

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

ΠΤΥΧΙΑΚΗ ΕΡΓΑΣΙΑ

ΜΕΛΕΤΗ ΣΥΣΤΗΜΑΤΟΣ ΚΙΝΗΣΗΣ ΤΡΟΧΗΛΑΤΟΥ ΡΑΒΔΙΣΤΙΚΟΥ ΚΛΑΔΙΩΝ ΕΛΙΑΣ



ΣΠΟΥΔΑΣΤΕΣ:
ΣΤΕΦΑΝΙΔΗΣ ΓΕΩΡΓΙΟΣ-ΠΑΝΑΓΙΩΤΗΣ, Α.Μ. 5202
ΤΣΙΜΠΛΙΑΡΗΣ ΔΗΜΗΤΡΙΟΣ, Α.Μ. 6035

ΕΠΙΒΛΕΠΩΝ ΚΑΘΗΓΗΤΗΣ: ΓΙΑΝΝΟΠΟΥΛΟΣ ΑΝΔΡΕΑΣ
ΑΝΑΠΛΗΡΩΤΗΣ ΚΑΘΗΓΗΤΗΣ

ΠΑΤΡΑ 2015

ΠΡΟΛΟΓΟΣ

Η παρούσα Πτυχιακή Εργασία με τίτλο «Μελέτη συστήματος κίνησης τροχήλατου ραβδιστικού κλαδιών ελιάς» εκπονήθηκε στα πλαίσια προπτυχιακών σπουδών στο Τμήμα Μηχανολόγων Μηχανικών Τ.Ε. του Τεχνολογικού Εκπαιδευτικού Ιδρύματος Δυτικής Ελλάδας υπό την επίβλεψη του αναπληρωτή καθηγητή Ανδρέα Γιαννόπουλου. Στην εργασία αυτή μελετάται και σχεδιάζεται το σύστημα κίνησης τροχήλατου ραβδιστικού κλαδιών ελιάς. Η μελέτη περιλαμβάνει τον υπολογισμό των στοιχείων μετάδοσης κίνησης όπως είναι οι ιμάντες, οι άξονες και τα έδρανα κύλισης.

Θα θέλαμε να ευχαριστήσουμε θερμά τον αναπληρωτή καθηγητή Ανδρέα Γιαννόπουλο και επιβλέποντα καθηγητή της παρούσας εργασίας για την εμπιστοσύνη που μας έδειξε και για την πολύτιμη βοήθεια του. Θα θέλαμε επίσης να απευθύνουμε τις ευχαριστίες μας στους γονείς μας, οι οποίοι στήριξαν τις σπουδές μας με διάφορους τρόπους.

Στεφανίδης Γεώργιος-Παναγιώτης
Τσιμπλιάρης Δημήτριος

Μάιος 2015

Υπεύθυνη Δήλωση Σπουδαστών: Οι κάτωθι υπογεγραμμένοι σπουδαστές 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 σπουδαστές

ΣΤΕΦΑΝΙΔΗΣ ΓΕΩΡΓΙΟΣ-ΠΑΝΑΓΙΩΤΗΣ

ΤΣΙΜΠΛΙΑΡΗΣ ΔΗΜΗΤΡΙΟΣ

.....

(Υπογραφή)

.....

(Υπογραφή)

ΠΕΡΙΛΗΨΗ

Στην παρούσα πτυχιακή εργασία μελετάται και σχεδιάζεται σύστημα κίνησης τροχήλατου ραβδιστικού κλαδιών ελιάς που αποτελείται από 3 ιμαντοκινήσεις οι οποίες μεταφέρουν την ισχύ από τον κινητήρα (βενζινοκινητήρας 6 HP) του ελαιοραβδιστικού σε δύο κυλίνδρους, οι οποίοι φέρουν πάνω τους σιλικονούχα ραβδάκια τοποθετημένα σε ελικοειδή διάταξη. Τα κλαδιά με τις ελιές που έχουν προηγουμένως κλαδευτεί από το δέντρο, τοποθετούνται κάθετα επάνω στους περιστροφικούς κυλίνδρους, με αποτέλεσμα τα σιλικονούχα ραβδάκια να μπαίνουν στο φύλλωμα και να χτενίζουν τον καρπό.

Στο πρώτο κεφάλαιο της εργασίας γίνεται μια αναφορά στους τρόπους συγκομιδής της ελιάς και ιδιαίτερα στα ελαιοραβδιστικά μηχανήματα. Στο δεύτερο κεφάλαιο της εργασίας περιγράφονται θεωρητικά στοιχεία που αφορούν τις ιμαντοκινήσεις, όπως τα είδη των ιμαντοκινήσεων, τα είδη των τροχαλιών και των ιμάντων. Στο τρίτο κεφάλαιο παρουσιάζονται οι υπολογισμοί των ιμαντοκινήσεων που υπάρχουν στη διάταξη του ελαιοραβδιστικού. Η διάταξη αποτελείται από δύο ιμαντοκινήσεις με τραπεζοειδείς ιμάντες και μια ιμαντοκίνηση με επίπεδο ιμάντα. Πιο αναλυτικά υπολογίζονται οι τροχαλίες (διάμετρος και πλάτος κάθε τροχαλίας), οι ιμάντες (μήκος, πλάτος, πάχος κάθε ιμάντα), οι αποστάσεις μεταξύ των κέντρων των τροχαλιών και οι τάσεις των ιμάντων. Στο τέταρτο κεφάλαιο γίνεται ο υπολογισμός των αξόνων. Πιο αναλυτικά, αφού έχουν σχεδιαστεί τα διαγράμματα τεμνουσών δυνάμεων και ροπών κάμψης για κάθε άξονα, γίνεται ο καθορισμός των διαβαθμίσεων κάθε άξονα. Στο πέμπτο κεφάλαιο γίνεται ο έλεγχος των αξόνων σε δυναμική καταπόνηση και εκλέγονται τα κατάλληλα έδρανα κύλισης (ρουλεμάν) στις θέσεις στήριξης των αξόνων. Τέλος, παρουσιάζονται τα συμπεράσματα της εργασίας και οι πηγές (βιβλία και ίντερνετ) που χρησιμοποιήθηκαν κατά την συγγραφή της.

ΠΕΡΙΕΧΟΜΕΝΑ

ΠΡΟΛΟΓΟΣ	i
ΠΕΡΙΛΗΨΗ	ii
ΠΕΡΙΕΧΟΜΕΝΑ	iii
ΚΕΦΑΛΑΙΟ 1: ΡΑΒΔΙΣΤΙΚΑ ΚΛΑΔΙΩΝ ΕΛΙΑΣ	
1.1 Ελιά και ελαιόλαδο.....	1
1.2 Η συγκομιδή της ελιάς.....	1
1.3 Τρόποι συγκομιδής της ελιάς.....	2
ΚΕΦΑΛΑΙΟ 2: ΙΜΑΝΤΟΚΙΝΗΣΗ	
2.1 Γενικά.....	8
2.2 Πλεονεκτήματα και μειονεκτήματα.....	8
2.3 Είδη ιμαντοκινήσεων.....	10
2.4 Είδη τροχαλιών.....	13
2.5 Επίπεδοι ιμάντες.....	18
2.6 Τραπεζοειδείς ιμάντες.....	20
ΚΕΦΑΛΑΙΟ 3: ΥΠΟΛΟΓΙΣΜΟΣ ΙΜΑΝΤΟΚΙΝΗΣΕΩΝ ΤΟΥ ΡΑΒΔΙΣΤΙΚΟΥ	
3.1 Περιγραφή της διάταξης του ελαιοραβδιστικού.....	23
3.2 Στροφές τροχαλιών και αξόνων ελαιοραβδιστικού.....	25
3.3 Ισχύς κινητήρα ελαιοραβδιστικού.....	26
3.4 Υπολογισμός ισχύος τροχαλιών.....	26
3.5 Υπολογισμός ιμαντοκίνησης I ₁	27
3.6 Υπολογισμός ιμαντοκίνησης I ₂	43
3.7 Υπολογισμός ιμαντοκίνησης I ₃	54
ΚΕΦΑΛΑΙΟ 4: ΥΠΟΛΟΓΙΣΜΟΣ ΑΞΟΝΩΝ ΚΑΙ ΣΦΗΝΩΝ	
4.1 Άξονας 2.....	67
4.1.1 Δυνάμεις και ροπές	67
4.1.2 Καθορισμός διαβαθμίσεων.....	73
4.2 Άξονας 3.....	76
4.2.1 Δυνάμεις και ροπές.....	76
4.2.2 Καθορισμός διαβαθμίσεων.....	82
4.3 Άξονας 4.....	85
4.3.1 Δυνάμεις και ροπές	85

4.3.2 Καθορισμός διαβαθμίσεων.....	88
ΚΕΦΑΛΑΙΟ 5: ΕΛΕΓΧΟΣ ΑΞΟΝΩΝ ΣΕ ΔΥΝΑΜΙΚΗ ΚΑΤΑΠΟΝΗΣΗ – ΕΚΛΟΓΗ ΕΔΡΑΝΩΝ ΚΥΛΙΣΗΣ	
5.1 Διαγράμματα δυναμικής αντοχής Smith για St50.....	90
5.2 Έλεγχος άξονα 2 σε δυναμική καταπόνηση.....	92
5.3 Έλεγχος άξονα 3 σε δυναμική καταπόνηση.....	100
5.4 Εκλογή εδράνων στους άξονες.....	103
ΣΥΜΠΕΡΑΣΜΑΤΑ.....	112
ΒΙΒΛΙΟΓΡΑΦΙΑ.....	115
ΠΗΓΕΣ ΑΠΟ ΔΙΑΔΙΚΤΥΟ.....	116

ΚΕΦΑΛΑΙΟ 1

ΡΑΒΔΙΣΤΙΚΑ ΚΛΑΔΙΩΝ ΕΛΙΑΣ

1.1 ΕΛΙΑ ΚΑΙ ΕΛΑΙΟΛΑΔΟ

Οι ελιές και το ελαιόλαδο (Σχήμα 1.1) αποτελούν βασικό στοιχείο της διατροφής των Ελλήνων από την αρχαιότητα ακόμη. Επίσης αποτελούν ουσιαστικό μέρος της Μεσογειακής δίαιτας για την οποία τόσος λόγος γίνεται τελευταία. Για να απολαύσουν οι καταναλωτές εξαιρετικής ποιότητας ελαιόλαδο αλλά και επιτραπέζιες ελιές, σημαντικό ρόλο παίζει η προσεκτική συγκομιδή των ελιών. Η έναρξη της συγκομιδής εξαρτάται από τον τρόπο επεξεργασίας των ελιών, δηλαδή αν θα χρησιμοποιηθούν ως επιτραπέζιες ή για παραγωγή λαδιού.



Σχήμα 1.1: Ελιές και ελαιόλαδο. [i]

Καρποί που θα διατηρηθούν πράσινοι πρέπει να συγκομίζονται όταν το βαθύ πράσινο χρώμα ξεθωριάσει και έχει γίνει ωχροκίτρινο. Οι ελιές που θα καταναλωθούν ως μαύρες συγκομίζονται αργότερα όταν η σάρκα τους μαυρίσει σε βάθος μέχρι τα 2/3 . Τέλος συγκομίζονται οι ελιές που προορίζονται για παραγωγή λαδιού, όταν είναι πλήρως ώριμες οπότε περιέχουν αυξημένη ποσότητα λαδιού. Ο βαθμός ωρίμανσης του καρπού επηρεάζει την ποιότητα του ελαιολάδου.

1.2 Η ΣΥΓΚΟΜΙΔΗ ΤΗΣ ΕΛΙΑΣ

Η έναρξη της συγκομιδής εξαρτάται από τον τρόπο επεξεργασίας, δηλαδή αν θα χρησιμοποιηθούν ως επιτραπέζιες ελιές ή για παραγωγή λαδιού.

- **Επιτραπέζιες ελιές**

Οι καρποί που θα επεξεργασθούν πράσινοι συγκομίζονται όταν το βαθύ πράσινο χρώμα ξεθωριάσει και έχει γίνει ανοικτό πράσινο και η συγκομιδή σταματά όταν ο φλοιός πάρει αχυρένιο χρώμα. Έτσι, οι πράσινες ελιές συγκομίζονται ενώ είναι ακόμα άγουρες (πριν ακόμη γαλατώσουν), προς τα τέλη Σεπτεμβρίου με μέσα Οκτωβρίου, ανάλογα με την ποικιλία και την περιοχή. Οι ελιές που θα καταναλωθούν ως μαύρες συγκομίζονται αργότερα, όταν η σάρκα μαυρίσει σε βάθος μέχρι τα 2/3, αλλά πριν αρχίσει να μαλακώνει. Μόνο σε ειδικές περιπτώσεις (θρούμπες, μαύρες αλατισμένες) οι καρποί αφήνονται να υπερωριμάσουν.

- **Ελαιοποιήσιμες Ελιές**

Το στάδιο που οι περισσότεροι καρποί θα αποκτήσουν πλήρη μαύρο χρωματισμό εξωτερικά σε αρδευόμενες καλλιέργειες, αποτελεί αξιόπιστο κριτήριο συλλογής του καρπού για μια οικονομική εξαγωγή ελαίου, ανεξαρτήτως μεγέθους καρπών και τρέχουσας παραγωγής. Σε μη αρδευόμενες όμως καλλιέργειες, η χρησιμοποίηση της αλλαγής του χρωματισμού δεν είναι επαρκώς αξιόπιστο κριτήριο για τη συγκομιδή. Σε μερικές ποικιλίες έχει αποδειχθεί, ότι η συσσώρευση λαδιού σε μαύρους ώριμους καρπούς είναι σχετικά μικρή. Επιπλέον, με τη μηχανική συγκομιδή όλοι οι καρποί, ανεξαρτήτως ομοιομορφίας ωρίμανσης, συλλέγονται από το δέντρο μια φορά. Η ταχύτητα της μηχανικής συλλογής συντομεύει σημαντικά τη συλλεκτική περίοδο, επομένως ο χρόνος συλλογής με βάση τη μέγιστη συσσώρευση λαδιού, είναι πολύ σημαντικός. Η συγκομιδή γίνεται συνήθως Νοέμβριο-Δεκέμβριο, ανάλογα με την ποικιλία, την περιοχή και τη χρονιά.

Ο χρόνος συγκομιδής παίζει σημαντικό ρόλο στην παραγωγή καλής ποιότητας ελαιόλαδου. Συγκομιδή του καρπού πριν από τη φυσιολογική ωρίμανση θα δώσει λιγότερη ποσότητα λαδιού αλλά υψηλής ποιότητας ελαιόλαδο. Ελαιόλαδο που προέρχεται από ανώριμο καρπό ξεχωρίζει εύκολα από το βαθύ πράσινο χρώμα και τη χαρακτηριστική γεύση φρεσκάδας και «πρασινάδας» που δίνει στο στόμα (αγουρέλαιο). Χαμηλής ποιότητας ελαιόλαδο παράγεται όταν συλλέγεται υπερώριμος καρπός.

Μετά τη συγκομιδή οι καρποί τοποθετούνται σε πλαστικά ή ξύλινα κιβώτια με τρύπες, τα οποία εξασφαλίζουν καλό αερισμό και αποφυγή υψηλών θερμοκρασιών. Άλλο υλικό είναι οι σάκοι από νήματα που επίσης διευκολύνουν τον αερισμό και εμποδίζουν την ανάπτυξη μυκήτων. Ο χρόνος μεταφοράς στον τόπο προορισμού (ελαιοτριβείο, εργοστάσιο επεξεργασίας) πρέπει να είναι όσο το δυνατόν μικρότερος.

1.3 ΤΡΟΠΟΙ ΣΥΓΚΟΜΙΔΗΣ ΤΗΣ ΕΛΙΑΣ

Οι καρποί συγκομίζονται είτε με το χέρι είτε μηχανικά. Η συγκομιδή με το χέρι εφαρμόζεται στους καρπούς που προορίζονται για επιτραπέζια χρήση, προς αποφυγή τραυματισμών τους και υποβάθμιση της ποιότητας (χρονοβόρα και πολύ δαπανηρή διαδικασία). Η μηχανική συγκομιδή γίνεται κυρίως στις ελαιοποιήσιμες ποικιλίες. Οι τρόποι συγκομιδής της ελιάς που εφαρμόζονται είναι:

- Συλλογή μετά από φυσιολογική πτώση
- Συλλογή με τα χέρια
- Συλλογή με ραβδίμο
- Μηχανική συλλογή με δονητές
- Μηχανική συγκομιδή υπέρπυκνης φύτευσης ελιάς.

- **Συλλογή μετά από φυσιολογική πτώση**

Παλαιότερα η συλλογή του ελαιοκάρπου, ιδιαίτερα, των χονδρόκαρπων ελαιοποιήσιμων ποικιλιών γίνονταν αποκλειστικά με τα χέρια, μετά την πτώση τους στο έδαφος (Σχήμα 1.2). Στη περίπτωση αυτή, χρησιμοποιούνται πλαστικά δίκτυα (Σχήμα 1.3) μόνιμα απλωμένα κάτω από τις ελιές (Σχήμα 1.4), ώστε να πέφτουν οι καρποί όταν ωριμάσουν πλήρως. Η συλλογή των καρπών πάνω από αυτά γίνεται με ανασήκωμα τους κατά διαστήματα 5-10 ημερών, ανάλογα με τον ρυθμό πτώσης του καρπού, αλλά πρέπει να μαζεύονται τακτικά, τουλάχιστον κάθε 2 βδομάδες γιατί αλλιώς η ποιότητα του λαδιού υποβαθμίζεται σοβαρά.

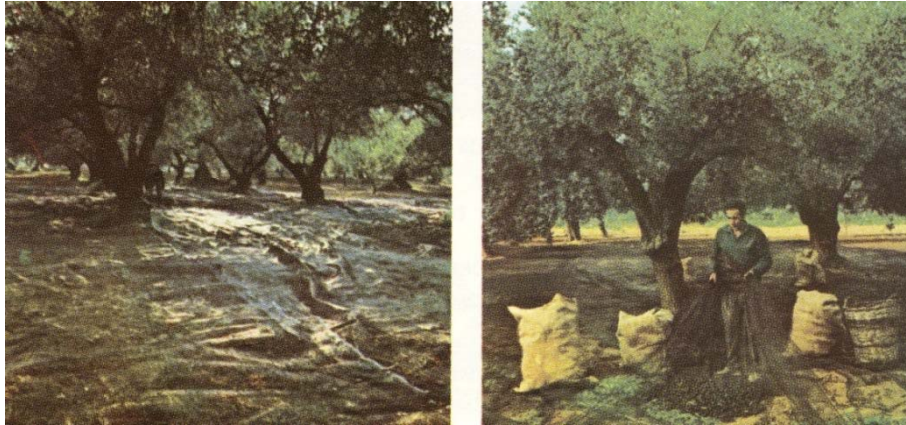
Εφαρμόζεται όπου τα δέντρα είναι ψηλά και όπου υπάρχει έλλειψη εργατικών χεριών καθώς τα δίκτυα διευκολύνουν τη σταδιακή συλλογή της ελιάς αλλά παρουσιάζει δυσκολίες στην εφαρμογή λόγω εμποδίων όπως χόρτα και αγκάθια.



Σχήμα 1.2: Πλαστικό δίκτυο ελαιοσυλλογής. [ii]



Σχήμα 1.3: Πλαστικό δίκτυο ελαιοσυλλογής. [ii]



Σχήμα 1.4: Πλαστικά δίκτυα μόνιμα απλωμένα κάτω από τις ελιές.[ii]

- **Συλλογή με τα χέρια**

Ο καρπός συλλέγεται χτενίζοντας τα καρποφόρα κλαδιά με τα χέρια ή με ειδικές χτένες και συλλεκτικά πανιά (ελιόπανα) ή δίκτυα που στρώνονται κάτω από τα δέντρα (Σχήματα 1.5 και 1.6). Αν πρόκειται για μεγαλόκαρπες επιτραπέζιες, στις οποίες οι μωλωπισμοί και οι τραυματισμοί των καρπών μειώνουν σοβαρά την εμπορική αξία, οι καρποί τοποθετούνται απευθείας σε καλάθια επενδυμένα με πανί και όλοι οι χειρισμοί γίνονται προσεκτικά. Στις άλλες περιπτώσεις, οι καρποί ρίχνονται στο έδαφος πάνω σε στρωμένα πανιά ή δίκτυα από όπου μετά συλλέγονται και τοποθετούνται σε σάκους. Η τεχνική αυτή εφαρμόζεται σε επιτραπέζιες και σε μικρά δέντρα των ελαιοποιήσιμων.

Είναι η δαπανηρότερη μέθοδος αλλά έχει σημαντικά πλεονεκτήματα γιατί αποφεύγεται ο τραυματισμός των καρπών και του δέντρου και δίνει καλή καθαρότητα του ελαιοκάρπου από φύλλα.



Σχήμα 1.5: Συγκομιδή ελιών με τα χέρια. [iii]



Σχήμα 1.6: Συλλογή ελιών με τα χέρια. [ii]

- **Συλλογή με ραβδισμό**

Η συλλογή ελιών με ραβδισμό είναι ο παραδοσιακός τρόπος συλλογής που χρησιμοποιείται στην περισσότερη Ελλάδα και η αρχή του χάνεται στους αιώνες. Οι αρχαίοι έλληνες καθώς και οι ρωμαίοι χρησιμοποιούσαν την ίδια μέθοδο. Κάτω από τα λιόδεντρα στρώνονται λωρίδες πανιών (τα ραβδιστόπανα ή λαδόπανα) και με ευλύγιστα ραβδιά, σε διάφορα μήκη, χτυπούν τους κλάδους του δέντρου μέχρι που να πέσει ο καρπός.

Είναι πιο οικονομική τεχνική από την συλλογή με τα χέρια με βασικότερο μειονέκτημα τον τραυματισμό ενός ποσοστού ελαιοκάρπου και των φυτών. Οι κακώσεις του καρπού αυξάνουν τις δυνατότητες μόλυνσης (βακτηριδίων, μυκήτων, κ.ά.) η οποία μπορεί να προκαλέσει αύξηση της οξύτητας και πτώση της ποιότητας του λαδιού. Για το λόγο αυτό οι ειδικοί συμβουλεύουν οι ελιές που μαζεύονται με αυτή την μέθοδο να αλέθονται όσο το δυνατό νωρίτερα, δηλαδή 24-36 ώρες από την συλλογή. Ο τραυματισμός που προκαλεί βλάβες στους οφθαλμούς του φυτού είναι μία από τις αιτίες της πτώσης της παραγωγής την επόμενη χρονιά.



Σχήμα 1.7: Συγκομιδή ελιών με ραβδισμό. [iii]

- **Συλλογή με ελαιοραβδιστικά μηχανήματα**

Τα ελαιοραβδιστικά μηχανήματα (Σχήμα 1.8) που χρησιμοποιούνται γενικά σε ελαιοποιήσιμες ποικιλίες ελιάς χαμηλών σχημάτων ανάπτυξης, βοηθούν στη συλλογή του ελαιόκαρπου περιορίζοντας τις ζημιές στο δέντρο και τον καρπό. Η ποιότητα του καρπού και του παραγόμενου λαδιού, με σωστή χρήση των μηχανημάτων αυτών, είναι πολύ υψηλή καθώς ο καρπός τραυματίζεται λιγότερο από το συνήθη τρόπο ραβδισμού.



Σχήμα 1.8: Συγκομιδή ελιών με ελαιοραβδιστικό μηχανήμα. [iv]

Ταυτόχρονα με την συγκομιδή στις ελαιοποιήσιμες ποικιλίες γίνεται και το κλάδεμα. Για τη συγκομιδή του καρπού, οι καρποφόροι κλάδοι τοποθετούνται επάνω στους περιστροφικούς κυλίνδρους (Σχήμα 1.9), με αποτέλεσμα τα δάκτυλα να μπαίνουν στο φύλλωμα και να χτενίζουν τον καρπό. Επιπλέον αυτοκινείται, διαχωρίζει τα φύλλα από τον καρπό και συλλέγει τον καρπό με κοχλία στο σάκο. Παράλληλα μπορεί να τοποθετηθεί και ηλεκτρικό ελαιοραβδιστικό με μία έως τρεις βέργες για την περισυλλογή του καρπού από το δέντρο. Το καροτσάκι είναι ηλεκτροκίνητο μηχανήμα που αποσπά τον καρπό από τα κλαδιά που έχουμε κλαδέψει. Το ίδιο μηχανήμα διαχωρίζει τον καρπό από τα φύλλα.



Σχήμα 1.9: Συγκομιδή ελιών με ελαιοραβδιστικό μηχανήμα - καρότσι. [iv]

- **Μηχανική συλλογή με δονητές**

Το τελειότερο επίτευγμα της μηχανικής στον τομέα της ελαιοσυλλογής αποτελούν οι διάφοροι τύποι δονητών (Σχήματα 1.10-1.11). Είναι μια μέθοδος που έχει αρχίσει να εφαρμόζεται σε άλλες χώρες, αλλά παρουσιάζει μεγάλες δυσκολίες στην Ελλάδα. Με την μέθοδο αυτή, ο καρπός ρίχνεται στο έδαφος με δόνηση του κορμού του δέντρου από ειδικά μηχανήματα, τους δονητές κορμού - βραχιόνων με ή χωρίς ανάστροφη ομπρέλα (υποδοχέα καρπών). Απαραίτητες προϋποθέσεις για την επιτυχία της μεθόδου είναι να υπάρχει ομοιομορφία στην ωρίμανση των καρπών και κατάλληλη διαμόρφωση του κορμού και της κόμης των δέντρων ώστε η δόνηση από τον κορμό να φτάνει στα ακραία κλαδιά που είναι τα καρποφόρα. Οι προϋποθέσεις αυτές με τις ποικιλίες που καλλιεργούνται σήμερα στην Ελλάδα και με τα σχήματα στα οποία έχουν αυτές διαμορφωθεί, δεν εκπληρούνται. Η χρήση των δονητών παρουσιάζει ενδιαφέρον και στην Ελλάδα μελετάται σε πειραματικό μόνο επίπεδο.



Σχήμα 1.10: Συγκομιδή ελιών με δονητή κορμού. [v]



Σχήμα 1.11: Συγκομιδή ελιών με δονητή κορμού με ανάποδη ομπρέλα. [v]

ΚΕΦΑΛΑΙΟ 2

ΙΜΑΝΤΟΚΙΝΗΣΗ

2.1 ΓΕΝΙΚΑ

Οι μεταδόσεις κίνησης με ιμάντες εξυπηρετούν τη μεταφορά ισχύος από έναν άξονα σε άλλο. Χρησιμοποιούνται κατά κύριο λόγο όταν υπάρχουν μεγάλες αποστάσεις αξόνων ή απαιτείται μία «μαλακή» μετάδοση κίνησης.

Η ιμαντοκίνηση είναι μια διάταξη που αποτελείται από τροχαλίες και ιμάντες και έχει σαν σκοπό τη μετάδοση κινήσεως από μια άτρακτο σε μια άλλη που βρίσκονται σε προκαθορισμένη απόσταση. Στην πιο απλή μορφή ο ιμάντας περιβάλλει δύο τροχαλίες, την κινητήρια και την κινούμενη και αφού τανυστεί μεταφέρει την κίνηση από την κινητήρια στην κινούμενη άτρακτο. Η ικανότητα μεταφοράς ισχύος εξαρτάται ουσιαστικά από τη συμπεριφορά της τριβής ανάμεσα στον ιμάντα και την επιφάνεια της τροχαλίας. Η σχετική κίνηση μεταξύ ιμάντα και τροχαλίας, δηλαδή ολίσθησης του ιμάντα πάνω στην τροχαλία προκαλεί φθορές και απώλεια στροφών και ισχύος.

Υπάρχουν δύο βασικά είδη ιμάντων, οι επίπεδοι και οι τραπεζοειδείς. Η περιοχή που χρησιμοποιούνται οι διάφοροι τύποι ιμάντων δεν μπορεί να οριοθετηθεί απόλυτα. Ένας γενικός κανόνας είναι ότι οι επίπεδοι ιμάντες χρησιμοποιούνται εκεί όπου έχουμε μεγάλες αποστάσεις αξόνων και σχετικά μικρές σχέσεις μετάδοσης. Αντίθετα οι τραπεζοειδείς ιμάντες χρησιμοποιούνται σε μεγάλες σχέσεις μετάδοσης και μικρές αποστάσεις αξόνων.

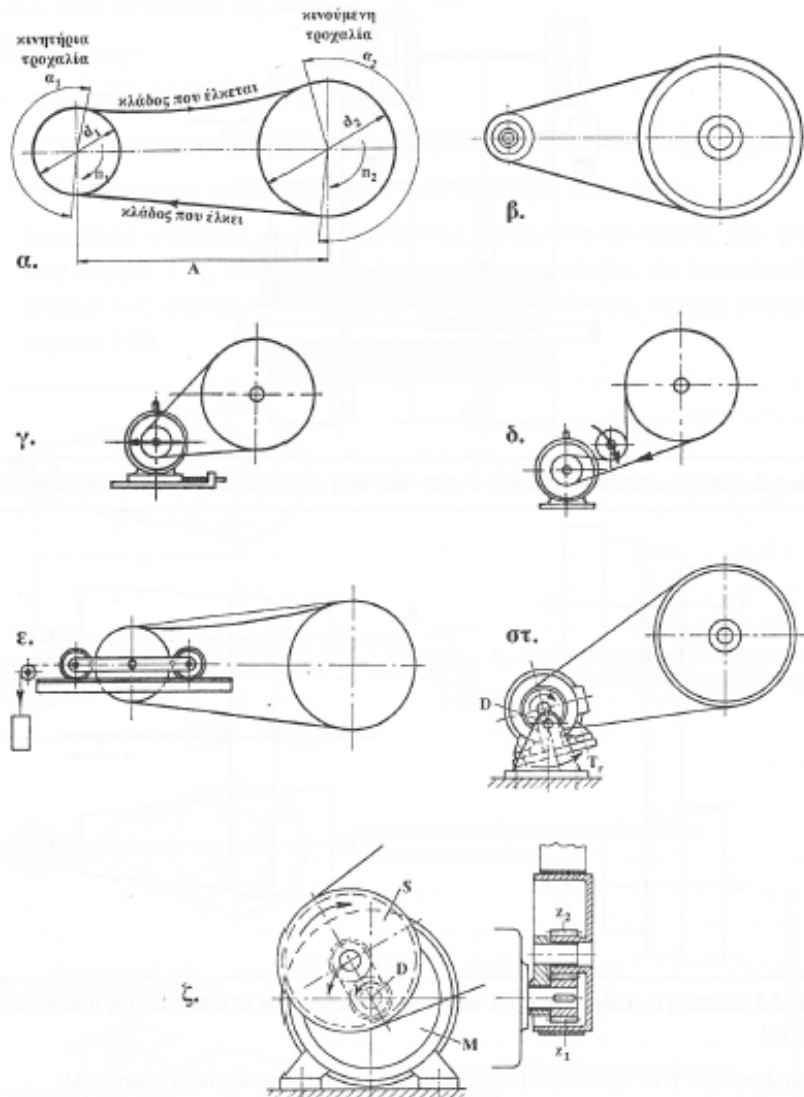
2.2 ΠΛΕΟΝΕΚΤΗΜΑΤΑ ΚΑΙ ΜΕΙΟΝΕΚΤΗΜΑΤΑ

Σε σύγκριση με μεταδόσεις κίνησης με οδοντωτούς τροχούς και αλυσίδες, οι ιμάντες παρουσιάζουν τα παρακάτω πλεονεκτήματα και μειονεκτήματα.

Πλεονεκτήματα

- Σχεδόν αθόρυβη λειτουργία στους τραπεζοειδείς, αλλά και στους επίπεδους, όταν μπορεί να αποφευχθεί ο θόρυβος στα σημεία σύνδεσης.
- Καλύτερη παραλαβή και απόσβεση κρούσεων.
- Απλή διάταξη χωρίς κιβώτιο οδοντώσεων και λίπανση, πρακτικά χωρίς συντήρηση.
- Χρησιμοποιούνται κατά πολλαπλό τρόπο π.χ. για άξονες ομόροτους, αντίροτους, διασταυρούμενους (Σχήμα 2.1) ή για κίνηση περισσότερων αξόνων με έναν ιμάντα.
- Κάλυψη μεγάλων αποστάσεων αξόνων χωρίς δέσμευση για μια ορισμένη απόσταση.
- Είναι φθηνότερο σύστημα ιδιαίτερα για μεγαλύτερη απόσταση αξόνων και απλή διάταξη τροχαλιών.

- Εύκολη αποσύμπλεξη. Στους επίπεδους ιμάντες με μετάθεση του ιμάντα σε μία ελεύθερη τροχαλία, ή με αφαίρεση της πρότασης π.χ. με ανύψωση του τροχού τάσης ή μεταβολή της απόστασης των αξόνων.
- Απλή μεταβολή της σχέσης μετάδοσης. Στους επίπεδους ιμάντες με μετατόπιση του ιμάντα πάνω σε βαθμωτές ή κωνικές τροχαλίες. Στους τραπεζοειδείς ιμάντες με μεταβολή των διαμέτρων των τροχαλιών.



Σχήμα 2.1: Είδη ιμαντοκινήσεων ανάλογα με τον τρόπο επιβολής της τάσης στον ιμάντα. Διατάξεις α. με τάση που προέρχεται από το ίδιο το βάρος του ιμάντα, β. με τάση που επιβάλλεται κατά την τοποθέτηση του ιμάντα, γ. με μετακίνηση του κινητήρα πάνω σε ολισθητήρες, δ. με τροχό τάσης, ε. με φορείο τάσης, στ. με τον κινητήρα πάνω σε αιωρούμενη βάση, ζ. με αυτοτάνυση. [1]

Μειονεκτήματα

- Μεγαλύτερες διαστάσεις κατασκευής και μεγαλύτερη αξονική δύναμη A που ανάλογα με την διάταξη μπορεί να φτάσει το 1,5 έως 6 της περιφερειακής δύναμης.

- Η διολίσθηση κατά τη μεταφορά της δύναμης (κατά μέσο όρο 1,5 έως 2%) που μεταβάλλεται με την πρόταση, την παραμένουσα επιμήκυνση και τον συντελεστή τριβής και δεν επιτρέπει μια απόλυτα σταθερή σχέση μετάδοσης.
- Η παραμένουσα επιμήκυνση του ιμάντα που αυξάνει με το χρόνο και τη φόρτιση και οδηγεί πολλές φορές σε ολίσθηση και εκτίναξη του ιμάντα. Σε περίπτωση εξουδετέρωσής της απαιτεί πρόσθετα έξοδα.
- Η μεταβολή της επιμήκυνσης του ιμάντα με τη θερμοκρασία και την υγρασία.
- Η μεταβολή του συντελεστή τριβής με τη σκόνη, την ακαθαρσία, το λάδι και την υγρασία.

Περίπου ισάξια θεωρούνται

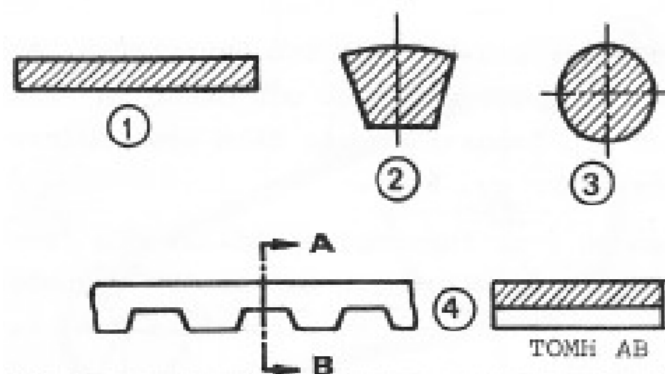
- Η περιοχή μετάδοσης ($i=1$ έως 8, σε εξαιρετικές περιπτώσεις μέχρι 20).
- Ο ολικός βαθμός απόδοσης που περιλαμβάνει και τις απώλειες των εδράνων: περίπου 95 έως 98%.

2.3 ΕΙΔΗ ΙΜΑΝΤΟΚΙΝΗΣΕΩΝ

Τα είδη ιμαντοκινήσεων ταξινομούνται ανάλογα με τη μορφή, το υλικό, και τη σύνδεση των άκρων του ιμάντα, καθώς επίσης και από τη θέση των ατράκτων και το τύλιγμα του ιμάντα.

Ανάλογα με τη μορφή του ιμάντα (Σχήμα 2.2):

- Ιμαντοκίνηση με επίπεδο ιμάντα
- Ιμαντοκίνηση με τραπεζοειδή ιμάντα
- Ιμαντοκίνηση με στρογγυλό ιμάντα
- Ιμαντοκίνηση με οδοντωτό ιμάντα



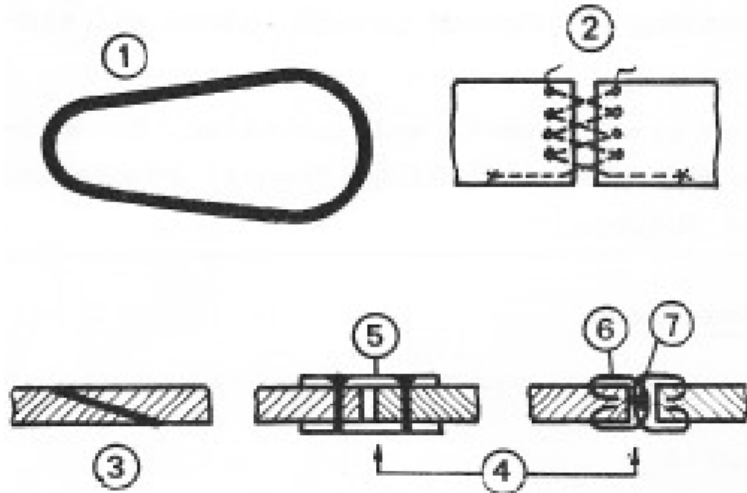
Σχήμα 2.2: Είδη ιμάντων. 1. Επίπεδος, 2. Τραπεζοειδής, 3. Στρογγυλός, 4. Οδοντωτός. [2]

Ανάλογα με το υλικό του ιμάντα:

- Ιμαντοκίνηση με ιμάντα από δέρμα
- Ιμαντοκίνηση με ελαστικό ιμάντα
- Ιμαντοκίνηση με βαμβακερό ιμάντα
- Ιμαντοκίνηση με συνθετικό ιμάντα κ.λ.π.

Ανάλογα με τη σύνδεση των άκρων του ιμάντα (Σχήμα 2.3):

- Ιμαντοκίνηση με ατέρμονα ιμάντα
- Ιμαντοκίνηση με ιμάντα ραφής
- Ιμαντοκίνηση με ιμάντα συγκολλητό
- Ιμαντοκίνηση με ιμάντα αρμών

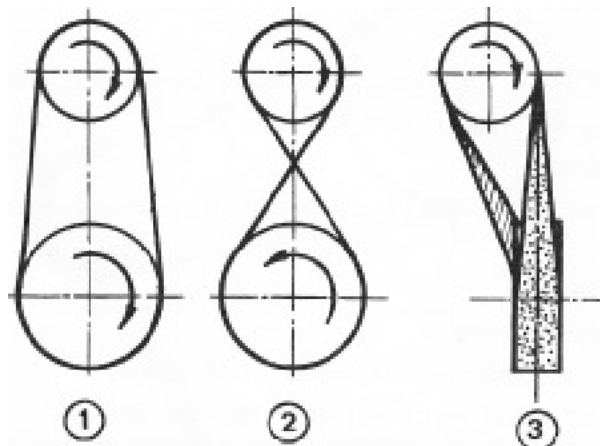


Σχήμα 2.3: Σύνδεση των άκρων του ιμάντα.

