

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

ΠΤΥΧΙΑΚΗ ΕΡΓΑΣΙΑ

ΣΧΕΔΙΑΣΗ ΚΑΙ ΥΠΟΛΟΓΙΣΜΟΣ ΚΙΒΩΤΙΟΥ ΤΑΧΥΤΗΤΩΝ ΜΙΚΡΟΥ ΑΥΤΟΚΙΝΗΤΟΥ 50 HP



ΣΠΟΥΔΑΣΤΕΣ:
ΑΡΙΔΑΣ ΝΙΚΟΛΑΟΣ 5723
ΠΑΡΑΣΚΕΥΑΣ ΝΙΚΟΛΑΟΣ 5491

ΕΠΙΒΛΕΠΩΝ ΚΑΘΗΓΗΤΗΣ: ΓΙΑΝΝΟΠΟΥΛΟΣ ΑΝΔΡΕΑΣ
ΑΝΑΠΛΗΡΩΤΗΣ ΚΑΘΗΓΗΤΗΣ

ΠΑΤΡΑ 2015

ΠΡΟΛΟΓΟΣ

Η παρούσα πτυχιακή εργασία με τίτλο «Σχεδίαση και υπολογισμός κιβωτίου ταχυτήτων μικρού αυτοκινήτου 50HP» εκπονήθηκε στο Τμήμα Μηχανολόγων Μηχανικών Τ.Ε. του Τεχνολογικού Εκπαιδευτικού Ιδρύματος Δυτικής Ελλάδας υπό την επίβλεψη του αναπληρωτή καθηγητή κ. Ανδρέα Γιαννόπουλου. Στην εργασία αυτή μελετάται και σχεδιάζεται κιβώτιο ταχυτήτων μικρού αυτοκινήτου ισχύος 50 HP με τέσσερις ταχύτητες και όπισθεν. Η μελέτη περιλαμβάνει τον υπολογισμό των μεγεθών οδοντωτών τροχών και των διαμέτρων των αξόνων. Παράλληλα γίνεται υπολογισμός σε αντοχή των οδοντωτών τροχών, αξόνων και εδράνων.

Αρχικά θα θέλαμε να ευχαριστήσουμε θερμά τον επιβλέποντα της πτυχιακής μας, κ. Ανδρέα Γιαννόπουλο, Αναπληρωτή Καθηγητή του Τμήματος Μηχανολόγων Μηχανικών Τ.Ε., για την δυνατότητα που μας έδωσε να πραγματοποιήσουμε την πτυχιακή μας εργασία και τις πολύτιμες παρατηρήσεις του κατά την διάρκεια της εκπόνησης.

Τέλος, θέλουμε να εκφράσουμε ένα τεράστιο ευχαριστώ στις οικογένειες μας για την στήριξη και την εμπιστοσύνη που μας έδειξαν όλα αυτά τα χρόνια των σπουδών μας.

Αριδάς Νικόλαος
Παρασκευάς Νικόλαος

Ιούλιος 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

ΑΡΙΔΑΣ ΝΙΚΟΛΑΟΣ

ΠΑΡΑΣΚΕΥΑΣ ΝΙΚΟΛΑΟΣ

.....
(Υπογραφή)

.....
(Υπογραφή)

ΠΕΡΙΛΗΨΗ

Στην παρούσα πτυχιακή εργασία μελετάται και σχεδιάζεται κιβώτιο ταχυτήτων μικρού αυτοκινήτου ισχύος 50 HP με τέσσερις ταχύτητες και όπισθεν. Το κιβώτιο αποτελείται από τρεις άξονες που φέρουν πάνω τους οδοντωτούς τροχούς, τον πρωτεύοντα, τον ενδιάμεσο και τον δευτερεύοντα άξονα. Η μελέτη περιλαμβάνει τον υπολογισμό των μεγεθών οδοντωτών τροχών και των διαμέτρων των αξόνων. Παράλληλα γίνεται υπολογισμός σε αντοχή των οδοντωτών τροχών, αξόνων και εδράνων.

