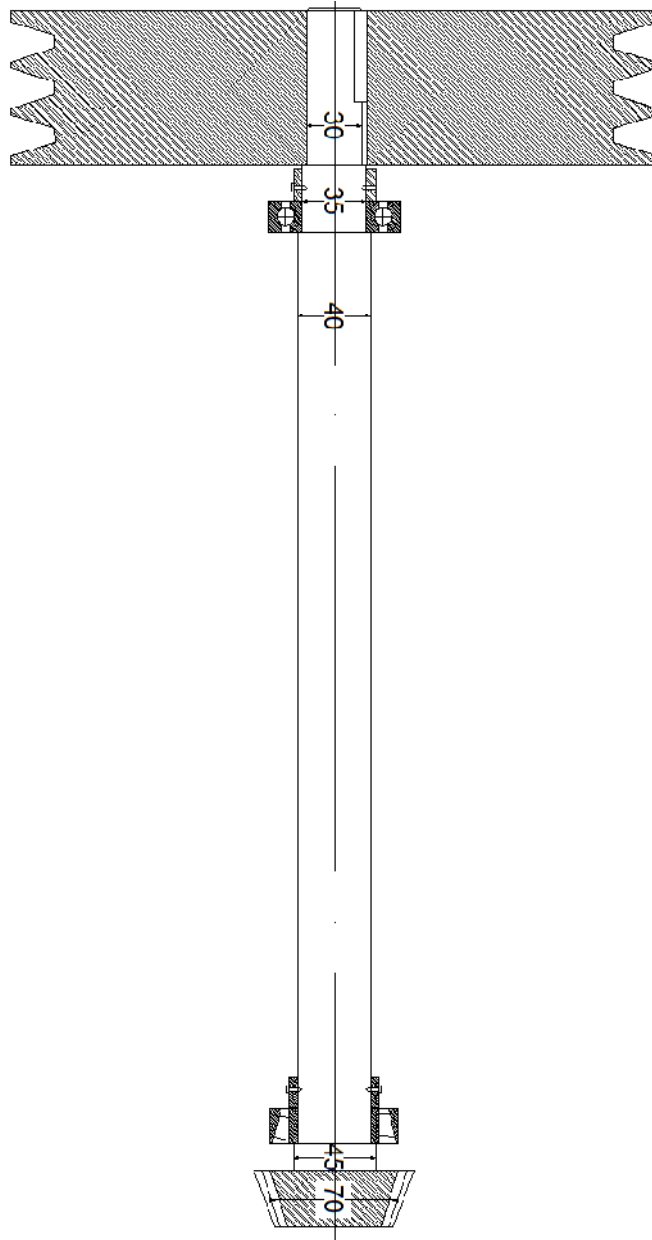
Από την σχέση (2.19) έχουμε:

$$p = \frac{4 * T}{d * h * l_1} = \frac{4 * 132000 \text{ N} * \text{mm}}{30 \text{ mm} * 7 \text{ mm} * 42 \text{ mm}} = 59,9 \text{ N/mm}^2 < p_{\varepsilon\pi} = 70 \text{ N/mm}^2$$

Επειδή το p είναι μικρότερο από το $p_{\varepsilon\pi}$ δεν απαιτείται έλεγχος αντοχής του σφήνα σε διάτμηση.

3.17 ΣΧΕΔΙΟ ΤΟΥ ΕΝΔΙΑΜΕΣΟΥ ΑΞΟΝΑ

Στο παρακάτω σχέδιο φαίνεται ο ενδιάμεσος άξονας του καταστροφέα, καθώς επίσης η μεγάλη τροχαλία, τα έδρανα κυλίσεως και το μικρό κωνικό γρανάζι (πινιόν).



ΚΕΦΑΛΑΙΟ 4

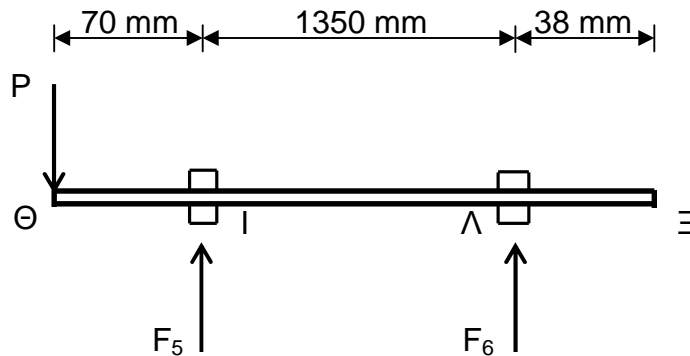
ΑΞΟΝΑΣ ΚΟΠΗΣ ΤΟΥ ΚΑΤΑΣΤΡΟΦΕΑ

4.1 ΑΝΤΙΔΡΑΣΕΙΣ ΣΤΗΡΙΞΕΩΝ ΣΤΟΝ ΑΞΟΝΑ ΚΟΠΗΣ, ΔΙΑΓΡΑΜΜΑΤΑ ΚΑΜΤΙΚΩΝ ΡΟΠΩΝ ΚΑΙ ΡΟΠΩΝ ΣΤΡΕΨΕΩΣ

i. Αντιδράσεις στηρίξεων

Ο άξονας κοπής φέρει ένα τύμπανο πάνω στο οποίο είναι τοποθετημένα τα λεπίδια κοπής. Τα λεπίδια εφαρμόζονται στις βάσεις που είναι τοποθετημένες πάνω στο τύμπανο. Με την εργασία κοπής αναπτύσσονται φυγόκεντρες δυνάμεις. Για τον υπολογισμό του άξονα τις θεωρούμε αμελητέες, επειδή αλληλοεξουδετερώνονται ως αντιδιαμετρικές.

Στο παρακάτω Σχήμα φαίνεται ο άξονας ΘΞ με τις φορτίσεις αυτού. Όλες οι δυνάμεις, δηλαδή η φόρτιση P και οι αντιδράσεις στηρίξεως F_5 και F_6 , βρίσκονται επί του ίδιου επιπέδου. Η δύναμη P είναι η δύναμη που ασκείται από τον ιμάντα πάνω στον άξονα και έχει υπολογιστεί στην παράγραφο 3.6.1.



Τις αντιδράσεις στα σημεία I και Λ τις υπολογίζουμε λαμβάνοντας τις ροπές ως προς Λ και I αντίστοιχα, ίσες με μηδέν. Η δύναμη P είναι ίση με $P = 831 \text{ N}$, ήτοι:

$$\sum M_{\Lambda} = 0 \Rightarrow -P * 1420 \text{ mm} + F_5 * 1350 \text{ mm} = 0 \Rightarrow F_5 * 1350 \text{ mm} = P * 1420 \text{ mm}$$

Άρα έχουμε:

$$F_5 = \frac{P * 1420 \text{ mm}}{1350 \text{ mm}} = \frac{831 \text{ N} * 1420 \text{ mm}}{1350 \text{ mm}} \Rightarrow F_5 = 874,08 \text{ N} \Rightarrow F_5 = 874 \text{ N}$$

Επίσης:

$$\sum M_I = 0 \Rightarrow -P * 70 \text{ mm} - F_6 * 1350 \text{ mm} = 0 \Rightarrow F_6 * 1350 \text{ mm} = -P * 70 \text{ mm}$$

Από τα ανωτέρω προκύπτει:

$$F_6 = \frac{-P \cdot 70 \text{ mm}}{1350 \text{ mm}} = \frac{-831 \text{ N} \cdot 70 \text{ mm}}{1350 \text{ mm}} \Rightarrow F_6 = -43,08 \text{ N} \Rightarrow F_6 = -43 \text{ N}$$

ii. Διαγράμματα καμπτικών ροπών και ροπών στρέψεως.

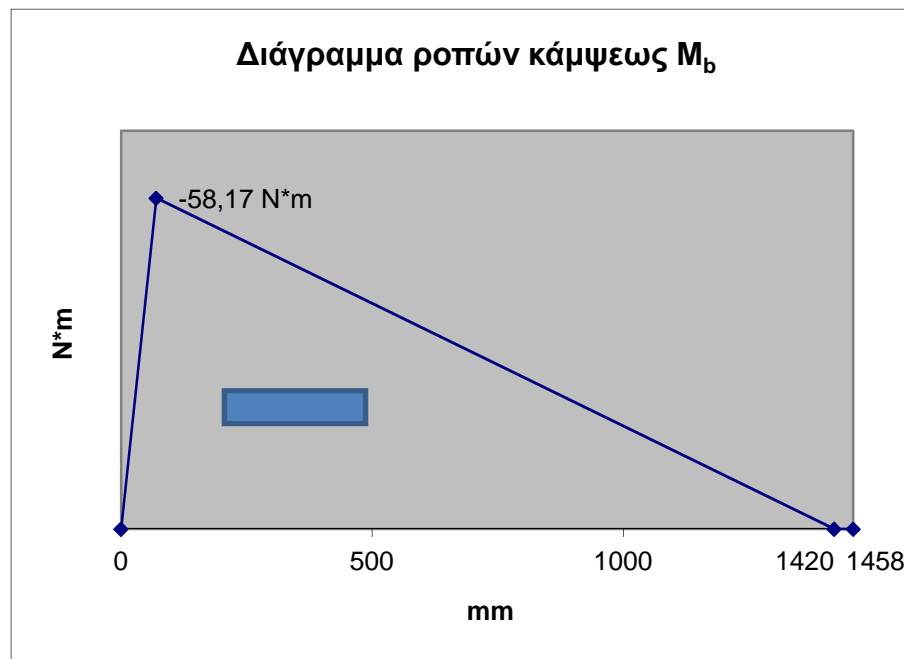
Το διάγραμμα καμπτικών ροπών θα σχεδιαστεί παρακάτω.

Καταρχήν θα σχεδιάσουμε τον άξονα κοπής του καταστροφέα (στον x άξονα). Ήδη από τα προηγούμενα είναι γνωστές οι δυνάμεις.

$$F_5 = 874 \text{ N}, F_6 = -43 \text{ N}, P = 831 \text{ N}$$

Υπολογισμός των ροπών κάμψεως στις χαρακτηριστικές θέσεις.