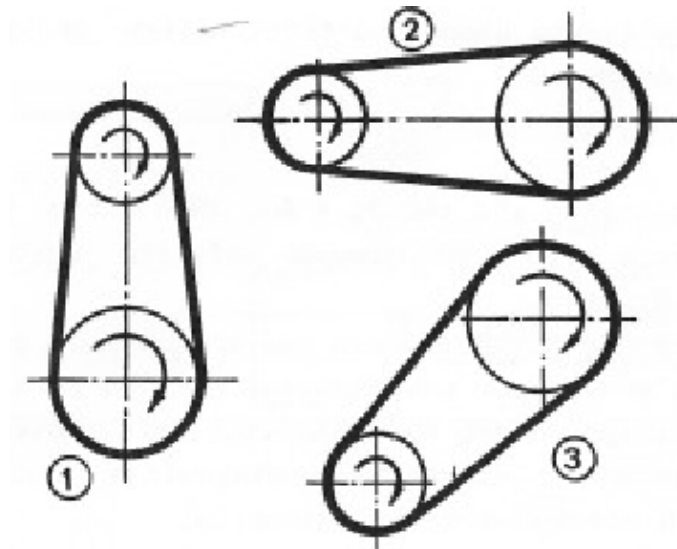
1. Ατέρμονας, 2. Με ραφή των άκρων, 3. Με συγκόλληση των άκρων, 4. Με αρμό των άκρων, 5. Έλασμα, 6. Άγκιστρα, 7. Νεύρο. [2]

Ανάλογα με τη θέση των ατράκτων και το τύλιγμα του ιμάντα:

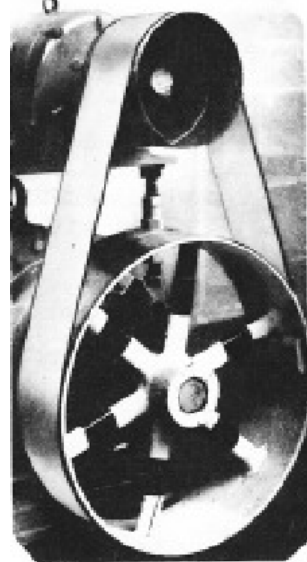
- Ανοιχτή διάταξη (Σχήμα 2.4-1 και Σχήμα 2.5). Και οι δύο άτρακτοι έχουν την ίδια φορά περιστροφής.
- Διασταυρούμενη διάταξη (Σχήμα 2.4-2). Η κινούμενη άτρακτος έχει αντίθετη φορά περιστροφής.
- Ημιδιασταυρούμενη διάταξη (Σχήμα 2.4-3). Οι δύο άτρακτοι διασταυρώνονται χωρίς να τέμνονται.
- Κατακόρυφη διάταξη (Σχήμα 2.5, Σχήμα 2.6).
- Οριζόντια διάταξη (Σχήμα 2.5, Σχήμα 2.8).
- Πλάγια διάταξη (Σχήμα 2.5, Σχήμα 2.7).



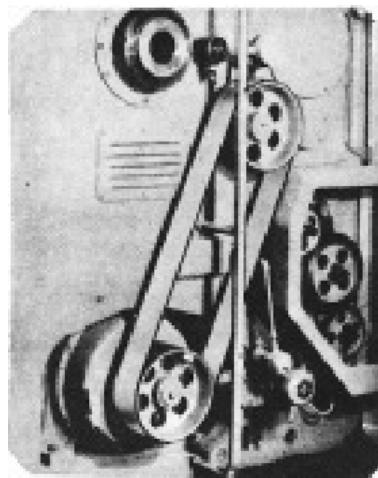
Σχήμα 2.4: Διατάξεις ιμαντοκινήσεων. 1. Ανοιχτή, 2. Διασταυρούμενη, 3. Ημιδιασταυρούμενη. [2]



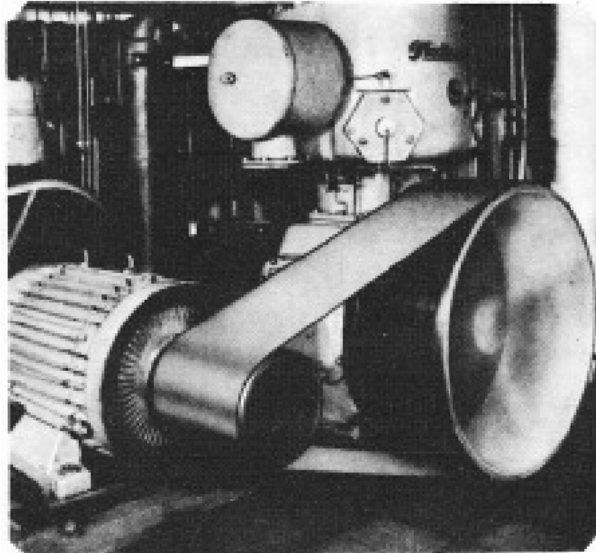
Σχήμα 2.5: Διατάξεις ιμαντοκινήσεων. 1. Κατακόρυφη, 2. Οριζόντια, 3. Πλάγια. [2]



Σχήμα 2.6: Κατακόρυφη διάταξη ιμαντοκίνησης. [2]



Σχήμα 2.7: Πλάγια διάταξη ιμαντοκίνησης. [2]



Σχήμα 2.8: Οριζόντια διάταξη ιμαντοκινήσεως. [2]

Γενικά επιθυμητοί είναι οι ιμάντες που διαθέτουν μεγάλη αντοχή σε εφελκυσμό, καλή επαφή μεταξύ τροχαλίας και ιμάντα (μεγάλος συντελεστής τριβής), μεγάλη ελαστικότητα με μικρή παραμένουσα επιμήκυνση, μεγάλη ευκαμψία, μικρό ειδικό βάρος (μικρή φυγόκεντρη δύναμη) και να μην επηρεάζεται από λάδια και χημικές ουσίες. Βέβαια όλες οι ανωτέρω απαιτήσεις δεν μπορούν να ικανοποιηθούν από ένα μόνο υλικό.

2.4 ΕΙΔΗ ΤΡΟΧΑΛΙΩΝ

Η τροχαλία στην πιο απλή της μορφή είναι ένα δίσκος με ορισμένες διαστάσεις, κατάλληλο υλικό και περιφέρεια επίπεδη ή αυλακωτή πάνω στην οποία τυλίγεται ο ιμάντας.

Οι τροχαλίες μοιάζουν στην μορφή με τους οδοντωτούς τροχούς με τη διαφορά ότι οι τελευταίοι έχουν στην περιφέρεια τους δόντια.

Το υλικό των τροχαλιών, η κατασκευαστική τους διαμόρφωση και ο τρόπος στερεώσεως αυτών διαφέρει από κατασκευή σε κατασκευή.

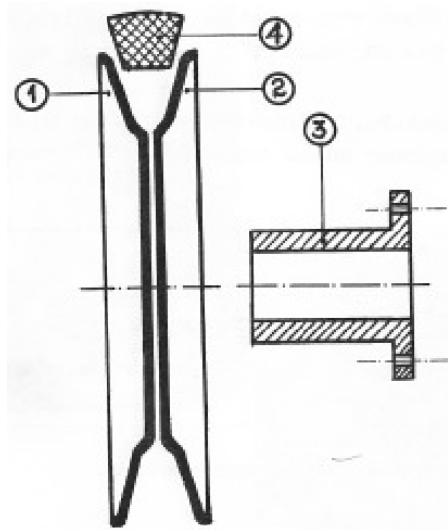
Οι κατασκευαζόμενες τροχαλίες κατατάσσονται ανάλογα με το υλικό που είναι κατασκευασμένες, την κατασκευαστική τους διαμόρφωση, τον τρόπο στερεώσεως, τη θέση της (το σκοπό που εξυπηρετεί) και τη διατομή του ιμάντα (τη μορφή της στεφάνης). Πιο αναλυτικά η κατηγοριοποίηση αναλύεται ως εξής.

Ανάλογα με το υλικό που είναι κατασκευασμένες:

- Τροχαλίες από χυτοσίδηρο (μαντέμι) που είναι και οι συνηθέστερες.
- Τροχαλίες από χυτοχάλυβα.
- Τροχαλίες από αλουμίνιο και κράματα αυτού.
- Τροχαλίες από ξύλο.

Τροχαλίες από χάλυβα. Ο χάλυβας χρησιμοποιείται στην περίπτωση που η τροχαλία γίνει συγκολλητή. Πολλές φορές η τροχαλία προκύπτει από την ένωση δύο κυκλίων 1 και 2 (Σχήμα 2.9) από χαλύβδινο έλασμα και ενός ομφαλού 3.

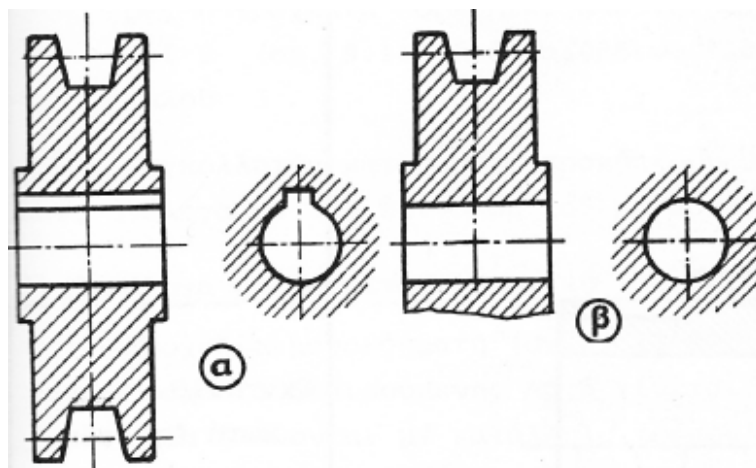
Συγκολλητές κατασκευές προκύπτουν με διάφορους τρόπους ανάλογα με την επινόμενη του κατασκευαστή κ.λπ.



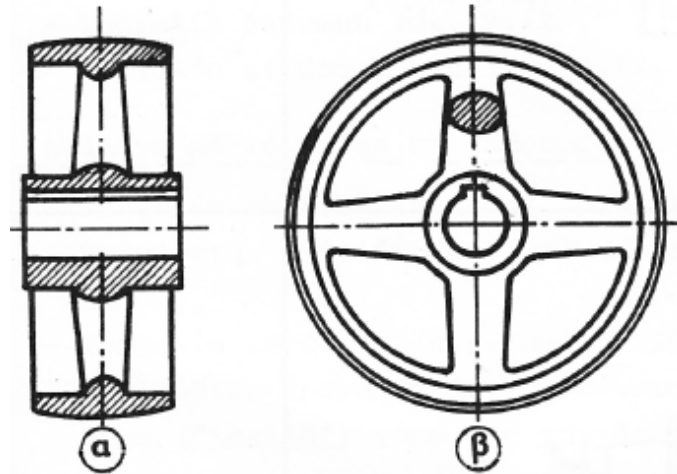
Σχήμα 2.9: Τροχαλία από χαλύβδινο έλασμα.
1,2. κυάθια, 3. Ομφαλός, 4. Ιμάντας. [2]

Ανάλογα με τη κατασκευαστική τους διαμόρφωση:

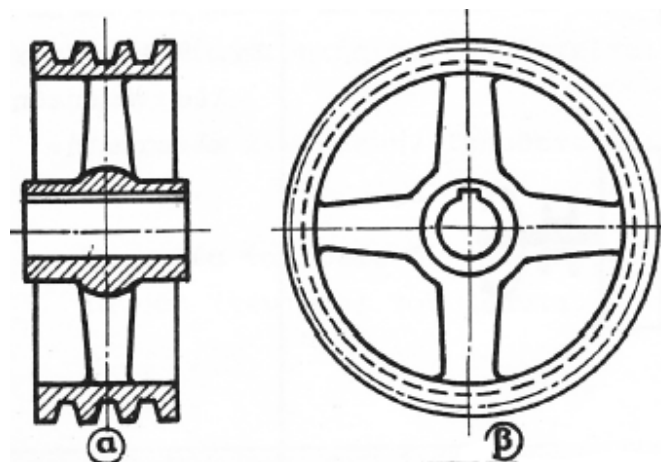
- Τροχαλία μονοκόμματη (Σχήμα 2.10 έως 2.16).
- Τροχαλία διαιρούμενη. Αυτή γίνεται σε δύο μέρη τα οποία ενώνονται με κατάλληλο τρόπο. Η σύνδεση πρέπει να είναι λυόμενη ώστε να είναι δυνατή μια εύκολη αποσύνδεση.
- Τροχαλία ολόσωμη (Σχήμα 2.10).
- Τροχαλία με βραχίονες (Σχήμα 2.11, 2.12).



Σχήμα 2.10: Ολόσωμη τροχαλία.
α. τροχαλία ολόσωμη σταθερή, β. τροχαλία ολόσωμη κινητή. [2]



Σχήμα 2.11: Επίπεδη τροχαλία με βραχίονες.
α. πρόσοψη σε τομή, β. πλάγια όψη. [2]



Σχήμα 2.12: Αυλακωτή τροχαλία με βραχίονες.
α. πρόσοψη σε τομή, β. πλάγια όψη. [2]

Ανάλογα με το τρόπο στερεώσεως:

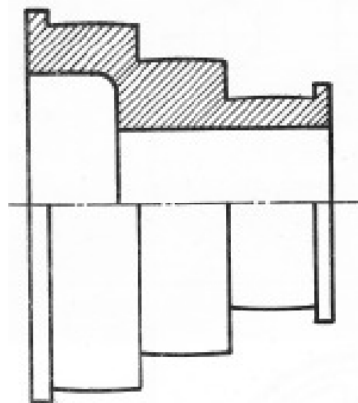
- Τροχαλία σταθερή (π.χ. Σχήμα 2.10α). Σφηνώνεται στον άξονα και περιστρέφεται μαζί με αυτή.
- Τροχαλία ελεύθερη (π.χ. Σχήμα 2.10β). Η ελεύθερη τροχαλία δεν σφηνώνεται και γυρίζει ελεύθερα γύρω από τον άξονα.

Ανάλογα με τη θέση της ή το σκοπό που εξυπηρετεί:

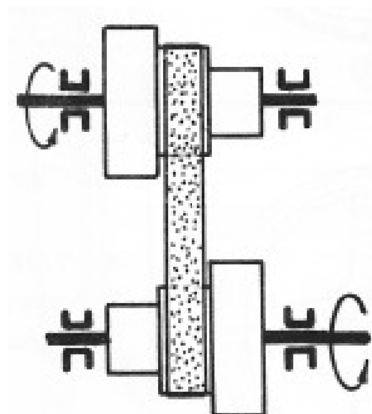
- Τροχαλία κινητήρια. Τοποθετείται στην κινητήρια άτρακτο.
- Τροχαλία κινούμενη. Τοποθετείται στη κινούμενη άτρακτο.
- Τροχαλία τάνυσεως ή τεντώματος. Έχει σαν σκοπό την τάνυση (τέντωμα) του ιμάντα.

Ανάλογα με τη διατομή του ιμάντα ή τη μορφή της στεφάνης:

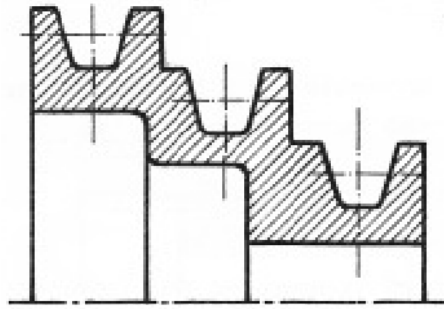
- Τροχαλία επίπεδη (π.χ. Σχήμα 2.11). Είναι τροχαλία για επίπεδο ιμάντα και όπως φαίνεται στο Σχήμα 2.11 γίνεται κυρτή και όχι τελείως επίπεδη.
- Τροχαλία αυλακωτή (π.χ. Σχήμα 2.12). Είναι τροχαλία για ένα ή περισσότερους τραπεζοειδής ιμάντες.
- Τροχαλία επίπεδη κλιμακωτή. Στη τροχαλία αυτή ο επίπεδος ιμάντας μπορεί να εργασθεί σε διαφορετική θέση που αντιστοιχεί και διαφορετική διάμετρος (Σχήμα 2.13 και Σχήμα 2.14). με αυτό τον τρόπο η κινούμενη άτρακτος θα περιστρέφεται με διαφορετική περιστροφική ταχύτητα ανάλογα με τη θέση του ιμάντα.
- Τροχαλία αυλακωτή κλιμακωτή (Σχήμα 2.15). Είναι όπως και η προηγούμενη αλλά για τραπεζοειδή ιμάντα.
- Τροχαλία κωνική (Σχήμα 2.16). Με τις κωνικές τροχαλίες παρέχεται η δυνατότητα συνεχούς μεταβολής των στροφών στην κινούμενη άτρακτο. Η μεταβολή αυτή γίνεται με μετάθεση του ιμάντα κατά τη διάρκεια λειτουργίας αυτού.
- Τροχαλία οδοντωτού ιμάντα (Σχήμα 2.17).
- Τροχαλία μεταβλητής διαμέτρου λειτουργίας του ιμάντα (Σχήμα 2.18). Στην τροχαλία αυτή ο ιμάντας μπορεί να εργασθεί σε μικρότερη ή μεγαλύτερη διάμετρο. Με αυτό τον τρόπο παρέχεται η δυνατότητα συνεχούς μεταβολής των στροφών στην κινούμενη άτρακτο.



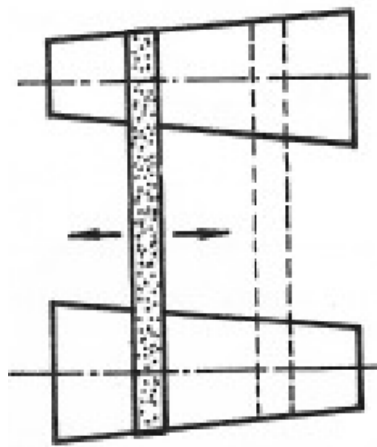
Σχήμα 2.13: Κλιμακωτή επίπεδη τροχαλία. [2]



Σχήμα 2.14: Τροχαλία επίπεδη κλιμακωτή. [2]



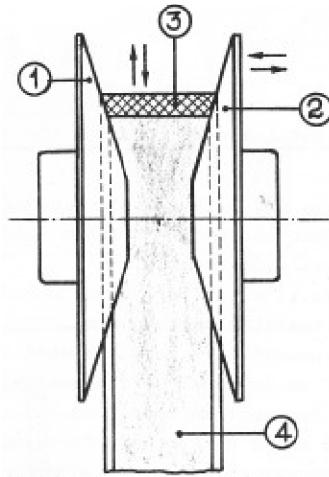
Σχήμα 2.15: Κλιμακωτή αυλακωτή τροχαλία σε τομή. [2]



Σχήμα 2.16: Ζευγάρι κωνικών τροχαλιών για επίπεδο ιμάντα. [2]



Σχήμα 2.17: Οδοντωτός ιμάντας με τη τροχαλία του. [2]



Σχήμα 2.18: Τροχαλία μεταβλητής διαμέτρου λειτουργίας του ιμάντα.
 1. Αριστερό τμήμα τροχαλίας, 2. Δεξιό τμήμα τροχαλίας,
 3. Διατομή ιμάντα, 4. Εσωτερική πλευρά του ιμάντα. [2]

2.5 ΕΠΙΠΕΔΟΙ ΙΜΑΝΤΕΣ

Οι επίπεδοι ιμάντες κατασκευάζονται από διάφορα υλικά, τα κυριότερα από τα οποία είναι: δέρμα, υφαντά πλέγματα εμποτισμένα ή μη, συνθετικά και συνδυασμό υλικών (ιμάντες πολλαπλών στρώσεων).

• Δερμάτινοι ιμάντες

Το δέρμα είναι πολύ κατάλληλο υλικό για ιμάντες, διότι έχει μεγάλο συντελεστή τριβής (που δεν επιτυγχάνεται από κανένα άλλο υλικό) και μικρή παραμένουσα επιμήκυνση. Αντοχή όμως και ευκαμψία διαφέρουν στα διάφορα είδη. Μειονεκτήματα είναι ότι για την μεταφορά μεγάλων ισχύων πρέπει να έχουμε ιμάντες με πολλές στρώσεις από δέρμα δηλαδή μεγάλο πάχος ιμάντα.

Διακρίνουμε:

- Ιμάντες HG (πολύ εύκαμπτους, με περιεχόμενο σε λίπος 7%). Είναι γενικής χρήσης, ειδικά για υψηλή καταπόνηση, ταχύτητα και συχνότητα κάμψεων. Επίσης είναι κατάλληλοι για μεταδόσεις με μικρή απόσταση αξόνων και για λειτουργία με τροχούς τάσης, οδηγούς τροχαλίες και ημιδιασταυρούμενη διάταξη.
- Ιμάντες G (εύκαμπτους, με περιεχόμενο σε λίπος 14%). Χρησιμοποιούνται για κανονικές μεταδόσεις, επίσης για διασταυρούμενες μεταδόσεις και κωνικές τροχαλίες.
- Ιμάντες S (στάνταρτ, με περιεχόμενο σε λίπος μέχρι 25%). Χρησιμοποιούνται σε μικρότερες περιφερειακές ταχύτητες. Ιδιαίτερα σε βαθμωτές τροχαλίες και σε διατάξεις αποσύμπλεξης. Είναι κατάλληλοι για σκληρή λειτουργία στο ύπαιθρο, με περιβάλλον γεμάτο σκόνη.

• Υφαντοί ιμάντες

Κατασκευάζονται από οργανικά υλικά (π.χ. βαμβάκι, τρίχες καμήλας ή κασίκας, φυσικό μετάξι) ή συνθετικά υλικά (π.χ. νάιλον, περλόν, ορλόν, τεχνητό μετάξι).

Έναντι των δερμάτινων ιμάντων έχουν το πλεονέκτημα ότι μπορούν να κατασκευασθούν ατέρμονες και εμφανίζουν έτσι πιο ήρεμη λειτουργία. Μειονέκτημα είναι ότι έχουν μεγαλύτερη ευαισθησία στις πλευρές, πράγμα που οδηγεί σε θραύσεις.

Τα διάφορα πάχη των ιμάντων προκύπτουν από επάλληλες στρώσεις υφαντού που συνδέονται μεταξύ τους με ράψιμο (στην περίπτωση της εμπότισης) με κόλλημα (με Balata ή Gutapercha) ή με βουλκανιζάρισμα (με ελαστικό).

Περισσότερο χρησιμοποιούνται οι ιμάντες Balata (= υλικό παρόμοιο με το καουτσούκ, που προέρχεται από ρητινώδεις χυμούς τροπικών δέντρων, με το οποίο κολλούνται οι στρώσεις του υφαντού) που έχουν αντοχή 2...3 φορές μεγαλύτερη από τους δερμάτινους. Δεν είναι κατάλληλοι για λειτουργία σε θερμούς χώρους και είναι ευαίσθητοι σε επιδράσεις λαδιού και βενζίνης όχι όμως σε επιδράσεις υγρασίας και σκόνης.

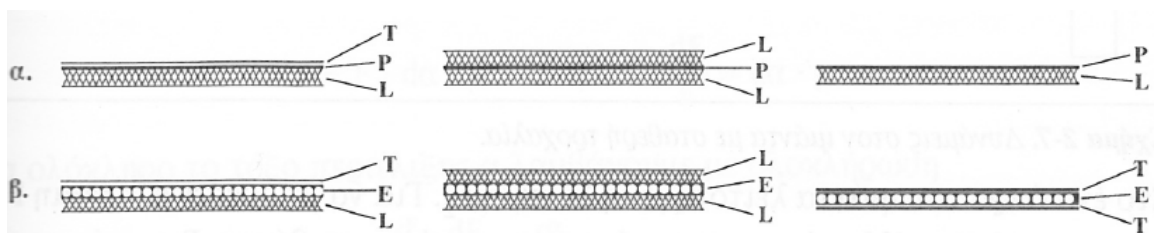
Όταν σαν συνθετικό υλικό χρησιμοποιηθεί το καουτσούκ, τότε λαμβάνουμε τους ελαστικούς ιμάντες. Αν βουλκανιζαριστεί στην επιφάνεια ένα λεπτό στρώμα συνθετικού καουτσούκ (Buna ή Perbunan) γίνονται ανθεκτικοί σε επιδράσεις λαδιού, βενζίνης, υγρασίας και σκόνης. Μπορούν να εργάζονται σε θερμοκρασίες μέχρι 80°C.

- **Ιμάντες από συνθετικά υλικά**

Ιμάντες από συνθετικά υλικά όπως πολυαμίδη, νάιλον και περλόν διαθέτουν υψηλή αντοχή και σχεδόν καθόλου επιμήκυνση. Χρησιμοποιούνται όμως πολύ σπάνια διότι έχουν κακό συντελεστή τριβής. Εξαιρέση αποτελεί ο συνδυασμός μίας ταινίας από νάιλον με λεπτή επίστρωση από συνθετικό καουτσούκ για την αύξηση του συντελεστή τριβής. Ο ιμάντας αυτός είναι κατάλληλος για ταχύτητες μέχρι 100m/sec και μεγάλες ισχύεις.

- **Σύνθετοι ιμάντες ή ιμάντες πολλαπλών στρώσεων**

Είναι ένας συνδυασμός συνθετικού υλικού και δέρματος. Αποτελούνται κατά κανόνα από 2 έως 3 στρώσεις και συγκεκριμένα μία στρώση (L) από δέρμα που παρέχει μεγάλο συντελεστή τριβής, μία στρώση από συνθετικό υλικό π.χ. νάιλον, πολυαμίδη (P) ή πολυεστέρα (E) που παρέχει υψηλή αντοχή σε εφελκυσμό και μικρή επιμήκυνση. Επιπλέον μπορεί να υπάρχει μία τρίτη προστατευτική στρώση από δέρμα (για αμφίπλευρη καταπόνηση σε συστήματα πολλαπλών τροχαλιών) ή από ελαστικοποιημένο υφαντό (T) για μονόπλευρη καταπόνηση. Αν η καταπόνηση σε τριβή είναι μικρή τότε μπορεί να υπάρχει και από τις δύο πλευρές στρώση από ελαστικοποιημένο υφαντό (Σχήμα 2.19).



Σχήμα 2.19: Διατομές ιμάντων πολλαπλών στρώσεων (Extremultus της εταιρείας Siegling) α. τύπος 80, β. τύπος 81. [1]

Οι ιμάντες αυτοί είναι πολύ ελαστικοί και δεν επηρεάζονται από λιπαντικά και καιρικές συνθήκες. Έχουν καλό βαθμό απόδοσης, μεγάλη διάρκεια ζωής, δυνατότητα

μεταφοράς τριπλάσιας ισχύος από τους δερμάτινους και είναι κατάλληλοι για μεγάλες σχέσεις μετάδοσης (έως 1:20), μικρές αποστάσεις αξόνων και μεγάλες ταχύτητες.

Γενικά το είδος αυτό κυριαρχεί πλέον στις μεταδόσεις κίνησης με ιμάντες, έχει υποκαταστήσει σε μεγάλο βαθμό όλα τα είδη ιμάντων που προαναφέρθηκαν, σε πολλές δε περιπτώσεις ακόμα και τους τραπεζοειδείς ιμάντες.

2.6 ΤΡΑΠΕΖΟΕΙΔΕΙΣ ΙΜΑΝΤΕΣ

Οι τραπεζοειδείς ιμάντες έχουν εκτοπίσει σε μεγάλο βαθμό τους επίπεδους ιμάντες, διότι έχουν περίπου τριπλάσια ικανότητα μεταφοράς ισχύος, εργάζονται πιο μαλακά και πρακτικά χωρίς ολίσθηση. Απαιτούν μικρότερη γωνία περιέλιξης, επιτυγχάνοντας έτσι μεγάλες σχέσεις μετάδοσης και μικρότερες αποστάσεις αξόνων. Ο χώρος που καταλαμβάνουν είναι επομένως μικρότερος, όπως επίσης η φόρτιση του άξονα και των εδράνων. Επιπλέον, παρέχουν την δυνατότητα εργασίας πολλών ιμάντων τοποθετημένων ο ένας δίπλα στον άλλο.

Οι τραπεζοειδείς ιμάντες είναι κατασκευασμένοι από ελαστικό και έχουν τραπεζοειδή διατομή. Στο άνω μέρος, ενσωματωμένα στο ελαστικό, υπάρχουν ενισχυτικά νήματα για την παραλαβή των εφελκυστικών δυνάμεων. Όλο το σώμα είναι τυλιγμένο σε ύφασμα και βουλκανιζάρεται μέσα σε φόρμες.

Οι κανονικοί τραπεζοειδείς ιμάντες κατασκευάζονται σε τυποποιημένες διαστάσεις με μια γωνία πλευρών $\alpha = 32^\circ \dots 38^\circ$ ($\alpha \approx 36^\circ$) σε 12 μεγέθη κατά DIN2215 με εσωτερικά μήκη από 100...18000 mm.

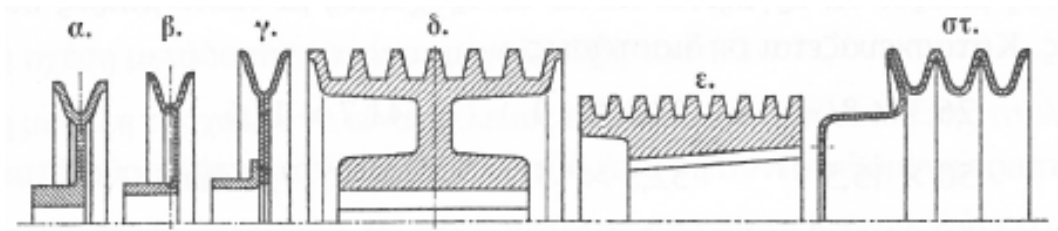
Οι τραπεζοειδείς ιμάντες του μέτρου χρησιμοποιούνται σε μικρές γενικά ταχύτητες λόγω της σχετικής τους ακαμψίας. Κατασκευάζονται από εμποτισμένο σε καουτσούκ ύφασμα που τυλίγεται και βουλκανιζάρεται σε φόρμες μεγάλου μήκους. Δεν είναι εύκαμπτοι, διότι ολόκληρη η διατομή είναι πλήρης από το υφασμάτινο πλέγμα. Για τη σύνδεση τους υπάρχουν μικροί ειδικοί συνδετήρες. Η χρήση των τραπεζοειδών ιμάντων του μέτρου είναι περιορισμένη.

Οι μικροτραπεζοειδείς ιμάντες έχουν πολύ μικρότερη διατομή (1/3 περίπου) από τους κανονικούς. Η μεγαλύτερη ικανότητα μεταφοράς ισχύος που έχουν, οφείλεται στο ότι τα ενισχυτικά νήματα, που εδώ είναι μόνο μια σειρά, βρίσκονται στην ουδέτερη ζώνη του ιμάντα. Έτσι δεν καταπονούνται επιπρόσθετα σε εφελκυσμό λόγω κάμψης και όταν ακόμα εργάζονται πάνω σε τροχαλίες με μικρή διάμετρο.

Οι περιοχές χρησιμοποίησης κανονικών και μικροτραπεζοειδών ιμάντων δεν είναι απόλυτα οριοθετημένες. Συνήθως προτιμούνται οι μικροτραπεζοειδείς για μεταδόσεις κίνησης με:

- ταχύτητες άνω των 25 μέχρι 40 m/sec
- συχνότητες κάμψεων άνω των 30 1/sec
- τροχαλίες που πρέπει για κατασκευαστικούς λόγους να είναι μικρές

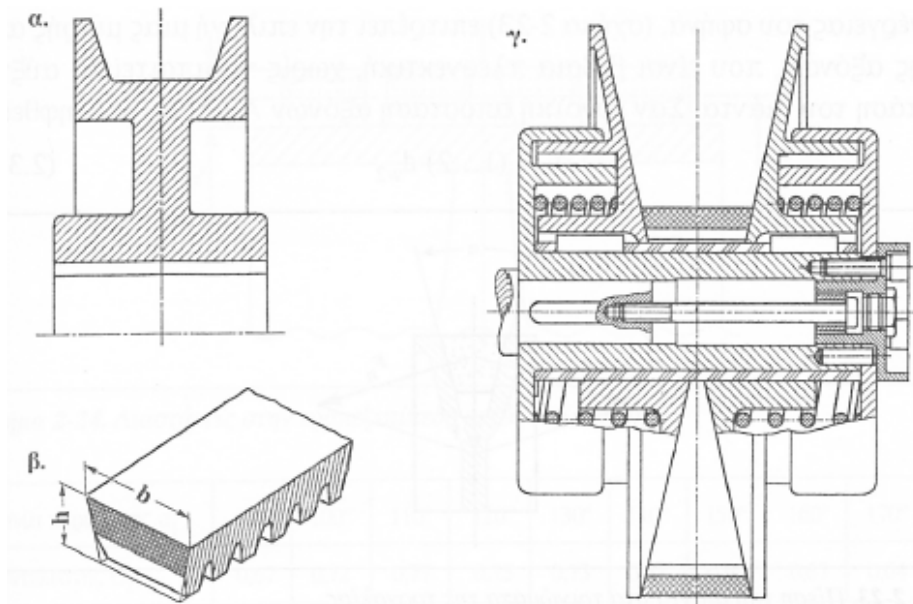
Οι τραπεζοειδείς τροχαλίες κατασκευάζονται χυτές ή συγκολλητές ή για μαζική παραγωγή πρεσσαριστές από έλασμα και έχουν τυποποιημένες διαστάσεις. Ιδιαίτερη προσοχή πρέπει να δίνεται στην κατασκευή λείων και συμμετρικών αυλάκων. Αν π.χ. οι ιμάντες δεν βρίσκονται στο ίδιο ύψος μέσα στα αυλάκια της τροχαλίας, τότε δεν συνεργάζονται μεταξύ τους και φορτίζονται ασύμμετρα, δηλαδή μπορεί ένας μικρός αριθμός από αυτούς να μεταφέρει ολόκληρη την ισχύ, οπότε η φθορά τους είναι ταχύτερη. Διάφορες κατασκευές παρουσιάζονται στο Σχήμα 2.20.



Σχήμα 2.20: Είδη τραπεζοειδών τροχαλιών.

Τροχαλία α. με αυλάκι, χυτευτή, β. με ένα αυλάκι, κολλητή με μαλακή συγκόλληση, γ. με ένα αυλάκι, συγκολλητή με ηλεκτροπόντα, δ. με πολλά αυλάκια, χυτευτή, ε. με πολλά αυλάκια, χυτευτή για κωνικό άκρο άξονα, στ. με πολλά αυλάκια, πρεσσαριστή από έλασμα. [2]

Το Σχήμα 2.21 δείχνει ένα σύστημα για συνεχή, χωρίς βαθμίδες, μεταβολή των στροφών.



Σχήμα 2.21: Σύστημα συνεχούς μεταβολής στροφών.

α. σταθερή τραπεζοειδής τροχαλία, β. εύκαμπτος οδοντωτός τραπεζοειδής ιμάντας, γ. τροχαλία με ρυθμιζόμενη διάμετρο. [2]

Όπως φαίνεται αποτελείται από:

- τη σταθερή τραπεζοειδή τροχαλία (Σχήμα 2.21α)
- τον πολύ λεπτό εύκαμπτο οδοντωτό τραπεζοειδή ιμάντα μεγάλου πλάτους με γωνία $\alpha \approx 30^\circ$ έως 33° (Σχήμα 2.21β). λόγω της ευκαμψίας του ο ιμάντας μπορεί να εργάζεται πάνω σε τροχαλίες με πολύ μικρές διαμέτρους. Κατασκευάζεται σε διαστάσεις

$b \times h$	26,3×8	33,1×10	41,7×12,6	
	50×15,5	52,5×15,9	73×17,5	mm

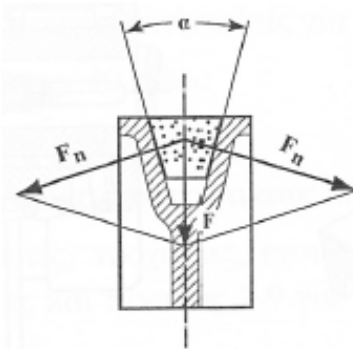
- την τροχαλία με ρυθμιζόμενη διάμετρο (Σχήμα 2.21γ).

Στη ρυθμιζόμενη τροχαλία τα δύο συμμετρικά της τμήματα μπορούν να μετακινηθούν αξονικά (οπότε ο ιμάντας μετακινείται ακτινικά), ενώ πιέζονται συνεχώς προς το μέσο με τη δύναμη ελατηρίων.

Η ρύθμιση των στροφών επιτυγχάνεται με αλλαγή της απόστασης των αξόνων π.χ. με μετακίνηση του κινητήρα (που φέρει τη ρυθμιζόμενη τροχαλία) πάνω σε ολισθητήρες. Η περιοχή ρύθμισης είναι συνήθως 1:3.

Η μεγάλη πίεση του ιμάντα που ασκείται στα τοιχώματα της τροχαλίας λόγω της ενέργειας του σφήνα, (Σχήμα 2.22) επιτρέπει την επιλογή μιας μικρής απόστασης αξόνων, που είναι βέβαια πλεονεκτική, χωρίς να απαιτείται αύξηση στην τάση του ιμάντα. Σαν ευνοϊκή απόσταση αξόνων A μπορεί να ληφθεί:

$$A \approx (1 \dots 2)d_{w2}$$



Σχήμα 2.22: Πίεση του ιμάντα στα τοιχώματα της τροχαλίας. [1]

Κάτω από ορισμένες προϋποθέσεις είναι δυνατό να κατασκευασθεί τραπεζοειδής μόνο η μικρή (κινητήρια) τροχαλία, ενώ η μεγάλη (κινούμενη) να κατασκευαστεί επίπεδη.

Αυτό το είδος της κίνησης λέγεται τραπεζεπίπεδη μετάδοση και η χρησιμοποίηση του οφείλεται κυρίως σε οικονομικούς λόγους (φθηνότερη μεγάλη τροχαλία, χρησιμοποίηση της μεγάλης τροχαλίας σε μετατροπές παλαιών επιπέδων συστημάτων σε τραπεζοειδή).

Για να είναι ικανοποιητική η απόδοση της τραπεζεπίπεδης μετάδοσης πρέπει:

- η σχέση μετάδοσης να είναι μεγαλύτερη του 1:3
- η μεγάλη τροχαλία να είναι τελείως επίπεδη και το πλάτος της τουλάχιστον κατά δύο πλάτη ιμάντων μεγαλύτερο από τη συνεργαζόμενη τραπεζοειδή
- η απόσταση αξόνων A να είναι περίπου όσο και η μεγάλη τροχαλία
- οι ιμάντες να έχουν διατομή 20×12,5 mm και άνω. Δεν ενδείκνυται για μικρότερες διατομές και για μικροτραπεζοειδείς.

