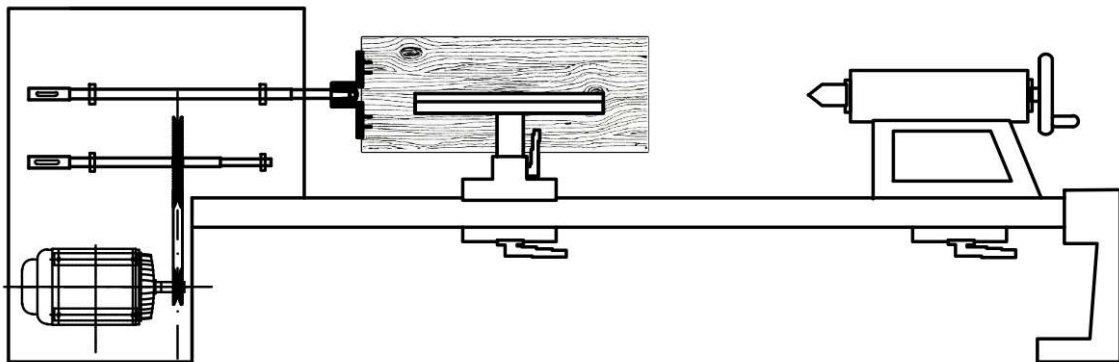


ΠΑΝΕΠΙΣΤΗΜΙΟ ΠΕΛΟΠΟΝΝΗΣΟΥ
ΣΧΟΛΗ ΜΗΧΑΝΙΚΩΝ
ΤΜΗΜΑ ΜΗΧΑΝΟΛΟΓΩΝ ΜΗΧΑΝΙΚΩΝ

ΠΤΥΧΙΑΚΗ ΕΡΓΑΣΙΑ

ΥΠΟΛΟΓΙΣΜΟΣ ΣΤΟΙΧΕΙΩΝ ΚΙΝΗΣΗΣ ΜΙΚΡΟΥ ΤΟΡΝΟΥ ΞΥΛΩΝ



ΣΠΟΥΔΑΣΤΕΣ:
ΠΑΝΑΓΙΩΤΗΣ ΡΕΖΟΣ (Α.Μ. 5336)
ΑΘΑΝΑΣΙΟΣ ΣΕΡΕΤΗΣ (Α.Μ. 5476)

ΕΠΙΒΛΕΠΩΝ ΚΑΘΗΓΗΤΗΣ: ΑΝΔΡΕΑΣ ΓΙΑΝΝΟΠΟΥΛΟΣ
ΑΝΑΠΛΗΡΩΤΗΣ ΚΑΘΗΓΗΤΗΣ

ΠΑΤΡΑ, 2020

ΠΡΟΛΟΓΟΣ

Η παρούσα πτυχιακή εργασία με τίτλο «Υπολογισμός Στοιχείων Κίνησης Μικρού Τόρνου Ξύλων» εκπονήθηκε στα πλαίσια του προγράμματος σπουδών του Τμήματος Μηχανολόγων Μηχανικών του Πανεπιστημίου Πελοποννήσου υπό την επίβλεψη του Αναπληρωτή Καθηγητή κ. Ανδρέα Γιαννόπουλου.

Αντικείμενο της εργασίας είναι η μελέτη των στοιχείων κίνησης ενός μικρού, τυπικού ξυλότορνου, δηλαδή των οδοντωτών τροχών, της ιμαντοκίνησης, των αξόνων και των εδράνων του.

Υπεύθυνη Δήλωση Φοιτητών: Οι κάτωθι υπογεγραμμένοι Φοιτητές έχουμε επίγνωση των συνεπειών του Νόμου περί λογοκλοπής και δηλώνουμε υπεύθυνα ότι είμαστε συγγραφείς αυτής της Πτυχιακής Εργασίας, αναλαμβάνοντας την ευθύνη επί ολοκλήρου του κειμένου εξ ίσου, έχουμε δε αναφέρει στην Βιβλιογραφία μας όλες τις πηγές τις οποίες χρησιμοποιήσαμε και λάβαμε ιδέες ή δεδομένα. Δηλώνουμε επίσης ότι, οποιοδήποτε στοιχείο ή κείμενο το οποίο έχουμε ενσωματώσει στην εργασία μας προερχόμενο από Βιβλία ή άλλες εργασίες ή το διαδίκτυο, γραμμένο ακριβώς ή παραφρασμένο, το έχουμε πλήρως αναγνωρίσει ως πνευματικό έργο άλλου συγγραφέα και έχουμε αναφέρει ανελλιπώς το όνομά του και την πηγή προέλευσης.

Οι φοιτητές

(Ονοματεπώνυμο)

(Ονοματεπώνυμο)

.....
(Υπογραφή)

.....
(Υπογραφή)

ΠΕΡΙΛΗΨΗ

Αντικείμενο της παρούσας πτυχιακής εργασίας είναι η μελέτη των βασικών στοιχείων κίνησης ενός μικρού τórνου ξύλων. Επιλέχθηκε η χρήση ενδιάμεσου άξονα, ο οποίος παίρνει κίνηση από τον ηλεκτροκινητήρα με ιμάντα και αυτός με τη σειρά του κινεί μέσω οδοντωτών τροχών τον κύριο άξονα του τσοκ. Ο χρήστης του τórνου θα δύναται να τοποθετεί ζεύγη οδοντωτών τροχών διαφορετικών διαμέτρων, αλλάζοντας την τελική σχέση μετάδοσης και άρα την ταχύτητα στο τσοκ.

Η ανάπτυξη του θέματος γίνεται σε πέντε κεφάλαια. Αρχικά, στην εισαγωγή γίνεται μία μικρή αναφορά στην λειτουργία και την ιστορική εξέλιξη του τórνου.

Στο πρώτο κεφάλαιο αναλύεται η δομή ενός τórνου γενικής χρήσης καθώς και ενός απλού ξυλότορνου. Παρουσιάζονται τα εργαλεία κοπής που χρησιμοποιούνται για την τórνευση του ξύλου και γίνεται μια ειδικότερη αναφορά στη λειτουργία του τórνου και στα τεχνικά στοιχεία που είναι χαρακτηριστικά κάθε μοντέλου.

Στο δεύτερο κεφάλαιο γίνεται μια αναφορά στη λειτουργία των ιμάντων και των οδοντωτών τροχών, καθώς και μια σύγκριση των δύο διαφορετικών μεθόδων μετάδοσης κίνησης.

Στο τρίτο κεφάλαιο παρουσιάζεται η δομή του τórνου που μελετάται στην παρούσα πτυχιακή εργασία και γίνεται ο υπολογισμός των στοιχείων της ιμαντοκίνησης του τórνου. Πιο συγκεκριμένα γίνεται ο υπολογισμός της ισχύος που μεταφέρεται μέσω της ιμαντοκίνησης σε κάθε στοιχείο του τórνου (οδοντωτός τροχός ενδιάμεσου άξονα, οδοντωτός τροχός κύριου άξονα και τσοκ) λαμβάνοντας υπόψη τις απώλειες ισχύος. Στη συνέχεια γίνεται η επιλογή του υλικού και των διαστάσεων των τροχαλιών και του ιμάντα που αποτελούν το σύστημα της ιμαντοκίνησης, υπολογίζονται οι δυνάμεις που ασκούνται στους κλάδους του ιμάντα και πραγματοποιείται έλεγχος αντοχής του ιμάντα.

Στο τέταρτο κεφάλαιο παρουσιάζεται ο υπολογισμός των πέντε διαφορετικών ζευγών οδοντωτών τροχών που θα τοποθετούνται στους άξονες του τórνου έτσι ώστε να δημιουργείται διαφορετική σχέση μετάδοσης και να επιτυγχάνονται πέντε διαφορετικές ταχύτητες στο τσοκ. Αναλυτικότερα, υπολογίζονται οι διαστάσεις των ζευγών των οδοντωτών τροχών, οι δυνάμεις που αναπτύσσονται σε κάθε ζεύγος και επιλέγεται κατάλληλο υλικό έτσι ώστε αντέχουν σε θραύση και πίεση επιφάνειας οδόντα. Για τον υπολογισμό των ζευγών των οδοντωτών τροχών έχει θεωρηθεί ότι η απόσταση μεταξύ των αξόνων του τórνου είναι σταθερή για να υπάρχει η δυνατότητα τοποθέτησης διαφορετικού ζεύγους οδοντωτών τροχών για την επίτευξη διαφορετικών ταχυτήτων στο τσοκ.

Στο πέμπτο κεφάλαιο γίνεται ο υπολογισμός των αξόνων του τórνου. Αρχικά γίνεται η ανάλυση του κύριου άξονα του τórνου, ο οποίος φέρει το τσοκ, και υπολογίζεται η διαβάθμιση κατά μήκος του. Επιλέγεται το υλικό του άξονα, πραγματοποιείται έλεγχος αντοχής σε δυναμική καταπόνηση εναλλασσόμενης κάμψης και εναλλασσόμενης στρέψης στη δυσμενέστερη θέση του άξονα και επιλέγονται κατάλληλα έδρανα κύλισης (ρουλεμάν) στις θέσεις στήριξής του. Για τον υπολογισμό της δύναμης που ασκείται στον κύριο άξονα στη θέση του τσοκ λόγω του βάρους του προς τórνευση τεμαχίου, επιλέχθηκε τεμάχιο ξύλου συγκεκριμένων διαστάσεων και είδους ξυλείας. Επιπλέον, θεωρήθηκε ότι ολόκληρο το φορτίο του τεμαχίου παραλαμβάνεται από τον άξονα του τórνου, αγνοώντας το γεγονός ότι ποσοστό του βάρους του τεμαχίου στην πραγματικότητα παραλαμβάνεται από τον

κεντροφορέα. Στη συνέχεια, γίνεται ανάλυση του ενδιάμεσου άξονα, ο οποίος φέρει την μεγάλη τροχαλία του συστήματος της ιμαντοκίνησης, και υπολογίζεται η διαβάθμιση κατά μήκος του. Επιλέγεται υλικό άξονα, γίνεται έλεγχος αντοχής σε δυναμική καταπόνηση εναλλασσόμενης κάμψης και εναλλασσόμενης στρέψης στη δυσμενέστερη θέση του άξονα και επιλέγονται κατάλληλα έδρανα κύλισης (ρουλεμάν) στις θέσεις στήριξής του.

Στη συνέχεια, παρουσιάζονται τα συμπεράσματα της ανάλυσης των στοιχείων κίνησης του τórνου που μελετάται στην παρούσα πτυχιακή εργασία καθώς και η βιβλιογραφία που χρησιμοποιήθηκε. Τέλος, στο Παράρτημα Α, παρατίθενται γενικό σχέδιο του τórνου καθώς και σχέδια που απεικονίζουν τη διάταξη των στοιχείων του τórνου για το κάθε ζεύγος οδοντωτών τροχών.

Π Ε Ρ Ι Ε Χ Ο Μ Ε Ν Α

ΠΡΟΛΟΓΟΣ ΠΕΡΙΛΗΨΗ ΠΕΡΙΕΧΟΜΕΝΑ

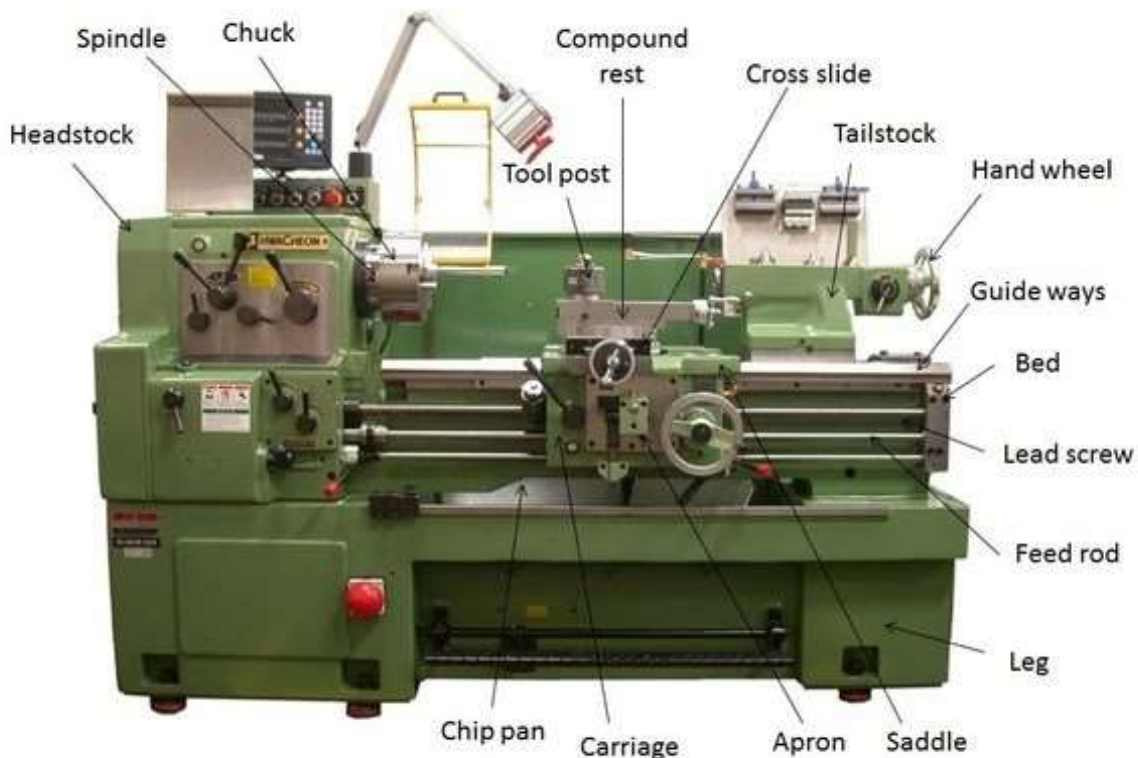
ΕΙΣΑΓΩΓΗ.....	1
1. Γενικά	1
2. Ιστορικά στοιχεία	2
ΚΕΦΑΛΑΙΟ 1: ΛΕΙΤΟΥΡΓΙΑ ΤΟΡΝΟΥ.....	5
1.1 Γενικά	5
1.2 Δομή τórνου.....	5
1.3 Δομή απλού ξυλουργικού τórνου	11
1.4 Εργαλεία κοπής ξύλινων τεμαχίων	15
1.5 Μέθοδοι και χαρακτηριστικά στοιχεία τórνευσης.....	18
1.6 Τεχνικά χαρακτηριστικά ξυλότορνου.....	21
ΚΕΦΑΛΑΙΟ 2: ΙΜΑΝΤΕΣ – ΓΡΑΝΑΖΙΑ	22
2.1 Μετάδοση κίνησης με ιμάντες.....	22
2.2 Μετάδοση κίνησης με οδοντωτούς τροχούς	25
ΚΕΦΑΛΑΙΟ 3: ΥΠΟΛΟΓΙΣΜΟΣ ΙΜΑΝΤΟΚΙΝΗΣΗΣ ΤΟΥ ΤΟΡΝΟΥ.....	27
3.1 Περιγραφή τórνου.....	27
3.2 Υπολογισμός ισχύος των στοιχείων του τórνου.....	28
3.3 Υπολογισμός ιμαντοκίνησης.....	30
3.3.1 Υπολογισμός τραπεζοειδούς ιμάντα	30
ΚΕΦΑΛΑΙΟ 4: ΥΠΟΛΟΓΙΣΜΟΙ ΟΔΟΝΤΩΤΩΝ ΤΡΟΧΩΝ.....	46
4.1 Γενικά	46
4.2 Υπολογισμοί του ζεύγους των οδοντωτών τροχών για την πρώτη σχέση μετάδοσης.....	46
4.3 Υπολογισμοί του ζεύγους των οδοντωτών τροχών για την δεύτερη σχέση μετάδοσης.....	56
4.4 Υπολογισμοί του ζεύγους των οδοντωτών τροχών για την τρίτη σχέση μετάδοσης.....	61
4.5 Υπολογισμοί του ζεύγους των οδοντωτών τροχών για την τέταρτη σχέση μετάδοσης.....	66
4.6 Υπολογισμοί του ζεύγους των οδοντωτών τροχών για την πέμπτη σχέση μετάδοσης.....	70
4.7 Δυνάμεις οδοντωτών τροχών	71
4.8 Έλεγχος αντοχής των οδοντωτών τροχών	76

ΚΕΦΑΛΑΙΟ 5: ΥΠΟΛΟΓΙΣΜΟΙ ΑΞΟΝΩΝ ΤΟΡΝΟΥ	84
5.1 Γενικά	84
5.2 Κύριος άξονας	84
5.1.1 Ανάλυση κύριου άξονα στο επίπεδο x-y	84
5.1.2 Ανάλυση κύριου άξονα στο επίπεδο x-z	89
5.1.3 Σύνθεση δυνάμεων και ροπών	92
5.1.4 Καθορισμός διαβαθμίσεων κύριου άξονα	93
5.1.5 Έλεγχος κύριου άξονα σε δυναμική καταπόνηση	97
5.1.6 Έδρανα κύλισης κύριου άξονα	105
5.3 Ενδιάμεσος άξονας	111
5.2.1 Ανάλυση ενδιάμεσου άξονα στο επίπεδο x-y	111
5.2.2 Ανάλυση ενδιάμεσου άξονα στο επίπεδο x-z	115
5.2.3 Σύνθεση δυνάμεων και ροπών	118
5.2.4 Καθορισμός διαβαθμίσεων ενδιάμεσου άξονα	119
5.2.5 Έλεγχος ενδιάμεσου άξονα σε δυναμική καταπόνηση	123
5.2.6 Έδρανα κύλισης ενδιάμεσου άξονα	127
ΣΥΜΠΕΡΑΣΜΑΤΑ.....	131
ΒΙΒΛΙΟΓΡΑΦΙΑ	136
ΠΑΡΑΡΤΗΜΑ Α	138

ΕΙΣΑΓΩΓΗ

1. ΓΕΝΙΚΑ

Ο τόνος είναι η εργαλειομηχανή η οποία περιστρέφει το αντικείμενο επεξεργασίας γύρω από έναν άξονα περιστροφής, προκειμένου να το μορφοποιήσει με μια σειρά από εργασίες, όπως η κοπή, η διάτρηση, η διαμόρφωση πρόσοψης, και η κατασκευή σπειρώματος. Το αντικείμενο που προκύπτει από την τόννευση είναι συμμετρικό ως προς τον άξονα περιστροφής του (Πηγή: Μπότσαρης, 2008). Στην Εικ. 1 απεικονίζεται ένας τυπικός τόννος γενικής χρήσης.



Εικόνα 1: Τυπικός τόννος γενικής χρήσης.
(Πηγή: <https://www.engineeringnotes4u.com/>)

Για την κατεργασία ενός αντικειμένου στον τόννο, το αντικείμενο συγκρατείται στον σφικτήρα (τσोक) του τόννου και περιστρέφεται γύρω από τον άξονα του. Το κοπτικό εργαλείο, σταθερά τοποθετημένο στον εργαλειοφορέα, μετακινείται στην εγκάρσια και διαμήκη διεύθυνση του άξονα του τόννου. Φέρνοντας το κοπτικό εργαλείο σε επαφή με το αντικείμενο κατεργασίας γίνεται αφαίρεση υλικού από το δεύτερο. Ανάλογα με την κίνηση του κοπτικού εργαλείου προκύπτουν επιφάνειες εκ

περιστροφής, κυρτές ή κοίλες, καθώς και επίπεδες επιφάνειες (Πηγή: Μπότσαρης, 2008).

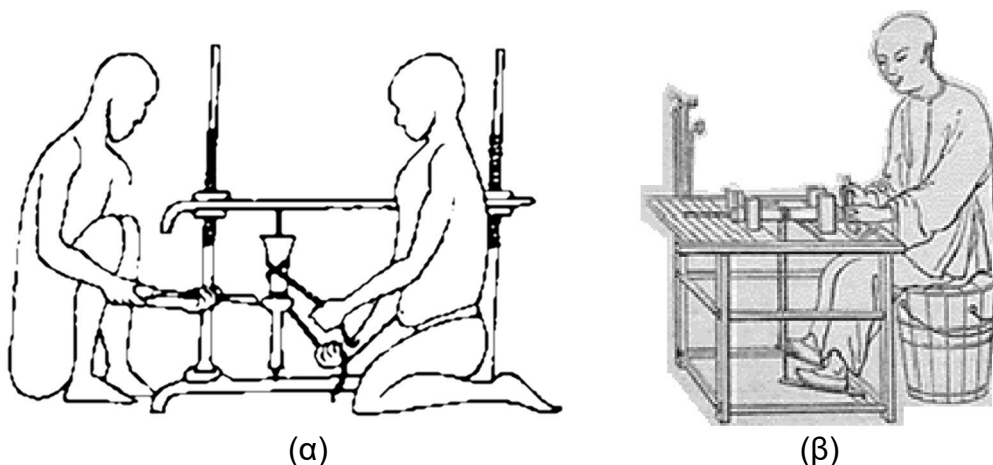
Υπάρχουν πολλές κατεργασίες που μπορούν να υλοποιηθούν με έναν τόρνο, λόγω του μεγάλου αριθμού συνδυασμών κινήσεων και κοπτικών εργαλείων. Η επιλογή της κατάλληλης κίνησης εξαρτάται από το επιθυμητό σχήμα, ενώ η επιλογή του κοπτικού εργαλείου γίνεται βάσει της ζητούμενης επιφάνειας και του αν η τórνευση είναι εξωτερική ή εσωτερική (Πηγή: Λαζαρίδης, 1990).

2. ΙΣΤΟΡΙΚΑ ΣΤΟΙΧΕΙΑ

Η ακριβής ημερομηνία της εφεύρεσης του τόρνου παραμένει άγνωστη, ωστόσο έχουν βρεθεί αντικείμενα, που χρονολογούνται από το 1200 π.Χ. τα οποία πιθανολογείται ότι έχουν παραχθεί με τórνευση. Τα αντικείμενα αυτά είναι στην πλειοψηφία τους τελετουργικά κύπελα, τα οποία πιθανότατα κατασκευάστηκαν σε περιστρεφόμενο τραπέζι το οποίο στηρίζεται σε έδρανα και περιστρέφεται γύρω από κατακόρυφο άξονα. Αρχαιολογικά ευρήματα που χρονολογούνται γύρω στον 3^ο αιώνα π.Χ. εμφανίζουν υψηλότερη προσοχή στη λεπτομέρεια, καθώς ο τόρνος έχει ήδη εξαπλωθεί στην Ευρώπη και την Εγγύς Ανατολή (Πηγή: Χόνδρος, 2012).

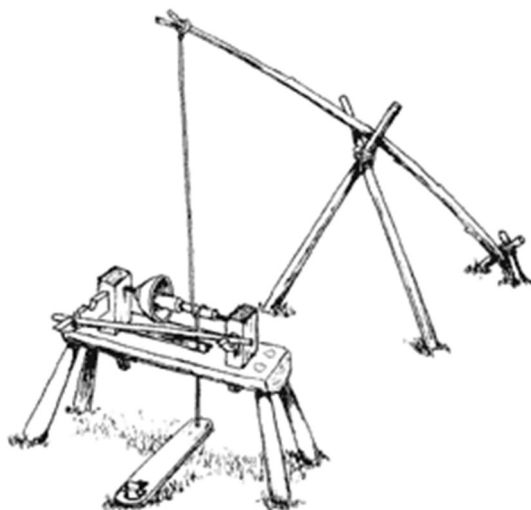
Κατά το 300 π.Χ. στην περιοχή της Αιγύπτου αναπτύσσεται ένα είδος τόρνου που για την τórνευση του αντικειμένου εργάζονται δύο άτομα. Το πρώτο άτομο περιστρέφει τον άξονα του τόρνου με το χέρι, χρησιμοποιώντας ένα τόξο ενώ ένα δεύτερο σμιλεύει το αντικείμενο με χρήση των κατάλληλων εργαλείων (Εικ. 2α) (Πηγή: Χόνδρος, 2012).

Την ίδια χρονική περίοδο, σε περιοχές της Εγγύς Ανατολής, χρησιμοποιείται ένα είδος τόρνου στον οποίο εργάζεται ένας τεχνίτης. Η περιστροφική κίνηση του προς τórνευση τεμαχίου πραγματοποιείται με χρήση των ποδιών του χειριστή καθώς ένα σχοινί τυλίγεται γύρω από τον άξονα κίνησης και συνδέεται με δύο πετάλια. Η κίνηση των πεταλιών περιστρέφει τον άξονα και ο τoρναδόρος μπορεί να χρησιμοποιεί και τα δύο του χέρια για να κρατάει το σκαρπέλο και να σμιλέψει το τεμάχιο με αποτέλεσμα να είναι δυνατή η παραγωγή αντικειμένων υψηλότερης ποιότητας (Εικ. 2β) (Πηγή: Χόνδρος, 2012).



Εικόνα 2: (α) Λειτουργία αρχαίου αιγυπτιακού τόρνου. (Πηγή: <http://www.wood-lathe.org>), (β) Λειτουργία αρχαίου τόρνου Ανατολής (Πηγή: <https://stuartking.co.uk/history-of-the-lathe-part-one-reciprocal-motion>)

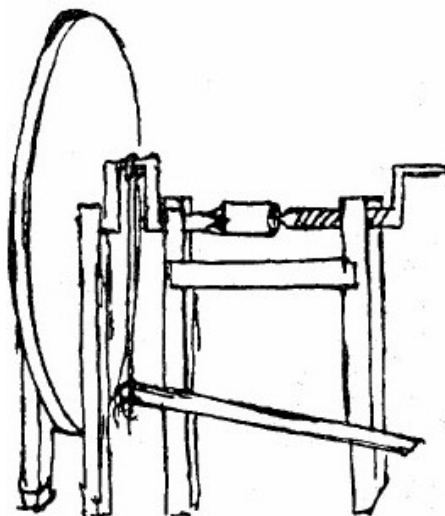
Στην εποχή του μεσαίωνα, στην Ευρώπη αναπτύσσεται ένα είδος τórνου. Ο τórναδóρος χρειάζεται μόνο ένα πόδι για να περιστρέψει τον άξονα του τórνου, πατώντας ένα πετάλι, το οποίο συνδέεται με σχοινί τυλιγμένο γύρω από τον άξονα του τórνου, και ξύλινο κλαδί που λειτουργεί σαν ελατήριο. Οι πρώιμοι ευρωπαϊκοί τórνοι επέτρεπαν στον χειριστή να είναι είτε όρθιος είτε καθιστός, αυξάνοντας έτσι την ακρίβεια και τον έλεγχο του μηχανήματος (Πηγή: <http://www.jfberns.com>).



Εικόνα 3: Πρώιμος ευρωπαϊκός τórνος.
(Πηγή: <http://www.jfberns.com>).

Στην μετέπειτα εποχή η δομή του τórνου παρουσιάζει εξελικτική πορεία καθώς εμφανίζονται κατά καιρούς διάφορες βελτιώσεις. Αυτές περιλάμβαναν κυρίως την κατασκευή ενός πλαισίου με βαριά ξυλεία για αύξηση της σταθερότητας, και την προσθήκη μιας πλαϊνής βάσης – οδηγού του κοπτικού εργαλείου.

Μερικές από τις βελτιώσεις οφείλονται στον Leonardo Da Vinci, στον 15^ο αιώνα, όπου μέσα από το σχέδιό του μπορούμε να έχουμε μία πρώτη ματιά της λειτουργίας του τórνου κατά την οποία η περιστροφική κίνηση του τεμαχίου επιτυγχάνεται με χρήση ποδοκίνητου τροχού (Εικ. 4).

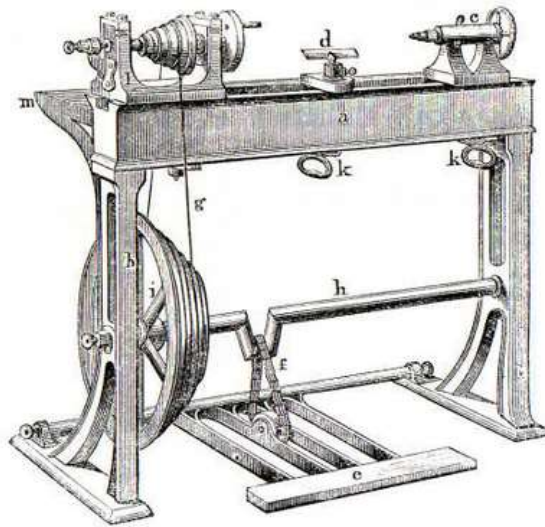


Εικόνα 4: Σχέδιο τórνου από τον Leonardo Da Vinci τον 15ο αιώνα.
(Πηγή: <http://www.turningtools.co.uk.wgo.ca/history2/history-turning2.html>)

Κατά τον 17^ο αιώνα ο τóρνος εξελίσσεται καθώς τη περιστροφική κίνηση παράγεται πλέον από σύστημα μικρής και μεγάλης τροχαλίας συνδεδεμένες μεταξύ τους με ιμάντα. Με τον τρόπο αυτό επιτυγχάνεται αύξηση της ταχύτητας περιστροφής του τóρνου καθώς επίσης επιτυγχάνεται και η λειτουργία του τóρνου με διάφορες ταχύτητες (Εικ. 5) (Πηγή: <http://www.turningtools.co.uk.wgo.ca/history2/history-turning2.html>).

Για πολλούς, η ιστορία της σύγχρονης μηχανικής ξεκινά στα τέλη του 18^{ου} αιώνα με τον Henry Maudslay να κατασκευάζει τον πρώτο τóρνο δημιουργίας σπειρώματος, παράγοντας, έτσι, βίδες.

(Πηγή: <http://www.turningtools.co.uk.wgo.ca/history2/history-turning2.html>).



Εικόνα 5: Ευρωπαϊκός τóρνος του 17ου αιώνα.
(Πηγή: <http://www.turningtools.co.uk.wgo.ca/history2/history-turning2.html>).

ΚΕΦΑΛΑΙΟ 1

ΛΕΙΤΟΥΡΓΙΑ ΤΟΡΝΟΥ

1.1 ΓΕΝΙΚΑ

Η βασική αρχή λειτουργίας του τórνου είναι η εφαρμογή διαφόρων κοπτικών εργαλείων στην επιφάνεια του κατεργαζόμενου αντικειμένου, καθώς αυτό περιστρέφεται γύρω από τον άξονα του, προκειμένου να επιτευχθεί η επιθυμητή μορφή του.

Το κοπτικό εργαλείο, είτε το κρατάει ο χειριστής του μηχανήματος με τα χέρια και ίσως έναν σταθερό οδηγό ή τοποθετείται στο εργαλειοφορείο και οδηγείται από τον χειριστή. Για σωστή και ασφαλή τórνευση, το κατεργαζόμενο κομμάτι πρέπει να τοποθετηθεί σταθερά στο σφιγκτήρα.

Υπάρχουν τórνοι διαφόρων μεγεθών, ανάλογα με τις διαστάσεις και το υλικό του αντικειμένου που πρόκειται να κατεργαστεί. Ανεξαρτήτως μεγέθους, ο τórνος πρέπει να τοποθετηθεί σε κατάλληλο ύψος και να σταθεροποιηθεί του σε ακλόνητο στέρεο υπόστρωμα, ώστε να είναι βολική και ασφαλής η διαδικασία τórνευσης για τον χειριστή.

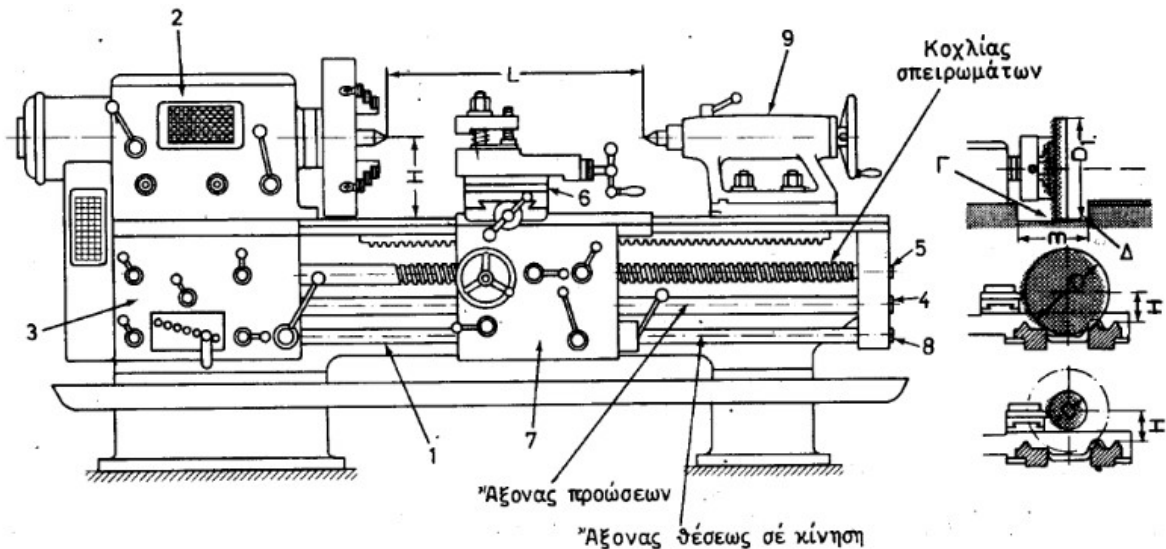
Η ταχύτητα περιστροφής του κατεργαζόμενου αντικειμένου σχετίζεται άμεσα με την ποιότητα της επιφάνειας του αντικειμένου. Μεγαλύτερης ακρίβειας και καθαρότητας τομές επιτυγχάνονται συνήθως με μεγαλύτερες ταχύτητες. Όμως, όταν το αντικείμενο είναι ακόμη παντελώς ακατέργαστο, η ταχύτητα διατηρείται σε χαμηλά επίπεδα, ενώ όσο το αντικείμενο πλησιάζει το τελικό του σχήμα ο χειριστής αυξάνει την ταχύτητα. Επιπρόσθετα, όσο πιο βαρύ είναι το υλικό (ξύλο, μέταλλο κ.α.), τόσο πιο χαμηλές ταχύτητες εφαρμόζονται (Πηγή: Λαζαρίδης, 1990).

1.2 ΔΟΜΗ ΤΟΡΝΟΥ

Τα βασικά μέρη ενός κοινού μηχανουργικού τórνου γενικής χρήσης είναι τα εξής (Πηγή: Λαζαρίδης, 1990):

- Σώμα ή κρεβάτι του τórνου
- Ηλεκτροκινητήρας
- Κιβώτιο ταχυτήτων και προώσεων
- Περιοχή τórνευσης
- Εργαλειοφόρος άξονας ή εργαλειοφορείο
- Κεντροφορέας ή κουκουβάγια
- Κινητήρια άτρακτος σπειρωμάτων
- Άτρακτος προώσεων
- Άτρακτος εμπλοκής

Στο Σχ.1.1 απεικονίζονται ένας τórνος με τα μέρη από τα οποία αποτελείται.



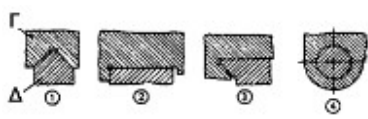
L) Απόσταση κέντρων. H) Ύψος. Γ) Γέφυρα. D) Διάμετρος κομματιού. D₁) Μέγιστη διάμετρος στη θέση γονατιάς. Δ) Γονατιά. m) Μήκος γονατιάς.
 1) Κρεβάτι. 2) Κιβώτιο ταχυτήτων. 3) Κιβώτιο προώσεων. 4) Άξονας προώσεων. 5) Κοχλίας σπειρωμάτων. 6) Βάση φορείου εργαλειοδότη. 7) Κιβώτιο μεταδόσεως κινήσεως στο εργαλειοφορείο. 8) Άξονας κινήσεως. 9) Κεντροφορέας.

Σχήμα 1.1: Δομή και εξαρτήματα τυπικού μηχανουργικού τόννου.
 (Πηγή: Λαζαρίδης, 1990).

Το σώμα του τόννου ή κρεβάτι είναι το μέρος του τόννου πάνω στο οποίο εδράζονται και κινούνται τα υπόλοιπα μέρη του. Αποτελείται από μια δοκό υψηλής αντοχής κατασκευασμένη από χυτοσίδηρο και στο πάνω μέρος της φέρει πρισματικούς οδηγούς ή ολισθήρες, πάνω στους οποίους κινούνται το εργαλειοφορείο και ο κεντροφορέας. Μέσω του σώματος του τόννου παραλαμβάνονται όλες οι δυνάμεις που αναπτύσσονται κατά τη διάρκεια της επεξεργασίας των τεμαχίων και μεταφέρονται στο έδαφος μέσω των στηρίξεων του. Για το λόγο στο εσωτερικό του έχει νευρώσεις έτσι ώστε να μένει απαραμόρφωτο (Πηγή: Λαζαρίδης, 1990). Στο Σχ.1.2 απεικονίζεται η βασική μορφή του σώματος ενός τόννου γενικής χρήσης και στο Σχ.1.3 παρουσιάζονται τυπικές διατάξεις ολισθήρων.



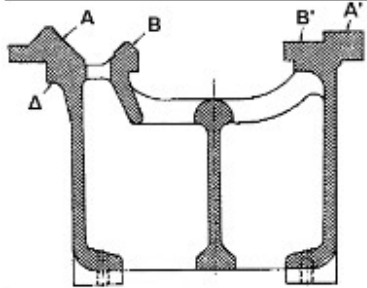
Σχήμα 1.2: Τυπική μορφή κρεβατιού τόννου με νευρώσεις.
 (Πηγή: Λαζαρίδης, 1990)



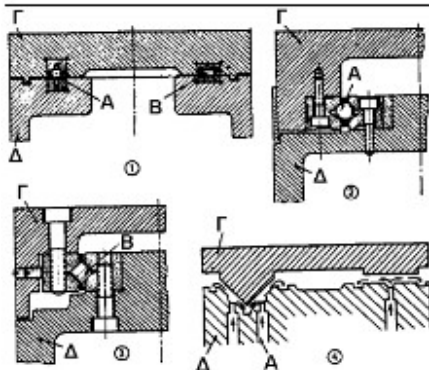
- 1: Μορφής V
- 2: Επίπεδος
- 3: Μορφής χελιδονοουράς
- 4: Κυλινδρικός



- 1: Συνδυασμός μορφής V συμμετρικού με επίπεδο ολισθητήρα
- 2: Συνδυασμός μορφής V μη συμμετρικού με επίπεδο ολισθητήρα



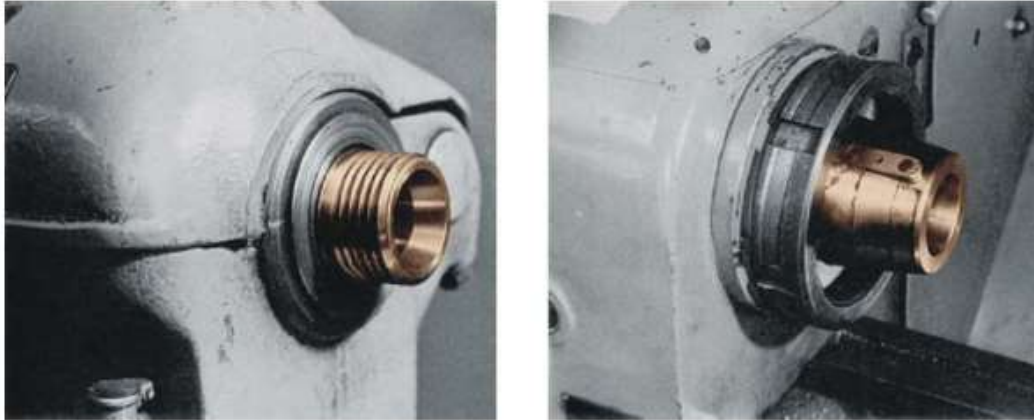
Κλίνη τόννου με τους ολισθητήρες της
(Στους A και A' οδηγείται το εργαλειοφορείο, ενώ στους B και B' οδηγείται ο κεντροφορέας)



- 1: Ολισθητήρες με σφαίρες (A) και κυλίνδρους (B)
- 2: Ολισθητήρες με σφαίρες
- 3: Ολισθητήρες με κυλίνδρους
- 4: Συνδυασμός ολισθητήρων μορφής V και επιπέδων με υδροστατική πίεση

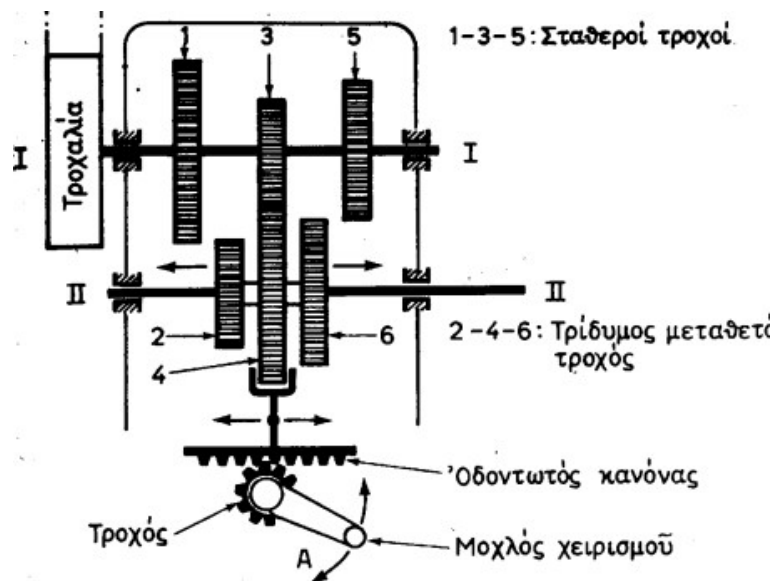
Σχήμα 1.3: Τυπικές διατάξεις ολισθητήρων.
(Πηγή: <https://docplayer.gr/7155389-Ergaleiomihanes-kopis.html>)

Στο ένα άκρο του σώματος του τόννου βρίσκεται το κιβώτιο ταχυτήτων. Αυτό μεταφέρει την κίνηση από τον ηλεκτροκινητήρα στον κύριο άξονα του τόννου πάνω στον οποίο στερεώνεται το προς επεξεργασία τεμάχιο. Αποτελείται από τον κύριο άξονα ή άτρακτο του τόννου, τους μηχανισμούς ταχυτήτων, το σύστημα εκκίνησης και τερματισμού της λειτουργίας του τόννου καθώς και το σύστημα ανάποδης κίνησης του τόννου. Ο κύριος άξονας του τόννου εδράζεται και περιστρέφεται πάνω σε δύο ή και τρία έδρανα κύλισης ή ολίσθησης. Το άκρο του κύριου άξονα στο οποίο στερεώνεται το προς επεξεργασία τεμάχιο έχει τυποποιημένη διαμόρφωση και μπορεί να φέρει σπείρωμα πάνω στο οποίο βιδώνεται το τσοκ ή το πλατώ, ή να έχει κωνικό τμήμα μεγάλης διαμέτρου και σύστημα σύσφιξης με κοχλίες για να κεντράρεται και να συγκρατείται το τσοκ ή το πλατώ (Πηγή: Λαζαρίδης, 1990). Στο Σχ.1.4 φαίνονται οι τρόποι διαμόρφωσης του άκρου του κύριου άξονα του τόννου.



Σχήμα 1.4: Τρόποι διαμόρφωσης του άκρου του κύριου άξονα του τόρνου.
(Πηγή: Γκαμπριέλ Μανσούρ – Αγγελική Σαλονικίδου 2013)

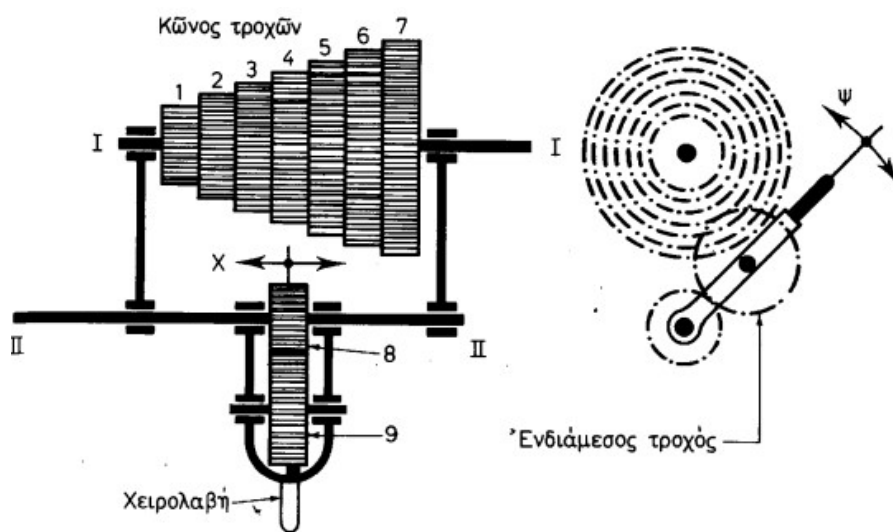
Ο μηχανισμός αλλαγής ταχυτήτων του τόρνου αποτελείται από ένα σύστημα αξόνων και οδοντωτών τροχών μαζί με τους συμπλέκτες για τη σύμπλεξη και αποσύμπλεξη των διαφόρων στοιχείων του συστήματος. Το σύστημα αυτό παίρνει κίνηση από τον ηλεκτροκινητήρα με τη χρήση ιμάντων (Πηγή: Λαζαρίδης, 1990). Ο ηλεκτροκινητήρας του τόρνου μπορεί να βρίσκεται κάτω, δίπλα ή σε προέκταση του κιβωτίου ταχυτήτων. Στο Σχ.1.5 παρουσιάζεται μια σχηματική παράσταση ενός τυπικού κιβωτίου ταχυτήτων.



Μετάδοση με μεταθετούς ή τρίδυμους οδοντοτροχούς.

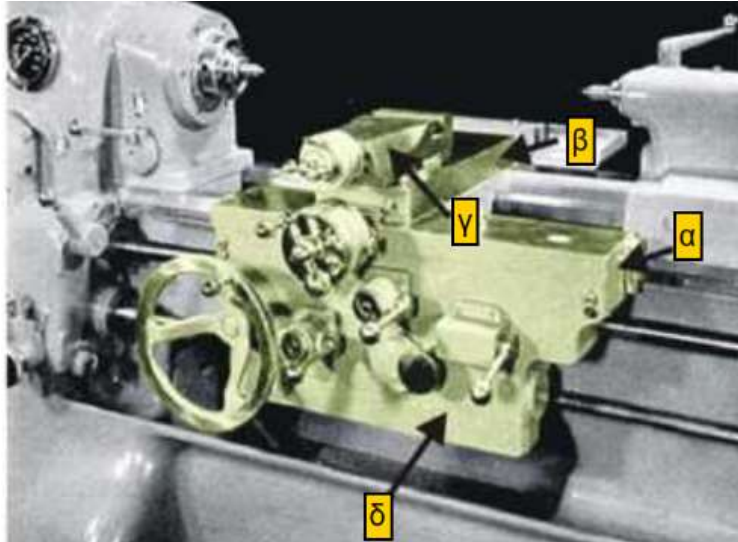
Σχήμα 1.5: Σχηματική παράσταση κιβωτίου ταχυτήτων.
(Πηγή: <https://ocw.aoc.ntua.gr>)

Το κιβώτιο προώσεως είναι ένα σύστημα παρόμοιο με το κιβώτιο ταχυτήτων και χρησιμοποιείται για την μεταφορά της κίνησης από τον ηλεκτροκινητήρα στον άξονα προώσεως ή στον άξονα σπειρώματος, ανάλογα με είδος της επεξεργασίας που απαιτείται να πραγματοποιηθεί. Στους σύγχρονους τόρνους χρησιμοποιείται το κιβώτιο Norton, όπου ο χειριστής συμπλέκει διαφορετικούς μεταξύ τους οδοντωτούς τροχούς, με την χρήση ενός μοχλού, με αποτέλεσμα την γρήγορη και με ποικιλία τιμών επιλογή της πρόωσης. Οι οδοντωτοί τροχοί ενός κιβωτίου Norton παρουσιάζονται στην χαρακτηριστική μορφή ενός ενιαίου συνόλου γραναζιών διαφορετικών μεγεθών σε μορφή κώνου (Πηγή: Γκαμπριέλ Μανσούρ – Αγγελική Σαλονικίδου 2013). Στο Σχ.1.6 παρατίθεται σχηματική παράσταση κιβωτίου προώσεως τύπου Norton.

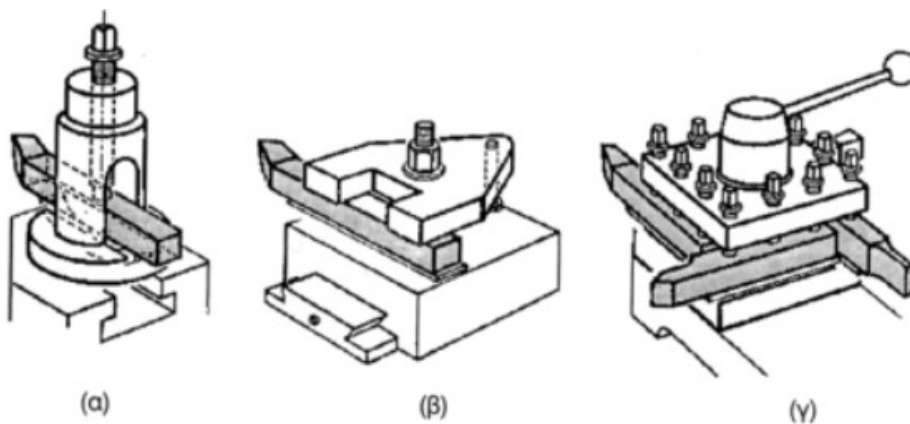


Σχήμα 1.6: Σχηματική παράσταση κιβωτίου Norton.
(Πηγή: <https://ocw.aoc.ntua.gr>)

Το εργαλειοφορείο αποτελεί το μέρος εκείνο του τόρνου το οποίο φέρει το κοπτικό εργαλείο και εκτελεί διάφορες ανεξάρτητες κινήσεις ώστε να πραγματοποιείται η διαμήκης και η εγκάρσια κοπή του αντικειμένου προς τόννευση. Ένα τυπικό εργαλειοφορείο αποτελείται από α) το σώμα, το οποίο φέρει όλα υπόλοιπα μέρη του εργαλειοφορείου και κινείται πάνω στους ολισθήρες του σώματος του τόρνου, β) τον εγκάρσιο ολισθήρα, ο οποίος φέρει πάνω του τον διαμήκη ολισθήρα και κινείται εγκάρσια, γ) τον διαμήκη ολισθήρα, ο οποίος φέρει πάνω του τον εργαλειοδέτη και μπορεί να πραγματοποιεί κινήσεις σε διάφορες κατευθύνσεις ως προς τον άξονα του τόρνου, δ) την ποδιά, η οποία είναι ο μηχανισμός που εκτελεί τη μεταφορά της κίνησης από το κιβώτιο προώσεως στο εργαλειοφορείο με τη χρήση μοχλών και ε) τον εργαλειοδέτη πάνω στον οποίο στερεώνεται το κοπτικό εργαλείο (Πηγή: Γκαμπριέλ Μανσούρ – Αγγελική Σαλονικίδου 2013). Στο Σχ.1.7 απεικονίζεται ένα εργαλειοφορείο τόρνου γενικής χρήσης ενώ στο Σχ.1.8 παρουσιάζονται οι κυριότεροι τύποι εργαλειοδετών.



Σχήμα 1.7: Εργαλειοφορείο τόρνου. Μέρη εργαλειοφορείου: α) σώμα, β) εγκάρσιος ολισθήρας, γ) διαμήκης ολισθήρας, δ) ποδιά.
(Πηγή: Γκαμπριέλ Μανσούρ – Αγγελική Σαλονικίδου 2013)

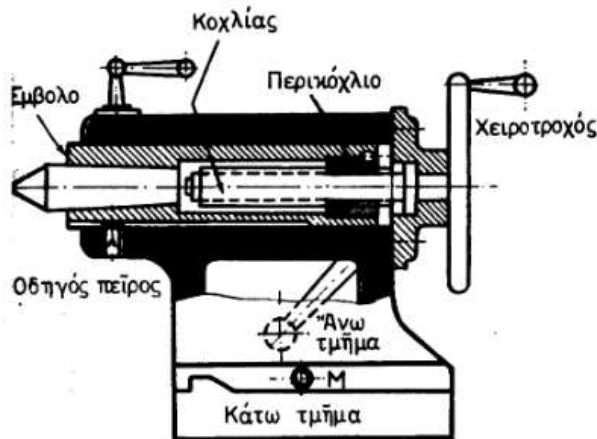


Σχήμα 1.8: Βασικά είδη εργαλειοδετών.
(α), (β) απλοί εργαλειοδέτες, (γ) τετραπλός εργαλειοδέτης
(Πηγή: Λαζαρίδης, 1990)

Οι τόρνοι γενικής χρήσης είναι εξοπλισμένοι με τον τετραπλό εργαλειοδέτη καθώς παρέχει τη δυνατότητα στερέωσης ταυτόχρονα τεσσάρων διαφορετικών εργαλείων κοπής που με περιστροφή του μπορούμε να χρησιμοποιήσουμε διαφορετικό εργαλείο κάθε φορά (Πηγή: Λαζαρίδης, 1990).