- Θέση Θ: $M_\theta = 0$
- Θέση Ι: $M_I = -P \cdot 70 \text{ mm} = -831 \text{ N} \cdot 0,07 \text{ m} = -58,17 \text{ N} \cdot \text{m}$
- Θέση Λ: $M_\Lambda = 0$
- Θέση Ξ: $M_\Xi = 0$



Υπολογισμός της ροπής στρέψεως

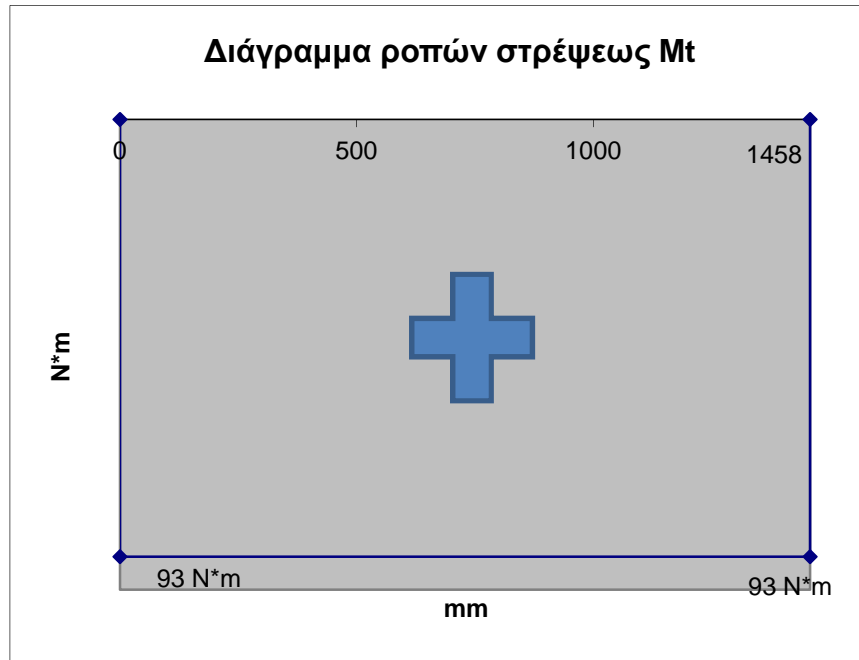
Το διάγραμμα ροπής στρέψεως θα σχεδιαστεί παρακάτω.

Για τον υπολογισμό της ροπής στρέψεως του άξονα λαμβάνουμε τον τύπο (1.30):

$$M_t = 9550 \cdot \frac{P(KW)}{n (rpm)}$$

$$i = \frac{n}{n_1} \Rightarrow 1,42 = \frac{n}{1620 \text{ rpm}} \Rightarrow n = 1,42 * 1620 \text{ rpm} \Rightarrow n = 2300 \text{ rpm}$$

$$M_t = 9550 * \frac{22,35 \text{ KW}}{2300 \text{ rpm}} = 92,8 \text{ N} * m \Rightarrow M_t = 93 \text{ N} * m$$



Με βάση τις τιμές αυτές σχεδιάζουμε το διάγραμμα των ροπών κάμψεως M_b , από το οποίο φαίνεται ότι η μέγιστη ροπή κάμψεως ασκείται στην θέση I, με απόλυτη τιμή:

$$M_{b,max} = 58,17 \text{ N} * m$$

Η ροπή στρέψεως είναι σταθερή σε όλο το μήκος της ατράκτου και έχει τιμή:

$$M_t = 93 \text{ N} * m$$

4.2 ΣΧΕΔΙΑΣΗ ΔΙΑΓΡΑΜΜΑΤΩΝ 'SMITH' ΓΙΑ ΧΑΛΥΒΑ 42CrMo4

Ισχύουν τα ίδια που έχουμε υπολογίσει στο κεφάλαιο 2 στο βήμα 2.4.

4.3 ΕΠΙΤΡΕΠΟΜΕΝΕΣ ΤΑΣΕΙΣ

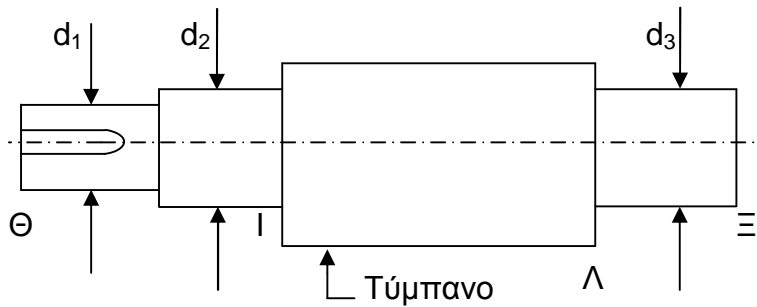
Ισχύουν τα ίδια που έχουμε υπολογίσει στο κεφάλαιο 2 στο βήμα 2.5.

4.4 ΣΥΝΤΕΛΕΣΤΗΣ α_0 ΣΥΝΘΕΤΗΣ ΚΑΤΑΠΟΝΗΣΗΣ (ΚΑΤΑ Bach)

Ισχύουν τα ίδια που έχουμε υπολογίσει στο κεφάλαιο 2 στο βήμα 2.6.

4.5 ΥΠΟΛΟΓΙΣΜΟΣ ΠΡΟΣΩΡΙΝΩΝ ΔΙΑΜΕΤΡΩΝ

Τον υπολογισμό των προσωρινών διαμέτρων (Σχήμα 4.1) θα τον κάνουμε με βάση τις επιτρεπόμενες τάσεις. Στην συνέχεια θα τις ελέγξουμε σε δυναμική καταπόνηση, λαμβάνοντας υπ' όψιν την επίδραση της μορφής του υλικού, δηλαδή την τραχύτητα, το μέγεθος, τις εγχοπές, οπότε και θα τις οριστικοποιήσουμε.



Σχήμα 4.1: Η άτρακτος με τις διαβαθμίσεις και τις προσωρινές διαμέτρους.

A) Διάμετρος d_1

Η άτρακτος στο τμήμα Θ,Ι έχει διάμετρο d_1 και καταπονείται σε στρέψη και κάμψη. Η μέγιστη καμπτική ροπή ασκείται στην θέση Ι με τιμή: $M_b=58,17 \text{ N} \cdot \text{m}$, ενώ η στρεπτική ροπή είναι ίδια σε όλο το μήκος της άτρακτου με τιμή: $M_t=93 \text{ N} \cdot \text{m}$. Όμως, μετά από προσεκτική εξέταση της άτρακτου συμπεραίνουμε ότι πρέπει να εξεταστεί η διάμετρος d_1 σε δύο θέσεις στην θέση Θ λόγω της παρουσίας του σφηνόδρομου, και στην θέση Ι λόγω της διαβάθμισης και της δυσμενέστερης καταπόνησης. Κατόπιν αυτών θα υπολογίσουμε τη διάμετρο d_1 στην θέση Ι για σύνθετη καταπόνηση και στην θέση Θ μόνο για στρέψη, και θα επιλέξουμε την μεγαλύτερη διάμετρο που θα προκύψει.

- Θέση Ι

Για συμπαγή άτρακτο κυκλικής διατομής ισχύει ο τύπος (2.6) της ισοδύναμης ροπής M_v , ήτοι:

$$M_v = \sqrt{M_b^2 + 0,75 * (\alpha_o * M_t)^2} = \sqrt{(58,17 \text{ N} \cdot \text{m})^2 + 0,75 * (0,486 * 93 \text{ N} \cdot \text{m})^2} \\ = \sqrt{4915,89} \Rightarrow M_v = 70,11 \text{ N} \cdot \text{m} \Rightarrow M_v = 70 \text{ N} \cdot \text{m}$$

Την διάμετρο την υπολογίζουμε από τον τύπο (2.7):

$$d_1 = 2,17 * \sqrt[3]{\frac{M_v}{\sigma_{b\epsilon\pi}}} = 2,17 * \sqrt[3]{\frac{70 \text{ N} \cdot \text{m}}{100 \text{ N}/\text{mm}^2}} = 2,17 * \sqrt[3]{\frac{70000 \text{ N} \cdot \text{mm}}{100 \text{ N}/\text{mm}^2}} \Rightarrow d_1 = 19,27 \text{ mm} \Rightarrow \\ \Rightarrow d_1 = 19 \text{ mm}$$

- Θέση Θ

Στην θέση Θ στερεώνεται η τροχαλία με σφήνα. Η παρουσία του σφηνόδρομου εξασθενεί την διάμετρο και πρέπει να ληφθεί υπ' όψιν σύμφωνα με τους

κανονισμούς. Στην θέση αυτή έχουμε καταπόνηση μόνο σε στρέψη, διότι σύμφωνα με το διάγραμμα καμπτικών ροπών, η ροπή κάμψεως στην θέση Θ είναι μηδέν. Την διάμετρο της ατράκτου στην θέση αυτή θα την υπολογίσουμε με βάση την επιτρεπόμενη τάση σε στρέψη, σύμφωνα με τον τύπο (2.5):

$$d_1 = 1,72 * \sqrt[3]{\frac{M_t}{\tau_{\epsilon\pi}}} = 1,72 * \sqrt[3]{\frac{93000 \text{ N*mm}}{50 \text{ N/mm}^2}} = 21,15 \text{ mm} \Rightarrow d_1 = 21 \text{ mm}$$

Για την εξασφάλιση της αντοχής θα αυξήσουμε την διάμετρο κατά το βάθος του σφηνόδρομου. Συνεπώς στην ευρεθείσα διάμετρο θα προσθέσουμε το βάθος t_1 του σφηνόδρομου και θα λάβουμε την τελική διάμετρο της ατράκτου για την θέση Θ. Ο σφήνας που παίρνουμε είναι τυποποιημένος και το βάθος του είναι $t_1 = 3,5 \text{ mm}$ βάση του Πίνακα σφηνών, ήτοι:

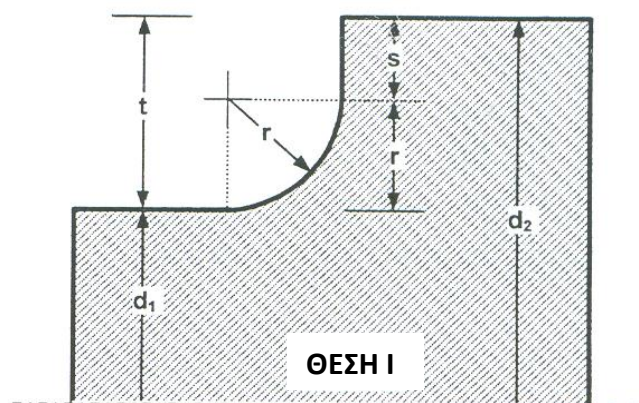
$$d_1 = 21 \text{ mm} + 3,5 \text{ mm} = 24,5 \text{ mm} \Rightarrow d_1 = 25 \text{ mm}$$

Συγκρίνουμε τις τιμές της διαμέτρου d_1 για τις θέσεις Θ και Ι και λαμβάνουμε την μεγαλύτερη τιμή ως κατάλληλη διάμετρο για το τμήμα Θ, Ι της ατράκτου, ήτοι:

$$d_1 = 25 \text{ mm}$$

B) Διάμετρος d_2

Το τμήμα ΙΛ στο οποίο είναι τοποθετημένο το τύμπανο της ατράκτου καταπονείται σε στρέψη και κάμψη, δηλαδή σε σύνθετη καταπόνηση με μέγιστες τιμές στην θέση Ι, ίδιες με αυτές του τμήματος ΘΙ. Συνεπώς δεν καταπονείται δυσμενέστερα από το τμήμα ΘΙ. Τούτο προκύπτει και από το γεγονός ότι στο μεσαίο τμήμα ΙΛ δεν ασκούνται καθόλου εξωτερικά φορτία εκτός από τις φυγόκεντρες δυνάμεις των λεπιδιών κοπής που αλληλοεξουδετερώνονται. Συμπεραίνουμε ότι πρέπει να τοποθετήσουμε ίδια διάμετρο με την d_1 . Επειδή στις θέσεις Ι και Λ έχουμε τα έδρανα στηρίξεως της ατράκτου, πρέπει να δημιουργήσουμε διαβαθμίσεις και να αυξήσουμε την διάμετρο.



Έστω ακτίνα καμπυλότητας r , και με λόγο $r/d=0,02$

$$r/d_1 = 0,02 \Rightarrow r = 0,02 * 25 = 0,5 \text{ mm}$$

Εάν θεωρήσουμε ότι απαιτείται ένα επίπεδο τμήμα ύψους s για την επαφή του εδράνου, όπως είναι το εσωτερικό δακτυλίδι ενός ρουλεμάν ή ο δακτύλιος τριβής ενός εδράνου ολισθήσεως, ανάλογα με τις απαιτήσεις πρέπει να καθορίσουμε ακριβώς το ύψος s .

Για λόγους στρογγυλοποίησης θα θέσουμε $s=2,5 \text{ mm}$, οπότε η συνολική διαβάθμιση θα έχει ύψος:

$$t = r + s = 0,5 \text{ mm} + 2,5 \text{ mm} = 3 \text{ mm}$$

Άρα η διάμετρος d_2 γίνεται:

$$d_2 = d_1 + 2 * t = 25 \text{ mm} + 2 * 3 \text{ mm} = 31 \text{ mm}$$

Την στρογγυλοποιούμε σε $d_2 = 30 \text{ mm}$

Γ) Διάμετρος d_3

Το τμήμα $\Lambda\Xi$ της ατράκτου δεν καταπονείται από αξιόλογες ροπές κάμψης και στρέψης καθόσον είναι το άκρο του άξονα μετά το έδρανο. Η ροπή στρέψης στην θέση Λ έχει τιμή $M_i=93 \text{ N}\cdot\text{m}$. Υπολογίζουμε την προσωρινή διάμετρο d_3 με βάση την επιτρεπόμενη τάση στρέψης. Στο τμήμα $\Lambda\Xi$ δεν ασκούνται καθόλου εξωτερικά φορτία, επομένως συμπεραίνουμε ότι πρέπει να τοποθετήσουμε ίδια διάμετρο με την d_1 . Επειδή στην θέση Λ είναι το έδρανο στηρίξεως της ατράκτου, πρέπει να δημιουργήσουμε διαβάθμιση και να αυξήσουμε την διάμετρο.

$$d_3 = d_1 + 2 * t = 25 \text{ mm} + 2 * 3 \text{ mm} \Rightarrow d_3 = 31 \text{ mm}$$

Την στρογγυλοποιούμε σε $d_3 = 30 \text{ mm}$

4.6 ΕΛΕΓΧΟΣ ΣΕ ΔΥΝΑΜΙΚΗ ΚΑΤΑΠΟΝΗΣΗ ΤΟΥ ΑΞΟΝΑ ΚΟΠΗΣ

4.6.1 Υπολογισμός των τάσεων στην θέση I, μέσες τάσεις και αποκλίσεις τάσεων

Α) Υπολογισμός των τάσεων στην θέση I

Το δυσμενέστερο σημείο είναι η θέση I, στην οποία όπως προαναφέραμε έχει σύνθετη καταπόνηση, εναλλασσόμενη κάμψη και επαναλαμβανόμενη στρέψη. Την θέση αυτή θα την ελέγξουμε σε δυναμική καταπόνηση. Η άτρακτος με τις διαβαθμίσεις και τις προσωρινές διαμέτρους φαίνεται στο Σχήμα 4.1.

- *Τάση κάμψεως.* Την τάση κάμψης θα την υπολογίσουμε με βάση την ροπή κάμψεως M_b και την ροπή αντιστάσεως σε κάμψη W_b , από τον τύπο (2.8):

$$\sigma_b = \frac{M_b}{W_b}$$

Για συμπαγή άτρακτο με κυκλική διατομή ισχύει: $W_b=0,1*d_2^3$. Με αντικατάσταση στον ανωτέρω τύπο βρίσκουμε:

$$\sigma_b = \frac{M_b}{0,1*d_2^3} = \frac{58170Nmm}{0,1*30^3mm^3} = 21,54 N/mm^2 \Rightarrow \sigma_b = 22 N/mm^2$$

- Τάση στρέψεως. Την τάση στρέψεως θα την υπολογίσουμε με βάση την ροπή στρέψεως M_t και την ροπή αντιστάσεως σε στρέψη W_t , από τον τύπο (2.9):

$$\tau = \frac{M_t}{W_t}$$

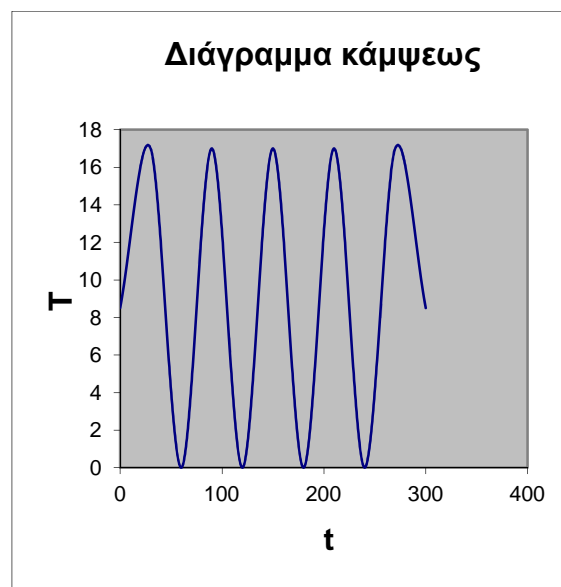
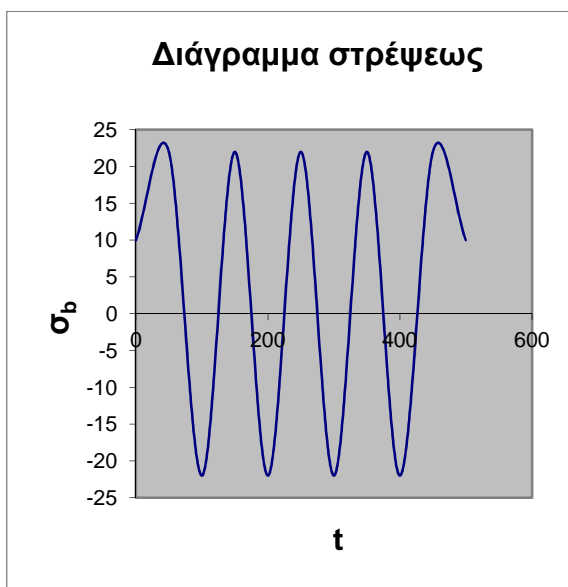
Για συμπαγή άτρακτο με κυκλική διατομή ισχύει: $W_t=0,2*d_2^3$. Άρα έχουμε:

$$\tau = \frac{M_t}{0,2*d_2^3} = \frac{93000Nm}{0,2*30^3*mm^3} = 17,22 N/mm^2 \Rightarrow \tau = 17 N/mm^2$$

B) Μέσες τάσεις και αποκλίσεις τάσεων

- Οι εγκάρσιες φορτίσεις που δέχεται η άτρακτος κατά την περιστροφή της, από θετικές γίνονται αρνητικές. Αυτό συμβαίνει συνέχεια, επομένως η κάμψη που δημιουργείται από τις φορτίσεις είναι εναλλασσόμενη.
- Το μηχάνημα εργάζεται μόνο στη μια διεύθυνση περιστροφής. Κατά το ξεκίνημα του μηχανήματος η άτρακτος έχει μικρές στροφές, αλλά κατά το έργο οι στροφές αυξάνονται, αυτό γίνεται συνέχεια. Παίρνουμε μια σταθερή τιμή στροφών της ατράκτου. Η περιστροφή της ατράκτου επαναλαμβάνεται συνέχεια κατά την εργασία, επομένως έχουμε επαναλαμβανόμενη στρέψη.

Η κάμψη είναι εναλλασσόμενη και η στρέψη επαναλαμβανόμενη, συνεπώς θα σχεδιάσουμε την μεταβολή της τάσης για κάθε περίπτωση, όπως δείχνουν τα παρακάτω διαγράμματα.