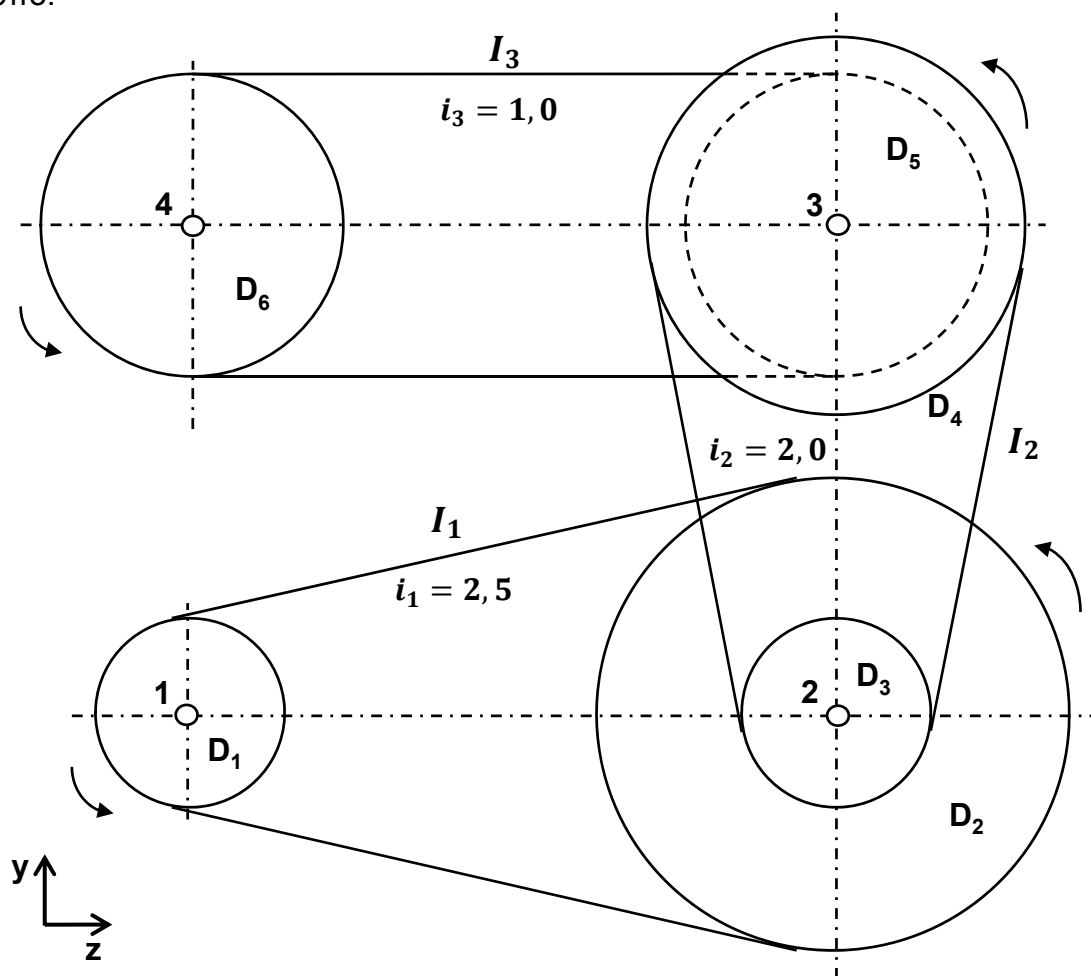
ΚΕΦΑΛΑΙΟ 3

ΥΠΟΛΟΓΙΣΜΟΣ ΙΜΑΝΤΟΚΙΝΗΣΕΩΝ ΤΟΥ ΡΑΒΔΙΣΤΙΚΟΥ

3.1 ΠΕΡΙΓΡΑΦΗ ΤΗΣ ΔΙΑΤΑΞΗΣ ΤΟΥ ΕΛΑΙΟΡΑΒΔΙΣΤΙΚΟΥ

Στην παρούσα εργασία το ελαιοραβδιστικό μηχάνημα που σχεδιάζεται είναι εφοδιασμένο με δύο οριζόντιους κυλίνδρους που φέρουν σιλικονούχα ραβδάκια αντοχής τα οποία περιστρέφονται στον άξονά τους και παίρνουν κίνηση από βενζινοκινητήρα με ισχύ 6 HP και στροφές $n_k = 3000 \text{ rpm}$. Η λειτουργία του είναι η εξής:

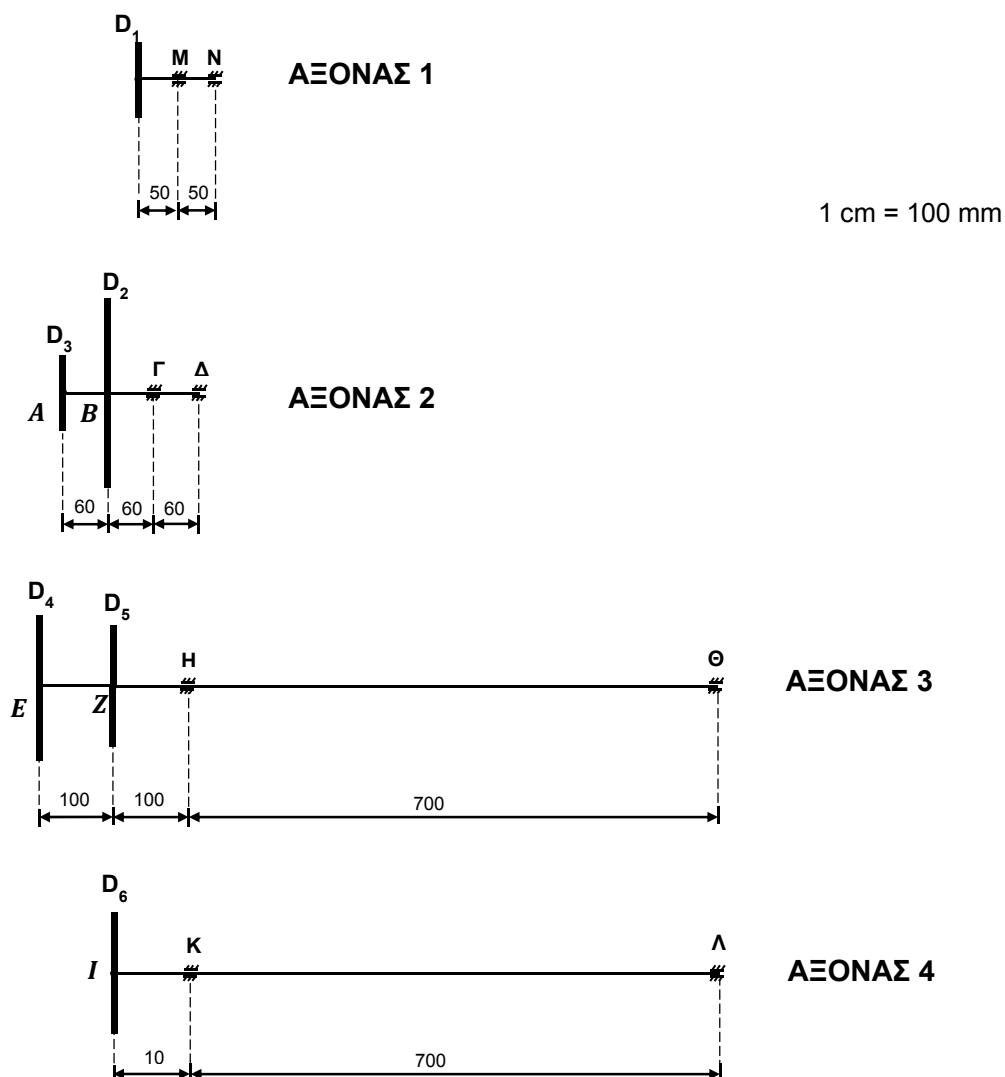
Τα κλαδιά με τις ελιές που έχουν προηγουμένως κλαδευτεί από το δέντρο, τοποθετούνται κάθετα επάνω στους περιστροφικούς κυλίνδρους, με αποτέλεσμα τα δάκτυλα (σιλικονούχα ραβδάκια) να μπαίνουν στο φύλλωμα και να χτενίζουν τον καρπό.



Σχήμα 3.1: Σχηματική παράσταση της διάταξης του ελαιοραβδιστικού μηχανήματος.

Το ελαιοραβδιστικό μηχάνημα που σχεδιάζεται φαίνεται στα Σχήματα 3.1 και 3.2. Η διάταξη αποτελείται από τρεις ιμαντοκινήσεις όπως δείχνει και το Σχήμα 3.1. Η κίνηση στοιχείων της διάταξης γίνεται από βενζινοκινητήρα με ισχύ 6 HP και στροφές $n_k = 3000 \text{ rpm}$.

Η τροχαλία D_1 (κινητήρια τροχαλία της ιμαντοκίνησης I_1) τοποθετείται πάνω στον άξονα του κινητήρα και μεταφέρει ισχύ μέσω τραπεζοειδούς ιμάντα στην τροχαλία D_2 (κινούμενη τροχαλία της ιμαντοκίνησης I_1) με σχέση μετάδοσης $i_1 = 2,5$. Η τροχαλία D_2 τοποθετείται μαζί με μια ακόμη τροχαλία, την D_3 πάνω στον άξονα ΑΔ. Η τροχαλία D_3 (κινητήρια τροχαλία της ιμαντοκίνησης I_2) μεταφέρει ισχύ μέσω τραπεζοειδών ιμάντων στην τροχαλία D_4 (κινούμενη τροχαλία της ιμαντοκίνησης I_2) με σχέση μετάδοσης $i_2 = 2,0$. Η τροχαλία D_4 τοποθετείται μαζί με μια ακόμη τροχαλία, την D_5 πάνω στον άξονα ΕΘ. Η τροχαλία D_5 (κινητήρια τροχαλία της ιμαντοκίνησης I_3) μεταφέρει ισχύ μέσω επίπεδου ιμάντα στην τροχαλία D_6 (κινούμενη τροχαλία της ιμαντοκίνησης I_3) με σχέση μετάδοσης $i_3 = 1,0$.



Σχήμα 3.2: Σχηματική παράσταση αξόνων και τροχαλιών.

Για τους άξονες χρησιμοποιείται υλικό St50 και για τους σφήνες C45, οι τροχαλίες κατασκευάζονται από χυτοσίδηρο. Οι επιτρεπόμενες τάσεις για το χάλυβα St50 είναι $\sigma_{b,\varepsilon\pi} = 52 \text{ N/mm}^2$ και $\tau_{\varepsilon\pi} = 26 \text{ N/mm}^2$ [1] και οι οριακές τιμές δυναμικής αντοχής για κάμψη και στρέψη αντίστοιχα είναι [5]:

Για κάμψη

$$\sigma_{bs} = 470 \text{ N/mm}^2 \quad \sigma_{bsch} = 470 \text{ N/mm}^2 \quad \sigma_{bw} = 300 \text{ N/mm}^2$$

Για στρέψη

$$\tau_s = 230 \text{ N/mm}^2 \quad \tau_{sch} = 230 \text{ N/mm}^2 \quad \tau_w = 210 \text{ N/mm}^2$$

Στους δύο κυλίνδρους είναι τοποθετημένα σε ελικοειδή διάταξη 48 σιλικονούχα ραβδάκια μήκους 11,5 cm και διαμέτρου 10 mm. Τα ραβδάκια αυτά είναι ελαστικά με αποτέλεσμα οι άξονες στους οποίους τοποθετούνται να μην δέχονται φορτία από τα κλαδιά κατά την λειτουργία του μηχανήματος.

3.2 ΣΤΡΟΦΕΣ ΤΡΟΧΑΛΙΩΝ ΚΑΙ ΑΞΟΝΩΝ ΕΛΑΙΟΡΑΒΔΙΣΤΙΚΟΥ

Ο άξονας του κινητήρα περιστρέφεται με $n_k = 3000 \text{ rpm}$.

Η τροχαλία D₁ είναι στερεωμένη στον άξονα του κινητήρα και συνεπώς περιστρέφεται με στροφές $n_1 = n_k = 3000 \text{ RPM}$.

Για την τροχαλία D₂ η σχέση μετάδοσης για πραγματική λειτουργία του ιμάντα I₁ προκύπτει από το λόγο των περιστροφικών ταχυτήτων $n_{2\pi\rho.}$ και n_1 , σύμφωνα με τη σχέση:

$$i_1 = \frac{n_1}{n_{2\pi\rho.}} \quad (3.1)$$

Όπου η σχέση μετάδοσης της ιμαντοκίνησης I₁ είναι ίση με $i_1 = 2,5$. Αντικαθιστούμε τις γνωστές παραμέτρους στην σχέση (3.1) και την επιλύουμε ως προς την ταχύτητα περιστροφής της τροχαλίας D₂:

$$n_{2\pi\rho.} = \frac{n_1}{i_1} = \frac{3000}{2,5} \text{ rpm} \Rightarrow n_{2\pi\rho.} = 1200 \text{ rpm}$$

Η τροχαλία D₃ είναι στερεωμένη στον ίδιο άξονα με την τροχαλία D₂. Από αυτό συμπεραίνουμε ότι θα περιστρέφεται με τον ίδιο αριθμό στροφών. Οπότε έχουμε:

$$n_3 = n_{2\pi\rho.} = 1200 \text{ RPM}$$

Για την τροχαλία D₄ ισχύει η παρακάτω σχέση μετάδοσης για πραγματική λειτουργία του ιμάντα I₂:

$$i_2 = \frac{n_3}{n_{4\pi\rho.}} \quad (3.2)$$

Όπου η σχέση μετάδοσης της ιμαντοκίνησης i_2 είναι ίση με $i_2 = 2$. Αντικαθιστούμε τις γνωστές παραμέτρους στην σχέση (3.2) και την επιλύουμε ως προς την ταχύτητα περιστροφής της τροχαλίας D4:

$$n_{4\pi\rho.} = \frac{n_3}{i_2} = \frac{1200}{2} \text{ rpm} \Rightarrow n_{4\pi\rho.} = 600 \text{ rpm}$$

Η τροχαλία D5 είναι στερεωμένη στον ίδιο άξονα με την τροχαλία D4. Από αυτό συμπεραίνουμε ότι θα περιστρέφεται με τον ίδιο αριθμό στροφών. Οπότε έχουμε:

$$n_5 = n_4 = 600 \text{ RPM}$$

Για την τροχαλία D6 ισχύει η παρακάτω σχέση μετάδοσης για πραγματική λειτουργία του ιμάντα i_3 :

$$i_3 = \frac{n_5}{n_{6\pi\rho.}} \quad (3.3)$$

Όπου η σχέση μετάδοσης της ιμαντοκίνησης i_3 είναι ίση με $i_3 = 1$. Αντικαθιστούμε τις γνωστές παραμέτρους στην σχέση (3.3) και την επιλύουμε ως προς την ταχύτητα περιστροφής της τροχαλίας D6:

$$n_{6\pi\rho.} = \frac{n_5}{i_3} = \frac{600}{1} \text{ rpm} \Rightarrow n_{6\pi\rho.} = 600 \text{ rpm}$$

3.3 ΙΣΧΥΣ ΚΙΝΗΤΗΡΑ ΕΛΑΙΟΡΑΒΔΙΣΤΙΚΟΥ

Γνωρίζουμε την ισχύ του κινητήρα του ελαιοραβδιστικού μηχανήματος η οποία είναι ίση με 6 HP. Μετατρέπουμε σε kW ως εξής:

$$N_k = 6 \text{ HP} = 6 * 0,746 \text{ kW} \Rightarrow N_k = 4,48 \text{ kW}$$

3.4 ΥΠΟΛΟΓΙΣΜΟΣ ΙΣΧΥΟΣ ΤΡΟΧΑΛΙΩΝ

Ισχύς Κινητήρα: $N_k = 4,48 \text{ kW}$

Ισχύς Τροχαλίας D1: $N_1 = N_k - 2 \cdot \varepsilon_L \cdot N_k \quad (3.4)$

$$N_1 = 4,48 - 0,02 \cdot 4,48 \Rightarrow N_1 = 4,39 \text{ kW}$$

Ισχύς Τροχαλίας D2: $N_2 = N_1 - \varepsilon_b \cdot N_1 \quad (3.5)$

$$N_2 = 4,39 - 0,02 \cdot 4,39 \Rightarrow N_2 = 4,30 \text{ kW}$$

Ισχύς Τροχαλίας D3: $N_3 = N_2 - 2 \cdot \varepsilon_L \cdot N_2 \quad (3.6)$

$$N_3 = 4,30 - 2 \cdot 0,01 \cdot 4,30 \Rightarrow N_3 = 4,21 \text{ kW}$$

Τροχαλίας D4: $N_4 = N_3 - \varepsilon_b \cdot N_3 \quad (3.7)$

$$N_4 = 4,21 - 0,02 \cdot 4,21 \Rightarrow N_4 = 4,13 \text{ kW}$$

$$\text{Ισχύς Τροχαλίας D}_5: N_5 = N_4 - 2 \cdot \varepsilon_L \cdot N_4 - N_o \quad (3.8)$$

όπου, N_o η ισχύς στον κύλινδρο του άξονα 3.

$$\text{Ισχύς Τροχαλίας D}_6: N_6 = N_5 - \varepsilon_b \cdot N_5 \quad (3.9)$$

όπου, N_o η ισχύς στον κύλινδρο του άξονα 4 , η οποία είναι ίδια με αυτή του κυλίνδρου στον άξονα 3:

$$N_o = N_6 - 2 \cdot \varepsilon_L \cdot N_6 \quad (3.9\alpha)$$

Από τις σχέσεις (3.8), (3.9) και (3.9α) προκύπτει η ισχύς N_o σε κάθε κύλινδρο, ήτοι:

$$N_o = N_6(1 - 2 \cdot \varepsilon_L) = N_5(1 - \varepsilon_b)(1 - 2 \cdot \varepsilon_L)$$

$$N_o = [N_4(1 - 2 \cdot \varepsilon_L) - N_o](1 - \varepsilon_b)(1 - 2 \cdot \varepsilon_L)$$

$$N_o = \frac{N_4(1 - 2 \cdot \varepsilon_L)^2(1 - \varepsilon_b)}{1 + (1 - 2 \cdot \varepsilon_L)(1 - \varepsilon_b)}$$

$$N_o = \frac{4,13 \text{ kW}(1 - 2 \cdot 0,02)^2}{1 + (1 - 0,02)^2} = 1,98 \text{ kW}$$

Επομένως, η ισχύς της τροχαλίας D₅ σύμφωνα με τη σχέση (3.8) είναι:

$$N_5 = 4,13 - 2 \cdot 0,01 \cdot 4,13 - 1,98 \Rightarrow N_5 = 2,07 \text{ kW}$$

και η ισχύς της τροχαλίας D₆ σύμφωνα με τη σχέση (3.9) είναι:

$$N_6 = 2,07 - 0,02 \cdot 2,07 \Rightarrow N_6 = 2,03 \text{ kW}$$

3.5 ΥΠΟΛΟΓΙΣΜΟΣ ΙΜΑΝΤΟΚΙΝΗΣΗΣ Ι₁

- Ισχύς σχεδιασμού N_{d1}

Υπολογίζουμε την ισχύ σχεδιασμού η οποία είναι ίση με την προς μεταφορά ισχύ, δηλαδή την ισχύ της τροχαλίας D₁, $N_1 = 4,39 \text{ kW}$, αυξημένη κατά τον συντελεστή φόρτισης C. Η τιμή του συντελεστή φόρτισης C προκύπτει από τον Πίνακα 3.1.

Πίνακας 3.1: Συντελεστής φόρτισης C για ιμαντοκινήσεις κατά DIN 2218. [1]

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, ανεμιστήρες και αντλίες έως 7,5 KW	1	1,1	1,2	1,1	1,2	1,3
Μέσου μεγέθους κινήσεις Ψαλίδια κοπής ελασιμάτων, πρέσες, μεταφορείς με αλυσίδες και ιμάντες για βαριά υλικά, δονητικά κόσκινα, γεννήτριες και διεγερτρίες μηχανές, ζυμωτήρια, εργαλειομηχανές (τόρνοι και λειαντικές μηχανές), πλυντήρια, μηχανές εκτύπωσης, ανεμιστήρες 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 κοιβοδάκια), ανελαστικές, πρέσες πλινθάνθρακων, υφαντουργικές μηχανές, μηχανές χαρτοποιίας, εμβολοφόρες αντλίες, αντλίες εκσκαφών, προιονιστήρια, σφαιρόμυλοι	1,2	1,3	1,4	1,4	1,5	1,6
Πολύ ισχυρές κινήσεις Συστήματα άλεσης υψηλής φόρτισης, θραυστήρες πέτρας, σπλιρωτικές μηχανές, αναμικτήρες, βαρούλκα, γερανοί, εξακαφείς	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 δικτύου, κινητήρες διακλάδωσης 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.						

Για μηχανές μέτριου φορτίου με αριθμό στροφών μεγαλύτερο των 600 rpm και κάτω από 10 ώρες ημερήσια λειτουργία $C = 1,1$. Συνεπώς, η ισχύς σχεδιασμού είναι:

$$N_d = C \cdot N_1 \quad (3.10)$$

$$N_d = 1,1 \cdot 4,39 \text{ kW} \Rightarrow N_d = 4,83 \text{ kW}$$

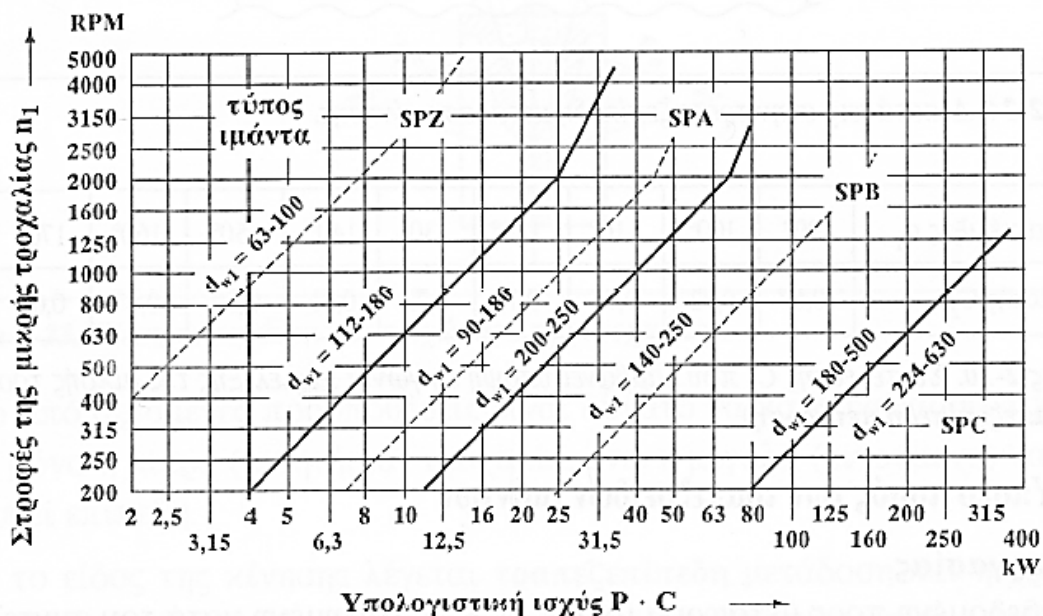
- **Στροφές τροχαλίας D₁**

Η τροχαλία D₁ είναι στερεωμένη στον άξονα του κινητήρα και συνεπώς περιστρέφεται με στροφές:

$$n_1 = n_k = 3000 \text{ rpm}$$

- **Τύπος ιμάντα I₁**

Λαμβάνοντας υπόψη ότι πρόκειται για μικροτραπεζοειδείς ιμάντες και για ισχύ σχεδιασμού $N_d = 4,83 \text{ kW}$ και $n_1 = 3000 \text{ rpm}$ εκλέγεται από το Σχήμα 3.2 μικροτραπεζοειδής ιμάντας τύπου SPA. Αξίζει να σημειωθεί ότι αρχικά εκλέχθηκε μικροτραπεζοειδής ιμάντας τύπου SPZ αλλά απορρίφθηκε, διότι προκύπτουν περισσότεροι από ένας ιμάντες.



Σχήμα 3.2: Εκλογή τύπου ιμάντα (για μικροτραπεζοειδείς ιμάντες).

- Διάμετρος μικρής τροχαλίας

Η διάμετρος της μικρής τροχαλίας εκλέγεται σύμφωνα με το Πίνακα 3.2 και είναι:

$$D_1 = 100 \text{ mm}$$

Πίνακας 3.2: Τυποποιημένες διάμετροι τροχαλιών για επίπεδους (DIN 111) και τραπεζοειδείς (DIN 2217) ιμάντες. [1]

20	22	25	28	31.5	35.5	40	45	50	56	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	2240	2500	2800	3150	3550	4000	4500	5000											

- Διάμετρος μεγάλης τροχαλίας

Για τον υπολογισμό της μεγάλης τροχαλίας λαμβάνεται η σχέση:

$$i_1 = \frac{D_2}{D_1} (1 - \psi) \Rightarrow D_2 = i_1 \cdot D_1 \cdot (1 - \psi) \quad (3.11)$$

Όπου $i_1 = 2,5$ η σχέση μετάδοσης της ιμαντοκίνησης, D_1 η διάμετρος της κινητήριας τροχαλίας και $\psi \cong 2\% = 0,02$ ο συντελεστής διολίσθησης. Με αντικατάσταση έχουμε:

$$D_2 = 2,5 \cdot 100 \text{ mm} \cdot (1 - 0,02) = 245 \text{ mm}$$

Από τον Πίνακα 3.2 εκλέγεται τυποποιημένη διάμετρος $D_2 = 250 \text{ mm}$

- **Γραμμική ταχύτητα ιμάντα**

Η γραμμική ταχύτητα του ιμάντα υπολογίζεται σύμφωνα με την σχέση:

$$U_1 = \frac{\pi D_1 n_1}{60} \quad (3.12)$$

$$U_1 = \frac{\pi \cdot 100 \cdot 10^{-3} m \cdot 3000 \text{ rpm}}{60} = 15,7 \text{ m/s}$$

Παρατηρούμε ότι ισχύει $5 \text{ m/s} < U_1 = 15,7 \text{ m/s} < 30 \text{ m/s}$, συνεπώς είναι αποδεκτή η διάμετρος που εκλέξαμε.

- **Αρχική εκτίμηση απόστασης αξόνων των τροχαλιών**

Για ανοιχτή διάταξη λαμβάνουμε μια αρχική εκτίμηση για την απόσταση των αξόνων από την σχέση:

$$A = 0,8(D_1 + D_2) \quad (3.13)$$

$$A = 0,8(100 + 250) \text{ mm} = 280 \text{ mm}$$

Η μέγιστη απόσταση των αξόνων είναι:

$$A_{max} = 2(D_1 + D_2) \quad (3.14)$$

$$A_{max} = 2(100 + 250) = 700 \text{ mm}$$

Λόγω περιορισμού στον χώρο και για κατασκευαστικούς λόγους εκλέγουμε την μικρότερη απόσταση αξόνων δηλαδή:

$$A = 280 \text{ mm}$$

- **Μήκος ιμάντων**

Για ανοιχτή διάταξη το μέσο μήκος του ιμάντα με ικανοποιητική προσέγγιση δίνεται από την σχέση:

$$L_w = 2A + \pi \left(\frac{D_2 + D_1}{2} \right) + \frac{1}{A} \left(\frac{D_2 - D_1}{2} \right)^2 \quad (3.15)$$

$$L_w = 2 \cdot 280 + 3,14 \cdot \left(\frac{250 + 100}{2} \right) + \frac{1}{280} \cdot \left(\frac{250 - 100}{2} \right)^2$$

$$L_w = 1129,6 \text{ mm}$$

Από τον Πίνακα 3.3 λαμβάνεται το τυποποιημένο μήκος $L_w = 1250 \text{ mm}$.

Πίνακας 3.3: Συντελεστής μήκους C_4 για μικροτραπεζοειδείς ιμάντες. Τυποποιημένη περίμετρος L_a για ιμάντες οχημάτων και L_w για ιμάντες γενικής χρήσης. [1]

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

Για ιμάντα SPA η εξωτερική περίμετρος είναι σύμφωνα με τον Πίνακα 3.4:

$$L_a = L_w + \Delta L = 1250 + 17$$

$$L_a = 1267 \text{ mm}$$

Πίνακας 3.4: Εύρεση της τυποποιημένης εξωτερικής περιμέτρου L_a από την περίμετρο ενέργειας L_w για μικροτραπεζοειδείς ιμάντες. [1]

Τύπος ιμάντα	SPZ	SPA	SPB	19	SPC	Τύπος
Περίμετρος ενέργειας L_w	+12	+17	+22	+25	+30	Εσωτερική = περίμετρος L_a

- **Απόσταση των αξόνων των τροχαλιών**

Σύμφωνα με το μήκος $L_w = 1250 \text{ mm}$ υπολογίζουμε την τελική απόσταση των αξόνων των τροχαλιών ως εξής:

$$A \approx f_1 + \sqrt{f_1^2 - f_2} \quad (3.16)$$

Όπου,

$$f_1 = \frac{L_w}{4} - \frac{\pi(D_2 + D_1)}{8} \quad (3.17)$$

$$f_1 = \frac{1250 \text{ mm}}{4} - \frac{3,14(250 + 100)\text{mm}}{8} = 175 \text{ mm}$$

$$f_2 = \frac{(D_2 - D_1)^2}{8} \quad (3.18)$$

$$f_2 = \frac{(250 - 100)^2}{8} = 2812 \text{ mm}^2$$

Προκύπτει η νέα απόσταση των αξόνων:

$$A \approx 175 \text{ mm} + \sqrt{(175 \text{ mm})^2 - 2812 \text{ mm}^2} = 342 \text{ mm}$$

- **Συχνότητα κάμψεων**

Η συχνότητα κάμψεων δίνεται από την σχέση:

$$B = \frac{z \cdot U_1}{L_w} \quad (3.19)$$

Με αντικατάσταση λαμβάνουμε:

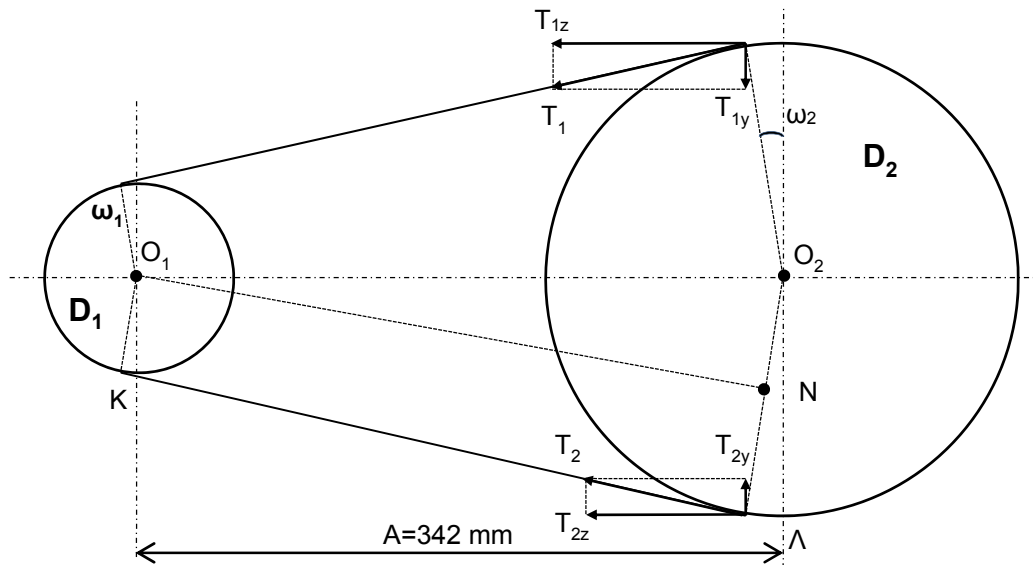
$$B = \frac{2 \cdot 15,7 \text{ m/s}}{1,25 \text{ m}} = 25,12 \text{ s}^{-1} < B_{max} = 40 \text{ s}^{-1}$$

- **Γωνία κλίσεως κλάδων ιμάντα**

Στο Σχήμα 3.4 έχουμε σχεδιάσει τις τροχαλίες D_1 και D_2 και τον ιμάντα I_1 . Εάν φέρουμε το ευθύγραμμο τμήμα O_1N παράλληλο προς την $ΚΛ$, από το ορθογώνιο τρίγωνο O_1O_2N βρίσκουμε την γωνία κλίσεως των κλάδων ω_1 , ήτοι:

$$\sin \omega_1 = \frac{O_2N}{O_1O_2} = \frac{r_2 - r_1}{A} \quad (3.20)$$

$$\sin \omega_1 = \frac{D_2 - D_1}{2A} \Rightarrow \omega_1 = \sin^{-1} \frac{D_2 - D_1}{2A} = \sin^{-1} \frac{250 - 100}{2 \cdot 342} \Rightarrow \omega_1 = 12,67^\circ$$



Σχήμα 3.4: Ιμαντοκίνηση I₁ (κλίμακα 1:4)

- **Τόξο τύλιξης μικρής τροχαλίας**

Το τόξο τύλιξης δίνεται από την σχέση:

$$a_1 = 180^\circ - 2 \sin^{-1} \left(\frac{D_2 - D_1}{2A} \right) \quad (3.21)$$

Με αντικατάσταση λαμβάνουμε:

$$a_1 = 180^\circ - 2 \sin^{-1} \left(\frac{250 - 100}{2 \cdot 342} \right)$$

$$a_1 = 154,7^\circ = 2,7 \text{ rad}$$

- **Συντελεστές φόρτισης C, περιέλιξης C₂ και μήκους C₄**

Από τον Πίνακα 3.1 προκύπτει ο συντελεστής φόρτισης: $C = 1,1$

Ο συντελεστής περιέλιξης C₂, λαμβάνει υπόψη τις δυσμενείς συνθήκες όταν η γωνία περιέλιξης της μικρής τροχαλίας είναι $\alpha < 180^\circ$.

Πίνακας 3.5: Συντελεστής C_2 που λαμβάνει υπόψη τη γωνία περιέλιξης της μικρής τροχαλίας (για τραπεζοειδής ιμάντες). [1]

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

Από τον Πίνακα 3.5 έχουμε:

$$\alpha_1 = 160^\circ \rightarrow C_2 = 0,95$$

$$\alpha_1 = 170^\circ \rightarrow C_2 = 0,98$$

Θέτουμε:

$$x = 167^\circ \rightarrow y = C_2$$

$$x_1 = 160^\circ \rightarrow y_1 = 0,95$$

$$x_2 = 170^\circ \rightarrow y_2 = 0,98$$

Με γραμμική παρεμβολή προκύπτει η τιμή του συντελεστή περιέλιξης C_2 για γωνία περιέλιξης της μικρής τροχαλίας ίση με $\alpha_1 = 167^\circ$, ως εξής:

$$\frac{y - y_1}{x - x_1} = \frac{y_2 - y_1}{x_2 - x_1}$$

Αντικαθιστώντας έχουμε:

$$\frac{C_2 - 0,95}{167^\circ - 160^\circ} = \frac{0,98 - 0,95}{170^\circ - 160^\circ}$$

$$C_2 = 0,971$$

Ο συντελεστής μήκους λαμβάνει υπόψη του ότι με την αύξηση του μήκους του ιμάντα αυξάνεται και η ικανότητα για μεταφορά ισχύος και η διάρκεια ζωής, διότι ελαττώνεται ο αριθμός κάμψεων. Από τον Πίνακα 3.4 για μικροτραπεζοειδείς ιμάντες και τύπο ιμάντα SPA με $L_w = 1250 \text{ mm}$ λαμβάνεται:

$$C_4 = 0,89$$

- **Ειδική ισχύς**

Η ειδική ισχύς είναι η ισχύς που μεταφέρεται από έναν ιμάντα και έχει μονάδα $kW/\mu\acute{\alpha}\nu\tau\alpha$. Εξαρτάται από τον τύπο του ιμάντα και την περιφερειακή ταχύτητα. Από τον Πίνακα 3.6 προκύπτει η τιμή της μεταφερόμενης ισχύος για μικροτραπεζοειδείς ιμάντες τύπου SPA.

Πίνακας 3.6: Μεταφερόμενη ισχύς P_0 σε KW/ιμάντα (DIN 7753) για μικροτραπεζοειδείς ιμάντες. [1]

Τύπος ιμάντα	d_{w1} mm	P_0 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
SPA (12,7)	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
	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
SPB (16,3)	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	--	--	--
	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	--	--	--
19 (18,6)	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	--	--	--	--	--	--	--
SPC (22)	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	--	--	--	--	--	--	--
SPC (22)	500	7,46	13,75	21,65	23,82	26,50	29,69	30,57	29,87	22,74	--	--	--	--	--	--	--	--	--
	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	--	--	--	--	--	--	--
SPC (22)	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	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--

Θα εφαρμόσουμε την μέθοδο της γραμμικής παρεμβολής για να υπολογίσουμε την μεταφερόμενη ισχύ για διάμετρο μικρής τροχαλίας ίση με 100 mm και 3000 RPM.

Για $D_1 = 90 \text{ mm}$ από τον Πίνακα 3.6 λαμβάνουμε:

$$n_1 = 2800 \text{ rpm} \rightarrow P_0 = 3,96 \text{ kW/ιμάντα}$$

$$n_1 = 3200 \text{ rpm} \rightarrow P_0 = 4,27 \text{ kW/ιμάντα}$$

Θέτουμε:

$$x = 3000 \text{ RPM και } y = P_0$$

$$x_1 = 2800 \text{ rpm και } y_1 = 3,96 \text{ kW/ιμάντα}$$

$$x_2 = 3200 \text{ rpm και } y_2 = 4,27 \text{ kW/ιμάντα}$$

Με γραμμική παρεμβολή προκύπτει η τιμή της μεταφερόμενης ισχύος για 90 mm και 3000 RPM:

$$\frac{y - y_1}{x - x_1} = \frac{y_2 - y_1}{x_2 - x_1}$$

$$\frac{P_0 - 3,96}{3000 - 2800} = \frac{4,27 - 3,96}{3200 - 2800}$$

$$P_0 = 4,12 \text{ kW/ιμάντα}$$

Για $D_1 = 125 \text{ mm}$ από τον Πίνακα 3.6 λαμβάνουμε:

$$n_1 = 2800 \text{ rpm} \rightarrow P_0 = 7,31 \text{ kW/ιμάντα}$$

$$n_1 = 3200 \text{ rpm} \rightarrow P_0 = 7,86 \text{ kW/ιμάντα}$$

Θέτουμε:

$$x = 3000 \text{ RPM και } y = P_0$$

$$x_1 = 2800 \text{ rpm και } y_1 = 7,31 \text{ kW/ιμάντα}$$

$$x_2 = 3200 \text{ rpm και } y_2 = 7,86 \text{ kW/ιμάντα}$$

Με γραμμική παρεμβολή προκύπτει η τιμή της μεταφερόμενης ισχύος για 125 mm και 3000 RPM:

$$\frac{y - y_1}{x - x_1} = \frac{y_2 - y_1}{x_2 - x_1}$$

$$\frac{P_o - 7,31}{3000 - 2800} = \frac{7,86 - 7,31}{3200 - 2800}$$

$$P_o = 7,6 \text{ kW/ιμάντα}$$

Συνεπώς προκύπτουν τα εξής:

$$D_1 = 90 \text{ mm} \rightarrow P_o = 4,12 \text{ kW/ιμάντα}$$

$$D_1 = 125 \text{ mm} \rightarrow P_o = 7,6 \text{ kW/ιμάντα}$$

Θέτουμε:

$$x = 100 \text{ mm και } y = P_o$$

$$x_1 = 90 \text{ mm και } y_1 = 4,12 \text{ kW/ιμάντα}$$

$$x_2 = 125 \text{ mm και } y_2 = 7,6 \text{ kW/ιμάντα}$$

Με γραμμική παρεμβολή προκύπτει η τιμή της μεταφερόμενης ισχύος για 100 mm και 3000 RPM:

$$\frac{y - y_1}{x - x_1} = \frac{y_2 - y_1}{x_2 - x_1}$$

$$\frac{P_o - 4,12}{100 - 90} = \frac{7,6 - 4,12}{125 - 90}$$

Συνεπώς,

$$P_o = 5,12 \text{ kW/ιμάντα}$$

• Αριθμός ιμάντων

Ο απαιτούμενος αριθμός ιμάντων j προκύπτει από τη σχέση:

$$j \geq \frac{P \cdot C}{P_o \cdot C_2 \cdot C_4} \quad (3.22)$$

$P = 4,39 \text{ kW}$: η προς μεταφορά ισχύς

$C = 1,1$: ο συντελεστής φόρτισης

$P_o = 5,12 \text{ kW/ιμάντα}$: η ειδική ισχύς

$C_2 = 0,971$: συντελεστής περιέλιξης

$C_4 = 0,89$: συντελεστής μήκους

Με αντικατάσταση προκύπτει:

$$j \geq \frac{4,39 \text{ kW} \cdot 1,1}{5,12 \text{ kW/ιμάντα} \cdot 0,971 \cdot 0,89}$$

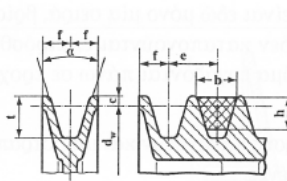
Άρα $j = 1$ ιμάντας

• **Χαρακτηριστικά στοιχεία διατομής ιμάντα I₁**

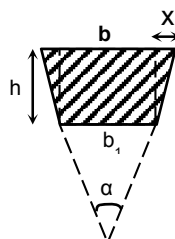
Από τον Πίνακα 3.7 εκλέγουμε ιμάντα SPA. Τα χαρακτηριστικά του ιμάντα φαίνονται παρακάτω.

- Πλάτος άνω επιφάνειας: $b = 12,7 \text{ mm}$
- Ύψος διατομής: $h = 10 \text{ mm}$
- Γωνία τραπέζιου: $\alpha = 34^\circ$ για $D_1 = 100 \text{ mm}$

Πίνακας 3.7: Μικροτραπεζοειδείς ιμάντες (DIN 7753) και τροχαλίες (DIN 2211) (σε mm). [1]



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



Σχήμα 3.5: Σχέδιο μικροτραπεζοειδούς ιμάντα SPA. Κλίμακα 1:1.