Ο κεντροφορέας ή κουκουβάγια του τόρνου χρησιμοποιείται για τη στήριξη του ελεύθερου άκρου του τεμαχίου προς τόννευση, ειδικά αν το μήκος αυτού είναι τέτοιου μεγέθους έτσι ώστε να προκαλείται ταλάντευση κατά την τόννευσή του. Επιπλέον, χρησιμοποιείται στην στερέωση του εργαλείου διάτρησης του αντικειμένου όταν θέλουμε να ανοίξουμε τρύπα κατά μήκος του αντικειμένου. Ο κεντροφορέας αποτελείται από δύο τμήματα. Το κάτω τμήμα, όπως έχει ήδη αναφερθεί, εφαρμόζει

πάνω στους ολισθήρες του σώματος του τόννου κατά μήκος των οποίων μπορεί να ολισθαίνει καθώς και να ακινητοποιείται σε οποιοδήποτε σημείο τους με τη χρήση κοχλίων στερεοποίησης ή έκκεντρου μοχλού που βρίσκονται στη βάση του. Στο επάνω μέρος του ο κεντροφορέας φέρει έμβολο το οποίο με τη χρήση χειροτροχού μπορεί να κινείται παράλληλα ως προς το κάτω μέρος του και να σταθεροποιείται σε οποιαδήποτε θέση με χρήση ειδικού μοχλού. Το έμβολο στο εξωτερικό του άκρο έχει έναν θηλυκό κώνο Μορς στον οποίο εφαρμόζεται η πόντα που συγκρατεί το αντικείμενο κατά την τόννευση ή ακόμα και το εργαλείο διάτρησης (Πηγή: Λαζαρίδης, 1990). Στο Σχ. 1.9 φαίνεται μία τυπική μορφή κεντροφορέα.



Σχήμα 1.9: Κεντροφορέας ή κουκουβάγια τόννου.
(Πηγή: Λαζαρίδης, 1990)

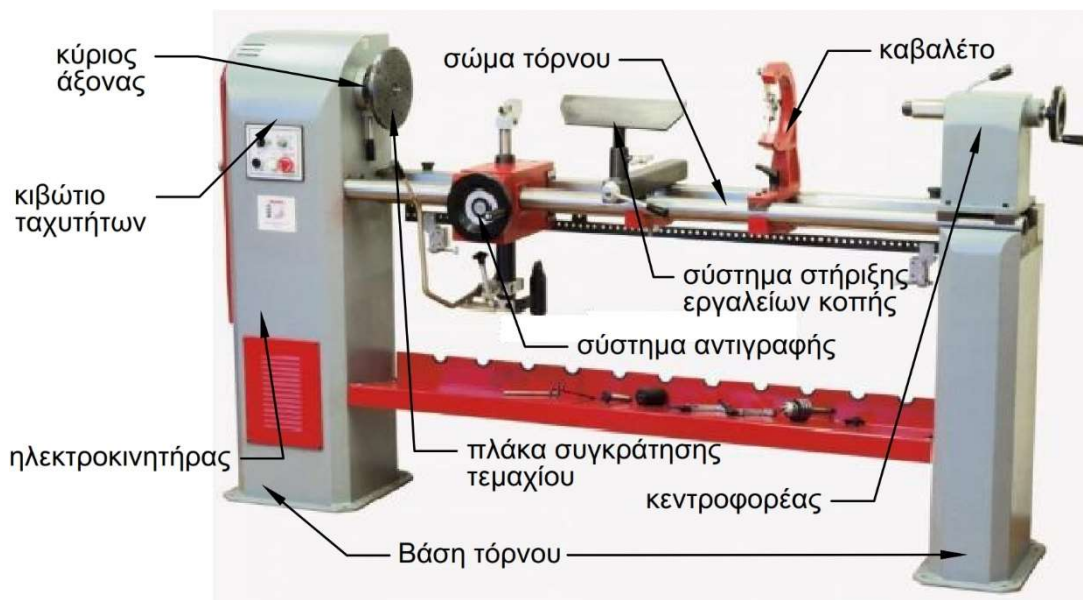
1.3 ΔΟΜΗ ΑΠΛΟΥ ΞΥΛΟΥΡΓΙΚΟΥ ΤΟΡΝΟΥ

Τα βασικά μηχανολογικά μέρη ενός απλού ξυλουργικού τόννου ή τόννου απλού σημείου, είναι τα εξής (Πηγή: Γεωργίου 2004):

- Βάση του τόννου
- Κύριος άξονας ή άτρακτος
- Σώμα τόννου
- Σύστημα στήριξης σκαρπέλων
- Κεντροφορέας
- Κιβώτιο ταχυτήτων
- Ηλεκτροκινητήρας

Ο κύριος άξονας ή άτρακτος του τόννου εξωτερικά του κιβωτίου ταχυτήτων φέρει σπείρωμα έτσι ώστε να βιδώνει και να στερεώνεται το τσοκ ή το πλατώ πάνω στο οποίο συγκρατείται το προς τόννευση τεμάχιο. Το σώμα του τόννου αποτελείται από επίπεδη και παράλληλη με τον νοητό άξονα του τόννου δοκό. Το υλικό κατασκευής του είναι ο χυτοσίδηρος έτσι ώστε να είναι στιβαρό και να παραλαμβάνει τις σημαντικές δυνάμεις που αναπτύσσονται λόγω της κοπής παραμένοντας απαραμόρφωτο. Στο αριστερό άκρο του σώματος του τόννου βρίσκεται ο κινητήρας, το κιβώτιο ταχυτήτων και ο κύριος άξονας του τόννου ενώ στο δεξί άκρο ο κεντροφορέας. Ο κεντροφορέας έχει κεφαλή κωνικά διαμορφωμένη και διαθέτει

σύστημα σύσφιξης. Πάνω στο σώμα του τόρνου είναι τοποθετημένο το σύστημα στήριξης των σκαρπέλων, αντί του εργαλειοφορείου του τόρνου γενικής χρήσης. Αυτό αποτελείται από την βάση και από το κύριο στήριγμα και μετακινείται κατά μήκος του άξονα του τόρνου. Το σύστημα στήριξης των σκαρπέλων έχει την δυνατότητα να μετακινείται πάνω-κάτω και να μεταβάλλει την θέση του από το νοητό άξονα του τόρνου, ανάλογα με την διάμετρο του κατεργαζόμενου ξυλοτεμαχίου (Πηγή: Γεωργίου 2004). Στο Σχ.1.10 φαίνεται ένας απλός ξυλότορνος.



Σχήμα 1.10: Τυπικός ξυλότορνος (ξυλότορνος με αντιγραφικό σύστημα της εταιρείας HOLZMANN MASCHINEN SERIES:DBK1500_400V).
(Πηγή: <https://www.papadopoulostools.com>)

Στον τόρνο απλού σημείου μπορούν να προσαρμόζονται διάφορα εξαρτήματα που είναι απαραίτητα για την εκτέλεση διαφόρων εργασιών. Ένα από αυτά τα εξάρτημα είναι οι πλάκες οι οποίες χρησιμοποιούνται για την συγκράτηση των ξυλοτεμαχίων στη μετωπική τórνευση. Οι πλάκες έχουν σχήμα, μεταλλικού δίσκου και το μέγεθός τους καθορίζεται από την διάμετρό τους (Σχ.1.11). Η επιφάνεια των πλακών είναι επίπεδη και φέρει οπές στις οποίες τοποθετούνται βίδες για τη συγκράτηση των ξυλοτεμαχίων. Πλάκες χρησιμοποιείται κυρίως στην παραγωγή οικιακών σκευών όπως πιάτα, πιατέλες, ποτήρια κ.α. (Πηγή: Γεωργίου 2004).

Ένα άλλο εξάρτημα είναι το καβαλέτο το οποίο χρησιμοποιείται για να συγκρατήσει ξυλοτεμάχια μεγάλου μήκους και μικρής διαμέτρου (Σχ.1.12α). Η εγκατάσταση συστήματος αντιγραφής (Σχ.1.12β) σε έναν ξυλότορνο δίνει τη δυνατότητα δημιουργίας αντίγραφου ενός αντικειμένου. Το σύστημα αυτό αποτελείται από μία βάση η οποία τοποθετείται και κινείται πάνω στο σώμα του τόρνου, διαθέτει μία ακίδα που διαγράφει την περιφέρεια ενός αντικειμένου και από το κοπτικό μέσο το οποίο δημιουργεί το αντίγραφο αντικείμενο. Επιπλέον, στον απλό ξυλότορνο μπορεί να τοποθετηθούν και διατρητικά μέσα (τρυπάνια) για την δημιουργία οπών στα τoρνεμένα τεμάχια ή λειαντικές ταινίες για την λείανση των τελικά παραγόμενων αντικειμένων (Πηγή: Γεωργίου 2004) (Σχ.1.13). Τέλος, μπορεί να προσαρμοστεί στο

άκρο του κύριου άξονα τσοκ τριπλών ή τετραπλών σιαγόνων ανάλογα με το μέγεθος και το σχήμα του προς τόνρευση ξυλοτεμαχίου (Σχ.1.14).



(α) πλάκα διαμέτρου 6"



(β) πλάκα διαμέτρου 4"

Σχήμα 1.11: Πλάκες συγκράτησης ξυλοτεμαχίου στον ξυλότορνο.
(Πηγή: <https://www.amazon.com>)

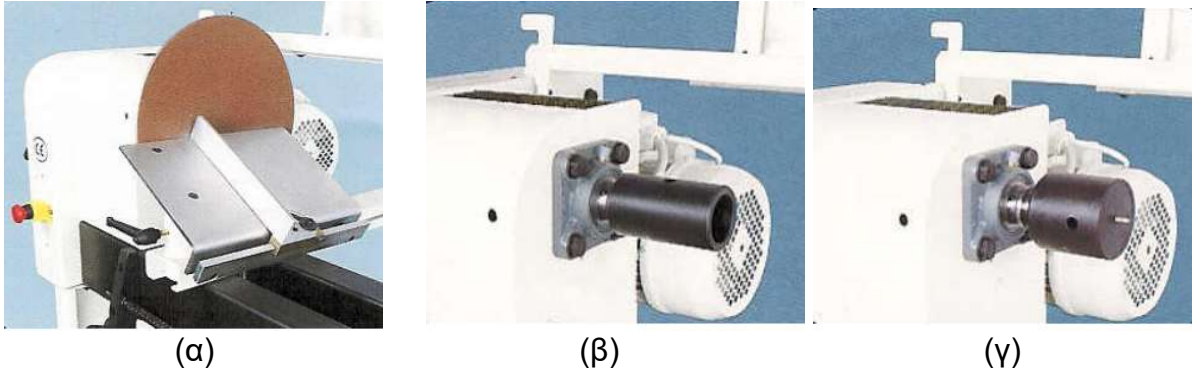


(α)



(β)

Σχήμα 1.12: (α) Καβαλέτο ξυλότορνου και (β) σύστημα αντιγραφής της εταιρείας
HOLZMANN MASCHINEN.
(Πηγή: <https://www.papadopoulos.com>)



Σχήμα 1.13: (α) Σύστημα λείανση αντικειμένων, (β) (γ) συστήματα διάτρησης αντικειμένων (Πηγή: Γεωργίου 2004)



Σχήμα 1.14: Τσοκ τετραπλών σιαγόνων συγκράτησης ξυλοτεμαχίων. (α) πλευρά τσοκ που εφαρμόζει πάνω στον κύριο άξονα του τόρνου, (β) πλευρά τσοκ στην οποία συγκρατείται το ξυλοτεμάχιο, (γ) εξαρτήματα συγκράτησης ξυλοτεμαχίου διαφόρων μεγεθών ανάλογα με το μέγεθος του τεμαχίου προς τόρνευση. (Πηγή: <https://www.amazon.com>)

1.4 ΕΡΓΑΛΕΙΑ ΚΟΠΗΣ ΞΥΛΙΝΩΝ ΤΕΜΑΧΙΩΝ

Υπάρχουν διάφοροι τύποι εργαλείων κοπής ξυλότορνου, σκαρπέλο. Η επιλογή του κατάλληλου σκαρπέλου εξαρτάται από την κατεργασία για την οποία θα χρησιμοποιηθεί – για παράδειγμα το σκαρπέλο που χρησιμοποιείται για ξεχόνδρισμα είναι διαφορετικό από το σκαρπέλο για τελικό φινίρισμα – αλλά και το ακριβές σχήμα που απαιτείται να δοθεί στο αντικείμενο. Τα εργαλεία κοπής που χρησιμοποιούνται στην κατεργασία ξύλινων τεμαχίων με χρήση ξυλότορνου μοιάζουν με τα εργαλεία – σκαρπέλα του ξυλογλύπτη αλλά έχουν λαβές πολύ μεγαλύτερες των ξυλογλυπτικών εργαλείων. Στο Σχ.1.15 φαίνονται τα βασικότερα κοπτικά εργαλεία - σκαρπέλα που χρησιμοποιούνται κατά την τórνευση ξύλινων τεμαχίων.



Σχήμα 1.15: Κοπτικά εργαλεία - σκαρπέλα ξυλότορνου.
(Πηγή: http://pluton22.blogspot.com/2012/12/blog-post_19.html)

Ένα τυπικό κοπτικό εργαλείο για τórνο ξύλου αποτελείται από τα εξής μέρη (Πηγή: <https://www.wonkeedonkeetools.co.uk/wood-turning-chisels>):

- Λεπίδα (blade). Η λεπίδα κατασκευάζεται από ταχυχάλυβα (highspeedsteel). Η ακμή κοπής (cuttingedge) της λεπίδας δημιουργείται με το λοξό ακόνισμα (bevel) της απόληξης της λεπίδας. Διάφοροι τύποι σκαρπέλων έχουν διαμορφωμένο στην λεπίδα έναν αυλό (flute) για την ταχύτερη απομάκρυνση των αποβλήτων της κοπής.
- Λαβή (handle). Συνήθως κατασκευάζεται από ξύλο. Η λαβή φέρει οπή κατάλληλων διαστάσεων μέσα στην οποία σφηνώνει η λεπίδα. Για την αποφυγή του σχισίματος της ξύλινης λαβής κατά την έμπηξη σε αυτό της λεπίδας, συνήθως τοποθετείται ένας μεταλλικός δακτύλιος (ferrule).



Σχήμα 1.15: Τα μέρη ενός σκαρπέλου.

(Πηγή: <https://www.wonkeedonkeetools.co.uk/wood-turning-chisels/what-are-the-parts-of-a-woodturning-chisel>)

Παρακάτω επεξηγούνται αναλυτικά οι διάφοροι τύποι σκαρπέλων και οι χρήσεις τους (Πηγή: <https://www.wonkeedonkeetools.co.uk/wood-turning-chisels>).

Σκαρπέλο ξεχονδρίσματος

Το σκαρπέλο ξεχονδρίσματος έχει λεπίδα με πλατύ αυλό και χρησιμοποιείται για το πρώτο στάδιο επεξεργασίας του αντικειμένου, κατά το οποίο απαιτείται να αφαιρεθεί πολύ υλικό προκειμένου να έρθει γρήγορα σε κυκλικό σχήμα, με την ποιότητα της επιφάνειας να είναι αδιάφορη, αφού θα ακολουθήσουν και άλλα στάδια κατεργασίας. Η γωνία της ακμής κοπής είναι μεταξύ 40 και 45 μοίρες.

Μια διαφορετική εκδοχή του εργαλείου αυτού έχει πιο ρηχό αυλό και είναι πιο στενό, για τη δημιουργία πολύπλοκων καμπύλων γεωμετριών. Το τελείωμα στην ακμή κοπής του (σε κάτωψη) έχει σχήμα οβάλ και η γωνία της ακμής κοπής είναι μεταξύ 30 και 40 μοίρες.

Επίπεδο σκαρπέλο

Τα σκαρπέλα με επίπεδη λεπίδα έχουν τη δυνατότητα να έχουν την ακμή κοπής σε διάφορες γωνίες ως προς τη λαβή, από κάθετη έως και σε 30 μοίρες. Η επίπεδη βάση της λεπίδας βοηθά στην καλύτερη στήριξη του εργαλείου κοπής.

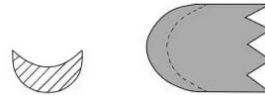
Σκαρπέλο σχισίματος

Τα σκαρπέλα σχισίματος (partingtools) χρησιμοποιούνται για μικρές ή μεγαλύτερες τομές στο αντικείμενο που κατεργάζεται. Συνήθως οι λεπίδες σχισίματος έχουν ορθογωνική διατομή, αν και υπάρχουν και λεπίδες με αυλό, ενώ για πολύπλοκες τομές χρησιμοποιούνται και λεπίδες που έχουν διατομή ρόμβου ή και τετράγωνη. Η αντιστήριξη της λεπίδας γίνεται στη μικρή πλευρά της διατομής της.

Στο Σχ. 1.16 παρουσιάζονται διάφοροι τύποι σκαρπέλων καθώς και όψη και τομή της λεπίδας τους.



(α) σκαρπέλο ξεχονδρίσματος



(β) σκαρπέλο σεχονδριάσματος με πιο ρηχό αυλό



(γ) σκαρπέλο επίπεδης λεπίδας.



(δ) σκαρπέλο σχισίματος με αυλό



(ε) σκαρπέλο σχισίματος με λεπίδα διατομής ρόμβου



(στ) σκαρπέλο σχισίματος με λεπίδα τετραγωνικής διατομής

Σχήμα 1.16: Είδη διαφόρων σκαρπέλων και όψη και τομή των λεπίδων τους.
(Πηγή: <https://www.wonkeedonkeetools.co.uk/>)

1.5 ΜΕΘΟΔΟΙ ΚΑΙ ΧΑΡΑΚΤΗΡΙΣΤΙΚΑ ΣΤΟΙΧΕΙΑ ΤΟΡΝΕΥΣΗΣ

Τόρνευση είναι μια κατεργασία κοπής με συνδυασμό περιστροφικής και μεταφορικής κίνησης η οποία εκτελείται με κοπτικό εργαλείο καθορισμένης γεωμετρίας με σημειακή επαφή. Η περιστροφική (κύρια) κίνηση εκτελείται από το τεμάχιο προς επεξεργασία ενώ η μεταφορική (δευτερεύουσα) κίνηση είναι η πρόωση και εκτελείται από το κοπτικό εργαλείο. Σε ειδικές περιπτώσεις, όπως η διάτρηση αντικειμένου, μπορεί το κοπτικό εργαλείο να εκτελεί την περιστροφική κίνηση (Πηγή: Βούλγαρης 2007).

Ανάλογα με τη θέση της κατεργαζόμενης επιφάνειας διακρίνουμε εσωτερική και εξωτερική τόρνευση. Ανάλογα με την διεύθυνση της πρόωσης διακρίνουμε σε διαμήκης ή εγκάρσια τόρνευση. Ανάλογα με την παραγόμενη επιφάνεια του τεμαχίου και τη χρήση ή όχι εξαρτημάτων του τόρνου όπως η κινητήρια άτρακτος σπειρωμάτων ή σύστημα αντιγραφής, διακρίνουμε κυκλική τόρνευση, επίπεδη τόρνευση, έκκεντρο τόρνευση, τόρνευση προφίλ, σπειροτόμηση και αντιγραφή (Πηγή: Βούλγαρης 2007). Στο Σχ. 1.17 φαίνονται παραδείγματα των παραπάνω μεθόδων τόρνευσης.

Τα χαρακτηριστικά στοιχεία της τόρνευσης είναι τα ακόλουθα (Πηγή: Βούλγαρης 2007):

- **Ταχύτητα κοπής:** Ταχύτητα κοπής ονομάζεται η περιστροφική κίνηση που πραγματοποιεί το торνεύσιμο τεμάχιο κατά την τόρνευση. Εξαρτάται από το υλικό και τις αρχικές διαστάσεις του торνεύσιμου τεμαχίου, το είδος του εργαλείου κοπής, την ισχύ του τόρνου και από την ποιότητα της τελικής επιφάνειας του κατεργασμένου τεμαχίου. Υπάρχουν πίνακες που δίνουν ενδεικτικές τιμές ταχυτήτων κοπής για κάθε υλικό και διάμετρο αντικειμένου. Οι στροφές λειτουργίας του τόρνου λαμβάνονται από πίνακα ή σχετικό διάγραμμα το οποίο φέρει ο τόρνος στερεωμένο στη μηχανή του. Η ταχύτητα κοπής υπολογίζεται σύμφωνα με την παρακάτω εξίσωση και μετράται σε m/min :

$$V_c = \frac{\pi \cdot d \cdot n}{1.000} \quad (m/min) \quad (1.1)$$

Όπου: V_c η ταχύτητα κοπής, d η διάμετρος του τεμαχίου σε mm, και n ο αριθμός στροφών του τόρνου σε στροφές ανά λεπτό.

- **Πρόωση:** Πρόωση ονομάζεται η μετατόπιση του κοπτικού εργαλείου στην διεύθυνση του άξονα τόρνευσης κατά τη διάρκεια μίας στροφής του торνεύσιμου τεμαχίου. Εξαρτάται από την ισχύ του ηλεκτροκινητήρα και την ποιότητα τις επιφάνειας που θέλουμε να δημιουργήσουμε. Συμβολίζεται με το γράμμα f και με έχει μονάδες mm/στροφή.

• Ταχύτητα πρόωσης: Ταχύτητα πρόωσης ονομάζεται η μετατόπιση του κοπτικού εργαλείου στην διεύθυνση του άξονα τórνευσης σε διάρκεια ενός λεπτού και υπολογίζεται σύμφωνα με την παρακάτω εξίσωση:

$$V_f = n \cdot f \quad (\text{mm}/\text{min}) \quad (1.2)$$

Όπου: V_f η ταχύτητα πρόωσης, f η πρόωση σε mm και n ο αριθμός στροφών του τórνου σε στροφές ανά λεπτό.

Η ταχύτητα κοπής και η ταχύτητα προώσεως καθορίζουν το μέγεθος της ενεργού ταχύτητας (V_e).

• Βάθος κοπής: Το βάθος κοπής είναι η απόσταση μεταξύ της κατεργασμένης και της ακατέργαστης επιφάνειας κατά μήκος της ακτίνας της διατομής του τεμαχίου και υπολογίζεται ως εξής:

$$a = \frac{d_{\text{κατεργ.}} - d_{\text{αρχ.}}}{2} \quad (1.3)$$

Όπου: a το βάθος κοπής σε mm, $d_{\text{κατεργ.}}$ Η διάμετρος της διατομής μετά την κατεργασία μετρούμενη σε mm και $d_{\text{αρχ.}}$ η διάμετρος της αρχικά μη κατεργασμένης διατομής μετρούμενη σε mm.

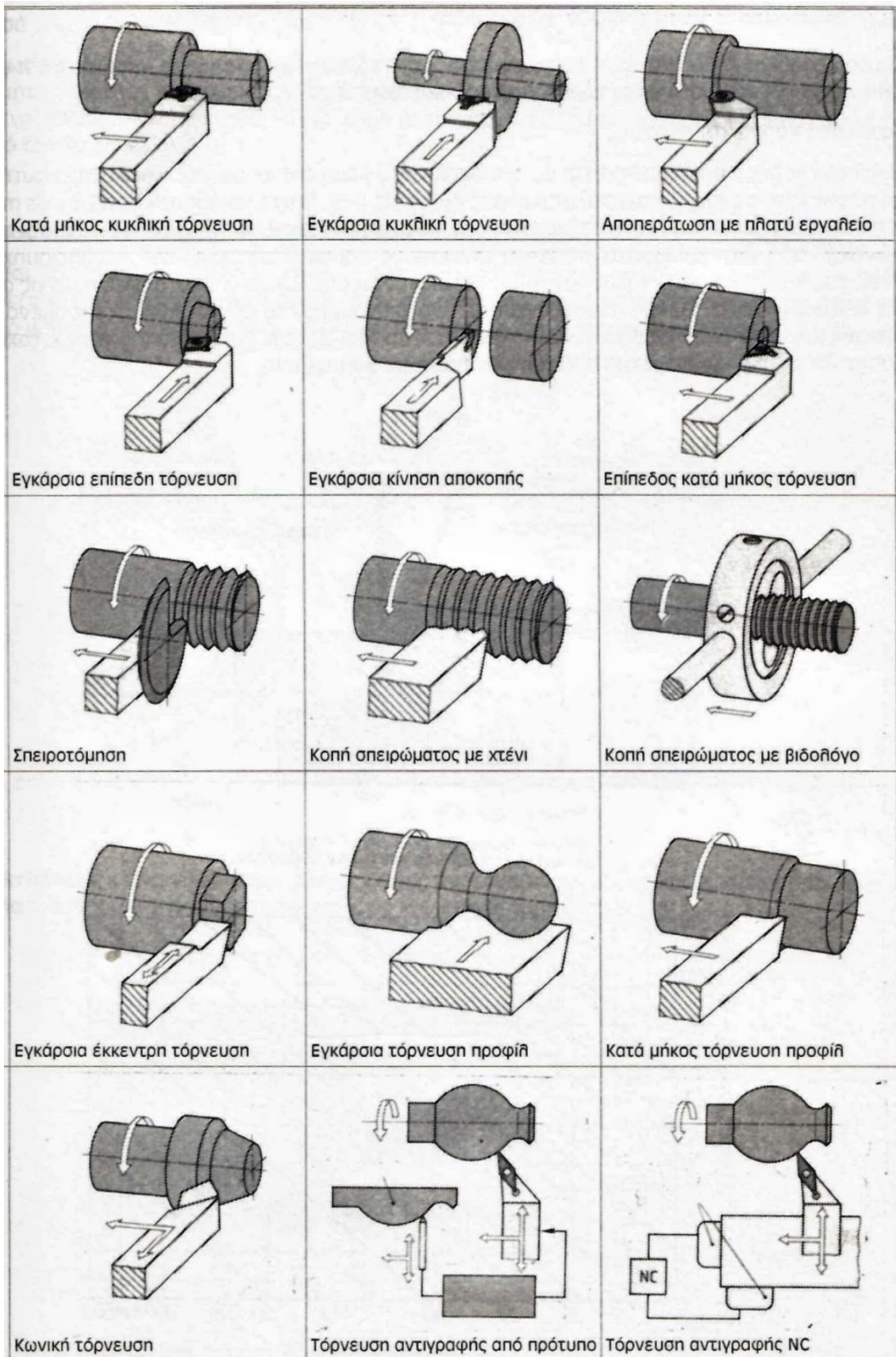
• Πλάτος b και πάχος h αποβλήτου κοπής: Το πλάτος του αποβλήτου της κοπής εξαρτάται από το βάθος κοπής και την γωνία θέσεως, x , η οποία είναι η γωνία που σχηματίζεται μεταξύ της κόψης του κοπτικού εργαλείου και της διεύθυνσης της πρόωσης. Το πάχος του αποβλήτου της κοπής εξαρτάται από την πρόωση και την γωνία θέσεως. Υπολογίζονται σύμφωνα με τις παρακάτω εξισώσεις:

$$h = \frac{a}{\sin x} \quad (1.4)$$

$$b = f \cdot \sin x \quad (1.5)$$

• Όγκος αποβλήτου κοπής, Q : Ο όγκος του αποβλήτου κοπής εξαρτάται από το βάθος της κοπής, την πρόωση και την ταχύτητα κοπής και υπολογίζεται σύμφωνα με την παρακάτω εξίσωση:

$$Q = a \cdot f \cdot V_c \quad (1.6)$$



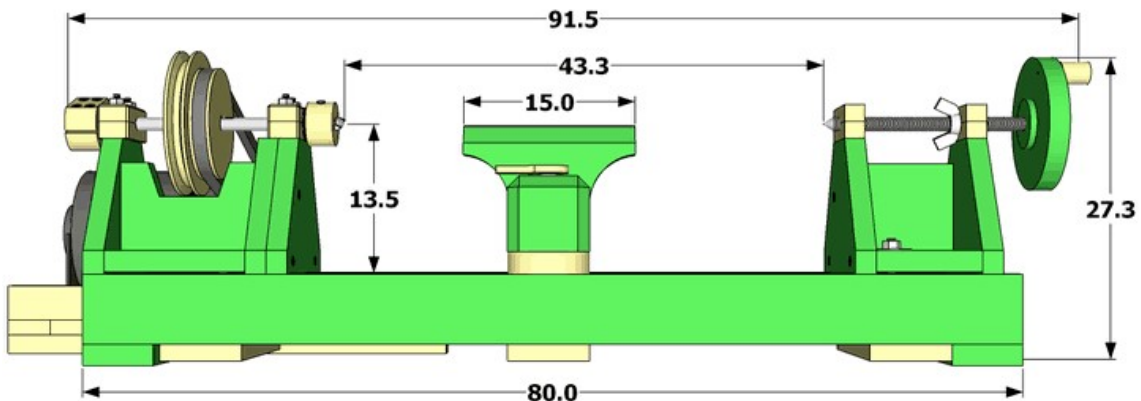
Σχήμα 1.17: Είδη τόνρευσης.
(Πηγή: Βούλγαρης 2007)

1.6 ΤΕΧΝΙΚΑ ΧΑΡΑΚΤΗΡΙΣΤΙΚΑ ΞΥΛΟΤΟΡΝΟΥ

Τα βασικά τεχνικά χαρακτηριστικά ενός ξυλότορνου, βάσει του οποίου γίνεται η επιλογή του από το χρήστη είναι τα εξής (Πηγή: Λαζαρίδης, 1990): :

- Το μέγιστο μήκος εργασίας: Η μέγιστη απόσταση ανάμεσα στο τσοκ και τον κεντροφορέα, δηλαδή το μέγιστο μήκος αντικειμένου που μπορεί να τοποθετηθεί και να κατεργαστεί στον τόρνο.
- Η μέγιστη διάμετρος εργασίας: Η μέγιστη διάμετρος αντικειμένου το οποίο δύναται να τοποθετηθεί στο τσοκ και να περιστραφεί και να περιστραφεί ανεμπόδιστα.
- Οι στροφές λειτουργίας: Η περιστροφική ταχύτητα του τσοκ.
- Η ισχύς του ηλεκτροκινητήρα
- Οι εξωτερικές διαστάσεις
- Το βάρος του τόρνου

Ενδεικτικές διαστάσεις ενός μικρού ξυλότορνου ερασιτεχνικής χρήσης φαίνονται στο Σχ. 1. 18



Σχήμα 1.18: Ενδεικτικές διαστάσεις τυπικού ξυλότορνου ερασιτεχνικής χρήσης. (Πηγή: <https://woodgears.ca/lathe/plans/specs.html>)

Ενδεικτικά αναφέρεται ότι ένας τυπικός τόρνος ξύλου ερασιτεχνικής χρήσης έχει κινητήρα ισχύος κατ' ελάχιστο $\frac{1}{2}$ ίππο, στροφές λειτουργίας μεταξύ 500 και 2000, είτε μεταβλητές (ρύθμιση με ροοστάτη), είτε συγκεκριμένες (ρύθμιση με ιμάντα – τροχαλία). Το μέγιστο μήκος και η μέγιστη διάμετρος εργασίας ποικίλουν και είναι άμεση συνάρτηση του κόστους αγοράς.

ΚΕΦΑΛΑΙΟ 2

ΙΜΑΝΤΕΣ – ΓΡΑΝΑΖΙΑ

2.1 ΜΕΤΑΔΟΣΗ ΚΙΝΗΣΗΣ ΜΕ ΙΜΑΝΤΕΣ

Ο ιμάντας είναι η πλέον διαδεδομένη μορφή μετάδοσης κίνησης με έλξη, μαζί με την αλυσίδα. Μετάδοση κίνησης με ιμάντα χρησιμοποιείται συνήθως όταν η απόσταση μεταξύ των αξόνων είναι σημαντική, ή όταν απαιτείται η ύπαρξη ελαστικότητας στο σύστημα μετάδοσης.

Μερικά από τα πλεονεκτήματα της ιμαντοκίνησης σε σχέση με άλλες μορφές ή μεθόδους μετάδοσης και (υπο)πολλαπλασιασμού των στροφών είναι τα εξής (Πηγή: Ι. Στεργίου & Κ. Στεργίου, 2002):

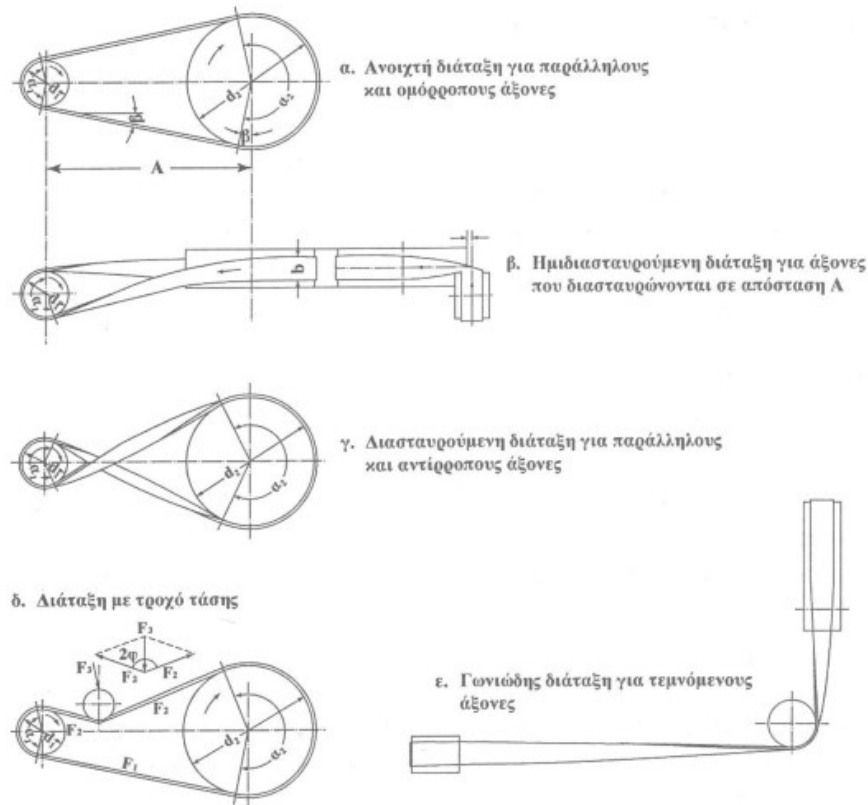
- Απλότητα στην κατασκευή, τη συναρμολόγηση και τη συντήρηση
- Χαμηλό κόστος
- Υψηλή απόδοση σε μεγάλες αποστάσεις
- Απόσβεση ταλαντώσεων και κραδασμών
- Γενικά αθόρυβη λειτουργία
- Δεν υπάρχει ανάγκη για λίπανση ή άλλου είδους συντήρηση
- Δυνατότητα χρήσης πολλαπλών ιμάντων για κίνηση περισσότερων από έναν αξόνων
- Ευκολία αποσύμπλεξης μέσω αφαίρεσης της πρότασης του ιμάντα

Βεβαίως υπάρχουν και μειονεκτήματα. Τα σημαντικότερα εκ των οποίων συνοψίζονται ως ακολούθως (Πηγή: Ι. Στεργίου & Κ. Στεργίου, 2002):

- Μικρή απόδοση λόγω ολίσθησης μεταξύ ιμάντα και τροχαλίας
- Απώλεια απόδοσης στο χρόνο λόγω ερπυσμού του ιμάντα
- Ανάγκη για κατά διαστήματα έλεγχο και ρύθμιση ή αξιόπιστη τάνυση λόγω χαλάρωσης του ιμάντα
- Ο συντελεστής τριβής δύναται να μεταβληθεί ανάλογα με τις περιβαλλοντικές συνθήκες, την ύπαρξη σκόνης, λαδιού, κλπ

Ανάλογα με τη φορά και τη διεύθυνση μετάδοσης της κίνησης, εντοπίζονται οι εξής κατηγορίες μετάδοσης κίνησης (Σχ. 2.1) (Πηγή: Ι. Στεργίου & Κ. Στεργίου, 2002):



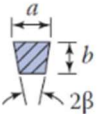
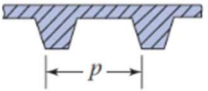
- Ανοικτή διάταξη με παράλληλους και ομόρροπους άξονες
- Ημιδιασταυρούμενη διάταξη για άξονες που διασταυρώνονται σε κάποια απόσταση
- Διασταυρούμενη διάταξη για παράλληλους και αντίρροπους άξονες
- Γωνιώδεις διατάξεις



Σχήμα 2.1: Διατάξεις μετάδοσης κίνησης με ιμάντες.
(Πηγή: Ι. Στεργίου & Κ. Στεργίου, 2002)

Αντίστοιχα, ανάλογα με τη διατομή του ιμάντα, διακρίνονται οι εξής κατηγορίες ιμάντων (Σχ. 2.2) (Πηγή: Ι. Στεργίου & Κ. Στεργίου, 2002):

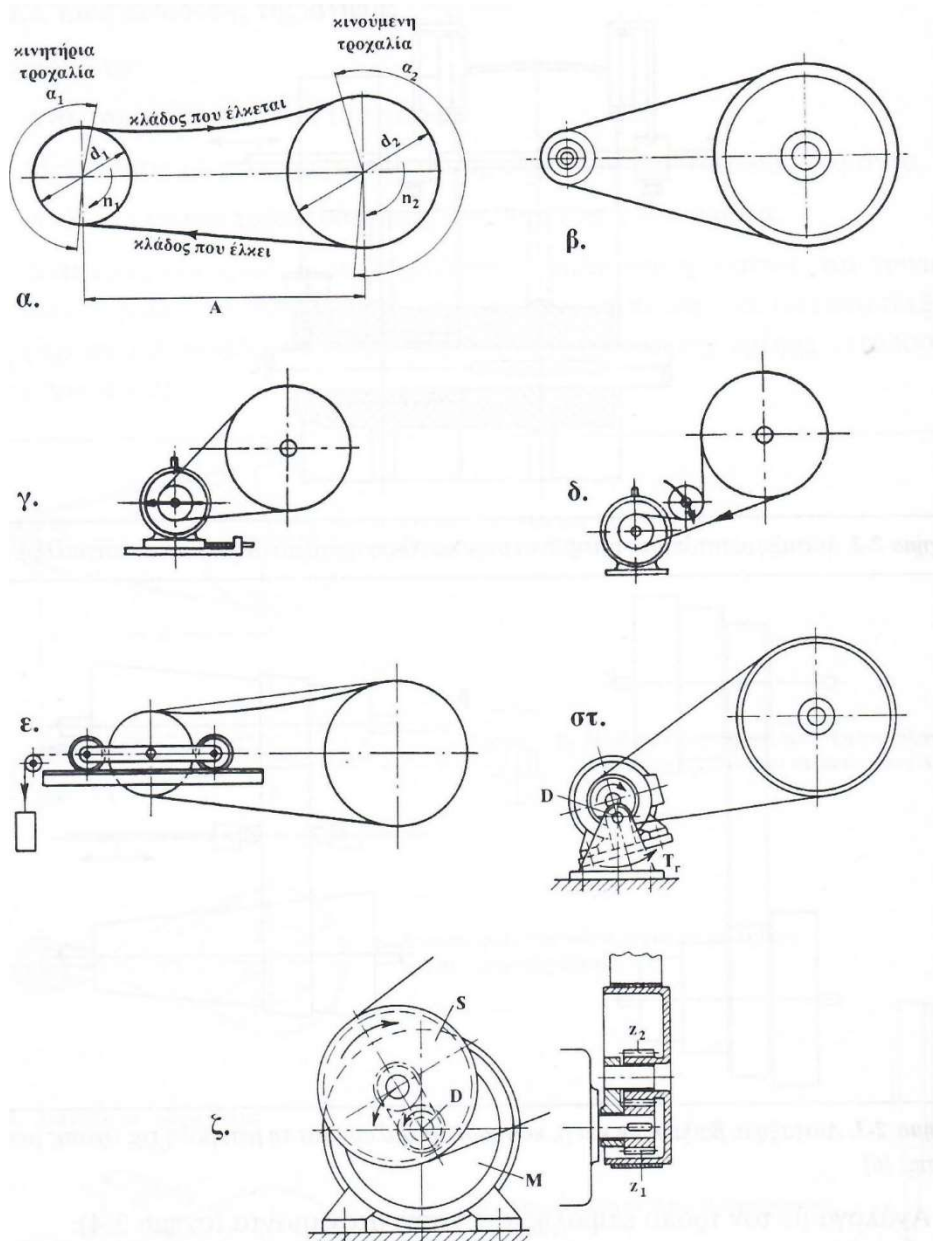
- Επίπεδος ιμάντας
- Τραπεζοειδής ιμάντας
- Οδοντωτός ιμάντας
- Κυλινδρικός ιμάντας

Belt Type	Geometric Form	Size Range	Center Distance between Pulleys
Flat		$t = 0.75\text{--}5 \text{ mm}$	No upper limit
Round		$d = 3\text{--}19 \text{ mm}$	No upper limit
V		$a = 13\text{--}38 \text{ mm}$ $b = 8\text{--}23 \text{ mm}$ $2\beta = 34^\circ\text{--}40^\circ$	Limited
Timing		$p = 2 \text{ mm and up}$	Limited

Σχήμα 2.2: Τύποι ιμάντα ως προς τη διατομή.
(Πηγή: <https://engineering.utm.my/mechanical/>)

Επίσης, διάκριση υπάρχει και ως προς τη μέθοδο επιβολής της τάσης. Μερικές από τις πιο διαδεδομένες μεθόδους είναι οι παρακάτω (Σχ. 2.3) (Πηγή: Ι. Στεργίου & Κ. Στεργίου, 2002):

- Με τάση που προέρχεται από το ίδιο βάρος του ιμάντα
- Με τάση που επιβάλλεται κατά την τοποθέτηση του ιμάντα
- Με μετακίνηση του κινητήρα πάνω σε ολισθητήρες
- Με τροχό τάσης (ρυθμιστικό τροχό)
- Με φορείο τάσης
- Με τον κινητήρα σε αιωρούμενη βάση
- Με αυτοτάση



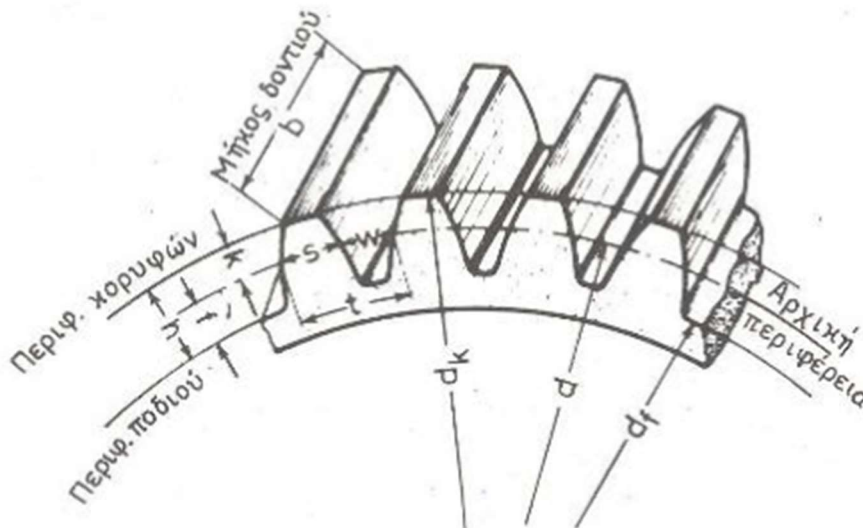
Σχήμα 2.3: Διατάξεις τάσης ιμάντα.
(Πηγή: Ι. Στεργίου & Κ. Στεργίου, 2002)

2.2 ΜΕΤΑΔΟΣΗ ΚΙΝΗΣΗΣ ΜΕ ΟΔΟΝΤΩΤΟΥΣ ΤΡΟΧΟΥΣ

Οδοντωτός τροχός είναι κάθε μεταλλικός (ή από άλλο υλικό) δίσκος, του οποίου η περιφέρεια χωρίζεται κατά κανονικά διαστήματα σε εσοχές και εξοχές, δηλαδή οδόντες (Σχ. 2.4). Όλοι οι οδόντες πρέπει να έχουν το ίδιο ύψος, πάχος και την ίδια απόσταση μεταξύ τους (Πηγή: <http://old-2017.metal.ntua.gr>).

Διακρίνονται τέσσερις βασικές περιπτώσεις μετάδοσης κίνησης με οδοντωτούς τροχούς ως προς τη θέση των αξόνων στο χώρο (Σχ. 2.5) (Πηγή: Ι. Στεργίου & Κ. Στεργίου, 2002):

- Επίπεδοι (μετωπικοί) οδοντωτοί τροχοί → άξονες παράλληλοι
- Κωνικοί οδοντωτοί τροχοί → άξονες διασταυρούμενοι ή τεμνόμενοι
- Κοχλιωτοί ή Ελικοειδείς οδοντωτοί τροχοί → άξονες διασταυρούμενοι
- Ατέρμων κοχλίας – οδοντωτός κανόνας → άξονες διασταυρούμενοι



Σχήμα 2.4: Γεωμετρία οδοντωτού τροχού.

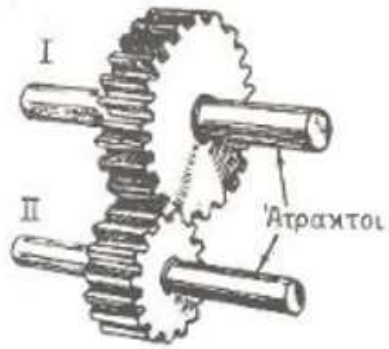
(Πηγή: http://old-2017.metal.ntua.gr/uploads/4552/1378/odontotoi_troxoi.pdf)

Μερικά από τα πλεονεκτήματα της μετάδοσης κίνησης με οδοντωτούς τροχούς είναι τα παρακάτω (Πηγή: <http://old-2017.metal.ntua.gr>):

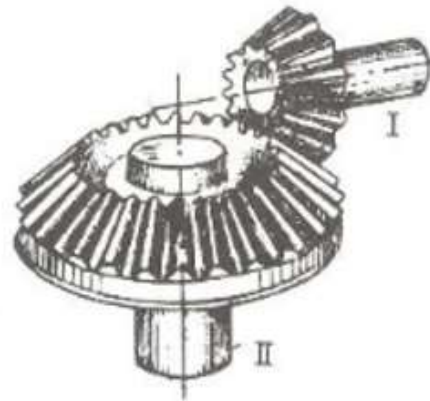
- Εφαρμογή σε όλες τις σχετικές θέσεις αξόνων στο χώρο
- Σταθερή σχέση μετάδοσης που δεν εξαρτάται από εξωγενείς παράγοντες
- Μεγάλη διάρκεια ζωής
- Χαμηλές απαιτήσεις σε συντήρηση
- Υψηλός βαθμός απόδοσης, που εξαρτάται όμως από το είδος των οδοντωτών τροχών, την ποιότητα της κατασκευής και τη λίπανση

Αντίστοιχα, τα κυριότερα μειονεκτήματα είναι τα παρακάτω (Πηγή: <http://old-2017.metal.ntua.gr>):

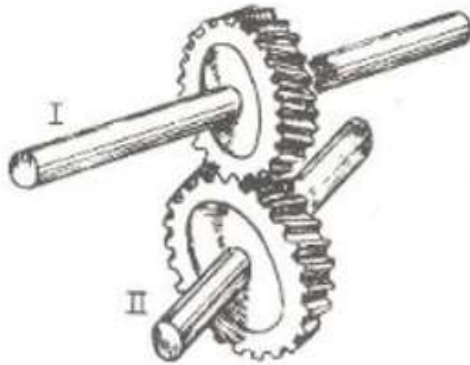
- Λειτουργία γενικά θορυβώδης
- Σχετικά υψηλό κόστος κατασκευής
- Μη ελαστική μέθοδος μετάδοσης κίνησης



Παράλληλοι οδοντωτοί τροχοί.



Κωνικοί οδοντωτοί τροχοί.



Ελικοειδείς οδοντωτοί τροχοί.



Ατέρμονας κοχλίας, οδοντωτός τροχός.

Σχήμα 2.5: Περιπτώσεις θέσης αξόνων στο χώρο.
(Πηγή: http://old-2017.metal.ntua.gr/uploads/4552/1378/odontotoi_trochoi.pdf)

Στα πλαίσια της παρούσας μελέτης γίνεται μια σειρά υποθέσεων εργασίας που αφορούν τα τεχνικά και γεωμετρικά στοιχεία του τόννου ξύλου, τα στοιχεία μηχανής του οποίου αποτελούν το αντικείμενο των υπολογισμών του παρόντος καθώς και των επόμενων κεφαλαίων. Οι υποθέσεις αυτές λειτουργούν ως αρχικά δεδομένα, τα οποία τροφοδοτούν τους υπολογισμούς της μελέτης. Επισημαίνεται ότι οι υποθέσεις αυτές δεν είναι αυθαίρετες, αλλά βασίζονται σε έρευνα αγοράς παρόμοιων εργαλειομηχανών που διατίθενται στην αγορά.

Η βασική υπόθεση αφορά το κινητήριο σύστημα, το οποίο και είναι συνήθως μονοφασικός ηλεκτροκινητήρας 2 πόλων, με ισχύ 0,75 kW (1 hp) και ταχύτητα περιστροφής 3.000 RPM.

Άλλες υποθέσεις είναι η σχέση μετάδοσης της ιμαντοκίνησης η οποία εκλέγεται ίση με $i = 2,5$ και οι σχέσεις μετάδοσης των συμπλεκόμενων οδοντωτών τροχών οι οποίες είναι οι εξής:

- $i_1 = 2,333$ για το ζεύγος οδοντωτών OT_1 και OT_2
- $i_2 = 2$ για το ζεύγος οδοντωτών OT_3 και OT_4
- $i_3 = 1,5$ για το ζεύγος οδοντωτών OT_5 και OT_6
- $i_4 = 1$ για το ζεύγος οδοντωτών OT_7 και OT_8
- $i_5 = 0,667$ για το ζεύγος οδοντωτών OT_9 και OT_{10}

Η επιθυμητή ταχύτητα λειτουργίας του τσοκ κυμαίνεται στο εύρος 514,36 – 1.799,1 RPM.

Πιο αναλυτικά, η μικρή τροχαλία της ιμαντοκίνησης (TP1) συνδέεται απευθείας με τον άξονα του ηλεκτροκινητήρα και μεταδίδει κίνηση από τον ηλεκτροκινητήρα στον ενδιάμεσο άξονα μέσω της μεγάλης τροχαλίας (TP2). Η σύνδεση των δύο τροχαλιών γίνεται με την βοήθεια μικροτραπεζοειδούς ιμάντα.

Ο ενδιάμεσος άξονας στηρίζεται σε δύο έδρανα κύλισης. Στο ένα άκρο του ενδιάμεσου άξονα είναι τοποθετημένος οδοντωτός τροχός με σφήνα, έτσι ώστε να είναι δυνατή η αφαίρεση και τοποθέτηση διαφορετικών οδοντωτών τροχών ενώ στο τμήμα του άξονα μεταξύ των εδράνων εφαρμόζεται η μεγάλη τροχαλία.

Ο κύριος άξονας στηρίζεται και αυτός σε δύο έδρανα κύλισης. Στο ένα άκρο του κύριου άξονα είναι τοποθετημένος οδοντωτός τροχός με σφήνα, έτσι ώστε να είναι δυνατή η αφαίρεση και τοποθέτηση διαφορετικών οδοντωτών τροχών και στο άλλο άκρο είναι τοποθετημένο το τσοκ.

Οι τροχαλίες έχουν κατασκευαστεί από χυτοσίδηρο, ενώ τα γρανάζια από σκληρυμένο χάλυβα σε βάθος (βελτιωμένος και βαμμένος). Το υλικό των αξόνων είναι χάλυβας St50 και των σφηνών C45,

Η τελική γεωμετρία του τόννου – όσον αφορά τμήμα που περιέχει τον ηλεκτροκινητήρα, τη μετάδοση της κίνησης και τον άξονα – θα καθοριστεί μετά τους απαραίτητους υπολογισμούς.

3.2 ΥΠΟΛΟΓΙΣΜΟΣ ΙΣΧΥΟΣ ΤΩΝ ΣΤΟΙΧΕΙΩΝ ΤΟΥ ΤΟΝΝΟΥ

Όπως έχει ήδη αναφερθεί θεωρούμε την ισχύ του κινητήρα:

$$P_{H/K} = 0,75 \text{ kW}$$

Λαμβάνοντας υπόψη όλες τις απώλειες ισχύος, οι οποίες υπάρχουν στην ιμαντοκίνηση ($\varepsilon_b = 3\%$), στα έδρανα ($\varepsilon_L = 1\%$ για κάθε έδρανο) και στους οδοντωτούς τροχούς ($\varepsilon_t = 2\%$) υπολογίζουμε την ισχύ στα στοιχεία του τóρνου.