Παρατηρώντας την διακύμανση της τάσης στα διαγράμματα συμπεραίνουμε τα εξής:

- Για εναλλασσόμενη Κάμψη.
 - Μέση τάση: $\sigma_{bm} = \frac{\sigma_{bmax} + \sigma_{bmin}}{2} = \frac{22 - 22}{2} \Rightarrow \sigma_{bm} = 0$
 - Απόκλιση τάσης: $\sigma_{b\alpha} = \frac{\sigma_{bmax} - \sigma_{bmin}}{2} = \frac{22 - (-22)}{2} \Rightarrow \sigma_{b\alpha} = 22 \text{ N/mm}^2$
- Για επαναλαμβανόμενη στρέψη.
 - Μέση τάση: $\tau_m = \frac{\tau}{2} = \frac{17}{2} = 8,5 \text{ N/mm}^2$
 - Απόκλιση τάσης: $\tau_a = \frac{\tau}{2} = \frac{17}{2} = 8,5 \text{ N/mm}^2$

4.6.2 Συντελεστές μείωσης δυναμικής αντοχής, τιμές δυναμικής αντοχής σ_{AG} και τ_{AG}

1) Συντελεστές μείωσης δυναμικής αντοχής

A) Συντελεστής επιφανειακής κατάστασης α_{ob} και α_{ot}

Για μέση τραχύτητα $R = 6$ έως 8μ και $\sigma_B = 1100 \text{ N/mm}^2$ από το διάγραμμα του Σχήματος 1 του παραρτήματος προκύπτει ο συντελεστής α_{ob} για κάμψη, ενώ ο συντελεστής α_{ot} για στρέψη τον υπολογίζουμε από την κατάλληλη σχέση με βάση τον προηγούμενο συντελεστή της κάμψης. Το σ_B είναι το όριο θραύσης του χάλυβα 42CrMo4 και δίνεται στην πρώτη στήλη του Πίνακα 1 του παραρτήματος.

- Κάμψη: $\alpha_{ob} = 0,83$
- Στρέψη: $\alpha_{ot} = 0,575 * \alpha_{ob} + 0,425 = 0,575 * 0,83 + 0,425 = 0,9$

B) Συντελεστής μεγέθους α_{gb} και α_{gt}

Από το διάγραμμα του Σχήματος 2 του παραρτήματος, για διάμετρο άξονα $d_1 = 25 \text{ mm}$ προκύπτει:

- Κάμψη: $\alpha_{gb} = 0,86$
- Στρέψη: $\alpha_{gt} = 0,94$

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

Από το διάγραμμα του Σχήματος 3 του παραρτήματος, για $\frac{r}{d} = 0,02$ και $\frac{D}{d} = \frac{d_2}{d_1} = \frac{31}{25} = 1,24$ προκύπτει ο συντελεστής β_{kb} για κάμψη, ενώ από το διάγραμμα του Σχήματος 4 του παραρτήματος, προκύπτει ο συντελεστής β_{kt} για στρέψη.

- Κάμψη: $\beta_{kb} = 1,6$
- Στρέψη: $\beta_{kt} = 1,5$

2) Τιμές δυναμικής αντοχής σ_{AG} και τ_{AG}

Για να υπολογίσουμε την ισοδύναμη τάση αποκλίσεως απαιτείται να βρεθούν οι επιτρεπόμενες τιμές δυναμικής αντοχής σ_{AG} και τ_{AG} . 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 $\sigma_A = \sigma_{sch}/2$ και $\tau_A = \tau_{sch}/2$.
- Για στατική καταπόνηση τίθεται $\sigma_A = \sigma_s$ και $\tau_A = \tau_s$.

Τιμή σ_{AG} . Σύμφωνα με τα ανωτέρω η επιτρεπόμενη τιμή σ_{AG} υπολογίζεται για $\sigma_A = \sigma_w = 530 \text{ N/mm}^2$, από τον τύπο (2.10):

$$\sigma_{AG} = \frac{\alpha_{ob} * \alpha_{gb}}{\beta_{kb}} * \sigma_A = \frac{0,83 * 0,86}{1,6} * 530 = 236,44 \text{ N/mm}^2 \Rightarrow \sigma_{AG} \approx 236 \text{ N/mm}^2$$

Τιμή τ_{AG} . Κατά τον ίδιο τρόπο η επιτρεπόμενη τιμή τ_{AG} υπολογίζεται για $\tau_A = \tau_{sch}/2 = 630/2 = 315 \text{ N/mm}^2$, χρησιμοποιώντας τον τύπο (2.11):

$$\tau_{AG} = \frac{\alpha_{ot} * \alpha_{gt}}{\beta_{kt}} * \tau_A = \frac{0,9 * 0,94}{1,5} * 315 = 177,66 \text{ N/mm}^2 \Rightarrow \tau_{AG} = 178 \text{ N/mm}^2$$

4.6.3 Υπολογισμός ισοδύναμων τάσεων

Επειδή έχουμε σύνθετη καταπόνηση σε κάμψη και στρέψη, είναι απαραίτητος ο υπολογισμός των ισοδύναμων τάσεων, δηλαδή της ισοδύναμης μέσης τάσης σ_{vm} και της ισοδύναμης τάσης αποκλίσεως $\sigma_{v\alpha}$, με εφαρμογή των τύπων (2.12) και (2.13):

- Ισοδύναμη μέση τάση:

$$\sigma_{vm} = \sqrt{\sigma_{bm}^2 + \left(\frac{\sigma_{bs}}{\tau_s}\right)^2 * \tau_m^2} = \sqrt{0 + \left(\frac{1250 \text{ N/mm}^2}{630 \text{ N/mm}^2}\right)^2 * \left(8,5 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}\right)^2} \Rightarrow$$

$$\sigma_{vm} = \sqrt{284,43} \Rightarrow$$

$$\sigma_{vm} = 16,86 \text{ N/mm}^2 \Rightarrow \sigma_{vm} = 17 \text{ N/mm}^2$$

- Ισοδύναμη τάση αποκλίσεως:

$$\sigma_{v\alpha} = \sqrt{\sigma_{ba}^2 + \left(\frac{\sigma_{AG}}{\tau_{AG}}\right)^2 * \tau_a^2} = \sqrt{22^2 + \left(\frac{236 \text{ N/mm}^2}{178 \text{ N/mm}^2}\right)^2 * \left(8,5 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}\right)^2} \Rightarrow$$

$$\sigma_{v\alpha} = \sqrt{611} \Rightarrow$$

$$\sigma_{v\alpha} = 24,7 \text{ N/mm}^2 \Rightarrow \sigma_{v\alpha} = 25 \text{ N/mm}^2$$

4.6.4 Έλεγχος σε δυναμική αντοχή

Από το διάγραμμα 'Smith' για κάμψη και για μέση τάση $\sigma_{vm} = 17 \text{ N/mm}^2$ βρίσκουμε την δυναμική αντοχή $\sigma'_A = 520 \text{ N/mm}^2$. Στη 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 από τον τύπο (2.14) είναι:

$$\sigma'_{NA} = \frac{\alpha_{ob} * \alpha_{gb}}{\beta_{kb}} * \sigma'_A = \frac{0,83 * 0,86}{1,6} * 520 = 231,98 \text{ N/mm}^2 \Rightarrow \sigma'_{NA} = 232 \text{ N/mm}^2$$

Τον συντελεστή ασφαλείας της ατράκτου τον υπολογίζουμε από την σχέση (2.15):

$$N = \frac{\sigma'_{NA}}{\sigma_{va}} = \frac{232}{25} = 9,28$$

Για τις συνήθεις περιπτώσεις ατράκτων ο συντελεστής ασφαλείας λαμβάνεται 2 έως 3, άρα η ευρεθείσα τιμή $N=9,28$ είναι πλήρως ικανοποιητική. Επομένως, οι τιμές των διαμέτρων της ατράκτου που υπολογίσαμε μπορούμε να τις θεωρήσουμε οριστικές, εφόσον εξασφαλίζουν την αντοχή σε δυναμική καταπόνηση.

4.7 ΥΠΟΛΟΓΙΣΜΟΣ ΕΔΡΑΝΩΝ ΟΛΙΣΘΗΣΕΩΣ

Τα έδρανα που θα χρησιμοποιήσουμε στον άξονα κοπής του καταστροφέα είναι έδρανα ολίσθησης (κουζινέτα).

Για γεωργικά μηχανήματα χρησιμοποιούνται έδρανα από χυτοσίδηρο GG25 και από υλικά κonioμεταλλουργίας κατά DIN 1691.

Θα επιλέξουμε το GG25, το οποίο έχει τα παρακάτω στοιχεία αντοχής:

- Όριο σύνθλιψης από τον Πίνακα 12–3 σελίδας 325 του βιβλίου Στοιχεία Μηχανών I: $\sigma_{dF} = 800 \dots 900 \text{ N/mm}^2$
- Επιτρεπόμενη μέση πίεση επιφάνειας από τον Πίνακα 12–3 σελίδας 325 του βιβλίου Στοιχεία Μηχανών I: $p_{επ} = 7 \text{ N/mm}^2$

Μεταξύ των δύο εδράνων εκείνο που έχει την μεγαλύτερη δύναμη είναι το έδρανο στην θέση I με τιμή $F_5 = 874 \text{ N}$.

Στην συνέχεια θέτουμε την διάμετρο του στροφέα ίση με την διάμετρο του άκρου του άξονα, δηλαδή $d = d_2 = d_3 = 30 \text{ mm}$.

Το πλάτος του εδράνου υπολογίζεται μέσω του λόγου b/d για τον οποίο ισχύει η προσεγγιστική σχέση:

$$\frac{b}{d} = 0,5 \text{ έως } 1$$

Λαμβάνοντας τον λόγο αυτόν με την ανώτερη τιμή έχουμε το πλάτος b ως εξής:

$$b = d * 1 = 30 * 1 = 30 \text{ mm} \Rightarrow b = 30 \text{ mm}$$

4.7.1 Διάκενο εδράνου (χάρη), έλεγχος σε πίεση επιφάνειας, σχετικό διάκενο

A) Διάκενο εδράνου (χάρη)

Το απαιτούμενο διάκενο του εδράνου, δηλαδή η χάρη μεταξύ στροφέα και τριβέα πρέπει να είναι τέτοια ώστε να επιτρέπει την σωστή κυκλοφορία λαδιού για την λίπανση του εδράνου. Το διάκενο αυτό το υπολογίζουμε προσεγγιστικά με την παρακάτω σχέση, λαμβάνοντας μια ενδιάμεση τιμή:

$$S = D - d = (1 \text{ έως } 1,5) * \frac{d}{1000} = 1,5 * \frac{d}{1000} = 1,5 * \frac{30}{1000} = 0,0450 \text{ mm} \approx 0,045 \text{ mm}$$

Θα πάρουμε προς το παρόν την τιμή $S=40\mu\text{m}$ και πιο κάτω θα διορθώσουμε την χάρη σε άλλη σωστότερη τιμή.