Με τη βοήθεια του Σχήματος 3.5 προσδιορίζεται το πλάτος της κάτω επιφάνειας του ιμάντα ως εξής:

- Πλάτος κάτω επιφάνειας: $b_1 = b - 2x$

$$\tan \frac{a}{2} = \frac{x}{h} \Rightarrow x = h \cdot \tan \frac{a}{2} \quad (3.23)$$

$$x = 10 \text{ mm} \cdot \tan \frac{34^\circ}{2} \Rightarrow x = 3,06 \text{ mm}$$

$$b_1 = b - 2x = 12,7 - 2 \cdot 3,06 \text{ mm} \Rightarrow b_1 = 6,58 \text{ mm}$$

- Επιφάνεια διατομής:

$$A = \frac{b + b_1}{2} h \quad (3.24)$$

$$A = \frac{(12,7 + 6,58) \text{ mm}}{2} 10 \text{ mm} \Rightarrow A = 96,4 \text{ mm}^2$$

- Πυκνότητα υλικού: $\rho = 1,2 \text{ Kg/dm}^3$
- Ειδικό βάρος υλικού: $\gamma = 1,2 \text{ Kp/dm}^3$
- Συντελεστής τριβής: $\mu = 0,5$
- Μέτρο ελαστικότητας σε κάμψη: $E_b = 5 \text{ Kp/mm}^2$
- Γραμμική πυκνότητα ιμάντα:

$$w = \rho \cdot A = 1,2 \text{ Kg/dm}^3 \cdot 96,4 \times 10^{-4} \text{ dm}^2$$

$$w = 0,012 \text{ Kg/dm} = 0,12 \text{ Kg/m}$$

• Δυνάμεις σε κάθε ιμάντα

Η δυνάμεις πάνω στον ιμάντα υπολογίζονται ως εξής:

Φυγόκεντρη δύναμη

Η φυγόκεντρη δύναμη που αναπτύσσεται στον ιμάντα δίνεται από την σχέση:

$$S_f = w \cdot u^2 \quad (3.25)$$

Όπου:

$w = 0,12 \text{ Kg/m}$: η γραμμική πυκνότητα ιμάντα

$u = 15,7 \text{ m/s}$: η ταχύτητα του ιμάντα

$$S_f = 0,12 \text{ Kg/m} \cdot (15,7 \text{ m/s})^2$$

$$S_f = 29,6 \text{ N/ιμάντα} \approx 30 \text{ N/ιμάντα}$$

Περιφερειακή δύναμη ιμάντα

Η ροπή στρέψης της μικρής τροχαλίας υπολογίζεται από την σχέση:

$$M_{t1} = 9550 \frac{N_1}{n_1} \quad (3.26)$$

Με αντικατάσταση έχουμε:

$$M_{t1} = 9550 \frac{4,39 \text{ KW}}{3000 \text{ rpm}}$$

$$M_{t1} = 14 \text{ Nm}$$

Η περιφερειακή δύναμη που αναπτύσσεται στον ιμάντα δίνεται από την σχέση:

$$U = \frac{2M_{t1}}{D_1} \quad (3.27)$$

Με αντικατάσταση έχουμε:

$$U = \frac{2 \cdot 14 \text{ Nm}}{0,1 \text{ m}}$$

$$U = 280 \text{ N}$$

• Δυνάμεις κλάδων ιμάντων

Η δύναμη τριβής ορίζεται ως η διαφορά της δύναμης του έλκοντα κλάδου από την δύναμη του ελκόμενου κλάδου, ήτοι:

$$U = S_1 - S_2 \quad (3.28)$$

Αντικαθιστώντας έχουμε:

$$S_1 - S_2 = 280 \Rightarrow S_1 = 280 + S_2$$

Οι δυνάμεις του έλκοντα και του ελκόμενου κλάδου συνδέονται και με τη σχέση:

$$\frac{S_1 - S_f}{S_2 - S_f} = e^{\frac{\mu\phi_1}{\sin(\alpha/2)}} \quad (3.29)$$

Με αντικατάσταση έχουμε:

$$\frac{S_1 - 30}{S_2 - 30} = e^{\frac{0,5 \cdot 2,7 \text{ rad}}{\sin(34^\circ/2)}} = e^{4,62} = 102$$

$$S_1 - 30 = 102(S_2 - 30) \Rightarrow 280 + S_2 - 30 = 102(S_2 - 30)$$

$$S_2 + 250 = 102 \cdot S_2 - 3060 \Rightarrow 101 \cdot S_2 = 3310$$

$$S_2 = 33 \text{ N}$$

Άρα

$$S_1 = 280 + 33 \Rightarrow S_1 = 313 \text{ N}$$

- **Πρόταση ιμάντα**

Η πρόταση του ιμάντα ορίζεται με την σχέση:

$$S_o = \frac{S_1 + S_2}{2} \quad (3.30)$$

Αντικαθιστώντας έχουμε:

$$S_o = \frac{313 + 33}{2} \Rightarrow S_o = 173 \text{ N}$$

- **Δύναμη στους άξονες των τροχαλιών**

Η δύναμη που ασκείται στους άξονες των τροχαλιών δίνεται από την σχέση:

$$R_b = \sqrt{S_1^2 + S_2^2 + 2S_1S_2 \cos \varphi} \quad (3.31)$$

Όπου:

$$\varphi = 2\omega = 180^\circ - \alpha_1 = 180^\circ - 154,7^\circ = 25,3^\circ$$

Με αντικατάσταση λαμβάνουμε:

$$R_b = \sqrt{313^2 + 33^2 + 2 \cdot 313 \cdot 33 \cos 25,3^\circ}$$

$$R_b = 343 \text{ N}$$

- **Τάσεις ιμάντα**

Η τάσεις που αναπτύσσονται στον ιμάντα υπολογίζονται ως εξής:

- Εφελκυστική τάση λόγω της S_1 :

$$\sigma_1 = \frac{S_1}{A} \quad (3.32)$$

$$\sigma_1 = \frac{313 \text{ N}}{96,4 \text{ mm}^2} = 3,25 \text{ N/mm}^2 = 3,25/9,81 \text{ Kp/mm}^2 = 0,33 \text{ Kp/mm}^2$$

$$\sigma_1 = 0,33 \text{ Kp/mm}^2$$

- Εφελκυστική τάση λόγω των φυγόκεντρων δυνάμεων S_f :

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

$$\sigma_f = \frac{30 \text{ N}}{96,4 \text{ mm}^2} = 0,31 \text{ N/mm}^2 = 0,31/9,81 \text{ Kp/mm}^2 = 0,03 \text{ Kp/mm}^2$$

$$\sigma_f = 0,03 \text{ Kp/mm}^2$$

- Εφελκυστική τάση λόγω κάμψης:

$$\sigma_b = E_b \left(\frac{s}{D_1 + s} \right) \quad (3.34)$$

$$\sigma_b = E_b \left(\frac{s}{D_1 + s} \right) = 5 \text{ Kp/mm}^2 \frac{10 \text{ mm}}{(100 + 10) \text{ mm}}$$

$$\sigma_b = 0,46 \text{ Kp/mm}^2$$

• Έλεγχος αντοχής

Η συνολική μέγιστη τάση ιμάντα ορίζεται από την σχέση:

$$\sigma_{max} = \sigma_1 + \sigma_f + \sigma_b \quad (3.35)$$

$$\sigma_{max} = 0,33 + 0,03 + 0,46 = 0,82 \text{ N/mm}^2$$

Παρατηρούμε ότι ισχύει:

$$\sigma_{max} = 0,82 \text{ Kp/mm}^2 < \sigma_{\epsilon\pi.} = 0,9 \text{ Kp/mm}^2$$

Άρα οι ιμάντες αντέχουν και είναι κατάλληλοι.

• Διάρκεια ζωής

Η διάρκεια ζωής ιμάντων ορίζεται από την σχέση:

$$H = \frac{N_b}{3600 \cdot B} \left(\frac{\sigma_{\epsilon\pi.}}{\sigma_{max}} \right)^m \quad (3.36)$$

$$N_b = 10^7 \text{ κύκλοι}$$

$$B = 25,12 \text{ s}^{-1}$$

$m = 8$ για τραπεζοειδή ιμάντα

Αντικαθιστώντας στην παραπάνω σχέση προκύπτει:

$$H = \frac{10^7 \text{ κύκλοι}}{3600 \cdot 25,12 \text{ s}^{-1}} \left(\frac{0,9 \text{ Kp/mm}^2}{0,82 \text{ Kp/mm}^2} \right)^8 \Rightarrow H = 232 \text{ ώρες}$$

• Τάσεις ιμάντα I_1 και δυνάμεις στον άξονα 2

Οι συνολικές δυνάμεις που αναπτύσσονται στον τραπεζοειδή ιμάντα υπολογίζονται ως εξής:

$$T_1 = S_1 = 313 \text{ N}$$

$$T_2 = S_2 = 33 \text{ N}$$

Αναλύουμε τις τάσεις T_1 και T_2 σε συνιστώσες y και z ως εξής:

$$T_{1y} = T_1 \cdot \sin\omega \quad (3.37)$$

$$T_{1z} = T_1 \cdot \cos\omega \quad (3.38)$$

$$T_{2y} = T_2 \cdot \sin\omega \quad (3.39)$$

$$T_{2z} = T_2 \cdot \cos\omega \quad (3.40)$$

Αντικαθιστώντας στις παραπάνω σχέσεις έχουμε:

$$(3.37) \Rightarrow T_{1y} = 313 \cdot \sin 12,67^\circ \Rightarrow T_{1y} = 68,6 \text{ N}$$

$$(3.38) \Rightarrow T_{1z} = 313 \cdot \cos 12,67^\circ \Rightarrow T_{1z} = 305,4 \text{ N}$$

$$(3.39) \Rightarrow T_{2y} = 33 \cdot \sin 12,67^\circ \Rightarrow T_{2y} = 7,2 \text{ N}$$

$$(3.40) \Rightarrow T_{2z} = 33 \cdot \cos 12,67^\circ \Rightarrow T_{2z} = 32,2 \text{ N}$$

Υπολογίζουμε την συνολική δύναμη P_B που ασκείται στον άξονα από τον ιμάντα στην θέση B, λόγω της έλξης των κλάδων του ιμάντα. Η δύναμη αυτή υπολογίζεται με βάση τις συνιστώσες P_{By} και P_{Bz} κατά τους άξονες y και z αντίστοιχα.

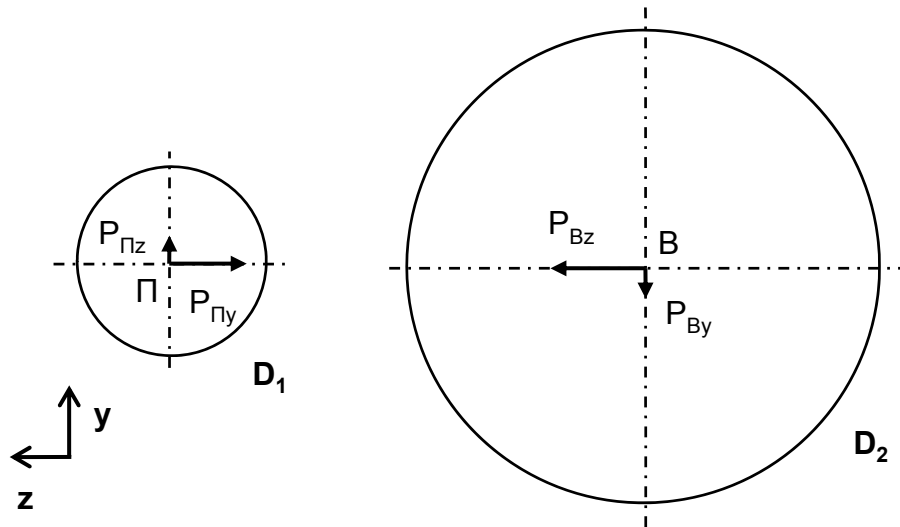
$$P_{By} = T_{1y} - T_{2y} = 68,6 - 7,2 = 61,6 \text{ N} (\downarrow)$$

$$P_{Bz} = T_{1z} + T_{2z} = 305,4 + 32,2 = 337,6 \text{ N} (\leftarrow)$$

$$P_B = \sqrt{P_{By}^2 + P_{Bz}^2} = \sqrt{61,6^2 + 337,6^2} \Rightarrow P_B = 343,2 \text{ N}$$

$$P_{\Pi y} = 61,6 \text{ N} (\uparrow)$$

$$P_{\Pi z} = 337,6 \text{ N} (\rightarrow)$$



Σχήμα 3.6: Δυνάμεις στις τροχαλίες της ιμαντοκίνησης I₁. Κλίμακα 1:4.

3.6 ΥΠΟΛΟΓΙΣΜΟΣ ΙΜΑΝΤΟΚΙΝΗΣΗΣ I₂

- Ισχύς σχεδιασμού N_{d2}

Υπολογίζουμε την ισχύ σχεδιασμού η οποία είναι ίση με την προς μεταφορά ισχύ, δηλαδή την ισχύ της τροχαλίας D₃, N₃ = 4,21 kW, αυξημένη κατά τον συντελεστή φόρτισης C. Η τιμή του συντελεστή φόρτισης C προκύπτει από τον Πίνακα 3.1. Για μηχανές μέτριου φορτίου με αριθμό στροφών μεγαλύτερο των 600 rpm και κάτω από 10 ώρες ημερήσια λειτουργία C = 1,1. Συνεπώς, η ισχύς σχεδιασμού είναι:

$$N_{d2} = C \cdot N_3 \quad (3.41)$$

$$N_{d2} = 1,1 \cdot 4,21 \text{ kW} = 4,63 \text{ kW}$$

- Στροφές τροχαλίας D₃

Η τροχαλία D₃ είναι στερεωμένη στον ίδιο άξονα με την τροχαλία D₂ και συνεπώς περιστρέφεται με στροφές:

$$n_3 = n_{2\pi\rho.} = 1200 \text{ rpm}$$

- Τύπος ιμάντα I₂

Λαμβάνοντας υπόψη ότι πρόκειται για μικροτραπεζοειδείς ιμάντες και για ισχύ σχεδιασμού N_{d2} = 4,63 kW και n₃ = 1200 rpm εκλέγεται από το Σχήμα 3.2 μικροτραπεζοειδής ιμάντας τύπου SPA. Αξίζει να σημειωθεί ότι αρχικά εκλέχθηκε μικροτραπεζοειδής ιμάντας τύπου SPZ αλλά απορρίφθηκε, διότι προκύπτουν περισσότεροι από δύο ιμάντες.

- **Διάμετρος μικρής τροχαλίας**

Η διάμετρος της μικρής τροχαλίας εκλέγεται σύμφωνα με το Πίνακα 3.2 και είναι:

$$D_3 = 100 \text{ mm}.$$

- **Διάμετρος μεγάλης τροχαλίας**

Για τον υπολογισμό της μεγάλης τροχαλίας λαμβάνεται η σχέση:

$$i_2 = \frac{D_4}{D_3} (1 - \psi) \Rightarrow D_4 = i_2 \cdot D_3 \cdot (1 - \psi) \quad (3.42)$$

Όπου $i_2 = 2$ η σχέση μετάδοσης της ιμαντοκίνησης, D_3 η διάμετρος της κινητήριας τροχαλίας και $\psi \cong 2\% = 0,02$ ο συντελεστής διολίσθησης. Με αντικατάσταση έχουμε:

$$D_4 = 2 \cdot 100 \text{ mm} \cdot (1 - 0,02) = 196 \text{ mm}$$

Από τον Πίνακα 3.2 εκλέγεται τυποποιημένη διάμετρος $D_4 = 200 \text{ mm}$

- **Γραμμική ταχύτητα ιμάντα**

Η γραμμική ταχύτητα του ιμάντα υπολογίζεται σύμφωνα με την σχέση:

$$U_3 = \frac{\pi D_3 n_3}{60} \quad (3.43)$$

$$U_3 = \frac{\pi \cdot 100 \cdot 10^{-3} \text{ m} \cdot 1200 \text{ rpm}}{60}$$

$$U_3 = 6,28 \text{ m/s}$$

Παρατηρούμε ότι ισχύει $5 \text{ m/s} < U_3 = 6,28 \text{ m/s} < 30 \text{ m/s}$, συνεπώς είναι αποδεκτή η διάμετρος που εκλέξαμε.

- **Αρχική εκτίμηση απόστασης αξόνων των τροχαλιών**

Για ανοιχτή διάταξη λαμβάνουμε μια αρχική εκτίμηση για την απόσταση των αξόνων από την σχέση:

$$A = 0,8(D_3 + D_4) \quad (3.44)$$

$$A = 0,8(100 + 200) \text{ mm} = 240 \text{ mm}$$

Η μέγιστη απόσταση των αξόνων είναι:

$$A_{max} = 2(D_1 + D_2) \quad (3.45)$$

$$A_{max} = 2(100 + 200) = 600 \text{ mm}$$

Λόγω περιορισμού στον χώρο και για κατασκευαστικούς λόγους εκλέγουμε την μικρότερη απόσταση αξόνων δηλαδή:

$$A = 240 \text{ mm}$$

- **Μήκος ιμάντων**

Για ανοιχτή διάταξη (Σχήμα 3.1) το μέσο μήκος του ιμάντα με ικανοποιητική προσέγγιση δίνεται από την σχέση:

$$L_w = 2A + \pi \left(\frac{D_4 + D_3}{2} \right) + \frac{1}{A} \left(\frac{D_4 - D_3}{2} \right)^2 \quad (3.46)$$

$$L_w = 2 \cdot 240 + 3,14 \cdot \left(\frac{200 + 100}{2} \right) + \frac{1}{240} \cdot \left(\frac{200 - 100}{2} \right)^2$$

$$L_w = 961,4 \text{ mm}$$

Από τον Πίνακα 3.3 λαμβάνεται το τυποποιημένο μήκος $L_w = 1000 \text{ mm}$.

Για ιμάντα SPA η εξωτερική περίμετρος είναι σύμφωνα με τον Πίνακα 3.4:

$$L_\alpha = L_w + \Delta L = 1000 + 17$$

$$L_\alpha = 1017 \text{ mm}$$

- **Απόστασης των αξόνων των τροχαλιών**

Σύμφωνα με το μήκος $L_w = 1000 \text{ mm}$ υπολογίζουμε την τελική απόσταση των αξόνων των τροχαλιών ως εξής:

$$A \approx f_1 + \sqrt{f_1^2 - f_2} \quad (3.47)$$

Όπου,

$$f_1 = \frac{L_w}{4} - \frac{\pi(D_4 + D_3)}{8} \quad (3.48)$$

$$f_1 = \frac{1000 \text{ mm}}{4} - \frac{3,14(200 + 100)\text{mm}}{8} = 132,25 \text{ mm}$$

$$f_2 = \frac{(D_4 - D_3)^2}{8} \quad (3.49)$$

$$f_2 = \frac{(200 - 100)^2}{8} = 1250 \text{ mm}^2$$

Προκύπτει η νέα απόσταση των αξόνων:

$$A \approx 132,25 \text{ mm} + \sqrt{(132,25 \text{ mm})^2 - 1250 \text{ mm}^2} = 260 \text{ mm}$$

- **Συχνότητα κάμψεων**

Η συχνότητα κάμψεων δίνεται από την σχέση:

$$B = \frac{z \cdot U_3}{L_w} \quad (3.50)$$

Με αντικατάσταση λαμβάνουμε:

$$B = \frac{2 \cdot 6,28 \text{ m/s}}{1 \text{ m}} = 12,56 \text{ s}^{-1} < B_{max} = 40 \text{ s}^{-1}$$

- **Γωνίας κλίσεως κλάδων ιμάντα**

Στο Σχήμα 3.7 έχουμε σχεδιάσει τις τροχαλίες D_3 και D_4 και τον ιμάντα I_2 . Εάν φέρουμε το ευθύγραμμο τμήμα O_3M παράλληλο προς την $ΚΛ$, από το ορθογώνιο τρίγωνο O_3O_4M βρίσκουμε την γωνία κλίσεως των κλάδων ω , ήτοι:

$$\sin \omega_2 = \frac{O_3M}{O_3O_4} = \frac{r_4 - r_3}{A} \quad (3.51)$$

$$\sin \omega_2 = \frac{D_4 - D_3}{2A} \Rightarrow \omega_2 = \sin^{-1} \frac{D_4 - D_3}{2A} = \sin^{-1} \frac{200 - 100}{2 \cdot 260} \Rightarrow \omega_2 = 11,1^\circ$$

- **Τόξο τύλιξης μικρής τροχαλίας**

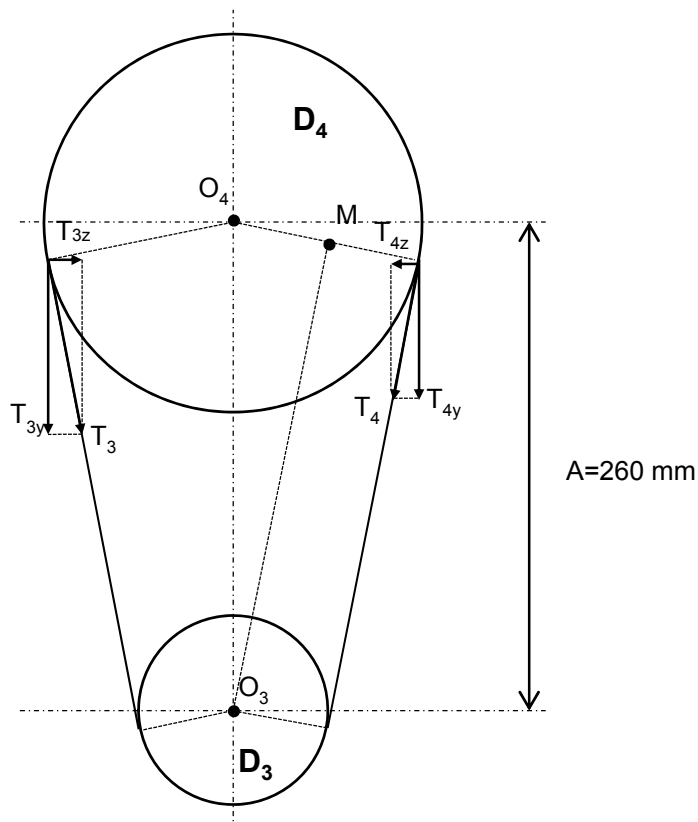
Το τόξο τύλιξης δίνεται από την σχέση:

$$\alpha_3 = 180^\circ - 2 \sin^{-1} \left(\frac{D_4 - D_3}{2A} \right) \quad (3.52)$$

Με αντικατάσταση λαμβάνουμε:

$$\alpha_3 = 180^\circ - 2 \sin^{-1} \left(\frac{200 - 100}{2 \cdot 260} \right)$$

$$\alpha_3 = 157,8^\circ = 2,75 \text{ rad}$$



Σχήμα 3.7: Ιμαντοκίνηση I₂. Κλίμακα 1:4.

- Συντελεστές φόρτισης C , περιέλιξης C_2 και μήκους C_4

Από Πίνακα 3.1 προκύπτει ο συντελεστής φόρτισης: $C = 1,1$

Ο συντελεστής περιέλιξης C_2 , λαμβάνει υπόψη τις δυσμενείς συνθήκες όταν η γωνία περιέλιξης της μικρής τροχαλίας είναι $\alpha < 180^\circ$. Από τον Πίνακα 3.5 έχουμε:

$$\alpha_1 = 150^\circ \rightarrow C_2 = 0,95$$

$$\alpha_1 = 160^\circ \rightarrow C_2 = 0,92$$

Θέτουμε:

$$x = 157,8^\circ \rightarrow y = C_2$$

$$x_1 = 150^\circ \rightarrow y_1 = 0,92$$

$$x_2 = 160^\circ \rightarrow y_2 = 0,95$$

Με γραμμική παρεμβολή προκύπτει η τιμή του συντελεστή περιέλιξης C_2 για γωνία περιέλιξης της μικρής τροχαλίας ίση με $\alpha_1 = 168,5^\circ$, ως εξής:

$$\frac{y - y_1}{x - x_1} = \frac{y_2 - y_1}{x_2 - x_1}$$

$$\frac{C_2 - 0,92}{168,5^\circ - 150^\circ} = \frac{0,95 - 0,92}{160^\circ - 150^\circ}$$

$$C_2 = 0,976$$

Ο συντελεστής μήκους λαμβάνει υπόψη του ότι με την αύξηση του μήκους του ιμάντα αυξάνεται και η ικανότητα για μεταφορά ισχύος και η διάρκεια ζωής, διότι ελαττώνεται ο αριθμός κάμψεων. Από τον Πίνακα 3.4 για μικροτραπεζοειδείς ιμάντες και τύπο ιμάντα SPA με $L_w = 1000 \text{ mm}$ λαμβάνεται:

$$C_4 = 0,85$$

• Ειδική ισχύς

Η ειδική ισχύς είναι η ισχύς που μεταφέρεται από έναν ιμάντα και έχει μονάδα $kW/\text{ιμάντα}$. Εξαρτάται από τον τύπο του ιμάντα και την περιφερειακή ταχύτητα. Από τον Πίνακα 3.6 προκύπτει η τιμή της μεταφερόμενης ισχύος για μικροτραπεζοειδείς ιμάντες τύπου SPA. Θα εφαρμόσουμε την μέθοδο της γραμμικής παρεμβολής για να υπολογίσουμε την μεταφερόμενη ισχύ για διάμετρο μικρής τροχαλίας ίση με 100 mm και 1200 RPM.

Για $n_3 = 1200 \text{ RPM}$ από τον Πίνακα 3.6 λαμβάνουμε:

$$\begin{aligned} D_3 = 90 \text{ mm} &\rightarrow P_o = 2,18 \text{ kW}/\text{ιμάντα} \\ D_3 = 125 \text{ mm} &\rightarrow P_o = 3,92 \text{ kW}/\text{ιμάντα} \end{aligned}$$

Θέτουμε:

$$\begin{aligned} x &= 100 \text{ mm} \text{ και } y = P_o \\ x_1 &= 90 \text{ mm} \text{ και } y_1 = 2,18 \text{ kW}/\text{ιμάντα} \\ x_2 &= 125 \text{ mm} \text{ και } y_2 = 3,92 \text{ kW}/\text{ιμάντα} \end{aligned}$$

Με γραμμική παρεμβολή προκύπτει η τιμή της ειδικής ισχύος για 100 mm και 1200 RPM:

$$\begin{aligned} \frac{y - y_1}{x - x_1} &= \frac{y_2 - y_1}{x_2 - x_1} \\ \frac{P_o - 2,18}{100 - 90} &= \frac{3,92 - 2,18}{125 - 90} \end{aligned}$$

Συνεπώς,

$$P_o = 2,68 \text{ kW}/\text{ιμάντα}$$

• Αριθμός ιμάντων

Ο απαιτούμενος αριθμός ιμάντων j προκύπτει από τη σχέση:

$$j \geq \frac{P \cdot C}{P_o \cdot C_2 \cdot C_4} \quad (3.53)$$

$P = 4,21 \text{ kW}$: η προς μεταφορά ισχύς
 $C = 1,1$: ο συντελεστής φόρτισης
 $P_o = 2,68 \text{ kW/ιμάντα}$: η ειδική ισχύς
 $C_2 = 0,976$: συντελεστής περιέλιξης
 $C_4 = 0,85$: συντελεστής μήκους

Με αντικατάσταση προκύπτει:

$$j \geq \frac{4,21 \text{ kW} \cdot 1,1}{2,68 \text{ kW/ιμάντα} \cdot 0,976 \cdot 0,85}$$

Άρα $j = 2$ ιμάντες

- **Χαρακτηριστικά στοιχεία διατομής ιμάντα**

Η διατομή του ιμάντα I_2 έχει τα ίδια χαρακτηριστικά στοιχεία με την διατομή του ιμάντα I_1 που εκλέξαμε στην παράγραφο 3.5.3.

- **Δυνάμεις σε κάθε ιμάντα**

Η δύναμεις πάνω στον ιμάντα υπολογίζονται ως εξής:

Φυγόκεντρη δύναμη

Η φυγόκεντρη δύναμη που αναπτύσσεται στο ιμάντα δίνεται από την σχέση:

$$S_f = w \cdot u^2 \quad (3.54)$$

Όπου:

$w = 0,12 \text{ Kg/m}$: η γραμμική πυκνότητα ιμάντα

$u = 6,28 \text{ m/s}$: η ταχύτητα του ιμάντα

$$S_f = 0,12 \text{ Kg/m} \cdot (6,28 \text{ m/s})^2$$

$$S_f = 4,73 \text{ N/ιμάντα} \approx 5 \text{ N/ιμάντα}$$

Περιφερειακή δύναμη ιμάντα

Η ροπή στρέψης της μικρής τροχαλίας υπολογίζεται από την σχέση:

$$M_{t3} = 9550 \frac{N_3}{n_3} \quad (3.55)$$

Με αντικατάσταση έχουμε:

$$M_{t3} = 9550 \frac{4,21 \text{ KW}}{1200 \text{ rpm}}$$

$$M_{t3} = 33,5 \text{ Nm}$$

Η περιφερειακή δύναμη που αναπτύσσεται στον ιμάντα δίνεται από την σχέση:

$$U = \frac{2M_{t3}}{D_3} \quad (3.56)$$

Με αντικατάσταση έχουμε:

$$U_{ολ} = \frac{2 \cdot 33,5 \text{ Nm}}{100 \text{ mm}} = \frac{2 \cdot 33,5 \text{ Nm}}{0,1 \text{ m}}$$

$$U_{ολ} = 670 \text{ N}$$

$$U = \frac{670 \text{ N}}{2 \text{ ιμάντες}} = 335 \text{ N/ιμάντα}$$

- **Δυνάμεις κλάδων ιμάντων**

Η δύναμη τριβής ορίζεται ως η διαφορά της δύναμης του έλκοντα κλάδου από την δύναμη του ελκόμενου κλάδου, ήτοι:

$$U = S_3 - S_4 \quad (3.57)$$

Αντικαθιστώντας έχουμε:

$$S_3 - S_4 = 335 \Rightarrow S_3 = 335 + S_4$$

Οι δυνάμεις του έλκοντα και του ελκόμενου κλάδου συνδέονται και με τη σχέση:

$$\frac{S_3 - S_f}{S_4 - S_f} = e^{\frac{\mu\varphi_3}{\sin(\alpha/2)}} \quad (3.58)$$

Με αντικατάσταση έχουμε:

$$\frac{S_3 - 5}{S_4 - 5} = e^{\frac{0,5 \cdot 2,75 \text{ rad}}{\sin(34^\circ/2)}} = e^{4,7} = 110$$

$$S_3 - 5 = 110(S_4 - 4,73) \Rightarrow 335 + S_4 - 5 = 110(S_4 - 5)$$

$$S_4 + 330 = 110 \cdot S_4 - 550 \Rightarrow 110 \cdot S_4 = 880$$

$$S_4 = 8 \text{ N/ιμάντα}$$

Από την σχέση (3.57) έχουμε:

$$S_3 = 335 + 8 \Rightarrow S_3 = 343 \text{ N/ιμάντα}$$

- **Πρόταση ιμάντα**

Η πρόταση του ιμάντα ορίζεται με την σχέση:

$$S_o = \frac{S_3 + S_4}{2} \quad (3.59)$$

Αντικαθιστώντας έχουμε:

$$S_o = \frac{343 + 8}{2} \Rightarrow S_o = 175,5 \text{ N/ιμάντα}$$

- **Δύναμη στους άξονες των τροχαλιών**

Η δύναμη που ασκείται στους άξονες των τροχαλιών δίνεται από την σχέση:

$$R_b = \sqrt{S_3^2 + S_4^2 + 2S_3S_4 \cos \varphi} \quad (3.60)$$

$$\varphi = 2\omega = 180^\circ - \alpha_3 = 180^\circ - 157,8^\circ = 22,2^\circ$$

Με αντικατάσταση λαμβάνουμε:

$$R_b = \sqrt{343^2 + 8^2 + 2 \cdot 343 \cdot 8 \cos 22,2^\circ}$$

$$R_b = 350 \text{ N/ιμάντα}$$

Συνολική δύναμη από τους 2 ιμάντες:

$$R_{vb} = jR = 2 \text{ ιμάντες} \cdot 350 \text{ N/ιμάντα}$$

$$R_{vb} = 700 \text{ N}$$

- **Τάσεις ιμάντα**

Η τάσεις που αναπτύσσονται στον ιμάντα υπολογίζονται ως εξής:

- Εφελκυστική τάση λόγω της S_3 :

$$\sigma_3 = \frac{S_3}{A} \quad (3.61)$$

$$\sigma_3 = \frac{343 \text{ N}}{96,4 \text{ mm}^2} = 3,56 \text{ N/mm}^2 = 3,56/9,81 \text{ Kp/mm}^2 = 0,36 \text{ Kp/mm}^2$$

$$\sigma_1 = 0,36 \text{ Kp/mm}^2$$

- Εφελκυστική τάση λόγω των φυγόκεντρων δυνάμεων S_f :

$$\sigma_f = \frac{S_f}{A} \quad (3.62)$$

$$\sigma_f = \frac{5 \text{ N}}{96,4 \text{ mm}^2} = 0,05 \text{ N/mm}^2 = \frac{0,05}{9,81 \text{ Kp/mm}^2} = 0,005 \text{ Kp/mm}^2$$

$$\sigma_f = 0,005 \text{ Kp/mm}^2$$

- Εφελκυστική τάση λόγω κάμψης:

$$\sigma_b = E_b \left(\frac{s}{D_1 + s} \right) \quad (3.63)$$

$$\sigma_b = E_b \left(\frac{s}{D_1 + s} \right) = 5 \text{ Kp/mm}^2 \frac{10 \text{ mm}}{(100 + 10) \text{ mm}}$$

$$\sigma_b = 0,46 \text{ Kp/mm}^2$$

- **Έλεγχος αντοχής**

Η συνολική μέγιστη τάση ιμάντα ορίζεται από την σχέση:

$$\sigma_{max} = \sigma_3 + \sigma_f + \sigma_b$$

$$\sigma_{max} = 0,36 + 0,005 + 0,46 = 0,825 \text{ Kp/mm}^2$$

$$\sigma_{max} = 0,825 \text{ Kp/mm}^2 < \sigma_{\epsilon\pi.} = 0,9 \text{ Kp/mm}^2$$

Άρα οι ιμάντες αντέχουν και είναι κατάλληλοι.

- Διάρκεια ζωής

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

Όπου,

$$N_b = 10^7 \text{ κύκλοι}$$

$$B = 12,56 \text{ s}^{-1}$$

$m = 8$ για τραπεζοειδή ιμάντα

$$H = \frac{10^7 \text{ κύκλοι}}{3600 \cdot 12,56 \text{ s}^{-1}} \left(\frac{0,9 \text{ Kp/mm}^2}{0,825 \text{ Kp/mm}^2} \right)^8 \Rightarrow H = 110 \text{ ώρες}$$

- Τάσεις ιμάντα I_2 και δυνάμεις στον άξονα 2

Η συνολικές δυνάμεις που αναπτύσσονται στους τραπεζοειδείς ιμάντες υπολογίζονται ως εξής:

$$T_3 = jS_3 = 2 \text{ ιμάντες} \cdot 343 \text{ N/ιμάντα}$$

$$T_3 = 686 \text{ N}$$

$$T_4 = jS_4 = 2 \text{ ιμάντες} \cdot 8 \text{ N/ιμάντα}$$

$$T_4 = 16 \text{ N}$$

Αναλύουμε τις τάσεις T_3 και T_4 σε συνιστώσες y και z ως εξής:

$$T_{3y} = T_3 \cdot \cos\omega \quad (3.64)$$

$$T_{3z} = T_3 \cdot \sin\omega \quad (3.65)$$

$$T_{4y} = T_4 \cdot \cos\omega \quad (3.66)$$

$$T_{4z} = T_4 \cdot \sin\omega \quad (3.67)$$

Αντικαθιστώντας στις παραπάνω σχέσεις έχουμε:

$$(3.64) \Rightarrow T_{3y} = 686 \cdot \cos 11,1^\circ \Rightarrow T_{3y} = 673 \text{ N}$$

$$(3.65) \Rightarrow T_{3z} = 686 \cdot \sin 11,1^\circ \Rightarrow T_{3z} = 132 \text{ N}$$

$$(3.66) \Rightarrow T_{4y} = 16 \cdot \cos 11,1^\circ \Rightarrow T_{4y} = 15,7 \text{ N}$$

$$(3.67) \Rightarrow T_{4z} = 16 \cdot \sin 11,1^\circ \Rightarrow T_{4z} = 3 \text{ N}$$

Υπολογίζουμε την συνολική δύναμη P_A που ασκείται στον άξονα από τον ιμάντα στην θέση A, λόγω της έλξης των κλάδων του ιμάντα. Η δύναμη αυτή υπολογίζεται με βάση τις συνιστώσες P_{Ay} και P_{Az} κατά τους άξονες y και z αντίστοιχα.

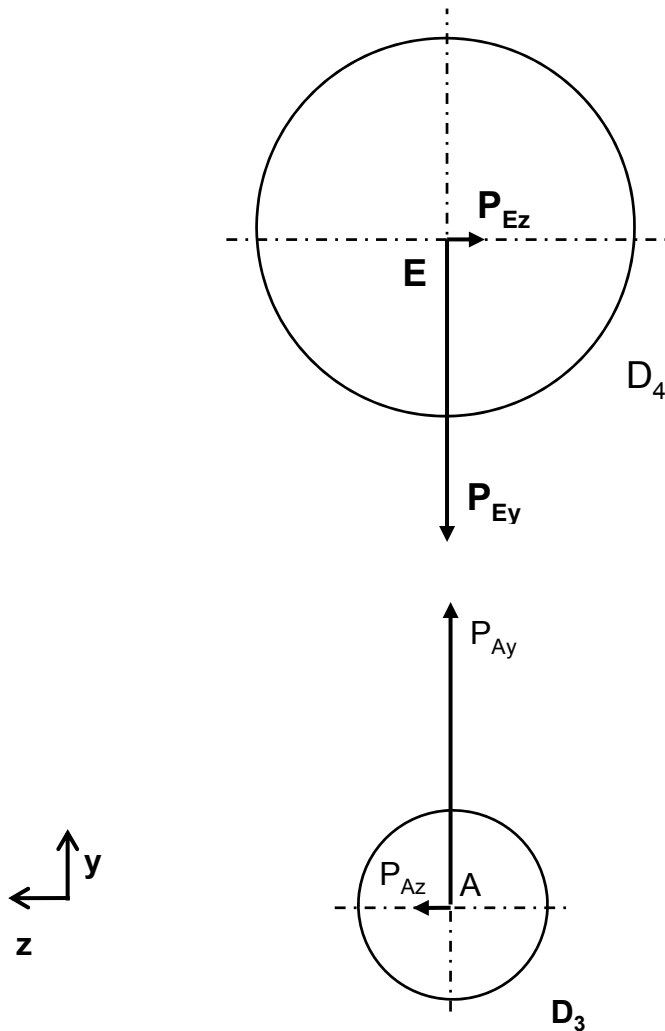
$$P_{Ay} = T_{3y} + T_{4y} = 673 + 15,7 = 688,7 \text{ N} (\uparrow)$$

$$P_{Az} = T_{3z} - T_{4z} = 132 - 3 = 129 \text{ N} (\leftarrow)$$

$$P_A = \sqrt{P_{Ay}^2 + P_{Az}^2} = \sqrt{805^2 + 12,7^2} \Rightarrow P_A = 805 \text{ N}$$

$$P_{Ey} = 805 \text{ N } (\downarrow)$$

$$P_{Ez} = 12,7 \text{ N } (\rightarrow)$$



Σχήμα 3.8: Δυνάμεις στις τροχαλίες της ιμαντοκίνησης I₂. Κλίμακα 1:4.