–Ισχύς τροχαλίας 1: Η τροχαλία 1 συνδέεται στον ηλεκτροκινητήρα και έτσι η ισχύς της τροχαλίας 1, P_{TP1} , είναι ίση με την ισχύ του ηλεκτροκινητήρα. Οπότε ισχύει:

$$P_{TP1} = P_{H/K} = 0,75 \text{ kW} \quad (3.1)$$

–Ισχύς τροχαλίας 2: Η ισχύς της τροχαλίας 2, P_{TP2} , ισοδυναμεί με την ισχύ της τροχαλίας 1 αφαιρουμένων των απωλειών ισχύος που προκύπτουν λόγω της ιμαντοκίνησης. Οπότε ισχύει:

$$P_{TP2} = P_{TP1} - \varepsilon_b \cdot P_{TP1} = (1 - \varepsilon_b) \cdot P_{TP1} \quad (3.2)$$

$$P_{TP2} = (1 - 0,03) \cdot 0,75 = 0,97 \cdot 0,75 \text{ kW} \Rightarrow P_{TP2} = 0,728 \text{ kW}$$

–Ισχύς οδοντωτού τροχού στον ενδιάμεσο άξονα: Η ισχύς του οδοντωτού τροχού του ενδιάμεσου άξονα, $P_{O.T.ενδ.αξ.}$, ισοδυναμεί με την ισχύ της τροχαλίας 2 αφαιρουμένων των απωλειών ισχύος που προκύπτουν λόγω των εδράνων κύλισης του δευτερεύοντα άξονα Σχ.3.1. Οπότε ισχύει:

$$P_{O.T.ενδ.αξ.} = P_{TP2} - 2 \cdot \varepsilon_L \cdot P_{TP2} = (1 - 2 \cdot \varepsilon_L) \cdot P_{TP2} \quad (3.3)$$

$$P_{O.T.ενδ.αξ.} = (1 - 2 \cdot 0,01) \cdot 0,728 = 0,98 \cdot 0,728 \text{ kW} \Rightarrow P_{O.T.ενδ.αξ.} = 0,713 \text{ kW}$$

–Ισχύς οδοντωτού τροχού στον κύριο άξονα: Η ισχύς του οδοντωτού τροχού στον κύριο άξονα, $P_{O.T.κυρ.αξ.}$, ισοδυναμεί με την ισχύ του οδοντωτού τροχού του ενδιάμεσου άξονα αφαιρουμένων των απωλειών ισχύος που προκύπτουν μεταξύ των δύο οδοντωτών τροχών. Οπότε ισχύει:

$$P_{O.T.κυρ.αξ.} = P_{O.T.ενδ.αξ.} - \varepsilon_t \cdot P_{O.T.ενδ.αξ.} = (1 - \varepsilon_t) \cdot P_{O.T.ενδ.αξ.} \quad (3.4)$$

$$P_{O.T.κυρ.αξ.} = (1 - 0,02) \cdot 0,713 = 0,98 \cdot 0,713 \text{ kW} \Rightarrow P_{O.T.κυρ.αξ.} = 0,699 \text{ kW}$$

–Ισχύς στο στοκ: Η ισχύς στο στοκ, $P_{\text{στοκ}}$, ισοδυναμεί με την ισχύ του οδοντωτού τροχού του κύριου άξονα αφαιρουμένων των απωλειών ισχύος που προκύπτουν λόγω των δύο εδράνων κύλισης του κύριου άξονα. Οπότε ισχύει:

$$P_{\text{στοκ}} = P_{O.T.κυρ.αξ.} - 2 \cdot \varepsilon_L \cdot P_{O.T.κυρ.αξ.} = (1 - 2 \cdot \varepsilon_L) \cdot P_{O.T.κυρ.αξ.} \quad (3.5)$$

$$P_{\text{στοκ}} = (1 - 2 \cdot 0,01) \cdot P_{O.T.κυρ.αξ.} = 0,98 \cdot 0,699 \text{ kW} \Rightarrow P_{\text{στοκ}} = 0,685 \text{ kW}$$

3.3 ΥΠΟΛΟΓΙΣΜΟΣ ΙΜΑΝΤΟΚΙΝΗΣΗΣ

3.3.1 Υπολογισμός Τραπεζοειδούς Ιμάντα

– Υπολογιστική ισχύς

Υπολογίζουμε την υπολογιστική ισχύ η οποία δίνεται από την εξίσωση:

$$P_{υπ.} = P \cdot C \quad (3.6)$$

όπου P είναι η προς μεταφορά ισχύς σε (kW) και C ο συντελεστής φόρτισης.

Η προς μεταφορά ισχύς είναι ίση με την ισχύ της τροχαλίας 1 με $P = P_{TP1} = 0,75kW$ αυξημένη κατά τον συντελεστή φόρτισης C . Ο συντελεστής φόρτισης C σύμφωνα με τον Πίν. 3.1, για κινητήρα εναλλασσόμενου ρεύματος (AC) με κανονική ροπή εκκίνησης με αριθμό στροφών άνω των 600 RPM, με ημερήσιο χρόνο λειτουργίας μεταξύ 10 και 16 ωρών και μέτριο φορτίο, λαμβάνει την τιμή:

$$C = 1,2$$

Οπότε η υπολογιστική ισχύς είναι:

$$P_{υπ.} = P \cdot C = 0,75 kW \cdot 1,2 = 0,9 kW \quad (3.7)$$

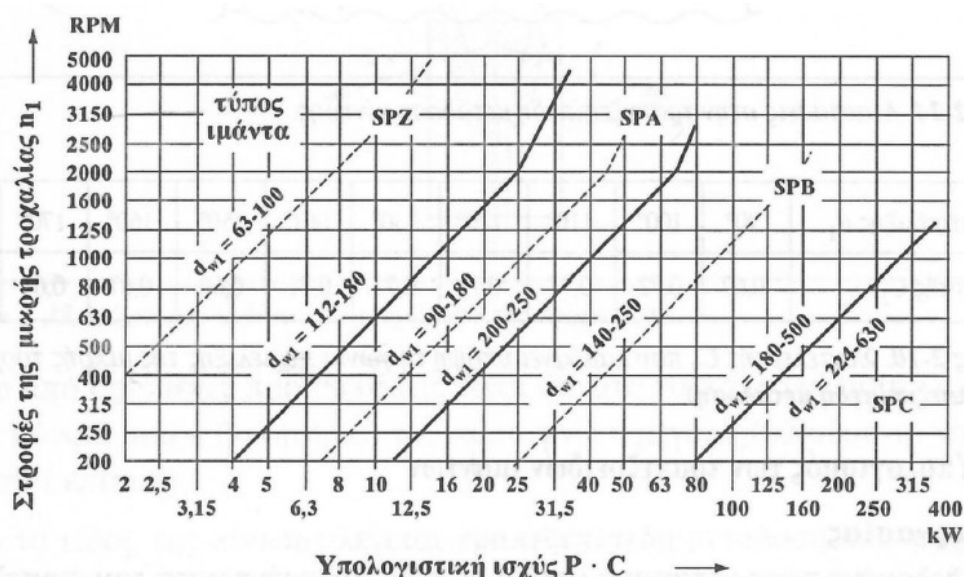
– Τύπος ιμάντα

Σύμφωνα με το Σχ. 3.2, για στροφές της μικρής τροχαλίας (τροχαλία 1) $n_{TP1} = 3.000 RPM$ και υπολογιστική ισχύ $P_{υπ.} = 0,9 kW$, επιλέγεται μικροτραπεζοειδής ιμάντας τύπου SPZ.

Πίνακας 3.1: Συντελεστής φόρτισης C για ιμαντοκινήσεις κατά DIN 2218.

Εργομηχανές	Κινητήριες μηχανές					
	Ομάδα A			Ομάδα B		
	Συντελεστής φόρτισης C για ημερήσια λειτουργία σε h					
	έως 10	10... 16	άνω των 16	έως 10	10... 16	άνω των 16
Ελαφρές κινήσεις Κεντροφόρες αντλίες και συμπιεστές, μεταφορικές ταινίες για ελαφρά υλικά, ανεμοστήρες και αντλίες έως 7,5 KW	1	1,1	1,2	1,1	1,2	1,3
Μέσου μεγέθους κινήσεις Ψαλίδια κοπής ελασμάτων, πρέσες, μεταφορείς με αλυσίδες και μιάντες για βαριά υλικά, δονητικά κόσκινα, γεννήτριες και διεγέρτριες μηχανές, ζυμωτήρια, εργαλειομηχανές (τόρνοι και λειαντικές μηχανές), πλυντήρια, μηχανές εκτύπωσης, ανεμοστήρες και αντλίες άνω των 7,5 KW	1,1	1,2	1,3	1,2	1,3	1,4
Ισχυρές κινήσεις Μηχανές άλεσης, εμβολοφόροι συμπιεστές, μεταφορείς μεγάλων φορτίων (κοχλιομεταφορείς, δισκοειδείς ταινίες, μεταφορείς με κοιβαδάκια), ανελκυστήρες, πρέσες πλινθανθράκων, υφαντουργικές μηχανές, μηχανές χαρτοποιίας, εμβολοφόρες αντλίες, αντλίες εκσκαφών, πριονιστήρια, σφυρόμυλοι	1,2	1,3	1,4	1,4	1,5	1,6
Πολύ ισχυρές κινήσεις Συστήματα άλεσης υψηλής φόρτισης, θραυστήρες πέτρας, σιλιωτικές μηχανές, αναμικτήρες, βαρούλκα, γερανοί, εκσκαφείς	1,3	1,4	1,5	1,5	1,6	1,8
Ομάδα A: Κινητήρες εναλλασσόμενου και τριφασικού ρεύματος με κανονική ροπή εκκίνησης (έως 2 της ονομαστικής ροπής) π.χ. σύγχρονοι και μονοφασικοί κινητήρες με βοηθητική τάση εκκίνησης, τριφασικοί κινητήρες με εκκίνηση απ' ευθείας, συνδεσμολογία αστέρα-τριγώνου ή ρεοστάτη δακτυλίου, κινητήρες διακάδωσης συνεχούς ρεύματος, μηχανές εσωτ. καύσης και στρόβιλοι με n άνω των 600 RPM						
Ομάδα B: Κινητήρες εναλλασσόμενου και τριφασικού ρεύματος με υψηλή ροπή εκκίνησης (άνω του 2 της ονομαστικής ροπής) π.χ. μονοφασικοί κινητήρες με υψηλή ροπή εκκίνησης, κινητήρες σειράς συνεχούς ρεύματος με συνδεσμολογία εν σειρά, μηχανές εσωτ. καύσης και στρόβιλοι με n έως 600 RPM.						

(Πηγή: Ι. Στεργίου & Κ. Στεργίου, 2002)



Σχήμα 3.2: Εκλογή τύπου ιμάντα για μικροτραπεζοειδείς ιμάντες.

(Πηγή: Ι. Στεργίου & Κ. Στεργίου, 2002)

– Διάμετρος μικρής τροχαλίας

Για τον τύπο SPZ του ιμάντα, από τον Πίν. 3.2, εκλέγεται η τιμή της διαμέτρου της μικρής τροχαλίας:

$$d_{w1} = 63 \text{ mm}$$

Πίνακας 3.2: Τυποποιημένες διαμέτροι τραπεζοειδών τροχαλιών κατά DIN 2218.

40	50	63	71	80	90	100	112	125
140	160	180	200	224	250	280	315	355
400	450	500	560	630	710	800	900	1000
1120	1250	1400	1600	1800	2000			

(Πηγή: Ι. Στεργίου & Κ. Στεργίου, 2002)

– Γραμμική ταχύτητα ιμάντα

Υπολογίζουμε τη γραμμική ταχύτητα του ιμάντα σύμφωνα με την εξίσωση:

$$u_1 = \frac{\pi \cdot d_{w1} \cdot n_{TP1}}{60} \quad (3.8)$$

Όπου $d_{w1} = 63 \text{ mm}$ η διάμετρος και $n_{TP1} = 3.000 \text{ RPM}$ οι στροφές της μικρής τροχαλίας. Αντικαθιστώντας στην εξ. (3.8) έχουμε:

$$u_1 = \frac{\pi \cdot 63 \cdot 10^{-3} \text{ m} \cdot 3.000 \text{ RPM}}{60} \Rightarrow u_1 = 9,9 \text{ m/s}$$

Παρατηρούμε ότι η τιμή της γραμμικής ταχύτητας βρίσκεται μέσα στο εύρος των επιτρεπόμενων τιμών, $5 < u_1 < 30 \text{ m/s}$, οπότε η επιλεγείσα διάμετρος είναι αποδεκτή.

– Διάμετρος μεγάλης τροχαλίας

Η διάμετρος της μεγάλης τροχαλίας υπολογίζεται σύμφωνα με την εξίσωση:

$$d_{w2} = i \cdot d_{w1} \cdot (1 - \psi) \quad (3.9)$$

Όπου $i = 2,5$ η σχέση μετάδοσης της ιμαντοκίνησης και $\psi \cong 1,5\% = 0,015$ ο συντελεστής διολίσθησης.

Αντικαθιστώντας στην εξ. (3.9) έχουμε:

$$d_{w2} = 2,5 \cdot 63 \text{ mm} \cdot (1 - 0,015) \Rightarrow d_{w2} = 155,14 \text{ mm}$$

Σύμφωνα με τον Πίν. 3.2 εκλέγεται τυποποιημένη τιμή διαμέτρου για την μεγάλη τροχαλία:

$$d_{w2} = 160 \text{ mm}$$

– Εκτίμηση απόστασης αξόνων των τροχαλιών

Για ανοιχτή διάταξη γίνεται μια αρχική εκτίμηση για την απόσταση των αξόνων σύμφωνα με την εξίσωση:

$$\alpha = 0,8 \cdot (d_{w1} + d_{w2}) \quad (3.10)$$

Αντικαθιστώντας στην εξ. (3.10) προκύπτει:

$$\alpha = 0,8 \cdot (63 + 160) \text{ mm} \Rightarrow \alpha = 178 \text{ mm}$$

Παρατηρούμε ότι η απόσταση μεταξύ των αξόνων των τροχαλιών που υπολογίστηκε είναι μεγαλύτερη της διαμέτρου της μεγάλης τροχαλίας και μικρότερη του διπλάσιου του αθροίσματος των διαμέτρων και των δύο τροχαλιών, $d_{w2} \leq \alpha \leq 2(d_{w1} + d_{w2})$, οπότε η απόσταση αυτή είναι αποδεκτή.

– Μήκος ιμάντα

Για μικροτραπεζοειδείς ιμάντες γενικών μηχανολογικών κατασκευών, η τυποποίηση του μήκους γίνεται με το μήκος ενέργειας. Για ανοιχτή διάταξη το μήκος ενέργειας (εσωτερική περίμετρος) L_w του ιμάντα με ικανοποιητική προσέγγιση είναι:

$$L_w = 2a + 1,57 \cdot (d_{w2} + d_{w1}) + \frac{(d_{w2} - d_{w1})^2}{4a} \quad (3.11)$$

Με αντικατάσταση στην εξ. (3.11) έχουμε:

$$L_w = 2 \cdot 178 + 1,57 \cdot (160 + 63) + \frac{(160 - 63)^2}{4 \cdot 178} \Rightarrow L_w = 719,32 \text{ mm}$$

Οπότε, σύμφωνα με τον Πίν. 3.3 επιλέγεται η αμέσως μεγαλύτερη τιμή τυποποιημένου μήκους ιμάντα:

$$L_w = 800 \text{ mm}$$

– Συντελεστής μήκους ιμάντα

Από τον Πίν. 3.3 προκύπτει και ο συντελεστής μήκους C_4 , ο οποίος λαμβάνει υπ' όψιν ότι με την αύξηση του μήκους του ιμάντα αυξάνεται και η ικανότητα για μεταφορά ισχύος και η διάρκεια ζωής, διότι ελαττώνεται ο αριθμός κάμψεων:

$$C_4 = 0,86$$

Πίνακας 3.3: Συντελεστής μήκους C_4 για μικροτραπεζοειδείς ιμάντες.
Τυποποιημένη περίμετρος L_w για ιμάντες γενικής χρήσης.

α/α	Τύπος	SPZ	SPA	SPB	SPC
1	L_w	630	800	1250	2240
	C_4	0,82	0,81	0,82	0,83
2	L_w	710	900	1400	2500
	C_4	0,84	0,83	0,84	0,86
3	L_w	800	1000	1600	2800
	C_4	0,86	0,85	0,86	0,88
4	L_w	900	1120	1800	3150
	C_4	0,88	0,87	0,88	0,90
5	L_w	1000	1250	2000	3550
	C_4	0,90	0,89	0,90	0,92
6	L_w	1120	1400	2240	4000
	C_4	0,93	0,91	0,92	0,94
7	L_w	1250	1600	2500	4500
	C_4	0,94	0,93	0,94	0,96
8	L_w	1400	1800	2800	5000
	C_4	0,96	0,95	0,96	0,98
9	L_w	1600	2000	3150	5600
	C_4	1,00	0,96	0,98	1,00
10	L_w	1800	2240	3550	6300
	C_4	1,01	0,98	1,00	1,02
11	L_w	2000	2500	4000	7100
	C_4	1,02	1,00	1,02	1,04
12	L_w	2240	2800	4500	8000
	C_4	1,05	1,02	1,04	1,06
13	L_w	2500	3150	5000	9000
	C_4	1,07	1,04	1,06	1,08
14	L_w	2800	3550	5600	10000
	C_4	1,09	1,06	1,08	1,10
15	L_w	3150	4000	6300	11200
	C_4	1,11	1,08	1,10	1,12
16	L_w	3550	4500	7100	12500
	C_4	1,13	1,09	1,12	1,14
17	L_w			8000	
	C_4			1,14	

L_w μήκος ενέργειας σε mm

(Πηγή: Ι. Στεργίου & Κ. Στεργίου, 2002)

– Απόσταση αξόνων των τροχαλιών

Για το τυποποιημένο μήκος ιμάντα $L_w = 800 \text{ mm}$ που επιλέχθηκε, η νέα απόσταση των αξόνων των τροχαλιών είναι:

$$\alpha \approx f_1 + \sqrt{f_1^2 - f_2} \quad (3.12)$$

Όπου:

$$f_1 = \frac{L_w}{4} - \frac{\pi}{8} \cdot (d_{w1} + d_{w2}) \quad (3.13)$$

και

$$f_2 = \frac{(d_{w2} - d_{w1})^2}{8} \quad (3.14)$$

Με αντικατάσταση στις εξισώσεις εξ. (3.13) και εξ. (3.14) προκύπτει:

$$f_1 = \frac{800 \text{ mm}}{4} - \frac{3,14}{8} \cdot (63 + 160) \text{ mm} \Rightarrow f_1 = 112,43 \text{ mm}$$

και

$$f_2 = \frac{(160 - 63)^2}{8} \Rightarrow f_2 = 1.176 \text{ mm}^2$$

Αντικαθιστώντας στην εξ. (3.12) η νέα απόσταση των αξόνων των τροχαλιών είναι:

$$\alpha \approx 112,43 + \sqrt{112,43^2 - 1.176} \Rightarrow \alpha = 219,5 \text{ mm}$$

Παρατηρούμε ότι η υπολογισθείσα τιμή της απόστασης μεταξύ των αξόνων είναι μεγαλύτερη της αρχικά εκτιμώμενης. Για να θεωρηθεί αποδεκτή η τιμή της υπολογισθείσας απόστασης μεταξύ των αξόνων θα πρέπει να ικανοποιείται η παρακάτω εξίσωση:

$$d_{w2} \leq \alpha \leq 2(d_{w1} + d_{w2}), \quad (3.15)$$

$$160 \text{ mm} < 219,5 \text{ mm} < 2(63 + 160) \text{ mm} \Rightarrow 160 \text{ mm} < 219,5 \text{ mm} < 446 \text{ mm}$$

Άρα, η τιμή της υπολογισθείσας απόστασης μεταξύ των αξόνων $\alpha = 219,5 \text{ mm}$ είναι αποδεκτή.

– Γωνία περιέλιξης

Η γωνία περιέλιξης στη μικρή τροχαλία υπολογίζεται προσεγγιστικά ως εξής:

$$\varphi_1 = 180^\circ - 2 \cdot \sin^{-1} \left(\frac{d_{w2} - d_{w1}}{2a} \right) \quad (3.16)$$

Με αντικατάσταση έχουμε:

$$\varphi_1 = 180^\circ - 2 \cdot \sin^{-1} \left(\frac{160 - 63}{2 \cdot 219,5} \right) \Rightarrow \varphi_1 = 154,47^\circ = 2,7 \text{ rad}$$

– Συντελεστής περιέλιξης

Ο συντελεστής περιέλιξης C_2 , λαμβάνει υπόψη τις δυσμενείς συνθήκες όταν η γωνία περιέλιξης της μικρής τροχαλίας είναι $\varphi_1 < 180^\circ$. Από τον Πίν. 3.4 υπολογίζουμε τον συντελεστή C_2 με γραμμική παρεμβολή για γωνία περιέλιξης $\varphi_1 = 154,61^\circ$.

$$\frac{C_2 - 0,92}{0,95 - 0,92} = \frac{154,47^\circ - 150^\circ}{160^\circ - 150^\circ} \Rightarrow C_2 = 0,933$$

Πίνακας 3.4: Συντελεστής C_2 που λαμβάνει υπόψη τη γωνία περιέλιξης της μικρής τροχαλίας (για τραπεζοειδείς ιμάντες).

Γωνία περιέλιξης α_1	70°	80°	90°	100°	110°	120°	130°	140°	150°	160°	170°	180°
Συντελεστής C_2	0,58	0,63	0,68	0,73	0,78	0,82	0,86	0,89	0,92	0,95	0,98	1,0

(Πηγή: Ι. Στεργίου & Κ. Στεργίου, 2002)

– Ειδική ισχύς

Η ειδική ισχύς είναι η ισχύς που μεταφέρεται από έναν ιμάντα και έχουν μονάδες $kW/\mu\acute{\alpha}\nu\tau\alpha$. Εξαρτάται από τον τύπο του ιμάντα και την περιφερειακή ταχύτητα. Από τον Πίν. 3.5 για μικροτραπεζοειδή ιμάντα τύπου SPZ με τροχαλία διαμέτρου $d_{w1} = 63\text{ mm}$ και αριθμό στροφών $n_1 = 3.000\text{ RPM}$ με γραμμική παρεμβολή υπολογίζουμε την ειδική ισχύ του ιμάντα ως εξής:

$$\frac{P_o - 1,88}{2,06 - 1,88} = \frac{3.000 - 2.800}{3.200 - 2.800} \Rightarrow P_o = 1,97\text{ kW}/\mu\acute{\alpha}\nu\tau\alpha$$

Πίνακας 3.5: Μεταφερόμενη ισχύς P_o σε KW/ιμάντα (DIN 7753) για μικροτραπεζοειδείς ιμάντες.

Τύπος ιμάντα	d_{w1} mm	P_o σε KW ιμάντα για στροφές n_1 RPM της μικρής τροχαλίας																	
		200	400	700	800	950	1200	1450	1600	2000	2400	2800	3200	3600	4000	4500	5000	5500	6000
SPZ (9,7)	63	0,23	0,41	0,65	0,72	0,83	1,00	1,16	1,25	1,48	1,69	1,88	2,06	2,21	2,35	2,50	2,63	2,72	2,77
	90	0,40	0,74	1,19	1,34	1,55	1,88	2,20	2,39	2,86	3,30	3,70	4,06	4,39	4,68	4,99	5,23	5,39	5,48
	125	0,62	1,15	1,88	2,11	2,45	2,99	3,50	3,80	4,54	5,22	5,83	6,37	6,83	7,19	7,52	7,69	7,69	7,50
	180	0,95	1,78	2,92	3,28	3,80	4,63	5,41	5,86	6,94	7,87	8,63	9,21	9,57	9,70	9,51	8,88	7,77	6,15
SPA (12,7)	90	0,50	0,89	1,42	1,58	1,81	2,18	2,52	2,71	3,19	3,60	3,96	4,27	4,50	4,58	4,80	4,80	4,67	4,41
	125	0,84	1,54	2,50	2,80	3,23	3,92	4,56	4,93	5,84	6,63	7,31	7,86	8,28	8,54	8,65	8,48	8,01	7,21
	180	1,37	2,53	4,13	4,64	5,36	6,51	7,57	8,17	9,60	10,76	11,64	12,20	12,39	12,19	11,33	0,72	7,29	3,95
	250	2,02	3,75	6,13	2,87	7,93	9,56	11,03	11,81	13,54	14,67	15,10	14,73	13,47	11,21	6,85	–	–	–
SPB (16,3)	140	1,22	2,21	3,53	3,94	4,52	5,43	6,25	6,71	7,78	8,61	9,20	9,51	9,52	9,20	8,30	–	–	–
	200	2,08	3,84	6,21	6,94	7,99	9,62	11,08	11,87	13,64	14,86	15,46	15,36	14,46	12,70	9,14	–	–	–
	280	3,20	5,93	9,60	10,72	12,32	14,70	16,72	17,73	19,63	20,18	19,18	16,38	11,56	4,48	–	–	–	–
	400	4,83	8,94	14,33	15,92	18,09	21,05	23,08	23,79	23,53	19,63	11,42	–	–	–	–	–	–	–
19 (18,6)	180	2,03	3,69	5,91	5,59	7,55	9,03	10,34	11,04	12,56	13,54	13,91	13,58	12,48	10,54	–	–	–	–
	250	3,26	6,01	9,69	10,81	12,40	14,79	16,81	17,84	19,80	20,48	19,68	17,17	12,76	–	–	–	–	–
	355	5,06	9,35	15,01	16,69	19,00	22,24	24,61	25,55	26,07	23,21	16,38	–	–	–	–	–	–	–
	500	7,46	13,75	21,65	23,82	26,50	29,69	30,57	29,87	22,74	–	–	–	–	–	–	–	–	–
SPC (22)	224	3,26	5,91	9,39	10,43	11,90	14,05	15,82	16,69	18,17	18,32	16,92	13,77	–	–	–	–	–	–
	315	5,33	9,79	15,62	17,34	19,72	23,04	25,47	26,46	27,07	24,30	17,56	–	–	–	–	–	–	–
	450	8,32	15,28	24,07	26,51	29,65	33,31	34,67	34,21	27,54	–	–	–	–	–	–	–	–	–
	630	12,16	22,14	33,63	36,32	39,07	39,68	34,35	27,84	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–

(Πηγή: Ι. Στεργίου & Κ. Στεργίου, 2002)

– Αριθμός ιμάντων

Υπολογίζεται ο απαιτούμενος αριθμός ιμάντων j ως εξής:

$$j \geq \frac{P \cdot C}{P_o \cdot C_2 \cdot C_4} \quad (3.17)$$

Αντικαθιστώντας τις τιμές των μεταβλητών στην εξ. (3.17) προκύπτει:

$$j \geq \frac{0,75 \text{ kW} \cdot 1,2}{1,97 \text{ kW/ιμάντα} \cdot 0,933 \cdot 0,86} \Rightarrow j \geq 0,57$$

Άρα, ένας ιμάντας είναι επαρκής, οπότε: $j = 1$.

– Συχνότητα κάμψεων

Η συχνότητα κάμψεων υπολογίζεται ως εξής:

$$f_B = \frac{z \cdot u_1}{L_w} \quad (3.18)$$

Όπου $z = 2$ ο αριθμός τροχαλιών, $u_1 = 9,9 \text{ m/s}$ η περιφερειακή ταχύτητα και $L_w = 800 \text{ mm} = 0,8 \text{ m}$ το μήκος τεντωμένου ιμάντα.

$$f_B = \frac{2 \cdot 9,9 \text{ m/s}}{0,8 \text{ m}} \Rightarrow f_B = 24,75 \text{ 1/s}$$

Για τραπεζοειδείς ιμάντες ισχύει ότι $f_{B_{max}} = 50 \text{ έως } 80 \text{ 1/s}$, συνεπώς $f_B \leq f_{B_{max}}$.

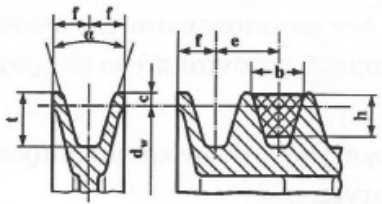
– Χαρακτηριστικά στοιχεία διατομής ιμάντα

Τα γεωμετρικά χαρακτηριστικά της διατομής λαμβάνονται από τον Πίν. 3.6 για ιμάντα τύπου SPZ. Στο Σχ. 3.3 απεικονίζονται τα γεωμετρικά χαρακτηριστικά της διατομής του τραπεζοειδούς ιμάντα.

Συγκεντρωτικά, οι διαστάσεις του μικροτραπεζοειδούς ιμάντα που επιλέγεται είναι:

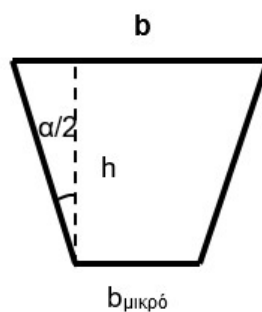
- Μεγάλο πλάτος τραπεζίου : $b = 9,7 \text{ mm}$
- Ύψος διατομής (= πάχος ιμάντα, s) : $h = 8 \text{ mm}$
- Γωνία αύλακος για διάμετρο μικρής τροχαλίας $d_{w1} = 63 \text{ mm}$: $\alpha = 34^\circ$
- Μικρό πλάτος τραπεζίου : $b_\mu = 4,8 \text{ mm}$
- Επιφάνεια διατομής : $A = 58 \text{ mm}^2$

Πίνακας 3.6: Μικροτραπεζοειδείς ιμάντες (DIN 7753) και τροχαλίες (DIN 2211). Διαστάσεις σε mm.



Τύπος ιμάντα κατά DIN 7753 ISO	SPZ	SPA	SPB	19	SPC	
b	9,7	12,7	16,3	18,6	22	
h	8	10	13	15	18	
c	2	2,8	3,5	4	4,8	
f	8	10	12,5	14,5	17	
e	12	15	19	22	25,5	
t _{min}	11	14	18	20	24	
d _{w(min)}	63	90	140	180	224	
Γωνία αύλακος α° για d _w	34° 38°	63...80 > 80	90...118 > 118	140...190 > 190	180...250 > 250	224...315 > 315
Μήκη ενέργειας των μικροτραπεζοειδών ιμάντων. Βήμα συνήθως κατά τη σειρά R40 (λόγος 1,06)	από L _w έως	630 3550	800 4500	1250 8000	1600 10000	2240 12500

(Πηγή: Ι. Στεργίου & Κ. Στεργίου, 2002)



Σχήμα 3.3: Διατομή μικροτραπεζοειδούς ιμάντα τύπου SPZ.
(Πηγή: Ι. Στεργίου & Κ. Στεργίου, 2002)

Το μικρό πλάτος τραπεζίου υπολογίζεται σύμφωνα με την εξίσωση:

$$b_{\mu} = b - 2h \cdot \tan \frac{a}{2} \quad (3.19)$$

$$b_{\mu} = 9,7 - 2 \cdot 8 \cdot \tan \frac{34^{\circ}}{2} \Rightarrow b_{\mu} = 4,8 \text{ mm}$$

Το εμβαδόν της επιφάνειας της διατομής υπολογίζεται ως εξής:

$$A = \frac{b + b_{\mu}}{2} \cdot h \quad (3.20)$$

$$A = \frac{(9,7 + 4,8)mm}{2} \cdot 8 mm \Rightarrow A = 58 mm^2$$

– Υλικό ιμάντα

Επιλέγουμε να χρησιμοποιηθεί ελαστικός υφασμάτινος ιμάντας με ενισχυτικά νήματα βουλκανιζαρισμένα. Στον Πιν.3.7 παρουσιάζονται ενδεικτικές τιμές χαρακτηριστικών ιδιοτήτων διαφόρων ειδών ιμάντων. Για τον τórνο μας, επιλέγουμε ιμάντα από βαμβάκι με μέγιστη συχνότητα κάμψων:

$$f_{max} = 50 sec^{-1}$$

Παρατηρούμε ότι $f_B = 24,75sec^{-1} \leq f_{max}$, συνεπώς ο ιμάντας που επιλέξαμε είναι κατάλληλος.

Οι υπόλοιπες χαρακτηριστικές ιδιότητες του ιμάντα που επιλέξουμε είναι:

Συντελεστής τριβής: $\mu = 0,5$

Μέτρο ελαστικότητας σε κάμψη: $E_b = 50 N/mm^2$

Μέγιστη επιτρεπόμενη τάση: $\sigma_{\epsilon\pi} = 9N/mm^2$

Πυκνότητα υλικού: $\rho = 1,2 kg/dm^3$

Πίνακας 3.7: Ενδεικτικές τιμές μηχανικών και φυσικών χαρακτηριστικών για επίπεδους ιμάντες.

Υλικό - Είδος ιμάντα	Μέτρο ελαστικότητας		Πυκνότητα ρ kg/dm ³	Επιτρεπόμενη τάση εφελκυσμού $\sigma_{\epsilon\pi}$ N/mm ²	Σχέση		Συχνότητα κάμψων f_{Bmax} 1/sec	Ταχύτητα ιμάντα v_{max} m/sec	Συντελεστής τριβής μ	Θερμοκρασία λειτουργίας t_{max} 0° C	
	E N/mm ²	E _b N/mm ²			$(\frac{s}{d_1})_{max}$	$(\frac{d_1}{s})_{min}$					
Δέρμα	Κανονικός S	250	50...90	1,0	3,6...4,1	0,033	30	5	30	0,3 + 0,02√v	35
	Εύκαμπτος G	350	40...80	0,95	4,3...5,0	0,04	25	10	40		
	Πολύ εύκαμπτος HGL HGC	450	30...70	0,9	4,3...6,5 4,3...7,5	0,05	20	25	50		
Πλέγμα	μιας στρώσης: ελαστικό - ίνες από πολυαμιδη ή πολυεστέρα	350...1200		1,1...1,4	3,3...5,4	0,035	30	10...50	80	0,5	-20...100
	πυκνωμένων στρώσεων: ελαστικό - ίνες από πολυαμιδη, πολυεστέρα ή βαμβάκι	900...1500						10...20	20...50		
Υφαντό	βαμβάκι	500...1400		1,3	2,3...5,0	0,05	20			0,3	-
	τεχνητό μετάξι (αδιαβροχοποιημένο)	-	40	1,0	3,3...5,0	0,04	25	40	50	0,35	-
	νάιλον, περλόν	500...1400		1,1	9,0	0,07	15	80	60	0,3	70
Πολυτελών στρώσεων (συνθετα ιμάντες)	ενοχυτικά νήματα ⁽¹⁾ από πολυαμιδη ή πολυεστέρα ενσωματωμένα σε ελαστικό (π.χ. Extremiltus 81)	600...700	300	1,1...1,4	14...25	0,008... 0,025	125... 40	100	60...120	0,7 0,6	-20...100
	μία ή περισσότερες ⁽¹⁾ ταινίες από πολυαμιδη σε στρώσεις υπό πρόταση ⁽²⁾ (π.χ. Extremiltus 85/80)	500...600	250		4...12	0,01... 0,035	100... 30				
	μία ή περισσότερες ⁽¹⁾ ταινίες από πολυαμιδη σε στρώσεις υπό πρόταση ⁽²⁾ (π.χ. Extremiltus 85/80)	500...600	250		6...18	0,008... 0,025	125... 40				
	μία ή περισσότερες ⁽¹⁾ ταινίες από πολυαμιδη σε στρώσεις υπό πρόταση ⁽²⁾ (π.χ. Extremiltus 85/80)	400...500	200		4...15	0,01... 0,035	100... 30				

(Πηγή: Ι. Στεργίου & Κ. Στεργίου, 2002)

– Δυνάμεις κλάδων ιμάντα

Όπως δείχνει και το Σχ. 3.4 στο ένα άκρο του ιμάντα (κλάδος που έλκει) ενεργεί η δύναμη F_1 και στο άλλο άκρο (κλάδος που έλκεται) ενεργεί η δύναμη F_2 . Για να μπορέσει η δύναμη F_1 να περιστρέψει την τροχαλία πρέπει να υπερνικήσει τη δύναμη τριβής F_R που ενεργεί μεταξύ ιμάντα και τροχαλίας. Για την περίπτωση ισορροπίας ισχύει:

$$F_1 = F_2 + F_R \quad (3.21)$$

Όταν η τροχαλία περιστρέφεται, η δύναμη τριβής F_R θα είναι ίση με την περιφερειακή δύναμη F_u που μεταφέρεται από την τροχαλία, δηλαδή θα ισχύει:

$$F_u = F_R \quad (3.22)$$

Με αντικατάσταση της F_R από την εξ. (3.21) έχουμε:

$$F_u = F_1 - F_2 \quad (3.23)$$

– Περιφερειακή δύναμη ιμάντα

Η περιφερειακή δύναμη του ιμάντα δίνεται από την εξίσωση:

$$F_u = \frac{2M_{tTP1}}{d_{w1}} \quad (3.24)$$

Όπου $d_{w1} = 63 \text{ mm}$ η διάμετρος της μικρής τροχαλίας και M_{tT1} η ροπή στρέψης της μικρής τροχαλίας η οποία δίνεται από την εξίσωση:

$$M_{tTP1} = 9.550 \frac{N_{TP1}}{n_1} \quad (3.25)$$

Όπου, $N_{TP1} = 0,75 \text{ kW}$ η ισχύς και $n_1 = 3.000 \text{ RPM}$ οι στροφές της μικρής τροχαλίας.

Με αντικατάσταση στην εξ. (3.25) προκύπτει:

$$M_{tTP1} = 9.550 \frac{0,75 \text{ KW}}{3.000 \text{ RPM}} \Rightarrow M_{tTP1} = 2,39 \text{ Nm}$$

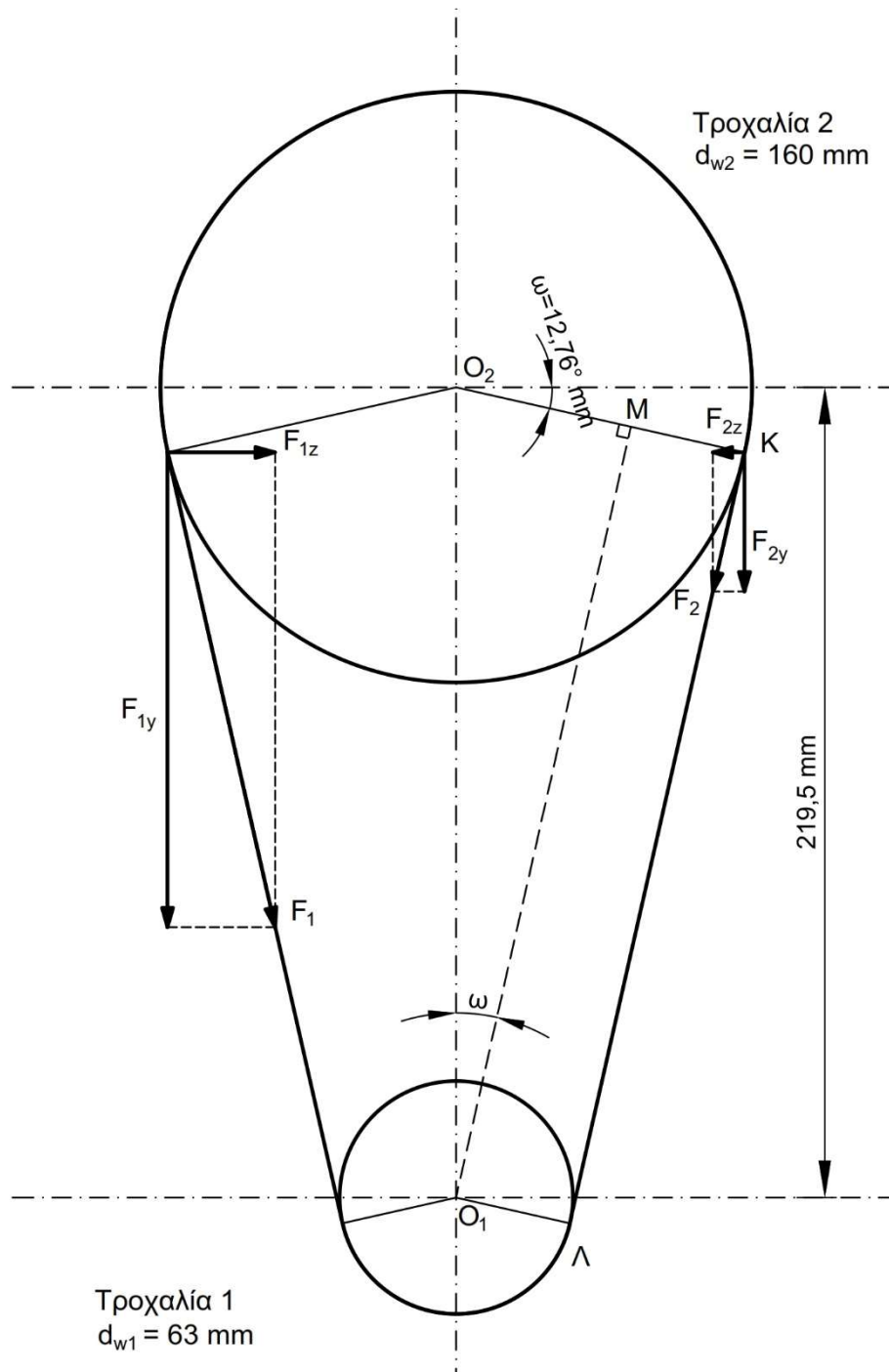
Η περιφερειακή δύναμη του ιμάντα προκύπτει με αντικατάσταση στην εξ. (3.24):

$$F_u = \frac{2 \cdot 2,39 \text{ Nm}}{0,063 \text{ m}} \Rightarrow F_u = 75,87 \text{ N}$$

Αντικαθιστώντας στην εξ. (3.23) έχουμε:

$$F_1 - F_2 = 75,87 \text{ N}$$

$$F_2 = F_1 - 75,87 \text{ N} \quad (3.26)$$



Σχήμα 3.4: Διάταξη ιμαντοκίνησης (κλίμακα 1:2).

– Φυγόκεντρος δύναμη ιμάντα

Η φυγόκεντρος δύναμη του ιμάντα υπολογίζεται από την εξίσωση:

$$F_f = \rho \cdot A \cdot u^2 \quad (3.27)$$

Όπου $\rho = 1,2 \text{ kg/dm}^3 = 1.200 \text{ kg/m}^3$ η πυκνότητα του υλικού του ιμάντα, $A = 58 \times 10^{-6} \text{ m}^2$ το εμβαδόν διατομής του ιμάντα και $u = 9,9 \text{ m/s}$ η περιφερειακή ταχύτητα.

Με αντικατάσταση έχουμε:

$$F_f = 1.200 \text{ kg/m}^3 \cdot 58 \times 10^{-6} \text{ m}^2 \cdot (9,9 \text{ m/s})^2 \Rightarrow F_f = 6,82 \text{ N}$$

Στη συνέχεια υπολογίζουμε το λόγο των τάσεων του ιμάντα, m , σύμφωνα με την εξίσωση:

$$m = e^{\frac{\mu \phi_1}{\sin(\alpha/2)}} \quad (3.28)$$

Με αντικατάσταση στην εξ. (3.28) έχουμε:

$$m = e^{\frac{0,5 \cdot 2,7 \text{ rad}}{\sin(34^\circ/2)}} \Rightarrow m = 101,23$$

Για τις τάσεις του ιμάντα ισχύει η εξίσωση:

$$\frac{F_1 - F_f}{F_2 - F_f} = m \Rightarrow$$

$$F_1 - F_f = m(F_2 - F_f) \quad (3.29)$$

Από την εξ. (3.26) και με αντικατάσταση των τιμών των λοιπών παραμέτρων στην εξ. (3.29) προκύπτει:

$$F_1 - 6,82 \text{ N} = 101,23(F_1 - 75,87 \text{ N} - 6,82 \text{ N}) \Rightarrow 100,23 F_1 = 8.363,89 \text{ N}$$

$$F_1 = 83,45 \text{ N}$$

Με αντικατάσταση στην εξ. (3.26) έχουμε:

$$F_2 = 7,58 \text{ N}$$

– Πρόταση ιμάντα

Η πρόταση του ιμάντα υπολογίζεται ως εξής:

$$F_o = \frac{F_1 + F_2}{2} = \frac{83,45 + 7,58}{2} \quad (3.30)$$

$$F_o = 45,515 \text{ N}$$

– Τάσεις ιμάντα

Η συνολική μέγιστη τάση στον ιμάντα είναι το άθροισμα της τάσης σ_1 λόγω της δύναμης F_1 , διότι $F_1 > F_2$, της τάσης σ_f λόγω της φυγόκεντρους δύναμης F_f και της τάσης σ_b λόγω κάμψης και υπολογίζεται από την εξίσωση:

$$\sigma_{max} = \sigma_1 + \sigma_f + \sigma_b \quad (3.31)$$

Η τάση σ_1 ορίζεται ως ο λόγος της δύναμης $F_1 = 83,45 \text{ N}$ προς το εμβαδόν της διατομής του ιμάντα $A = 58 \text{ mm}^2$ και υπολογίζεται ως εξής:

$$\sigma_1 = \frac{F_1}{A} \quad (3.32)$$

$$\sigma_1 = \frac{83,45 \text{ N}}{58 \text{ mm}^2} \Rightarrow \sigma_1 = 1,44 \text{ N/mm}^2$$

Η τάση σ_f ορίζεται ως ο λόγος της δύναμης $F_f = 6,82 \text{ N}$ προς το εμβαδόν της διατομής του ιμάντα $A = 58 \text{ mm}^2$ και υπολογίζεται ως εξής:

$$\sigma_f = \frac{F_f}{A} \quad (3.33)$$

$$\sigma_f = \frac{6,82 \text{ N}}{58 \text{ mm}^2} \Rightarrow \sigma_f = 0,12 \text{ N/mm}^2$$

Η τάση λόγω κάμψης σ_b υπολογίζεται ως εξής:

$$\sigma_b = E_b \left(\frac{s}{d_{w1} + s} \right) \quad (3.34)$$

Όπου s (mm) το πάχος του ιμάντα (ίσο με το ύψος του τραπεζοειδούς ιμάντα:
 $s = h = 8 \text{ mm}$)

$$\sigma_b = 50 \text{ N/mm}^2 \frac{8 \text{ mm}}{63 \text{ mm} + 8 \text{ mm}} \Rightarrow \sigma_b = 5,63 \text{ N/mm}^2$$

Συνολική μέγιστη τάση ιμάντα υπολογίζεται αντικαθιστώντας τις παραπάνω τιμές τάσεων στη εξ. (3.31) οπότε έχουμε:

$$\sigma_{max} = 1,44 \text{ N/mm}^2 + 0,12 \text{ N/mm}^2 + 5,63 \text{ N/mm}^2$$

$$\sigma_{max} = 7,19 \text{ N/mm}^2$$

Συγκρίνουμε τη μέγιστη αναπτυσσόμενη τάση στον ιμάντα με την επιτρεπόμενη και έχουμε:

$$\sigma_{max} = 7,19 \text{ N/mm}^2 < \sigma_{\epsilon\pi.} = 9 \text{ N/mm}^2$$

Συνεπώς, ο ιμάντας που επιλέχθηκε αντέχει και είναι κατάλληλος.

– Διάρκεια ζωής ιμάντων

Η διάρκεια ζωής των ιμάντων δίνεται από την εξίσωση:

$$H = \frac{N_b}{3600 \cdot B} \left(\frac{\sigma_{\epsilon\pi.}}{\sigma_{max}} \right)^m \quad (3.35)$$

Όπου: $N_b = 10^7$ κύκλοι

$$B = f_B = 24,75 \text{ s}^{-1}$$

$m = 8$ για τραπεζοειδή ιμάντα

Με αντικατάσταση έχουμε:

$$H = \frac{10^7 \text{ κύκλοι}}{3600 \cdot 24,75 \text{ s}^{-1}} \left(\frac{9 \text{ N/mm}^2}{7,19 \text{ N/mm}^2} \right)^8 \Rightarrow H = 676 \text{ ώρες}$$

– Γωνία κλίσεως κλάδων του ιμάντα

Στο Σχ. 3.3 έχει σχεδιαστεί το σύστημα των στοιχείων της ιμαντοκίνησης, οι τροχαλίες 1 και 2 και ο ιμάντας. Εάν φέρουμε το ευθύγραμμο τμήμα MO_1 παράλληλο προς την ΚΛ, από το ορθογώνιο τρίγωνο O_1MO_2 βρίσκουμε την γωνία κλίσεως των κλάδων ως εξής:

$$\sin \omega = \frac{MO_1}{O_1O_2} \quad (3.36)$$

$$\sin \omega = \frac{d_{w2} - d_{w1}}{2a} \Rightarrow \omega = \sin^{-1} \frac{d_{w2} - d_{w1}}{2a}$$

$$\omega = \sin^{-1} \frac{160 - 63}{2 \cdot 219,5} \Rightarrow \omega = 12,76^\circ$$

– Συνιστώσες τάσεων ιμάντα

Οι συνιστώσες των τάσεων F_1 και F_2 στον ιμάντα υπολογίζονται ως εξής:

$$F_{1y} = F_1 \cdot \cos\omega = 83,45 \text{ N} \cdot \cos 12,76^\circ \Rightarrow F_{1y} = 81,39 \text{ N}$$

$$F_{1z} = F_1 \cdot \sin\omega = 83,45 \text{ N} \cdot \sin 12,76^\circ \Rightarrow F_{1z} = 18,43 \text{ N}$$

$$F_{2y} = F_2 \cdot \cos\omega = 7,58 \text{ N} \cdot \cos 12,76^\circ \Rightarrow F_{2y} = 7,39 \text{ N}$$

$$F_{2z} = F_2 \cdot \sin\omega = 7,58 \text{ N} \cdot \sin 12,76^\circ \Rightarrow F_{2z} = 1,67 \text{ N}$$

ΚΕΦΑΛΑΙΟ 4 ΥΠΟΛΟΓΙΣΜΟΙ ΟΔΟΝΤΩΤΩΝ ΤΡΟΧΩΝ

4.1 ΓΕΝΙΚΑ

Στο παρόν κεφάλαιο γίνεται ο υπολογισμός των ζευγών οδοντωτών τροχών που θα τοποθετούνται στους άξονες του τόννου έτσι ώστε να δημιουργείται διαφορετική σχέση μετάδοσης και να επιτυγχάνονται διαφορετικές ταχύτητες στο τσοκ. Για το λόγο αυτό στους υπολογισμούς θεωρούμε σταθερή την απόσταση μεταξύ των αξόνων του τόννου.

Οι υπολογισμοί πραγματοποιούνται για πέντε ζεύγη οδοντωτών τροχών και επιτυγχάνονται ταχύτητες στο τσοκ από 514,36 RPM έως 1.799,1 RPM. Στον Πίν. 4.1 παρουσιάζονται οι πέντε διαφορετικές σχέσεις μετάδοσης που μελετώνται και οι ταχύτητες που επιτυγχάνονται στο τσοκ.

Πίνακας 4.1: Σχέσεις μετάδοσης και ταχύτητα τσοκ μελέτης.

α/α	Σχέση μετάδοσης	Αριθμός στροφών ενδιάμεσου άξονα (RPM)	Αριθμός στροφών κύριου άξονα (RPM)
1	2,333	1.200 (ΟΤ ₁)	514,36 (ΟΤ ₂)
2	2	1.200 (ΟΤ ₃)	600 (ΟΤ ₄)
3	1,5	1.200 (ΟΤ ₅)	800 (ΟΤ ₆)
4	1	1.200 (ΟΤ ₇)	1.200 (ΟΤ ₈)
5	0,667	1.200 (ΟΤ ₉)	1.799,1 (ΟΤ ₁₀)

4.2 ΥΠΟΛΟΓΙΣΜΟΙ ΤΟΥ ΖΕΥΓΟΥΣ ΤΩΝ ΟΔΟΝΤΩΤΩΝ ΤΡΟΧΩΝ ΓΙΑ ΤΗΝ ΠΡΩΤΗ ΣΧΕΣΗ ΜΕΤΑΔΟΣΗΣ

- Σχέση μετάδοσης τροχών ΟΤ₁ και ΟΤ₂

Ο οδοντωτός τροχός ΟΤ₁ συνεργάζεται με τον οδοντωτό τροχό ΟΤ₂ και θεωρούμε σχέση μετάδοσης:

$$i_1 = 2,333$$

– Αριθμός στροφών οδοντωτού τροχού ΟΤ₁

Όπως έχει αναφερθεί και στην παρ. 3.1 το σύστημά μας περιλαμβάνει έναν μονοφασικό ηλεκτροκινητήρα 2 πόλων, με ταχύτητα περιστροφής 3.000 RPM, καθώς επίσης και ότι η μετάδοση κίνησης από την ηλεκτροκινητήρα στον ενδιάμεσο άξονα του τόννου γίνεται μέσω ιμαντοκίνησης σταθερής σχέσης μετάδοσης $i_{\text{ιμαντ.}} = 2,5$. Η μικρή τροχαλία (TP1) του συστήματος της ιμαντοκίνησης συνδέεται απευθείας στον άξονα του ηλεκτροκινητήρα και μεταδίδει την κίνηση στον ενδιάμεσο άξονα μέσω της μεγάλης τροχαλίας (TP2). Έτσι, ο αριθμός στροφών του ενδιάμεσου άξονα και κατ' επέκταση του οδοντωτού τροχού ΟΤ₁ υπολογίζεται ως εξής:

$$i_{\text{ιμαντ.}} = \frac{n_{TP_1}}{n_{TP_2}} \quad (4.1)$$

Λύνοντας την εξ. (4.1) ως προς το n_{TP_2} έχουμε:

$$n_{TP_2} = n_{OT_1} = \frac{n_{TP_1}}{i_{\text{ιμαντ.}}} \quad (4.2)$$

Αντικαθιστώντας στην εξ. (4.2), $n_{TP_1} = n_{H/K} = 3.000 \text{ RPM}$, και $i_{\text{ιμαντ.}} = 2,5$ έχουμε:

$$n_{OT_1} = \frac{3.000}{2,5} = 1.200 \text{ RPM}$$

– Ροπή στρέψης ενδιάμεσου άξονα

Η ροπή στρέψης στον ενδιάμεσο άξονα, ο οποίος είναι ο άξονας στον οποίο τοποθετείται ο οδοντωτός τροχός ΟΤ₁ (πινιόν), υπολογίζεται σύμφωνα με την εξίσωση:

$$M_{t1} = 9.550 \cdot \frac{P_{OT1}}{n_{OT1}} \quad (4.3)$$

Όπου: $P_{OT1} = 0,713 \text{ kW}$ η ισχύς του οδοντωτού τροχού ΟΤ₁.