B) Έλεγχος σε πίεση επιφάνειας

Το έδρανο καταπονείται σε πίεση επιφάνειας λόγω του ενεργούντος εγκάρσιου φορτίου. Για την εξασφάλιση της αντοχής και την αποφυγή πρόωρης φθοράς του εδράνου πρέπει η υπάρχουσα μέση πίεση επιφάνειας να είναι μικρότερη της επιτρεπόμενης, ήτοι:

$$p_m = \frac{F}{d*b} = \frac{874 \text{ N}}{30 \text{ mm} * 30 \text{ mm}} = 0,971 \text{ N/mm}^2$$

Πράγματι ισχύει:

$$p_m = 0,971 \text{ N/mm}^2 < p_{m,\varepsilon\pi} = 7 \text{ N/mm}^2$$

Ελέγχουμε τη μέγιστη πίεση λειτουργίας p_{max} και πρέπει να είναι μικρότερη από το όριο σύνθλιψης σ_{dF} του υλικού του τριβέα, ήτοι:

$$p_{max} \approx 6 * p_m = 6 * 0,971 = 5,826 \text{ N/mm}^2 < \sigma_{dF} = 800 \text{ N/mm}^2$$

Μετά από αυτούς τους ελέγχους διαπιστώνουμε ότι το έδρανο λειτουργεί καλώς ως προς την ανάληψη των φορτίων.

Γ) Σχετικό διάκενο

Το σχετικό διάκενο ψ είναι ο λόγος της χάρης προς την διάμετρο του στροφέα και το υπολογίζουμε με τον τύπο:

$$\psi = \frac{D-d}{d} = \frac{0,045}{30} = 1,5 * 10^{-3}$$

Η χάρη $S=D-d=0,045 \text{ mm}$ την έχουμε υπολογίσει προσεγγιστικά μέχρι στιγμής, η τιμή του διακένου που βρήκαμε είναι και αυτή προσεγγιστική. Παράλληλα το σχετικό διάκενο συσχετίζεται με την περιφερειακή ταχύτητα του εδράνου και με την υπάρχουσα μέση πίεση επιφάνειας, όπως φαίνεται στο διάγραμμα του Σχήματος 12–5 σελίδας 326 του βιβλίου Στοιχεία Μηχανών Ι.

Η περιφερειακή ταχύτητα ή ταχύτητα ολίσθησης του εδράνου την υπολογίζουμε με την σχέση:

$$u = \frac{\pi \cdot d \cdot n_2}{60000} = \frac{\pi \cdot 30 \cdot 2300}{60000} = 3,61 \text{ m/sec}$$

Συνδυάζοντας την μέση πίεση επιφάνειας $p_m = 0,971 \text{ N/mm}^2$ και την περιφερειακή ταχύτητα $u = 3,61 \text{ m/sec}$, λαμβάνουμε από το διάγραμμα ότι το σχετικό διάκενο πρέπει να είναι περίπου:

$$\psi = 1,43 \cdot 10^{-3}$$

Τελικά, η παραπάνω τιμή του σχετικού διακένου θα διορθωθεί, ώστε να συμβιβάζεται με την κατάλληλη τυποποιημένη κλάση συναρμογής του εδράνου που θα επιλέξουμε.

4.7.2 Επιλογή τυποποιημένης συναρμογής εδράνου

Γνωρίζοντας το σχετικό διάκενο ψ , επιλέγουμε την κατάλληλη συναρμογή του εδράνου από το Σχήμα 12-6 σελίδας 327 του βιβλίου Στοιχεία Μηχανών Ι, για διάμετρο $d = 30 \text{ mm}$ και $\psi = 1,43 \cdot 10^{-3} \text{ mm}$ προκύπτει η συναρμογή H6/f6.

Βρίσκουμε τις αποκλίσεις του πεδίου ανοχών άξονα και οπής από τον Πίνακα 2-8 σελίδας 62 του βιβλίου Στοιχεία Μηχανών Ι:

$$\mathbf{H6} \begin{bmatrix} +13 \\ 0 \end{bmatrix} \text{ και } \mathbf{f6} \begin{bmatrix} -20 \\ -33 \end{bmatrix}$$

Την μέγιστη και την ελάχιστη χάρη θα την υπολογίσουμε ως εξής:

- Μέγιστη χάρη: $S_0 = +13 - (-33) = 46 \mu\text{m}$
- Ελάχιστη χάρη: $S_u = 0 - (-20) = 20 \mu\text{m}$

Για τον υπολογισμό του πραγματικού σχετικού διακένου μας ενδιαφέρει η μέση χάρη της συναρμογής, η οποία είναι:

$$S_m = \frac{S_0 + S_u}{2} = \frac{46 + 20}{2} = 33 \mu\text{m}$$

Άρα το πραγματικό σχετικό διάκενο είναι:

$$\psi = \frac{S_m}{d} = \frac{0,033 \text{ mm}}{30 \text{ mm}} = 11 \cdot 10^{-4}$$

4.7.3 Αριθμός Sommerfeld

Ο αριθμός Sommerfeld είναι ένας αδιάστατος αριθμός, ο οποίος σχετίζεται με την δυναμική συμπεριφορά της λίπανσης, δηλαδή χαρακτηρίζει τις συνθήκες ροής του λιπαντικού στο διάκενο μεταξύ στροφέα και τριβέα. Επειδή δεν έχουμε επιλέξει λιπαντικό και δεν είναι γνωστό το ιξώδες του, θα υπολογίσουμε τον αριθμό Sommerfeld με την βοήθεια του διαγράμματος του Σχήματος 12-10 σελίδας 333 του βιβλίου Στοιχεία Μηχανών Ι, συναρτήσει του λόγου b/d και του πραγματικού σχετικού πάχους λιπαντικού δ , το οποίο σχηματίζεται μέσα στο διάκενο μεταξύ στροφέα και τριβέα κατά την λειτουργία του εδράνου.

Το μικρότερο πάχος λιπαντικού h_0 που θα σχηματιστεί στο στενότερο σημείο του διακένου, λόγω της προκύπτουσας εκκεντρότητας μεταξύ ατράκτου και οπής, και

κατά την λειτουργία του εδράνου σε συνθήκες υγράς τριβής, το υπολογίζουμε αρχικά από τον προσεγγιστικό τύπο:

$$h_o \leq \frac{\psi \cdot d}{7} = \frac{11 \cdot 10^{-4} \cdot 30}{7} = \mathbf{0,0047 \text{ mm}}$$

Θα υπολογίσουμε το σχετικό πάχος λιπαντικού δ με τον τύπο:

$$\delta = \frac{2 \cdot h_o}{\psi \cdot d} = \frac{2 \cdot 0,0047 \text{ mm}}{11 \cdot 10^{-4} \cdot 30 \text{ mm}} = \mathbf{0,285}$$

Γνωρίζοντας τον λόγο $b/d = 30/30 = 1$ και το σχετικό πάχος λιπαντικού $\delta = 0,285$ προκύπτει ο αριθμός Sommerfeld με βάση το διάγραμμα του Σχήματος 12–10 σελίδας 333 του βιβλίου Στοιχεία Μηχανών I:

$$S_0 = 2,2$$

Αφού προσδιορίσουμε τον αριθμό Sommerfeld μπορούμε να υπολογίσουμε ακριβέστερα το μικρότερο πραγματικό και σχετικό πάχος λιπαντικού, ως εξής:

- Μικρότερο πραγματικό πάχος λιπαντικού:

$$h_o = \frac{\psi \cdot d}{2 + 2,5 \cdot S_0} = \frac{11 \cdot 10^{-4} \cdot 30 \text{ mm}}{2 + 2,5 \cdot 2,2} = \mathbf{0,0044 \text{ mm}}$$

- Σχετικό πάχος λιπαντικού:

$$\delta = \frac{2 \cdot h_o}{\psi \cdot d} = \frac{2 \cdot 0,0044 \text{ mm}}{11 \cdot 10^{-4} \cdot 30 \text{ mm}} = \mathbf{0,267}$$

Ελέγχουμε το σχετικό πάχος λιπαντικού δ και πρέπει να βρίσκεται μεταξύ ορισμένων ορίων καλής λειτουργίας και πρέπει να ισχύει:

$$\mathbf{0,04 < \delta < 0,4 \Rightarrow 0,04 < 0,267 < 0,4}$$

4.7.4 Ιξώδες λιπαντικού

Το απαιτούμενο δυναμικό ιξώδες η του λιπαντικού που θα χρησιμοποιήσουμε για την λίπανση του εδράνου υπολογίζεται με την εξίσωση του Sommerfeld, ως εξής:

$$\eta = 10^7 \cdot \frac{p_m \cdot \psi^2}{S_0 \cdot n_2} = 10^7 \cdot \frac{0,971 \text{ N/mm}^2 \cdot (11 \cdot 10^{-4})^2}{2 \cdot 2300 \text{ rpm}} = \mathbf{0,0026 \text{ Pa} \cdot \text{sec} \Rightarrow}$$

$$\Rightarrow \eta = 2,6 \text{ mPa} \cdot \text{sec} \Rightarrow \eta = 2,6 \text{ cPoise}$$

Γνωρίζοντας το ιξώδες μπορούμε να επιλέξουμε έναν τύπο λιπαντικού από το διάγραμμα του Σχήματος 12–8 σελίδας 331 του βιβλίου Στοιχεία Μηχανών I. Εάν θεωρήσουμε μια μέση θερμοκρασία εδράνου κατά την διάρκεια της κανονικής λειτουργίας $\theta = 50^\circ\text{C}$ και λάβουμε υπ' όψιν την υπολογισθείσα τιμή ιξώδους $\eta = 2,6 \text{ mPa} \cdot \text{sec}$, από το διάγραμμα αυτό προκύπτει ότι το κατάλληλο λιπαντικό είναι λάδι ISO VG 3.