3.7 ΥΠΟΛΟΓΙΣΜΟΣ ΙΜΑΝΤΟΚΙΝΗΣΗΣ I₃

- Στροφές τροχαλιών D₅ και D₆

Η τροχαλία D₅ είναι στερεωμένη στον ίδιο άξονα με την τροχαλία D₄ και συνεπώς περιστρέφεται με στροφές:

$$n_5 = n_{4\pi\rho.} = 600 \text{ rpm}$$

• Επιλογή τύπου ιμάντα

Από τον Πίνακα 3.8 επιλέγεται δερμάτινος επίπεδος ιμάντας τύπου HG με τα παρακάτω στοιχεία:

- Μέτρο ελαστικότητας: $E = 450 \text{ N/mm}^2$
- Μέτρο ελαστικότητας σε κάμψη: $E_b = 30 \text{ N/mm}^2$
- Πυκνότητα: $\rho = 0,90 \text{ kg/dm}^3$
- Επιτρεπόμενη τάση: $\sigma_{\text{επ}} = 4,4 \text{ N/mm}^2$
- Ελαχίστη τιμή λόγου (διάμετρος/πάχος): $(d_5/s)_{\text{min}} = 20$
- Μέγιστος αριθμός κάμψεων: $B_{\text{max}} = 25 \text{ s}^{-1}$
- Μεγίστη επιτρεπόμενη ταχύτητα: $u_{\text{max}} = 50 \text{ m/s}$
- Συντελεστής τριβής: $\mu = 0,3 + 0,02\sqrt{u}$

Πίνακας 3.8: Ενδεικτικές τιμές μηχανικών και φυσικών χαρακτηριστικών για επίπεδους ιμάντες. [1]

Υλικό - Είδος ιμάντα	Μέτρο ελαστικότητας		Πυκνότητα ρ kg/dm ³	Επιτρεπόμενη τάση εφελκυσμού $\sigma_{\text{επ}}$ N/mm ²	Σχέση		Συχνότητα κάμψεων $f_{B_{\text{max}}}$ 1/sec	Ταχύτητα ιμάντα v_{max} m/sec	Συντελεστής τριβής μ	Θερμοκρασία λειτουργίας t_{max} °C	
	E N/mm ²	E _b N/mm ²			$(\frac{s}{d_1})_{\text{max}}$	$(\frac{d_1}{s})_{\text{min}}$					
Δέρμα	Κανονικός S	250	50...90	1,0	3,6...4,1	0,033	30	5	30	0,3 + 0,02√u	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	0,05	20	25	50		
					4,3...7,5						
Πλέγμα	μιας στρώσης: ελαστικό - ίνες από πολυαμιδίου ή πολυεστέρα	350...1200		1,1...1,4	3,3...5,4	0,035	30	10...50	80	0,5	-20...100
	περισσότερων στρώσεων: ελαστικό - ίνες από πολυαμιδίου, 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
Πολλαπλών στρώσεων (ανάβεται ιμάντες)	ενισχυτικά νήματα ⁽¹⁾ από πολυαμιδίου ή πολυεστέρα ενσωματωμένα σε ελαστικό (π.χ. Extremultus 81)	600...700	300	1,1...1,4	14...25	0,008... 0,025	125... 40	100	60...120	0,7	-20...100
	μία ή περισσότερες ⁽¹⁾ ταινίες από πολυαμιδίου σε στρώσεις υπό πρόταση ⁽²⁾ (π.χ. Extremultus 85/80)	500...600	250		4...12	0,01... 0,035	100... 30			0,6	
	500...600	250	6...18		0,008... 0,025	125... 40	0,7				
			4...15		0,01... 0,035	100... 30	0,6				

• Υπολογισμός διαμέτρου κινητήριας τροχαλίας

Η διάμετρος της κινητήριας τροχαλίας εκτιμάται από την σχέση:

$$D_5 = y_1 \sqrt{\frac{D_5}{s}} \sqrt[3]{\frac{1360PC}{\sigma_{\text{επ}} n_5 C_1 C_2 C_3}} \quad (3.68)$$

Όπου,

$$y_1 = 80 \div 100 \Rightarrow y_1 = 90$$

$$y_2 = 1,5 \div 2 \Rightarrow y_2 = 1,75$$

$$\frac{D_5}{s} = y_2 \left(\frac{D_5}{s} \right)_{min} \Rightarrow \frac{D_5}{s} = 1,75 \cdot 20 = 35$$

$$N = N_5 = 2,07 \text{ kW}$$

Συντελεστής φόρτισης: $C = 1,1$ (Πίνακας 3.1)

Συντελεστής περιβάλλοντος: $C_1 = 1$ (Για κανονικές κλιματικές διακυμάνσεις Πίνακας 3.9)

Συντελεστής περιέλιξης: $C_2 = 1$ (Για γωνία περιέλιξης 180° Πίνακας 3.10)

Συντελεστής διάταξης: $C_3 = 1$ (Για οριζόντια διάταξη από Πίνακα 3.11)

$$\sigma_{\varepsilon\pi} = 440 \text{ N/cm}^2$$

$$n_5 = 600 \text{ rpm}$$

Με αντικατάσταση προκύπτει:

$$D_5 = 90\sqrt{35} \sqrt[3]{\frac{1360 \cdot 2,07 \text{ kW} \cdot 1,1}{440 \text{ N/cm}^2 \cdot 600 \text{ rpm} \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1}}$$

$$D_5 = 120 \text{ mm}$$

Από Πίνακα 3.12 επιλέγουμε τυποποιημένη διάμετρο:

$$D_5 = 112 \text{ mm}$$

Πίνακας 3.9: Συντελεστής C_1 που λαμβάνει υπόψη τις συνθήκες περιβάλλοντος. [1]

Συνθήκες περιβάλλοντος	Συντελεστής C_1
- Ξηρός αέρας, κανονικές κλιματικές διακυμάνσεις	1,0
- Ισχυρές γρήγορες διακυμάνσεις υγρασίας και θερμοκρασίας	0,9
- Ελαιώδης ατμόσφαιρα, σταγόνες λαδιού, αέρας με σκόνη	0,8
- Υγρό περιβάλλον: αργές, ισχυρές διακυμάνσεις υγρασίας και θερμοκρασίας	0,7

Πίνακας 3.10: Συντελεστής C_2 που λαμβάνει υπόψη τη γωνία περιέλιξης της μικρής τροχαλίας. [1]

Γωνία περιέλιξης α_1	90°	100°	110°	120°	130°	140°	150°	160°	170°	180°
Συντελεστής C_2	0,70	0,75	0,78	0,83	0,86	0,89	0,92	0,95	0,98	1,00

Πίνακας 3.11: Συντελεστής C_3 που λαμβάνει υπόψη
δυσμενείς διατάξεις τροχαλιών. [1]

Διάταξη	οριζόντια	υπό γωνία 45°	κατακόρυφη	κινητήρια τροχαλία άνω	κινητήρια τροχαλία κάτω	ημιδια- σταυρούμενη
Συντελεστής C_3	1,0	0,9	0,8	0,9	1,0	0,8

Πίνακας 3.12: Κύριες διαστάσεις τροχαλιών σε mm κατά DIN 111
και συνιστώμενα εσωτερικά μήκη ιμάντων. [1]

Διάμετρος d τυποποιημένη	Πλάτος στεφάνης B																	
	25	32	40	50	63	80	100	125	140	160	180	200	224	250	280	315	355	400
	Μέγιστο πλάτος ιμάντα b																	
	20	25	32	40	50	71	90	112	125	140	160	180	200	224	250	280	315	355
	Κυρτότητα h																	
40	0,3																	
50	0,3	0,3																
63		0,3	0,3															
71			0,3	0,3														
80			0,3	0,3	0,3													
90				0,3	0,3	0,3												
100				0,3	0,3	0,3	0,3											
112				0,3	0,3	0,3	0,3	0,3										
125				0,4	0,4	0,4	0,4	0,4	0,4									
140				0,4	0,4	0,4	0,4	0,4	0,4	0,4								
160				0,5	0,5	0,5	0,5	0,5	0,5	0,5								
180				0,5	0,5	0,5	0,5	0,5	0,5	0,5								
200				0,6	0,6	0,6	0,6	0,6	0,6	0,6			0,6	0,6	0,6	0,6		
224				0,6	0,6	0,6	0,6	0,6	0,6	0,6			0,6	0,6	0,6	0,6		
250				0,8	0,8	0,8	0,8	0,8	0,8	0,8			0,8	0,8	0,8	0,8		
280				0,8	0,8	0,8	0,8	0,8	0,8	0,8			0,8	0,8	0,8	0,8		
315				1	1	1	1	1	1	1			1	1	1	1		
355				1	1	1	1	1	1	1			1	1	1	1		
400				1	1	1	1	1	1,2	1,2	1,2	1,2	1,2	1,2	1,2	1,2		
450				1	1	1	1	1	1,2	1,2	1,2	1,2	1,2	1,2	1,2	1,2	1,2	1,2
500				1	1	1	1	1	1,5	1,5	1,5	1,5	1,5	1,5	1,5	1,5	1,5	1,5
560				1	1	1	1	1	1,5	1,5	1,5	1,5	1,5	1,5	1,5	1,5	1,5	1,5
630				1	1	1	1	1	1,5	1,5	2	2	2	2	2	2	2	2
710					1	1	1	1	1,5	1,5	2	2	2	2	2	2	2	2
800					1	1	1	1	1,5	1,5	2	2	2,5	2,5	2,5	2,5	2,5	2,5
900					1	1	1	1	1,5	1,5	2	2	2,5	2,5	2,5	2,5	2,5	2,5
1000						1	1	1	1,5	1,5	2	2	2,5	2,5	3	3	3	3
1120							1	1,2	1,5	1,5	2	2	2,5	2,5	3	3	3	3,5
1250								1,2	1,5	1,5	2	2	2,5	2,5	3	3	3,5	4
1400								1,5	2	2	2,5	2,5	3	3	3,5	3,5	4	4
1600								1,5	2	2	2,5	2,5	3	3	3,5	3,5	4	5
1800								2	2,5	2,5	3	3	3,5	3,5	4	4	5	5
2000								2	2,5	2,5	3	3	3,5	3,5	4	4	5	6
Συνιστώμενα εσωτερικά μήκη επίπεδων ιμάντων																		
250	355	500	710	1000	1400	2000	2800	4000	5600	8000								
265	375	530	750	1060	1500	2120	3000	4250	6000	8500								
280	400	560	800	1120	1600	2240	3150	4500	6300	9000								
300	425	600	850	1180	1700	2360	3350	4750	6700	9500								
315	450	630	900	1250	1800	2500	3550	5000	7100	10000								
335	475	670	950	1320	1900	2650	3750	5300	7500									

- **Διάμετρος κινούμενης τροχαλίας**

Η διάμετρος της τροχαλίας D_6 λαμβάνεται ίση με την διάμετρο της τροχαλίας D_5 , διότι η σχέση μετάδοσης είναι: $i_3 = 1$. Συνεπώς, έχουμε:

$$D_6 = D_5 = 112 \text{ mm}$$

- Πλάτος ιμάντα

Το πλάτος του ιμάντα προσδιορίζεται από τον τύπο:

$$b = \frac{PC}{P_o C_1 C_2 C_3} \quad (3.70)$$

Όπου P_o η ονομαστική ισχύς που μεταφέρεται από 1 cm πλάτος του ιμάντα σε kW/cm και προκύπτει από τον Πίνακα 3.13. Εφαρμόζουμε την μέθοδο της γραμμικής παρεμβολής για να υπολογίσουμε την μεταφερόμενη ισχύ για διάμετρο τροχαλίας για διάμετρο τροχαλίας 112 mm, αριθμό στροφών 600 rpm και πάχος ιμάντα $s \approx 0,01d_1 + 3 \approx 4,12 \text{ mm}$, ως εξής:

Για $D_5 = 100 \text{ mm}$ από τον Πίνακα 3.13 λαμβάνουμε:

$$n_5 = 500 \text{ rpm} \rightarrow P_o = 0,162 \text{ kW/cm}$$

$$n_5 = 630 \text{ rpm} \rightarrow P_o = 0,206 \text{ kW/cm}$$

Θέτουμε:

$$x = 600 \text{ RPM} \text{ και } y = P_o$$

$$x_1 = 500 \text{ rpm} \text{ και } y_1 = 0,162 \text{ kW/cm}$$

$$x_2 = 630 \text{ rpm} \text{ και } y_2 = 0,206 \text{ kW/cm}$$

Με γραμμική παρεμβολή προκύπτει η τιμή της μεταφερόμενης ισχύος για 100 mm και 600 RPM:

$$\frac{y - y_1}{x - x_1} = \frac{y_2 - y_1}{x_2 - x_1}$$

$$\frac{P_o - 0,162}{600 - 500} = \frac{0,206 - 0,162}{630 - 500}$$

$$P_o = 0,196 \text{ kW/cm}$$

Για $D_5 = 125 \text{ mm}$ από τον Πίνακα 3.13 λαμβάνουμε:

$$n_5 = 500 \text{ rpm} \rightarrow P_o = 0,232 \text{ kW/cm}$$

$$n_5 = 630 \text{ rpm} \rightarrow P_o = 0,353 \text{ kW/cm}$$

Θέτουμε:

$$x = 3000 \text{ RPM} \text{ και } y = P_o$$

$$x_1 = 500 \text{ rpm} \text{ και } y_1 = 0,232 \text{ kW/cm}$$

$$x_2 = 630 \text{ rpm} \text{ και } y_2 = 0,353 \text{ kW/cm}$$

Με γραμμική παρεμβολή προκύπτει η τιμή της μεταφερόμενης ισχύος για 125 mm και 3000 RPM:

$$\frac{y - y_1}{x - x_1} = \frac{y_2 - y_1}{x_2 - x_1}$$

$$\frac{P_o - 0,232}{600 - 500} = \frac{0,353 - 0,232}{630 - 500}$$

$$P_o = 0,325 \text{ kW/cm}$$

Συνεπώς προκύπτουν τα εξής:

$$D_5 = 100 \text{ mm} \rightarrow P_o = 0,196 \text{ kW/cm}$$

$$D_5 = 125 \text{ mm} \rightarrow P_o = 0,325 \text{ kW/cm}$$

Θέτουμε:

$$x = 100 \text{ mm} \text{ και } y = P_o$$

$$x_1 = 100 \text{ mm} \text{ και } y_1 = 0,196 \text{ kW/cm}$$

$$x_2 = 125 \text{ mm} \text{ και } y_2 = 0,325 \text{ kW/cm}$$

Με γραμμική παρεμβολή προκύπτει η τιμή της μεταφερόμενης ισχύος για 112 mm και 600 RPM:

$$\frac{y - y_1}{x - x_1} = \frac{y_2 - y_1}{x_2 - x_1}$$

$$\frac{P_o - 0,196}{112 - 100} = \frac{0,325 - 0,196}{125 - 100}$$

Συνεπώς,

$$P_o = 0,258 \text{ kW/cm}$$

Με αντικατάσταση στη σχέση (3.70) έχουμε:

$$b = \frac{2,07 \cdot 1,1}{0,258 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1} = 8,8 \text{ cm}$$

Εκλέγουμε τυποποιημένο πλάτος ιμάντα από Πίνακα 3.12 $b = 90 \text{ mm}$ και πλάτος στεφάνης $B = 100 \text{ mm}$.

Πίνακας 3.13: Μεταφερόμενη ισχύς σε KW ανά cm πλάτους για δερμάτινους ιμάντες (είδος HGL). [1]

Διάμετρος της μικρής τροχαλίας d mm	Πλάτος ιμάντα s mm	Στροφές n της μικρής τροχαλίας σε RPM													
		50	63	80	100	125	160	200	250	315	400	500	630	710	800
Μεταφερόμενη ισχύς P_o σε KW ανά cm πλάτους ιμάντα															
63	3	-	-	-	-	-	-	0,0235	0,029	0,038	0,048	0,062	0,081	0,092	0,103
	4	-	-	-	-	-	0,027	0,034	0,043	0,056	0,072	0,092	0,118	0,136	0,154
80	3	-	-	-	-	-	0,03	0,038	0,048	0,062	0,081	0,103	0,132	0,15	0,169
	4	-	-	-	-	0,033	0,044	0,056	0,071	0,089	0,118	0,147	0,191	0,214	0,243
100	3	-	-	-	-	0,037	0,047	0,06	0,077	0,098	0,128	0,162	0,206	0,236	0,265
	4	-	-	-	0,037	0,047	0,062	0,079	0,099	0,129	0,169	0,214	0,28	0,316	0,36
125	3	-	-	-	0,042	0,053	0,07	0,088	0,114	0,147	0,191	0,232	0,309	0,353	0,404
	4	-	-	-	0,044	0,056	0,074	0,092	0,118	0,154	0,198	0,257	0,331	0,375	0,427
160	3	-	-	0,037	0,048	0,062	0,081	0,104	0,142	0,176	0,228	0,294	0,375	0,433	0,493
	4	-	-	0,045	0,059	0,073	0,095	0,125	0,162	0,206	0,272	0,346	0,441	0,515	0,58
	5	-	-	0,054	0,07	0,088	0,114	0,147	0,184	0,235	0,31	0,39	0,5	0,573	0,648
	6	-	-	0,061	0,076	0,1	0,132	0,17	0,214	0,272	0,353	0,456	0,58	0,677	0,765

- **Πάχος ιμάντα**

Το πάχος του ιμάντα προσδιορίζεται από τον τύπο:

$$s = \frac{D_5}{\frac{D_5}{s}} \quad (3.71)$$

Με αντικατάσταση έχουμε:

$$s = \frac{112}{35} = 3,2 \text{ mm}$$

Εκλέγουμε τυποποιημένο πάχος από Πίνακα 3.8 $s = 4 \text{ mm}$.

- **Γραμμική ταχύτητα ιμάντα**

Η γραμμική ταχύτητα του ιμάντα υπολογίζεται σύμφωνα με την σχέση:

$$U_5 = \frac{\pi D_5 n_5}{60} \quad (3.72)$$

$$U_5 = \frac{\pi \cdot 112 \cdot 10^{-3} \text{ m} \cdot 600 \text{ rpm}}{60}$$

$$U_5 = 3,5 \text{ m/s}$$

Παρατηρούμε ισχύει $U_5 = 3,5 \text{ m/s} < 50 \text{ m/s}$, συνεπώς είναι αποδεκτή η διάμετρος που εκλέξαμε.

- **Αρχική εκτίμηση απόστασης αξόνων των τροχαλιών**

Η απόσταση των αξόνων των τροχαλιών D_5 και D_6 είναι και απόσταση των κυλίνδρων του ελαιοραβδιστικού μηχανήματος. Για ανοιχτή διάταξη λαμβάνουμε μια αρχική εκτίμηση για την απόσταση των αξόνων κατά Deutschman λαμβάνοντας την σχέση:

$$A = \max\left[\frac{3D_5}{2} + \frac{D_6}{2}, D_6\right] \quad (3.73)$$

$$A = \max\left[\frac{3 \cdot 112}{2} + \frac{112}{2}, 112\right] = \max[224, 112] = 224$$

Για κατασκευαστικούς λόγους, δηλαδή ανάλογα με τη διάμετρο των κυλίνδρων και το μήκος που έχουν τα σιλικονούχα ραβδάκια, φαίνεται ότι εξυπηρετεί η απόσταση:

$$A = 300 \text{ mm}$$

- **Μήκος ιμάντα**

Για ανοιχτή διάταξη το μέσο μήκος του ιμάντα με ικανοποιητική προσέγγιση δίνεται από την σχέση:

$$L = 2A + \pi \left(\frac{D_6 + D_5}{2} \right) + \frac{1}{A} \left(\frac{D_6 - D_5}{2} \right)^2 \quad (3.74)$$

$$L = 2 \cdot 300 + 3,14 \cdot \left(\frac{112 + 112}{2} \right) + \frac{1}{300} \cdot \left(\frac{112 - 112}{2} \right)^2$$

$$L = 951,7 \text{ mm}$$

Από τον Πίνακα 3.12 λαμβάνεται το τυποποιημένο μήκος $L = 1000 \text{ mm}$.

- **Διόρθωση απόστασης των αξόνων των τροχαλιών**

Σύμφωνα με το μήκος $L = 1180 \text{ mm}$ υπολογίζουμε την τελική απόσταση των αξόνων των τροχαλιών ως εξής:

$$A \approx f_1 + \sqrt{f_1^2 - f_2} \quad (3.75)$$

Όπου,

$$f_1 = \frac{L}{4} - \frac{\pi(D_6 + D_5)}{8} \quad (3.76)$$

$$f_1 = \frac{1000 \text{ mm}}{4} - \frac{3,14(112 + 112)\text{mm}}{8} = 162 \text{ mm}$$

$$f_2 = \frac{(D_6 - D_5)^2}{8} \quad (3.77)$$

$$f_2 = \frac{(112 - 112)^2}{8} = 0$$

Σύμφωνα με την παραπάνω σχέση προκύπτει η νέα απόσταση των αξόνων:

$$A \approx 162 \text{ mm} + \sqrt{(162 \text{ mm})^2 - 0} = 324 \text{ mm}$$

- Συχνότητα κάμψεων

Η συχνότητα κάμψεων δίνεται από την σχέση:

$$B = \frac{z \cdot U_5}{L} \quad (3.78)$$

Με αντικατάσταση λαμβάνουμε:

$$B = \frac{2 \cdot 3,5 \text{ m/s}}{1 \text{ m}} = 7 \text{ s}^{-1} < B_{max} = 25 \text{ s}^{-1}$$

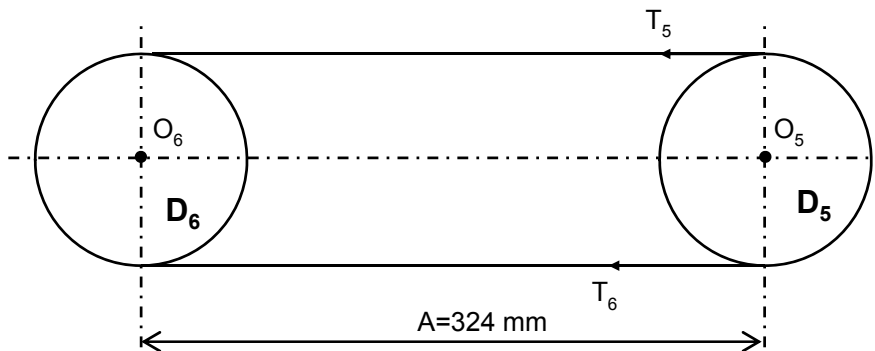
- Τόξο τύλιξης κινητήριας τροχαλίας

Το τόξο τύλιξης δίνεται από την σχέση:

$$\alpha_5 = 180^\circ - 2 \sin^{-1} \left(\frac{D_6 - D_5}{2A} \right) \quad (3.79)$$

Με αντικατάσταση λαμβάνουμε:

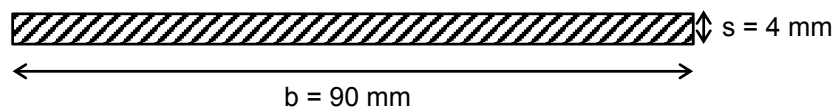
$$\alpha_5 = 180^\circ = 3,14 \text{ rad}$$



Σχήμα 3.9: Ιμαντοκίνηση I₃. Κλίμακα 1:4.

- Χαρακτηριστικά στοιχεία διατομής ιμάντα

Τα χαρακτηριστικά στοιχεία της διατομής φαίνονται παρακάτω καθώς και οι διαστάσεις του επίπεδου ιμάντα στο Σχήμα 3.10.



Σχήμα 3.10: Διαστάσεις επίπεδου ιμάντα. Κλίμακα 1:1.

- Πλάτος διατομής: $b = 90 \text{ mm}$
- Ύψος διατομής: $s = 4 \text{ mm}$
- Επιφάνεια διατομής: $A = bs = 90 \text{ mm} \cdot 4 \text{ mm} \Rightarrow A = 360 \text{ mm}^2$
- Πυκνότητα υλικού: $\rho = 0,9 \text{ Kg/dm}^3$
- Γραμμική πυκνότητα ιμάντα:
 $w = \rho \cdot A = 0,9 \text{ Kg/dm}^3 \cdot 360 \times 10^{-4} \text{ dm}^2 = 0,032 \text{ Kg/dm} = 0,32 \text{ Kg/m}$
- Συντελεστής τριβής: $\mu = 0,3 + 0,02\sqrt{u} = 0,3 + 0,02\sqrt{3,5} = 0,34$

• **Δυνάμεις στον ιμάντα**

Η δύναμεις που αναπτύσσονται στον ιμάντα υπολογίζονται ως εξής:

Φυγόκεντρη δύναμη

Η φυγόκεντρη δύναμη που αναπτύσσεται στο ιμάντα δίνεται από την σχέση:

$$S_f = w \cdot u^2 \quad (3.80)$$

Όπου:

$w = 0,32 \text{ Kg/m}$: η γραμμική πυκνότητα ιμάντα

$u = 3,5 \text{ m/s}$: η ταχύτητα του ιμάντα

$$S_f = 0,32 \text{ Kg/m} \cdot (3,5 \text{ m/s})^2$$

$$S_f = 4 \text{ N}$$

Περιφερειακή δύναμη ιμάντα

Η ροπή στρέψης της μικρής τροχαλίας υπολογίζεται από την σχέση:

$$M_{t5} = 9550 \frac{N_5}{n_5} \quad (3.81)$$

Με αντικατάσταση έχουμε:

$$M_{t5} = 9550 \frac{2,07 \text{ KW}}{600 \text{ rpm}}$$

$$M_{t5} = 33 \text{ Nm}$$

Η περιφερειακή δύναμη που αναπτύσσεται στο ιμάντα δίνεται από την σχέση:

$$U = \frac{2M_{t5}}{D_5} \quad (3.82)$$

Με αντικατάσταση έχουμε:

$$U = \frac{2 \cdot 33 \text{ Nm}}{0,112 \text{ m}}$$

$$U = 589 \text{ N}$$

- **Δυνάμεις κλάδων ιμάντα**

Η δύναμη τριβής ορίζεται ως η διαφορά της δύναμης του έλκοντα κλάδου από την δύναμη του ελκόμενου κλάδου, ήτοι:

$$U = S_5 - S_6 \quad (3.83)$$

Αντικαθιστώντας έχουμε:

$$S_5 - S_6 = 589 \Rightarrow S_5 = 589 + S_6$$

Οι δυνάμεις του έλκοντα και του ελκόμενου κλάδου συνδέονται και με τη σχέση:

$$\frac{S_5 - S_f}{S_6 - S_f} = e^{\mu\varphi_5} \quad (3.84)$$

Με αντικατάσταση έχουμε:

$$\frac{S_5 - 4}{S_6 - 4} = e^{0,34 \cdot 3,14 \text{ rad}} = e^{1,07} = 2,9$$

$$S_5 - 4 = 2,9(S_6 - 4) \Rightarrow 589 + S_6 - 4 = 2,9(S_6 - 4)$$

$$S_6 + 585 = 2,9 \cdot S_6 - 11,6 \Rightarrow 1,9 \cdot S_6 = 596,6$$

$$S_6 = 314 \text{ N}$$

Από την σχέση (3.83) έχουμε:

$$S_5 = 589 + 314 \Rightarrow S_5 = 903 \text{ N}$$

- **Πρόταση ιμάντα**

Η πρόταση του ιμάντα ορίζεται με την σχέση:

$$S_o = \frac{S_5 + S_6}{2} = \frac{903 + 314}{2} \Rightarrow S_o = 608,5 \text{ N}$$

- **Δύναμη στους άξονες των τροχαλιών**

Οι δυνάμεις στους άξονες των τροχαλιών είναι παράλληλες και προστίθενται, ήτοι:

$$R_b = S_5 + S_6 = 903 + 314 = 1217 \text{ N}$$

- **Υπολογισμός τάσεων**

Η τάσεις που αναπτύσσονται στον ιμάντα υπολογίζονται ως εξής:

- Εφελκυστική τάση λόγω S_5

$$\sigma_5 = \frac{S_5}{A} = \frac{903 \text{ N}}{360 \text{ mm}^2}$$

$$\sigma_1 = 2,5 \text{ N/mm}^2 = 2,5/9,81 \text{ Kp/mm}^2 = 0,25 \text{ Kp/mm}^2$$

- Εφελκυστική τάση λόγω φυγόκεντρων δυνάμεων S_f

$$\sigma_f = \frac{S_f}{A} = \frac{4 \text{ N}}{360 \text{ mm}^2}$$

$$\sigma_f = 0,011 \text{ N/mm}^2 = 0,011/9,81 \text{ Kp/mm}^2 = 0,001 \text{ Kp/mm}^2$$

- Εφελκυστική τάση λόγω κάμψης

$$\sigma_b = E_b \left(\frac{s}{D_5} \right) = 3 \text{ Kp/mm}^2 \frac{4 \text{ mm}}{112 \text{ mm}}$$

$$\sigma_b = 0,1 \text{ Kp/mm}^2$$

- **Έλεγχος αντοχής ιμάντων**

Συνολική μέγιστη τάση ιμάντα:

$$\sigma_{max} = \sigma_5 + \sigma_f + \sigma_b$$

$$\sigma_{max} = 0,25 + 0,001 + 0,1$$

$$\sigma_{max} = 0,35 \text{ Kp/mm}^2$$

$$\sigma_{max} = 0,35 \text{ Kp/mm}^2 < \sigma_{\epsilon\pi.} = 0,44 \text{ Kp/mm}^2$$

Άρα ο ιμάντας αντέχει και είναι κατάλληλος.

- Διάρκεια ζωής ιμάντων

$$H = \frac{N_b}{3600 \cdot B} \left(\frac{\sigma_{\varepsilon\pi.}}{\sigma_{max}} \right)^m \quad (3.85)$$

Όπου,

$$N_b = 10^7 \text{ κύκλοι}$$

$$B = 7 \text{ s}^{-1}$$

$m = 6$ για επίπεδο ιμάντα

$$H = \frac{10^7 \text{ κύκλοι}}{3600 \cdot 7 \text{ s}^{-1}} \left(\frac{0,44 \text{ Kp/mm}^2}{0,35 \text{ Kp/mm}^2} \right)^6$$

$$H = 1566 \text{ ώρες}$$

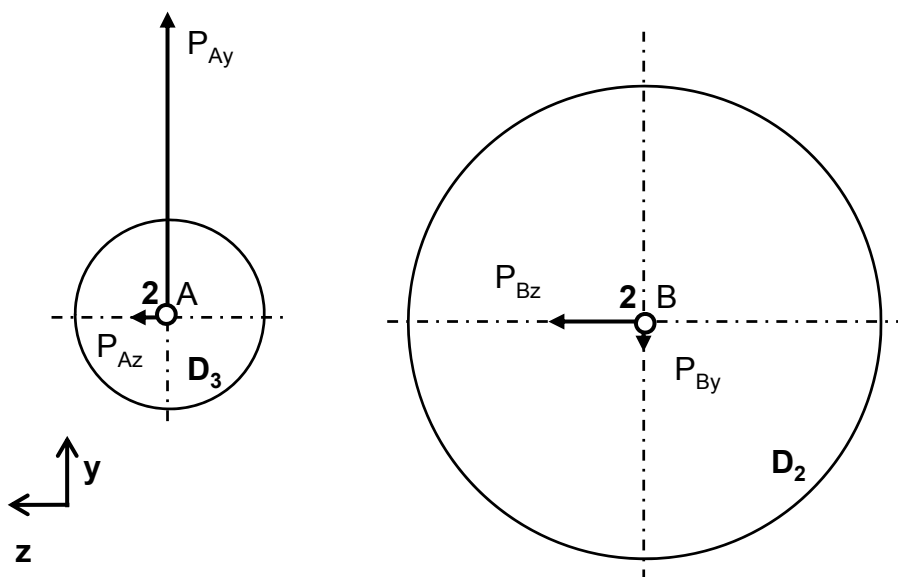
ΚΕΦΑΛΑΙΟ 4 ΥΠΟΛΟΓΙΣΜΟΣ ΑΞΟΝΩΝ ΚΑΙ ΣΦΗΝΩΝ

4.1 ΑΞΟΝΑΣ 2

4.1.1 Δυνάμεις και ροπές

Ο άξονας 2 φορτίζεται στο σημείο A (θέση τροχαλίας D_3) και στο σημείο B (θέση τροχαλίας D_2) με τις δυνάμεις P_{Ay}, P_{Az} και P_{By}, P_{Bz} αντίστοιχα.

$$\begin{aligned}P_{Ay} &= 805 \text{ N } (\uparrow) \\P_{Az} &= 12,7 \text{ N } (\leftarrow) \\P_{By} &= 61,6 \text{ N } (\downarrow) \\P_{Bz} &= 337,6 \text{ N } (\leftarrow)\end{aligned}$$



Σχήμα 4.1: Δυνάμεις πάνω στις τροχαλίες στις θέσεις A και B. Κλίμακα 1:4.

- Φόρτιση άξονα 2 - επίπεδο (x,y)

Στο Σχήμα 4.2 έχουμε σχεδιάσει τον άξονα 2 με τις φορτίσεις αυτού στο επίπεδο (x,y). Στο ίδιο σχήμα σε κατακόρυφη ευθυγραμμία σχεδιάζουμε τα διαγράμματα τεμνουσών δυνάμεων και ροπών κάμψης. Για την σχεδίαση των διαγραμμάτων ακολουθείται η παρακάτω διαδικασία:

Υπολογισμός αντιδράσεων των στηρίξεων

Για την ισορροπία του συστήματος στο επίπεδο (x, y) θέτουμε τις ροπές ως προς Γ και Δ ίσες με το μηδέν.

Υπολογισμός αντίδρασης στη θέση Γ :

$$\Sigma M_{\Delta} = 0$$

$$P_{Ay} \cdot 180 \text{ mm} - P_{By} \cdot 120 \text{ mm} - \Gamma_y \cdot 60 \text{ mm} = 0$$

$$805 \cdot 180 \text{ mm} - 61,6 \cdot 120 \text{ mm} - \Gamma_y \cdot 60 \text{ mm} = 0$$

$$\Gamma_y = 2292 \text{ N}$$

Υπολογισμός αντίδρασης στη θέση Δ :

$$\Sigma M_{\Gamma} = 0$$

$$P_{Ay} \cdot 120 \text{ mm} - P_{By} \cdot 60 \text{ mm} - \Delta_y \cdot 60 \text{ mm} = 0$$

$$805 \cdot 120 \text{ mm} - 61,6 \cdot 60 \text{ mm} - \Delta_y \cdot 60 \text{ mm} = 0$$

$$\Delta_y = 1548,4 \text{ N}$$

Υπολογισμός ροπών στις χαρακτηριστικές θέσεις

Παίρνουμε τις ροπές των από αριστερά δυνάμεων ή των από δεξιά και βρίσκουμε:

Υπολογισμός της ροπής στη θέση B:

$$M_{B(x,y) \text{ αρ.}} = P_{Ay} \cdot 60 \text{ mm} = 805 \text{ N} \cdot 0,06 \text{ m}$$

$$M_{B(x,y) \text{ αρ.}} = 48,3 \text{ Nm}$$

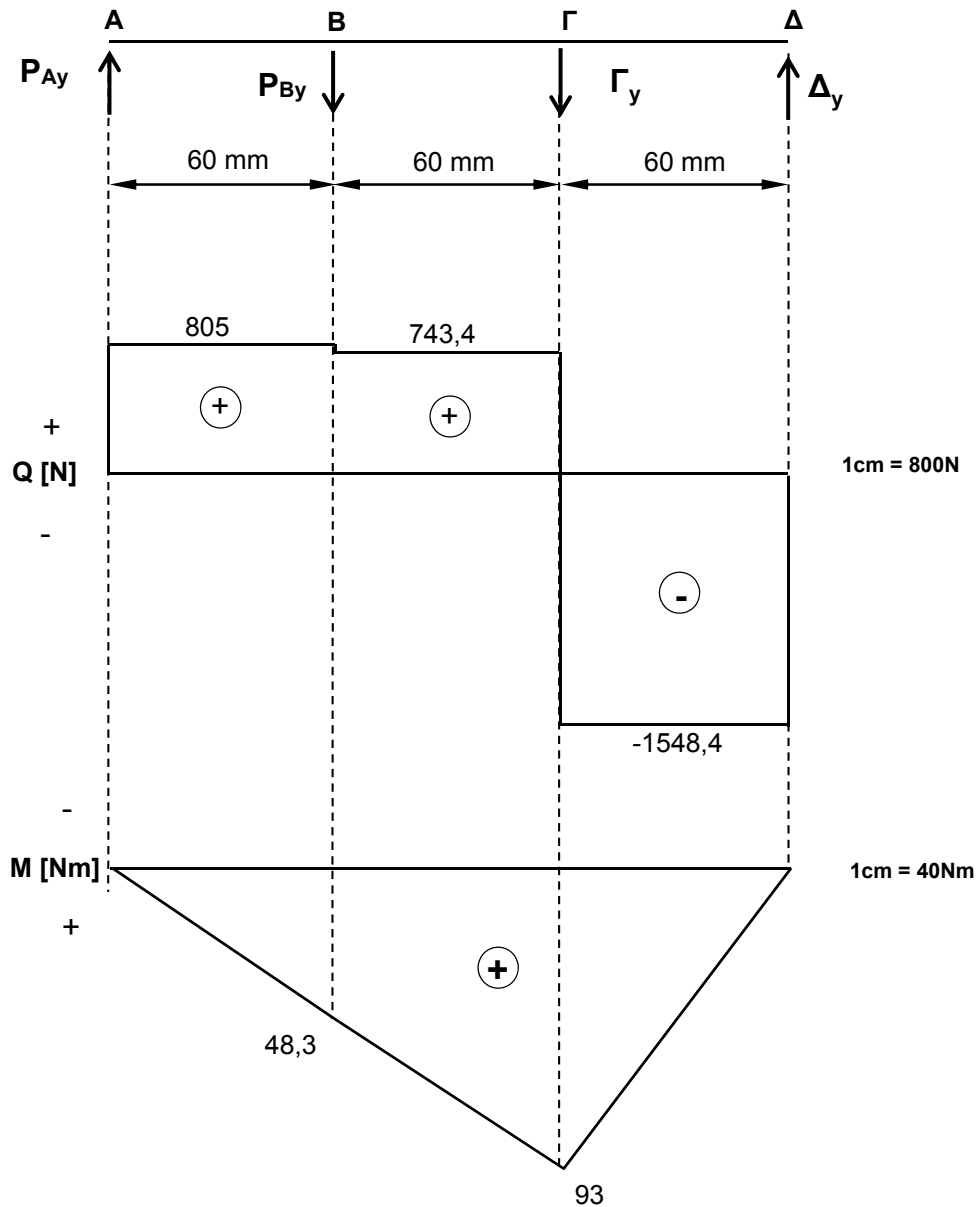
Υπολογισμός της ροπής στη θέση Γ :

$$M_{\Gamma(x,y) \text{ αρ.}} = P_{Ay} \cdot 120 \text{ mm} - P_{By} \cdot 60 \text{ mm} = 805 \text{ N} \cdot 0,12 \text{ m} - 61,6 \text{ N} \cdot 0,06 \text{ m}$$

$$M_{\Gamma(x,y) \text{ αρ.}} = 93 \text{ Nm}$$

Διαγράμματα τεμνουσών δυνάμεων, ροπών κάμψεως

Σχεδιάζουμε τα διαγράμματα τεμνουσών δυνάμεων και ροπών κάμψεως του άξονα 2 στο επίπεδο (x, y) .



Σχήμα 4.2: Διαγράμματα τεμνουσών δυνάμεων και ροπών κάμψεως του άξονα 2 στο επίπεδο (x,y).

- **Φόρτιση άξονα 2 - επίπεδο (x,z)**

Στο Σχήμα 4.3 έχουμε σχεδιάσει τον άξονα 2 με τις φορτίσεις αυτής στο επίπεδο (x,z). Στο ίδιο σχήμα σε κατακόρυφη ευθυγραμμία σχεδιάζουμε τα διαγράμματα τεμνουσών δυνάμεων και ροπών κάμψεως. Για την σχεδίαση των διαγραμμάτων ακολουθείται η παρακάτω διαδικασία:

Υπολογισμός αντιδράσεων των στηρίξεων

Για την ισορροπία του συστήματος στο επίπεδο (x, z) θέτουμε τις ροπές ως προς Γ και Δ ίσες με το μηδέν.