Με αντικατάσταση έχουμε:

$$M_{t1} = 9.550 \cdot \frac{0,713 \text{ kW}}{1.200 \text{ RPM}}$$

$$M_{t1} = 5,67 \text{ Nm}$$

– Προσεγγιστικός υπολογισμός διαμέτρου ενδιάμεσου άξονα

Ο ενδιάμεσος άξονας καταπονείται σε στρέψη και κάμψη. Επειδή ο υπολογισμός σε κάμψη απαιτεί περισσότερη ανάλυση (δυνάμειων και ροπών), η διάμετρος του ενδιάμεσου άξονα μπορεί να προσδιοριστεί προσεγγιστικά μόνο σε στρέψη από την εξίσωση:

$$d_{sh,ενδ.αξ.} \approx \sqrt[3]{\frac{M_{t1}}{0,2 \cdot \tau_{επ}}} \quad (4.4)$$

Όπου: $\tau_{επ.} = 26 \text{ N/mm}^2$ επιτρεπόμενη τάση για χάλυβα St50.

Με αντικατάσταση έχουμε:

$$d_{sh,ενδ.αξ.} = \sqrt[3]{\frac{5,67 \cdot 10^3 \text{ Nmm}}{0,2 \cdot 26 \text{ N/mm}^2}}$$

$$d_{sh,ενδ.αξ.} = 10,29 \text{ mm}$$

Σύμφωνα με τους κανονισμούς πρέπει να αυξήσουμε την διάμετρο του άξονα κατά το βάθος του σφηνοδρόμου. Οι σφήνες είναι τυποποιημένες ανάλογα με τη διάμετρο του άξονα. Για άξονες 17 έως 22 mm όπως δείχνει ο Πίν. 4.1 τοποθετείται σφήνα $6 \times 6 \text{ mm}$ με βάθος σφηνόδρομου $t_1 = 3,5 \text{ mm}$. Τοποθετούμε άξονα με διάμετρο $d_{sh,ενδ.αξ.} = 20 \text{ mm}$, οπότε η ενεργός διάμετρος του άξονα θα είναι:

$$d_{sh,ενεργός} = 20 - 3,5 = 16,5 \text{ mm} > 10,29 \text{ mm} \quad (4.5)$$

– Διάμετρος οδοντωτού τροχού ΟΤ₁ (πινιόν)

Επιλέγουμε τη διάμετρο οπής του οδοντωτού τροχού ΟΤ₁ ίση με τη διάμετρο του ενδιάμεσου άξονα $d_{sh,ενδ.αξ.} = 20 \text{ mm}$. Η αρχική διάμετρος d_{01} για πινιόν τοποθετημένο με σφήνα πάνω στον άξονα υπολογίζεται ως εξής:

$$d_{01} \approx 2 \cdot d_{sh} \quad (4.6)$$

$$d_{01} = 2 \cdot 20 \text{ mm} \Rightarrow d_{01} = 40 \text{ mm}$$

Πιο κάτω θα αυξήσουμε την διάμετρο d_{01} μετά την επιλογή του module.

Πίνακας 4.1: Διαστάσεις και βάθος σφηνόδρων για οδηγούς και κωνικούς σφήνες (σε mm)



Διάμετρος ατράκτου d ... έως	Οδηγοί σφήνες και σφήνες με όνυχια				Επίπεδοι και κοίλοι σφήνες			
	Πλάτος × ύψος b × h	Βάθος σφηνόδρου στην άτρακτο t ₁	Βάθος σφηνόδρου στην πλήμνη για σφήνες κωνικούς οδηγούς t ₂ t ₂		Επίπεδοι σφήνες πλάτος × ύψος b × h	επίπεδοση ατράκτου t ₁	Κοίλοι σφήνες πλάτος × ύψος b × h	Βάθος σφηνόδρου στην πλήμνη t ₂
10...12	4 × 4 (3)	2,5	1,2	1,8	-	-	-	-
12...17	5 × 5 (3)	3 (1,9)	1,7	2,3 (1,2)	-	-	-	-
17...22	6 × 6 (4)	3,5 (2,5)	2,2	2,8 (1,6)	-	-	-	-
22...30	8 × 7 (5)	4 (3,1)	2,4	3,3 (2)	8 × 5	1,3	8 × 3,5	3,2
30...38	10 × 8 (6)	5 (3,7)	2,4	3,3 (2,4)	10 × 6	1,8	10 × 4	3,7
38...44	12 × 8 (6)	5 (3,9)	2,4	3,3 (2,2)	12 × 6	1,8	12 × 4	3,7
44...50	14 × 9 (6)	5,5 (4)	2,9	3,8 (2,1)	14 × 6	1,4	14 × 4,5	4,0
50...58	16 × 10 (7)	6 (4,7)	3,4	4,3 (2,4)	16 × 7	1,9	16 × 5	4,5
58...65	18 × 11 (7)	7 (4,8)	3,4	4,4 (2,3)	18 × 7	1,9	18 × 5	4,5

(Πηγή: Ι. Στεργίου & Κ. Στεργίου, 2002)

– Περιφερειακή ταχύτητα

Η περιφερειακή ταχύτητα του οδοντωτού τροχού ΟΤ₁ (πινιόν), v_1 , δίνεται από την εξίσωση:

$$v_1 = \frac{d_{01} \cdot \pi \cdot n_1}{60} \quad (4.7)$$

Όπου: $d_{01} = 40 \times 10^{-3}m$: η αρχική διάμετρος του τροχού ΟΤ₁

$n_1 = 1.200 \text{ RPM}$: ο αριθμός στροφών του τροχού ΟΤ₁

Με αντικατάσταση προκύπτει:

$$v_1 = \frac{40 \cdot 10^{-3}m \cdot \pi \cdot 1.200 \text{ RPM}}{60} \Rightarrow v_1 = 2,51 \text{ m/s}$$

– Αριθμός δοντιών τροχού OT_1 (πινιόν)

Ο αριθμός δοντιών του κινητήριου τροχού OT_1 εκλέγεται συναρτήσει της περιφερειακής ταχύτητας και είναι:

$$z_1 = 18 \text{ δόντια}$$

Αξίζει να σημειωθεί ότι ο αριθμός δοντιών z_1 πρέπει επιπλέον να εκλέγεται έτσι ώστε ο αριθμός οδόντων z_2 του μεγάλου τροχού να είναι ολόκληρος αριθμός και η δεδομένη σχέση μετάδοσης να επιτυγχάνεται κατά το δυνατόν με ακρίβεια (επιτρεπόμενη απόκλιση $\pm 3\%$).

– Module

Το module δίνεται από τον τύπο:

$$m = \frac{d_{01}}{z_1} \tag{4.8}$$

Με αντικατάσταση προκύπτει:

$$m = \frac{40 \text{ mm}}{18} \Rightarrow m = 2,22 \text{ mm}$$

Από τον Πίν. 4.3 επιλέγουμε μεγαλύτερο τυποποιημένο module από τη σειρά 1:

$$m = 4 \text{ mm}$$

Πίνακας 4.3: Τιμές module σε mm κατά DIN 780.

Σειρά 1	0,05	0,06	0,08	0,1	0,12	0,16	0,2	0,25	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	1	1,25
	1,5	2	2,5	3	4	5	6	8	10	12	16	20	25	32	40	50	60
Σειρά 2	0,055	0,07	0,09	0,11	0,14	0,18	0,22	0,28	0,35	0,45	0,55	0,65	0,75	0,85	0,692	1,125	1,375
	1,75	2,25	2,75	3,5	4,5	5,5	7	9	11	14	18	22	28	36	45	55	70

(Πηγή: Ι. Στεργίου & Κ. Στεργίου, 2002)

– Υπολογισμός της νέας διαμέτρου d_{01}

Με το τυποποιημένο εξωτερικό module γίνεται ο υπολογισμός εκ νέου της διαμέτρου της αρχικής περιφέρειας του τροχού OT_1 :

$$d_{01} = m \cdot z_1 \tag{4.9}$$

$$d_{01} = 4 \text{ mm} \cdot 18 \Rightarrow d_{01} = 72 \text{ mm}$$

– Πλάτος τροχού OT_1 (πινιόν)

Το πλάτος του οδοντωτού τροχού OT_1 εκλέγεται ως ο μέσος όρος των δύο τιμών που προκύπτουν από τις παρακάτω εξισώσεις:

$$b_1 = \psi_d \cdot d_{01} \quad (4.11)$$

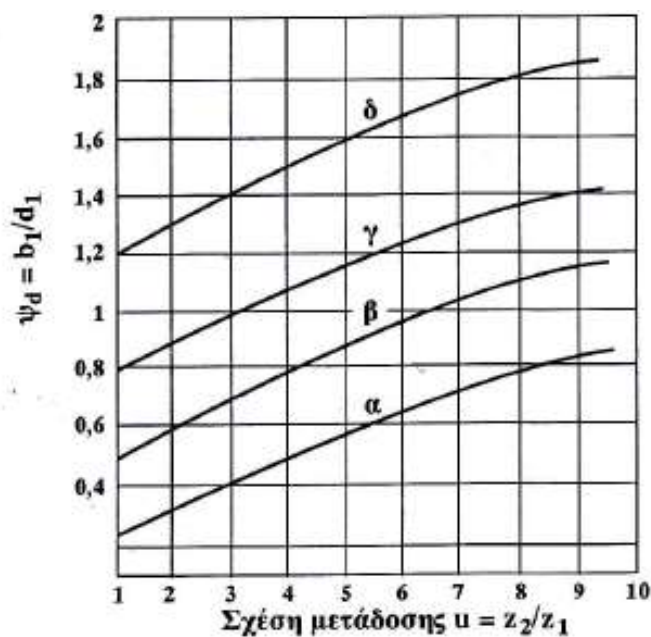
Όπου το ψ_d είναι ο λόγος του πλάτους προς τη διάμετρο του οδοντωτού τροχού, προσδιορίζεται από το Σχ. 4.2 συναρτήσει της σχέσης μετάδοσης $z_{OT2}/z_{OT1} = 2,333$ και εξαρτάται από την κατασκευή της οδόντωσης, την έδραση των αξόνων και τις συνθήκες λειτουργίας.

$$b_1 = \psi_m \cdot m \quad (4.12)$$

Όπου το ψ_m εξαρτάται από την κατασκευή της οδόντωσης, την έδραση των αξόνων.

Σύμφωνα με το Σχ. 4.2 για την “Καμπύλη β – τροχού μεσαίων ταχυτήτων” έχουμε:

$$\psi_d = 0,61$$



Σχήμα 4.2: Λόγος του πλάτους προς τη διάμετρο του πινιόν ψ_d .
(Πηγή: Ι. Στεργίου & Κ. Στεργίου, 2002)

Με αντικατάσταση στην εξ. (4.11) προκύπτει:

$$b_1 = 0,61 \cdot 72 \text{ mm} \Rightarrow b_1 = 43,92 \text{ mm}$$

Το ψ_m για κατεργασμένους οδόντες (ποιότητα οδοντώσεως 8) και κανονική έδραση έχουμε:

$$\psi_m = 12$$

Με αντικατάσταση στην εξ. (4.12) προκύπτει:

$$b_1 = 12 \cdot 4 \text{ mm} \Rightarrow b_1 = 48 \text{ mm}$$

Ο μέσος όρος των παραπάνω τιμών είναι:

$$b_1 = \frac{43,92 + 48}{2} = 45,96 \text{ mm}$$

Εκλέγουμε πλάτος τροχού OT_1 :

$$b_1 = 46 \text{ mm}$$

– Αριθμός δοντιών τροχού OT_2

Ο αριθμός δοντιών του OT_2 προκύπτει από τη σχέση μετάδοσης ως εξής:

$$i_1 = \frac{z_2}{z_1} \Rightarrow z_2 = i_1 \cdot z_1 \quad (4.13)$$

Αντικαθιστώντας στην εξ. (4.13) $i_1 = 2,333$ και $z_1 = 18$ έχουμε:

$$z_2 = 42$$

– Διάμετρος τροχού OT_2

Σύμφωνα με το τυποποιημένο module υπολογίζουμε τη διάμετρο του τροχού OT_2 ως εξής:

$$d_{02} = m \cdot z_2 \quad (4.14)$$

$$d_{02} = 4 \text{ mm} \cdot 42 \Rightarrow d_{02} = 168 \text{ mm}$$

– Πλάτος τροχού OT_2

Εκλέγουμε πλάτος του οδοντωτού τροχού OT_2 5 mm μικρότερο από το πλάτος του OT_1 :

$$b_2 = 46 - 5 = 41 \text{ mm}$$

– Απόσταση αξόνων

Η απόσταση των αξόνων των τροχών OT_1 και OT_2 δίνεται από τη εξίσωση:

$$\alpha_d = \frac{d_{01} + d_{02}}{2} \quad (4.15)$$

Αντικαθιστώντας έχουμε:

$$\alpha_d = \frac{72 + 168}{2} \Rightarrow \alpha_d = 120 \text{ mm}$$

– Χαρακτηριστικά μεγέθη των οδοντωτών τροχών OT_1 και OT_2

- Module: $m = 4$
- Ύψος κεφαλής: $h_k = m = 4 \text{ mm}$
- Ύψος πόδα: $h_f = 1,25m = 1,25 \cdot 4 = 5 \text{ mm}$
- Ύψος οδόντα: $h = h_k + h_f = 4 + 5 = 9 \text{ mm}$

– Τροχός OT_1 :

- Αρχική διάμετρος:

$$d_{01} = 72 \text{ mm}$$

- Βήμα ορίζεται η απόσταση μεταξύ οδόντων

$$p_1 = \frac{\pi d_{01}}{z_1} \quad (4.16)$$

Αντικαθιστώντας έχουμε:

$$p_1 = \frac{3,14 \cdot 72 \text{ mm}}{18} \Rightarrow p_1 = 12,57 \text{ mm}$$

- Διάμετρος κεφαλής:

$$d_{k1} = d_{01} + 2h_k \quad (4.17)$$

Αντικαθιστώντας έχουμε:

$$d_{k1} = 72 \text{ mm} + 2 \cdot 4 \text{ mm} \Rightarrow d_{k1} = 80 \text{ mm}$$

- ο Διάμετρος πόδα:

$$d_{f1} = d_{01} - 2h_f \quad (4.18)$$

Αντικαθιστώντας έχουμε:

$$d_{f1} = 72 \text{ mm} - 2 \cdot 5 \text{ mm} \Rightarrow d_{f1} = 62 \text{ mm}$$

- ο Διάμετρος κύκλου εφαπτόμενου στη γραμμή επαφών:

$$d_{b1} = d_{01} \cdot \cos a \quad (4.19)$$

Αντικαθιστώντας στην εξ. (4.19) έχουμε:

$$d_{b1} = 72 \cdot \cos 20^\circ \Rightarrow d_{b1} = 67,66 \text{ mm}$$

– Τροχός ΟΤ₂:

- ο Αρχική διάμετρος:

$$d_{02} = 168 \text{ mm}$$

- ο Βήμα ορίζεται η απόσταση μεταξύ οδόντων

$$p_2 = \frac{\pi d_{02}}{z_2} \quad (4.20)$$

Αντικαθιστώντας έχουμε:

$$p_2 = \frac{\pi \cdot 168 \text{ mm}}{42} \Rightarrow p_2 = 12,57 \text{ mm}$$

- ο Διάμετρος κεφαλής:

$$d_{\kappa 2} = d_{02} + 2h_\kappa \quad (4.21)$$

Αντικαθιστώντας έχουμε:

$$d_{\kappa 2} = 168 \text{ mm} + 2 \cdot 4 \text{ mm} \Rightarrow d_{\kappa 2} = 176 \text{ mm}$$

- ο Διάμετρος πόδα:

$$d_{f2} = d_{02} - 2h_f \quad (4.22)$$

Αντικαθιστώντας έχουμε:

$$d_{f2} = 168 \text{ mm} - 2 \cdot 5 \text{ mm} \Rightarrow d_{f2} = 158 \text{ mm}$$

- ο Διάμετρος κύκλου επαπτόμενου στη γραμμή επαφών:

$$d_{b2} = d_{02} \cdot \cos a \quad (4.23)$$

Αντικαθιστώντας έχουμε:

$$d_{b2} = 168 \cdot \cos 20^\circ \Rightarrow d_{b2} = 157,87$$

Στον Πίν. 4.4 παρουσιάζονται συγκεντρωτικά τα χαρακτηριστικά μεγέθη των οδοντωτών τροχών OT_1 και OT_2 για την πρώτη σχέση μετάδοσης $i_1 = 2,333$.

Πίνακας 4.4: Χαρακτηριστικά μεγέθη των οδοντωτών τροχών OT_1 και OT_2 .

Σχέση μετάδοσης: $i_1 = 2,333$		
Στοιχεία Οδοντωτού τροχού OT_1		
Αρχική διάμετρος	d_{01}	72 mm
Διάμετρος κεφαλής	$d_{κ1} = d_{01} + 2h_κ$	80 mm
Διάμετρος πόδα	$d_{f1} = d_{01} - 2h_f$	62 mm
Διάμετρος κύκλου επαπτόμενου στη γραμμή επαφών	$d_{b1} = d_{01} \cos a$	67,66 mm
Αριθμός δοντιών	z_1	18
Πλάτος τροχού	b_1	46 mm
Στοιχεία Οδοντωτού τροχού OT_2		
Αρχική διάμετρος	d_{02}	168 mm
Διάμετρος κεφαλής	$d_{κ2} = d_{02} + 2h_κ$	176 mm
Διάμετρος πόδα	$d_{f2} = d_{02} - 2h_f$	158 mm
Διάμετρος κύκλου επαπτόμενου στη γραμμή επαφών	$d_{b2} = d_{02} \cos a$	157,87 mm
Αριθμός δοντιών	z_2	42
Πλάτος τροχού	b_2	41 mm

4.3 ΥΠΟΛΟΓΙΣΜΟΙ ΤΟΥ ΖΕΥΓΟΥΣ ΤΩΝ ΟΔΟΝΤΩΤΩΝ ΤΡΟΧΩΝ ΓΙΑ ΤΗΝ ΔΕΥΤΕΡΗ ΣΧΕΣΗ ΜΕΤΑΔΟΣΗΣ

Κατά την εκλογή του αριθμού των δοντιών των οδοντωτών τροχών λαμβάνουμε υπόψη μας ότι η απόσταση των αξόνων των οδοντωτών τροχών πρέπει να είναι σταθερή ίση με $a_d = 120 \text{ mm}$.

- Σχέση μετάδοσης τροχών OT_3 και OT_4

Ο οδοντωτός τροχός OT_3 συνεργάζεται με τον οδοντωτό τροχό OT_4 και θεωρούμε σχέση μετάδοσης:

$$i_2 = 2$$

– Αριθμός δοντιών τροχού OT₃ (πινιόν)

Επιλέγεται ο αριθμός δοντιών του κινητήριου τροχού OT₃:

$$z_3 = 20 \text{ δόντια}$$

Αξίζει να σημειωθεί ότι ο αριθμός δοντιών z_3 πρέπει επιπλέον να εκλέγεται έτσι ώστε ο αριθμός οδόντων z_4 του μεγάλου τροχού να είναι ολόκληρος αριθμός και η δεδομένη σχέση μετάδοσης να επιτυγχάνεται κατά το δυνατόν με ακρίβεια (επιτρεπόμενη απόκλιση $\pm 3\%$).

– Module

Εκλέγουμε module $m = 4 \text{ mm}$

– Υπολογισμός της διαμέτρου d_{03}

Με το τυποποιημένο εξωτερικό module γίνεται ο υπολογισμός της διαμέτρου της αρχικής περιφέρειας του τροχού OT₃:

$$d_{03} = m \cdot z_3 \tag{4.24}$$

$$d_{03} = 4 \text{ mm} \cdot 20 \Rightarrow d_{03} = 80 \text{ mm}$$

– Πλάτος τροχού OT₃ (πινιόν)

Το πλάτος του οδοντωτού τροχού OT₃ εκλέγεται ως ο μέσος όρος των δύο τιμών που προκύπτουν από τις σχέσεις:

$$b_3 = \psi_d \cdot d_{03} \tag{4.25}$$

$$b_3 = \psi_m \cdot m \tag{4.26}$$

Το ψ_d προσδιορίζεται από το Σχ. 4.2 συναρτήσει της σχέσης μετάδοσης $z_4/z_3 = 2$. Σύμφωνα με το Σχ. 4.2 για την “Καμπύλη β – τροχού μεσαίων ταχυτήτων” έχουμε:

$$\psi_d = 0,59$$

Με αντικατάσταση στην εξ. (4.25) προκύπτει:

$$b_3 = 0,59 \cdot 80 \text{ mm} \Rightarrow b_3 = 47,2 \text{ mm}$$

Το ψ_m για κατεργασμένους οδόντες (ποιότητα οδοντώσεως 8) και κανονική έδραση λάμβάνει την τιμή:

$$\psi_m = 12$$

Με αντικατάσταση στην εξ. (4.26) προκύπτει:

$$b_3 = 12 \cdot 4 \text{ mm} \Rightarrow b_3 = 48 \text{ mm}$$

Ο μέσος όρος των παραπάνω τιμών είναι:

$$b_3 = \frac{47,2 + 48}{2} = 47,6 \text{ mm}$$

Εκλέγουμε πλάτος τροχού OT_3 :

$$b_3 = 48 \text{ mm}$$

– Αριθμός δοντιών τροχού OT_4

Ο αριθμός δοντιών του OT_4 προκύπτει από τη σχέση μετάδοσης ως εξής:

$$i_2 = \frac{z_4}{z_3} \Rightarrow z_4 = i_2 \cdot z_3 \quad (4.27)$$

$$z_4 = 2 \cdot 20 \Rightarrow z_4 = 40$$

– Διάμετρος τροχού OT_4

Σύμφωνα με το τυποποιημένο module υπολογίζουμε τη διάμετρο του τροχού OT_4 ως εξής:

$$d_{04} = m \cdot z_4 \quad (4.28)$$

$$d_{04} = 4 \text{ mm} \cdot 40 \Rightarrow d_{04} = 160 \text{ mm}$$

– Πλάτος τροχού OT_4

Εκλέγουμε το πλάτος του οδοντωτού τροχού OT_4 5 mm μικρότερο από το πλάτος του OT_3 :

$$b_4 = 48 - 5 = 43 \text{ mm}$$

– Απόσταση αξόνων

Η απόσταση των αξόνων των τροχών OT_3 και OT_4 δίνεται από την εξίσωση:

$$\alpha_d = \frac{d_{03} + d_{04}}{2} \quad (4.29)$$

Αντικαθιστώντας έχουμε:

$$\alpha_d = \frac{80 + 160}{2} \Rightarrow \alpha_d = 120 \text{ mm}$$

Η απόσταση των αξόνων είναι ίση με 120 mm που είναι και το επιθυμητό.

– Χαρακτηριστικά μεγέθη των οδοντωτών τροχών OT_3 και OT_4

- Module: $m = 4$
- Ύψος κεφαλής: $h_k = m = 4 \text{ mm}$
- Ύψος πόδα: $h_f = 1,25m = 1,25 \cdot 4 = 5 \text{ mm}$
- Ύψος οδόντα: $h = h_k + h_f = 4 + 5 = 9 \text{ mm}$

– Τροχός OT_3 :

- Αρχική διάμετρος:

$$d_{03} = 80 \text{ mm}$$

- Βήμα ορίζεται η απόσταση μεταξύ οδόντων:

$$p_3 = \frac{\pi \cdot d_{03}}{z_3} \quad (4.30)$$

Αντικαθιστώντας έχουμε:

$$p_3 = \frac{3,14 \cdot 80 \text{ mm}}{20} \Rightarrow p_3 = 12,57 \text{ mm}$$

- Διάμετρος κεφαλής:

$$d_{κ3} = d_{03} + 2h_k \quad (4.31)$$

Αντικαθιστώντας έχουμε:

$$d_{κ3} = 80 \text{ mm} + 2 \cdot 4 \text{ mm} \Rightarrow d_{κ3} = 88 \text{ mm}$$

- Διάμετρος πόδα:

$$d_{f3} = d_{03} - 2h_f \quad (4.32)$$

Αντικαθιστώντας έχουμε:

$$d_{f3} = 80 \text{ mm} - 2 \cdot 5 \text{ mm} \Rightarrow d_{f3} = 70 \text{ mm}$$

- Διάμετρος κύκλου εφαπτόμενου στη γραμμή επαφών:

$$d_{b3} = d_{03} \cdot \cos a \quad (4.33)$$

Αντικαθιστώντας έχουμε:

$$d_{b3} = 80 \cdot \cos 20^\circ \Rightarrow d_{b3} = 75,17 \text{ mm}$$

– Τροχός ΟΤ4:

- Αρχική διάμετρος:

$$d_{04} = 160 \text{ mm}$$

- Βήμα ορίζεται η απόσταση μεταξύ οδόντων:

$$p_4 = \frac{\pi \cdot d_{04}}{z_4} \quad (4.34)$$

Αντικαθιστώντας έχουμε:

$$p_4 = \frac{3,14 \cdot 160 \text{ mm}}{40} \Rightarrow p_4 = 12,57 \text{ mm}$$

- Διάμετρος κεφαλής:

$$d_{\kappa4} = d_{04} + 2h_\kappa \quad (4.35)$$

Αντικαθιστώντας έχουμε:

$$d_{\kappa4} = 160 \text{ mm} + 2 \cdot 4 \text{ mm} \Rightarrow d_{\kappa4} = 168 \text{ mm}$$

- Διάμετρος πόδα:

$$d_{f4} = d_{04} - 2h_f \quad (4.36)$$

Αντικαθιστώντας έχουμε:

$$d_{f4} = 160 \text{ mm} - 2 \cdot 5 \text{ mm} \Rightarrow d_{f4} = 150 \text{ mm}$$

- ο Διάμετρος κύκλου επαπτόμενου στη γραμμή επαφών:

$$d_{b4} = d_{04} \cos a \quad (4.37)$$

Αντικαθιστώντας έχουμε:

$$d_{b4} = 160 \cdot \cos 20^\circ \Rightarrow d_{b4} = 150,35 \text{ mm}$$

Στον Πίν. 4.5 παρουσιάζονται τα συγκεντρωτικά χαρακτηριστικά μεγέθη των οδοντωτών τροχών OT_3 και OT_4 για την δεύτερη σχέση μετάδοσης $i_2 = 2$.

Πίνακας 4.5: Χαρακτηριστικά μεγέθη των οδοντωτών τροχών OT_3 και OT_4 .

Σχέση μετάδοσης: $i_2 = 2$		
Στοιχεία Οδοντωτού τροχού OT_3		
Αρχική διάμετρος	d_{03}	80 mm
Διάμετρος κεφαλής	$d_{κ3} = d_{03} + 2h_κ$	88 mm
Διάμετρος πόδα	$d_{f3} = d_{03} - 2h_f$	70 mm
Διάμετρος κύκλου επαπτόμενου στη γραμμή επαφών	$d_{b3} = d_{03} \cos a$	75,18 mm
Αριθμός δοντιών	z_3	20
Πλάτος τροχού	b_3	48 mm
Στοιχεία Οδοντωτού τροχού OT_4		
Αρχική διάμετρος	d_{04}	160 mm
Διάμετρος κεφαλής	$d_{κ4} = d_{04} + 2h_κ$	168 mm
Διάμετρος πόδα	$d_{f4} = d_{04} - 2h_f$	150 mm
Διάμετρος κύκλου επαπτόμενου στη γραμμή επαφών	$d_{b4} = d_{04} \cos a$	150,35 mm
Αριθμός δοντιών	z_4	40
Πλάτος τροχού	b_4	43 mm

4.4 ΥΠΟΛΟΓΙΣΜΟΙ ΤΟΥ ΖΕΥΓΟΥΣ ΤΩΝ ΟΔΟΝΤΩΤΩΝ ΤΡΟΧΩΝ ΓΙΑ ΤΗΝ ΤΡΙΤΗ ΣΧΕΣΗΜΕΤΑΔΟΣΗΣ

- Σχέση μετάδοσης τροχών OT_5 και OT_6

Ο οδοντωτός τροχός OT_5 συνεργάζεται με τον οδοντωτό τροχό OT_6 και θεωρούμε σχέση μετάδοσης:

$$i_3 = 1,5$$

- Αριθμός δοντιών τροχού OT_5 (πινιόν)

Επιλέγεται ο αριθμός δοντιών του κινητήριου τροχού OT_5 :

$$z_5 = 24 \text{ δόντια}$$

– Module

Εκλέγουμε module $m = 4 \text{ mm}$

– Υπολογισμός της διαμέτρου d_{05}

Με το τυποποιημένο εξωτερικό module γίνεται ο υπολογισμός της διαμέτρου της αρχικής περιφέρειας του τροχού OT_5 :

$$d_{05} = m \cdot z_5 \quad (4.38)$$

$$d_{05} = 4 \text{ mm} \cdot 24 \Rightarrow d_{05} = 96 \text{ mm}$$

– Πλάτος τροχού OT_5 (πινιόν)

Το πλάτος του οδοντωτού τροχού OT_5 εκλέγεται ως ο μέσος όρος των δύο τιμών που προκύπτουν από τις σχέσεις:

$$b_5 = \psi_d \cdot d_{05} \quad (4.39)$$

$$b_5 = \psi_m \cdot m \quad (4.40)$$

Το ψ_d προσδιορίζεται από το Σχ. 4.2 συναρτήσει της σχέσης μετάδοσης $z_6/z_5 = 1,5$. Σύμφωνα με το Σχ. 4.2 για την “Καμπύλη β – τροχού μεσαίων ταχυτήτων” έχουμε:

$$\psi_d = 0,52$$

Με αντικατάσταση στην εξ. (4.39) προκύπτει:

$$b_5 = 0,52 \cdot 96 \text{ mm} \Rightarrow b_5 = 49,92 \text{ mm}$$

Το ψ_m για κατεργασμένους οδόντες (ποιότητα οδοντώσεως 8) και κανονική έδραση λάμβάνει την τιμή:

$$\psi_m = 12$$

Με αντικατάσταση στην εξ. (4.40) προκύπτει:

$$b_5 = 12 \cdot 4 \text{ mm} \Rightarrow b_5 = 48 \text{ mm}$$

Ο μέσος όρος των παραπάνω τιμών είναι:

$$b_5 = \frac{49,92 + 48}{2} = 48,96 \text{ mm}$$

Εκλέγουμε πλάτος τροχού OT_5 :

$$b_5 = 49 \text{ mm}$$

– Αριθμός δοντιών τροχού OT_6

Ο αριθμός δοντιών του OT_6 προκύπτει από τη σχέση μετάδοσης ως εξής:

$$i_3 = \frac{z_6}{z_5} \Rightarrow z_6 = i_3 \cdot z_5 \quad (4.41)$$

$$z_6 = 1,5 \cdot 24 \Rightarrow z_6 = 36$$

– Διάμετρος τροχού OT_6

Σύμφωνα με το τυποποιημένο module υπολογίζουμε τη διάμετρο του τροχού OT_6 ως εξής:

$$d_{06} = m \cdot z_6 \quad (4.42)$$

$$d_{06} = 4 \text{ mm} \cdot 36 \Rightarrow d_{06} = 144 \text{ mm}$$

– Πλάτος τροχού OT_6

Εκλέγουμε το πλάτος του οδοντωτού τροχού OT_6 5 mm μικρότερο από το πλάτος του OT_5 :

$$b_6 = 49 - 5 = 44 \text{ mm}$$

– Απόσταση αξόνων

Η απόσταση των αξόνων των τροχών OT_5 και OT_6 δίνεται από την εξίσωση:

$$\alpha_d = \frac{d_{05} + d_{06}}{2} \quad (4.43)$$

Αντικαθιστώντας έχουμε:

$$\alpha_d = \frac{96 + 144}{2} \Rightarrow \alpha_d = 120 \text{ mm}$$

Η απόσταση των αξόνων είναι ίση με 120mm που είναι και το επιθυμητό.

– Χαρακτηριστικά μεγέθη των οδοντωτών τροχών OT₅ και OT₆

- Module: $m = 4$
- Ύψος κεφαλής: $h_k = m = 4 \text{ mm}$
- Ύψος πόδα: $h_f = 1,25m = 1,25 \cdot 4 = 5 \text{ mm}$
- Ύψος οδόντα: $h = h_k + h_f = 4 + 5 = 9 \text{ mm}$

– Τροχός OT₅:

- Αρχική διάμετρος:

$$d_{05} = 96 \text{ mm}$$

- Βήμα ορίζεται η απόσταση μεταξύ οδόντων:

$$p_5 = \frac{\pi \cdot d_{05}}{z_5} \quad (4.44)$$

Αντικαθιστώντας στην εξ. (4.44) έχουμε:

$$p_5 = \frac{\pi \cdot 96 \text{ mm}}{24} \Rightarrow p_5 = 12,57 \text{ mm}$$

- Διάμετρος κεφαλής:

$$d_{κ5} = d_{05} + 2h_k \quad (4.45)$$

Αντικαθιστώντας έχουμε:

$$d_{κ5} = 96 \text{ mm} + 2 \cdot 4 \text{ mm} \Rightarrow d_{κ5} = 104 \text{ mm}$$

- Διάμετρος πόδα:

$$d_{f5} = d_{05} - 2h_f \quad (4.46)$$

Αντικαθιστώντας έχουμε:

$$d_{f5} = 96 \text{ mm} - 2 \cdot 5 \text{ mm} \Rightarrow d_{f5} = 86 \text{ mm}$$

- Διάμετρος κύκλου εφαπτόμενου στη γραμμή επαφών:

$$d_{b5} = d_{05} \cdot \cos a \quad (4.47)$$

Αντικαθιστώντας έχουμε:

$$d_{b5} = 96 \cdot \cos 20^\circ \Rightarrow d_{b5} = 90,21 \text{ mm}$$

– Τροχός ΟΤ₆:

- Αρχική διάμετρος:

$$d_{06} = 144 \text{ mm}$$

- Βήμα ορίζεται η απόσταση μεταξύ οδόντων:

$$p_6 = \frac{\pi \cdot d_{06}}{z_6} \quad (4.48)$$

Αντικαθιστώντας έχουμε:

$$p_6 = \frac{\pi \cdot 144 \text{ mm}}{36} \Rightarrow p_6 = 12,57 \text{ mm}$$

- Διάμετρος κεφαλής:

$$d_{κ6} = d_{06} + 2h_κ \quad (4.49)$$

Αντικαθιστώντας έχουμε:

$$d_{κ6} = 144 \text{ mm} + 2 \cdot 4 \text{ mm} \Rightarrow d_{κ6} = 152 \text{ mm}$$

- Διάμετρος πόδα:

$$d_{f6} = d_{06} - 2h_f \quad (4.50)$$

Αντικαθιστώντας έχουμε:

$$d_{f6} = 144 \text{ mm} - 2 \cdot 5 \text{ mm} \Rightarrow d_{f6} = 134 \text{ mm}$$

- Διάμετρος κύκλου εφαπτόμενου στη γραμμή επαφών:

$$d_{b6} = d_{06} \cdot \cos a \quad (4.51)$$

Αντικαθιστώντας έχουμε:

$$d_{b6} = 144 \cdot \cos 20^\circ \Rightarrow d_{b6} = 135,32 \text{ mm}$$

Στον Πίν. 4.6 παρουσιάζονται συγκεντρωτικά τα χαρακτηριστικά μεγέθη των οδοντωτών τροχών ΟΤ₅ και ΟΤ₆ για την σχέση μετάδοσης $i_3 = 1,5$.

Πίνακας 4.6: Χαρακτηριστικά μεγέθη των οδοντωτών τροχών OT₅ και OT₆.

Σχέση μετάδοσης: $i_3 = 1,5$		
Στοιχεία Οδοντωτού τροχού OT ₅		
Αρχική διάμετρος	d_{05}	96 mm
Διάμετρος κεφαλής	$d_{κ5} = d_{05} + 2h_κ$	104 mm
Διάμετρος πόδα	$d_{f5} = d_{05} - 2h_f$	86 mm
Διάμετρος κύκλου επαπτόμενου στη γραμμή επαφών	$d_{b5} = d_{05} \cos a$	90,21 mm
Αριθμός δοντιών	z_5	24
Πλάτος τροχού	b_5	49 mm
Στοιχεία Οδοντωτού τροχού OT ₆		
Αρχική διάμετρος	d_{06}	144 mm
Διάμετρος κεφαλής	$d_{κ6} = d_{06} + 2h_κ$	152 mm
Διάμετρος πόδα	$d_{f6} = d_{06} - 2h_f$	134 mm
Διάμετρος κύκλου επαπτόμενου στη γραμμή επαφών	$d_{f6} = d_{06} - 2h_f$	135,32 mm
Αριθμός δοντιών	z_6	36
Πλάτος τροχού	b_6	44 mm

4.5 ΥΠΟΛΟΓΙΣΜΟΙ ΤΟΥ ΖΕΥΓΟΥΣ ΤΩΝ ΟΔΟΝΤΩΤΩΝ ΤΡΟΧΩΝ ΓΙΑ ΤΗΝ ΤΕΤΑΡΤΗ ΣΧΕΣΗ ΜΕΤΑΔΟΣΗΣ

– Σχέση μετάδοσης τροχών OT₇ και OT₈

Ο οδοντωτός τροχός OT₇ συνεργάζεται με τον οδοντωτό τροχό OT₈ και θεωρούμε σχέση μετάδοσης:

$$i_4 = 1$$

– Αριθμός δοντιών τροχού OT₇ (πινιόν)

Εκλέγεται ο αριθμός δοντιών του κινητήριου τροχού OT₇:

$$z_7 = 30 \text{ δόντια}$$

– Module

Εκλέγουμε module $m = 4 \text{ mm}$

– Υπολογισμός της διαμέτρου d_{07}

Με το τυποποιημένο εξωτερικό module γίνεται ο υπολογισμός της διαμέτρου της αρχικής περιφέρειας του τροχού OT₇:

$$d_{07} = m \cdot z_7 \tag{4.52}$$

$$d_{07} = 4 \text{ mm} \cdot 30 \Rightarrow d_{07} = 120 \text{ mm}$$

– Πλάτος τροχού OT₇ (πινιόν)

Το πλάτος του οδοντωτού τροχού OT₇ εκλέγεται ως ο μέσος όρος των δύο τιμών που προκύπτουν από τις σχέσεις:

$$b_7 = \psi_d \cdot d_{07} \quad (4.53)$$

$$b_7 = \psi_m \cdot m \quad (4.54)$$

Το ψ_d προσδιορίζεται από το Σχ. 4.2 συναρτήσει της σχέσης μετάδοσης $z_8/z_7 = 1$. Σύμφωνα με το Σχ. 4.2 για την “Καμπύλη β – τροχού μεσαίων ταχυτήτων” έχουμε:

$$\psi_d = 0,50$$

Με αντικατάσταση στην εξ. (4.53) προκύπτει:

$$b_7 = 0,50 \cdot 120 \text{ mm} \Rightarrow b_7 = 60 \text{ mm}$$

Το ψ_m για κατεργασμένους οδόντες (ποιότητα οδοντώσεως 8) και κανονική έδραση λάμβάνει την τιμή:

$$\psi_m = 12$$

Με αντικατάσταση στην εξ. (4.54) προκύπτει:

$$b_7 = 12 \cdot 4 \text{ mm} \Rightarrow b_7 = 48 \text{ mm}$$

Ο μέσος όρος των παραπάνω τιμών είναι:

$$b_7 = \frac{60 + 48}{2} = 54 \text{ mm}$$

Εκλέγουμε πλάτος τροχού OT₇:

$$b_7 = 54 \text{ mm}$$

– Αριθμός δοντιών τροχού OT₈

Ο αριθμός δοντιών του OT₈ προκύπτει από τη σχέση μετάδοσης ως εξής:

$$i_4 = \frac{z_8}{z_7} \Rightarrow z_8 = i_4 \cdot z_7 \quad (4.55)$$

$$z_8 = 1 \cdot 30 \Rightarrow z_8 = 30$$

– Διάμετρος τροχού OT₈

Σύμφωνα με το τυποποιημένο module υπολογίζουμε τη διάμετρο του τροχού OT₈ ως εξής:

$$d_{08} = m \cdot z_8 \quad (4.56)$$

$$d_{08} = 4 \text{ mm} \cdot 30 \Rightarrow d_{08} = 120 \text{ mm}$$

– Πλάτος τροχού OT₈

Εκλέγουμε πλάτος του οδοντωτού τροχού OT₈ 5 mm μικρότερο από το πλάτος του OT₇:

$$b_8 = 54 - 5 = 49 \text{ mm}$$

– Απόσταση αξόνων

Η απόσταση των αξόνων των τροχών OT₇ και OT₈ δίνεται από την εξίσωση:

$$\alpha_d = \frac{d_{07} + d_{08}}{2} \quad (4.57)$$

Αντικαθιστώντας έχουμε:

$$\alpha_d = \frac{120 + 120}{2}$$

$$\alpha_d = 120 \text{ mm}$$

Η απόσταση των αξόνων είναι ίση με 120 mm που είναι και το επιθυμητό.

– Χαρακτηριστικά μεγέθη των οδοντωτών τροχών OT₇ και OT₈

- Module: $m = 4$
- Ύψος κεφαλής: $h_k = m = 4 \text{ mm}$
- Ύψος πόδα: $h_f = 1,25m = 1,25 \cdot 4 = 5 \text{ mm}$
- Ύψος οδόντα: $h = h_k + h_f = 4 + 5 = 9 \text{ mm}$

– Τροχοί ΟΤ₇ & ΟΤ₈:

- Αρχική διάμετρος:

$$d_{07} = d_{08} = 120 \text{ mm}$$

- Βήμα ορίζεται η απόσταση μεταξύ οδόντων:

$$p_7 = p_8 = \frac{\pi \cdot d_{07}}{z_7} \quad (4.58)$$

Αντικαθιστώντας έχουμε:

$$p_7 = p_8 = \frac{\pi \cdot 120 \text{ mm}}{30} \Rightarrow p_7 = p_8 = 12,57 \text{ mm}$$

- Διάμετρος κεφαλής:

$$d_{κ7} = d_{κ8} = d_{07} + 2h_κ \quad (4.59)$$

Αντικαθιστώντας έχουμε:

$$d_{κ7} = d_{κ8} = 120 \text{ mm} + 2 \cdot 4 \text{ mm} \Rightarrow d_{κ7} = d_{κ8} = 132 \text{ mm}$$

- Διάμετρος πόδα:

$$d_{f7} = d_{f8} = d_{07} - 2h_f \quad (4.60)$$

Αντικαθιστώντας έχουμε:

$$d_{f7} = d_{f8} = 120 \text{ mm} - 2 \cdot 5 \text{ mm} \Rightarrow d_{f7} = d_{f8} = 110 \text{ mm}$$

- Διάμετρος κύκλου επαπτόμενου στη γραμμή επαφών:

$$d_{b7} = d_{b8} = d_{07} \cos a \quad (4.61)$$

Αντικαθιστώντας έχουμε:

$$d_{b7} = d_{b8} = 120 \cdot \cos 20^\circ \Rightarrow d_{b7} = d_{b8} = 112,76 \text{ mm}$$

Στον Πίν. 4.7 παρουσιάζονται συγκεντρωτικά τα χαρακτηριστικά μεγέθη των οδοντωτών τροχών ΟΤ₇ και ΟΤ₈ για την σχέση μετάδοσης $i_4 = 1$.

Πίνακας 4.7: Χαρακτηριστικά μεγέθη των οδοντωτών τροχών ΟΤ₇ και ΟΤ₈.

Σχέση μετάδοσης: $i_4 = 1$		
Στοιχεία Οδοντωτού τροχού ΟΤ ₇		
Αρχική διάμετρος	d_{07}	120 mm
Διάμετρος κεφαλής	$d_{κ7} = d_{07} + 2h_κ$	128 mm
Διάμετρος πόδα	$d_{f7} = d_{07} - 2h_f$	110 mm
Διάμετρος κύκλου επαπτόμενου στη γραμμή επαφών	$d_{b7} = d_{07} \cos a$	112,76 mm
Αριθμός δοντιών	z_7	30
Πλάτος τροχού	b_7	54 mm
Στοιχεία Οδοντωτού τροχού ΟΤ ₈		
Αρχική διάμετρος	d_{08}	120 mm
Διάμετρος κεφαλής	$d_{κ8} = d_{08} + 2h_κ$	128 mm
Διάμετρος πόδα	$d_{f8} = d_{08} - 2h_f$	110 mm
Διάμετρος κύκλου επαπτόμενου στη γραμμή επαφών	$d_{b8} = d_{08} \cos a$	112,76 mm
Αριθμός δοντιών	z_8	30
Πλάτος τροχού	b_8	49 mm

4.6 ΥΠΟΛΟΓΙΣΜΟΙ ΤΟΥ ΖΕΥΓΟΥΣ ΤΩΝ ΟΔΟΝΤΩΤΩΝ ΤΡΟΧΩΝ ΓΙΑ ΤΗΝ ΠΕΜΠΤΗ ΣΧΕΣΗ ΜΕΤΑΔΟΣΗΣ

Στην πέμπτη σχέση μετάδοσης $i_5 = 0,667$ οι οδοντωτοί τροχοί που χρησιμοποιούνται είναι οι οδοντωτοί τροχοί που χρησιμοποιούνται και για την σχέση μετάδοσης i_3 ανεστραμμένοι. Έτσι οι οδοντωτοί τροχοί ΟΤ₉ και ΟΤ₁₀ είναι αντίστοιχα οι ΟΤ₆ και ΟΤ₅. Στον Πίν. 4.8 παρουσιάζονται συγκεντρωτικά τα χαρακτηριστικά μεγέθη των οδοντωτών τροχών ΟΤ₉ και ΟΤ₁₀ για την σχέση μετάδοσης $i_5 = 0,667$.

Πίνακας 4.8: Χαρακτηριστικά μεγέθη των οδοντωτών τροχών ΟΤ₉ και ΟΤ₁₀.

Σχέση μετάδοσης: $i_5 = 0,667$		
Στοιχεία Οδοντωτού τροχού ΟΤ ₉		
Αρχική διάμετρος	d_{09}	144 mm
Διάμετρος κεφαλής	$d_{κ9} = d_{09} + 2h_κ$	152 mm
Διάμετρος πόδα	$d_{f9} = d_{09} - 2h_f$	134 mm
Διάμετρος κύκλου επαπτόμενου στη γραμμή επαφών	$d_{b9} = d_{09} \cos a$	135,32 mm
Αριθμός δοντιών	z_9	36
Πλάτος τροχού	b_9	49 mm
Στοιχεία Οδοντωτού τροχού ΟΤ ₁₀		
Αρχική διάμετρος	d_{010}	96 mm
Διάμετρος κεφαλής	$d_{κ10} = d_{010} + 2h_κ$	104 mm
Διάμετρος πόδα	$d_{f10} = d_{010} - 2h_f$	86 mm
Διάμετρος κύκλου επαπτόμενου στη γραμμή επαφών	$d_{b10} = d_{010} \cos a$	90,21 mm
Αριθμός δοντιών	z_{10}	24
Πλάτος τροχού	b_{10}	44 mm

4.7 ΔΥΝΑΜΕΙΣ ΟΔΟΝΤΩΤΩΝ ΤΡΟΧΩΝ

Αν θεωρήσουμε ότι κατά τη συνεργασία δύο οδοντωτών τροχών με ευθείς οδόντες, μόνο ένα ζεύγος οδόντων βρίσκεται σε επαφή, τότε η κατατομή του οδόντα που δίνει την κίνηση πιέζει την κατατομή του οδόντα που παίρνει την κίνηση. Η κάθετη δύναμη στον οδόντα του τροχού συμβολίζεται με F_n και ενεργεί στην κατατομή του οδόντα κατά την διεύθυνση μιας πιθανής θραύσης του.

Η κάθετη δύναμη στον οδόντα F_n , αναλύεται σε δύο συνιστώσες. Την ακτινική συνιστώσα η οποία συμβολίζεται με F_r και την περιφερειακή συνιστώσα F_t , η οποία ενεργεί σαν περιφερειακή δύναμη μεταφέροντας την ροπή στρέψης από τον κινητήριο τροχό στον κινούμενο.

Η περιφερειακή δύναμη F_t υπολογίζεται σε N σύμφωνα με την εξίσωση:

$$F_t = \frac{2 \cdot M_t}{d} \quad (4.62)$$

Όπου: M_t : ροπή στρέψης (Nm)
 d : αρχική διάμετρος του τροχού (m)

Η ακτινική δύναμη F_r υπολογίζεται σε N σύμφωνα με την εξίσωση:

$$F_r = F_t \cdot \tan \varphi \quad (4.63)$$

Όπου $\varphi = 20^\circ$: γωνία επαφής

• ΤΡΟΧΟΙ ΟΤ₁ ΚΑΙ ΟΤ₂

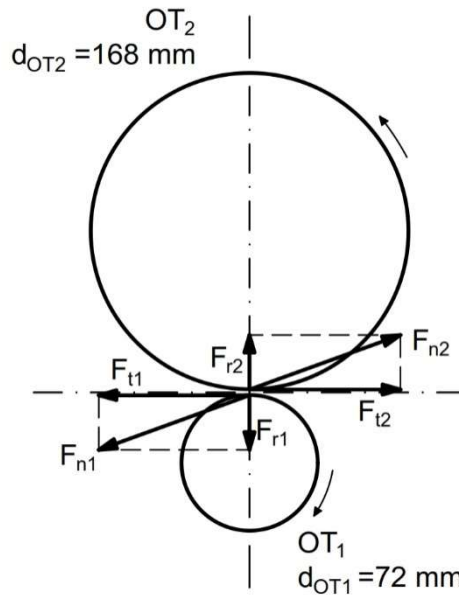
Στο Σχ. 4.3 φαίνονται οι δυνάμεις που αναπτύσσονται στους οδοντωτούς τροχούς.

Περιφερειακή δύναμη τροχών:

Η περιφερειακή δύναμη στον τροχό προκύπτει με αντικατάσταση των τιμών στην εξ. (4.62), λαμβάνοντας υπόψη την αρχική διάμετρο του τροχού ΟΤ₁ η οποία είναι $d_{01} = 72 \text{ mm} = 0,072 \text{ m}$.

$$F_{t1} = F_{t2} = \frac{2 \cdot M_{t1}}{d_{01}} = \frac{2 \cdot 5,67 \text{ Nm}}{0,072} \quad (4.64)$$

$$F_{t1} = F_{t2} = 157,5 \text{ N}$$



Σχήμα 4.3: Δυνάμεις των οδοντωτών τροχών OT₁ και OT₂ (κλίμακα 1:4).

Ακτινική δύναμη τροχών:

Η ακτινική δύναμη λαμβάνεται από την εξ. (4.63). Συνεπώς προκύπτει:

$$F_{r1} = F_{r2} = F_{t1} \cdot \tan \varphi = 157,5 \text{ N} \cdot \tan 20^\circ \quad (4.65)$$

$$F_{r1} = F_{r2} = 57,33 \text{ N}$$

• **ΤΡΟΧΟΙ OT₃ ΚΑΙ OT₄**

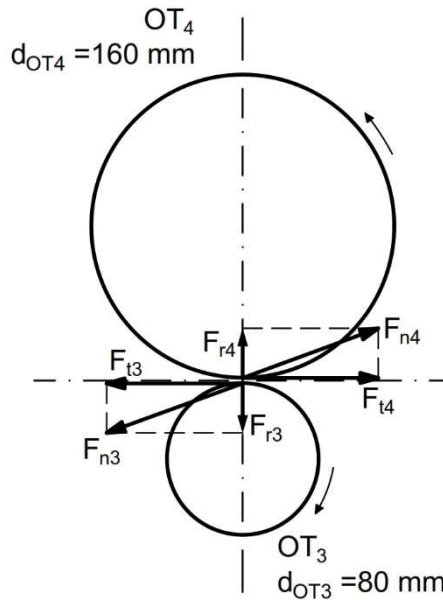
Στο Σχ. 4.4 φαίνονται οι δυνάμεις που αναπτύσσονται στους οδοντωτούς τροχούς.

Περιφερειακή δύναμη τροχών:

Η περιφερειακή δύναμη στον τροχό προκύπτει με αντικατάσταση των τιμών στην εξ. (4.62), λαμβάνοντας υπόψη την ροπή στρέψης η οποία είναι $M_{t3} = 5,67 \text{ Nm}$ και την αρχική διάμετρο του τροχού OT₃ η οποία είναι $d_{03} = 80 \text{ mm} = 0,08 \text{ m}$.

$$F_{t3} = F_{t4} = \frac{2 \cdot M_{t3}}{d_{03}} = \frac{2 \cdot 5,67 \text{ Nm}}{0,08} \quad (4.66)$$

$$F_{t3} = F_{t4} = 141,75 \text{ N}$$



Σχήμα 4.4: Δυνάμεις των οδοντωτών τροχών OT_3 και OT_4 (κλίμακα 1:4).

Ακτινική δύναμη τροχών:

Η ακτινική δύναμη υπολογίζεται ως εξής:

$$F_{r3} = F_{r4} = F_{t3} \cdot \tan \varphi = 141,75 \cdot \tan 20^\circ \quad (4.67)$$

$$F_{r3} = F_{r4} = 51,59 \text{ N}$$

• **ΤΡΟΧΟΙ OT_5 ΚΑΙ OT_6**

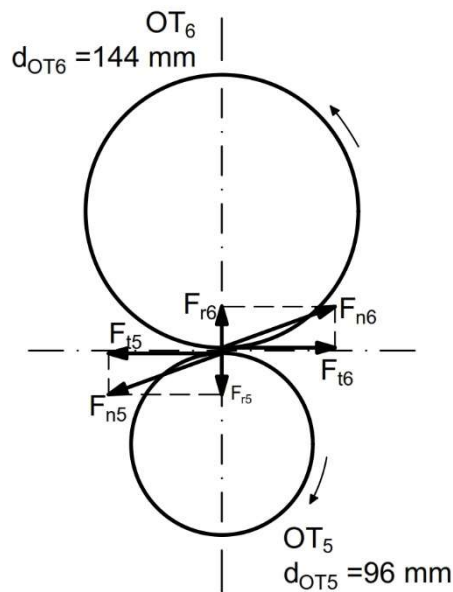
Στο Σχ. 4.5 φαίνονται οι δυνάμεις που αναπτύσσονται στους οδοντωτούς τροχούς.