4.7.5 Μεταβατικός αριθμός στροφών

Η διάρκεια ζωής ενός εδράνου ολισθήσεως εξαρτάται από την εξασφάλιση υγρής τριβής μεταξύ στροφέα και τριβέα. Όμως κατά το ξεκίνημα της περιστροφής του στροφέα γίνεται μετάβαση από την ημιυγρά στην υγρά τριβή. Η μετάβαση αυτή πραγματοποιείται σε κάποιον αριθμό στροφών, ενώ κατά την κανονική λειτουργία ο αριθμός στροφών πρέπει να διατηρείται σε σημαντικά υψηλό επίπεδο, που προσδιορίζεται εμπειρικά με βάση την ταχύτητα ολίσθησης και τουλάχιστον 2,5 έως 3 φορές υψηλότερα.

Τον μεταβατικό αριθμό στροφών n_{ii} από την ημιυγρά στην υγρά τριβή τον υπολογίζουμε από τον τύπο:

$$n_{ii} \approx 130 * \frac{p_m}{\eta * d * C_u} = 130 * \frac{0,971 \text{ N/mm}^2}{0,0026 * 30 \text{ mm} * 6} = 269,7 \text{ rpm}$$

C_u σταθερά που εξαρτάται από τις διαστάσεις, το είδος του υλικού του εδράνου. Παίρνουμε για περίπτωση προσεγγμένων και στρωμένων εδράνων $C_u = 6$.

Κατόπιν αυτού συμπεραίνουμε ότι το έδρανο λειτουργεί με ασφάλεια στην υγρά τριβή, εφόσον οι στροφές του άξονα είναι $2300 \text{ rpm} > 269,7 \text{ rpm}$.

4.7.6 Συντελεστής τριβής εδράνου

Ο συντελεστής τριβής μ του εδράνου κατά την κανονική λειτουργία σε συνθήκες υγρής τριβής τον υπολογίζουμε από τον παρακάτω τύπο, για $S_0 > 1$. Έχω $S_0 = 2$, άρα:

$$\mu = \frac{3 * \psi}{\sqrt{S_0}} = \frac{3 * 11 * 10^{-4}}{\sqrt{2}} = 0,002$$

4.7.7 Αναγκαία ποσότητα λιπαντικού

Η αναγκαία ποσότητα λιπαντικού λαδιού Q , η οποία πρέπει να διοχετευτεί για την σωστή λίπανση του εδράνου, την υπολογίζουμε από τον τύπο:

$$Q = 3 * 10^{-4} * d^2 * b * n_2 * \psi = 3 * 10^{-4} * (3 \text{ cm})^2 * 3 \text{ cm} * 2300 \text{ rpm} * 11 * 10^{-4} = 0,02 \text{ lit/min}$$

4.7.8 Θερμοκρασία εδράνου

Στην κανονική λειτουργία το έδρανο θερμαίνεται λόγω της υπάρχουσας τριβής στις επιφάνειες ολίσθησης. Η θερμότητα που παράγεται την υπολογίζουμε με βάση τον συντελεστή τριβής, ως εξής:

$$P_R = F * \mu * u = 874 \text{ N} * 0,002 * 3,61 \text{ m/sec} = 6,31 \text{ Watt}$$

Εάν η θερμοκρασία αυτή δεν απάγεται επαρκώς τότε το έδρανο υπερθερμαίνεται και καταστρέφεται σύντομα. Για τον λόγο αυτό ελέγχουμε την άνοδο της θερμοκρασίας του και εάν απαιτηθεί να τοποθετήσουμε σύστημα ψύξης. Η αποβολή της θερμότητας στο περιβάλλον γίνεται από την επιφάνεια (ή το κέλυφος) του εδράνου και από την ίδια την άτρακτο. Εάν θεωρήσουμε ότι έχουμε ένα ενσωματωμένο έδρανο, τότε οι

επιφάνειες που συμμετέχουν στην αποβολή θερμότητας υπολογίζονται προσεγγιστικά, ως εξής:

- Επιφάνεια εδράνου $A_1 = (15 \text{ έως } 25) * d * b$.
 $A_1 \approx 20 * 30 * 30 = 18000 \text{ mm}^2 = 0,018 \text{ m}^2$
- Επιφάνεια ατράκτου: $A_2 = 0,25 * A_1 = 0,25 * 0,018 = 0,0045 \text{ m}^2$
- Συνολική επιφάνεια ψύξης: $A = A_1 + A_2 = 0,018 + 0,0045 = 0,0225 \text{ m}^2$

Η άνοδος της θερμοκρασίας του εδράνου για λειτουργία σε χώρο με θερμοκρασία αέρα 20°C , την υπολογίζουμε με τον τύπο:

$$\theta = \frac{P_R}{\alpha * A} + \theta_0 = \frac{6,31 \text{ Watt}}{20 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C}} * 0,0225 \text{ m}^2} + 20^\circ\text{C} = 34^\circ\text{C}$$

Θέτουμε συντελεστή μεταφοράς θερμότητας $\alpha = 20 \text{ W/m}^2 \cdot ^\circ\text{C}$ για αέρα που κινείται ελεύθερα. Η θερμοκρασία που υπολογίσαμε είναι μέσα στα επιτρεπτά όρια ($\theta \leq 70 \dots 90^\circ\text{C}$), επομένως δεν χρειάζεται ψύξη του εδράνου.

Το ίδιο έδρανο θα χρησιμοποιήσουμε και στην θέση Λ με

$$d = 30 \text{ mm}.$$

4.8 ΥΠΟΛΟΓΙΣΜΟΣ ΣΦΗΝΑ

Στην θέση Θ θα κάνουμε έλεγχο σε πίεση επιφάνειας σύμφωνα με την σχέση (2.19):

$$p = \frac{4 * T}{d * h * l_1} \leq p_{\text{επ}}$$

όπου $T = M_t = 93 \text{ N} * m$ η ροπή στρέψης στην θέση της τροχαλίας.

Για διάμετρο ατράκτου $d = 25 \text{ mm}$ και οδηγό σφήνα από τον Πίνακα 9–1 σελίδας 217 του βιβλίου Στοιχεία Μηχανών Ι λαμβάνουμε σφήνα $b \times h$, με $b = 8 \text{ mm}$ $h = 7 \text{ mm}$ και βάθος σφηνόδρομου στην άτρακτο $t_1 = 4 \text{ mm}$.

Για υλικό ατράκτου χάλυβας 42CrMo4 λαμβάνουμε από τον Πίνακα 9–2 σελίδας 218 του βιβλίου Στοιχεία Μηχανών Ι μήκος πλήμνης l (με πλήμνη από χάλυβα και οδηγό σφήνα) ως εξής:

$$l = (1,6 \div 1,8) * d$$

$$l = (1,6 \div 1,8) * d = (1,6 \div 1,8) * 30 \text{ mm} = 48 \div 54 \text{ mm}$$

Ο σφήνας θα κατασκευαστεί από σκληρυμένο χάλυβα και η τροχαλία από χυτοσίδηρο. Μεταξύ των τριών υλικών που πιέζονται στην θέση του σφήνα, δηλαδή του άξονα, του σφήνα και της τροχαλίας, το ασθενέστερο είναι η τροχαλία. Συνεπώς, για χυτοσίδηρο λαμβάνουμε από τον Πίνακα 9–3 σελίδας 220 του βιβλίου Στοιχεία Μηχανών Ι επιτρεπόμενη πίεση επιφάνειας $p_{\text{επ}} = 70 \text{ N/mm}^2$.

Από την σχέση (2.19) της πίεσης επιφάνειας θα υπολογίσουμε το φέρον μήκος του οδηγού σφήνα.

Επειδή έχουμε πλήμνη $l = 48 \div 54 \text{ mm}$ μπορούμε να δεχθούμε:

- Πλήμνη $l = 51 \text{ mm}$
- Σφήνα $l_1 = 51 \text{ mm}$

Ενεργό μήκος σφήνα $l_n = l_1 - b = 51 \text{ mm} - 8 \text{ mm} = 43 \text{ mm}$

- Έλεγχος σε πίεση επιφάνειας

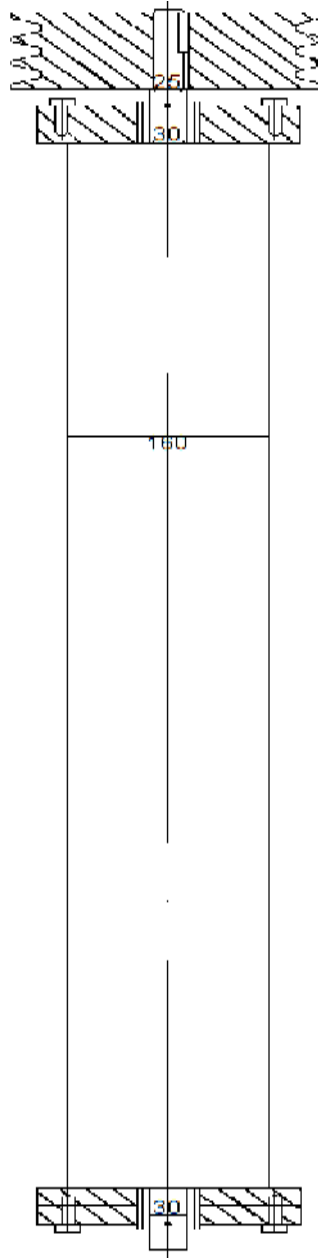
Κάνουμε έλεγχο σε πίεση επιφάνειας σύμφωνα με τον τύπο (2.19), έχουμε:

$$p = \frac{4 * T}{d * h * l_1} = \frac{4 * 93000 \text{ N} * \text{mm}}{30 \text{ mm} * 7 \text{ mm} * 43 \text{ mm}} = 41,2 \text{ N/mm}^2 < p_{\varepsilon\pi} = 70 \text{ N/mm}^2$$

Επειδή το p είναι μικρότερο από το $p_{\varepsilon\pi}$ δεν απαιτείται έλεγχος αντοχής του σφήνα σε διάτμηση.