Υπολογισμός αντίδρασης στη θέση Γ :

$$\Sigma M_{\Delta} = 0$$

$$P_{Az} \cdot 180 \text{ mm} + P_{Bz} \cdot 120 \text{ mm} - \Gamma_z \cdot 60 \text{ mm} = 0$$

$$12,7 \cdot 180 \text{ mm} + 337,6 \cdot 120 \text{ mm} - \Gamma_z \cdot 60 \text{ mm} = 0$$

$$\Gamma_z = 713,3 \text{ N}$$

Υπολογισμός αντίδρασης στη θέση Δ :

$$\Sigma M_{\Gamma} = 0$$

$$P_{Az} \cdot 120 \text{ mm} + P_{Bz} \cdot 60 \text{ mm} - \Delta_z \cdot 60 \text{ mm} = 0$$

$$12,7 \cdot 120 \text{ mm} + 337,6 \cdot 60 \text{ mm} - \Delta_z \cdot 60 \text{ mm} = 0$$

$$\Delta_z = 363 \text{ N}$$

Υπολογισμός ροπών στις χαρακτηριστικές θέσεις

Παίρνουμε τις ροπές των από αριστερά δυνάμεων ή των από δεξιά και βρίσκουμε:

Υπολογισμός της ροπής στη θέση B:

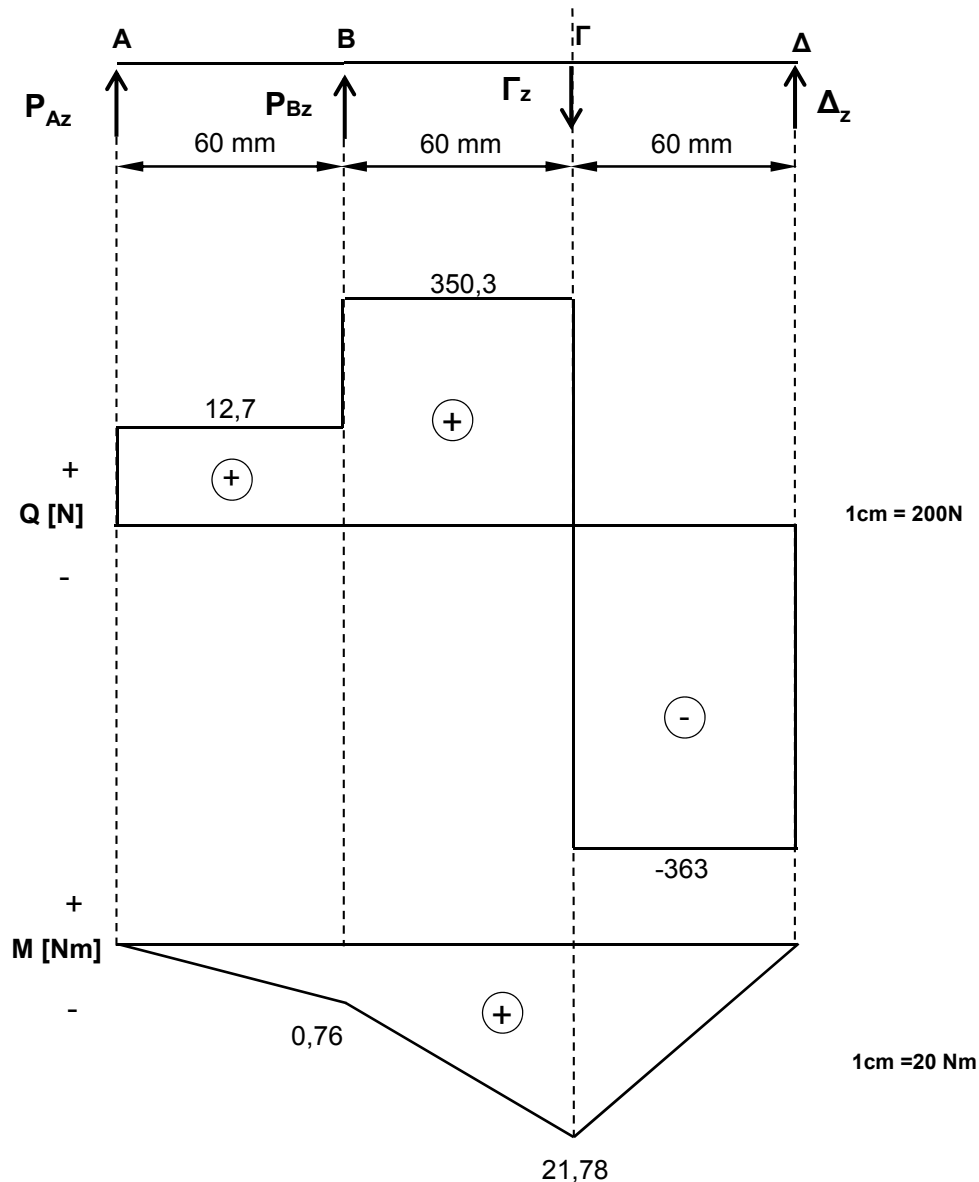
$$M_{B(x,z) \text{ αρ.}} = P_{Az} \cdot 60 \text{ mm} = 12,7 \text{ N} \cdot 0,06 \text{ m} = 0,76 \text{ Nm}$$

Υπολογισμός της ροπής στη θέση Γ :

$$M_{\Gamma(x,z) \text{ δεξ.}} = \Delta_z \cdot 60 \text{ mm} = 363 \text{ N} \cdot 0,06 \text{ m} = 21,78 \text{ Nm}$$

Διαγράμματα τεμνουσών δυνάμεων, ροπών κάμψεως

Σχεδιάζουμε τα διαγράμματα τεμνουσών δυνάμεων και ροπών κάμψεως του άξονα 2 στο επίπεδο (x, z) .



Σχήμα 4.3: Διαγράμματα τερνουσών δυνάμεων και ροπών κάμψης του άξονα 2 στο επίπεδο (x,z).

- **Σύνθεση δυνάμεων και ροπών των επιπέδων (x,y) και (x,z)**

Συνθέτουμε τις δυνάμεις των δύο επιπέδων στις θέσεις στηρίξεως Γ και Δ και βρίσκουμε τις μέγιστες ακτινικές δυνάμεις που ασκούνται στα έδρανα του άξονα 2 ως εξής:

Μέγιστη ακτινική δύναμη που ασκείται στο έδρανο Γ:

$$P_{\Gamma,r} = \sqrt{\Gamma_y^2 + \Gamma_z^2} = \sqrt{2292^2 + 713,3^2} = 2400 \text{ N}$$

Μέγιστη ακτινική δύναμη που ασκείται στο έδρανο Δ:

$$P_{\Delta,r} = \sqrt{\Delta_y^2 + \Delta_z^2} = \sqrt{1548,4^2 + 363^2} = 1590 \text{ N}$$

Συνθέτουμε τις ροπές κάμψης για τα επίπεδα (x,y) και (x,z) στις θέσεις Β και Γ καθώς οι θέσεις είναι δυσμενέστερες και βρίσκουμε την μέγιστη καμπτική ροπή του άξονα 2 στις θέσεις Β και Γ ως εξής:

$$M_B = \sqrt{M_{B(x,y)}^2 + M_{B(x,z)}^2} = \sqrt{48,3^2 + 0,76^2} = 48,3 \text{ Nm}$$

$$M_\Gamma = \sqrt{M_{\Gamma(x,y)}^2 + M_{\Gamma(x,z)}^2} = \sqrt{93^2 + 21,78^2} = 95,5 \text{ Nm}$$

Μεταξύ των παραπάνω μεγίστων η μεγαλύτερη ροπή κάμψης είναι αυτή που ασκείται στην θέση Γ και έχει τιμή:

$$M_{max} = \max\{M_B, M_\Gamma\} = \max\{48,3, 95,5\} = 95,5 \text{ Nm}$$

- **Ροπές στρέψεως και κάμψεως στον άξονα 2**

Υπολογίζοντας τις δυνάμεις και τις ροπές στον άξονα 2, αποδείχθηκε ότι οι δυσμενέστερες θέσεις για τον άξονα 2 είναι οι θέσεις Β και Γ.

Θέση Α:

Η ροπή στρέψης στην θέση Α είναι ίση με τη ροπή στρέψης της τροχαλίας D₃, συνεπώς έχουμε:

$$M_{tA} = M_{t3} = 9550 \frac{N_3}{n_3} = 9550 \frac{4,21 \text{ kW}}{1200 \text{ RPM}} = 33,5 \text{ Nm}$$

Θέση Β:

Η ροπή κάμψης στη θέση Β προκύπτει από τους παραπάνω υπολογισμούς:

$$M_{bB} = 48,3 \text{ Nm}$$

Η ροπή στρέψης στην θέση Β είναι ίση με τη ροπή στρέψης της τροχαλίας D₂, συνεπώς έχουμε:

$$M_{tB} = M_{t2} = 9550 \frac{N_2}{n_2} = 9550 \frac{4,3 \text{ kW}}{1200 \text{ RPM}} = 34,2 \text{ Nm}$$

Υπολογίζουμε την ισοδύναμη ροπή κάμψης σύμφωνα με τον τύπο:

$$M_{v,B} = \sqrt{M_{bB}^2 + 0,75 \cdot (a_o \cdot M_{tB})^2} \quad (4.1)$$

Όπου το a_o λέγεται συντελεστής σύνθετης καταπόνησης και εξαρτάται από τις συνθήκες λειτουργίας του άξονα. Εξετάζοντας τις συνθήκες λειτουργίας των αξόνων θεωρούμε ότι όλοι οι άξονες καταπονούνται σε εναλλασσόμενη κάμψη και

επαναλαμβανόμενη στρέψη. Το υλικό των αξόνων είναι χάλυβας St50. Ο α_o κατά Bach για όλκιμα υλικά, λαμβάνοντας υπόψη τις φορτίσεις οι οποίες είναι εναλλασσόμενη κάμψη $\sigma_{bw} = 300 \text{ N/mm}^2$ και εναλλασσόμενη στρέψη $\tau_w = 210 \text{ N/mm}^2$ [5] προκύπτει από τον τύπο:

$$\alpha_o = \frac{\sigma_{bw}}{\sqrt{3} \cdot \tau_{sch}} \quad (4.2)$$

Αντικαθιστώντας στον τύπο (4.2) προκύπτει:

$$\alpha_o = \frac{260}{\sqrt{3} \cdot 210} = 0,71$$

Συνεπώς, με αντικατάσταση στον τύπο (4.1) προκύπτει η ισοδύναμη ροπή κάμψης στη θέση Β:

$$M_{v,B} = \sqrt{48,3^2 + 0,75 \cdot (0,71 \cdot 34,2)^2} = 52,7 \text{ Nm}$$

Θέση Γ:

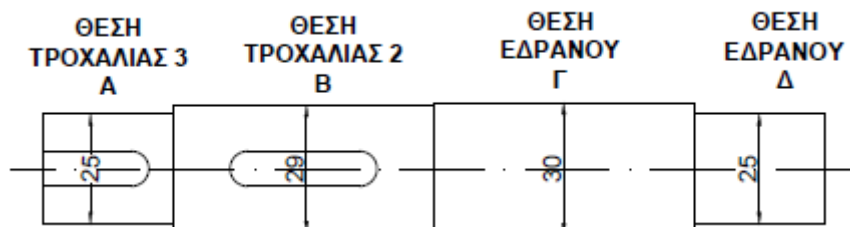
Η ροπή κάμψης στη θέση Γ προκύπτει από τους παραπάνω υπολογισμούς:

$$M_{b\Gamma} = 95,5 \text{ Nm}$$

4.1.2 Καθορισμός διαβαθμίσεων

- Αρχική εκτίμηση διαμέτρων άξονα 2

Στο Σχήμα 4.4 βλέπουμε τον άξονα 2. Το τμήμα ΑΒ του άξονα καταπονείται σε κάμψη και στρέψη, ενώ το τμήμα ΒΔ μόνο σε κάμψη. Στις θέσεις Γ και Δ τοποθετούνται τα έδρανα κύλισης, ενώ στις θέσεις Α και Β οι τροχαλίες D₃ και D₂ αντίστοιχα. Για την συναρμογή αυτών των στοιχείων γίνονται κατάλληλες διαβαθμίσεις στον άξονα, όπως φαίνονται στο Σχήμα 4.4. Λόγω των διαβαθμίσεων τις διαμέτρους του άξονα θα τις συμβολίσουμε με d_A , d_B , d_Γ , d_Δ .



Σχήμα 4.4: Διαβαθμίσεις άξονα 2.

Θέση Α:

Η προσωρινή διάμετρος του άξονα σε στρέψη στην θέση Α υπολογίζεται με βάση την ροπή στρέψης $M_{tA} = 33,5 \text{ Nm}$ και την επιτρεπόμενη τάση σε στρέψη για χάλυβα St50, $\tau_{\epsilon\pi} = 26 \text{ N/mm}^2$ [4] ως εξής:

$$d_A = 1,72 \sqrt[3]{\frac{M_{tA}}{\tau_{\varepsilon\pi}}} \quad (4.3)$$

Με αντικατάσταση των τιμών έχουμε:

$$d_A = 1,72 \sqrt[3]{\frac{33500 \text{ Nmm}}{26 \text{ N/mm}^2}}$$

$$d_A = 18,7 \text{ mm}$$

Στην θέση A στερεώνεται η τροχαλία D₃ με σφήνα, συνεπώς πρέπει να αυξήσουμε την διάμετρο του άξονα κατά το βάθος του σφηνοδρόμου. Για την θέση αυτή θέτουμε προσωρινή διάμετρο:

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

Στην συνέχεια επιλέγουμε έναν τυποποιημένο σφήνα, συμβουλευόμενοι τον Πίνακα 4.1. Για διαμέτρους 22 έως 30, ο σφήνας έχει διαστάσεις $b \times h = 8 \times 7 \text{ mm}$ και βάθος σφηνοδρόμου στην άτρακτο 4 mm. Η ωφέλιμη διάμετρος του άξονα θα είναι:

$$d_A = 25 - 4 = 21 \text{ mm} > 18,7 \text{ mm}$$

Θέση B:

Η προσωρινή διάμετρος του άξονα σε στρέψη και κάμψη στην θέση B υπολογίζεται με βάση την ισοδύναμη ροπή κάμψης $M_{\nu B} = 52,7 \text{ Nm}$ και την επιτρεπόμενη τάση σε κάμψη για χάλυβα St50, $\sigma_{b,\varepsilon\pi} = 52 \text{ N/mm}^2$ [4] ως εξής:

$$d_B = 2,17 \sqrt[3]{\frac{M_{\nu B}}{\sigma_{b,\varepsilon\pi}}} \quad (4.4)$$

Με αντικατάσταση των τιμών έχουμε:

$$d_B = 2,17 \sqrt[3]{\frac{52700 \text{ Nmm}}{52 \text{ N/mm}^2}}$$

$$d_B = 21,8 \text{ mm}$$

Στην θέση B στερεώνεται η τροχαλία D₂ με σφήνα, συνεπώς πρέπει να αυξήσουμε την διάμετρο του άξονα κατά το βάθος του σφηνοδρόμου. Για την θέση αυτή θέτουμε προσωρινή διάμετρο:

$$d_B = 29 \text{ mm}$$

Στην συνέχεια επιλέγουμε έναν τυποποιημένο σφήνα, συμβουλευόμενοι τον Πίνακα 4.1. Για διαμέτρους 22 έως 30, ο σφήνας έχει διαστάσεις $b \times h = 8 \times 7 \text{ mm}$ και βάθος σφηνοδρόμου στην άτρακτο 4 mm. Η ωφέλιμη διάμετρος του άξονα θα είναι:

$$d_B = 29 - 4 = 25 \text{ mm} > 21,8 \text{ mm}$$

Θέση Γ:

Η προσωρινή διάμετρος του άξονα σε στρέψη και κάμψη στην θέση Γ (έδρανο) υπολογίζεται με βάση την ροπή κάμψης $M_{b\Gamma} = 95,5 \text{ Nm}$ και την επιτρεπόμενη τάση σε κάμψη για χάλυβα St50, $\sigma_{b,\varepsilon\pi} = 52 \text{ N/mm}^2$ [4] ως εξής:

$$d_\Gamma = 2,17 \sqrt[3]{\frac{M_{b\Gamma}}{\sigma_{b,\varepsilon\pi}}} \quad (4.5)$$

Με αντικατάσταση των τιμών έχουμε:

$$d_\Gamma = 2,17 \sqrt[3]{\frac{95500 \text{ Nmm}}{52 \text{ N/mm}^2}}$$

$$d_\Gamma = 26,6 \text{ mm}$$

Για την θέση αυτή θέτουμε διάμετρο:

$$d_\Gamma = 30 \text{ mm}$$

Θέση Δ:

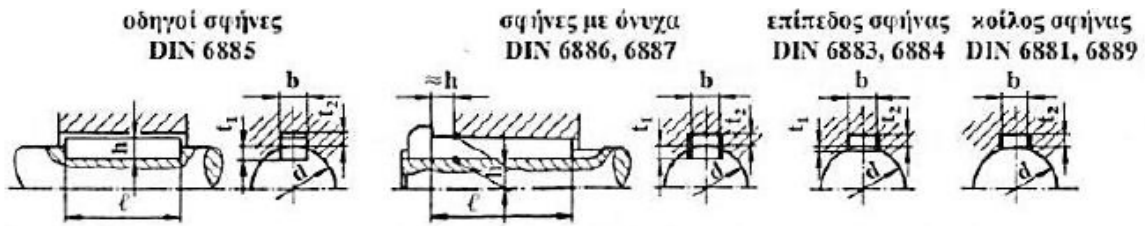
Ο άξονας 2 στην θέση Δ δεν καταπονείται ούτε σε κάμψη ούτε σε στρέψη, επομένως στην θέση αυτή λαμβάνεται διάμετρος με τιμή τέτοια ώστε να ταιριάζει κάποιο έδρανο κυλίσεως:

$$d_\Delta = 25 \text{ mm}$$

Συνεπώς οι διαβαθμίσεις του άξονα 2 είναι οι εξής:

- Θέση Α: $d_A = 25 \text{ mm}$
- Θέση Β : $d_B = 29 \text{ mm}$
- Θέση Γ : $d_\Gamma = 30 \text{ mm}$
- Θέση Δ: $d_\Delta = 25 \text{ mm}$

Πίνακας 4.1: Διαστάσεις και βάθος σφηνοδρόμων για οδηγούς και κωνικούς σφήνες σε mm. [4]



Διάμετρος ατράκτου d ... έως	Οδηγοί σφήνες και σφήνες με όνυχα				Επίπεδοι και κοίλοι σφήνες			
	Πλάτος × ύψος b × h	Βάθος σφηνόδρο- μου στην άτρακτο t ₁	Βάθος σφηνόδρομου στην πλήμνη για σφήνες κωνικούς οδηγούς t ₂ t ₂		Επίπεδοι σφήνες πλάτος × ύψος b × h	Επιπέδωση ατράκτου t ₁	Κοίλοι σφήνες πλάτος × ύψος b × h	Βάθος σφηνόδρο- μου 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

4.2 ΑΞΟΝΑΣ 3

4.2.1 Δυνάμεις και ροπές

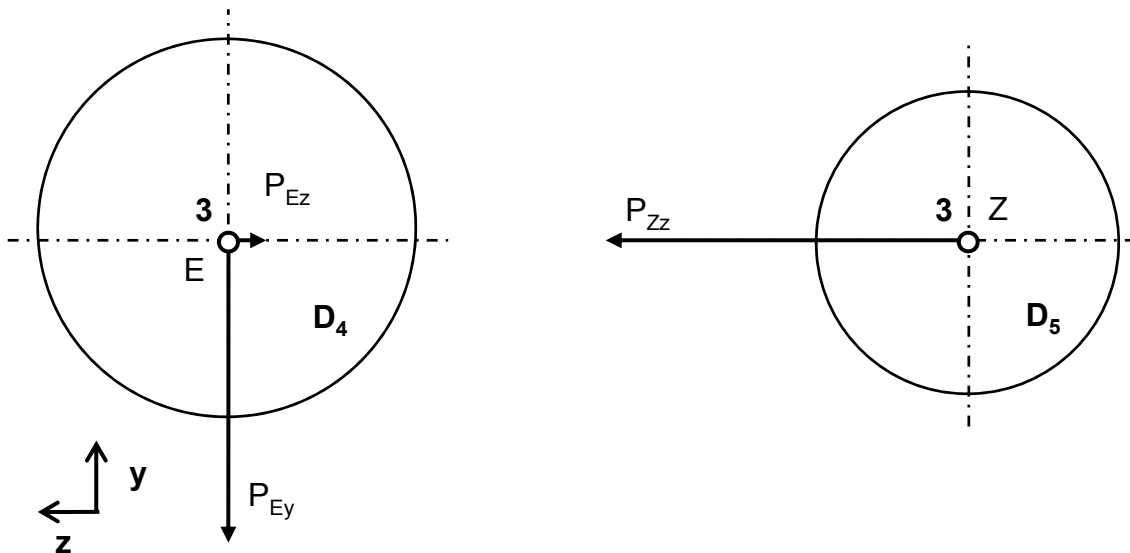
Ο άξονας 3 φορτίζεται στο σημείο E (θέση τροχαλίας D₄) και στο σημείο Z (θέση τροχαλίας D₅) με τις δυνάμεις P_{Ey}, P_{Ez} και P_{Zy}, P_{Zz} αντίστοιχα.

$$P_{Ey} = 805 \text{ N } (\downarrow)$$

$$P_{Ez} = 12,7 \text{ N } (\rightarrow)$$

$$P_{Zy} = 0$$

$$P_{Zz} = 1217 \text{ N } (\leftarrow)$$



Σχήμα 4.5: Δυνάμεις πάνω στις τροχαλίες στις θέσεις E και Z. Κλίμακα 1:4.

- **Φόρτιση άξονα 3 - επίπεδο (x,y)**

Στο Σχήμα 4.6 έχουμε σχεδιάσει τον άξονα 3 με τις φορτίσεις αυτού στο επίπεδο (x,y). Στο ίδιο σχήμα σε κατακόρυφη ευθυγραμμία σχεδιάζουμε τα διαγράμματα τεμνουσών δυνάμεων και ροπών κάμψεως. Για την σχεδίαση των διαγραμμάτων ακολουθείται η παρακάτω διαδικασία:

Υπολογισμός αντιδράσεων των στηρίξεων

Για την ισορροπία του συστήματος στο επίπεδο (x,y) θέτουμε τις ροπές ως προς H και Θ ίσες με το μηδέν.

Υπολογισμός αντίδρασης στη θέση H:

$$\Sigma M_{\theta} = 0$$

$$-P_{Ey} \cdot 900 \text{ mm} + H_y \cdot 700 \text{ mm} = 0$$

$$-805 \cdot 900 \text{ mm} + H_y \cdot 700 \text{ mm} = 0$$

$$H_y = 1035 \text{ N}$$

Υπολογισμός αντίδρασης στη θέση Θ:

$$\Sigma M_H = 0$$

$$-P_{Ey} \cdot 160 \text{ mm} + \theta_y \cdot 700 \text{ mm} = 0$$

$$-805 \cdot 200 \text{ mm} + \theta_y \cdot 700 \text{ mm} = 0$$

$$\theta_y = 230 \text{ N}$$

Υπολογισμός ροπών στις χαρακτηριστικές θέσεις

Παίρνουμε τις ροπές των από αριστερά δυνάμεων ή των από δεξιά και βρίσκουμε:

Υπολογισμός της ροπής στη θέση Z:

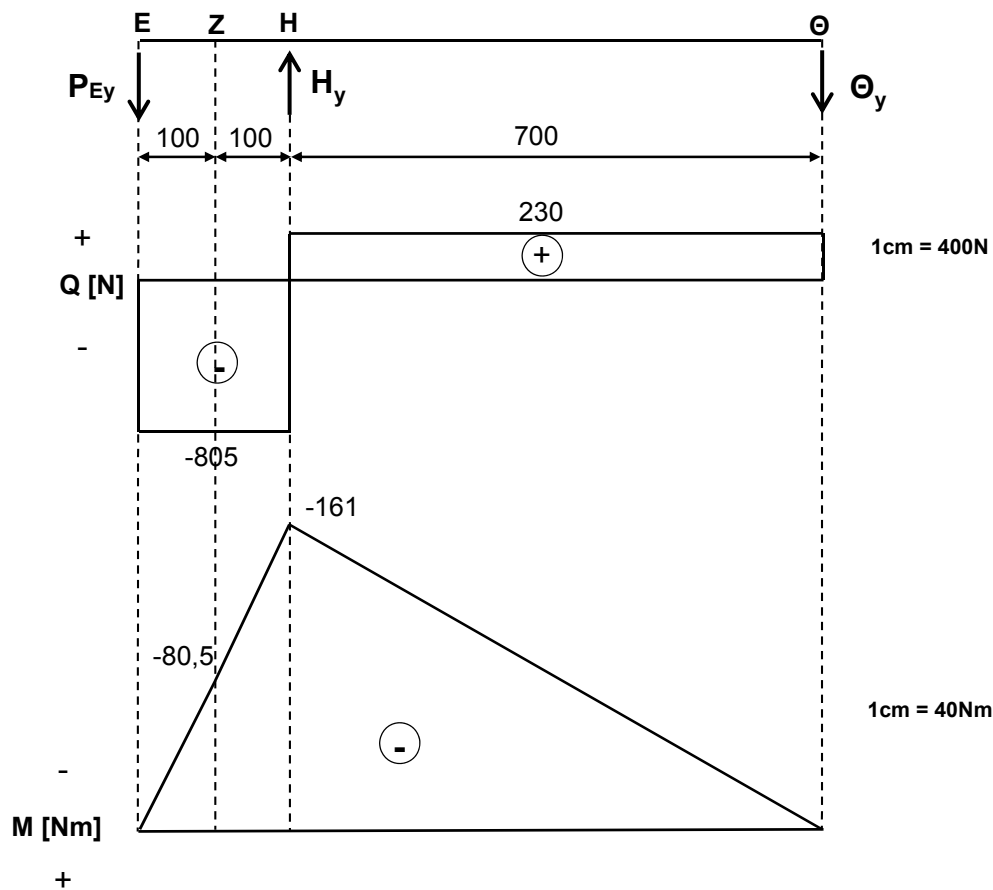
$$M_{Z(x,y) αρ.} = -P_{Ey} \cdot 100 \text{ mm} = -805 \text{ N} \cdot 0,1 \text{ m} = -80,5 \text{ Nm}$$

Υπολογισμός της ροπής στη θέση H:

$$M_{H(x,y) αρ.} = -\Theta_y \cdot 700 \text{ mm} = -230 \text{ N} \cdot 0,7 \text{ m} = -161 \text{ Nm}$$

Διαγράμματα τεμνουσών δυνάμεων, ροπών κάμψως

Σχεδιάζουμε τα διαγράμματα τεμνουσών δυνάμεων και ροπών κάμψως του άξονα 3 στο επίπεδο (x,y).



Σχήμα 4.6: Διαγράμματα τεμνουσών δυνάμεων και ροπών κάμψως του άξονα 3 στο επίπεδο (x,y).

- **Φόρτιση άξονα 3 - επίπεδο (x,z)**

Στο Σχήμα 4.7 έχουμε σχεδιάσει τον άξονα 3 με τις φορτίσεις αυτού στο επίπεδο (x,z). Στο ίδιο σχήμα σε κατακόρυφη ευθυγραμμία σχεδιάζουμε τα διαγράμματα τεμνουσών δυνάμεων και ροπών κάμψεως. Για την σχεδίαση των διαγραμμάτων ακολουθείται η παρακάτω διαδικασία:

Υπολογισμός αντιδράσεων των στηρίξεων

Για την ισορροπία του συστήματος στο επίπεδο (x,z) θέτουμε τις ροπές ως προς Z και H ίσες με το μηδέν.

Υπολογισμός αντίδρασης στη θέση H:

$$\Sigma M_{\theta} = 0$$

$$-P_{EZ} \cdot 900 \text{ mm} + P_{ZZ} \cdot 800 \text{ mm} - H_Z \cdot 700 \text{ mm} = 0$$

$$-12,7 \cdot 900 \text{ mm} + 1217 \cdot 800 \text{ mm} - H_Z \cdot 700 \text{ mm} = 0$$

$$H_Z = 1407 \text{ N}$$

Υπολογισμός αντίδρασης στη θέση Θ:

$$\Sigma M_H = 0$$

$$-P_{EZ} \cdot 160 \text{ mm} + P_{ZZ} \cdot 100 \text{ mm} - \theta_z \cdot 700 \text{ mm} = 0$$

$$-12,7 \cdot 200 \text{ mm} + 1217 \cdot 100 \text{ mm} - \theta_z \cdot 700 \text{ mm} = 0$$

$$\theta_z = 170 \text{ N}$$

Υπολογισμός ροπών στις χαρακτηριστικές θέσεις

Παίρνουμε τις ροπές των από αριστερά δυνάμεων ή των από δεξιά και βρίσκουμε:

Υπολογισμός της ροπής στη θέση Z:

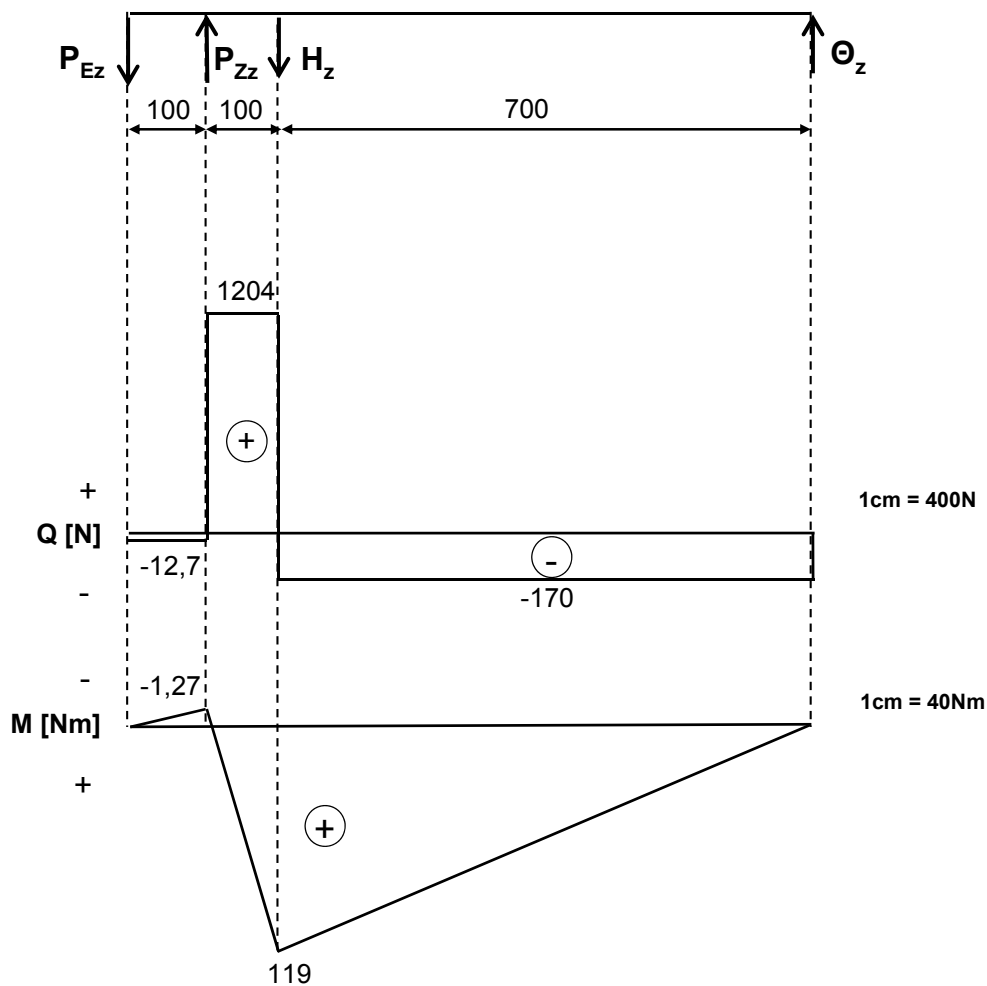
$$M_{Z(x,z) \alpha\rho.} = -P_{EZ} \cdot 100 \text{ mm} = -12,7 \text{ N} \cdot 0,1 \text{ m} = -1,27 \text{ Nm}$$

Υπολογισμός της ροπής στη θέση H:

$$M_{H(x,z) \delta\epsilon\xi.} = \theta_z \cdot 700 \text{ mm} = 170 \text{ N} \cdot 0,7 \text{ m} = 119 \text{ Nm}$$

Διαγράμματα τεμνουσών δυνάμεων, ροπών κάμψεως

Σχεδιάζουμε τα διαγράμματα τεμνουσών δυνάμεων και ροπών κάμψεως του άξονα 3 στο επίπεδο (x,z).



Σχήμα 4.7: Διαγράμματα τεμνουσών δυνάμεων και ροπών κάμψεως του άξονα 3 στο επίπεδο (x,z).

- **Σύνθεση δυνάμεων και ροπών των επιπέδων (x,y) και (x,z)**

Συνθέτουμε τις δυνάμεις των δύο επιπέδων στις θέσεις στηρίξεως Η και Θ και βρίσκουμε τις μέγιστες ακτινικές δυνάμεις που ασκούνται στα έδρανα του άξονα 3 ως εξής:

Μέγιστη ακτινική δύναμη που ασκείται στο έδρανο Η:

$$P_{H,r} = \sqrt{H_y^2 + H_z^2} = \sqrt{1035^2 + 1407^2} = 1747 \text{ N}$$

Μέγιστη ακτινική δύναμη που ασκείται στο έδρανο Θ:

$$P_{\theta,r} = \sqrt{\theta_y^2 + \theta_z^2} = \sqrt{230^2 + 170^2} = 286 \text{ N}$$

Συνθέτουμε τις ροπές των επιπέδων στις θέσεις Z και H καθώς οι θέσεις είναι δυσμενέστερες και βρίσκουμε την μέγιστη καμπτική ροπή του άξονα 3 στις θέσεις Z και H ως εξής:

$$M_Z = \sqrt{M_{Z(x,y)}^2 + M_{Z(x,z)}^2} = \sqrt{80,5^2 + 1,27^2} = 80,51 \text{ Nm}$$

$$M_H = \sqrt{M_{H(x,y)}^2 + M_{H(x,z)}^2} = \sqrt{161^2 + 119^2} = 200 \text{ Nm}$$

Μεταξύ των παραπάνω μεγίστων η μεγαλύτερη ροπή κάμψης είναι αυτή που ασκείται στην θέση H και έχει τιμή:

$$M_{max} = \max\{M_Z, M_H\} = \max\{80,51, 200\} = 200 \text{ Nm}$$

- **Ροπές στρέψεως και κάμψεως άξονα 3**

Υπολογίζοντας τις δυνάμεις και τις ροπές στον άξονα 3, αποδείχθηκε ότι οι δυσμενέστερες θέσεις για τον άξονα 3 είναι οι θέσεις Z και H.

Θέση E:

Η ροπή στρέψης στην θέση E είναι ίση με τη ροπή στρέψης της τροχαλίας D₄, συνεπώς έχουμε:

$$M_{tE} = M_{t4} = 9550 \frac{N_4}{n_4} = 9550 \frac{4,13 \text{ kW}}{600 \text{ RPM}} = 65,7 \text{ Nm}$$

Θέση Z:

Η ροπή κάμψης στη θέση Z προκύπτει από τους παραπάνω υπολογισμούς:

$$M_{bZ} = 80,51 \text{ Nm}$$

Η ροπή στρέψης στην θέση Z είναι ίση με τη ροπή στρέψης της τροχαλίας D₅, συνεπώς έχουμε:

$$M_{tZ} = M_{t5} = 9550 \frac{N_5}{n_5} = 9550 \frac{2,07 \text{ kW}}{600 \text{ RPM}} = 33 \text{ Nm}$$

Υπολογίζουμε την ισοδύναμη ροπή κάμψης σύμφωνα με τον τύπο:

$$M_{v,Z} = \sqrt{M_{bZ}^2 + 0,75 \cdot (a_o \cdot M_{tZ})^2} \quad (4.6)$$

Όπου το $\alpha_o = 0,71$ το οποίο υπολογίστηκε στην παράγραφο 4.1.1. Συνεπώς, με αντικατάσταση στον τύπο (4.6) προκύπτει η ισοδύναμη ροπή κάμψης στη θέση Z:

$$M_{v,Z} = \sqrt{80,51^2 + 0,75 \cdot (0,71 \cdot 33)^2} = 83 \text{ Nm}$$

Θέση Η:

Η ροπή κάμψης στη θέση Η προκύπτει από τους παραπάνω υπολογισμούς:

$$M_{bH} = 200 \text{ Nm}$$

Υπάρχει ροπή στρέψης στην θέση Η, η οποία οφείλεται στην λειτουργία του κυλίνδρου που ραβδίζει τα κλαδιά. Η ροπή στρέψης θα προκύψει από την ισχύ:

$$N_4 - N_5 = 4,13 - 2,07 = 2,06 \text{ kW}$$

Άρα η ροπή στρέψης στην θέση Η είναι:

$$M_{tH} = 9550 \frac{N_4 - N_5}{n} = 9550 \frac{2,06 \text{ kW}}{600 \text{ RPM}} = 32,7 \text{ Nm}$$

Υπολογίζουμε την ισοδύναμη ροπή κάμψης σύμφωνα με τον τύπο:

$$M_{vH} = \sqrt{M_{bH}^2 + 0,75 \cdot (\alpha_o \cdot M_{tH})^2} \quad (4.7)$$

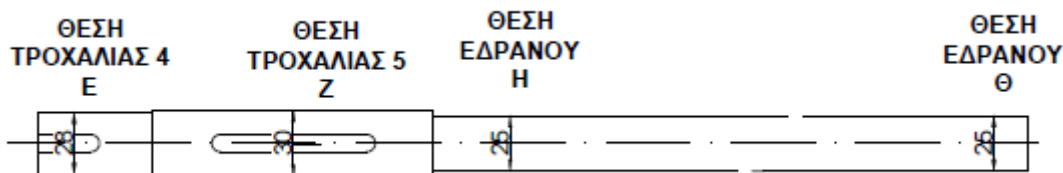
Όπου το $\alpha_o = 0,71$ το οποίο υπολογίστηκε στην παράγραφο 4.1.1. Συνεπώς, με αντικατάσταση στον τύπο (4.7) προκύπτει η ισοδύναμη ροπή κάμψης στη θέση Η:

$$M_{vH} = \sqrt{200^2 + 0,75 \cdot (0,71 \cdot 32,7)^2} = 201 \text{ Nm}$$

4.2.2 Καθορισμός διαβαθμίσεων

• Αρχική εκτίμηση διαμέτρων του άξονα 3

Στο Σχήμα 4.8 βλέπουμε τον άξονα 3. Το τμήμα ΕΗ του άξονα καταπονείται σε κάμψη και στρέψη, ενώ το τμήμα ΗΘ μόνο σε κάμψη. Στις θέσεις Η και Θ τοποθετούνται τα έδρανα κύλισης, ενώ στις θέσεις Ε και Ζ οι τροχαλίες D₄ και D₅ αντίστοιχα. Για την συναρμογή αυτών των στοιχείων γίνονται κατάλληλες διαβαθμίσεις στον άξονα, όπως φαίνονται στο Σχήμα 4.8. Λόγω των διαβαθμίσεων τις διαμέτρους του άξονα θα τις συμβολίσουμε με d_E, d_Z, d_H, d_Θ .



Σχήμα 4.8: Διαβαθμίσεις Άξονα 3.