Περιφερειακή δύναμη τροχών:

Η περιφερειακή δύναμη στον τροχό προκύπτει με αντικατάσταση των τιμών στην εξ. (4.62), λαμβάνοντας υπόψη την ροπή στρέψης η οποία είναι $M_{t5} = 5,67 \text{ Nm}$ και την αρχική διάμετρο του τροχού OT_5 η οποία είναι $d_{05} = 96 \text{ mm} = 0,096 \text{ m}$.

$$F_{t5} = F_{t6} = \frac{2 \cdot M_{t5}}{d_{05}} = \frac{2 \cdot 5,67 \text{ Nm}}{0,096} \quad (4.68)$$

$$F_{t5} = F_{t6} = 118,13 \text{ N}$$



Σχήμα 4.5: Δυνάμεις των οδοντωτών τροχών OT_5 και OT_6 (κλίμακα 1:4).

Ακτινική δύναμη τροχών:

Η ακτινική δύναμη υπολογίζεται ως εξής:

$$F_{r5} = F_{r6} = F_{t5} \cdot \tan \varphi = 118,13 \cdot \tan 20^\circ \quad (4.69)$$

$$F_{r5} = F_{r6} = 43 \text{ N}$$

• **ΤΡΟΧΟΙ OT_7 ΚΑΙ OT_8**

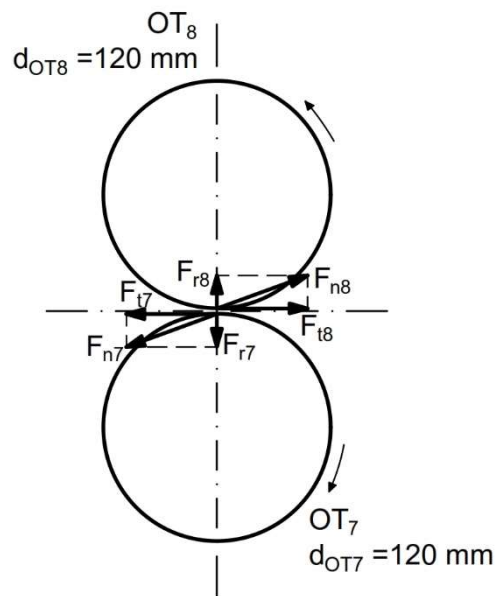
Στο Σχ. 4.6 φαίνονται οι δυνάμεις που αναπτύσσονται στους οδοντωτούς τροχούς.

Περιφερειακή δύναμη τροχών:

Η περιφερειακή δύναμη στον τροχό προκύπτει με αντικατάσταση των τιμών στην εξ. (4.62), λαμβάνοντας υπόψη την ροπή στρέψης η οποία είναι $M_{t7} = 5,67 \text{ Nm}$ και την αρχική διάμετρο του τροχού OT_7 η οποία είναι $d_{07} = 120 \text{ mm} = 0,12 \text{ m}$.

$$F_{t7} = F_{t8} = \frac{2 \cdot M_{t7}}{d_{07}} = \frac{2 \cdot 5,67 \text{ Nm}}{0,12} \quad (4.70)$$

$$F_{t7} = F_{t8} = 94,5 \text{ N}$$



Σχήμα 4.6: Δυνάμεις των οδοντωτών τροχών OT₇ και OT₈ (κλίμακα 1:4).

Ακτινική δύναμη τροχών:

Η ακτινική δύναμη υπολογίζεται ως εξής:

$$F_{r7} = F_{r8} = F_{t7} \cdot \tan \varphi = 94,5 \cdot \tan 20^\circ \quad (4.71)$$

$$F_{r7} = F_{r8} = 34,4 \text{ N}$$

• **ΤΡΟΧΟΙ OT₉ ΚΑΙ OT₁₀**

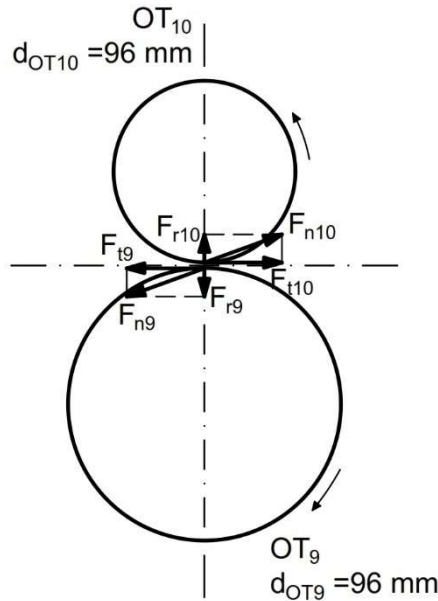
Στο Σχ. 4.7 φαίνονται οι δυνάμεις που αναπτύσσονται στους οδοντωτούς τροχούς.

Περιφερειακή δύναμη τροχών:

Η περιφερειακή δύναμη στον τροχό προκύπτει με αντικατάσταση των τιμών στην εξ. (4.62), λαμβάνοντας υπόψη την ροπή στρέψης η οποία είναι $M_{t9} = 5,67 \text{ Nm}$ και την αρχική διάμετρο του τροχού OT₇ η οποία είναι $d_{09} = 144 \text{ mm} = 0,14 \text{ m}$.

$$F_{t9} = F_{t10} = \frac{2 \cdot M_{t9}}{d_{09}} = \frac{2 \cdot 5,67 \text{ Nm}}{0,14} \quad (4.72)$$

$$F_{t9} = F_{t10} = 81 \text{ N}$$



Σχήμα 4.7: Δυνάμεις των οδοντωτών τροχών OT₉ και OT₁₀ (κλίμακα 1:4).

Ακτινική δύναμη τροχών:

Η ακτινική δύναμη υπολογίζεται ως εξής:

$$F_{r9} = F_{r10} = F_{t9} \cdot \tan \varphi = 81 \cdot \tan 20^\circ \quad (4.73)$$

$$F_{r9} = F_{r10} = 29,48 \text{ N}$$

4.8 ΕΛΕΓΧΟΣ ΑΝΤΟΧΗΣ ΤΩΝ ΟΔΟΝΤΩΤΩΝ ΤΡΟΧΩΝ

- Υπολογισμός του οδόντα σε θραύση

Ο έλεγχος της τάσης στον πόδα του οδόντα στους μετωπικούς οδοντωτούς τροχούς με ευθείς και κεκλιμένους οδόντες, γίνεται χωριστά για το πινιόν και τον τροχό. Η γενική εξίσωση που δίνει την τάση στον πόδα του οδόντα είναι:

$$\sigma_F = \frac{F_t}{b \cdot m} K_A \cdot K_V \cdot K_{Fa} \cdot Y_{Fa} \cdot Y_{Sa} \cdot Y_\varepsilon \leq \sigma_{FP} \approx \frac{\sigma_{Fl}}{S_F} \quad (4.74)$$

Όπου:

σ_F : τάση στον πόδα του οδόντα, (N/mm^2)

F_t : περιφερειακή δύναμη, (N)

m : modul, (mm)

b : πλάτος οδόντα, (mm)

K_A : συντελεστής εφαρμογής

K_V : συντελεστής δυναμικών καταπονήσεων

K_{Fa} : μετωπικός συντελεστής κατανομής φορτίου για θραύση

- Y_{Fa} : συντελεστής μορφής
 Y_{Sa} : συντελεστής διόρθωσης τάσης
 Y_{ϵ} : συντελεστής επικάλυψης
 σ_{FP} : επιτρεπόμενη τάση στον πόδα, υπολογίζεται χωριστά για πινιόν και τροχό, (N/mm^2)
 σ_{Fl} : δυναμική αντοχή διαρκείας, (N/mm^2)
 S_F : συντελεστής ασφάλειας για την καταπόνηση στον πόδα (κατά μέσο όρο $S_F \geq 1,5$)

Στη μελέτη που πραγματοποιούμε θα υπολογίσουμε την αντοχή σε θραύση των οδόντων του πρώτου ζεύγους οδοντωτών τροχών (OT₁ - OT₂) διότι είναι το ζεύγος με τη δυσμενέστερη φόρτιση.

Ο συντελεστής εφαρμογής K_A , λαμβάνει υπόψη τις διακυμάνσεις του φορτίου και προκύπτει από τον Πίν. 4.9. Για ομοιόμορφη κίνηση με ηλεκτροκινητήρα και ημερήσια λειτουργία με μέτριες κρούσεις λαμβάνει την τιμή:

$$K_A = 1,5$$

Πίνακας 4.9: Συντελεστής εφαρμογής K_A για μειωτήρες με οδοντωτούς τροχούς με 8ωρη ή 24ωρη ημερήσια λειτουργία.

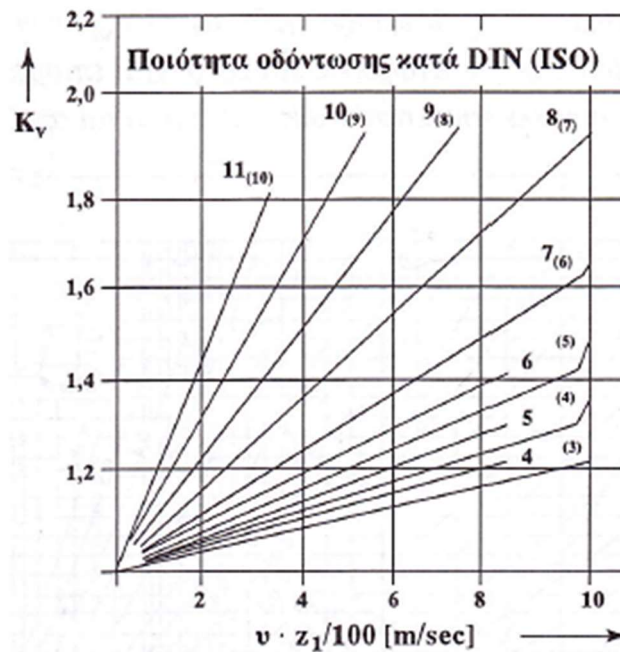
Εργομηχανή	Κινητήρια μηχανή		
	Ομοιόμορφη κίνηση	Ελαφρές κρούσεις	Κρούσεις μέσου μεγέθους
	Ηλεκτροκινητήρας, ατμοστρόβιλος	Πολυκύλινδρη εμβολοφόρος μηχανή	Μονοκύλινδρη εμβολοφόρος μηχανή
Λειτουργία ομοιόμορφη π.χ. Γεννήτριες, μειωτήρες πρόωσης, μεταφορικές ταινίες, ελαφρά αναβατώρια και βαρούλκα, στροβιλοφυσητήρες και συμπιεστές, αναδευτήρες και αναμικτήρες για υλικά με ομοιόμορφη πυκνότητα.	1,0 (1,25)	1,25 (1,5)	1,5 (1,75)
Λειτουργία με μέτριες κρούσεις π.χ. Κύριες μεταδόσεις κίνησης σε εργαλειομηχανές, βαριά αναβατώρια, συστήματα περιστροφής γερανών, ανεμιστήρες ορυχείων, αναδευτήρες και αναμικτήρες για υλικά με ακανόνιστη πυκνότητα, εμβολοφόρες αντλίες με πολλούς κυλίνδρους, αντλίες διανομής.	1,25 (1,5)	1,5 (1,75)	1,75 (2,0)
Λειτουργία με ισχυρές κρούσεις, π.χ. Διατρητικά - διαμορφωτικά μηχανήματα, ψαλίδια, ζυμωτήρια ελαστικού, μηχανές ελάστων και μεταλλουργιών, εκσκαφείς με πτύο, βαριές κεντρόφυγες, βαριές αντλίες διανομής.	1,75 (2,0)	2,0 (2,25)	2,25 (2,5)

(Πηγή: Ι. Στεργίου & Κ. Στεργίου, 2002)

Ο συντελεστής δυναμικών καταπονήσεων K_v λαμβάνει υπόψη τις δυναμικές καταπονήσεις που προέρχονται από ταλαντώσεις συνεργαζόμενων τροχών. Εξαρτάται από την ποιότητα της οδόντωσης η οποία είναι 8 και το μέγεθος:

$$\frac{v_1 z_1}{100} = \frac{4,52 \cdot 18}{100} = 0,81$$

Από το Σχ. 4.8 προκύπτει: $K_v = 1,07$



Σχήμα 4.8: Συντελεστής δυναμικών καταπονήσεων K_v για οδοντωτούς τροχούς με ευθείς οδόντες.
(Πηγή: Ι. Στεργίου & Κ. Στεργίου, 2002)

Ο μετωπικός συντελεστής κατανομής φορτίου για θραύση K_{Fa} λαμβάνει υπόψη μια ανόμοια κατανομή του φορτίου στα ζεύγη των οδόντων που βρίσκονται σε εμπλοκή, όταν για υψηλή ποιότητα οδόντωσης και σχετικά μεγάλη φόρτιση δεχόμαστε ότι το φορτίο κατανέμεται σε περισσότερα από ένα ζεύγη οδόντων. Για ποιότητα οδόντωσης 8 λαμβάνεται:

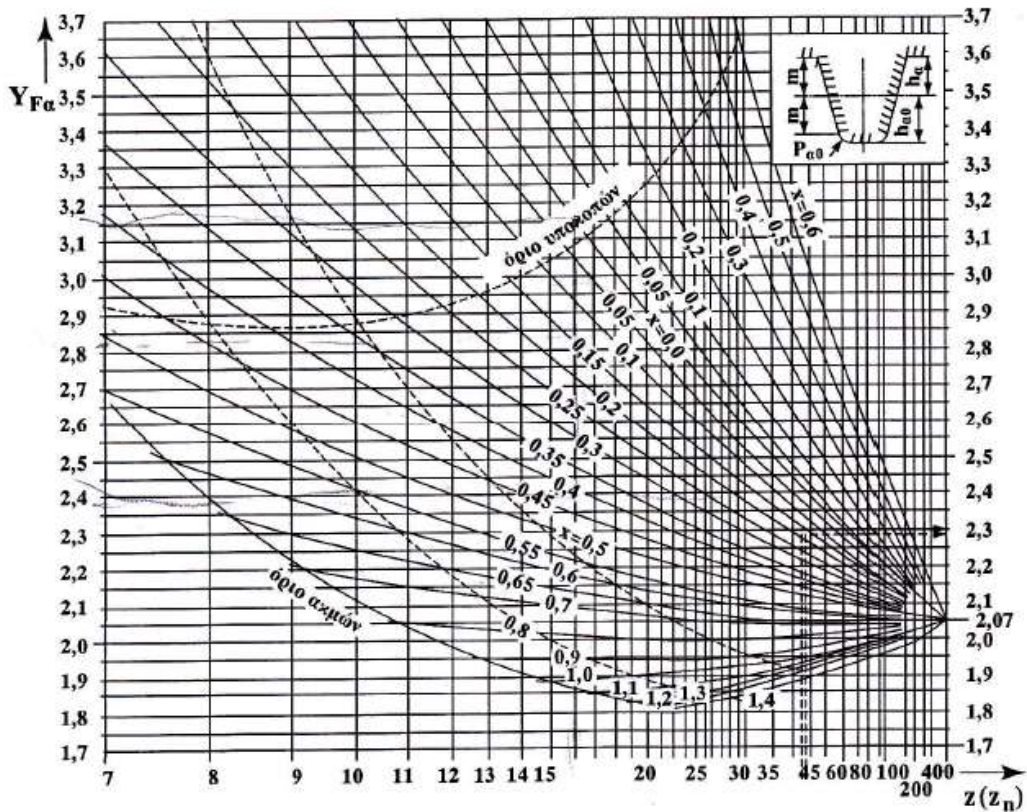
$$K_{Fa} = 1$$

Ο συντελεστής μορφής Y_{Fa} λαμβάνει υπόψη την επιρροή της μορφής του οδόντα πάνω στην τάση κάμψης και είναι ανεξάρτητος από τον συνεργαζόμενο τροχό. Προκύπτει από το Σχ. 4.9:

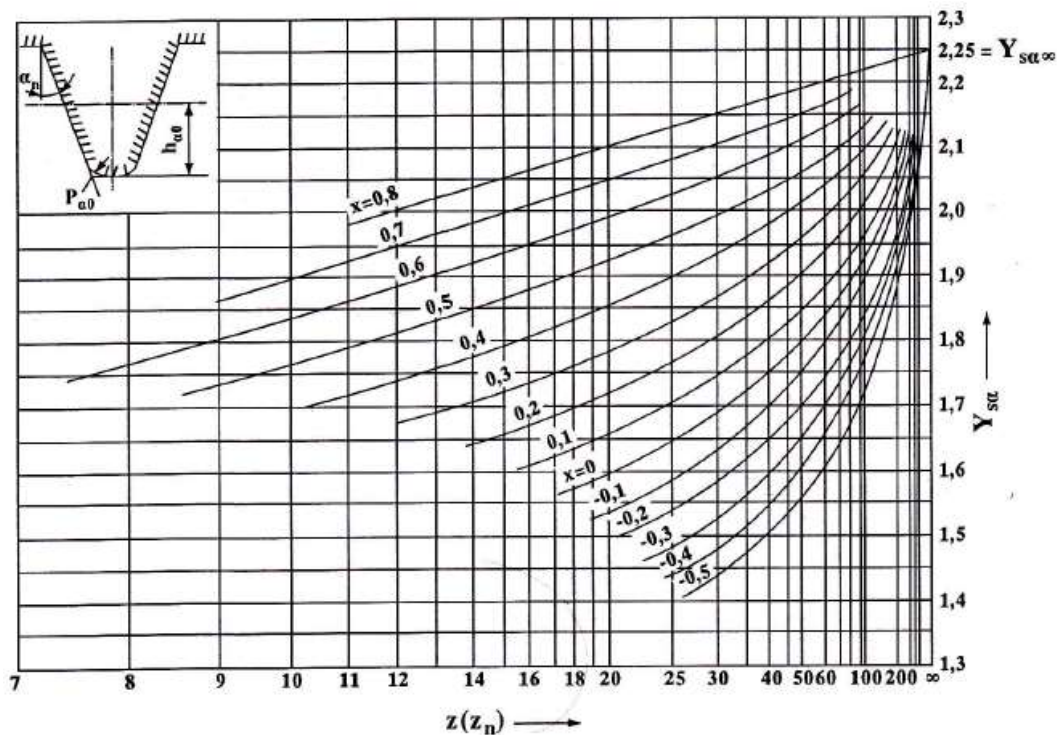
- Για μηδενική μετατόπιση ($x=0$) και αριθμό δοντιών $z_1 = 18$ έχουμε: $Y_{Fa1} = 3,02$
- Για μηδενική μετατόπιση ($x=0$) και αριθμό δοντιών $z_2 = 42$ έχουμε: $Y_{Fa2} = 2,44$

Ο συντελεστής διόρθωσης τάσης Y_{Sa} , λαμβάνει υπόψη την αύξηση της τάσης που προκαλεί η καμπυλότητα στον πόδα του οδόντα (συγκέντρωση τάσεων). Προκύπτει από το Σχ. 4.10:

- Για μηδενική μετατόπιση ($x=0$) αριθμό δοντιών $z_1 = 18$ έχουμε: $Y_{Sa1} = 1,57$
- Για μηδενική μετατόπιση ($x=0$) και αριθμό δοντιών $z_2 = 42$ έχουμε: $Y_{Sa} = 1,77$



Σχήμα 4.9: Συντελεστής μορφής Y_{Fa} για εξωτερική οδόντωση (DIN 3990).
(Πηγή: Ι. Στεργίου & Κ. Στεργίου, 2002)



Σχήμα 4.10: Συντελεστής μορφής Y_{Sa} για εξωτερική οδόντωση (DIN 3990).
(Πηγή: Ι. Στεργίου & Κ. Στεργίου, 2002)

Ο συντελεστής επικάλυψης γ_ε , λαμβάνει υπόψη την προσδιοριστική θέση εφαρμογής της δύναμης στον οδόντα, έναντι της θέσης εφαρμογής στην κεφαλή του οδόντα. Υπολογίζεται σύμφωνα με την παρακάτω εξίσωση, η οποία ισχύει για $\varepsilon_\alpha < 2$.

$$\gamma_\varepsilon = 0,25 + \frac{0,75}{\varepsilon_\alpha} \quad (4.75)$$

Όπου:

ε_α : βαθμός επικάλυψης και ορίζεται ως ο λόγος των επαφών g_α προς το βήμα επαφών p_e και υπολογίζεται σύμφωνα με την εξίσωση:

$$\varepsilon_\alpha = \frac{g_\alpha}{p_e} = \frac{0,5 \left(\sqrt{d_{\kappa 1}^2 - d_{b 1}^2} + \sqrt{d_{\kappa 2}^2 - d_{b 2}^2} \right) - \alpha_d \cdot \sin \varphi}{\pi \cdot m \cdot \cos \varphi} \quad (4.76)$$

Όπου:

g_α : τμήμα επαφών (mm)

p_e : βήμα επαφών (mm)

$d_{\kappa 1}, d_{\kappa 2}$: διάμετρος κύκλου κεφαλής πινιόν και τροχού (mm)

$d_{b 1}, d_{b 2}$: διάμετρος βασικού κύκλου πινιόν και τροχού (mm)

$\varphi = 20^\circ$: γωνία επαφής

α_d : απόσταση αξόνων, (mm)

Με αντικατάσταση προκύπτει:

$$\varepsilon_\alpha = \frac{0,5 \left(\sqrt{80^2 - 67,66^2} + \sqrt{176^2 - 157,87^2} \right) - 120 \cdot \sin 20^\circ}{\pi \cdot 4 \cdot \cos 20^\circ}$$

$$\varepsilon_\alpha = 1,626$$

Στη συνέχεια με αντικατάσταση στην εξ. (4.75) έχουμε:

$$\gamma_\varepsilon = 0,25 + \frac{0,75}{1,626} \Rightarrow \gamma_\varepsilon = 0,711$$

Με αντικατάσταση στην εξ. (4.74) έχουμε:

Τάση στον πόδα του οδόντα του τροχού ΟΤ₁ είναι:

$$\sigma_{F1} = \frac{F_{t1}}{b_1 \cdot m} K_A \cdot K_V \cdot K_{Fa} \cdot \gamma_{Fa1} \cdot \gamma_{Sa1} \cdot \gamma_\varepsilon \quad (4.77)$$

$$\sigma_{F1} = \frac{157,5 \text{ N}}{46 \text{ mm} \cdot 4 \text{ mm}} 1,5 \cdot 1,07 \cdot 1 \cdot 3,02 \cdot 1,57 \cdot 0,711 \Rightarrow \sigma_{F1} = 4,63 \text{ N/mm}^2$$

Τάση στον πόδα του οδόντα του τροχού OT_2 είναι:

$$\sigma_{F2} = \frac{F_{t2}}{b_2 \cdot m} K_A \cdot K_V \cdot K_{Fa} \cdot Y_{Fa2} \cdot Y_{Sa2} \cdot Y_\varepsilon \quad (4.78)$$

$$\sigma_{F2} = \frac{157,5 \text{ N}}{41 \text{ mm} \cdot 4 \text{ mm}} 1,5 \cdot 1,07 \cdot 1 \cdot 2,44 \cdot 1,77 \cdot 0,711 \Rightarrow \sigma_{F2} = 4,73 \text{ N/mm}^2$$

• **Υπολογισμός του οδόντα σε πίεση επιφάνειας**

Η πίεση επιφανείας στον κύκλο κύλισης υπολογίζεται με την εξίσωση:

$$\sigma_H = \sqrt{\frac{F_t}{b \cdot d_1} \frac{u+1}{u} \cdot K_A \cdot K_v \cdot K_{Ha} \cdot Z_H \cdot Z_M \cdot Z_\varepsilon} \leq \sigma_{HP} = \frac{\sigma_{Hl}}{S_H} \quad (4.79)$$

Όπου:

σ_H (N/mm^2): πίεση επιφάνειας στην κατατομή του οδόντα

F_t (N): περιφερειακή δύναμη

b (mm): πλάτος οδόντα

d_1 (mm): αρχική διάμετρος του πινιόν

u : λόγος αριθμού οδόντων τροχού προς πινιόν $u = z_2/z_1$

K_A : συντελεστής εφαρμογής

K_v : συντελεστής δυναμικών καταπονήσεων

K_{Ha} : μετωπικός συντελεστής κατανομής φορτίου

Z_H : συντελεστής ζώνης

Z_M ($\sqrt{N/mm^2}$): συντελεστής υλικού

Z_ε : συντελεστής επικάλυψης

σ_{HP} : επιτρεπόμενη πίεση επιφάνειας, υπολογίζεται χωριστά για πινιόν και τροχό, (N/mm^2)

σ_{Hl} : αντοχή διάρκειας των κατατομών των οδόντων σε πίεση επιφάνειας, (N/mm^2)

S_H : συντελεστής ασφάλειας σε πίεση επιφάνειας (κατά μέσο όρο $S_F \geq 1,35$)

$$F_{t1} = F_{t2} = 157,5 \text{ N}$$

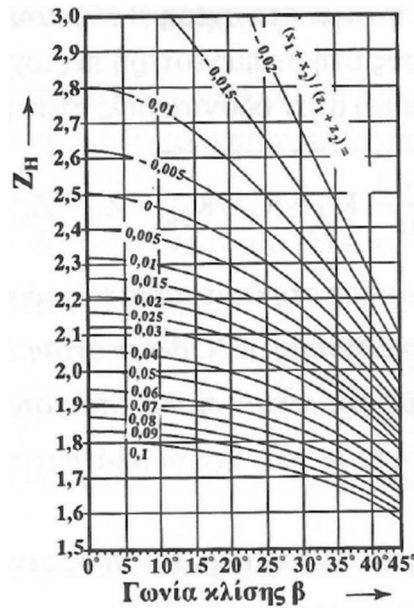
$$b = 41 \text{ mm (το μικρότερο πλάτος)}$$

Ο λόγος αριθμού οδόντων τροχού προς πινιόν $u = z_2/z_1 = 42/18 = 2,333$

Ο μετωπικός συντελεστής κατανομής φορτίου για πίεση επιφάνειας $K_{Ha}=1$

Ο συντελεστής ζώνης για οδοντωτούς τροχούς με ευθείς οδόντες, $\beta = 0^\circ$, και γωνία επαφής $\varphi = 20^\circ$, εξαρτάται από τον λόγο του αθροίσματος των μετατοπίσεων των οδοντωτών τροχών προς το άθροισμα των οδόντων τους, $(x_1 + x_2)/(z_1 + z_2)$. Η τιμή του εκτιμάται γραφικά από το Σχ. 4.11 και για οδοντωτούς τροχούς χωρίς μετατόπιση ο λόγος $(x_1 + x_2)/(z_1 + z_2)$ είναι 0, οπότε $Z_H = 2,5$

Ο συντελεστής υλικού λαμβάνεται από τον Πίν. 4.10 για υλικό τροχού OT₂ χάλυβα και είναι: $Z_M = 189,8 (\sqrt{N/mm^2})$



Σχήμα 4.11: Συντελεστής ζώνης Z_H .
(Πηγή: Ι. Στεργίου & Κ. Στεργίου, 2002)

Πίνακας 4.10: Συντελεστής υλικού Z_M (DIN3990).

Τροχός 1		Τροχός 2		
Υλικό	Μέτρο ελαστικότητας N/mm^2	Υλικό	Μέτρο ελαστικότητας N/mm^2	Z_M $\sqrt{N/mm^2}$
Χάλυβας	206000	Χάλυβας	206000	189,8
		Χυτοχάλυβας	202000	188,9
		Χυτοσίδηρος με σφαιροειδή γραφίτη	173000	181,4
		Χυτός κασιτερούχος ορείχαλκος	103000	155,0
		Κασιτερούχος ορείχαλκος	113000	159,8
		Χυτοσίδηρος με δισκοειδή γραφίτη (φαιός χυτοσίδηρος)	έως 118000	έως 162,0
Χυτοχάλυβας	202000	Χυτοχάλυβας	202000	188,0
		Χυτοσίδηρος με σφαιροειδή γραφίτη	173000	180,5
		Χυτοσίδηρος με δισκοειδή γραφίτη (φαιός χυτοσίδηρος)	118000	161,4
Χυτοσίδηρος με σφαιροειδή γραφίτη	173000	Χυτοσίδηρος με σφαιροειδή γραφίτη	173000	173,9
		Χυτοσίδηρος με δισκοειδή γραφίτη (φαιός χυτοσίδηρος)	118000	156,6
Χυτοσίδηρος με δισκοειδή γραφίτη (φαιός χυτοσίδηρος)	126000	Χυτοσίδηρος με δισκοειδή γραφίτη (φαιός χυτοσίδηρος)	118000	146,0
	έως 118000			έως 143,7
Χάλυβας	206000	Σκληρό πλέγμα με $\nu = 0,5$	7850 i.M.	56,4

(Πηγή: Ι. Στεργίου & Κ. Στεργίου, 2002)

Ο συντελεστής επικάλυψης προσδιορίζεται από την παρακάτω εξίσωση:

$$Z_\varepsilon = \sqrt{\frac{4 - \varepsilon_\alpha}{3}} \quad (4.80)$$

Αντικαθιστώντας έχουμε:

$$Z_\varepsilon = \sqrt{\frac{4 - 1,626}{3}} \Rightarrow Z_\varepsilon = 0,89$$

Για τους τροχούς ΟΤ₁ και ΟΤ₂ ισχύει:

$$\sigma_{H1,2} = \sqrt{\frac{157,5}{41 \cdot 72} \cdot \frac{2,333 + 1}{2,333} \cdot 1,5 \cdot 1,07 \cdot 1 \cdot 2,5 \cdot 189,8 \cdot 0,889}$$

$$\sigma_{H1,2} = 147,54 \text{ N/mm}^2$$

Εκλέγουμε υλικό χάλυβα St50 με δυναμική αντοχή στον πόδα σε επαναλαμβανόμενο φορτίο $\sigma_{Fl} = 320 \text{ N/mm}^2$ και δυναμική αντοχή σε πίεση επιφάνειας $\sigma_{Hl} = 370 \text{ N/mm}^2$ και συντελεστές ασφαλείας $S_F = 1,5$ και $S_H = 1,35$.

Η επιτρεπόμενη τάση στον πόδα του οδοντωτού τροχού δίνεται από την παρακάτω εξίσωση:

$$\sigma_{FP} \approx \frac{\sigma_{Fl}}{S_F} \quad (4.81)$$

Αντικαθιστώντας στην εξ. (4.86) έχουμε:

$$\sigma_{FP} \approx \frac{\sigma_{Fl}}{S_F} = \frac{320 \text{ N/mm}^2}{1,5} = 213,33 \text{ N/mm}^2$$

Όμως όπως υπολογίσαμε παραπάνω:

$$\sigma_{F1} = 4,63 \text{ N/mm}^2 < \sigma_{FP} = 213,33 \text{ N/mm}^2$$

$$\sigma_{F2} = 4,73 \text{ N/mm}^2 < \sigma_{FP} = 213,33 \text{ N/mm}^2$$

Η επιτρεπόμενη πίεση επιφάνειας του οδοντωτού τροχού δίνεται από την παρακάτω εξίσωση:

$$\sigma_{HP} = \frac{\sigma_{Hl}}{S_H} \quad (4.82)$$

Αντικαθιστώντας στην εξ. (4.82) έχουμε:

$$\sigma_{HP} = \frac{370 \text{ N/mm}^2}{1,35} = 274,1 \text{ N/mm}^2$$

Όμως όπως υπολογίσαμε παραπάνω:

$$\sigma_{H1,2} = 147,54 \text{ N/mm}^2 < \sigma_{FP} = 274,1 \text{ N/mm}^2$$

ΚΕΦΑΛΑΙΟ 5

ΥΠΟΛΟΓΙΣΜΟΙ ΑΞΟΝΩΝ ΤΟΡΝΟΥ

5.1 ΓΕΝΙΚΑ

Στο κεφάλαιο αυτό πραγματοποιείται στατική και δυναμική ανάλυση των αξόνων του τórνου με καθορισμό των διαβαθμίσεων των αξόνων και επιλογή εδράνων κύλισης. Η ανάλυση πραγματοποιείται για το ζεύγος εκείνο των οδοντωτών τροχών όπου παρουσιάζεται η δυσμενέστερη καταπόνηση των στοιχείων του τórνου. Σύμφωνα με τους υπολογισμούς του 4^{ου} κεφαλαίου η δυσμενέστερη καταπόνηση των στοιχείων του τórνου παρουσιάζεται στο ζεύγος οδοντωτών τροχών ΟΤ₁ – ΟΤ₂ με σχέση μετάδοσης κίνησης $i_1 = 2,333$. Επιπλέον, για την ανάλυση θεωρούμε ότι στον κύριο άξονα, στη θέση του τσοκ, ασκείται ολόκληρο το φορτίο του βάρους του ξύλινου τεμαχίου προς τórνευση, αγνοώντας το γεγονός ότι ποσοστό του βάρους του τεμαχίου στην πραγματικότητα παραλαμβάνεται από τον κεντροφορέα. Ο τórνος της παρούσας μελέτης θα μπορεί να επεξεργαστεί τεμάχιο ξύλου συγκεκριμένων διαστάσεων και έτσι υπολογίζουμε τη δύναμη που ασκείται στο τσοκ.

5.2 ΚΥΡΙΟΣ ΑΞΟΝΑΣ

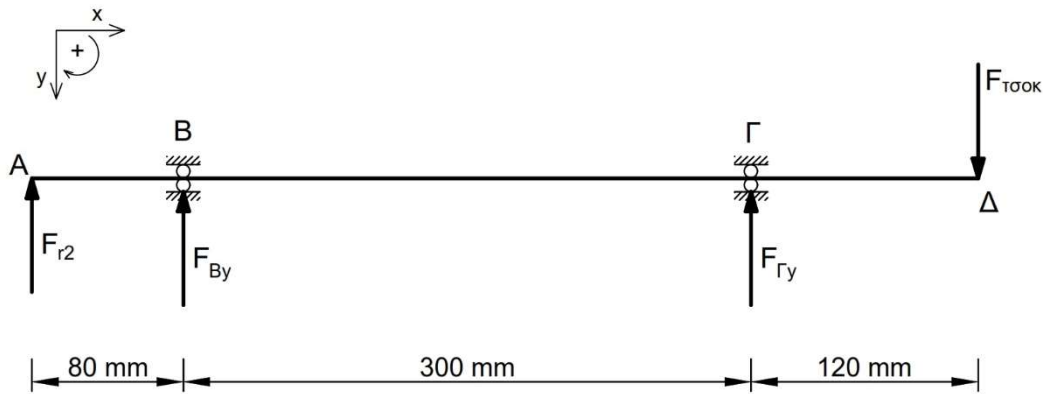
5.1.1 Ανάλυση κύριου άξονα στο επίπεδο x-y

– Υπολογισμός φορτίων

Στο Σχ. 5.1 παρουσιάζεται η φόρτιση του κύριου άξονα του τórνου στο επίπεδο (x,y). Στον κύριο άξονα, στο επίπεδο (x,y), ασκούνται α) η δύναμη F_{r2} που ασκείται στη θέση Α (θέση ΟΤ₂) η οποία είναι η ακτινική δύναμη του ΟΤ₂ για τη δυσμενέστερη περίπτωση μετάδοσης κίνησης $i = 2,333$ και β) η δύναμη που ασκείται στη θέση Δ (θέση τσοκ) λόγω του βάρους του προς τórνευση τεμαχίου ξύλου.

Η τιμή της ακτινικής δύναμης του ΟΤ₂ έχει υπολογιστεί στην παράγραφο 4.6 και είναι:

$$F_{r2} = 57,33 \text{ N}$$



Σχήμα 5.1: Φόρτιση κύριου άξονα στο επίπεδο x-y (κλίμακα 1:4)

Για τον υπολογισμό της δύναμης που ασκείται στο τσοκ πρέπει να θεωρήσουμε το είδος και τις διαστάσεις του προς τórνευση αντικειμένου. Στον τórνο ξύλου που μελετάμε επιλέγουμε να μπορούμε να διαχειριστούμε διαφορετικά είδη ξύλου όπως πεύκο, κέδρος, καρυδιά, έλατο, οξιά κ.α.. Για τους υπολογισμούς θεωρούμε 'ότι το βάρος του τórνευόμενου αντικειμένου θα το παραλαμβάνει ο κύριος άξονας του τórνου, παραβλέποντας το γεγονός ότι ποσότητα του βάρους του τεμαχίου προς τórνευση παραλαμβάνει ο κεντροφορέας. Επιπλέον, ο τórνος θα μπορεί να επεξεργαστεί τεμάχιο ξύλου διαμέτρου έως 20 cm και μήκους έως 50cm.

Το φορτίο στο τσοκ λόγω του τórνευσιμου αντικειμένου δίνεται στην παρακάτω εξίσωση:

$$F_{\tau\sigma\kappa} = \lambda \cdot R \cdot V \cdot g = \lambda \cdot R \cdot \left(\frac{\pi \cdot d^2}{4} \cdot L \right) \cdot g \quad (5.1)$$

Όπου:

$\lambda = 1,20$ συντελεστής προσαύξησης του φορτίου στο τσοκ

R :ξηρή πυκνότητα του ξύλου προς τórνευση

V :ο όγκος του τεμαχίου προς τórνευση

L :το μήκος του τεμαχίου προς τórνευση

d :η διάμετρος του τεμαχίου προς τórνευση

και $g = 9,81 \text{ m/s}^2$: η επιτάχυνση της βαρύτητας

Στον Πίν. 5.1 φαίνονται τα ειδικά βάρη διαφόρων ειδών ξύλου. Για τον υπολογισμό του φορτίου που ασκείται στο τσοκ επιλέγουμε ως υλικό μελέτης την οξιά με ειδικό βάρος $R = 0,7 \text{ gr/cm}^3 = 700 \text{ Kg/m}^3$.

Με αντικατάσταση στην εξ.(5.1) έχουμε τη δύναμη πάνω στο τσοκ:

$$F_{\tau\sigma\kappa} = 1,20 \cdot 700 \text{ Kg/m}^3 \cdot \frac{\pi \cdot 0,2^2 \text{ m}^2}{4} \cdot 0,5 \text{ m} \cdot 9,81 \text{ m/s}^2$$

$$F_{\tau\sigma\kappa} = 129,37 \text{ N}$$

Πίνακας 5.1: Ξηρή πυκνότητα διαφόρων ειδών ξύλου.

α/α	Είδος ξύλου	Ειδικό βάρος ξύλου (gr/cm ³)	α/α	Είδος ξύλου	Ειδικό βάρος ξύλου (gr/cm ³)
1	Ελάτη	0,40	19	Φλαμούρι	0,50
2	Πεύκο, σουηδικό	0,49	20	Κελεμπέκι	0,66
3	Ερυθρελάτη	0,41	21	Όρεγκον πάλιν	0,49
4	Πεύκο, μαύρο	0,52	22	Πιτς πάλιν	0,52
5	Ρόμπολο	0,47	23	Afzelia	0,80
6	Κυπαρίσσι	0,55	24	Padauk	0,65
7	Κέδρος	0,57	25	Dibetou	0,71
8	Λεύκη	0,38	26	Teak	0,63
9	Καρυδιά	0,64	27	Zebrano	0,69
10	Οξιά	0,70	28	Makore	0,59
11	Καστανιά	0,58	29	Sapele	0,62
12	Δρυς	0,75	30	Sipo	0,59
13	Πουρνάρι	0,90	31	Μαόνι	0,55
14	Πλατάνι	0,58	32	Balsa	0,10
15	Μουριά	0,61	33	Okoume	0,41
16	Ακακία	0,75	34	Acajou	0,59
17	Ελιά	0,88	35	Niangon	0,65
18	Σφενδάμι	0,59	36	Meranti	0,65

(Πηγή: Μπιρμπίλης, 2012)

– Υπολογισμός αντιδράσεων

Οι αντιδράσεις στις στηρίξεις Β και Γ στο επίπεδο (x,y) υπολογίζονται λαμβάνοντας ισορροπία ροπών στις στηρίξεις όπως φαίνεται παρακάτω.

Υπολογισμός αντιδράσεως στη θέση Β:

$$\Sigma M_{\Gamma_y} = 0 \Rightarrow F_{r2} \cdot (80 + 300) + F_{B_y} \cdot 300 + F_{\tau\sigma\sigma\kappa} \cdot 120 = 0$$

$$F_{B_y} = \frac{-F_{r2} \cdot 380 - F_{\tau\sigma\sigma\kappa} \cdot 120}{300} = \frac{-57,33 \cdot 380 - 129,37 \cdot 120}{300}$$

$$F_{B_y} = -124,37 \text{ N}$$

Υπολογισμός αντιδράσεως στη θέση Γ:

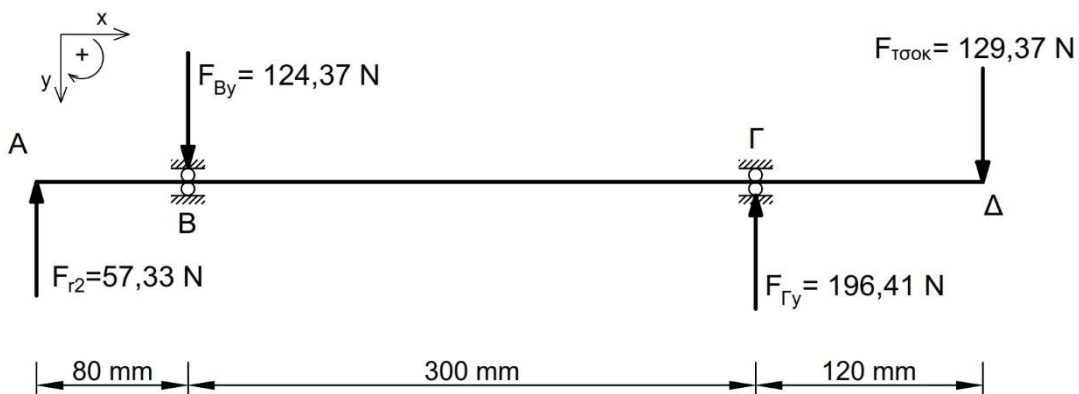
$$\Sigma M_{B_y} = 0 \Rightarrow F_{r2} \cdot 80 - F_{\Gamma_y} \cdot 300 + F_{\tau\sigma\sigma\kappa} \cdot (300 + 120) = 0$$

$$F_{\Gamma_y} = \frac{F_{r2} \cdot 80 + F_{\tau\sigma\sigma\kappa} \cdot 420}{300} = \frac{57,33 \cdot 80 + 129,37 \cdot 420}{300}$$

$$F_{\Gamma_y} = 196,41 \text{ N}$$

– Υπολογισμός ροπών στις χαρακτηριστικές θέσεις

Στο Σχ. 5.2 φαίνονται οι αντιδράσεις στις στηρίξεις Β και Γ σχεδιασμένες με την σωστή φορά.



Σχήμα 5.2: Φόρτιση κύριου άξονα στο επίπεδο x-y (κλίμακα 1:4).

Για τον υπολογισμό των ροπών στις στηρίξεις για την σχεδίαση των διαγραμμάτων τεμνουσών και ροπών παίρνουμε άθροισμα των ροπών των δυνάμεων από αριστερά.

Η ροπή στη θέση Β είναι:

$$M_{B_y} = F_{r2} \cdot 80 \text{ mm} = 57,33 \text{ N} \cdot 0,08 \text{ m}$$

$$M_{B_y} = 4,59 \text{ Nm}$$

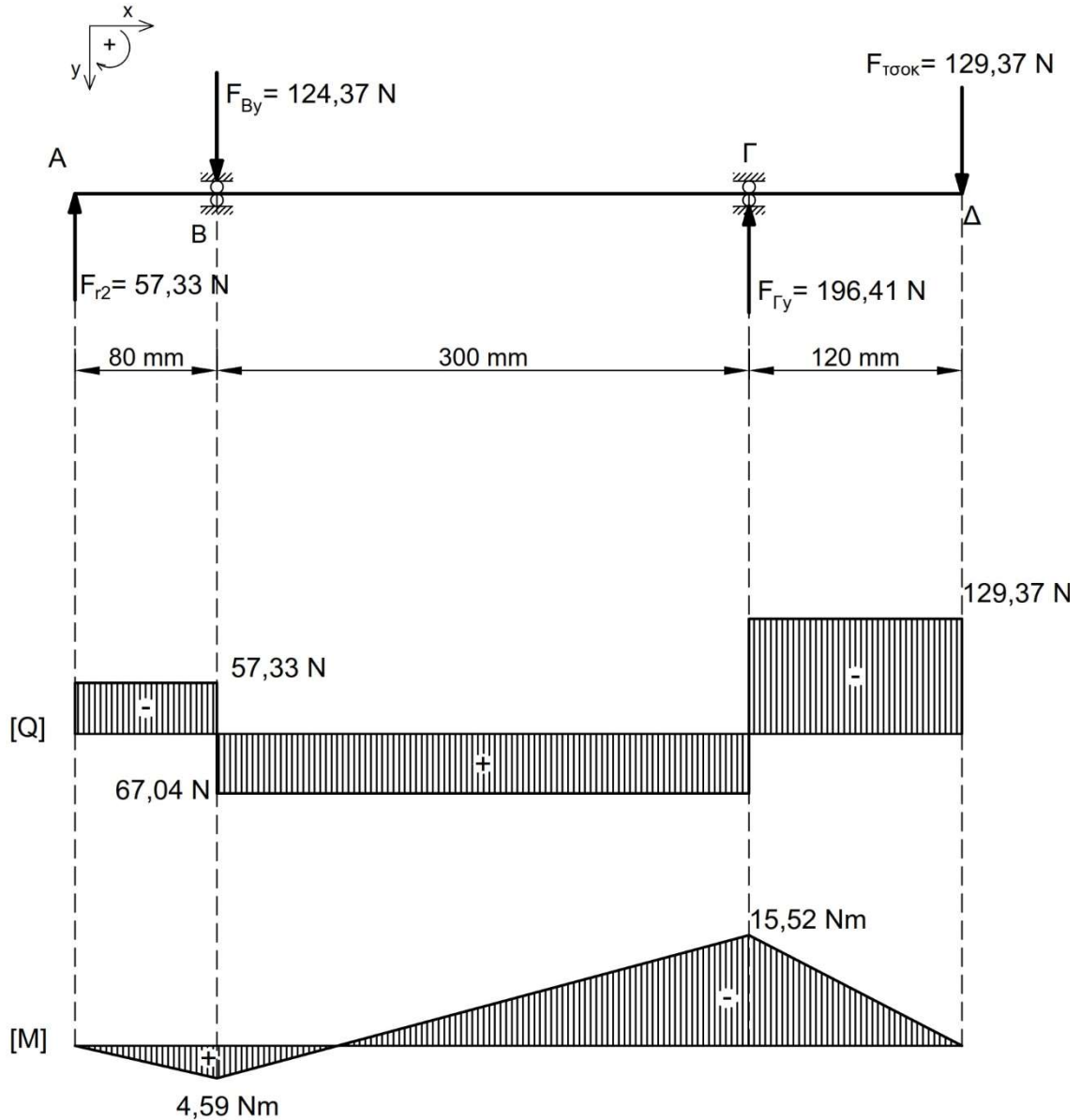
Η ροπή στη θέση Γ είναι:

$$M_{\Gamma_y} = F_{r2} \cdot 380 \text{ mm} - F_{B_y} \cdot 300 = 57,33 \text{ N} \cdot 0,38 \text{ m} - 124,37 \text{ N} \cdot 0,3 \text{ m}$$

$$M_{\Gamma_y} = -15,52 \text{ Nm}$$

– Διαγράμματα τεμνουσών δυνάμεων και ροπών κάμψεως

Στο Σχ. 5.3 παρουσιάζονται τα διαγράμματα τεμνουσών δυνάμεων και καμπτικών ροπών που ενεργούν στο επίπεδο x-y- του κύριου άξονα του τόνου.



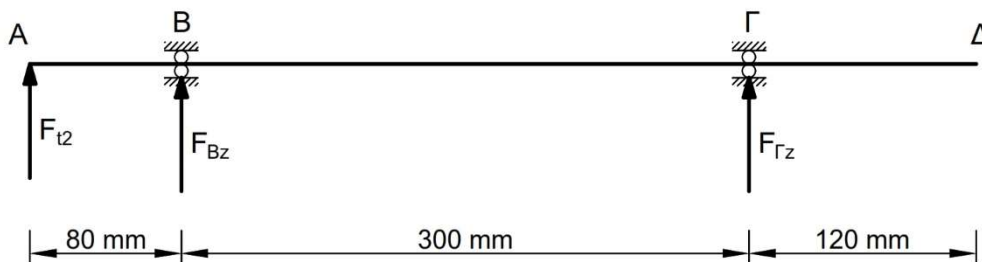
Σχήμα 5.3: Διαγράμματα τεμνουσών δυνάμεων και καμπτικών ροπών του κύριου άξονα στο επίπεδο x-y (κλίμακα 1:4).

5.1.2 Ανάλυση κύριου άξονα στο επίπεδο x-z

– Υπολογισμός φορτίων

Στο Σχ. 5.4 παρουσιάζεται η φόρτιση του κύριου άξονα του τόνου στο επίπεδο (x,z). Στον κύριο άξονα, στο επίπεδο (x,z), ασκείται μόνο η περιφερειακή δύναμη του ΟΤ₂ στη θέση Α η τιμή της οποίας υπολογίστηκε στην παράγραφο 4.6 και είναι:

$$F_{t2} = 157,5 \text{ N}$$



Σχήμα 5.4: Φόρτιση του κύριου άξονα στο επίπεδο x-z (κλίμακα 1/4).

– Υπολογισμός αντιδράσεων

Οι αντιδράσεις στις στηρίξεις Β και Γ στο επίπεδο (x,z) υπολογίζονται λαμβάνοντας ισορροπία ροπών στις στηρίξεις όπως φαίνεται παρακάτω.

Υπολογισμός αντιδράσεως στη θέση Β:

$$\Sigma M_{\Gamma_z} = 0 \Rightarrow F_{t2} \cdot (300 + 80) + F_{B_z} \cdot 300 = 0$$

$$F_{B_z} = \frac{-F_{t2} \cdot 380}{300} = \frac{-157,5 \cdot 380}{300}$$

$$F_{B_z} = -199,5 \text{ N}$$

Υπολογισμός αντιδράσεως στη θέση Γ:

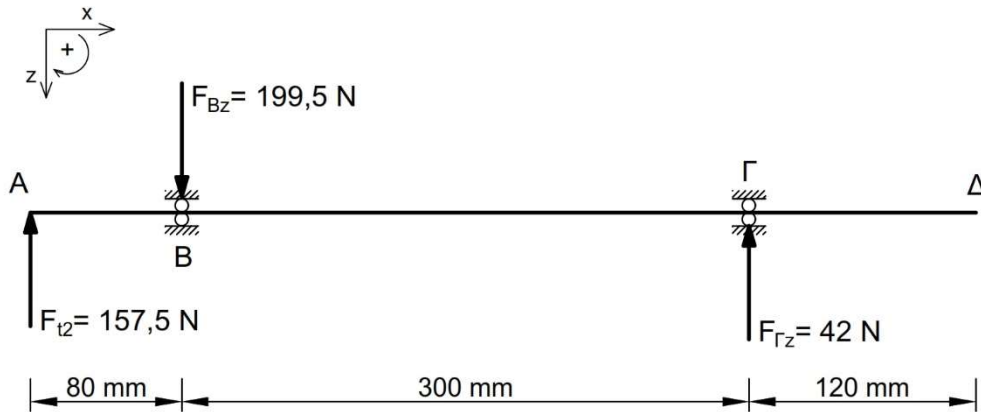
$$\Sigma M_{B_z} = 0 \Rightarrow F_{t2} \cdot 80 - F_{\Gamma_z} \cdot 300 = 0$$

$$F_{\Gamma_z} = \frac{F_{t2} \cdot 80}{300} = \frac{157,5 \cdot 80}{300}$$

$$F_{\Gamma_z} = 42 \text{ N}$$

– Υπολογισμός ροπών στις χαρακτηριστικές θέσεις

Στο Σχ. 5.5 φαίνονται οι αντιδράσεις στις στηρίξεις Β και Γ σχεδιασμένες με την σωστή φορά.



Σχήμα 5.5: Φόρτιση κύριου άξονα στο επίπεδο x-z (κλίμακα 1:4).

Για τον υπολογισμό των ροπών στις στηρίξεις για την σχεδίαση των διαγραμμάτων τεμνουσών και ροπών παίρνουμε άθροισμα των ροπών των δυνάμεων από αριστερά.