4.9 ΣΧΕΔΙΟ ΤΟΥ ΑΞΟΝΑ ΚΟΠΗΣ

Στο παρακάτω σχέδιο φαίνεται ο άξονας κοπής του καταστροφέα, καθώς επίσης η μικρή τροχαλία, τα έδρανα ολισθήσεως και το τύμπανο.



ΒΙΒΛΙΟΓΡΑΦΙΑ

1. Αυγερινού Γιάννη, Στοιχεία Μηχανών, Τόμος 2, Εκδοτικός Οργανισμός Γρηγόρη Φουντά.
2. Βελαώρα Ιωάννη Χ., Στοιχεία Μηχανών, Επίτομο, Εκδόσεις ΙΩΝ, Αθήνα, 1991.
3. Βελαώρα Ιωάννη Χ., Στοιχεία Μηχανών, Τόμος Β', Εκδόσεις ΙΩΝ, Αθήνα, 1991.
4. Γιαννόπουλος Ανδρέας, Στοιχεία Μηχανών Ι, Σημειώσεις, Πάτρα, 2010.
5. Στεργίου Ιωάννης Κ., Στεργίου Κωνσταντίνος Ι., Στοιχεία Μηχανών Ι, ΣΥΓΧΡΟΝΗ ΕΚΔΟΤΙΚΗ, Αθήνα, 2003.
6. Στεργίου Ιωάννης Κ., Στεργίου Κωνσταντίνος Ι., Στοιχεία Μηχανών ΙΙ, ΣΥΓΧΡΟΝΗ ΕΚΔΟΤΙΚΗ, Αθήνα, 2002.
7. Τζιβανόπουλου Α. Κυριάκου, Γεωργικά Μηχανήματα, Α' Έκδοση 1978, Αθήνα 1998, Ίδρυμα Ευγενίδου 1954
8. Φρυδάκης Μιχάλης, Στοιχεία Μηχανών ΙΙ, ΣΥΓΧΡΟΝΗ ΕΚΔΟΤΙΚΗ, Αθήνα, 2003.
9. Φρυδάκης Μιχάλης, Στοιχεία Μηχανών ΙΙΙ, ΣΥΓΧΡΟΝΗ ΕΚΔΟΤΙΚΗ, Αθήνα, 2003.
10. G. Niemann, Στοιχεία Μηχανών, Τόμος 2, Εκδοτικός Οργανισμός Γρηγόρη Φούντα.
11. <http://www.agroenos.com/manuals>.
12. <http://www.agroenos.com/produits/maschiokat>.
13. http://www.arapoglou-agros.gr/katastrofeas_mini.htm.
14. <http://www.agroenos.com/produits/rtmaschio>.
15. <http://www.arcadiaterra.gr>

ΠΑΡΑΡΤΗΜΑ

ΠΙΝΑΚΑΣ 1: Τιμές δυναμικής αντοχής χαλύβων

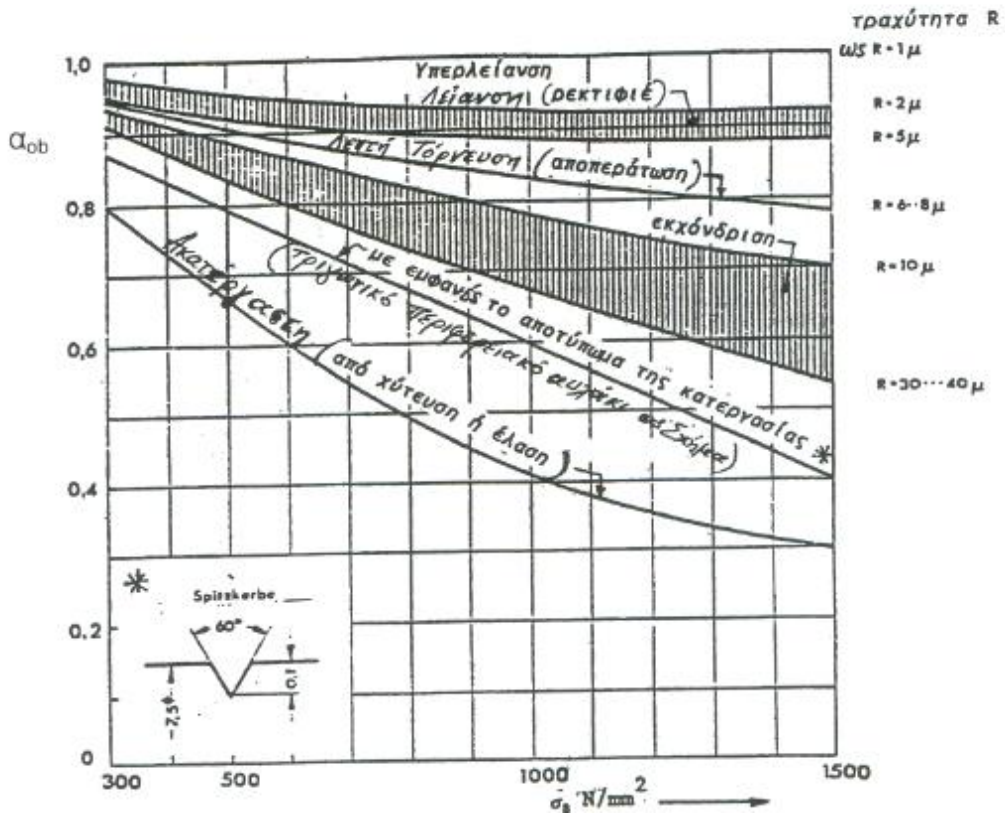
ΕΙΔΟΣ ΥΛΙΚΟΥ	ΕΦΕΛΚΥΣΜΟΣ-ΘΛΙΨΗ				ΚΑΜΨΗ			ΣΤΡΕΨΗ			
	σ_B	σ_s	σ_{sch}	σ_w	σ_{bs}	σ_{bsch}	σ_{bw}	T_B	T_s	T_{sch}	T_w
	N/mm ²	N/mm ²	N/mm ²	N/mm ²	N/mm ²	N/mm ²	N/mm ²	N/mm ²	N/mm ²	N/mm ²	N/mm ²
ΧΑΛΥΒΕΣ, DIN 17100											
St 34	340	210	210	160	290	290	190	200	150	150	130
St 37	370	240	240	180	340	340	200	220	170	170	140
St 42	420	260	260	190	360	360	220	250	180	180	150
St 50	500	300	300	230	420	420	260	300	210	210	180
St 52-3	520	360	360	240	500	470	270				
St 60	600	340	340	270	470	470	300	360	230	230	210
St 70	700	370	370	320	520	520	340	420	260	260	240
ΣΚΛΗΡΥΜΕΝΟΙ ΧΑΛΥΒΕΣ, DIN 17200											
C22, Ck22	550	360	360	250	500	480	280	300	250	250	190
C35, Ck35	650	420	420	300	590	570	330	330	300	300	230
C45, Ck45	750	480	480	340	670	630	370	360	340	340	260
C60, Ck60	850	570	570	380	800	700	410	420	400	400	280
40Mn4	900	650	650	400	900	730	430	-	450	450	300
30Mn5	900	650	650	400	900	730	430	-	450	450	300
25CrMo4	900	650	650	400	900	730	350	-	450	450	300
37MnSi5	1000	800	770	450	1100	830	480	-	550	550	330
34Cr4	1000	800	770	450	1100	830	480	-	550	550	330
41Cr4	1000	800	770	450	1100	830	480	-	550	550	330
34CrMo4	1000	800	770	450	1100	830	480	-	550	550	330
42MnV7	1100	900	860	500	1250	920	530	-	630	630	370
42CrMo4	1100	900	860	500	1250	920	530	-	630	630	370
36CrNiMo4	1100	900	860	500	1250	920	530	-	630	630	370
50CrMo4	1100	900	860	500	1250	920	530	-	630	630	370
34CrNiMo6	1100	900	860	500	1250	920	530	-	630	630	370
30CrMoV9	1250	1050	980	570	1450	1040	600	-	730	730	410
30CrNiMo8	1250	1050	980	570	1450	1040	600	-	730	730	410
ΣΚΛΗΡΥΜΕΝΟΙ ΧΑΛΥΒΕΣ, DIN 17210											
C10, Ck10	420	250	250	190	350	350	220	250	180	180	150
C15, Ck15	500	300	300	230	420	420	270	300	210	210	180
15Cr3	600	400	400	270	560	530	300	360	280	280	210
16MnCr5	800	600	600	360	850	670	390	480	430	430	270
15CrNi6	900	650	650	400	900	740	430	540	450	450	300
20MnCr5	1000	700	700	450	980	810	470	600	490	490	340
18CrNi8	1200	800	800	550	1100	1000	580	720	550	550	410
ΧΥΤΟΧΑΛΥΒΕΣ, DIN 1681											
GS-38.3	380	180	180	150	260	260	190	230	110	110	110
GS-45.3	450	220	220	180	300	300	230	270	130	130	130
GS-52.3	520	250	250	210	350	350	260	310	150	150	150
GS-60.3	600	360	360	240	500	500	300	360	210	210	170
ΧΥΤΟΣΙΔΗΡΟΙ, DIN 1691											
GG-15	150	-	-	40	-	120	70	150	-	80	60
GG-20	200	-	80	60	-	160	100	200	-	110	80
GG-25	250	-	90	70	-	200	130	250	-	150	110
GG-30	300	-	120	80	-	240	150	300	-	180	130
GG-35	350	-	140	90	-	280	180	350	-	210	150
GG-40	400	-	160	100	-	320	200	400	-	240	170
ΧΥΤΟΣΙΔΗΡΟΙ, DIN 1693											
GGG-38	380	250	200	130	300	300	190	-	200	170	100
GGG-42	420	280	230	150	400	360	210	-	230	200	120
GGG-50	500	350	260	180	500	430	250	-	300	260	150
GGG-60	600	420	310	210	600	520	300	-	350	290	170
GGG-70	700	500	380	250	700	600	350	-	400	350	200
ΧΑΛΥΒΕΣ ΕΛΑΤΗΡΙΩΝ, DIN 17221											
38Si6	1200	1050	-	-	-	-	550	-	-	-	350
47Si7	1300	1100	-	-	-	-	600	-	-	-	380
55Si7	1300	1100	-	-	-	-	620	-	-	-	400
65Si7	1350	1150	-	-	-	-	700	-	-	-	450
50CrV4	1350	1200	-	-	-	-	750	-	-	-	480

Επεξήγηση συμβόλων:

Όριο θραύσης σε εφελκυσμό (σ_B), σε στρέψη (T_B). Όριο ροής σε εφελκυσμό-θλίψη (σ_s), σε κάμψη (σ_{bs}), σε στρέψη (T_s). Όριο αντοχής για επαναλαμβανόμενη καταπόνηση σε εφελκυσμό-θλίψη (σ_{sch}), σε κάμψη (σ_{bsch}), σε στρέψη (T_{sch}). Όριο αντοχής για εναλλασσόμενη καταπόνηση σε εφελκυσμό-θλίψη (σ_w), σε κάμψη (σ_{bw}), σε στρέψη (T_w).