Θέση E:

Η προσωρινή διάμετρος του άξονα σε στρέψη στην θέση E υπολογίζεται με βάση την ισοδύναμη ροπή στρέψης $M_{tE} = 65,7 \text{ Nm}$ και την επιτρεπόμενη τάση σε στρέψη για χάλυβα St50, $\tau_{\varepsilon\pi} = 26 \text{ N/mm}^2$ [4] ως εξής:

$$d_E = 1,72 \sqrt[3]{\frac{M_{tE}}{\tau_{\varepsilon\pi}}} \quad (4.8)$$

Με αντικατάσταση των τιμών έχουμε:

$$d_E = 1,72 \sqrt[3]{\frac{65700 \text{ Nmm}}{26 \text{ N/mm}^2}}$$
$$d_E = 23,4 \text{ mm}$$

Στην θέση E στερεώνεται η τροχαλία D₄ με σφήνα, συνεπώς πρέπει να αυξήσουμε την διάμετρο του άξονα κατά το βάθος του σφηνοδρόμου. Για την θέση αυτή θέτουμε προσωρινή διάμετρο:

$$d_E = 28 \text{ mm}$$

Στην συνέχεια επιλέγουμε έναν τυποποιημένο σφήνα, συμβουλευόμενοι τον Πίνακα 4.1. Για διαμέτρους 22 έως 30, ο σφήνας έχει διαστάσεις $b \times h = 8 \times 7 \text{ mm}$ και βάθος σφηνοδρόμου στην άτρακτο 4 mm . Η ωφέλιμη διάμετρος του άξονα θα είναι:

$$d_E = 28 - 4 = 24 \text{ mm} > 23,4 \text{ mm}$$

Θέση Z:

Η προσωρινή διάμετρος του άξονα σε στρέψη και κάμψη στην θέση Z υπολογίζεται με βάση την ισοδύναμη ροπή κάμψης $M_{vZ} = 83 \text{ Nm}$ και την επιτρεπόμενη τάση σε κάμψη για χάλυβα St50 $\sigma_{b,\varepsilon\pi} = 52 \text{ N/mm}^2$ [4] ως εξής:

$$d_Z = 2,17 \sqrt[3]{\frac{M_{vZ}}{\sigma_{b,\varepsilon\pi}}} \quad (4.9)$$

Με αντικατάσταση των τιμών έχουμε:

$$d_Z = 2,17 \sqrt[3]{\frac{83000 \text{ Nmm}}{52 \text{ N/mm}^2}}$$
$$d_Z = 25,4 \text{ mm}$$

Στην θέση Z στερεώνεται η τροχαλία D₅ με σφήνα, συνεπώς πρέπει να αυξήσουμε την διάμετρο του άξονα κατά το βάθος του σφηνοδρόμου. Για την θέση αυτή θέτουμε προσωρινή διάμετρο:

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

Στην συνέχεια επιλέγουμε έναν τυποποιημένο σφήνα, συμβουλευόμενοι τον Πίνακα 4.1. Για διαμέτρους 22 έως 30, ο σφήνας έχει διαστάσεις $b \times h = 8 \times 7 \text{ mm}$ και βάθος σφηνοδρόμου στην άτρακτο 4 mm . Η ωφέλιμη διάμετρος του άξονα θα είναι:

$$d_z = 30 - 4 = 26 \text{ mm} > 25,4 \text{ mm}$$

Θέση Η:

Η προσωρινή διάμετρος του άξονα σε στρέψη και κάμψη στην θέση Η (έδρανο) υπολογίζεται με βάση την ισοδύναμη ροπή κάμψης $M_{vH} = 201 \text{ Nm}$ και την επιτρεπόμενη τάση σε κάμψη για χάλυβα St50, $\sigma_{b,\varepsilon\pi} = 52 \text{ N/mm}^2$ [4] ως εξής:

$$d_H = 2,17 \sqrt[3]{\frac{M_{vH}}{\sigma_{b,\varepsilon\pi}}} \quad (4.10)$$

Με αντικατάσταση των τιμών έχουμε:

$$d_H = 2,17 \sqrt[3]{\frac{201000 \text{ Nmm}}{52 \text{ N/mm}^2}}$$

$$d_H = 34 \text{ mm}$$

Για την θέση αυτή θέτουμε διάμετρο τέτοια ώστε να ταιριάζει κάποιο έδρανο κυλίσεως (ρουλεμάν):

$$d_H = 35 \text{ mm}$$

Θέση Θ:

Στην θέση Θ ο άξονας δεν καταπονείται ούτε σε στρέψη, ούτε σε κάμψη, οπότε η διάμετρος του άξονα στην θέση Θ (έδρανο) λαμβάνεται ίση με:

$$d_\theta = 25 \text{ mm}$$

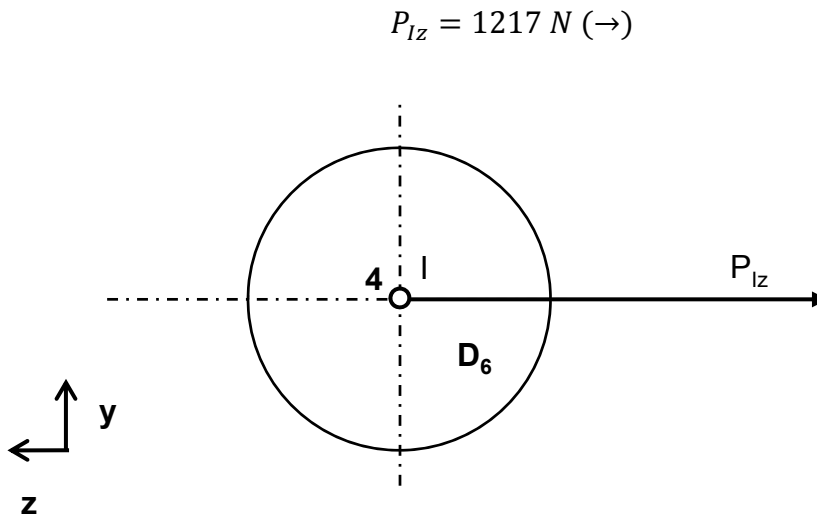
Συνοπώς οι διαβαθμίσεις του άξονα 3 είναι οι εξής:

- Θέση E: $d_E = 28 \text{ mm}$
- Θέση Z : $d_Z = 30 \text{ mm}$
- Θέση H : $d_H = 35 \text{ mm}$
- Θέση Θ: $d_\theta = 25 \text{ mm}$

4.3 ΑΞΟΝΑΣ 4

4.3.1 Δυνάμεις και ροπές

Ο άξονας 4 φορτίζεται στο σημείο Ι (θέση τροχαλίας D_6) μόνο κατά το επίπεδο (x,z) με τη δύναμη:



Σχήμα 4.9: Δύναμη πάνω στην τροχαλία στη θέση Ι. Κλίμακα 1:4.

- Φόρτιση άξονα 4 - επίπεδο (x,z)

Στο Σχήμα 4.10 έχουμε σχεδιάσει τον άξονα 4 με τις φορτίσεις αυτού στο επίπεδο (x,z) . Στο ίδιο σχήμα σε κατακόρυφη ευθυγραμμία σχεδιάζουμε τα διαγράμματα τεμνουσών δυνάμεων και ροπών κάμψεως. Για την σχεδίαση των διαγραμμάτων ακολουθείται η παρακάτω διαδικασία:

Υπολογισμός αντιδράσεων των στηρίξεων

Για την ισορροπία του συστήματος στο επίπεδο (x,z) θέτουμε τις ροπές ως προς Κ και Λ ίσες με το μηδέν.

Υπολογισμός αντίδρασης στη θέση Κ:

$$\Sigma M_{\Lambda} = 0$$

$$-P_{Iz} \cdot 800 \text{ mm} + K_z \cdot 700 \text{ mm} = 0$$

$$-1217 \cdot 800 \text{ mm} + K_z \cdot 700 \text{ mm} = 0$$

$$K_z = 1391 \text{ N}$$

Υπολογισμός αντίδρασης στη θέση Λ:

$$\Sigma M_{\Lambda} = 0$$

$$-P_{Iz} \cdot 100 \text{ mm} + \Lambda_z \cdot 700 \text{ mm} = 0$$

$$-1217 \cdot 100 \text{ mm} + \Lambda_z \cdot 700 \text{ mm} = 0$$

$$\Lambda_z = 174 \text{ N}$$

Υπολογισμός ροπών στις χαρακτηριστικές θέσεις

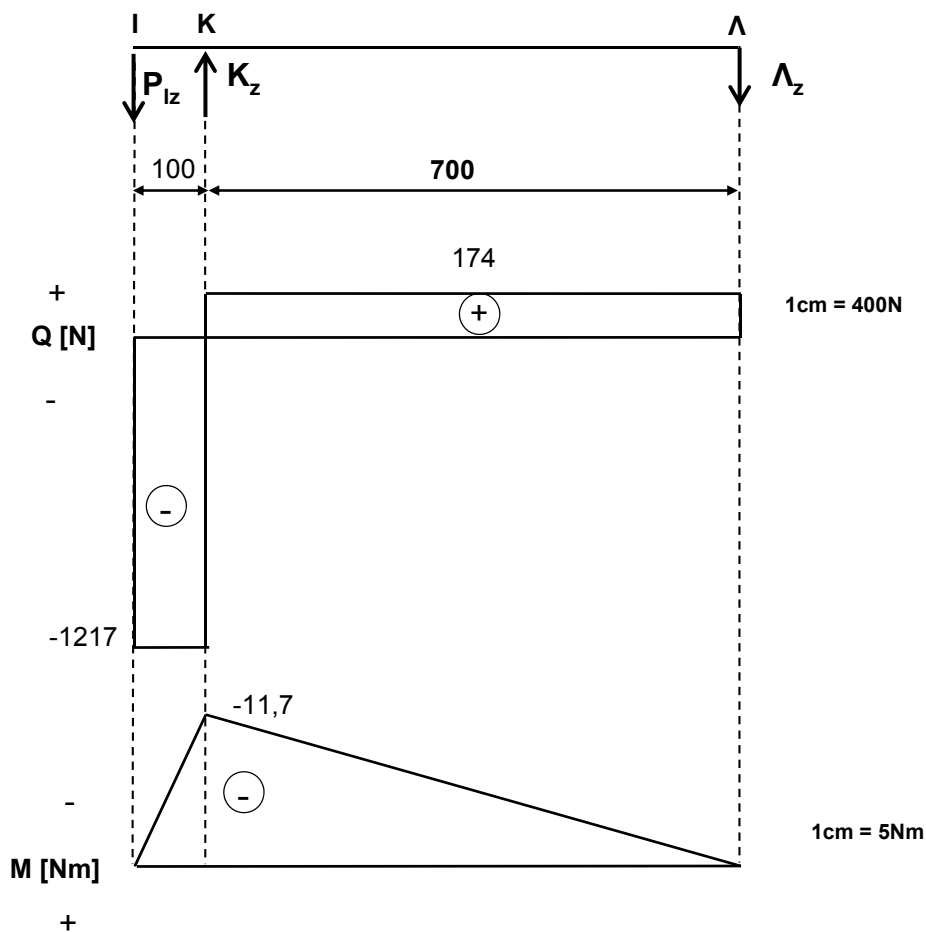
Παίρνουμε τις ροπές των από αριστερά δυνάμεων ή των από δεξιά και βρίσκουμε:

Υπολογισμός της ροπής στη θέση K:

$$M_{K(x,z) \text{ αρ.}} = -1217 \cdot 100 \text{ mm} = -11,7 \text{ Nm}$$

Διαγράμματα τεμνουσών δυνάμεων, ροπών κάμψεως

Σχεδιάζουμε τα διαγράμματα τεμνουσών δυνάμεων και ροπών κάμψεως του άξονα 4 στο επίπεδο (x,z).



Σχήμα 4.10: Διαγράμματα τεμνουσών δυνάμεων και ροπών κάμψεως του άξονα 4 στο επίπεδο (x,z).

- **Σύνθεση δυνάμεων και ροπών των επιπέδων (x,y) και (x,z)**

Συνθέτουμε τις δυνάμεις των δύο επιπέδων στις θέσεις στηρίξεως Κ και Λ και βρίσκουμε τις μέγιστες ακτινικές δυνάμεις που ασκούνται στα έδρανα του άξονα 4 ως εξής:

Μέγιστη ακτινική δύναμη που ασκείται στο έδρανο Κ:

$$P_{K,r} = K_z = 1391 \text{ N}$$

Μέγιστη ακτινική δύναμη που ασκείται στο έδρανο Λ:

$$P_{L,r} = L_z = 174 \text{ N}$$

Η καμπτική ροπή στη θέση Λ καθόσον αυτή η θέση είναι δυσμενέστερη είναι:

$$M_K = 11,7 \text{ Nm}$$

- **Ροπές στρέψεως και κάμψεως άξονα 4**

Υπολογίζοντας τις δυνάμεις και τις ροπές στον άξονα 4, έχουμε:

Θέση Ι:

Η ροπή στρέψης στην θέση Ι είναι ίση με τη ροπή στρέψης της τροχαλίας D₆, συνεπώς έχουμε:

$$M_{tI} = M_{t6} = 9550 \frac{N_6}{n_6} = 9550 \frac{2,03 \text{ kW}}{600 \text{ RPM}} = 32,3 \text{ Nm}$$

Θέση Κ:

Η ροπή κάμψης στη θέση Κ προκύπτει από τους παραπάνω υπολογισμούς:

$$M_{bK} = 11,7 \text{ Nm}$$

Υπάρχει ροπή στρέψης στην θέση Κ, η οποία οφείλεται στην λειτουργία του κυλίνδρου που ραβδίζει τα κλαδιά. Η ροπή στρέψης θα προκύψει από την ισχύ:

$$N_6 = 2,03 \text{ Nm}$$

Άρα η ροπή στρέψης στην θέση Κ είναι:

$$M_{tK} = 9550 \frac{N_6}{n_6} = 9550 \frac{2,06 \text{ kW}}{600 \text{ RPM}} = 32,7 \text{ Nm}$$

Υπολογίζουμε την ισοδύναμη ροπή κάμψης στην θέση Κ σύμφωνα με τον τύπο:

$$M_{vK} = \sqrt{M_{bK}^2 + 0,75 \cdot (a_o \cdot M_{tK})^2} \quad (4.11)$$

Όπου το $\alpha_o = 0,71$ το οποίο υπολογίστηκε στην παράγραφο 4.1.1. Συνεπώς, με αντικατάσταση στον τύπο (4.11) προκύπτει η ισοδύναμη ροπή κάμψης στη θέση Κ:

$$M_{vK} = \sqrt{11,7^2 + 0,75 \cdot (0,71 \cdot 32,7)^2} = 23,3 \text{ Nm}$$

4.3.2 Καθορισμός διαβαθμίσεων

- Αρχική εκτίμηση διαμέτρων του άξονα 4

Στις θέσεις Κ και Λ του άξονα 4 τοποθετούνται τα έδρανα κύλισης, ενώ στη θέση Ι η τροχαλία D₆. Για την συναρμογή αυτών των στοιχείων γίνονται κατάλληλες διαβαθμίσεις στον άξονα, όπως φαίνονται στο Σχήμα 4.11. Λόγω των διαβαθμίσεων τις διαμέτρους του άξονα θα τις συμβολίσουμε με d_I , d_K , d_A .

ΘΕΣΗ Ι:

Η προσωρινή διάμετρος του άξονα σε στρέψη στην θέση Ι υπολογίζεται με βάση την ισοδύναμη ροπή στρέψης $M_{tI} = 32,3 \text{ Nm}$ και την επιτρεπόμενη τάση σε στρέψη για χάλυβα St50, $\tau_{\varepsilon\pi} = 26 \text{ N/mm}^2$ [4] ως εξής:

$$d_I = 1,72 \sqrt[3]{\frac{M_{tI}}{\tau_{\varepsilon\pi}}} \quad (4.12)$$

Με αντικατάσταση των τιμών έχουμε:

$$d_I = 1,72 \sqrt[3]{\frac{32300 \text{ Nmm}}{26 \text{ N/mm}^2}}$$

$$d_I = 18,5 \text{ mm}$$

Στην θέση Ι στερεώνεται η τροχαλία D₆ με σφήνα, συνεπώς πρέπει να αυξήσουμε την διάμετρο του άξονα κατά το βάθος του σφηνοδρόμου. Για την θέση αυτή θέτουμε προσωρινή διάμετρο:

$$d_I = 23 \text{ mm}$$

Στην συνέχεια επιλέγουμε έναν τυποποιημένο σφήνα, συμβουλευόμενοι τον Πίνακα 4.1. Για διαμέτρους 22 έως 30, ο σφήνας έχει διαστάσεις $b \times h = 8 \times 7 \text{ mm}$ και βάθος σφηνοδρόμου στην άτρακτο 4 mm . Η ωφέλιμη διάμετρος του άξονα θα είναι:

$$d_I = 23 - 4 = 19 \text{ mm} > 18,5 \text{ mm}$$

ΘΕΣΗ Κ:

Η προσωρινή διάμετρος του άξονα σε στρέψη και κάμψη στην θέση Κ υπολογίζεται με βάση την ισοδύναμη ροπή κάμψης $M_{vK} = 23,3 \text{ Nm}$ και την επιτρεπόμενη τάση σε κάμψη για χάλυβα St50, $\sigma_{b,\varepsilon\pi} = 52 \text{ N/mm}^2$ [4] ως εξής:

$$d_K = 2,17 \sqrt[3]{\frac{M_{vK}}{\sigma_{b,\varepsilon\pi}}} \quad (4.13)$$

Με αντικατάσταση των τιμών έχουμε:

$$d_K = 2,17 \sqrt[3]{\frac{23300 \text{ Nmm}}{52 \text{ N/mm}^2}}$$

$$d_K = 16,6 \text{ mm}$$

Για την θέση αυτή θέτουμε διάμετρο τέτοια ώστε να ταιριάζει κάποιο έδρανο κυλίσεως (ρουλεμάν):

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

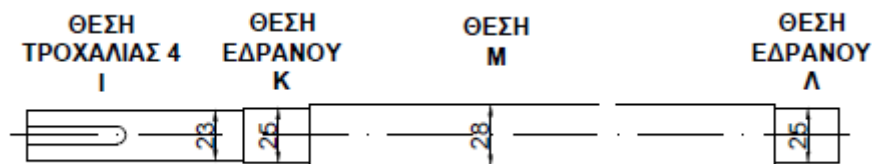
ΘΕΣΗ Λ:

Ο άξονας 4 στην θέση Λ δεν καταπονείται ούτε σε στρέψη, ούτε σε κάμψη, επομένως η διάμετρος του άξονα στην θέση Λ (έδρανο) λαμβάνεται ίση με:

$$d_\Lambda = 25 \text{ mm}$$

Συνεπώς οι διαβαθμίσεις για κατασκευαστικούς λόγους του άξονα 4 είναι οι εξής:

- Θέση Ι: $d_I = 23 \text{ mm}$
- Θέση Κ: $d_K = 25 \text{ mm}$
- Θέση Λ: $d_\Lambda = 25 \text{ mm}$
- Θέση Μ: $d_M = 28 \text{ mm}$



Σχήμα 4.11: Διαβαθμίσεις Άξονα 4.

ΚΕΦΑΛΑΙΟ 5

ΕΛΕΓΧΟΣ ΑΞΟΝΩΝ ΣΕ ΔΥΝΑΜΙΚΗ ΚΑΤΑΠΟΝΗΣΗ ΕΚΛΟΓΗ ΕΔΡΑΝΩΝ ΚΥΛΙΣΗΣ

5.1 ΔΙΑΓΡΑΜΜΑΤΑ ΔΥΝΑΜΙΚΗΣ ΑΝΤΟΧΗΣ SMITH ΓΙΑ St50

Οι οριακές τιμές δυναμικής αντοχής για τον χάλυβα St 50 για κάμψη και στρέψη αντίστοιχα είναι [5]:

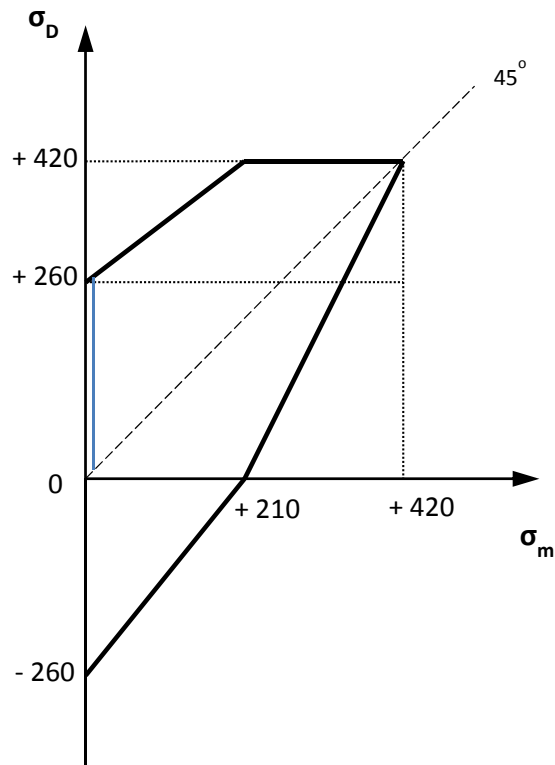
Για κάμψη

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

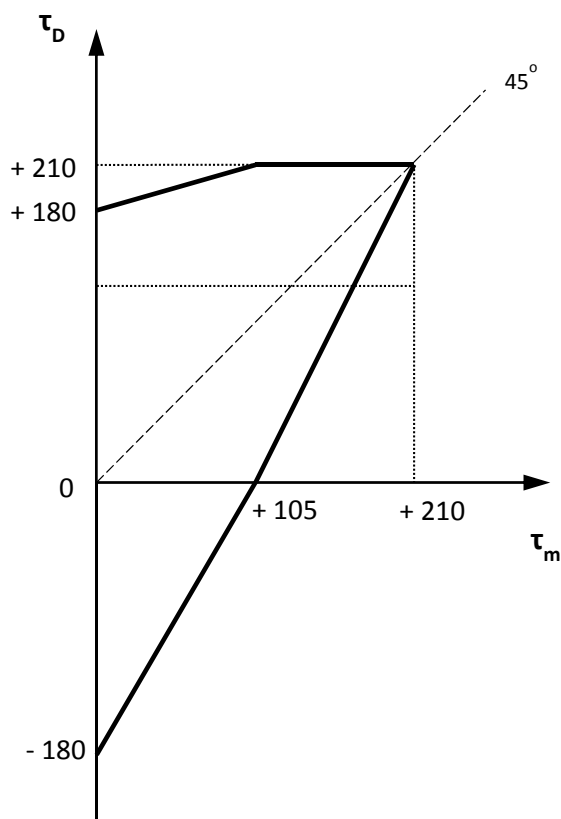
Για στρέψη

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

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 Σχήμα 5.1 δείχνει το διάγραμμα “Smith” για κάμψη, ενώ το Σχήμα 5.2 δείχνει το αντίστοιχο διάγραμμα για στρέψη.



Σχήμα 5.1: Διάγραμμα Smith για κάμψη του χάλυβα St 50 ($1cm = 100 N/mm^2$).



Σχήμα 5.2: Διάγραμμα Smith για στρέψη του χάλυβα St 50 ($1cm = 50 N/mm^2$).

5.2 ΕΛΕΓΧΟΣ ΑΞΟΝΑ 2 ΣΕ ΔΥΝΑΜΙΚΗ ΚΑΤΑΠΟΝΗΣΗ

Η αντοχή του άξονα 2 θα ελεγχθεί για δυναμική καταπόνηση στις δυσμενέστερες θέσεις, οι οποίες είναι οι θέσεις Β και Γ. Στην θέση Β έχουμε σύνθετη καταπόνηση, εναλλασσόμενη κάμψη και επαναλαμβανόμενη στρέψη, ενώ στην θέση Γ έχουμε καταπόνηση μόνο σε κάμψη. Τις θέσεις αυτές θα ελέγξουμε σε δυναμική καταπόνηση.

Έλεγχος δυναμικής αντοχής στην θέση Β

Στην θέση Β ο άξονας 2 ο οποίος έχει διάμετρο $d_B = 29 \text{ mm}$ καταπονείται σε εναλλασσόμενη κάμψη και επαναλαμβανόμενη στρέψη. Υπάρχουν οι εξής φορτίσεις: Μέγιστη ροπή κάμψης (εναλλασσόμενη): $M_b = 48,3 \text{ Nm}$
Μέγιστη ροπή στρέψης (επαναλαμβανόμενη): $M_t = 34,2 \text{ Nm}$

• Τάσεις στην θέση Β

Τάση κάμψης

Η μέγιστη τάση κάμψης στην θέση Β υπολογίζεται με βάση την μέγιστη καμπτική ροπή M_{bmax} και την ροπή αντίστασης σε κάμψη W_b εφαρμόζοντας τον τύπο:

$$\sigma_b = \frac{M_b}{W_b} \quad (5.1)$$

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

$$W_b \approx 0,1 \cdot d^3 \quad (5.2)$$

Συνδυάζοντας τις παραπάνω σχέσεις προκύπτει:

$$\sigma_b \approx \frac{M_b}{0,1 \cdot d^3} = \frac{M_{bmax}}{0,1 \cdot d_B^3} = \frac{48300 \text{ N} \cdot \text{mm}}{0,1 \cdot (29 \text{ mm})^3} = 19,8 \text{ N/mm}^2$$

Τάση στρέψης

Η τάση στρέψης υπολογίζεται με βάση την ροπή στρέψης M_t και την ροπή αντίστασης σε στρέψη W_t εφαρμόζοντας τον τύπο:

$$\tau = \frac{M_t}{W_t} \quad (5.3)$$

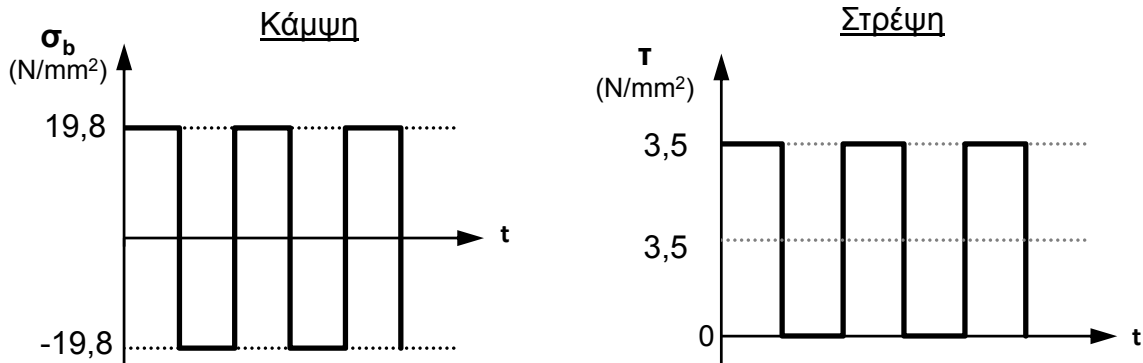
Για συμπαγή άτρακτο κυκλικής διατομής η ροπή αντίστασης για στρέψη δίνεται από την σχέση:

$$W_t \approx 0,2 \cdot d^3 \quad (5.4)$$

Συνδυάζοντας τις παραπάνω σχέσεις προκύπτει:

$$\tau \approx \frac{M_t}{0,2 \cdot d^3} = \frac{M_t}{0,2 \cdot d_B^3} = \frac{34200 \text{ N} \cdot \text{mm}}{0,2 \cdot (29 \text{ mm})^3} = 7 \text{ N/mm}^2$$

Σύμφωνα με τους παραπάνω υπολογισμούς και λαμβάνοντας υπόψη ότι η κάμψη είναι εναλλασσόμενη και η στρέψη επαναλαμβανόμενη, σχεδιάσουμε την μεταβολή της τάσης για κάθε περίπτωση, όπως δείχνει το Σχήμα 5.3.



Σχήμα 5.3: Μεταβολή τάσης για κάμψη και στρέψη.

Από το Σχήμα 5.3 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: $\sigma_{ba} = 19,8 \text{ N/mm}^2$

Για στρέψη

Μέση τάση: $\tau_m = 3,5 \text{ N/mm}^2$

Απόκλιση τάσης: $\tau_a = 3,5 \text{ N/mm}^2$

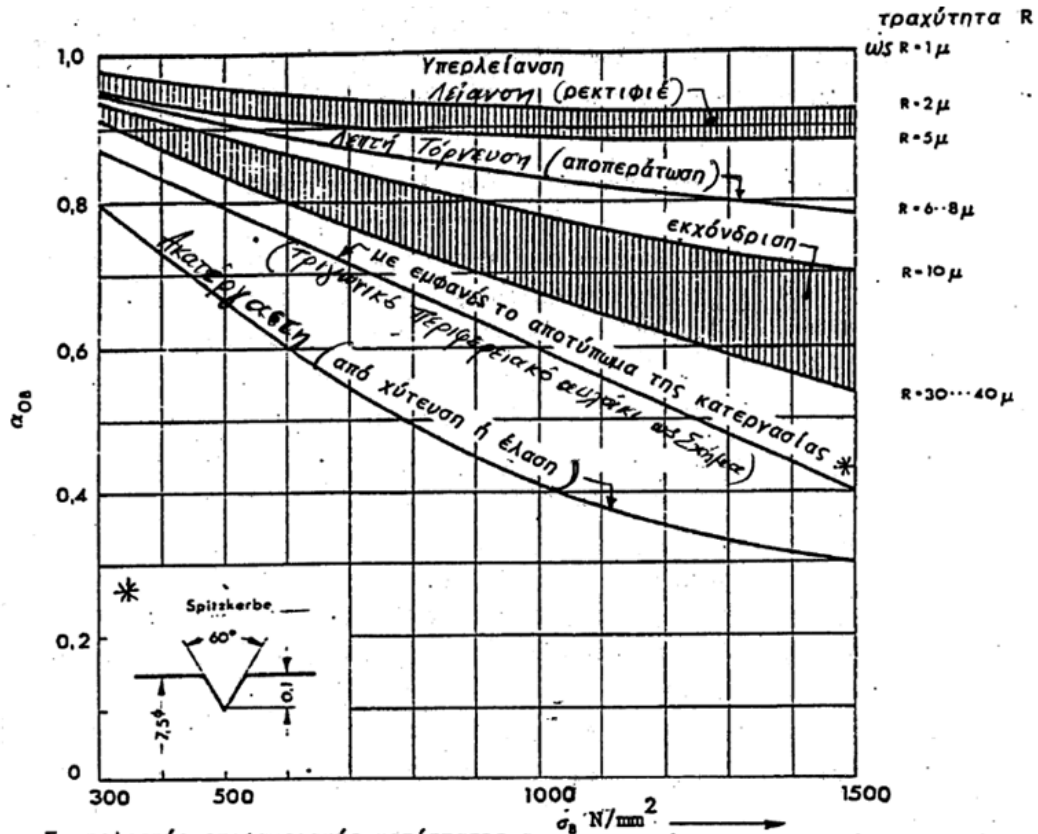
- **Συντελεστές μείωσης δυναμικής αντοχής**

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

Για μέση τραχύτητα $R = 6 \dots 8 \mu m$ και όριο θραύσης του χάλυβα St 50 $\sigma_B = 500 \text{ N/mm}^2$ από το διάγραμμα του Σχήμα 5.4 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: $\alpha_{ob} = 0,91$

Για στρέψη: $\alpha_{ot} = 0,575 \cdot \alpha_{ob} + 0,425 = 0,575 \cdot 0,91 + 0,425 = 0,95$



Σχήμα 5.4: Συντελεστής επιφανειακής κατάσταση α_{ob} για μείωση της αντοχής διάρκειας σε κάμψη, σε συνάρτηση με την αντοχή σ_b του υλικού.
Για στρέψη ισχύει η σχέση: $\alpha_{ot} = 0,575 \cdot \alpha_{ob} + 0,425$.

Συντελεστές μεγέθους α_{gb} και α_{gt}

Από το διάγραμμα του Σχήματος 5.5 για διάμετρο άξονα $d_B = 29 \text{ mm}$ βρίσκουμε:

Για κάμψη: $\alpha_{gb} = 0,83$

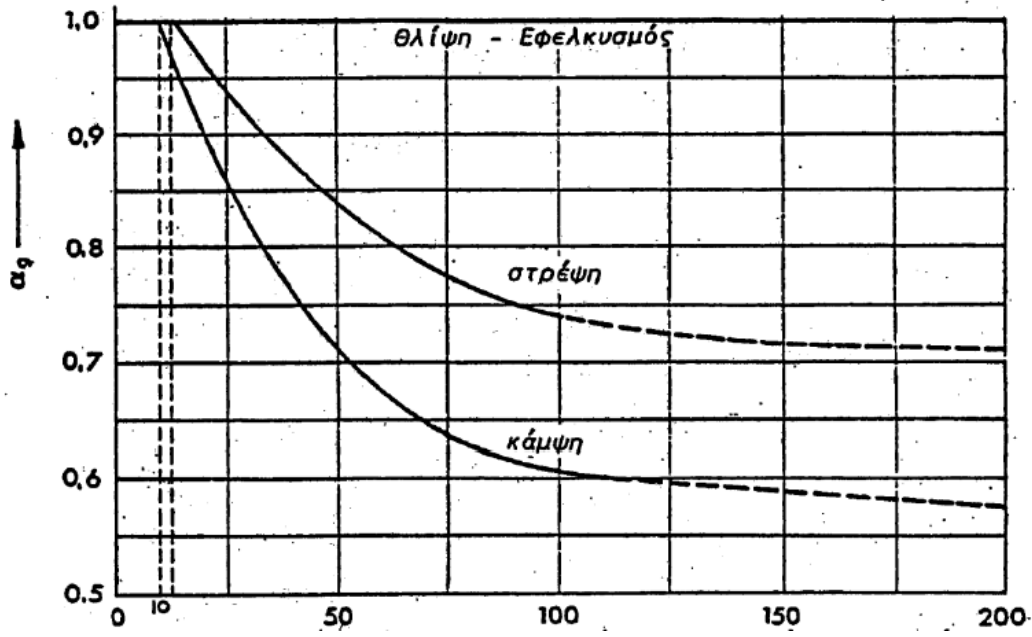
Για στρέψη: $\alpha_{gt} = 0,92$

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

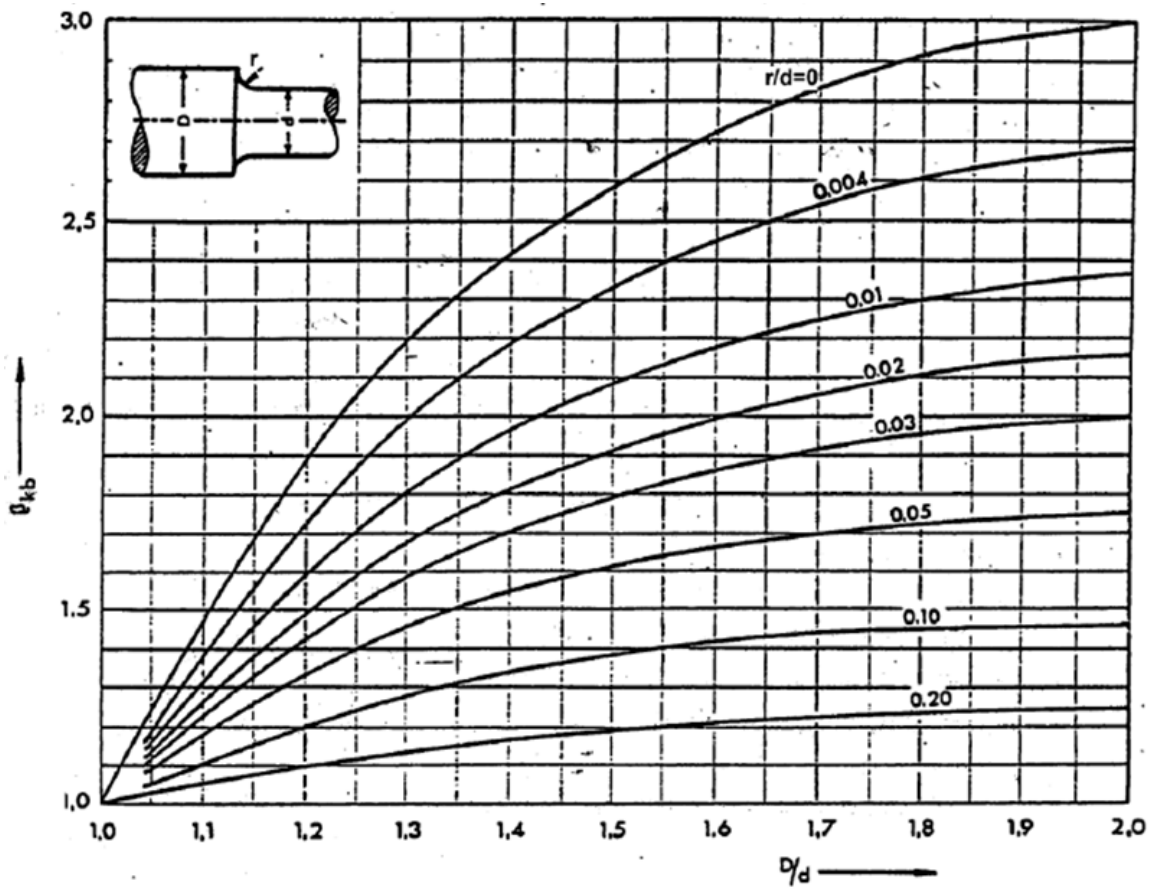
Από τα Σχήματα 5.6 και 5.7 για λόγο διαμέτρων $D/d = \frac{29}{25} = 1,16$ και λόγο καμπυλότητας $r/d = 0,01$ βρίσκουμε τους συντελεστές:

Για κάμψη: $\beta_{kb} = 1,58$

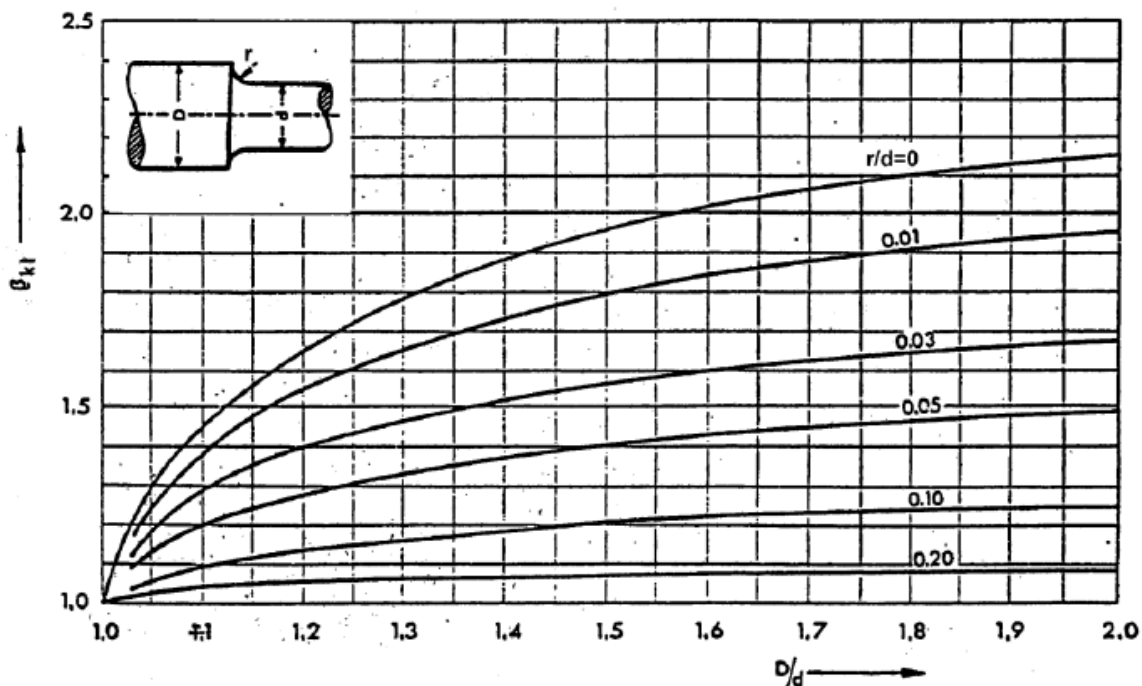
Για στρέψη: $\beta_{kt} = 1,49$



Σχήμα 5.5: Συντελεστής μεγέθους α_{gb} και α_{gt} για κάμψη και στρέψη σε συνάρτηση με το μέγεθος του εξαρτήματος.



Σχήμα 5.6: Συντελεστής εγκοπής β_{kb} για κάμψη ατράκτου με διαβάθμιση.



Σχήμα 5.7: Συντελεστής εγκοπής β_{kt} για στρέψη ατράκτου με διαβάθμιση.

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

Για κάμψη

$$f_b = \frac{\alpha_{ob} \cdot \alpha_{gb}}{\beta_{kb}} = \frac{0,91 \cdot 0,83}{1,58} = 0,48$$

Για στρέψη

$$f_t = \frac{\alpha_{ot} \cdot \alpha_{gt}}{\beta_{kt}} = \frac{0,95 \cdot 0,92}{1,49} = 0,59$$

- **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 St 50, όπως αυτή υπολογίζεται από τα διαγράμματα “Smith”. Για την περίπτωση της εναλλασσόμενης κάμψης τίθεται $\sigma_A = \sigma_{bw} = 260 \text{ N/mm}^2$, ενώ για την περίπτωση της επαναλαμβανόμενης στρέψης $\tau_A = \tau_{sch}/2 = 180/2 = 90 \text{ N/mm}^2$.