Η ροπή στη θέση Β είναι:

$$M_{B_z} = F_{t2} \cdot 80 \text{ mm} = 157,5 \text{ N} \cdot 0,08 \text{ m}$$

$$M_{B_z} = 12,6 \text{ Nm}$$

Η ροπή στη θέση Γ είναι:

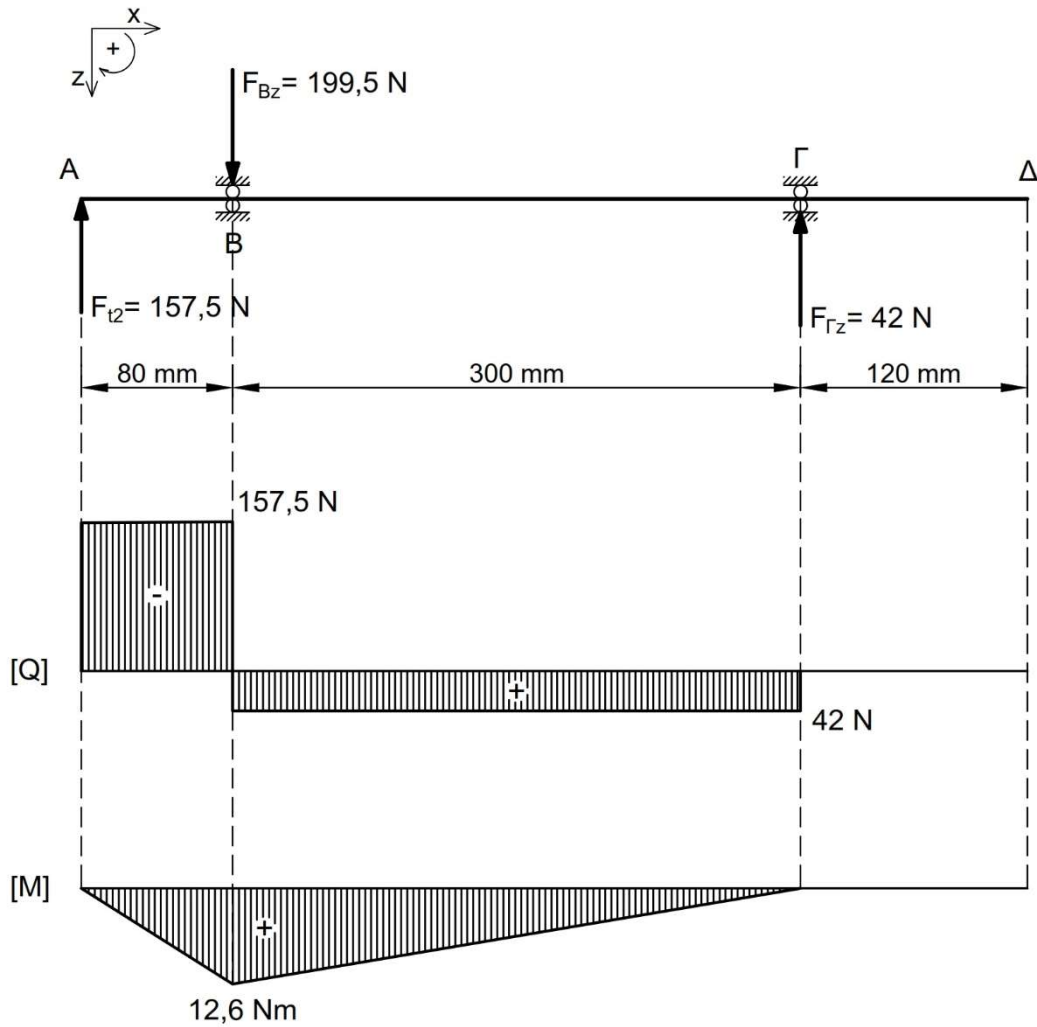
$$M_{\Gamma_z} = F_{t2} \cdot (300 + 80) \text{ mm} - F_{B_z} \cdot 300$$

$$M_{\Gamma_z} = 157,5 \text{ N} \cdot 0,38 \text{ m} - 199,5 \text{ N} \cdot 0,3 \text{ m}$$

$$M_{\Gamma_z} = 0 \text{ Nm}$$

– Διαγράμματα τεμνουσών δυνάμεων και ροπών κάμψεως

Στο Σχ. 5.6 παρουσιάζονται τα διαγράμματα τεμνουσών δυνάμεων και καμπτικών ροπών που ενεργούν στο επίπεδο x-y- του κύριου άξονα του τόνου.



Σχήμα 5.6: Διαγράμματα τεμνουσών δυνάμεων και καμπτικών ροπών στον κύριο άξονα στο επίπεδο x-z (κλίμακα 1:4).

5.1.3 Σύνθεση δυνάμεων και ροπών

Οι δυνάμεις επί των στηρίξεων Β και Γ προκύπτουν με σύνθεση των δυνάμεων κατά τα επίπεδα (x,y) και (x,z) όπως φαίνονται στο Σχ.5.7.

Ακτινική δύναμη του εδράνου Β:

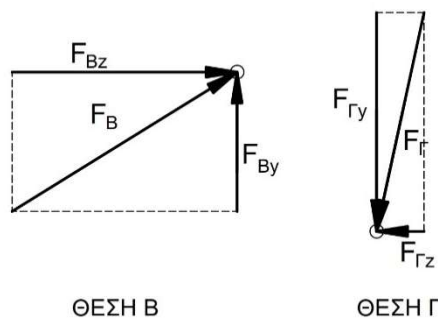
$$F_B = \sqrt{F_{B_y}^2 + F_{B_z}^2} \quad (5.2)$$

$$F_B = \sqrt{124,37^2 + 199,5^2} \Rightarrow F_B = 235,09 \text{ N}$$

Ακτινική δύναμη του εδράνου Γ:

$$F_\Gamma = \sqrt{F_{\Gamma_y}^2 + F_{\Gamma_z}^2} \quad (5.3)$$

$$F_\Gamma = \sqrt{196,41^2 + 42^2} \Rightarrow F_\Gamma = 200,85 \text{ N}$$



Σχήμα 5.7: Δυνάμεις επί των εδράνων Β και Γ.

Οι ροπές επί των στηρίξεων Β και Γ προκύπτουν με σύνθεση των ροπών κατά τα επίπεδα (x,y) και (x,z) όπως φαίνονται στο Σχ.5.8.

Ροπή κάμψης στη θέση Β:

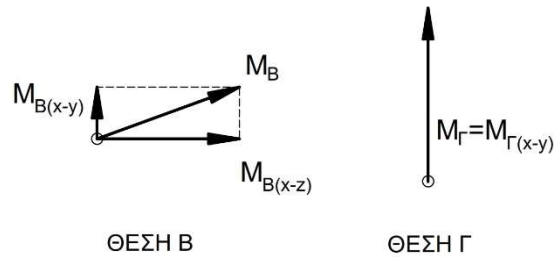
$$M_B = \sqrt{M_{B_y}^2 + M_{B_z}^2} \quad (5.4)$$

$$M_B = \sqrt{4,59^2 + 12,6^2} \Rightarrow M_B = 13,41 \text{ Nm}$$

Ροπή κάμψης στη θέση Γ:

$$M_\Gamma = \sqrt{M_{\Gamma_y}^2 + M_{\Gamma_z}^2} \quad (5.5)$$

$$M_\Gamma = \sqrt{15,52^2 + 0^2} \Rightarrow M_\Gamma = 15,52 \text{ Nm}$$



Σχήμα 5.8: Ροπές στις θέσεις Β και Γ.

5.1.4 Καθορισμός διαβαθμίσεων κύριου άξονα

Πάνω στον κύριο άξονα είναι ο οδοντωτός τροχός ΟΤ₂ στη θέση Α, δύο έδρανα στις θέσεις Β και Γ καθώς και το τσοκ στη θέση Δ. Το υλικό του άξονα είναι χάλυβας St50 και από τον Πίν.5.2 έχουμε $\sigma_{b,\varepsilon\pi} = 52 \text{ N/mm}^2$ και $\tau_{\varepsilon\pi} = 26 \text{ N/mm}^2$ (Πηγή: Ι Στεργίου & Κ. Στεργίου, 2003). Ο συντελεστής σύνθετης καταπόνησης α_o κατά Bach για όλκιμα υλικά, λαμβάνοντας υπόψη εναλλασσόμενη κάμψη και εναλλασσόμενη στρέψη δίνεται από την εξίσωση:

$$\alpha_o = \frac{\sigma_{bw}}{\sqrt{3} \cdot \tau_w} \quad (5.6)$$

Όπου:

$\sigma_{bw} = 260 \text{ N/mm}^2$: τάση εναλλασσόμενης καμπτικής καταπόνησης για χάλυβα St50 σύμφωνα με τα στοιχεία του Πίν. 5.3, και

$\tau_w = 180 \text{ N/mm}^2$: τάση εναλλασσόμενης στρεπτικής καταπόνησης για χάλυβα St50 σύμφωνα με τα στοιχεία του Πίν. 5.3

Αντικαθιστώντας στην εξ. (5.6) έχουμε:

$$\alpha_o = \frac{260}{\sqrt{3} \cdot 180} = 0,834$$

Πίνακας 5.2: Επιτρεπόμενες τάσεις για κατά προσέγγιση υπολογισμούς για άξονες και ατράκτους.

Είδος χάλυβα	Τύπος χάλυβα	$\tau_{\varepsilon\pi}$ (N/mm^2)	$\sigma_{b\varepsilon\pi}$ (N/mm^2)
Χάλυβες κατασκευών DIN 17100	St 37	18	37
	St 44	22	45
	St 50	26	52
	St 60	32	63
Βελτιωμένοι χάλυβες DIN 17200	C 35	27	53
	C 45	32	64
	25CrMo4	39	77
	34CrMo4	44	88

(Πηγή: Ι Στεργίου & Κ. Στεργίου, 2003)

Πίνακας 5.3: Τιμές δυναμικής αντοχής χαλύβων κατά DIN 17100.

Τύπος χάλυβα	ΚΑΜΨΗ			ΣΤΡΕΨΗ		
	σ_{bs} N/mm^2	σ_{bsch} N/mm^2	σ_{bw} N/mm^2	τ_s N/mm^2	τ_{sch} N/mm^2	τ_w N/mm^2
St 37	290	290	190	170	170	140
St 42	360	360	220	180	180	150
St 50	420	420	260	210	210	180
St 60	470	470	300	230	230	210

(Πηγή: Ι Στεργίου & Κ. Στεργίου, 2003)

– Υπολογισμός διαβαθμίσεων του κύριου άξονα σε κάθε θέση.

• Καταπόνηση κύριου άξονα στη θέση Α (θέση ΟΤ₂):

Η θέση Α καταπονείται σε στρέψη. Η προσωρινή διάμετρος του άξονα σε στρέψη στη θέση Α υπολογίζεται ως εξής:

$$d_A = \sqrt[3]{\frac{M_{tA}}{0,2 \cdot \tau_{\epsilon\pi}}} \quad (5.7)$$

Όπου M_{tA} : η στρεπτική ροπή στη θέση Α

Η στρεπτική ροπή που ασκείται στη θέση Α είναι η ροπή που ασκείται στον ΟΤ₂ και δίνεται από την παρακάτω εξίσωση.

$$M_{tOT2} = 9.550 \frac{P_{OT2}}{n_{OT2}} \quad (5.8)$$

Όπου

P_{OT2} : η ισχύς του ΟΤ₂ η οποία υπολογίστηκε στην παράγραφο 3.2 και είναι $P_{OT2} = P_{O.T.κυρ.αξ.} = 0,699 \text{ kW}$, και

$n_{OT} = 514,36 \text{ RPM}$ οι στροφές του ΟΤ₂ για μετάδοση κίνησης $i_1 = 2,333$

Με αντικατάσταση στην εξ. (5.8) έχουμε:

$$M_{tOT2} = 9.550 \frac{0,699}{514,36} \Rightarrow M_{tOT2} = M_{tA} = 12,98 \text{ Nm}$$

Με αντικατάσταση στην εξ. (5.7) έχουμε:

$$d_A = \sqrt[3]{\frac{12,98 \cdot 10^3 \text{ Nmm}}{0,2 \cdot 26 \text{ N/mm}^2}} \Rightarrow d_A = 13,57 \text{ mm}$$

Όπως αναφέρθηκε και στο κεφάλαιο 3, σύμφωνα με τους κανονισμούς πρέπει να αυξήσουμε την διάμετρο του άξονα κατά το βάθος του σφηνοδρόμου. Οι σφήνες είναι τυποποιημένες ανάλογα με τη διάμετρο του άξονα. Για άξονες 17 έως 22 mm τοποθετείται σφήνα $6 \times 6 \text{ mm}$ με βάθος σφηνόδρομου $t_1 = 3,5 \text{ mm}$. Τοποθετούμε άξονα με διάμετρο $d_A = 20 \text{ mm}$, οπότε η ενεργός διάμετρος του κύριου άξονα στη θέση Α είναι: $d_{A,ενεργός} = 20 - 3,5 = 16,5 \text{ mm} > 13,57 \text{ mm} \Rightarrow d_A = 20 \text{ mm}$

- Καταπόνηση κύριου άξονα στη θέση Β (θέση εδράνου):

Η θέση Β καταπονείται σε κάμψη και στρέψη. Στη θέση αυτή η ροπή κάμψης είναι $M_{bB} = 13,41 \text{ Nm}$ (παράγραφος 5.1.2), ενώ η ροπή στρέψης, M_{tB} , υπολογίζεται σύμφωνα με την παρακάτω εξίσωση:

$$M_{tB} = 9.550 \frac{P_B}{n_{\text{κυρ.αξ.}}} \quad (5.9)$$

Όπου: P_B : η ισχύς στη θέση Β

Η ισχύς στη θέση Β ισοδυναμεί με την ισχύ στη θέση Α αφαιρουμένων των απωλειών λόγω των εδράνων στις θέσεις Β και Γ. Οι απώλειες σε κάθε έδρανο λαμβάνονται ίσες με $\varepsilon_L = 1\%$ της ισχύος στη θέση Α. Έτσι, η ισχύς στη θέση Β υπολογίζεται σύμφωνα με τη εξίσωση:

$$P_B = P_A - 2 \cdot \varepsilon_L \cdot P_A = (1 - 2 \cdot \varepsilon_L) \cdot P_A \quad (5.10)$$

Με αντικατάσταση έχουμε:

$$P_B = (1 - 2 \cdot 1\%) \cdot 0,699 \text{ kW} = 0,98 \cdot 0,699 \text{ kW}$$

$$P_B = 0,685 \text{ kW}$$

Με αντικατάσταση στη εξ. (5.9) έχουμε:

$$M_{tB} = 9.550 \frac{0,685}{514,36} \Rightarrow M_{tB} = 12,72 \text{ Nm}$$

Υπολογίζουμε την ισοδύναμη ροπή κάμψης M_{vB} σύμφωνα με την εξίσωση:

$$M_{vB} = \sqrt{M_{bB}^2 + 0,75 \cdot (a_o \cdot M_{tB})^2} \quad (5.11)$$

Με αντικατάσταση προκύπτει:

$$M_{vB} = \sqrt{13,41^2 + 0,75 \cdot (0,834 \cdot 12,72)^2} \Rightarrow M_{vB} = 16,26 \text{ Nm}$$

Η προσωρινή διάμετρος του άξονα στη θέση Β υπολογίζεται με βάση την ισοδύναμη ροπή κάμψης M_{vB} και την επιτρεπόμενη τάση σε κάμψη $\sigma_{b,\varepsilon\pi}$ βάσει της εξίσωσης:

$$d_B = \sqrt[3]{\frac{M_{vB}}{0,1 \cdot \sigma_{b,\varepsilon\pi}}} \quad (5.12)$$

Με αντικατάσταση έχουμε:

$$d_B = \sqrt[3]{\frac{16,26 \cdot 10^3 \text{ Nmm}}{0,1 \cdot 52 \text{ N/mm}^2}} \Rightarrow d_B = 14,62 \text{ mm}$$

Οπότε επιλέγεται διάμετρος άξονα στη θέση Β: $d_B = 17 \text{ mm}$

• Καταπόνηση κύριου άξονα στη θέση Γ (θέση εδράνου):

Η θέση Γ καταπονείται σε κάμψη και στρέψη. Στη θέση αυτή η ροπή κάμψης είναι $M_{b\Gamma} = 15,52 \text{ Nm}$, ενώ η ροπή στρέψης $M_{t\Gamma}$, είναι ίση με τη ροπή στρέψης στη θέση Β, δηλαδή $M_{t\Gamma} = 12,72 \text{ Nm}$

Υπολογίζουμε την ισοδύναμη ροπή κάμψης $M_{v\Gamma}$ σύμφωνα με την εξίσωση:

$$M_{v\Gamma} = \sqrt{M_{b\Gamma}^2 + 0,75 \cdot (a_o \cdot M_{t\Gamma})^2} \quad (5.13)$$

Με αντικατάσταση έχουμε:

$$M_{v\Gamma} = \sqrt{15,52^2 + 0,75 \cdot (0,834 \cdot 12,72)^2} \Rightarrow M_{v\Gamma} = 18,04 \text{ Nm}$$

Η προσωρινή διάμετρος του άξονα στη θέση Γ υπολογίζεται με βάση την ισοδύναμη ροπή κάμψης $M_{v\Gamma}$ και την επιτρεπόμενη τάση σε κάμψη $\sigma_{b,\varepsilon\pi}$ βάσει της εξίσωσης:

$$d_\Gamma = \sqrt[3]{\frac{M_{v\Gamma}}{0,1 \cdot \sigma_{b,\varepsilon\pi}}} \quad (5.14)$$

Με αντικατάσταση έχουμε:

$$d_\Gamma = \sqrt[3]{\frac{18,04 \cdot 10^3 \text{ Nmm}}{0,1 \cdot 52 \text{ N/mm}^2}} \Rightarrow d_\Gamma = 15,14 \text{ mm}$$

Οπότε επιλέγεται διάμετρος άξονα στη θέση Γ: $d_\Gamma = 17 \text{ mm}$

• Καταπόνηση κύριου άξονα στη θέση Δ (θέση τσοκ):

Η θέση Δ καταπονείται μόνο σε στρέψη. Η προσωρινή διάμετρος του άξονα σε στρέψη στη θέση Δ υπολογίζεται ως εξής:

$$d_\Delta = \sqrt[3]{\frac{M_{t\Delta}}{0,2 \cdot \tau_{\varepsilon\pi}}} \quad (5.15)$$

Όπου $M_{t\Delta}$: η στρεπτική ροπή στη θέση Δ

Η στρεπτική ροπή που ασκείται στη θέση Δ ίση με τη στρεπτική ροπή στη θέση Β, δηλαδή $M_{t\Delta} = 12,72 \text{ Nm}$

Με αντικατάσταση στην εξ. (5.15) έχουμε:

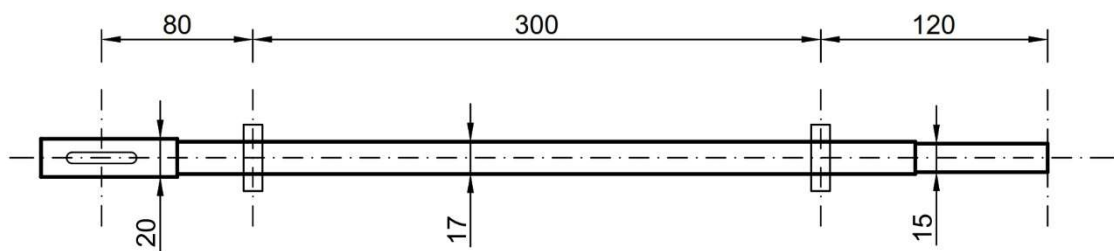
$$d_{\Delta} = \sqrt[3]{\frac{12,72 \cdot 10^3 \text{ Nmm}}{0,2 \cdot 26 \text{ N/mm}^2}} \Rightarrow d_{\Delta} = 13,47 \text{ mm}$$

Οπότε επιλέγεται διάμετρος άξονα στη θέση Δ: $d_{\Delta} = 15 \text{ mm}$

Συνοψίζοντας οι διαβαθμίσεις του κύριου άξονα είναι:

- Θέση οδοντωτού τροχού 2(A) : $d_A = 20 \text{ mm}$
- Θέση εδράνου (Β) : $d_B = 17 \text{ mm}$
- Θέση εδράνου (Γ) : $d_{\Gamma} = 17 \text{ mm}$
- Θέση τσοκ (Δ) : $d_{\Delta} = 15 \text{ mm}$

Στο Σχ. 5.9 φαίνεται η τελική μορφή του κύριου άξονα του τόρνου σύμφωνα με τις υπολογισθείσες διαβαθμίσεις.



Σχήμα 5.9: Διαβαθμίσεις κύριου άξονα τόρνου. (κλίμακα 1:4)

5.1.5 Έλεγχος κύριου άξονα σε δυναμική καταπόνηση

– Διαγράμματα δυναμικής αντοχής κατά “Smith” για χάλυβα St50

Οι οριακές τιμές δυναμικής αντοχής για τον χάλυβα St50 για κάμψη και στρέψη αντίστοιχα είναι (από Πίν. 5.3) (Πηγή: Ι Στεργίου & Κ. Στεργίου, 2003)

Για κάμψη

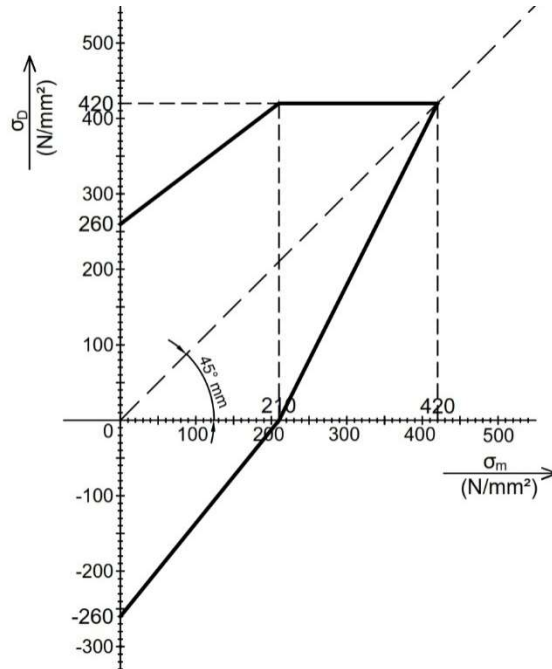
$$\sigma_{bs} = 420 \text{ N/mm}^2 \quad \sigma_{bsch} = 420 \text{ N/mm}^2 \quad \sigma_{bw} = 260 \text{ N/mm}^2$$

Για στρέψη

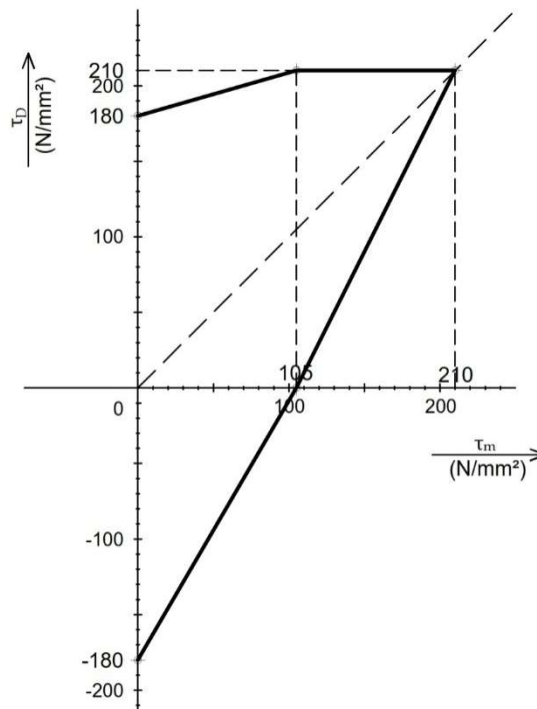
$$\tau_s = 210 \text{ N/mm}^2 \quad \tau_{sch} = 210 \text{ N/mm}^2 \quad \tau_w = 180 \text{ N/mm}^2$$

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.

Το Σχ.5.10 δείχνει το διάγραμμα “Smith” για κάμψη, ενώ το Σχ.5.11 δείχνει το αντίστοιχο διάγραμμα για στρέψη.



Σχήμα 5.10: Διάγραμμα Smith για κάμψη του χάλυβα St50 ($1cm = 100 N/mm^2$).



Σχήμα 5.11: Διάγραμμα Smith για στρέψη του χάλυβα St50 ($1cm = 50 N/mm^2$).

– Μέγιστες ροπές στον άξονα

Η αντοχή του κύριου άξονα θα ελεγχθεί για δυναμική καταπόνηση στη δυσμενέστερη θέση, η οποία είναι η θέση Γ. Στη θέση αυτή ο άξονας έχει διάμετρο $d_\Gamma = 17 \text{ mm}$ και υπάρχουν οι εξής φορτίσεις:

Μέγιστη ροπή κάμψης (εναλλασσόμενη): $M_{b\Gamma} = 15,52 \text{ N} \cdot \text{m}$

Μέγιστη ροπή στρέψης (εναλλασσόμενη): $M_{t\Gamma} = 12,72 \text{ N} \cdot \text{m}$

– Τάσεις άξονα στη θέση Γ

Τάση κάμψης

Η μέγιστη τάση κάμψης στη θέση Γ υπολογίζεται με βάση την μέγιστη καμπτική ροπή $M_{b\Gamma}$ και την ροπή αντίστασης σε κάμψη W_b εφαρμόζοντας τη εξίσωση:

$$\sigma_b = \frac{M_{b\Gamma}}{W_b} \quad (5.16)$$

Για συμπαγή άτρακτο κυκλικής διατομής η ροπή αντίστασης για κάμψη δίνεται από την εξίσωση:

$$W_b \approx 0,1 \cdot d^3 \quad (5.17)$$

Συνδυάζοντας τις παραπάνω εξισώσεις προκύπτει:

$$\sigma_b = \frac{M_{b\Gamma}}{0,1 \cdot d_\Gamma^3} \quad (5.18)$$

Αντικαθιστώντας έχουμε:

$$\sigma_b = \frac{15,52 \cdot 10^3 \text{ Nmm}}{0,1 \cdot (17 \text{ mm})^3} \Rightarrow \sigma_b = 31,59 \text{ N/mm}^2$$

Τάση στρέψης

Η τάση στρέψης υπολογίζεται με βάση την ροπή στρέψης $M_{t\Gamma}$ και την ροπή αντίστασης σε στρέψη W_t εφαρμόζοντας την εξίσωση:

$$\tau = \frac{M_{t\Gamma}}{W_t} \quad (5.19)$$

Για συμπαγή άτρακτο κυκλικής διατομής η ροπή αντίστασης για στρέψη δίνεται από την εξίσωση:

$$W_t \approx 0,2 \cdot d^3 \quad (5.20)$$

Συνδυάζοντας τις παραπάνω εξισώσεις προκύπτει:

$$\tau = \frac{M_{t\Gamma}}{0,2 \cdot d_r^3} \quad (5.21)$$

Αντικαθιστώντας έχουμε:

$$\tau = \frac{12,72 \cdot 10^3 \text{ N} \cdot \text{mm}}{0,2 \cdot (17 \text{ mm})^3} \Rightarrow \tau = 12,95 \text{ N/mm}^2$$

Σύμφωνα με τους παραπάνω υπολογισμούς και λαμβάνοντας υπόψη εναλλασσόμενη κάμψη και εναλλασσόμενη στρέψη βρίσκουμε τη μέση τιμή και την απόκλιση της κάθε μεταβαλλόμενης τάσης, ως εξής:

Για κάμψη

Μέση τάση: $\sigma_{bm} = 0 \text{ N/mm}^2$

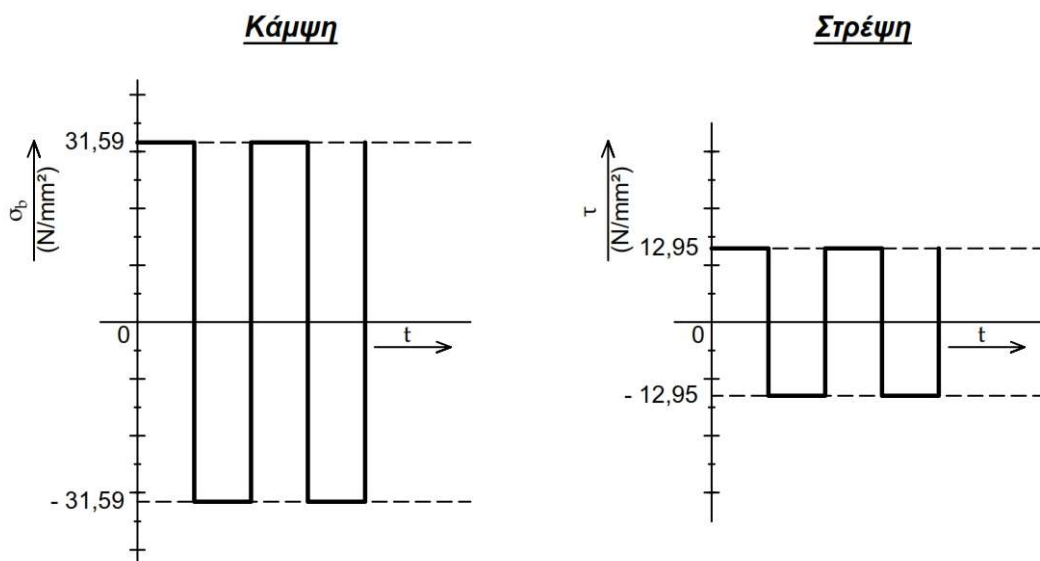
Απόκλιση τάσης: $\sigma_{ba} = 31,59 \text{ N/mm}^2$

Για στρέψη

Μέση τάση: $\tau_m = 0 \text{ N/mm}^2$

Απόκλιση τάσης: $\tau_a = 12,95 \text{ N/mm}^2$

Στο Σχ. 5.12 απεικονίζεται το σχήμα της δυναμικής καταπόνησης του κύριου άξονα.



Σχήμα 5.12: Διαγράμματα δυναμικής καταπόνησης του κύριου άξονα σε εναλλασσόμενη κάμψη και εναλλασσόμενη στρέψη στη θέση Γ.

– Συντελεστές μείωσης δυναμικής αντοχής

Συντελεστές επιφανειακής κατάστασης α_{ob} και α_{ot}

Για μέση τραχύτητα $R = 6 - 8 \mu m$ και όριο θραύσης του χάλυβα St50 $\sigma_B = 500 N/mm^2$ από το διάγραμμα του Σχ.5.13 προκύπτει ο συντελεστής α_{ob} για κάμψη. Ο συντελεστής α_{ot} για στρέψη υπολογίζεται με κατάλληλη σχέση με βάση τον προηγούμενο συντελεστή της κάμψης.

Για κάμψη: $\alpha_{ob} = 0,92$

Για στρέψη: $\alpha_{ot} = 0,575 \cdot \alpha_{ob} + 0,425 = 0,575 \cdot 0,92 + 0,425 = 0,954$

Συντελεστές μεγέθους α_{gb} και α_{gt}

Από το διάγραμμα του Σχ.5.14 για διάμετρο άξονα $d_r = 17 mm$ βρίσκουμε:

Για κάμψη: $\alpha_{gb} = 0,93$

Για στρέψη: $\alpha_{gt} = 0,98$

Συντελεστές εγκοπής (διαβαθμίσεων άξονα) β_{kb} και β_{kt}

Από τα Σχ.5.15 και Σχ.5.16 για λόγο διαμέτρων $D/d = 20/17 = 1,18$ και λόγο καμπυλότητας $r/d = 0,03$ βρίσκουμε τους συντελεστές:

Για κάμψη: $\beta_{kb} = 1,38$

Για στρέψη: $\beta_{kt} = 1,38$

Με βάση τα παραπάνω υπολογίζουμε τους συνολικούς συντελεστές μείωσης της δυναμικής αντοχής για κάμψη και στρέψη αντίστοιχα, συνεπώς έχουμε:

Για κάμψη

$$f_b = \frac{\alpha_{ob} \cdot \alpha_{gb}}{\beta_{kb}} \quad (5.22)$$

Αντικαθιστώντας έχουμε:

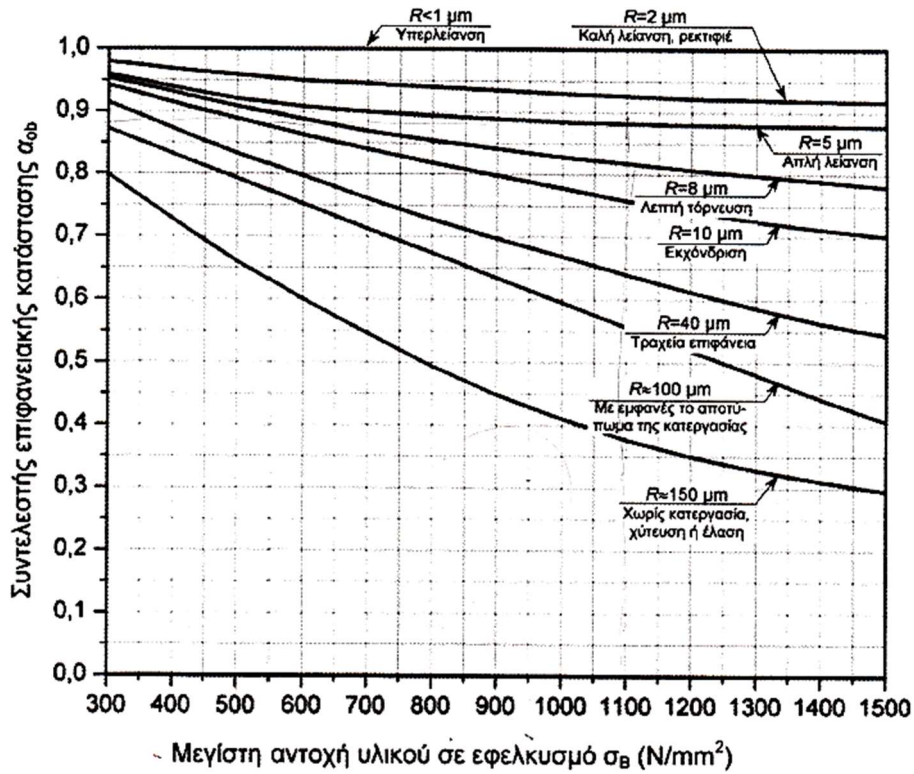
$$f_b = \frac{0,92 \cdot 0,93}{1,38} \Rightarrow f_b = 0,62$$

Για στρέψη

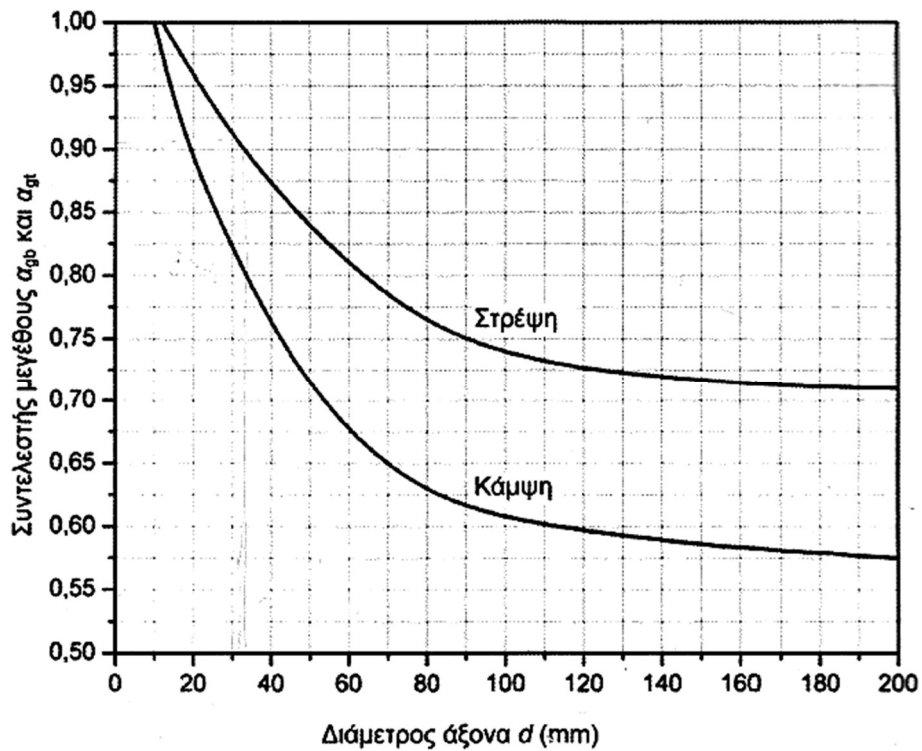
$$f_t = \frac{\alpha_{ot} \cdot \alpha_{gt}}{\beta_{kt}} \quad (5.23)$$

Αντικαθιστώντας έχουμε:

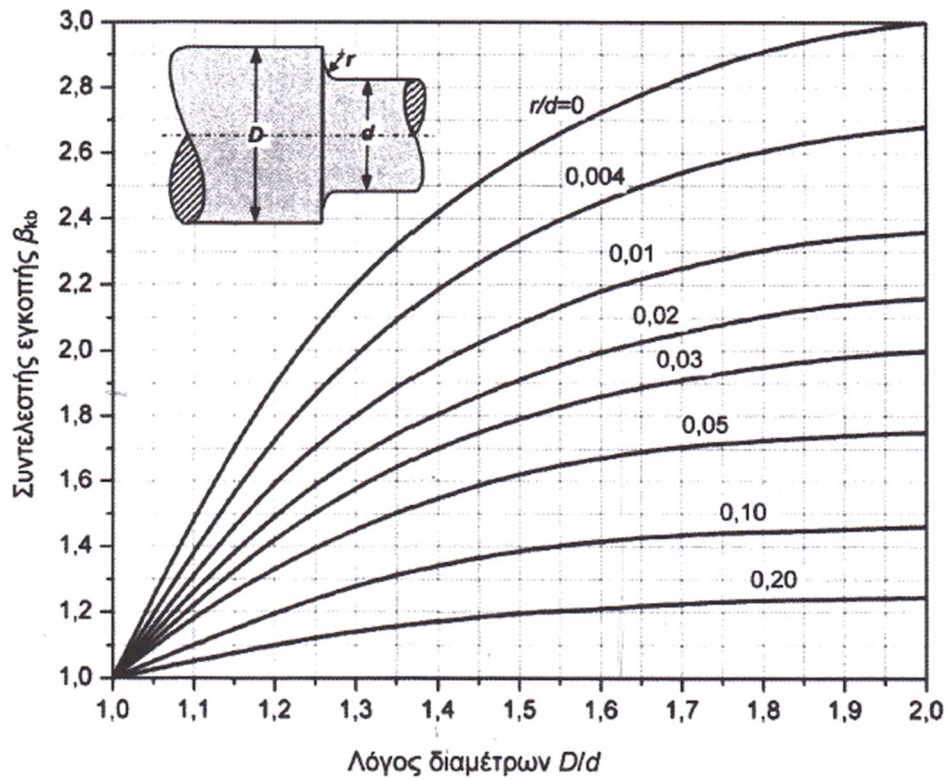
$$f_b = \frac{0,954 \cdot 0,98}{1,38} \Rightarrow f_b = 0,677$$



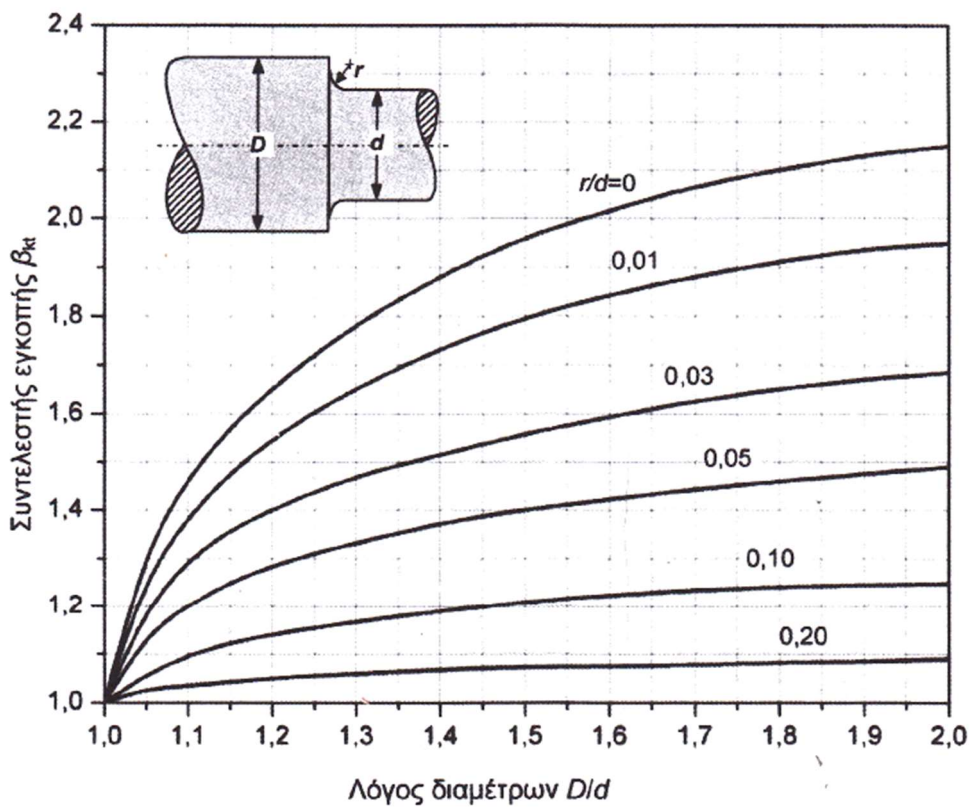
Σχήμα 5.13: Συντελεστής επιφανειακής κατάστασης α_{ob} για μείωση της αντοχής διάρκειας σε κάμψη, σε συνάρτηση με την αντοχή σ_B του υλικού. (Πηγή: Γιαννόπουλος, 2011)



Σχήμα 5.14: Συντελεστής μεγέθους α_{gb} και α_{gt} για κάμψη και στρέψη σε συνάρτηση με το μέγεθος του εξαρτήματος. (Πηγή: Γιαννόπουλος, 2011)



Σχήμα 5.15: Συντελεστής εγκοπής β_{kb} για κάμψη ατράκτου με διαβάθμιση.
(Πηγή: Γιαννόπουλος, 2011)



Σχήμα 5.16: Συντελεστής εγκοπής β_{ki} για στρέψη ατράκτου με διαβάθμιση.
(Πηγή: Γιαννόπουλος, 2011)

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

Λόγω της σύνθετης καταπόνησης σε κάμψη και στρέψη ο έλεγχος της δυναμικής αντοχής θα γίνει μέσω των ισοδύναμων τάσεων. Για τον υπολογισμό της ισοδύναμης τάσης αποκλίσεως απαιτείται να υπολογιστούν οι τιμές σ_{AG} και τ_{AG} για κάμψη και στρέψη αντίστοιχα. Οι τιμές αυτές είναι οριακές τιμές και προκύπτουν ανάλογα με τη μορφή των καταπονήσεων και με βάση την δυναμική αντοχή σ_A και τ_A του χάλυβα St50, όπως αυτή υπολογίζεται από τα διαγράμματα “Smith”. Για την περίπτωση της εναλλασσόμενης κάμψης τίθεται $\sigma_A = \sigma_{bw} = 260 \text{ N/mm}^2$ και για την περίπτωση της εναλλασσόμενης στρέψης $\tau_A = \tau_w = 180 \text{ N/mm}^2$.

Στη συνέχεια για τον υπολογισμό των επιτρεπόμενων τιμών σ_{AG} και τ_{AG} λαμβάνονται υπόψη οι συντελεστές μείωσης δυναμικής αντοχής, δηλαδή:

Για κάμψη

$$\sigma_{AG} = f_b \cdot \sigma_A \quad (5.24)$$

$$\sigma_{AG} = 0,62 \cdot 260 \text{ N/mm}^2 \Rightarrow \sigma_{AG} = 161,2 \text{ N/mm}^2$$

Για στρέψη

$$\tau_{AG} = f_t \cdot \tau_A \quad (5.25)$$

$$\tau_{AG} = 0,677 \cdot 180 \text{ N/mm}^2 \Rightarrow \tau_{AG} = 121,86 \text{ N/mm}^2$$

– Ισοδύναμες τάσεις

Η τιμή της ισοδύναμης μέσης τάσης και ισοδύναμης τάσης απόκλισης στη θέση B υπολογίζονται από τις εξισώσεις εξ. (5.26) και εξ. (5.27) αντίστοιχα.

Ισοδύναμη μέση τάση

$$\sigma_{vm} = \sqrt{\sigma_{bm}^2 + \left(\frac{\sigma_{bs}}{\tau_s}\right)^2 \cdot \tau_m^2} \quad (5.26)$$

Όπου για $\sigma_{bm} = \tau_m = 0$, έχουμε $\sigma_{vm} = 0$

Ισοδύναμη τάση αποκλίσεως

$$\sigma_{va} = \sqrt{\sigma_{ba}^2 + \left(\frac{\sigma_{AG}}{\tau_{AG}}\right)^2 \cdot \tau_a^2} \quad (5.27)$$

$$\sigma_{va} = \sqrt{31,59^2 + \left(\frac{161,2}{121,86}\right)^2 \cdot 12,95^2} \Rightarrow \sigma_{va} = 35,94 \text{ N/mm}^2$$

– Συντελεστής ασφάλειας

Για τον έλεγχο της δυναμικής αντοχής του κύριου άξονα στη θέση Γ εφαρμόζουμε την ισοδύναμη μέση τάση $\sigma_{vm} = 0 \text{ N/mm}^2$ στο διάγραμμα “Smith” της κάμψης και βρίσκουμε ότι η τιμή της δυναμικής αντοχής είναι:

$$\sigma_{A'} = 260 \text{ N/mm}^2$$

Η τιμή αυτή μειώνεται με τον συνολικό συντελεστή μείωσης f_b για κάμψη και προκύπτει η ονομαστική τιμή σ_{NA} της δυναμικής αντοχής ως εξής:

$$\sigma_{NA} = f_b \cdot \sigma_{A'} \quad (5.28)$$

$$\sigma_{NA} = 0,62 \cdot 260 \text{ N/mm}^2 \Rightarrow \sigma_{NA} = 161,2 \text{ N/mm}^2$$

Κατόπιν αυτού, ο υπάρχων συντελεστής ασφαλείας N του ενδιάμεσου άξονα υπολογίζεται με την εξίσωση:

$$N = \frac{\sigma_{NA}}{\sigma_{va}} \quad (5.29)$$

$$N = \frac{161,2 \text{ N/mm}^2}{35,94 \text{ N/mm}^2} \Rightarrow N = 4,49$$

Ο συντελεστής ασφάλειας που προέκυψε είναι αποδεκτός, διότι η τιμή που βρήκαμε θεωρείται ικανοποιητική λαμβάνοντας υπόψη ότι η συνήθης τιμή αυτού του συντελεστή στις πρακτικές εφαρμογές λαμβάνεται μεταξύ 2 και 3.

5.1.6 Έδρανα κύλισης κύριου άξονα

Ο κύριος άξονας στηρίζεται σε δύο σφαιρικά έδρανα κυλίσεως (ρουλεμάν) στις θέσεις Β και Γ. Οι διάμετροι του άξονα στις θέσεις των εδράνων Β και Γ θα βρεθούν με κριτήριο το απαιτούμενο δυναμικό φορτίο που θα υπολογίσουμε για κάθε έδρανο χωριστά. Έτσι, έχουμε:

– Έδρανο στη θέση Β

Πρώτα θα πρέπει να προσδιοριστεί το ισοδύναμο δυναμικό φορτίο του εδράνου Β λαμβάνοντας υπόψη την μεγαλύτερη ακτινική δύναμη στη θέση Β (ακτινικό φορτίο εδράνου). Η τιμή αυτή είναι η αντίδραση στη θέση Β που υπολογίστηκε κατά την ανάλυση των φορτίων στον άξονα, που υπολογίστηκε στην παράγραφο 5.1.3, και είναι η $F_B = 235,09 \text{ N}$. Αξίζει να σημειωθεί ότι δεν παρουσιάζεται αξονικό φορτίο στο έδρανο. Συνεπώς έχουμε:

$$\text{Ακτινικό φορτίο: } F_r = F_B = 235,09 \text{ N}$$

$$\text{Αξονικό φορτίο: } F_a = 0$$

Το ισοδύναμο δυναμικό φορτίο είναι ίσο με:

$$P = XF_r = F_r = 235,09 \text{ N} \quad (5.30)$$

Όπου:

X : ακτινικός συντελεστής που εξαρτάται από το λόγο του αξονικού προς το ακτινικό φορτίο (F_a/F_r) και προσδιορίζεται από τους πίνακες εδράνων.

Στην περίπτωση φόρτισης που μελετάμε $F_a/F_r = 0$, οπότε $X = 1$

Συντελεστής ταχύτητας εδράνου B

Ο κύριος άξονας περιστρέφεται με $n = 514,36 \text{ RPM}$. Ο συντελεστής ταχύτητας f_n του εδράνου υπολογίζεται χρησιμοποιώντας την εξίσωση:

$$f_n = \sqrt[3]{\frac{33 + 1/3}{n}} \quad (5.31)$$

$$f_n = \sqrt[3]{\frac{33 + 1/3}{514,36}} = 0,4$$

Συντελεστής διάρκειας ζωής εδράνου B

Η επιθυμητή διάρκεια ζωής των εδράνων λαμβάνεται από τον Πίν. 5.4 για μικρούς ηλεκτροκινητήρες ισχύος μέχρι 4 kW, ίση με 10.000 h. Ο συντελεστής διάρκειας ζωής f_L του εδράνου προκύπτει χρησιμοποιώντας την εξίσωση:

$$f_L = \sqrt[3]{\frac{L_h}{500}} \quad (5.32)$$

$$f_L = \sqrt[3]{\frac{10.000}{500}} = 2,71$$

Συντελεστής θερμοκρασίας λειτουργίας του εδράνου B

Ο συντελεστής θερμοκρασίας λειτουργίας του εδράνου, f_t , λαμβάνεται ίσος με την μονάδα για θερμοκρασία $t = 150^\circ\text{C}$, δηλαδή: $f_t = 1$.

Πίνακας. 5.4: Συνήθης διάρκεια ζωής εδράνων κύλισης.

A/A	Πεδίο Εφαρμογής	Θεωρητική διάρκεια λειτουργίας σε ώρες	
1	Ηλεκτρικές συσκευές οικιακής χρήσης	1000	έως 2000
2	Μικροί ανεμιστήρες	2000	4000
3	Μικροί ηλεκτροκινητήρες μέχρι 4kW	8000	10000
4	Ηλεκτροκινητήρες μέσης ισχύος	10000	15000
5	Ηλεκτροκινητήρες μεγάλης ισχύος	20000	30000
6	Ηλεκτρικές μηχανές σταθμών παραγωγής φωταερίου, επεξεργασίας νερού	50000 και πλέον	
7	Μοτοποδήλατα	600	1200
8	Μοτοσυκλέτες, μικρά αυτοκίνητα	1000	2000
9	Αυτοκίνητα επιβατικά, μικρά φορτηγά	1500	2500
10	Φορτηγά αυτοκίνητα, λεωφορεία	2000	5000
11	Έδρανα βαγονέτων	5000	
12	Έδρανα αξόνων τροχιοδρόμων	20000	25000
13	Έδρανα αξόνων σιδηροδρ. βαγονίων (επιβατικών)	25000	
14	Έδρανα αξόνων σιδηροδρ. βαγονίων (φορτηγών)	35000	
15	Έδρανα αξόνων σιδηροδρ. μηχανών έλξης	20000	40000
16	Αναστροφείς κίνησης σε έλικες μικρών σκαφών	3000	5000
17	Αξονικά έδρανα ελίκων πλοίων	15000	25000
18	Έδρανα ατράκτων πλοίων	80000	
19	Αναστροφείς κίνησης σε έλικες πλοίων	20000	30000
20	Αγροτικές μηχανές	3000	6000
21	Μικρά ανηφορικά μηχανήματα	5000	10000
22	Μειωτήρες στροφών γενικής χρήσης	8000	15000
23	Κιβότια ταχυτήτων εργαλειομηχανών	20000	
24	Βοηθητικές μηχανές στην παραγωγή	7500	15000
25	Μικρά έλαστρα εξέλασης εν ψυχρώ	5000	6000
26	Μεγάλα πολλαπλά έλαστρα	8000	10000
27	Πριονιστήρια	10000	15000
28	Μηχανήματα μεταλλείων	4000	10000
29	Ανεμιστήρες ορυχείων	40000	50000
30	Έδρανα τροχαλίων συρματοσχοινών μεταφοράς	40000	60000
31	Μηχανήματα χαρτοποιίας (συνεχής λειτουργία)	50000	80000
32	Σφυροθραυστήρες	20000	30000
33	Πρέσες μπρικετιών	20000	30000

(Πηγή: Ι. Στεργίου & Κ. Στεργίου, 2003)

Απαιτούμενο δυναμικό φορτίο εδράνου B

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

$$C = P \frac{f_L}{f_n \cdot f_t} \quad (5.33)$$

Με αντικατάσταση έχουμε:

$$C = 235,09 \text{ N} \frac{2,71}{0,4 \cdot 1} = 1.593 \text{ N}$$

$$C = 1,59 \text{ KN}$$

Από τον Πίν. 5.5 επιλέγουμε σφαιρικό έδρανο κύλισης της σειράς 60 με κωδικό 6003 και εσωτερική διάμετρο $d = 17 \text{ mm}$. Παρατηρούμε ότι το έδρανο που επιλέξαμε έχει δυναμικό φορτίο $C = 6 \text{ KN} > 1,59 \text{ KN}$, το οποίο είναι μεγαλύτερο από το απαιτούμενο δυναμικό φορτίο. Συμπεραίνουμε ότι η επιλογή του σφαιρικού εδράνου 6003 είναι αποδεκτή. Τα γεωμετρικά στοιχεία του εδράνου που επιλέγουμε είναι:

$$d = 17 \text{ mm}, D = 35 \text{ mm}, B = 10 \text{ mm}$$

– Έδρανο στη θέση Γ

Με τον ίδιο τρόπο που υπολογίστηκε το έδρανο στη θέση Β θα υπολογιστεί και το έδρανο στη θέση Γ. Η μεγαλύτερη ακτινική δύναμη στη θέση Γ (ακτινικό φορτίο εδράνου) όπως υπολογίστηκε στην παράγραφο 5.1.3 είναι $F_r = F_{r'} = 200,85 \text{ N}$.