Συντελεστής επιφανειακής κατάστασης α_{ob}

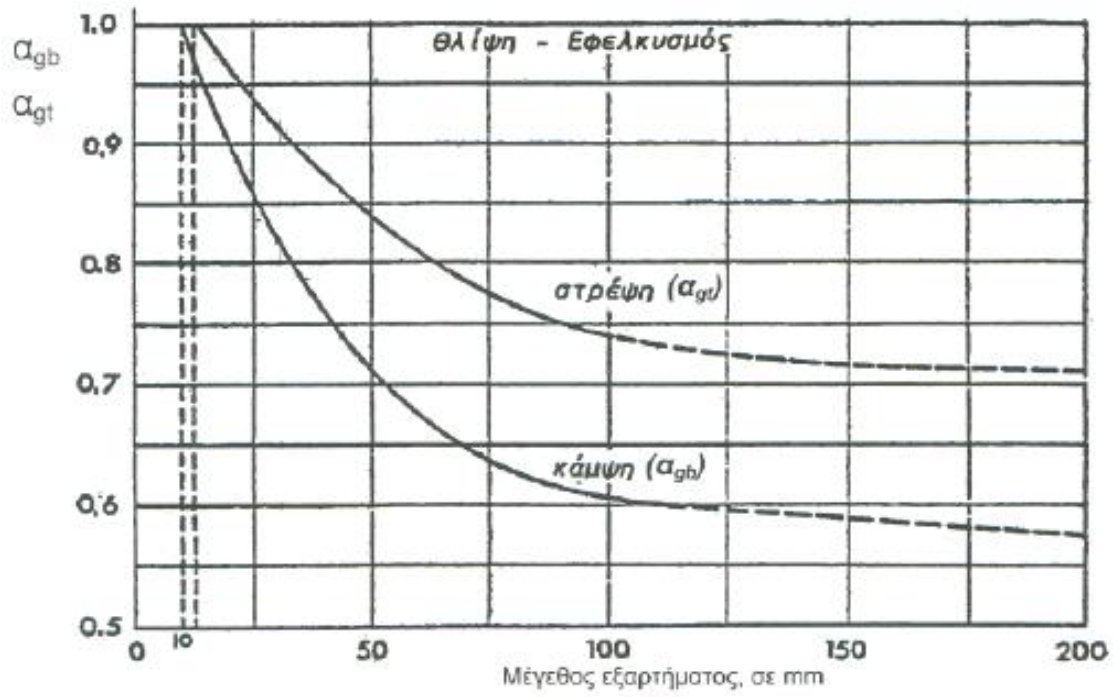
- Ο συντελεστής επιφανειακής κατάστασης για κάμψη (α_{ob}) δίνεται από το διάγραμμα:



- Ο συντελεστής επιφανειακής κατάστασης για στρέψη δίνεται από τον τύπο:
 $\alpha_{ot} = 0,5575 \cdot \alpha_{ob} + 0,425$

Σχήμα 1

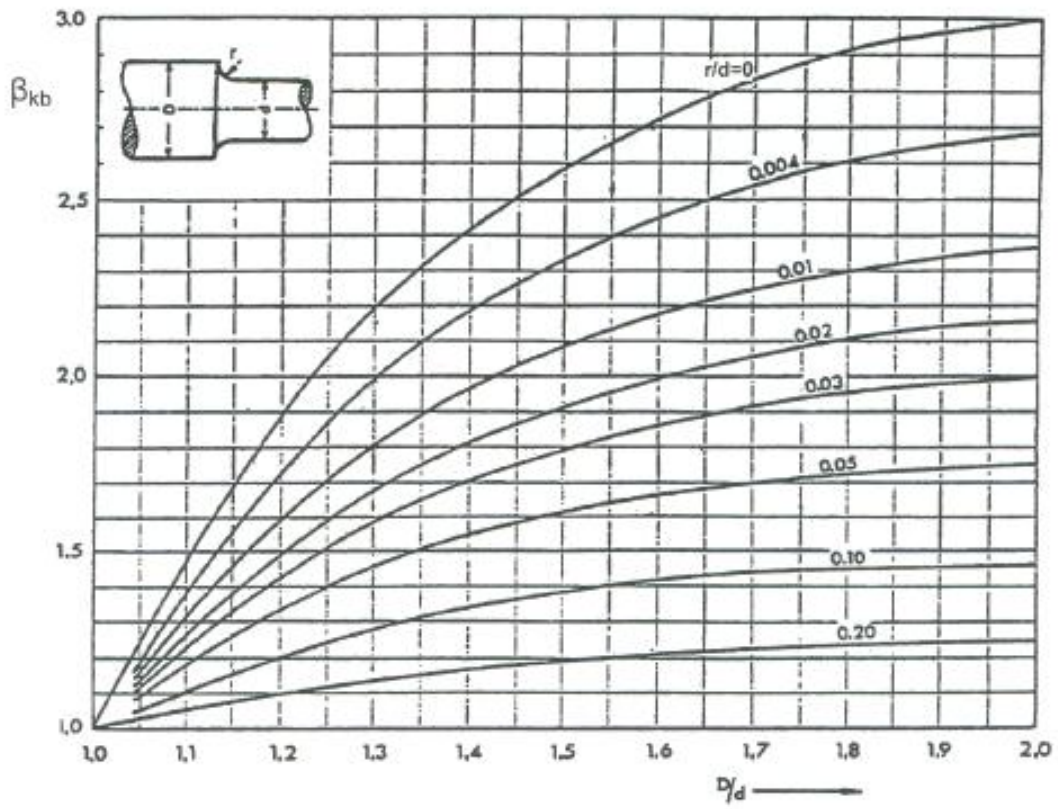
Συντελεστής μεγέθους α_{gb} για κάμψη και α_{gt} για στρέψη



Σχήμα 2

Συντελεστής εγκοπής β_{kb} για άτρακτο με διαβάθμιση, από χάλυβα με $\sigma_B=700 \text{ N/mm}^2$

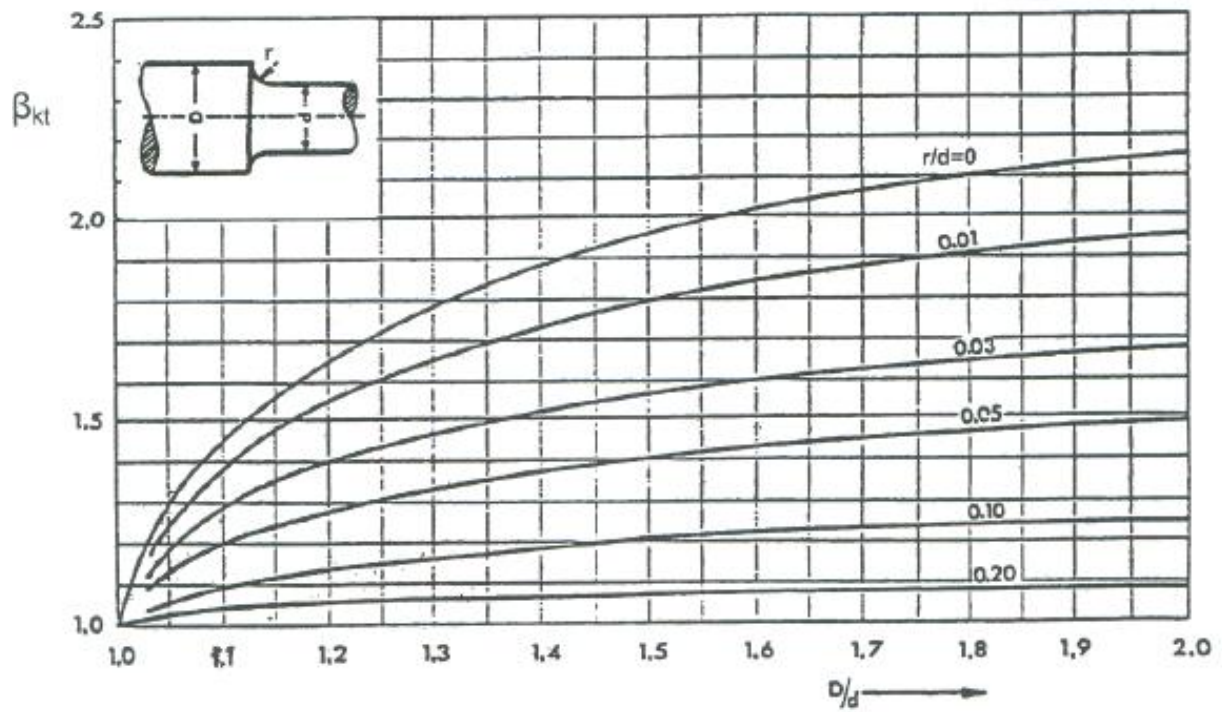
ΚΑΜΨΗ



Σχήμα 3

Συντελεστής εγκοπής β_{kt} για άτρακτο με διαβάθμιση, από χάλυβα με $\sigma_B=700 \text{ N/mm}^2$

ΣΤΡΕΨΗ



Σχήμα 4