Στην συνέχεια για τον υπολογισμό των επιτρεπόμενων τιμών σ_{AG} και τ_{AG} λαμβάνονται υπόψη οι συντελεστές μείωσης δυναμικής αντοχής, δηλαδή:

Για κάμψη

$$\sigma_{AG} = f_b \cdot \sigma_A = 0,48 \cdot 260 \text{ N/mm}^2 = 124,8 \text{ N/mm}^2$$

Για στρέψη

$$\tau_{AG} = f_t \cdot \tau_A = 0,59 \cdot 90 \text{ N/mm}^2 = 53,1 \text{ N/mm}^2$$

- **Ισοδύναμες τάσεις**

Οι τιμές των ισοδύναμων τάσεων για την θέση Β υπολογίζονται με τις παρακάτω σχέσεις ως εξής:

Ισοδύναμη μέση τάση

$$\sigma_{vm} = \sqrt{\sigma_{bm}^2 + \left(\frac{\sigma_{bs}}{\tau_s}\right)^2 \cdot \tau_m^2} = \sqrt{0^2 + \left(\frac{420}{180}\right)^2 \cdot 3,5^2}$$

$$\sigma_{vm} = 8,2 \text{ N/mm}^2$$

Ισοδύναμη τάση αποκλίσεως

$$\sigma_{va} = \sqrt{\sigma_{ba}^2 + \left(\frac{\sigma_{AG}}{\tau_{AG}}\right)^2 \cdot \tau_a^2} = \sqrt{19,8^2 + \left(\frac{124,8}{53,1}\right)^2 \cdot 3,5^2}$$

$$\sigma_{va} = 21 \text{ N/mm}^2$$

- **Συντελεστής ασφαλείας**

Για τον έλεγχο της δυναμικής αντοχής του άξονα 2 στην θέση Β εφαρμόζουμε την ισοδύναμη μέση τάση $\sigma_{vm} = 8,2 \text{ N/mm}^2$ στο διάγραμμα “Smith” της κάμψης (Σχήμα 5.1) και βρίσκουμε ότι η τιμή της δυναμικής αντοχής είναι:

$$\sigma'_A = 256 \text{ N/mm}^2$$

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:

$$\sigma_{NA} = f_b \cdot \sigma'_A = 0,48 \cdot 256 \text{ N/mm}^2 = 122,9 \text{ N/mm}^2$$

Κατόπιν αυτού, ο υπάρχων συντελεστής ασφαλείας N του άξονα ΑΔ υπολογίζεται με την σχέση:

$$N = \frac{\sigma_{NA}}{\sigma_{va}} = \frac{122,9}{21} = 4,5$$

Η ευρεθείσα τιμή του συντελεστή ασφαλείας είναι ικανοποιητική, επομένως οι τιμές των διαμέτρων μπορούν να θεωρηθούν οριστικές.

Έλεγχος δυναμικής αντοχής στην θέση Γ

Στην θέση Γ ο άξονας 2 ο οποίος έχει διάμετρο $d_r = 30 \text{ mm}$ καταπονείται μόνο σε εναλλασσόμενη κάμψη.

- **Τάση κάμψης στην θέση Γ**

Η μέγιστη τάση κάμψης στην θέση Γ υπολογίζεται με βάση την μέγιστη καμπτική ροπή M_{bmax} και την ροπή αντίστασης σε κάμψη W_b εφαρμόζοντας τον τύπο:

$$\sigma_b = \frac{M_b}{W_b} \quad (5.5)$$

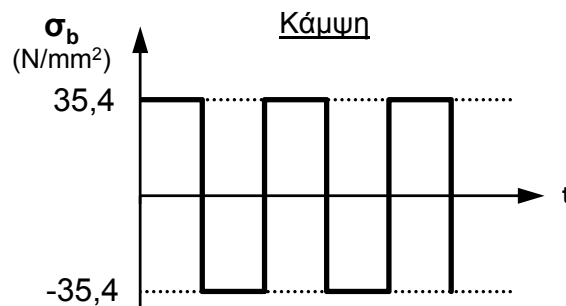
Για συμπαγή άτρακτο κυκλικής διατομής η ροπή αντίστασης για κάμψη δίνεται από την σχέση:

$$W_b \approx 0,1 \cdot d^3 \quad (5.6)$$

Συνδυάζοντας τις παραπάνω σχέσεις προκύπτει:

$$\sigma_b \approx \frac{M_b}{0,1 \cdot d^3} = \frac{M_{bmax}}{0,1 \cdot d_r^3} = \frac{95500 \text{ N} \cdot \text{mm}}{0,1 \cdot (30 \text{ mm})^3} = 35,4 \text{ N/mm}^2$$

Σύμφωνα με τους παραπάνω υπολογισμούς και λαμβάνοντας υπόψη ότι η κάμψη είναι εναλλασσόμενη σχεδιάσουμε την μεταβολή της τάσης όπως δείχνει το Σχήμα 5.8.



Σχήμα 5.8: Μεταβολή τάσης για κάμψη.

Από το Σχήμα 5.8 βρίσκουμε τη μέση τιμή και την απόκλιση της μεταβαλλόμενης τάσης, ως εξής:

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

Απόκλιση τάσης κάμψης: $\sigma_{ba} = 35,4 \text{ N/mm}^2$

- **Συντελεστές μείωσης δυναμικής αντοχής**

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

Για μέση τραχύτητα $R = 6 \dots 8 \mu\text{m}$ και όριο θραύσης του χάλυβα St 50 $\sigma_B = 500 \text{ N/mm}^2$ από το διάγραμμα του Σχήμα 5.4 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: $\alpha_{ob} = 0,91$

Για στρέψη: $\alpha_{ot} = 0,575 \cdot \alpha_{ob} + 0,425 = 0,575 \cdot 0,91 + 0,425 = 0,95$

Συντελεστές μεγέθους α_{gb} και α_{gt}

Από το διάγραμμα του Σχήματος 5.5 για διάμετρο άξονα $d_r = 30 \text{ mm}$ βρίσκουμε:

Για κάμψη: $\alpha_{gb} = 0,8$

Για στρέψη: $\alpha_{gt} = 0,9$

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

Από το Σχήμα 5.6 για λόγο διαμέτρων $D/d = \frac{30}{25} = 1,2$ και λόγο καμπυλότητας $r/d = 0,01$ βρίσκουμε τον συντελεστή για κάμψη: $\beta_{kb} = 1,6$

Με βάση τα παραπάνω υπολογίζουμε τον συνολικό συντελεστή μείωσης της δυναμικής αντοχής για κάμψη, ως εξής:

$$f_b = \frac{\alpha_{ob} \cdot \alpha_{gb}}{\beta_{kb}} = \frac{0,91 \cdot 0,8}{1,6} = 0,46$$

- **Συντελεστής ασφαλείας**

Για τον έλεγχο της δυναμικής αντοχής του άξονα 2 στην θέση Γ εφαρμόζουμε την μέση τάση $\sigma_{bm} = 0$ στο διάγραμμα “Smith” της κάμψης (Σχήμα 5.1) 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:

$$\sigma_{NA} = f_b \cdot \sigma_A = 0,46 \cdot 260 \text{ N/mm}^2 = 119,6 \text{ N/mm}^2$$

Κατόπιν αυτού, ο υπάρχων συντελεστής ασφαλείας N υπολογίζεται με την σχέση:

$$N = \frac{\sigma_{NA}}{\sigma_{ba}} = \frac{119,6}{35,4} = 3,4$$

Η ευρεθείσα τιμή του συντελεστή ασφαλείας είναι ικανοποιητική, επομένως οι τιμές των διαμέτρων μπορούν να θεωρηθούν οριστικές.

5.3 ΕΛΕΓΧΟΣ ΑΞΟΝΑ 3 ΣΕ ΔΥΝΑΜΙΚΗ ΚΑΤΑΠΟΝΗΣΗ

Η αντοχή του άξονα 3 θα ελεγχθεί για δυναμική καταπόνηση στη δυσμενέστερη θέση, η οποία είναι η θέση Η. Στην θέση Η έχουμε σύνθετη καταπόνηση, εναλλασσόμενη κάμψη και επαναλαμβανόμενη στρέψη. Τη θέση αυτή θα ελέγξουμε σε δυναμική καταπόνηση.

Έλεγχος δυναμικής αντοχής στην θέση Η

Στην θέση Η ο άξονας 3 ο οποίος έχει διάμετρο $d_H = 35 \text{ mm}$ καταπονείται σε εναλλασσόμενη κάμψη και επαναλαμβανόμενη στρέψη. Υπάρχουν οι εξής φορτίσεις:

Μέγιστη ροπή κάμψης (εναλλασσόμενη): $M_b = 200 \text{ Nm}$

Μέγιστη ροπή στρέψης (επαναλαμβανόμενη): $M_t = 32,7 \text{ Nm}$

- **Τάσεις στην θέση Η**

Τάση κάμψης

Η μέγιστη τάση κάμψης στην θέση Η υπολογίζεται με βάση την μέγιστη καμπτική ροπή M_{bmax} και την ροπή αντίστασης σε κάμψη W_b εφαρμόζοντας τον τύπο:

$$\sigma_b = \frac{M_b}{W_b} \quad (5.7)$$

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

$$W_b \approx 0,1 \cdot d^3 \quad (5.8)$$

Συνδυάζοντας τις παραπάνω σχέσεις προκύπτει:

$$\sigma_b \approx \frac{M_b}{0,1 \cdot d^3} = \frac{M_{bmax}}{0,1 \cdot d_H^3} = \frac{200000 \text{ N} \cdot \text{mm}}{0,1 \cdot (35 \text{ mm})^3} = 46,6 \text{ N/mm}^2$$

Τάση στρέψης

Η τάση στρέψης υπολογίζεται με βάση την ροπή στρέψης M_t και την ροπή αντίστασης σε στρέψη W_t εφαρμόζοντας τον τύπο:

$$\tau = \frac{M_t}{W_t} \quad (5.9)$$

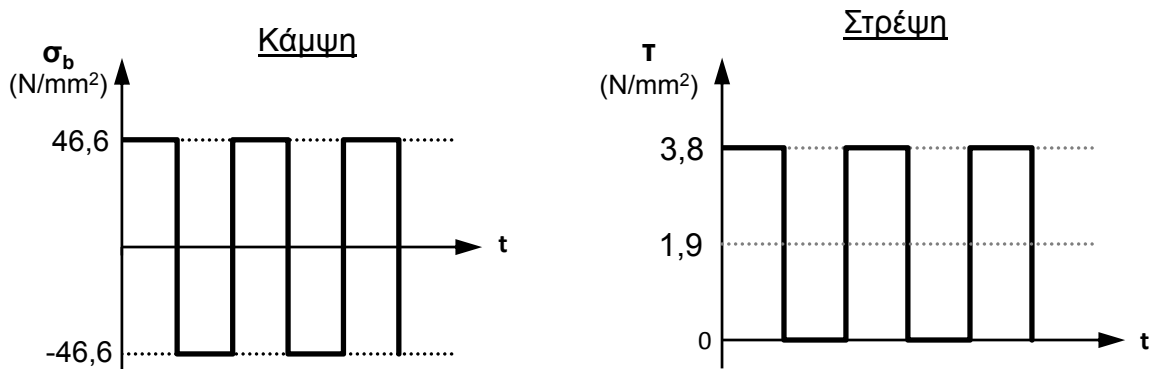
Για συμπαγή άτρακτο κυκλικής διατομής η ροπή αντίστασης για στρέψη δίνεται από την σχέση:

$$W_t \approx 0,2 \cdot d^3 \quad (5.10)$$

Συνδυάζοντας τις παραπάνω σχέσεις προκύπτει:

$$\tau \approx \frac{M_t}{0,2 \cdot d^3} = \frac{M_t}{0,2 \cdot d_H^3} = \frac{32700 \text{ N} \cdot \text{mm}}{0,2 \cdot (35 \text{ mm})^3} = 3,8 \text{ N/mm}^2$$

Σύμφωνα με τους παραπάνω υπολογισμούς και λαμβάνοντας υπόψη ότι η κάμψη είναι εναλλασσόμενη και η στρέψη επαναλαμβανόμενη, σχεδιάσουμε την μεταβολή της τάσης για κάθε περίπτωση, όπως δείχνει το Σχήμα 5.9.



Σχήμα 5.9: Μεταβολή τάσης για κάμψη και στρέψη.

Από το Σχήμα 5.9 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: $\sigma_{ba} = 46,6 \text{ N/mm}^2$

Για στρέψη

Μέση τάση: $\tau_m = 1,9 \text{ N/mm}^2$

Απόκλιση τάσης: $\tau_a = 1,9 \text{ N/mm}^2$

- **Συντελεστές μείωσης δυναμικής αντοχής**

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

Για μέση τραχύτητα $R = 6 \dots 8 \mu m$ και όριο θραύσης του χάλυβα St 50 $\sigma_B = 500 \text{ N/mm}^2$ από το διάγραμμα του Σχήμα 5.4 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: $\alpha_{ob} = 0,91$

Για στρέψη: $\alpha_{ot} = 0,575 \cdot \alpha_{ob} + 0,425 = 0,575 \cdot 0,91 + 0,425 = 0,95$

Συντελεστές μεγέθους α_{gb} και α_{gt}

Από το διάγραμμα του Σχήματος 5.5 για διάμετρο άξονα $d_H = 35 \text{ mm}$ βρίσκουμε:

Για κάμψη: $\alpha_{gb} = 0,78$

Για στρέψη: $\alpha_{gt} = 0,88$

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

Από τα Σχήματα 5.6 και 5.7 για λόγο διαμέτρων $D/d = \frac{35}{25} = 1,4$ και λόγο καμπυλότητας $r/d = 0,01$ βρίσκουμε τους συντελεστές:

Για κάμψη: $\beta_{kb} = 1,96$

Για στρέψη: $\beta_{kt} = 1,73$

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

Για κάμψη

$$f_b = \frac{\alpha_{ob} \cdot \alpha_{gb}}{\beta_{kb}} = \frac{0,91 \cdot 0,78}{1,96} = 0,36$$

Για στρέψη

$$f_t = \frac{\alpha_{ot} \cdot \alpha_{gt}}{\beta_{kt}} = \frac{0,95 \cdot 0,88}{1,73} = 0,48$$

• 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 St 50, όπως αυτή υπολογίζεται από τα διαγράμματα "Smith". Για την περίπτωση της εναλλασσόμενης κάμψης τίθεται $\sigma_A = \sigma_{bw} = 260 \text{ N/mm}^2$, ενώ για την περίπτωση της επαναλαμβανόμενης στρέψης $\tau_A = \tau_{sch}/2 = 180/2 = 90 \text{ N/mm}^2$.

Στην συνέχεια για τον υπολογισμό των επιτρεπόμενων τιμών σ_{AG} και τ_{AG} λαμβάνονται υπόψη οι συντελεστές μείωσης δυναμικής αντοχής, δηλαδή:

Για κάμψη

$$\sigma_{AG} = f_b \cdot \sigma_A = 0,36 \cdot 260 \text{ N/mm}^2 = 93,6 \text{ N/mm}^2$$

Για στρέψη

$$\tau_{AG} = f_t \cdot \tau_A = 0,48 \cdot 90 \text{ N/mm}^2 = 43,2 \text{ N/mm}^2$$

• Ισοδύναμες τάσεις

Οι τιμές των ισοδύναμων τάσεων για την θέση Z υπολογίζονται με τις παρακάτω σχέσεις ως εξής:

Ισοδύναμη μέση τάση

$$\sigma_{vm} = \sqrt{\sigma_{bm}^2 + \left(\frac{\sigma_{bs}}{\tau_s}\right)^2 \cdot \tau_m^2} = \sqrt{0^2 + \left(\frac{420}{180}\right)^2 \cdot 1,9^2}$$

$$\sigma_{vm} = 4,4 \text{ N/mm}^2$$

Ισοδύναμη τάση αποκλίσεως

$$\sigma_{\nu\alpha} = \sqrt{\sigma_{b\alpha}^2 + \left(\frac{\sigma_{AG}}{\tau_{AG}}\right)^2 \cdot \tau_a^2} = \sqrt{46,6^2 + \left(\frac{93,6}{43,2}\right)^2 \cdot 1,9^2}$$

$$\sigma_{\nu\alpha} = 46,8 \text{ N/mm}^2$$

- **Συντελεστής ασφαλείας**

Για τον έλεγχο της δυναμικής αντοχής του άξονα 3 στην θέση Η εφαρμόζουμε την ισοδύναμη μέση τάση $\sigma_{\nu m} = 4,4 \text{ N/mm}^2$ στο διάγραμμα “Smith” της κάμψης (Σήμα 5.1) και βρίσκουμε ότι η τιμή της δυναμικής αντοχής είναι:

$$\sigma_A = 259 \text{ N/mm}^2$$

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:

$$\sigma_{NA} = f_b \cdot \sigma_A = 0,36 \cdot 259 \text{ N/mm}^2 = 93,2 \text{ N/mm}^2$$

Κατόπιν αυτού, ο υπάρχων συντελεστής ασφαλείας N του άξονα ΑΔ υπολογίζεται την σχέση:

$$N = \frac{\sigma_{NA}}{\sigma_{\nu\alpha}} = \frac{93,2}{46,8} = 2$$

Η ευρεθείσα τιμή του συντελεστή ασφαλείας είναι ικανοποιητική, επομένως οι τιμές των διαμέτρων μπορούν να θεωρηθούν οριστικές.

5.4 ΕΚΛΟΓΗ ΕΔΡΑΝΩΝ ΣΤΟΥΣ ΑΞΟΝΕΣ

ΕΔΡΑΝΑ ΚΥΛΙΣΗΣ ΑΞΟΝΑ 2

Ο άξονας 2 στηρίζεται σε δύο σφαιρικά έδρανα κυλίσεως (ρουλεμάν) στις θέσεις Γ και Δ. Η διάμετρος του άξονα στις θέσεις των εδράνων είναι:

$$d_\Gamma = 30 \text{ mm}$$

$$d_\Delta = 25 \text{ mm}$$

- **Εκλογή εδράνου στην θέση Γ**

Η δυσμενέστερη φόρτιση παρατηρείται στο έδρανο Γ. Οι δυνάμεις που ασκούνται στο έδρανο Γ είναι:

- Ακτινική δύναμη: $P_{\Gamma,r} = 2400 \text{ N}$
- Αξονική δύναμη: $P_{\Gamma,a} = 0$

Η επιθυμητή διάρκεια ζωής των εδράνων θα ληφθεί:

$$L_h = 3000 \text{ ώρες}$$

Στον Πίνακα 5.1 αναζητάμε έδρανο με εσωτερική διάμετρο $d = 30 \text{ mm}$ και επιλέγουμε σφαιρικό έδρανο κυλίσεως (ρουλεμάν) με κωδικό 6206. Οι τιμές της εσωτερικής d και εξωτερικής D διαμέτρου του εδράνου και των λοιπών στοιχείων αυτού είναι οι εξής:

$$\begin{aligned}d &= 30 \text{ mm} \\D &= 62 \text{ mm} \\B &= 16 \text{ mm} \\C &= 19,3 \text{ KN} \\C_o &= 11,2 \text{ KN}\end{aligned}$$

Πριν από τον υπολογισμό του εδράνου σε δυναμικό φορτίο, πρέπει να προσδιοριστεί το ισοδύναμο δυναμικό φορτίο.

Υπολογίζουμε τον λόγο:

$$\frac{F_a}{F_r} = 0$$

οπότε ισχύει:

$$\frac{F_a}{F_r} < e$$

Από τον Πίνακα 5.1 προκύπτει ότι για λόγο δυνάμεων μικρότερο από τον συντελεστή e το ισοδύναμο δυναμικό φορτίο του εδράνου θα δίνεται από την σχέση:

$$P = F_r = 2400 \text{ N}$$

- **Συντελεστής ταχύτητας εδράνου Γ**

Ο άξονας 2 περιστρέφεται με στροφές $n = 1200 \text{ RPM}$. Ο συντελεστής ταχύτητας f_n του εδράνου υπολογίζεται χρησιμοποιώντας την σχέση:

$$f_n = \sqrt[p]{\frac{33 + 1/3}{n}} \quad (5.5)$$

Για σφαιρικά έδρανα: $p = 3$

Με αντικατάσταση έχουμε:

$$f_n = \sqrt[3]{\frac{33 + 1/3}{1200}}$$

$$f_n = 0,3$$

- **Συντελεστής διάρκειας ζωής εδράνου Γ**

Ο συντελεστής διάρκειας ζωής f_L του εδράνου προκύπτει χρησιμοποιώντας την σχέση:

$$f_L = \sqrt[p]{\frac{L_h}{500}} \quad (5.6)$$

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

$$f_L = 1,82$$

- **Συντελεστής θερμοκρασίας λειτουργίας του εδράνου Γ**

Ο συντελεστής θερμοκρασίας λειτουργίας του εδράνου, f_t , λαμβάνεται ίσος με την μονάδα για θερμοκρασία $t = 150^\circ C$, δηλαδή: $f_t = 1$.

- **Απαιτούμενο δυναμικό φορτίο εδράνου Γ**

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 σχέση:

$$C = P \frac{f_L}{f_n \cdot f_t} \quad (5.7)$$

$$C = 2,4 \text{ KN} \frac{1,82}{0,3 \cdot 1}$$

$$C = 14,6 \text{ KN}$$

Παρατηρούμε ότι το έδρανο που επιλέξαμε έχει δυναμικό φορτίο $C = 19,3 \text{ KN} > 14,6 \text{ KN}$, το οποίο είναι μεγαλύτερο από το απαιτούμενο δυναμικό φορτίο. Συμπεραίνουμε ότι η επιλογή του σφαιρικού εδράνου 6206 είναι αποδεκτή.

- **Εκλογή εδράνου στην θέση Δ**

Οι δυνάμεις που ασκούνται στο έδρανο Δ είναι:

- Ακτινική δύναμη: $P_{\Delta,r} = 1590 \text{ N}$
- Αξονική δύναμη: $P_{\Delta,a} = 0$

Στον Πίνακα 5.1 αναζητάμε έδρανο με εσωτερική διάμετρο $d = 25 \text{ mm}$ και επιλέγουμε σφαιρικό έδρανο κυλίσεως (ρουλεμάν) με κωδικό 6005. Οι τιμές της εσωτερικής d και εξωτερικής D διαμέτρου του εδράνου και των λοιπών στοιχείων αυτού είναι οι εξής:

$$\begin{aligned}
 d &= 25 \text{ mm} \\
 D &= 47 \text{ mm} \\
 B &= 12 \text{ mm} \\
 C &= 10 \text{ KN} \\
 C_o &= 5,85 \text{ KN}
 \end{aligned}$$

Το ισοδύναμο δυναμικό φορτίο του εδράνου είναι:

$$P = F_r = 1590 \text{ N}$$

- **Απαιτούμενο δυναμικό φορτίο εδράνου Δ**

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 σχέση:

$$C = P \frac{f_L}{f_n \cdot f_t} \quad (5.8)$$

$$C = 1,59 \text{ KN} \frac{1,82}{0,3 \cdot 1}$$

$$C = 9,6 \text{ KN}$$

Παρατηρούμε ότι το έδρανο που επιλέξαμε έχει δυναμικό φορτίο $C = 10 \text{ KN} > 9,6 \text{ KN}$, το οποίο είναι μεγαλύτερο από το απαιτούμενο δυναμικό φορτίο. Συμπεραίνουμε ότι η επιλογή του σφαιρικού εδράνου 6005 είναι αποδεκτή.

ΕΔΡΑΝΑ ΚΥΛΙΣΗΣ ΑΞΟΝΑ 3

Ο άξονας 3 στηρίζεται σε δύο σφαιρικά έδρανα κυλίσεως (ρουλεμάν) στις θέσεις Η και Θ. Η διάμετρος του άξονα στις θέσεις των εδράνων είναι:

$$\begin{aligned}
 d_H &= 35 \text{ mm} \\
 d_\theta &= 25 \text{ mm}
 \end{aligned}$$

- **Εκλογή εδράνου στην θέση Η**

Η δυσμενέστερη φόρτιση παρατηρείται στο έδρανο Η. Οι δυνάμεις που ασκούνται στο έδρανο Η είναι:

- Ακτινική δύναμη: $P_{H,r} = 1747 \text{ N}$
- Αξονική δύναμη: $P_{H,a} = 0$

Η επιθυμητή διάρκεια ζωής των εδράνων θα ληφθεί:

$$L_h = 3000 \text{ ώρες}$$

Στον Πίνακα 5.1 αναζητάμε έδρανο με εσωτερική διάμετρο $d = 35 \text{ mm}$ και επιλέγουμε σφαιρικό έδρανο κυλίσεως (ρουλεμάν) με κωδικό 6007. Οι τιμές της εσωτερικής d και εξωτερικής D διαμέτρου του εδράνου και των λοιπών στοιχείων αυτού είναι οι εξής:

$$\begin{aligned}d &= 35 \text{ mm} \\D &= 62 \text{ mm} \\B &= 14 \text{ mm} \\C &= 16,3 \text{ KN} \\C_o &= 10,4 \text{ KN}\end{aligned}$$

Πριν από τον υπολογισμό του εδράνου σε δυναμικό φορτίο, πρέπει να προσδιοριστεί το ισοδύναμο δυναμικό φορτίο, το οποίο είναι:

$$P = F_r = 1747 \text{ N}$$

- **Συντελεστής ταχύτητας εδράνου H**

Ο άξονας 3 περιστρέφεται με στροφές $n = 600 \text{ RPM}$. Ο συντελεστής ταχύτητας f_n του εδράνου υπολογίζεται χρησιμοποιώντας την σχέση:

$$f_n = \sqrt[p]{\frac{33 + 1/3}{n}} \quad (5.9)$$

Για σφαιρικά έδρανα: $p = 3$

Με αντικατάσταση έχουμε:

$$f_n = \sqrt[3]{\frac{33 + 1/3}{600}}$$

$$f_n = 0,38$$

- **Συντελεστής διάρκειας ζωής εδράνου H**

Ο συντελεστής διάρκειας ζωής f_L του εδράνου προκύπτει χρησιμοποιώντας την σχέση:

$$f_L = \sqrt[p]{\frac{L_h}{500}} \quad (5.10)$$

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

$$f_L = 1,82$$

- **Συντελεστής θερμοκρασίας λειτουργίας του εδράνου Η**

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 Η**

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 σχέση:

$$C = P \frac{f_L}{f_n \cdot f_t} \quad (5.11)$$

$$C = 1,747 \text{ KN} \frac{1,82}{0,38 \cdot 1}$$

$$C = 8,3 \text{ KN}$$

Παρατηρούμε ότι το έδρανο που επιλέξαμε έχει δυναμικό φορτίο $C = 16,3 \text{ KN} > 8,3 \text{ KN}$, το οποίο είναι μεγαλύτερο από το απαιτούμενο δυναμικό φορτίο. Συμπεραίνουμε ότι η επιλογή του σφαιρικού εδράνου 6007 είναι αποδεκτή.

- **Εκλογή εδράνου στην θέση Θ**

Οι δυνάμεις που ασκούνται στο έδρανο Θ είναι:

- Ακτινική δύναμη: $P_{\theta,r} = 286 \text{ N}$
- Αξονική δύναμη: $P_{\theta,a} = 0$

Στον Πίνακα 5.1 αναζητάμε έδρανο με εσωτερική διάμετρο $d = 25 \text{ mm}$ και επιλέγουμε σφαιρικό έδρανο κυλίσεως (ρουλεμάν) με κωδικό 6005. Οι τιμές της εσωτερικής d και εξωτερικής D διαμέτρου του εδράνου και των λοιπών στοιχείων αυτού είναι οι εξής:

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

$$D = 47 \text{ mm}$$

$$B = 12 \text{ mm}$$

$$C = 10 \text{ KN}$$

$$C_o = 5,85 \text{ KN}$$

Το ισοδύναμο δυναμικό φορτίο του εδράνου είναι:

$$P = F_r = 286 \text{ N}$$

- **Απαιτούμενο δυναμικό φορτίο εδράνου Θ**

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 σχέση:

$$C = P \frac{f_L}{f_n \cdot f_t} \quad (5.12)$$

$$C = 0,286 \text{ KN} \frac{1,82}{0,38 \cdot 1}$$

$$C = 1,37 \text{ KN}$$

Παρατηρούμε ότι το έδρανο που επιλέξαμε έχει δυναμικό φορτίο $C = 10 \text{ KN} > 1,37 \text{ KN}$, το οποίο είναι μεγαλύτερο από το απαιτούμενο δυναμικό φορτίο. Συμπεραίνουμε ότι η επιλογή του σφαιρικού εδράνου 6005 είναι αποδεκτή.

ΕΔΡΑΝΑ ΚΥΛΙΣΗΣ ΑΞΟΝΑ4

Ο άξονας 4 στηρίζεται σε δύο σφαιρικά έδρανα κυλίσεως (ρουλεμάν) στις θέσεις Κ και Λ. Η διάμετρος του άξονα στις θέσεις των εδράνων είναι:

$$d_K = d_\Lambda = 25 \text{ mm}$$

Συνεπώς τα έδρανα κυλίσεως (ρουλεμάν) στις θέσεις Κ και Λ θα είναι ίδια, συνεπώς ο υπολογισμός τους θα γίνει με βάση το μεγαλύτερο φορτίο μεταξύ των δύο θέσεων.

- **Εκλογή εδράνων στις θέσεις Κ ΚΑΙ Λ**

Από τους προηγούμενους υπολογισμούς προκύπτει ότι το φορτίο αποτελείται μόνο από την ακτινική δύναμη που ασκείται στην θέση Κ, καθόσον δεν υπάρχει καμία αξονική δύναμη.

- Ακτινική δύναμη: $P_{K,r} = 1391 \text{ N}$
- Αξονική δύναμη: $P_{K,a} = 0$

Η επιθυμητή διάρκεια ζωής των εδράνων θα ληφθεί:

$$L_h = 3000 \text{ ώρες}$$

Στον Πίνακα 5.1 αναζητάμε έδρανο με εσωτερική διάμετρο $d = 25 \text{ mm}$ και επιλέγουμε σφαιρικό έδρανο κυλίσεως (ρουλεμάν) με κωδικό 6005. Οι τιμές της εσωτερικής d και εξωτερικής D διαμέτρου του εδράνου και των λοιπών στοιχείων αυτού είναι οι εξής:

$$\begin{aligned} d &= 25 \text{ mm} \\ D &= 47 \text{ mm} \\ B &= 12 \text{ mm} \end{aligned}$$

$$C = 10 \text{ KN}$$
$$C_o = 5,85 \text{ KN}$$

Το ισοδύναμο δυναμικό φορτίο του εδράνου είναι:

$$P = F_r = 1391 \text{ N}$$

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 σχέση:

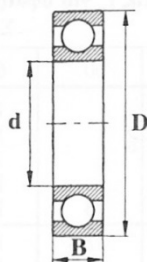
$$C = P \frac{f_L}{f_n \cdot f_t} \quad (5.12)$$

$$C = 1,39 \text{ KN} \frac{1,82}{0,38 \cdot 1}$$

$$C = 6,66 \text{ KN}$$

Παρατηρούμε ότι το έδρανο που επιλέξαμε έχει δυναμικό φορτίο $C = 10 \text{ KN} > 6,66 \text{ KN}$, το οποίο είναι μεγαλύτερο από το απαιτούμενο δυναμικό φορτίο. Συμπεραίνουμε ότι η επιλογή του σφαιρικού εδράνου 6005 είναι αποδεκτή.

Πίνακας 5.2: Διαστάσεις και φορτία εδράνων κύλισης.
Τριβείς σφαιρικοί με βαθύ αύλακα (DIN 625).



Χαρακτηριστικός αριθμός 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 _a /C ₀				0,3	0,5	0,9	1,6	3,0	6,0	για F _a /F _r > e: X = 0,56									
		e				0,22	0,24	0,28	0,32	0,36	0,43	για F _a /F _r ≤ e: X = 1, Y = 0									
		για F _a /F _r > e είναι Y =				2	1,8	1,59	1,4	1,2	1	για F _a /F _r ≤ 0,8: P ₀ = F _r για F _a /F _r > 0,8: X ₀ = 0,6, Y ₀ = 0,5									
Ισοδύναμο δυναμικό φορτίο: P = F _r						για F _a /F _r ≤ e				και	P = 0,56 · F _r + Y · F _a				για F _a /F _r > e						
Ισοδύναμο στατικό φορτίο: P ₀ = F _r						για F _a /F _r ≤ 0,8				και	P ₀ = 0,6 · F _r + 0,5 F _a				για F _a /F _r > 0,8						

ΣΥΜΠΕΡΑΣΜΑΤΑ

Στην παρούσα πτυχιακή εργασία «Μελέτη συστήματος κίνησης τροχήλατου ραβδιστικού κλαδιών ελιάς» μελετάται και σχεδιάζεται σύστημα κίνησης τροχήλατου ραβδιστικού κλαδιών ελιάς που αποτελείται από 3 ιμαντοκινήσεις οι οποίες μεταφέρουν την ισχύ από τον κινητήρα (βενζινοκινητήρας 6 HP) του ελαιοραβδιστικού σε δύο κυλίνδρους, οι οποίοι φέρουν πάνω τους σιλικονούχα ραβδάκια τοποθετημένα σε ελικοειδή διάταξη. Η λειτουργία του είναι η εξής: Τα κλαδιά με τις ελιές που έχουν προηγουμένως κλαδευτεί από το δέντρο, τοποθετούνται κάθετα επάνω στους περιστροφικούς κυλίνδρους, με αποτέλεσμα τα σιλικονούχα ραβδάκια να μπαίνουν στο φύλλωμα και να χτενίζουν τον καρπό.

Τα συμπεράσματα της εργασίας είναι τα εξής:

- Οι ιμάντες των ιμαντοκινήσεων I_1 και I_2 είναι τραπεζοειδείς ιμάντες τύπου SPA, ενώ ο ιμάντας της ιμαντοκίνησης I_3 είναι δερμάτινος επίπεδος ιμάντας τύπου HG. Οι ιμαντοκινήσεις (ιμάντες και οι τροχαλίες) που εκλέγονται έχουν τα εξής χαρακτηριστικά:

Ιμαντοκίνηση I_1

Σχέση μετάδοσης: $i_1 = 2,5$
Διάμετρος μικρής τροχαλίας: $D_1 = 100 \text{ mm}$
Διάμετρος μεγάλης τροχαλίας: $D_2 = 250 \text{ mm}$
Πλάτος τροχαλιών: $B = 20 \text{ mm}$
Μήκος ιμάντα: $L_w = 1250 \text{ mm}$
Απόσταση τροχαλιών: $A = 342 \text{ mm}$
Τόξο τύλιξης: $a_1 = 154,7^\circ = 2,7 \text{ rad}$
Αριθμός ιμάντων: $j = 1$

Ιμαντοκίνηση I_2

Σχέση μετάδοσης: $i_2 = 2,0$
Διάμετρος μικρής τροχαλίας: $D_3 = 100 \text{ mm}$
Διάμετρος μεγάλης τροχαλίας: $D_4 = 200 \text{ mm}$
Πλάτος τροχαλιών: $B = 35 \text{ mm}$
Μήκος ιμάντα: $L_w = 1000 \text{ mm}$
Απόσταση τροχαλιών: $A = 260 \text{ mm}$
Τόξο τύλιξης: $a_1 = 157,8^\circ = 2,75 \text{ rad}$
Αριθμός ιμάντων: $j = 2$

Χαρακτηριστικά ιμάντων των Ιμαντοκινήσεων I₁ και I₂

Πλάτος άνω επιφάνειας: $b = 12,7 \text{ mm}$
Ύψος διατομής: $h = 10 \text{ mm}$
Γωνία τραπεζίου: $\alpha = 34^\circ$ για $D_1 = 100 \text{ mm}$
Πυκνότητα υλικού: $\rho = 1,2 \text{ Kg/dm}^3$
Συντελεστής τριβής: $\mu = 0,5$
Μέτρο ελαστικότητας σε κάμψη: $E_b = 5 \text{ Kp/mm}^2$

Ιμαντοκίνηση I₃

Σχέση μετάδοσης: $i_3 = 1$
Διάμετροι τροχαλίων: $D_5 = D_6 = 112 \text{ mm}$
Πλάτος τροχαλίων: $B = 100 \text{ mm}$
Μήκος ιμάντα: $L = 1000 \text{ mm}$
Απόσταση τροχαλίων: $A = 324 \text{ mm}$
Τόξο τύλιξης: $\alpha_1 = 180^\circ = 3,14 \text{ rad}$

Χαρακτηριστικά ιμάντων των Ιμαντοκινήσεως I₃

Πλάτος ιμάντα: $b = 90 \text{ mm}$
Πάχος ιμάντα: $s = 4 \text{ mm}$
Πυκνότητα υλικού: $\rho = 0,9 \text{ Kg/dm}^3$
Συντελεστής τριβής: $\mu = 0,35$
Μέτρο ελαστικότητας σε κάμψη: $E_b = 3 \text{ Kp/mm}^2$

- Εκτιμήθηκαν οι διαβαθμίσεις των αξόνων ως εξής:

Αξονας 2

Θέση Α (τροχαλία D₃): $d_A = 25 \text{ mm}$
Θέση Β (τροχαλία D₂): $d_B = 29 \text{ mm}$
Θέση Γ (έδρανο): $d_\Gamma = 30 \text{ mm}$
Θέση Δ (έδρανο): $d_\Delta = 25 \text{ mm}$

Αξονας 3

Θέση Ε (τροχαλία D₄): $d_E = 28 \text{ mm}$
Θέση Ζ (τροχαλία D₅): $d_Z = 30 \text{ mm}$
Θέση Η (έδρανο): $d_H = 35 \text{ mm}$
Θέση Θ (έδρανο): $d_\theta = 25 \text{ mm}$

Αξονας 4

Θέση Ι (τροχαλία D₆): $d_I = 23 \text{ mm}$
Θέση Κ (έδρανο): $d_K = 25 \text{ mm}$
Θέση Λ (έδρανο): $d_\Lambda = 25 \text{ mm}$
Θέση Μ: $d_M = 28 \text{ mm}$

- Εκλέχθηκαν έδρανα κύλισης ως εξής:

Ο άξονας 2 στηρίζεται στις θέσεις Γ και Δ. Στη θέση Γ ο άξονας 2 έχει διάμετρο 30 mm και εκλέγουμε σφαιρικό έδρανο κυλίσεως με κωδικό 6206. Στη θέση Δ ο άξονας 2 έχει διάμετρο 25 mm και εκλέγουμε σφαιρικό έδρανο κυλίσεως με κωδικό 6205.

Ο άξονας 3 στηρίζεται στις θέσεις Η και Θ. Στη θέση Η ο άξονας 3 έχει διάμετρο 35 mm και εκλέγουμε σφαιρικό έδρανο κυλίσεως με κωδικό 6007. Στη θέση Θ ο άξονας 3 έχει διάμετρο 25 mm και εκλέγουμε σφαιρικό έδρανο κυλίσεως με κωδικό 6005.

Ο άξονας 4 στηρίζεται στις θέσεις Κ και Λ. Και στις δύο αυτές θέσεις, ο άξονας 4 έχει διάμετρο 25 mm και εκλέγουμε σφαιρικά έδρανα κυλίσεως με κωδικό 6005.

ΒΙΒΛΙΟΓΡΑΦΙΑ

1. Ιωάννης Κ. Στεργίου, Κωνσταντίνος Ι. Στεργίου, *Στοιχεία Μηχανών II*, Σύγχρονη Εκδοτική, 2003.
2. Ιωάννης Βελαώρας, *Στοιχεία Μηχανών*, Τόμος Γ', Εκδοτικός όμιλος Ιων, Επίτομο 8^η Έκδοση Ανανεωμένη, 1980.
3. Ιωάννης Βελαώρας, *Στοιχεία Μηχανών*, Εκδοτικός όμιλος Ιων, Επίτομο 8^η Έκδοση Ανανεωμένη, 1995.
4. Ιωάννης Κ. Στεργίου, Κωνσταντίνος Ι. Στεργίου, *Στοιχεία Μηχανών I*, Σύγχρονη Εκδοτική, 2003.
5. Α. Γιαννόπουλος, *Στοιχεία Μηχανών I*, Οδηγός επίλυσης ασκήσεων πράξης, Εκδόσεις Ιων, Αθήνα 2011.
6. Χρήστος Α. Παπαδόπουλος, *Στοιχεία Μηχανών*, Τόμος Α, Εισαγωγή στο Σχεδιασμό Μηχανών, Εκδόσεις Τζιόλα, 2009.
7. Χρήστος Α. Παπαδόπουλος, *Στοιχεία Μηχανών*, Τόμος Β, Στοιχεία Μεταφοράς Ισχύος, Εκδόσεις Τζιόλα, 2009.

ΠΗΓΕΣ ΑΠΟ ΔΙΑΔΙΚΤΥΟ

- i. <http://www.karadimasolives.com.gr/>
- ii. <http://elialadi.blogspot.gr/>
- iii. <http://peri-elias.blogspot.gr/>
- iv. <http://www.giantsakiplants.gr/>