Συνεπώς, το ισοδύναμο δυναμικό φορτίο είναι ίσο με:

$$P = X F_r = F_r = 200,85 \text{ N} \quad (5.34)$$

Απαιτούμενο δυναμικό φορτίο εδράνου Γ

Το απαιτούμενο δυναμικό φορτίο C του εδράνου λαμβάνεται από την εξ. (5.33), όπου με αντικατάσταση έχουμε:

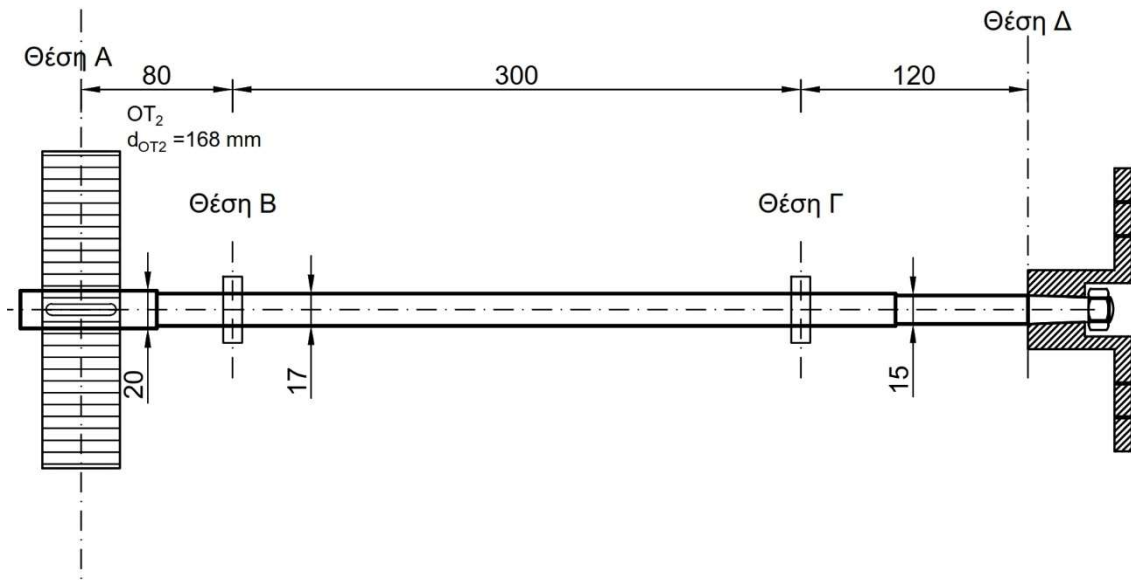
$$C = 200,85 \text{ N} \frac{2,71}{0,4 \cdot 1} = 1.361 \Rightarrow C = 1,36 \text{ KN}$$

Από τον Πίν.5.5 επιλέγουμε έδρανο της σειράς 60 με κωδικό 6003 και εσωτερική διάμετρο $d = 17 \text{ mm}$. Παρατηρούμε ότι το έδρανο που επιλέξαμε έχει δυναμικό φορτίο $C = 6 \text{ KN} > 1,36 \text{ KN}$, το οποίο είναι μεγαλύτερο από το απαιτούμενο δυναμικό φορτίο. Συμπεραίνουμε ότι η επιλογή του σφαιρικού εδράνου 6003 είναι αποδεκτή. Τα γεωμετρικά στοιχεία του εδράνου που επιλέγουμε είναι:

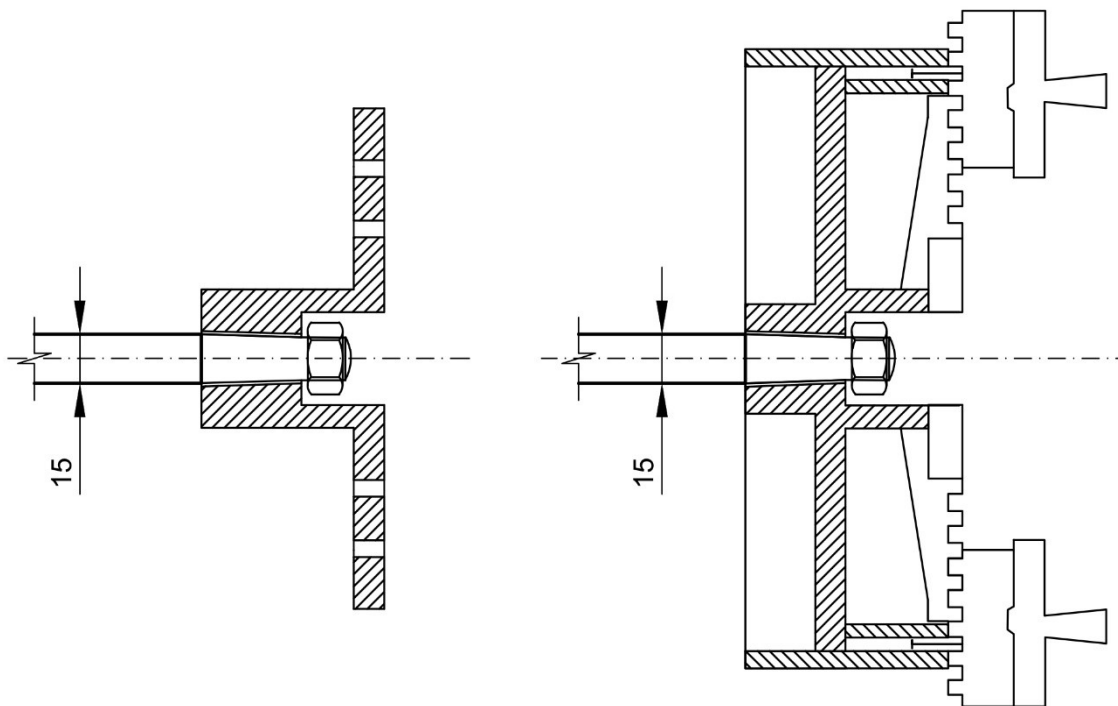
$$d = 17 \text{ mm}, D = 35 \text{ mm}, B = 10 \text{ mm}$$

Στο Σχ. 5.17 παρουσιάζεται η τελική διαμόρφωση του κύριου άξονα του τόννου με τις διαβαθμίσεις του άξονα καθώς και με τα έδρανα κύλισης που επιλέγονται.

Η στερέωση του τσοκ στον κύριο άξονα θα επιτυγχάνεται με κωνική διαμόρφωση του άκρου του κύριου άξονα και θα συσφίγγεται με περικόχλιο το οποίο θα είναι εσωτερικά των σιαγόνων σύσφιξης του τσοκ. Στο Σχ. 5.18 παρουσιάζεται η διαμόρφωση του άκρου του κυρίου άξονα καθώς και ο διαμόρφωση της υποδοχής δύο ειδών τσοκ που θα μπορούσαν να τοποθετηθούν στον κύριο άξονα του τόννου.

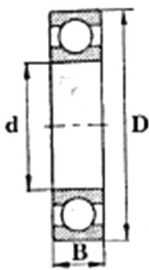


Σχήμα 5.17: Τελική διαμόρφωση του κύριου άξονα του τόνου. (κλίμακα 1:4)



Σχήμα 5.18: Διαμόρφωση του άκρου του κύριου άξονα του τόνου για την στερέωση του τσοκ και η διαμόρφωση της υποδοχής δύο διαφορετικών ειδών . (κλίμακα 1:2)

Πίνακας 5.5: Διαστάσεις και φορτία εδράνων κύλισης.
Τριβείς σφαιρικοί με βαθύ αύλακα (DIN 625).



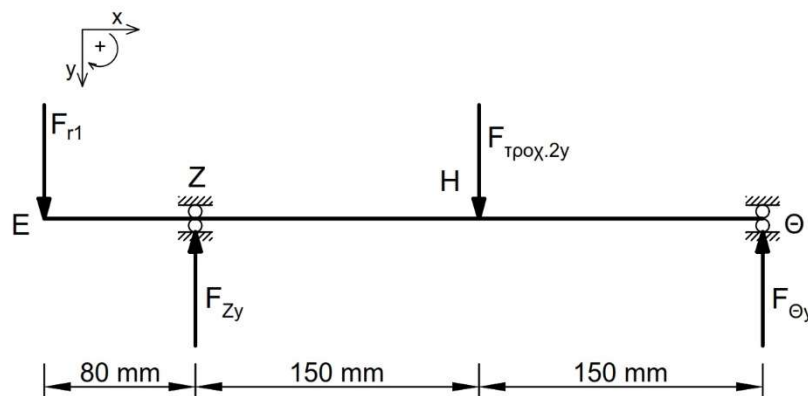
Αριθμητικός σημείος σειράς	d mm	Σειρά 160				Σειρά 60				Σειρά 62				Σειρά 63				Σειρά 64				
		D mm	B mm	C kN	C ₀ kN	D mm	B mm	C kN	C ₀ kN	D mm	B mm	C kN	C ₀ kN	D mm	B mm	C kN	C ₀ kN	D mm	B mm	C kN	C ₀ kN	
00	10					26	8	4,55	1,96	30	9	6	2,6	35	11	8,15	3,45					
01	12					28	8	5,1	2,36	32	10	6,95	3,1	37	12	9,65	4,15					
02	15	32	8	5,60	2,85	32	9	5,6	2,85	35	11	7,8	3,75	42	13	11,4	5,4					
03	17	35	8	6,00	3,25	35	10	6	3,25	40	12	9,5	4,75	47	14	13,4	6,55	62	17	23,6	11	
04	20	42	8	6,95	4,05	42	12	9,3	5	47	14	12,7	6,55	52	15	17,3	8,5	72	19	30,5	15	
05	25	47	8	7,20	4,65	47	12	10	5,85	52	15	14,3	8	62	17	22,4	11,4	80	21	36	19,3	
06	30	55	9	11,2	7,35	55	13	12,7	8	62	16	19,3	11,2	72	19	29	16,3	90	23	42,5	23,3	
07	35	62	9	12,2	8,8	62	14	16,3	10,4	72	17	25,5	15,3	80	21	33,5	19	100	25	55	31	
08	40	68	9	13,2	10,2	68	15	17	11,8	80	18	29	18	90	23	42,5	25	110	27	63	36,5	
09	45	75	10	15,6	12,2	75	16	20	14,3	85	19	32,5	20,4	100	25	53	32	120	29	76,5	45	
10	50	80	10	16,0	13,2	80	16	20,8	15,6	90	20	36,5	24	110	27	62	38	130	31	86,5	52	
11	55	90	11	19,3	16,3	90	18	28,5	21,2	100	21	43	29	120	29	76,5	47,5	140	33	100	62	
12	60	95	11	20,0	17,6	95	18	29	23,2	110	22	52	36	130	31	81,5	52	150	35	110	69,6	
13	65	100	11	21,1	19,6	100	18	30,5	25	120	23	60	41,5	140	33	93	60	160	37	118	78	
14	70	110	13	28,0	25,0	110	20	39	31,5	125	24	62	44	150	35	104	68	180	42	143	104	
15	75	115	13	28,5	27,0	115	20	40	34	130	25	65,5	49	160	37	114	76,5	190	45	153	114	
16	80	125	14	32,0	31,0	125	22	47,5	40	140	26	72	53	170	39	122	86,5	200	48	163	125	
17	85	130	14	34,0	33,5	130	22	50	43	150	28	83	64	180	41	125	88	210	52	173	137	
18	90	140	16	41,5	39,0	140	24	58,5	50	160	30	96,5	72	190	43	134	102	225	54	196	163	
19	95	145	16	40,0	40,5	145	24	60	54	170	32	108	81,5	200	45	143	112					
20	100	150	16	44,0	44,0	150	24	60	54	180	34	122	93	215	47	163	134					
21	105	160	18	54,0	54,0	160	26	71	64	190	36	132	104	225	49	173	146					
22	110	170	19	57,0	57,0	170	28	80	71	200	38	143	116	240	50	190	166					
24	120	180	19	61,0	64,0	180	28	83	78	215	40	146	122	260	55	212	190					
26	130	200	22	78,0	81,5	200	33	104	100	230	40	166	146	280	58	228	216					
28	140	210	22	80,0	86,5	210	33	108	108	250	42	176	166	300	62	255	245					
30	150	225	24	91,5	98,0	225	35	122	125	270	45	176	170	320	65	285	300					
(d+D)/2 mm	25	40	60	≥100	20	60	150	400	6	15	60	400	10	20	100	400	40	60	80	≥100		
f ₀	14	15,5	16	16,3	12	15,2	15,9	15,6	12,7	12,3	14	15,1	12,9	11,7	13,3	13,9	10,9	11,9	12,1	12,2		
Για κανονικό διάκενο	f ₀ · F _d /C ₀				0,3	0,5	0,9	1,6	3,0	6,0	για F _d /F _r > e: X = 0,56											
	e				0,22	0,24	0,28	0,32	0,36	0,43	για F _d /F _r ≤ e: X = 1, Y = 0											
	για F _d /F _r > e είναι Y =				2	1,8	1,59	1,4	1,2	1	για F _d /F _r ≤ 0,8: P ₀ = F _r για F _d /F _r > 0,8: X ₀ = 0,6, Y ₀ = 0,5											
Ισοδύναμο δυναμικό φορτίο: P = F _r					για F _d /F _r ≤ e				και	P = 0,56 · F _r + Y · F _a				για F _d /F _r > e								
Ισοδύναμο στατικό φορτίο: P ₀ = F _r					για F _d /F _r ≤ 0,8				και	P ₀ = 0,6 · F _r + 0,5 F _a				για F _d /F _r > 0,8								

5.3 ΕΝΔΙΑΜΕΣΟΣ ΑΞΟΝΑΣ

5.2.1 Ανάλυση ενδιάμεσου άξονα στο επίπεδο x-y

– Υπολογισμός φορτίων

Στο Σχ. 5.19 παρουσιάζεται η φόρτιση του ενδιάμεσου άξονα του τόνου στο επίπεδο (x,y). Στον ενδιάμεσο άξονα, στο επίπεδο (x,y), ασκούνται α) η δύναμη $F_{τροχ.2y}$ που ασκείται στη θέση Η (θέση τροχαλίας 2) η οποία υπολογίζεται ως η συνισταμένη των δυνάμεων του συστήματος των δύο τροχαλιών στον άξονα y και β) η δύναμη F_{r1} που ασκείται στη θέση Ε (θέση ΟΤ₁) η οποία είναι η ακτινική δύναμη του ΟΤ₁ για τη δυσμενέστερη περίπτωση μετάδοσης κίνησης $i_1 = 2,333$ με φορά αντίθετη της F_{r2} .



Σχήμα 5.19: Φόρτιση ενδιάμεσου άξονα στο επίπεδο x-y (κλίμακα 1:4).

Η τιμή της ακτινικής δύναμης του ΟΤ₁ έχει υπολογιστεί στην παράγραφο 4.6 και είναι:

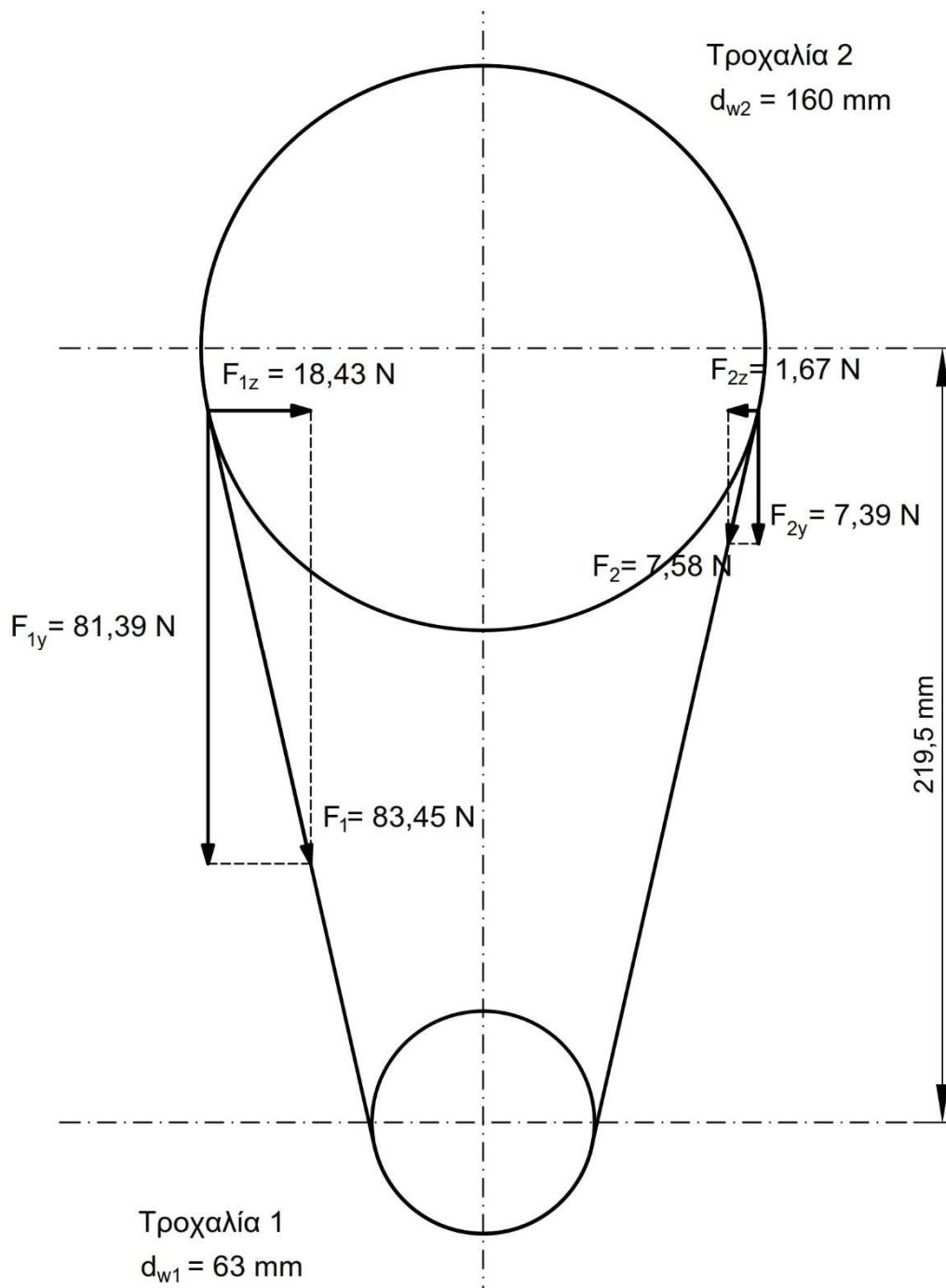
$$F_{r1} = 57,33 \text{ N}$$

Για τον υπολογισμό της δύναμης που ασκείται στον ενδιάμεσο άξονα από την τροχαλία 2 υπολογίζουμε τη συνισταμένη των δυνάμεων του συστήματος των δύο τροχαλιών οι οποίες υπολογίστηκαν στην παράγραφο 3.3.1. Οπότε σύμφωνα με το Σχ.5.20 έχουμε:

$$F_{τροχ.2y} = F_{1y} + F_{2y} \quad (5.35)$$

Αντικαθιστώντας στην εξ. (5.35) για $F_{1y} = 81,39 \text{ N}$ και $F_{2y} = 7,39 \text{ N}$ έχουμε:

$$F_{τροχ.2y} = 81,39 + 7,39 \Rightarrow F_{τροχ.2y} = 88,78 \text{ N}$$



Σχήμα 5.20: Δυνάμεις στην ιμαντοκίνηση (κλίμακα 1:2).

– Υπολογισμός αντιδράσεων

Οι αντιδράσεις στις στηρίξεις Z και Θ στο επίπεδο (x,y) υπολογίζονται λαμβάνοντας ισορροπία ροπών στις στηρίξεις όπως φαίνεται παρακάτω.

Υπολογισμός αντιδράσεως στη θέση Z:

$$\Sigma M_{\theta_y} = 0 \Rightarrow -F_{r1} \cdot (80 + 300) + F_{Zy} \cdot 300 - F_{\tau\rho\sigma\chi.2y} \cdot 150 = 0 \Rightarrow$$

$$F_{Zy} = \frac{F_{r1} \cdot 380 + F_{\tau\rho\sigma\chi.2y} \cdot 150}{300} = \frac{57,33 \cdot 380 + 88,78 \cdot 150}{300} \Rightarrow$$

$$F_{Zy} = 117,01 \text{ N}$$

Υπολογισμός αντιδράσεως στη θέση Θ:

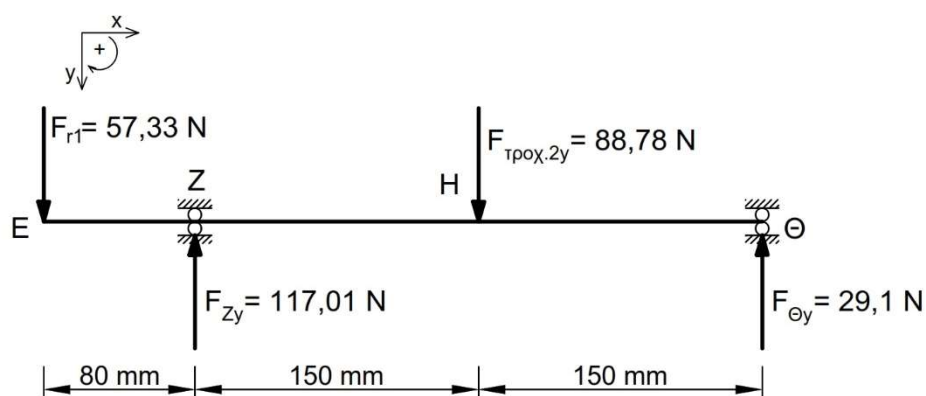
$$\Sigma M_{Zy} = 0 \Rightarrow -F_{r1} \cdot 80 + F_{\tau\rho\sigma\chi.2y} \cdot 150 - F_{\theta_y} \cdot 300 = 0$$

$$F_{\theta_y} = \frac{-F_{r1} \cdot 80 + F_{\tau\rho\sigma\chi.2y} \cdot 150}{300} = \frac{-57,33 \cdot 80 + 88,78 \cdot 150}{300}$$

$$F_{\theta_y} = 29,1 \text{ N}$$

– Υπολογισμός ροπών στις χαρακτηριστικές θέσεις

Στο Σχ. 5.21 φαίνονται οι αντιδράσεις στις στηρίξεις Z και Θ σχεδιασμένες με την σωστή φορά.



Σχήμα 5.21: Φόρτιση ενδιάμεσου άξονα στο επίπεδο x-y (κλίμακα 1:4).

Για τον υπολογισμό των ροπών για την σχεδίαση των διαγραμμάτων τεμνουσών και ροπών παίρνουμε άθροισμα των ροπών των δυνάμεων από αριστερά.

Η ροπή στη θέση Z είναι:

$$M_{Z_y} = -F_{r1} \cdot 80 \text{ mm}$$

$$M_{Z_y} = -57,33 \text{ N} \cdot 0,08 \text{ m} \Rightarrow M_{Z_y} = -4,59 \text{ Nm}$$

Η ροπή στη θέση H είναι:

$$M_{H_y} = -F_{r1} \cdot (80 + 150) + F_{Z_y} \cdot 150$$

$$M_{H_y} = -57,33 \text{ N} \cdot 0,23 \text{ m} + 117,01 \text{ N} \cdot 0,15 \text{ m} \Rightarrow M_{H_y} = 4,37 \text{ Nm}$$

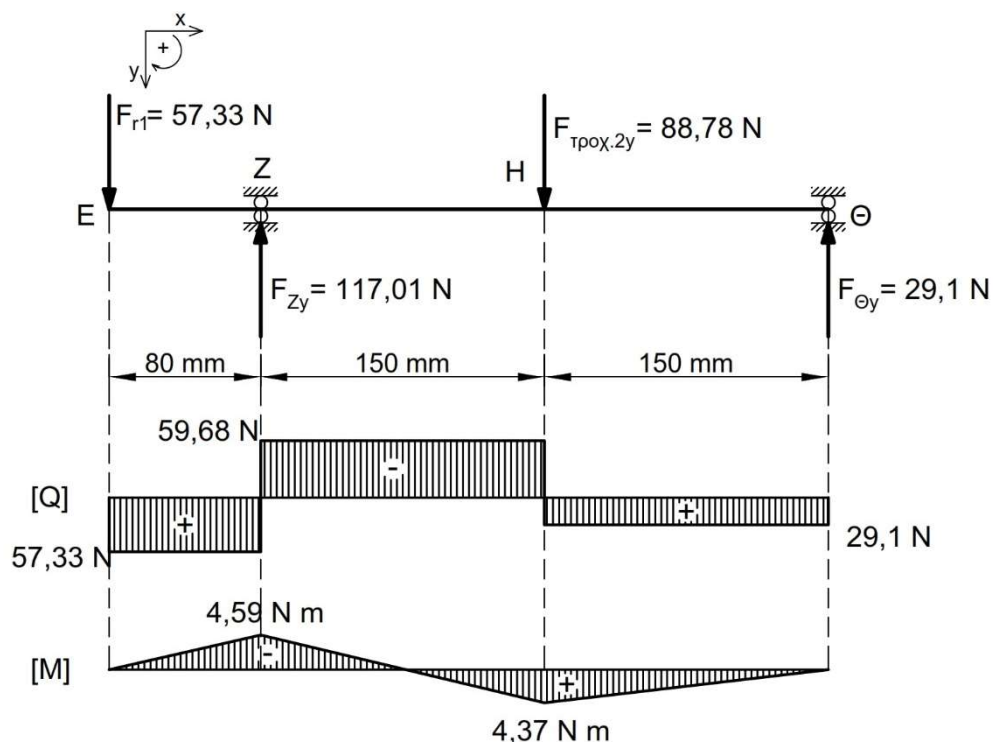
Η ροπή στη θέση Θ είναι:

$$M_{\theta_y} = -F_{r1} \cdot (80 + 300) + F_{Z_y} \cdot 300 - F_{\tau_{ροχ.2y}} \cdot 150$$

$$M_{\theta_y} = -57,33 \text{ N} \cdot 0,38 \text{ m} + 117,01 \text{ N} \cdot 0,3 \text{ m} - 88,78 \text{ N} \cdot 0,15 \text{ m} \Rightarrow M_{\theta_y} = 0 \text{ Nm}$$

– Διαγράμματα τεμνουσών δυνάμεων και ροπών κάμψεως

Στο Σχ. 5.22 παρουσιάζονται τα διαγράμματα τεμνουσών δυνάμεων και καμπτικών ροπών που ενεργούν στο επίπεδο x-y του ενδιάμεσου άξονα του τόρνου.



Σχήμα 5.22: Διαγράμματα τεμνουσών δυνάμεων και ροπών κάμψεως του ενδιάμεσου άξονα στο επίπεδο φόρτισης x-y (κλίμακα 1:4).

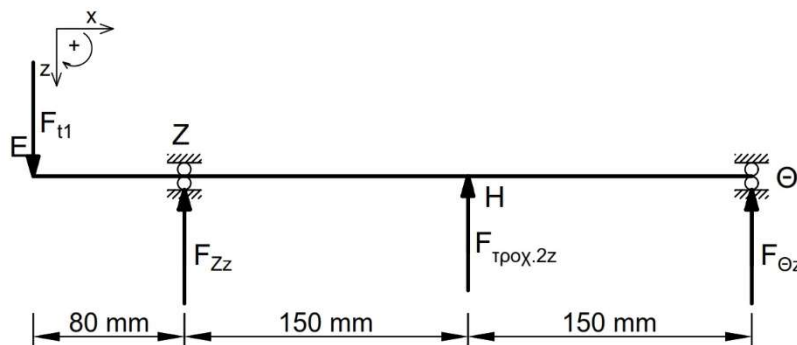
5.2.2 Ανάλυση ενδιάμεσου άξονα στο επίπεδο x-z

– Υπολογισμός φορτίων

Στο Σχ. 5.23 παρουσιάζεται η φόρτιση του ενδιάμεσου άξονα του τόνου στο επίπεδο (x,z). Στον ενδιάμεσο άξονα, στο επίπεδο (x,z), ασκούνται α)η δύναμη $F_{\tau\rho\chi.2z}$ που ασκείται στη θέση Η η οποία υπολογίζεται ως η συνισταμένη των δυνάμεων του συστήματος των δύο τροχαλιών στον άξονα z και β)η δύναμη F_{t1} που ασκείται στη θέση Ε η οποία είναι η επαπτομενική δύναμη του ΟΤ₁ για τη δυσμενέστερη περίπτωση μετάδοσης κίνησης $i_1 = 2,333$ με φορά αντίθετη της F_{t2} .

Η τιμή της επαπτομενικής δύναμης του ΟΤ₁ έχει υπολογιστεί στην παράγραφο 4.6 και είναι:

$$F_{t1} = 157,5 \text{ N}$$



Σχήμα 5.23: Φόρτιση ενδιάμεσου άξονα στο επίπεδο x-z (κλίμακα 1:4).

Για τον υπολογισμό της δύναμης που ασκείται στον ενδιάμεσο άξονα από την τροχαλία 2 υπολογίζουμε τη συνισταμένη των δυνάμεων του συστήματος των δύο τροχαλιών στη διεύθυνση του άξονα z οι οποίες υπολογίστηκαν στην παράγραφο 3.3.1.Οπότε σύμφωνα με το Σχ.5.20 έχουμε:

$$F_{\tau\rho\chi.2z} = F_{1z} - F_{2z} \quad (5.36)$$

Αντικαθιστώντας στην εξ. (5.36) για $F_{1z} = 18,43 \text{ N}$ και $F_{2z} = 1,67 \text{ N}$ έχουμε:

$$F_{\tau\rho\chi.2z} = 18,43 - 1,67 \Rightarrow F_{\tau\rho\chi.2z} = 16,76 \text{ N}$$

– Υπολογισμός αντιδράσεων

Οι αντιδράσεις στις στηρίξεις Z και Θ στο επίπεδο (x,z) υπολογίζονται λαμβάνοντας ισορροπία ροπών στις στηρίξεις όπως φαίνεται παρακάτω.

Υπολογισμός αντιδράσεως στη θέση Z:

$$\Sigma M_{\Theta z} = 0 \Rightarrow -F_{t1} \cdot (80 + 300) + F_{Zz} \cdot 300 + F_{\tau\rho\chi.2z} \cdot 150 = 0$$

$$F_{Z_z} = \frac{F_{t1} \cdot 380 - F_{\tau\rho\sigma\chi.2_z} \cdot 150}{300} = \frac{157,5 \cdot 380 - 16,76 \cdot 150}{300}$$

$$F_{Z_z} = 191,12 \text{ N}$$

Υπολογισμός αντιδράσεως στη θέση Θ:

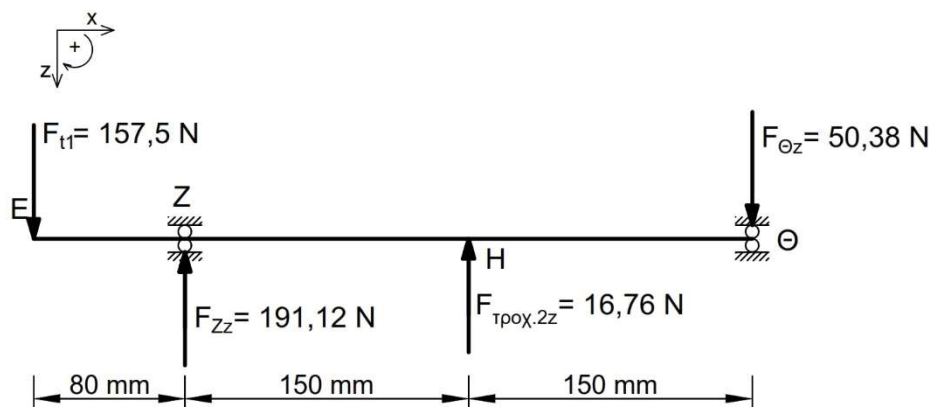
$$\Sigma M_{Z_z} = 0 \Rightarrow -F_{t1} \cdot 80 - F_{\tau\rho\sigma\chi.2_z} \cdot 150 - F_{\theta_z} \cdot 300 = 0$$

$$F_{\theta_z} = \frac{-F_{t1} \cdot 80 - F_{\tau\rho\sigma\chi.2_z} \cdot 150}{300} = \frac{-157,5 \cdot 80 - 16,76 \cdot 150}{300}$$

$$F_{\theta_z} = -50,38 \text{ N}$$

- Υπολογισμός ροπών στις χαρακτηριστικές θέσεις

Στο Σχ. 5.24 φαίνονται οι αντιδράσεις στις στηρίξεις Z και Θ σχεδιασμένες με την σωστή φορά.



Σχήμα 5.24: Φόρτιση ενδιάμεσου άξονα στο επίπεδο x-z (κλίμακα 1:4).

Για τον υπολογισμό των ροπών για την σχεδίαση των διαγραμμάτων τεμνουσών και ροπών παίρνουμε άθροισμα των ροπών των δυνάμεων από αριστερά.

Η ροπή στη θέση Z είναι:

$$M_{Z_z} = -F_{t1} \cdot 80 \text{ mm}$$

$$M_{Z_z} = -157,5 \text{ N} \cdot 0,08 \text{ m} \Rightarrow M_{Z_z} = -12,6 \text{ Nm}$$

Η ροπή στη θέση H είναι:

$$M_{H_z} = -F_{t1} \cdot (80 + 150) + F_{Z_z} \cdot 150$$

$$M_{H_z} = -157,5 \cdot 0,23 \text{ m} + 191,12 \text{ N} \cdot 0,15 \text{ m} \Rightarrow M_{H_z} = -7,56 \text{ Nm}$$

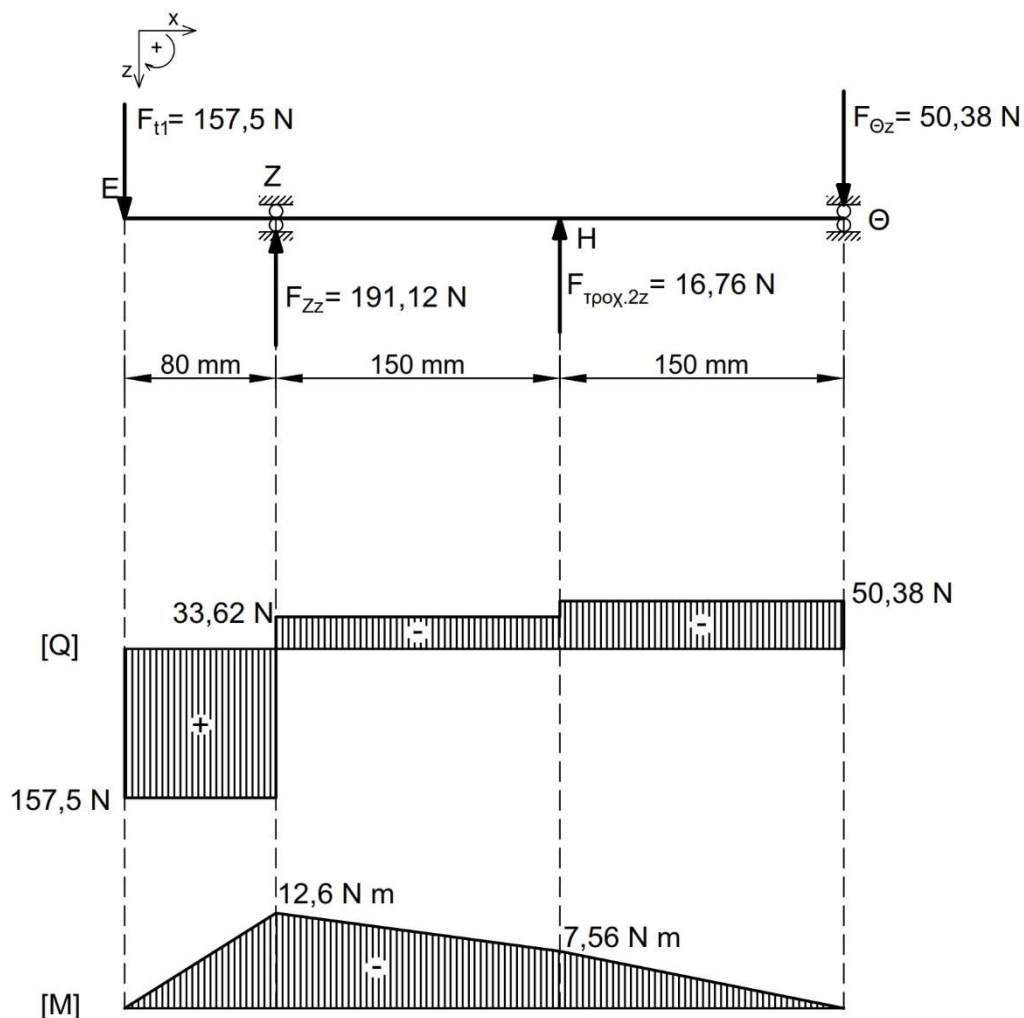
Η ροπή στη θέση Θ είναι:

$$M_{\theta_z} = -F_{t1} \cdot 380 + F_{z_z} \cdot 300 + F_{\tau_{ροχ.2z}} \cdot 150$$

$$M_{\theta_z} = -157,5 \cdot 0,38 \text{ m} + 191,12 \text{ N} \cdot 0,3 \text{ m} + 16,76 \cdot 0,15 \text{ m} \Rightarrow M_{\theta_z} = 0 \text{ Nm}$$

– Διαγράμματα τεμνουσών δυνάμεων και ροπών κάμψεως

Στο Σχ. 5.25 παρουσιάζονται τα διαγράμματα τεμνουσών δυνάμεων και καμπτικών ροπών που ενεργούν στο επίπεδο x-z του ενδιάμεσου άξονα του τόνου.



Σχήμα 5.25: Διαγράμματα τεμνουσών δυνάμεων και καμπτικών ροπών του ενδιάμεσου άξονα για την φόρτιση στο επίπεδο x-z (κλίμακα 1:4).

5.2.3 Σύνθεση δυνάμεων και ροπών

Οι δυνάμεις επί των στηρίξεων Z και Θ προκύπτουν με σύνθεση των δυνάμεων κατά τα επίπεδα (x,y) και (x,z) όπως φαίνονται στο Σχ.5.26

Ακτινική δύναμη του εδράνου Z:

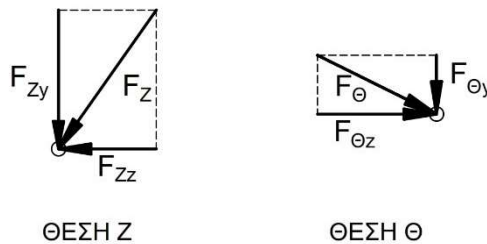
$$F_Z = \sqrt{F_{Zy}^2 + F_{Zz}^2} \quad (5.37)$$

$$F_Z = \sqrt{117,01^2 + 191,12^2} \Rightarrow F_Z = 224,09 \text{ N}$$

Ακτινική δύναμη του εδράνου Θ:

$$F_\Theta = \sqrt{F_{\Theta y}^2 + F_{\Theta z}^2} \quad (5.38)$$

$$F_\Theta = \sqrt{29,1^2 + 50,38^2} \Rightarrow F_\Theta = 58,18 \text{ N}$$



Σχήμα 5.26: Δυνάμεις επί των εδράνων Z και Θ.

Οι ροπές επί της στήριξης στη θέση Z και επί της θέσης της τροχαλίας H προκύπτουν με σύνθεση των ροπών κατά τα επίπεδα (x,y) και (x,z) όπως φαίνονται στο Σχ 5.27.

Ροπή κάμψης στη θέση Z:

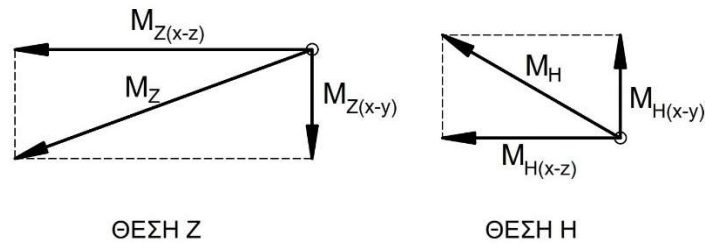
$$M_Z = \sqrt{M_{Zy}^2 + M_{Zz}^2} \quad (5.39)$$

$$M_Z = \sqrt{4,59^2 + 12,6^2} \Rightarrow M_Z = 13,41 \text{ Nm}$$

Ροπή κάμψης στη θέση H:

$$M_H = \sqrt{M_{Hy}^2 + M_{Hz}^2} \quad (5.40)$$

$$M_H = \sqrt{4,37^2 + 7,56^2} \Rightarrow M_H = 8,73 \text{ Nm}$$



Σχήμα 5.27: Ροπές στις θέσεις Ζ και Η.

5.2.4 Καθορισμός διαβαθμίσεων ενδιάμεσου άξονα

Στον ενδιάμεσο άξονα είναι η τροχαλία 2 στη θέση Η, δύο έδρανα στις θέσεις Ζ και Θ καθώς και οδοντωτός τροχός ΟΤ₁ στη θέση Ε. Το υλικό του άξονα χάλυβας St50 και από τον Πίν. 5.2 έχουμε $\sigma_{b,\varepsilon\pi} = 52 \text{ N/mm}^2$ και $\tau_{\varepsilon\pi} = 26 \text{ N/mm}^2$ (Πηγή: Ι. Στεργίου & Κ. Στεργίου, 2003).

Ο συντελεστής σύνθετης καταπόνησης α_o κατά Bach για όλκιμα υλικά, λαμβάνοντας υπόψη εναλλασσόμενη κάμψη και εναλλασσόμενη στρέψη δίνεται από την εξίσωση:

$$\alpha_o = \frac{\sigma_{bw}}{\sqrt{3} \cdot \tau_w} \quad (5.41)$$

$$\alpha_o = \frac{260}{\sqrt{3} \cdot 180} = 0,834$$

– Υπολογισμός διαβαθμίσεων του ενδιάμεσου άξονα σε κάθε θέση.

• Καταπόνηση ενδιάμεσου άξονα στη θέση Ε (θέση ΟΤ₁):

Η θέση Ε καταπονείται σε στρέψη. Η προσωρινή διάμετρος του άξονα σε στρέψη στη θέση Ε υπολογίζεται ως εξής:

$$d_E = \sqrt[3]{\frac{M_{tE}}{0,1 \cdot \tau_{\varepsilon\pi}}} \quad (5.42)$$

Όπου M_{tE} : η στρεπτική ροπή στη θέση Ε

Η στρεπτική ροπή που ασκείται στη θέση Ε είναι η ροπή που ασκείται στον ΟΤ₁ και δίνεται από την παρακάτω εξίσωση.

$$M_{tE} = M_{tOT1} = 9.550 \frac{P_{OT1}}{n_{OT1}} \quad (5.43)$$

Όπου

$P_{OT1} = 0,713 \text{ kW}$: η ισχύς του ΟΤ₁ η οποία υπολογίστηκε στην παράγραφο 3.2 και $n_{OT1} = 1.200 \text{ RPM}$ ο αριθμός στροφών του ΟΤ₁

Με αντικατάσταση στην εξ. (5.43) έχουμε:

$$M_{tE} = 9.550 \frac{0,713}{1.200} \Rightarrow M_{tE} = 5,67 \text{ Nm}$$

Με αντικατάσταση στην εξ. (5.42) έχουμε:

$$d_E = \sqrt[3]{\frac{5,67 \cdot 10^3 \text{ Nmm}}{0,2 \cdot 26 \text{ N/mm}^2}} \Rightarrow d_E = 10,29 \text{ mm}$$

Όπως αναφέρθηκε και στο κεφάλαιο 3, σύμφωνα με τους κανονισμούς πρέπει να αυξήσουμε την διάμετρο του άξονα κατά το βάθος του σφηνοδρόμου. Οι σφήνες είναι τυποποιημένες ανάλογα με τη διάμετρο του άξονα. Για άξονες 17 έως 22 mm τοποθετείται σφήνα $6 \times 6 \text{ mm}$ με βάθος σφηνόδρομου $t_1 = 3,5 \text{ mm}$. Τοποθετούμε άξονα με διάμετρο $d_E = 20 \text{ mm}$, οπότε η ενεργός διάμετρος του κύριου άξονα στη θέση Ε είναι: $d_{E,ενεργός} = 20 - 3,5 = 16,5 \text{ mm} > 13,57 \text{ mm} \Rightarrow d_E = 20 \text{ mm}$

- Καταπόνηση ενδιάμεσου άξονα στη θέση Ζ (θέση εδράνου):

Η θέση Ζ καταπονείται σε κάμψη και στρέψη. Στη θέση αυτή η ροπή κάμψης είναι $M_{bZ} = 13,41 \text{ Nm}$ (παράγραφος 5.3.3). Η ροπή στρέψης στη θέση Ζ υπολογίζεται σύμφωνα με την παρακάτω εξίσωση:

$$M_{tZ} = 9.550 \frac{P_Z}{n_{ενδ.αξ.}} \quad (5.44)$$

Όπου

P_Z : η ισχύς στη θέση Ζ και $n_{ενδ.αξ.} = 1.200 \text{ RPM}$ ο αριθμός στροφών του ενδιάμεσου άξονα.

Η ισχύς στη θέση Ζ ισοδυναμεί με την ισχύ στη θέση Η (θέση τροχαλίας 2) αφαιρουμένων των απωλειών λόγω των εδράνων στις θέσεις Ζ και Θ. Οι απώλειες σε κάθε έδρανο λαμβάνονται ίσες με $\varepsilon_L = 1\%$ της ισχύος στη θέση Η. Η ισχύς στη θέση της τροχαλίας υπολογίστηκε στην παράγραφο 3.2 και είναι $P_{TP2} = 0,728 \text{ kW}$. Έτσι, η ισχύς στη θέση Ζ υπολογίζεται σύμφωνα με τη εξίσωση:

$$P_Z = P_H - 2 \cdot \varepsilon_L \cdot P_H = (1 - 2 \cdot \varepsilon_L) \cdot P_H \quad (5.45)$$

Με αντικατάσταση έχουμε:

$$P_Z = (1 - 2 \cdot 1\%) \cdot 0,728 \text{ kW} = 0,98 \cdot 0,728 \text{ kW} \Rightarrow P_Z = 0,713 \text{ kW}$$

Με αντικατάσταση στην εξ. (5.44) έχουμε:

$$M_{tZ} = 9.550 \frac{0,713}{1.200} \Rightarrow M_{tZ} = 5,67 \text{ Nm}$$

Υπολογίζουμε την ισοδύναμη ροπή κάμψης M_{vZ} σύμφωνα με την εξίσωση:

$$M_{vZ} = \sqrt{M_{bZ}^2 + 0,75 \cdot (a_o \cdot M_{tZ})^2} \quad (5.46)$$

Με αντικατάσταση προκύπτει:

$$M_{vZ} = \sqrt{13,41^2 + 0,75 \cdot (0,834 \cdot 5,67)^2} \Rightarrow M_{vZ} = 14,02 \text{ Nm}$$

Η προσωρινή διάμετρος του άξονα σε κάμψη και στρέψη στη θέση Z υπολογίζεται με βάση την ισοδύναμη ροπή κάμψης M_{vZ} και την επιτρεπόμενη τάση σε κάμψη $\sigma_{b,\varepsilon\pi}$ βάσει της εξίσωσης:

$$d_Z = \sqrt[3]{\frac{M_{vZ}}{0,1 \cdot \sigma_{b,\varepsilon\pi}}} \quad (5.47)$$

Με αντικατάσταση έχουμε:

$$d_Z = \sqrt[3]{\frac{14,02 \cdot 10^3 \text{ Nmm}}{0,1 \cdot 52 \text{ N/mm}^2}} = 13,92 \text{ mm}$$

Οπότε επιλέγεται διάμετρος άξονα στη θέση Z: $d_Z = 15 \text{ mm}$

- Καταπόνηση ενδιάμεσου άξονα στη θέση Η (θέση τροχαλίας):

Η θέση Η καταπονείται σε κάμψη και στρέψη. Στη θέση αυτή η ροπή κάμψης είναι $M_{bH} = 8,73 \text{ Nm}$, ενώ η ροπή στρέψης υπολογίζεται σύμφωνα με την παρακάτω εξίσωση:

$$M_{tH} = 9.550 \frac{P_H}{n_{\varepsilon\nu\delta.\alpha\xi.}} \quad (5.48)$$

Όπου

P_H : η ισχύς στη θέση Η και είναι η ισχύς της τροχαλίας 2 η οποία υπολογίστηκε στην παράγραφο 3.2 και είναι $P_{TP2} = 0,728 \text{ kW}$

Με αντικατάσταση στην εξ. (5.48) έχουμε:

$$M_{tH} = 9.550 \frac{0,728}{1.200} \Rightarrow M_{tH} = 5,79 \text{ Nm}$$

Υπολογίζουμε την ισοδύναμη ροπή κάμψης M_{vH} σύμφωνα με την εξίσωση:

$$M_{vH} = \sqrt{M_{bH}^2 + 0,75 \cdot (a_o \cdot M_{tH})^2} \quad (5.49)$$

Με αντικατάσταση έχουμε:

$$M_{vH} = \sqrt{8,73^2 + 0,75 \cdot (0,834 \cdot 5,79)^2} \Rightarrow M_{vH} = 9,68 \text{ Nm}$$

Η προσωρινή διάμετρος του άξονα σε κάμψη και στρέψη στη θέση Η υπολογίζεται με βάση την ισοδύναμη ροπή κάμψης M_{vH} και την επιτρεπόμενη τάση σε κάμψη $\sigma_{b,επ}$ βάσει της παρακάτω εξίσωσης:

$$d_H = \sqrt[3]{\frac{M_{vH}}{0,1 \cdot \sigma_{b,επ}}} \quad (5.50)$$

Με αντικατάσταση έχουμε:

$$d_H = \sqrt[3]{\frac{9,68 \cdot 10^3 \text{ Nmm}}{0,1 \cdot 52 \text{ N/mm}^2}} = 12,3 \text{ mm}$$

Οπότε επιλέγεται διάμετρος άξονα στη θέση Η: $d_H = 15 \text{ mm}$

• Καταπόνηση ενδιάμεσου άξονα στη θέση Θ (έδρανο):

Η θέση Θ καταπονείται μόνο σε στρέψη. Η προσωρινή διάμετρος του άξονα σε στρέψη στη θέση Θ υπολογίζεται ως εξής:

$$d_\theta = \sqrt[3]{\frac{M_{t\theta}}{0,1 \cdot \tau_{επ}}} \quad (5.51)$$

Όπου $M_{t\theta}$: η στρεπτική ροπή στη θέση Θ

Η στρεπτική ροπή που ασκείται στη θέση Θ είναι ίση με αυτή που ασκείται στη θέση Ζ, οπότε: $M_{t\theta} = 5,67 \text{ Nm}$

Με αντικατάσταση στην εξ. (5.49) έχουμε:

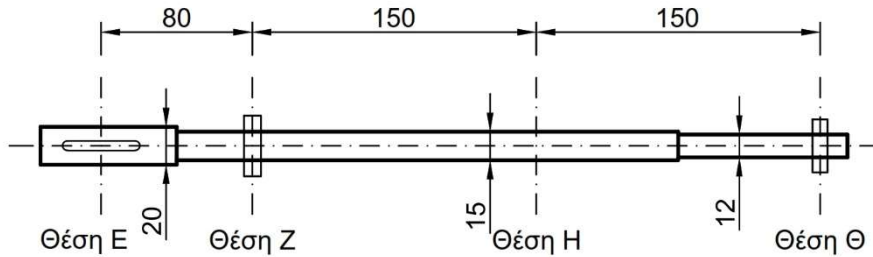
$$d_\theta = \sqrt[3]{\frac{5,67 \cdot 10^3 \text{ Nmm}}{0,2 \cdot 26 \text{ N/mm}^2}} \Rightarrow d_\theta = 10,29 \text{ mm}$$

Οπότε επιλέγεται διάμετρος άξονα στη θέση Θ: $d_\theta = 12 \text{ mm}$

Συνοψίζοντας οι διαβαθμίσεις του ενδιάμεσου άξονα είναι:

- Θέση οδοντωτού τροχού 1 (Ε) : $d_E = 20 \text{ mm}$
- Θέση εδράνου (Ζ) : $d_Z = 15 \text{ mm}$
- Θέση τροχαλίας 2 (Η) : $d_H = 15 \text{ mm}$
- Θέση εδράνου(Θ) : $d_\Theta = 12 \text{ mm}$

Στο Σχ. 5.28 φαίνεται η τελική μορφή του ενδιάμεσου άξονα του τόνου σύμφωνα με τις υπολογισθείσες διαβαθμίσεις.



Σχήμα 5.28: Διαβαθμίσεις ενδιάμεσου άξονα τόνου. (κλίμακα 1:4)

5.2.5 Έλεγχος ενδιάμεσου άξονα σε δυναμική καταπόνηση

– Μέγιστες ροπές στον άξονα

Η αντοχή του ενδιάμεσου άξονα θα ελεγχθεί για δυναμική καταπόνηση στη δυσμενέστερη θέση, η οποία είναι η θέση Ζ. Στην θέση αυτή ο άξονας έχει διάμετρο $d_Z = 15 \text{ mm}$ και υπάρχουν οι εξής φορτίσεις:

Μέγιστη ροπή κάμψης (εναλλασσόμενη): $M_{bZ} = 13,41 \text{ N} \cdot \text{m}$

Μέγιστη ροπή στρέψης (εναλλασσόμενη): $M_{tZ} = 5,67 \text{ N} \cdot \text{m}$

– Τάσεις άξονα στη θέση Ζ

Τάση κάμψης

Η μέγιστη τάση κάμψης στη θέση Ζ υπολογίζεται με βάση την μέγιστη καμπτική ροπή M_{bZ} και την διάμετρο του άξονα στη θέση Ζ εφαρμόζοντας τον τύπο:

$$\sigma_b = \frac{M_{bZ}}{0,1 \cdot d_Z^3} \quad (5.52)$$

Αντικαθιστώντας τις τιμές των παραμέτρων στην εξ. (5.52) προκύπτει:

$$\sigma_b = \frac{13,41 \cdot 10^3 \text{ Nmm}}{0,1 \cdot (15 \text{ mm})^3} \Rightarrow \sigma_b = 39,73 \text{ N/mm}^2$$

Τάση στρέψης

Η τάση στρέψης υπολογίζεται με βάση την ροπή στρέψης M_{tZ} και την διάμετρο του άξονα στη θέση Z εφαρμόζοντας η παρακάτω εξίσωση:

$$\tau = \frac{M_{tZ}}{0,2 \cdot d_Z^3} \quad (5.53)$$

Αντικαθιστώντας τις τιμές των παραμέτρων προκύπτει:

$$\tau = \frac{5,67 \cdot 10^3 \text{ N} \cdot \text{mm}}{0,2 \cdot (15 \text{ mm})^3} \Rightarrow \tau = 8,4 \text{ N/mm}^2$$

Σύμφωνα με τους παραπάνω υπολογισμούς και λαμβάνοντας υπόψη ότι για δυναμική φόρτιση σε εναλλασσόμενη κάμψη και εναλλασσόμενη στρέψη βρίσκουμε τη μέση τιμή και την απόκλιση της κάθε τάσης, ως εξής:

Για κάμψη

Μέση τάση: $\sigma_{bm} = 0 \text{ N/mm}^2$

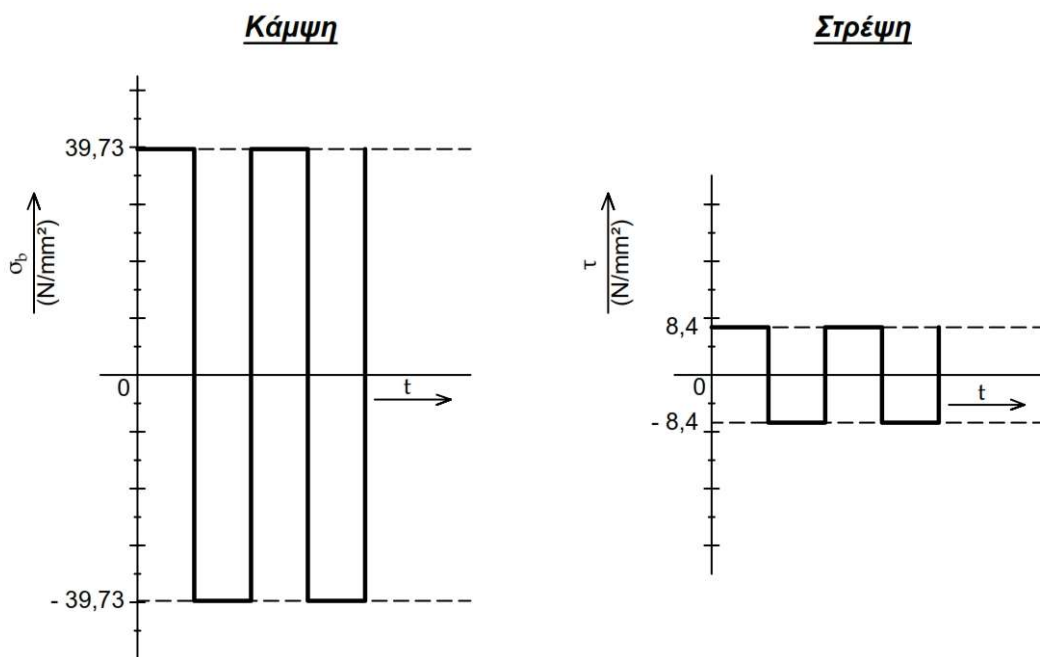
Απόκλιση τάσης: $\sigma_{ba} = 39,73 \text{ N/mm}^2$

Για στρέψη

Μέση τάση: $\tau_m = 0 \text{ N/mm}^2$

Απόκλιση τάσης: $\tau_a = 8,4 \text{ N/mm}^2$

Στο Σχ. 5.29 παρουσιάζεται τα διαγράμματα δυναμικής καταπόνησης του ενδιάμεσου άξονα στη θέση Z σε εναλλασσόμενη κάμψη και εναλλασσόμενη στρέψη.



Σχήμα 5.29: Διαγράμματα δυναμικής καταπόνησης του ενδιάμεσου άξονα σε εναλλασσόμενη κάμψη και εναλλασσόμενη στρέψη στη θέση Z.

– Συντελεστές μείωσης δυναμικής αντοχής

Συντελεστές επιφανειακής κατάστασης α_{ob} και α_{ot}

Για μέση τραχύτητα $R = 6 - 8 \mu m$ και όριο θραύσης του χάλυβα St50 $\sigma_B = 500 N/mm^2$ από το διάγραμμα του Σχ.5.13 προκύπτει ο συντελεστής α_{ob} για κάμψη. Ο συντελεστής α_{ot} για στρέψη υπολογίζεται με κατάλληλη σχέση με βάση τον συντελεστή της κάμψης.

Για κάμψη: $\alpha_{ob} = 0,92$

Για στρέψη: $\alpha_{ot} = 0,575 \cdot \alpha_{ob} + 0,425 = 0,575 \cdot 0,92 + 0,425 = 0,954$

Συντελεστές μεγέθους α_{gb} και α_{gt}

Από το διάγραμμα του Σχ. 5.14 για διάμετρο άξονα $d_z = 15 mm$ βρίσκουμε:

Για κάμψη: $\alpha_{gb} = 0,94$

Για στρέψη: $\alpha_{gt} = 0,98$

Συντελεστές εγκοπής (διαβαθμίσεων άξονα) β_{kb} και β_{kt}

Από τα Σχ.5.15 και Σχ. 5.16 για λόγο διαμέτρων $D/d = 20/15 = 1,33$ και λόγο καμπυλότητας $r/d = 0,03$ βρίσκουμε τους συντελεστές εγκοπής β_{kb} και β_{kt} :

Για κάμψη: $\beta_{kb} = 1,61$

Για στρέψη: $\beta_{kt} = 1,48$

Με βάση τα παραπάνω υπολογίζουμε τους συνολικούς συντελεστές μείωσης της δυναμικής αντοχής για κάμψη και στρέψη αντίστοιχα, συνεπώς έχουμε:

Για κάμψη

$$f_b = \frac{\alpha_{ob} \cdot \alpha_{gb}}{\beta_{kb}} \quad (5.54)$$

Αντικαθιστώντας έχουμε:

$$f_b = \frac{0,92 \cdot 0,94}{1,61} \Rightarrow f_b = 0,537$$

Για στρέψη

$$f_t = \frac{\alpha_{ot} \cdot \alpha_{gt}}{\beta_{kt}} \quad (5.55)$$

Αντικαθιστώντας έχουμε:

$$f_t = \frac{0,954 \cdot 0,98}{1,48} \Rightarrow f_t = 0,632$$

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

Λόγω της σύνθετης καταπόνησης σε κάμψη και στρέψη ο έλεγχος της δυναμικής αντοχής θα γίνει μέσω των ισοδύναμων τάσεων. Για τον υπολογισμό της

ισοδύναμης τάσης αποκλίσεως απαιτείται να βρεθούν οι τιμές σ_{AG} και τ_{AG} για κάμψη και στρέψη αντίστοιχα. Οι τιμές αυτές είναι οριακές τιμές και προκύπτουν ανάλογα με τη μορφή των καταπονήσεων και με βάση την δυναμική αντοχή σ_A και τ_A του χάλυβα St50, όπως αυτή υπολογίζεται από τα διαγράμματα “Smith”. Για την περίπτωση της εναλλασσόμενης κάμψης τίθεται $\sigma_A = \sigma_{bw} = 260 \text{ N/mm}^2$ και για την περίπτωση της εναλλασσόμενης στρέψης $\tau_A = \tau_w = 180 \text{ N/mm}^2$.

Στη συνέχεια για τον υπολογισμό των επιτρεπόμενων τιμών σ_{AG} και τ_{AG} λαμβάνονται υπόψη οι συντελεστές μείωσης δυναμικής αντοχής

Για κάμψη

$$\sigma_{AG} = f_b \cdot \sigma_A \quad (5.56)$$

$$\sigma_{AG} = 0,537 \cdot 260 \text{ N/mm}^2 \Rightarrow \sigma_{AG} = 139,62 \text{ N/mm}^2$$

Για στρέψη

$$\tau_{AG} = f_t \cdot \tau_A \quad (5.57)$$

$$\tau_{AG} = 0,632 \cdot 180 \text{ N/mm}^2 \Rightarrow \tau_{AG} = 113,76 \text{ N/mm}^2$$

– Ισοδύναμες τάσεις

Οι τιμές των ισοδύναμων τάσεων για την θέση Z υπολογίζονται με τις παρακάτω σχέσεις ως εξής:

Ισοδύναμη μέση τάση

$$\sigma_{vm} = \sqrt{\sigma_{bm}^2 + \left(\frac{\sigma_{bs}}{\tau_s}\right)^2 \cdot \tau_m^2} = 0 \quad (5.58)$$

Όπου για $\sigma_{bm} = \tau_m = 0$, έχουμε $\sigma_{vm} = 0$

Ισοδύναμη τάση αποκλίσεως

$$\sigma_{va} = \sqrt{\sigma_{ba}^2 + \left(\frac{\sigma_{AG}}{\tau_{AG}}\right)^2 \cdot \tau_a^2} \quad (5.59)$$

$$\sigma_{va} = \sqrt{39,73^2 + \left(\frac{139,62}{113,76}\right)^2 \cdot 8,4^2} \Rightarrow \sigma_{va} = 41,05 \text{ N/mm}^2$$

– Συντελεστής ασφάλειας

Για τον έλεγχο της δυναμικής αντοχής του ενδιάμεσου άξονα στη θέση Z εφαρμόζουμε την ισοδύναμη μέση τάση $\sigma_{vm} = 0 \text{ N/mm}^2$ στο διάγραμμα “Smith” της κάμψης και βρίσκουμε ότι η τιμή της δυναμικής αντοχής είναι:

$$\sigma_{A'} = 260 \text{ N/mm}^2$$

Η τιμή αυτή μειώνεται με τον συνολικό συντελεστή μείωσης f_b για κάμψη και προκύπτει η ονομαστική τιμή σ_{NA} της δυναμικής αντοχής ως εξής:

$$\sigma_{NA} = f_b \cdot \sigma_{A'} \quad (5.60)$$

$$\sigma_{NA} = 0,537 \cdot 260 \text{ N/mm}^2 \Rightarrow \sigma_{NA} = 139,62 \text{ N/mm}^2$$

Κατόπιν αυτού, ο υπάρχων συντελεστής ασφαλείας N του ενδιάμεσου άξονα υπολογίζεται με την εξίσωση:

$$N = \frac{\sigma_{NA}}{\sigma_{va}} \quad (5.61)$$

$$N = \frac{139,62 \text{ N/mm}^2}{41,05 \text{ N/mm}^2} \Rightarrow N = 3,4$$

Ο συντελεστής ασφάλειας που προέκυψε είναι αποδεκτός, διότι η τιμή που βρήκαμε θεωρείται ικανοποιητική λαμβάνοντας υπόψη ότι η συνήθης τιμή αυτού του συντελεστή στις πρακτικές εφαρμογές λαμβάνεται μεταξύ 2 και 3.

5.2.6 Έδρανα κύλισης ενδιάμεσου άξονα

Ο ενδιάμεσος άξονας στηρίζεται σε δύο σφαιρικά έδρανα κυλίσεως (ρουλεμάν) στις θέσεις Z και H. Οι διάμετροι του άξονα στις θέσεις των εδράνων Z και Θ θα βρεθούν με κριτήριο το απαιτούμενο δυναμικό φορτίο που θα υπολογίσουμε για κάθε έδρανο.

– Έδρανο στη θέση Z

Πρώτα θα πρέπει να προσδιοριστεί το ισοδύναμο δυναμικό φορτίο του εδράνου Z λαμβάνοντας υπόψη μας την μεγαλύτερη ακτινική δύναμη στη θέση Z (ακτινικό φορτίο εδράνου) που προέκυψε παραπάνω. Η τιμή αυτή είναι η αντίδραση στη θέση Z που υπολογίστηκε κατά την ανάλυση των φορτίων στον άξονα και είναι η $F_Z = 224,09 \text{ N}$. Αξίζει να σημειωθεί ότι δεν παρουσιάζεται αξονικό φορτίο στο έδρανο. Συνεπώς έχουμε:

$$\text{Ακτινικό φορτίο: } F_r = F_Z = 224,09 \text{ N}$$

$$\text{Αξονικό φορτίο: } F_a = 0$$

Το ισοδύναμο δυναμικό φορτίο είναι ίσο με:

$$P = XF_r = F_r = 224,09 \text{ N} \quad (5.62)$$

Συντελεστής ταχύτητας εδράνου Z

Ο ενδιάμεσος άξονας περιστρέφεται με $n = 1.200 \text{ RPM}$. Ο συντελεστής ταχύτητας f_n του εδράνου υπολογίζεται χρησιμοποιώντας την εξίσωση:

$$f_n = \sqrt[3]{\frac{33 + 1/3}{n}} \quad (5.63)$$

$$f_n = \sqrt[3]{\frac{33 + 1/3}{1.200}} = 0,3$$

Συντελεστής διάρκειας ζωής εδράνου Z

Η επιθυμητή διάρκεια ζωής των εδράνων λαμβάνεται από τον Πίν. 5.4 για μικρούς ηλεκτροκινητήρες ισχύος μέχρι 4 kW, ίση με 10.000 h. Ο συντελεστής διάρκειας ζωής f_L του εδράνου προκύπτει χρησιμοποιώντας την εξίσωση:

$$f_L = \sqrt[3]{\frac{L_h}{500}} \quad (5.64)$$

$$f_L = \sqrt[3]{\frac{10.000}{500}} = 2,71$$

Συντελεστής θερμοκρασίας λειτουργίας του εδράνου Z

Ο συντελεστής θερμοκρασίας λειτουργίας του εδράνου, f_t , λαμβάνεται ίσος με την μονάδα για θερμοκρασία $t = 150^\circ\text{C}$, δηλαδή: $f_t = 1$.

Απαιτούμενο δυναμικό φορτίο εδράνου Z

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

$$C = P \frac{f_L}{f_n \cdot f_t} \quad (5.65)$$

Με αντικατάσταση έχουμε:

$$C = 224,09 \text{ N} \frac{2,71}{0,3 \cdot 1} = 2.024 \text{ N} \Rightarrow C = 2,02 \text{ KN}$$

Από τον Πίν.5.5 εκλέγουμε έδρανο της σειράς 60 με κωδικό 6002 και εσωτερική διάμετρο $d = 15 \text{ mm}$. Παρατηρούμε ότι το έδρανο που επιλέξαμε έχει δυναμικό φορτίο $C = 5,6 \text{ KN} > 2,02 \text{ KN}$, το οποίο είναι μεγαλύτερο από το απαιτούμενο δυναμικό φορτίο. Συμπεραίνουμε ότι η επιλογή του σφαιρικού εδράνου 6002 είναι αποδεκτή. Τα στοιχεία του εδράνου που εκλέξαμε είναι τα εξής:

$$d = 15 \text{ mm}, D = 32 \text{ mm}, B = 9 \text{ mm}$$

– Έδρανο στη θέση Θ

Με τον ίδιο τρόπο που υπολογίστηκε το έδρανο στη θέση Ζ θα υπολογιστεί και το έδρανο στη θέση Θ. Η μεγαλύτερη ακτινική δύναμη στη θέση Θ (ακτινικό φορτίο εδράνου) όπως υπολογίστηκε είναι $F_r = F_\theta = 58,18 \text{ N}$.

Συνεπώς, το ισοδύναμο δυναμικό φορτίο είναι ίσο με:

$$P = XF_r = F_r = 58,18 \text{ N} \quad (5.66)$$

Απαιτούμενο δυναμικό φορτίο εδράνου Θ

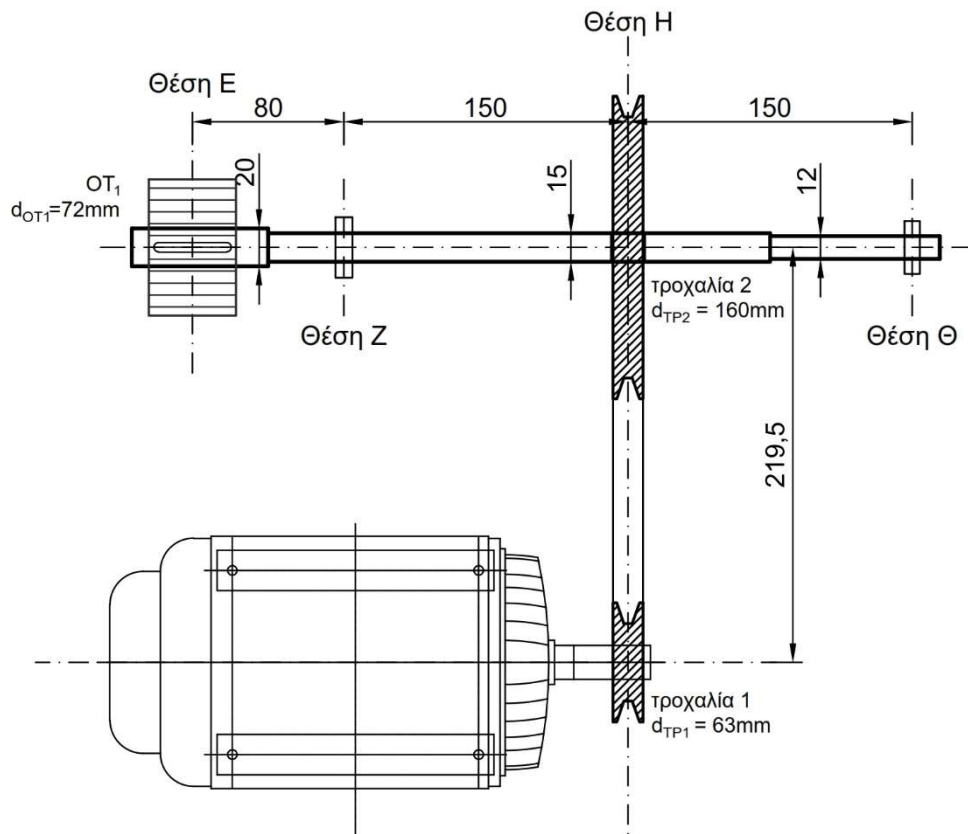
Το απαιτούμενο δυναμικό φορτίο C του εδράνου λαμβάνεται από την εξ. (5.65), ήτοι:

$$C = 58,18 \text{ N} \frac{2,71}{0,3 \cdot 1} = 526 \text{ N} \Rightarrow C = 0,53 \text{ KN}$$

Από τον Πίν.5.5 εκλέγουμε έδρανο της σειράς 60 με κωδικό 6001 και εσωτερική διάμετρο $d = 12 \text{ mm}$. Παρατηρούμε ότι το έδρανο που επιλέξαμε έχει δυναμικό φορτίο $C = 5,1 \text{ KN} > 0,53 \text{ KN}$, το οποίο είναι μεγαλύτερο από το απαιτούμενο δυναμικό φορτίο. Συμπεραίνουμε ότι η επιλογή του σφαιρικού εδράνου 6001 είναι αποδεκτή. Τα στοιχεία του εδράνου που εκλέξαμε είναι τα εξής:

$$d = 12 \text{ mm}, D = 28 \text{ mm}, B = 8 \text{ mm}$$

Στο Σχ. 5.30 παρουσιάζεται η τελική διαμόρφωση του ενδιάμεσου άξονα του τόννου με τις διαβαθμίσεις του άξονα καθώς και με τα έδρανα κύλισης που επιλέγονται.



Σχήμα 5.30: Τελική διαμόρφωση του ενδιάμεσου άξονα του τόνου. (κλίμακα 1:4)

ΣΥΜΠΕΡΑΣΜΑΤΑ

Αντικείμενο της παρούσας πτυχιακής εργασίας με τίτλο «Υπολογισμός Στοιχείων Κίνησης Μικρού Τόρνου Ξύλων» είναι η μελέτη των στοιχείων μηχανής ενός τυπικού τόρνου για ξύλο. Τα στοιχεία που υπολογίζονται είναι η ιμαντοκίνηση, οι οδοντωτοί τροχοί, οι άξονες, και τα έδρανα κύλισης.

Βασική σχεδιαστική απαίτηση ήταν η δυνατότητα ρύθμισης των στροφών του τσοκ από το χρήστη, το οποίο επιτυγχάνεται μέσω χρήσης οδοντωτών τροχών. Ο χρήστης δύναται αλλάζοντας το ζεύγος των οδοντωτών τροχών να μεταβάλλει τη συνολική σχέση μετάδοσης, και άρα τις στροφές του τσοκ.

Σαν κινητήρας χρησιμοποιείται ένας ηλεκτροκινητήρας των 0,75 kW στις 3000 RPM. Η μετάδοση κίνησης μεταξύ του ηλεκτροκινητήρα και του ενδιάμεσου άξονα του τόρνου γίνεται μέσω ιμαντοκίνησης.

Το υλικό των αξόνων είναι χάλυβας St50, οι τροχαλίες έχουν κατασκευαστεί από χυτοσίδηρο, ενώ τα γρανάζια από σκληρυμένο χάλυβα σε βάθος (βελτιωμένος και βαμμένος).

Στην εργασία προέκυψαν τα εξής συμπεράσματα:

– Αρχικά υπολογίστηκε ιμαντοκίνηση. Πιο συγκεκριμένα χρησιμοποιούνται δύο τροχαλίες διαμέτρων 63mm και 160mm στον ηλεκτροκινητήρα και τον ενδιάμεσο άξονα αντίστοιχα και ένας ελαστικός υφασμάτινος μικροτραπεζοειδής ιμάντας τύπου SPZ εμπλουτισμένος με ενισχυτικά νήματα βουλκανιζαρισμένα με τα εξής χαρακτηριστικά:

- Μήκος ιμάντα : $L_w = 800 \text{ mm}$
- Απόσταση αξόνων τροχαλιών : $\alpha = 219,5 \text{ mm}$
- Μεγάλο πλάτος τραπεζίου : $b = 9,7 \text{ mm}$
- Ύψος διατομής (= πάχος ιμάντα, s) : $h = 8 \text{ mm}$
- Γωνία αύλακος για διάμετρο μικρής τροχαλίας : $\alpha = 34^\circ$
- Μικρό πλάτος τραπεζίου : $b_\mu = 4,8 \text{ mm}$
- Επιφάνεια διατομής : $A = 58 \text{ mm}^2$
- Συντελεστής τριβής : $\mu = 0,5$
- Μέτρο ελαστικότητας σε κάμψη : $E_b = 50 \text{ N/mm}^2$
- Πυκνότητα υλικού : $\rho = 1,2 \text{ kg/dm}^3$
- Επιτρεπόμενη τάση εφελκυσμού : $\sigma_{\varepsilon\pi} = 9 \text{ N/mm}^2$

– Μελετήθηκαν πέντε ζεύγη οδοντωτών τροχών τα οποία όταν τοποθετούνται στο σύστημα των δύο αξόνων δημιουργούν διαφορετικές σχέσεις μετάδοσης της κίνησης και έχουν ως αποτέλεσμα να λειτουργεί το τσοκ του τόρνου με ταχύτητες μεταξύ 514,36 – 1799,1 RPM. Η απόσταση μεταξύ του κύριου και του

ενδιάμεσου άξονα είναι σταθερή για όλα τα ζεύγη των οδοντωτών τροχών και ίση με $a_d = 120 \text{ mm}$.

Στον παρακάτω πίνακα παρουσιάζονται συγκεντρωτικά τα ζεύγη των οδοντωτών τροχών που μελετήθηκαν, η μετάδοση κίνησης που πραγματοποιείται καθώς και η ταχύτητα που επιτυγχάνεται στο τσοκ.

α/α	Ζεύγη οδοντωτών τροχών μελέτης		Σχέση μετάδοσης	Αριθμός στροφών στο τσοκ RPM
	Οδοντωτός τροχός ενδιάμεσου άξονα	Οδοντωτός τροχός κύριου άξονα (τσοκ)		
1	OT ₁	OT ₂	2,333	514,36
2	OT ₃	OT ₄	2	600
3	OT ₅	OT ₆	1,5	800
4	OT ₇	OT ₈	1	1.200
5	OT ₉	OT ₁₀	0,667	1.799,1

Παρακάτω παρουσιάζονται, σε μορφή πινάκων, τα χαρακτηριστικά μεγέθη των οδοντωτών τροχών κάθε ζεύγους που υπολογίστηκαν στην παρούσα μελέτη.

1^ο Ζεύγος: OT₁ – OT₂

Σχέση μετάδοσης: $i_1 = 2,333$		
<ul style="list-style-type: none"> ○ Module: $m = 4$ ○ Ύψος κεφαλής: $h_k = m = 4 \text{ mm}$ ○ Ύψος πόδα: $h_f = 1,25m = 1,25 \cdot 4 = 5 \text{ mm}$ ○ Ύψος οδόντα: $h = h_k + h_f = 4 + 5 = 9 \text{ mm}$ 		
Στοιχεία Οδοντωτού τροχού OT ₁		
Αρχική διάμετρος	d_{01}	72 mm
Διάμετρος κεφαλής	$d_{k1} = d_{01} + 2h_k$	80 mm
Διάμετρος πόδα	$d_{f1} = d_{01} - 2h_f$	62 mm
Διάμετρος κύκλου επαπτόμενου στη γραμμή επαφών	$d_{b1} = d_{01} \cos a$	67,66 mm
Αριθμός δοντιών	z_1	18
Πλάτος τροχού	b_1	46 mm
Στοιχεία Οδοντωτού τροχού OT ₂		
Αρχική διάμετρος	d_{02}	168 mm
Διάμετρος κεφαλής	$d_{k2} = d_{02} + 2h_k$	176 mm
Διάμετρος πόδα	$d_{f2} = d_{02} - 2h_f$	158 mm
Διάμετρος κύκλου επαπτόμενου στη γραμμή επαφών	$d_{b2} = d_{02} \cos a$	157,87 mm
Αριθμός δοντιών	z_2	42
Πλάτος τροχού	b_2	41 mm

2^ο Ζεύγος: $OT_3 - OT_4$

Σχέση μετάδοσης: $i_2 = 2$		
<ul style="list-style-type: none"> ○ Module: $m = 4$ ○ Ύψος κεφαλής: $h_k = m = 4 \text{ mm}$ ○ Ύψος πόδα: $h_f = 1,25m = 1,25 \cdot 4 = 5 \text{ mm}$ ○ Ύψος οδόντα: $h = h_k + h_f = 4 + 5 = 9 \text{ mm}$ 		
Στοιχεία Οδοντωτού τροχού OT_3		
Αρχική διάμετρος	d_{03}	80 mm
Διάμετρος κεφαλής	$d_{k3} = d_{03} + 2h_k$	88 mm
Διάμετρος πόδα	$d_{f3} = d_{03} - 2h_f$	70 mm
Διάμετρος κύκλου επαπτόμενου στη γραμμή επαφών	$d_{b3} = d_{03} \cos a$	75,18 mm
Αριθμός δοντιών	z_3	20
Πλάτος τροχού	b_3	48 mm
Στοιχεία Οδοντωτού τροχού OT_4		
Αρχική διάμετρος	d_{04}	160 mm
Διάμετρος κεφαλής	$d_{k4} = d_{04} + 2h_k$	105,168 mm
Διάμετρος πόδα	$d_{f4} = d_{04} - 2h_f$	150 mm
Διάμετρος κύκλου επαπτόμενου στη γραμμή επαφών	$d_{b4} = d_{04} \cos a$	150,35 mm
Αριθμός δοντιών	z_4	40
Πλάτος τροχού	b_4	43 mm

3^ο Ζεύγος: $OT_5 - OT_6$

Σχέση μετάδοσης: $i_3 = 1,5$		
<ul style="list-style-type: none"> ○ Module: $m = 4$ ○ Ύψος κεφαλής: $h_k = m = 4 \text{ mm}$ ○ Ύψος πόδα: $h_f = 1,25m = 1,25 \cdot 4 = 5 \text{ mm}$ ○ Ύψος οδόντα: $h = h_k + h_f = 4 + 5 = 9 \text{ mm}$ 		
Στοιχεία Οδοντωτού τροχού OT_5		
Αρχική διάμετρος	d_{05}	96 mm
Διάμετρος κεφαλής	$d_{k5} = d_{05} + 2h_k$	104 mm
Διάμετρος πόδα	$d_{f5} = d_{05} - 2h_f$	86 mm
Διάμετρος κύκλου επαπτόμενου στη γραμμή επαφών	$d_{b5} = d_{05} \cos a$	90,21 mm
Αριθμός δοντιών	z_5	24
Πλάτος τροχού	b_5	49 mm
Στοιχεία Οδοντωτού τροχού OT_6		
Αρχική διάμετρος	d_{06}	144 mm
Διάμετρος κεφαλής	$d_{k6} = d_{06} + 2h_k$	152 mm
Διάμετρος πόδα	$d_{f6} = d_{06} - 2h_f$	134 mm
Διάμετρος κύκλου επαπτόμενου στη γραμμή επαφών	$d_{b6} = d_{06} \cos a$	135,32 mm
Αριθμός δοντιών	z_6	36
Πλάτος τροχού	b_6	44 mm

4^ο Ζεύγος: $OT_7 - OT_8$

Σχέση μετάδοσης: $i_4 = 1$		
<ul style="list-style-type: none"> ○ Module: $m = 4$ ○ Ύψος κεφαλής: $h_k = m = 4 \text{ mm}$ ○ Ύψος πόδα: $h_f = 1,25m = 1,25 \cdot 4 = 5 \text{ mm}$ ○ Ύψος οδόντα: $h = h_k + h_f = 4 + 5 = 9 \text{ mm}$ 		
Στοιχεία Οδοντωτών τροχών OT_7		
Αρχική διάμετρος	d_{07}	120 mm
Διάμετρος κεφαλής	$d_{k7} = d_{07} + 2h_k$	128 mm
Διάμετρος πόδα	$d_{f7} = d_{07} - 2h_f$	110 mm
Διάμετρος κύκλου επαπτόμενου στη γραμμή επαφών	$d_{b7} = d_{07} \cos a$	112,76 mm
Αριθμός δοντιών	z_7	30
Πλάτος τροχού	b_7	54 mm
Στοιχεία Οδοντωτού τροχού OT_8		
Αρχική διάμετρος	d_{08}	120 mm
Διάμετρος κεφαλής	$d_{k8} = d_{08} + 2h_k$	128 mm
Διάμετρος πόδα	$d_{f8} = d_{08} - 2h_f$	110 mm
Διάμετρος κύκλου επαπτόμενου στη γραμμή επαφών	$d_{b8} = d_{08} \cos a$	112,76 mm
Αριθμός δοντιών	z_8	30
Πλάτος τροχού	b_8	49 mm

5^ο Ζεύγος: $OT_9 - OT_{10}$

Σχέση μετάδοσης: $i_5 = 0,667$		
<ul style="list-style-type: none"> ○ Module: $m = 4$ ○ Ύψος κεφαλής: $h_k = m = 4 \text{ mm}$ ○ Ύψος πόδα: $h_f = 1,25m = 1,25 \cdot 4 = 5 \text{ mm}$ ○ Ύψος οδόντα: $h = h_k + h_f = 4 + 5 = 9 \text{ mm}$ 		
Στοιχεία Οδοντωτού τροχού OT_9		
Αρχική διάμετρος	d_{09}	144 mm
Διάμετρος κεφαλής	$d_{k9} = d_{09} + 2h_k$	152 mm
Διάμετρος πόδα	$d_{f9} = d_{09} - 2h_f$	134 mm
Διάμετρος κύκλου επαπτόμενου στη γραμμή επαφών	$d_{b9} = d_{09} \cos a$	135,32 mm
Αριθμός δοντιών	z_9	36
Πλάτος τροχού	b_9	49 mm
Στοιχεία Οδοντωτού τροχού OT_{10}		
Αρχική διάμετρος	d_{010}	96 mm
Διάμετρος κεφαλής	$d_{k10} = d_{010} + 2h_k$	104 mm
Διάμετρος πόδα	$d_{f10} = d_{010} - 2h_f$	86 mm
Διάμετρος κύκλου επαπτόμενου στη γραμμή επαφών	$d_{b10} = d_{010} \cos a$	90,21 mm
Αριθμός δοντιών	z_{10}	24
Πλάτος τροχού	b_{10}	44 mm

– Πραγματοποιήθηκε ανάλυση των αξόνων του τόνου για τον καθορισμό της διαβάθμισης των διατομών τους. Πραγματοποιήθηκε ανάλυση σε δυναμική καταπόνηση εναλλασσόμενης κάμψης και εναλλασσόμενης στρέψης στη διατομή με τα δυσμενέστερα εντατικά μεγέθη σε κάθε άξονα όπου ελέγχθηκε ότι η αντοχή των αξόνων είναι ικανοποιητική. Η διαβάθμιση κάθε άξονα είναι:

○ Κύριος άξονας τόνου (άξονας τσοκ)

- Θέση οδοντωτού τροχού 2(A) : $d_A = 20 \text{ mm}$
- Θέση εδράνου (B) : $d_B = 17 \text{ mm}$
- Θέση εδράνου (Γ) : $d_\Gamma = 17 \text{ mm}$
- Θέση τσοκ (Δ) : $d_\Delta = 15 \text{ mm}$

○ Ενδιάμεσος άξονας

- Θέση οδοντωτού τροχού 1(E) : $d_E = 20 \text{ mm}$
- Θέση εδράνου (Z) : $d_Z = 15 \text{ mm}$
- Θέση τροχαλίας 2 (H) : $d_H = 15 \text{ mm}$
- Θέση εδράνου(Θ) : $d_\Theta = 12 \text{ mm}$

– Τέλος επιλέχθηκαν έδρανα κύλισης των αξόνων ως εξής:

○ Κύριος άξονας τόνου (άξονας τσοκ)

- Θέση (B) : σφαιρικό έδρανο κύλισης με κωδικό 6003 και στοιχεία $d = 17 \text{ mm}$, $D = 35 \text{ mm}$, $B = 10 \text{ mm}$, $C = 6 \text{ KN}$
- Θέση (Γ) : σφαιρικό έδρανο κύλισης με κωδικό 6003 και στοιχεία $d = 17 \text{ mm}$, $D = 35 \text{ mm}$, $B = 10 \text{ mm}$, $C = 6 \text{ KN}$

○ Ενδιάμεσος άξονας

- Θέση (Z) : σφαιρικό έδρανο κύλισης με κωδικό 6002 και στοιχεία $d = 15 \text{ mm}$, $D = 32 \text{ mm}$, $B = 9 \text{ mm}$, $C = 5,6 \text{ KN}$
- Θέση (Θ) : σφαιρικό έδρανο κύλισης με κωδικό 6001 και στοιχεία $d = 12 \text{ mm}$, $D = 28 \text{ mm}$, $B = 8 \text{ mm}$, $C = 5,1 \text{ KN}$

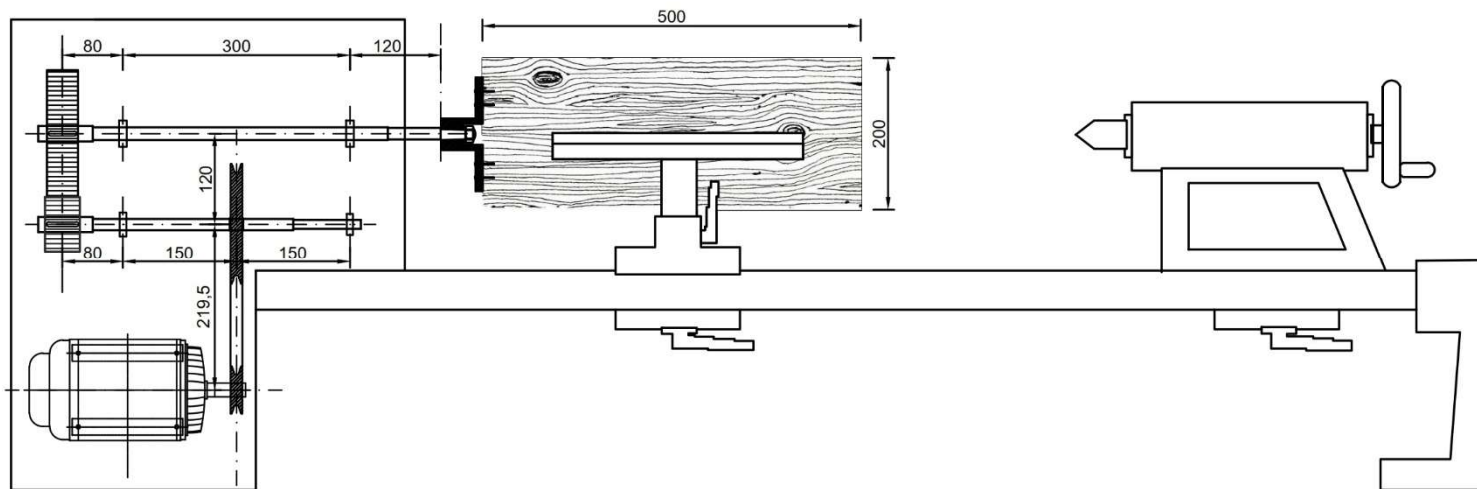
ΒΙΒΛΙΟΓΡΑΦΙΑ

1. Βούλγαρης Μελέτιος, «Εργαλειομηχανές Ι», Ευρωπαϊκές Τεχνολογικές Εκδόσεις, Αθήνα .2007
2. Γεωργίου Αντώνιος, «Τεχνολογία κατεργασίας ξύλου με μηχανήματα ΙΙ – σημειώσεις θεωρίας», Τμήμα Τεχνολογίας Ξύλου & Σχεδιασμού Επίπλου, Τ.Ε.Ι. Λάρισας, Καρδίτσα 2004.
3. Γιαννόπουλος Ανδρέας, «Στοιχεία Μηχανών Ι, Οδηγός Επίλυσης Ασκήσεων Πράξης», Εκδόσεις ΙΩΝ, Αθήνα 2011.
4. Λαζαρίδης Λάζαρος, «Μηχανουργική τεχνολογία - Εργαλειομηχανές», Ίδρυμα Ευγενίδου, 1990.
5. Μανσούρ Γκαμπριέλ, Σαλονικίδου Αγγελική, «Μηχανουργική Τεχνολογία Ι – Κατεργασίες Κοπής», Ινστιτούτο Τεχνολογίας Υπολογιστών και Εκδόσεων «ΔΙΟΦΑΝΤΟΣ», 2013
6. Μπιρμπίλης Δημήτριος, «Εργαστηριακές Σημειώσεις - Ιδιότητες Ξύλου», Τμήμα Σχεδιασμού και Τεχνολογίας Ξύλου, Τ.Ε.Ι. Λάρισας, 2012.
7. Μπότσαρης Παντελής, «Τεχνολογία Παραγωγής Ι – Διδακτικές Σημειώσεις», Δημοκρίτειο Πανεπιστήμιο Θράκης, 2008.
8. Παπαδόπουλος Χρήστος, «Στοιχεία Μηχανών», 2η έκδοση, Εκδόσεις Τζιόλα, 2016.
9. Στεργίου Ιωάννης & Στεργίου Κωνσταντίνος, «Στοιχεία Μηχανών Ι», Εκδόσεις Σύγχρονη Εκδοτική, Αθήνα 2003.
10. Στεργίου Ιωάννης & Στεργίου Κωνσταντίνος, «Στοιχεία Μηχανών ΙΙ», Εκδόσεις Σύγχρονη Εκδοτική, Αθήνα 2002.
11. Χονδρός Θωμάς, «Ιστορία της Τεχνολογίας – Διδακτικές Σημειώσεις», Πανεπιστήμιο Πατρών, 2012.
12. Oberg Erik, “Machinery Handbook”, Industrial Press, 2012.
13. Shigley, Joseph Edward, “Shigley's mechanical engineering design”, Tata McGraw-Hill Education, 2011.
14. <https://www.amazon.com>
15. <https://docplayer.gr/7155389-Ergaleiomihanes-kopis.html>
16. <https://engineering.utm.my/mechanical>

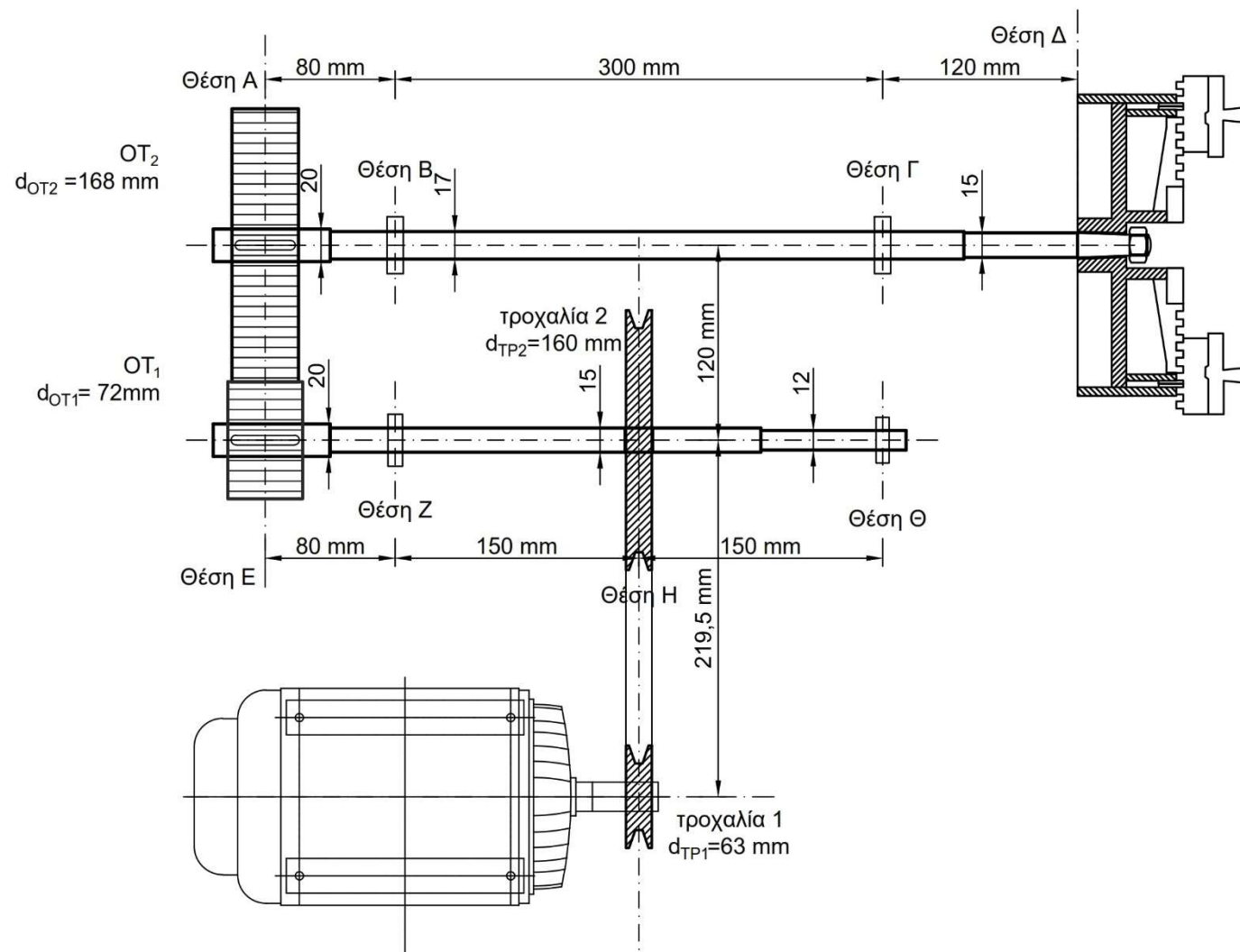
17. <https://www.engineeringnotes4u.com/>
18. <https://www.faithfulltools.com/c/Turning-Chisels>
19. <https://www.jfberns.com>
20. <https://ocw.aoc.ntua.gr>
21. <http://old-2017.metal.ntua.gr>
22. <https://www.papadopoulostools.com>
23. http://pluton22.blogspot.com/2012/12/blog-post_19.html
24. <https://stuartking.co.uk/history-of-the-lathe-part-one-reciprocal-motion/>
25. <http://www.turningtools.co.uk.wgo.ca/history2/history-turning2.html>
26. <https://www.wonkeedonkeetools.co.uk/wood-turning-chisels/what-are-the-parts-of-a-woodturning-chisel>
27. <http://www.wood-lathe.org>
28. <https://woodgears.ca/lathe/plans/specs.html>

29.

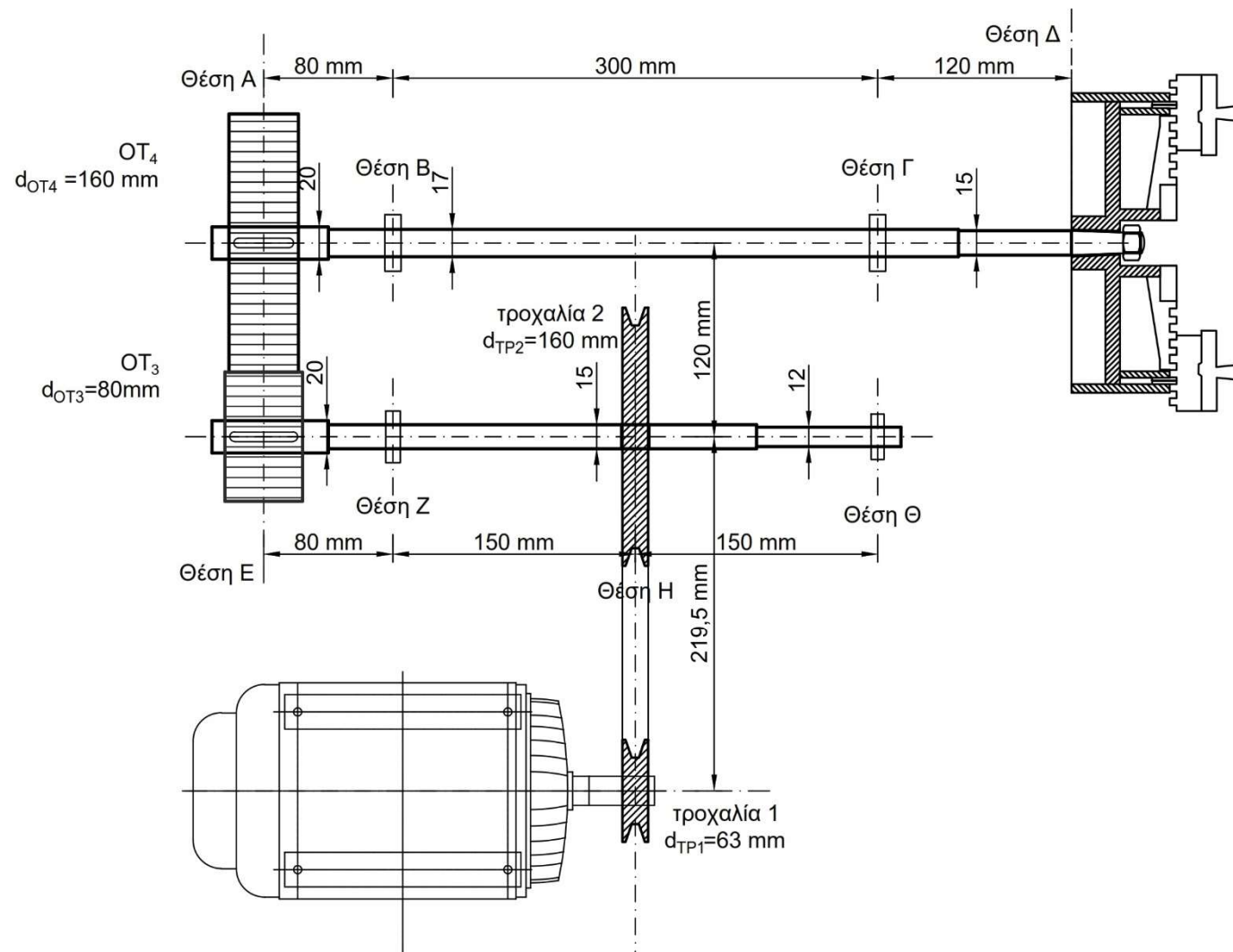
ΠΑΡΑΡΤΗΜΑ Α



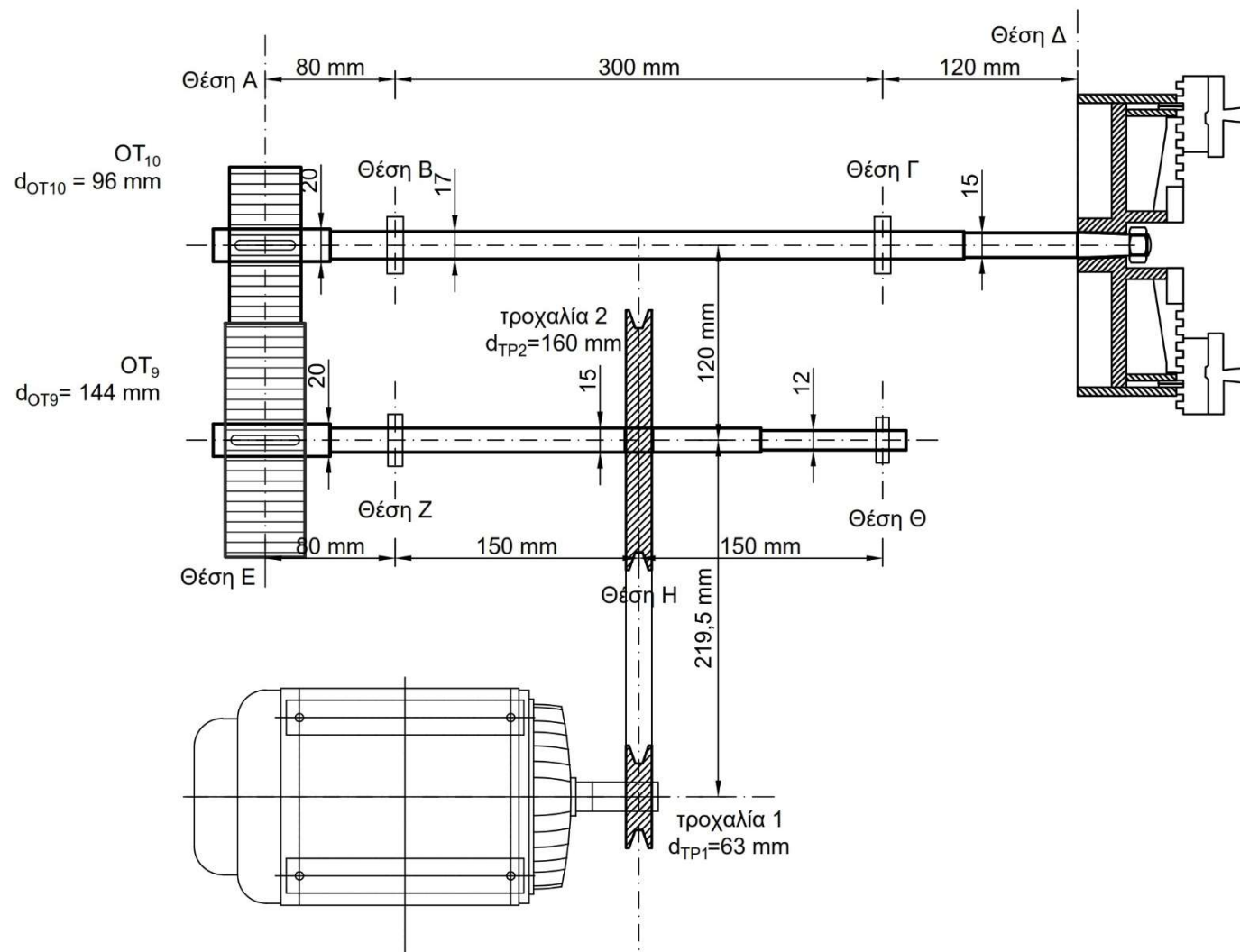
Σχήμα Α.1: Γενικό σχέδιο τόρνου. (κλίμακα 1:10)



Σχήμα Α.2: Διάταξη στοιχείων τόνου για το 1^ο ζεύγος οδοντωτών τροχών (OT₁ – OT₂), σχέση μετάδοσης $i_1 = 2,333$. (κλίμακα 1:4)



Σχήμα Α.3: Διάταξη στοιχείων τόνου για το 2^ο ζεύγος οδοντωτών τροχών (OT₃ – OT₄), σχέση μετάδοσης $i_2 = 2$. (κλίμακα 1:4)



Σχήμα A.6: Διάταξη στοιχείων τόνου για το 5^ο ζεύγος οδοντωτών τροχών (OT₉ – OT₁₀), σχέση μετάδοσης $i_3 = 1$. (κλίμακα 1:4)