Το πρώτο κεφάλαιο της παρούσας εργασίας περιγράφει τα στοιχεία από τα οποία αποτελείται ένα μηχανικό κιβώτιο ταχυτήτων (σασμάν) και τον τρόπο λειτουργίας του. Το δεύτερο κεφάλαιο αναφέρεται σε θεωρητικά στοιχεία που αφορούν τους οδοντωτούς τροχούς, όπως τα είδη των οδοντωτών τροχών και τα χαρακτηριστικά τους. Στο τρίτο κεφάλαιο παρουσιάζεται ο υπολογισμός οδοντωτών τροχών του σασμάν. Πιο συγκεκριμένα το κεφάλαιο αυτό περιλαμβάνει τον υπολογισμό των στροφών των αξόνων και των οδοντωτών τροχών μέσω των σχέσεων μετάδοσης και της ισχύος σε κάθε οδοντωτό τροχό λαμβάνοντας υπόψη τις απώλειες ισχύος. Στην συνέχεια υπολογίζονται οι διαστάσεις των οδοντωτών τροχών και εκλέγεται κατάλληλο υλικό έτσι ώστε αντέχουν σε κάμψη και πίεση επιφάνειας. Στο τέταρτο κεφάλαιο γίνεται ο υπολογισμός του ενδιάμεσου άξονα, ο οποίος φέρει τους τροχούς ολόσωμους με αυτόν. Παράλληλα γίνεται έλεγχος αντοχής του άξονα σε δυναμική καταπόνηση και εκλέγονται κατάλληλα έδρανα κύλισης (ρουλεμάν) στις θέσεις στήριξης. Το πέμπτο και το έκτο κεφάλαιο αφορούν τον υπολογισμό του δευτερεύοντα και του πρωτεύοντα άξονα αντίστοιχα ομοίως όπως έγινε ο υπολογισμός του ενδιάμεσου άξονα.

Ακολουθούν τα συμπεράσματα της εργασίας και στο τέλος παρατίθεται η βιβλιογραφία που χρησιμοποιήθηκε κατά την συγγραφή της.

ΠΕΡΙΕΧΟΜΕΝΑ

ΠΡΟΛΟΓΟΣ.....	i
ΠΕΡΙΛΗΨΗ.....	ii
ΠΕΡΙΕΧΟΜΕΝΑ.....	iii
ΚΕΦΑΛΑΙΟ 1: ΚΙΒΩΤΙΟ ΤΑΧΥΤΗΤΩΝ (ΣΑΣΜΑΝ)	
1.1 Γενικά.....	1
1.2 Αρχές που ισχύουν για τα συνεργαζόμενα γρανάζια ενός κιβωτίου ταχυτήτων.....	3
1.3 Μέρη ενός απλού μηχανικού κιβωτίου ταχυτήτων.....	6
1.4 Τρόποι εμπλοκής ταχυτήτων.....	11
1.5 Μηχανισμός αλλαγής ταχυτήτων και ελέγχου κιβωτίου ταχυτήτων.....	16
ΚΕΦΑΛΑΙΟ 2: ΟΔΟΝΤΩΤΟΙ ΤΡΟΧΟΙ	
2.1 Ορισμός.....	19
2.2 Πλεονεκτήματα και μειονεκτήματα οδοντωτών τροχών.....	20
2.3 Είδη οδοντωτών τροχών.....	20
2.4 Υλικά οδοντωτών τροχών.....	24
2.5 Γεωμετρικά στοιχεία της οδόντωσης.....	26
2.6 Οδοντωτοί τροχοί με παράλληλη οδόντωση.....	27
2.7 Λίπανση.....	30
ΚΕΦΑΛΑΙΟ 3: ΥΠΟΛΟΓΙΣΜΟΣ ΟΔΟΝΤΩΤΩΝ ΤΡΟΧΩΝ	
3.1 Περιγραφή διάταξης του κιβωτίου ταχυτήτων (σασμάν).....	31
3.2 Υπολογισμός ισχύος στον άξονα του κινητήρα.....	33
3.3 Ισχύς αξόνων και οδοντωτών τροχών.....	33
3.4 Σχέσεις μετάδοσης και στροφές οδοντωτών τροχών.....	36
3.5 Υπολογισμός οδοντωτού τροχού Π (πρωτεύων άξονας).....	40
3.6 Υπολογισμός οδοντωτών τροχών.....	43
3.6.1 Πρώτη ταχύτητα (τροχοί E_1, Δ_1).....	43
3.6.2 Δεύτερη ταχύτητα (τροχοί E_2, Δ_2)	50
3.6.3 Τρίτη ταχύτητα (τροχοί E_3, Δ_3)	53
3.6.4 Όπισθεν (τροχοί E_0, R_0, Δ_0).....	56
3.6.5 Συνεργασία τροχών Π και E_4	61

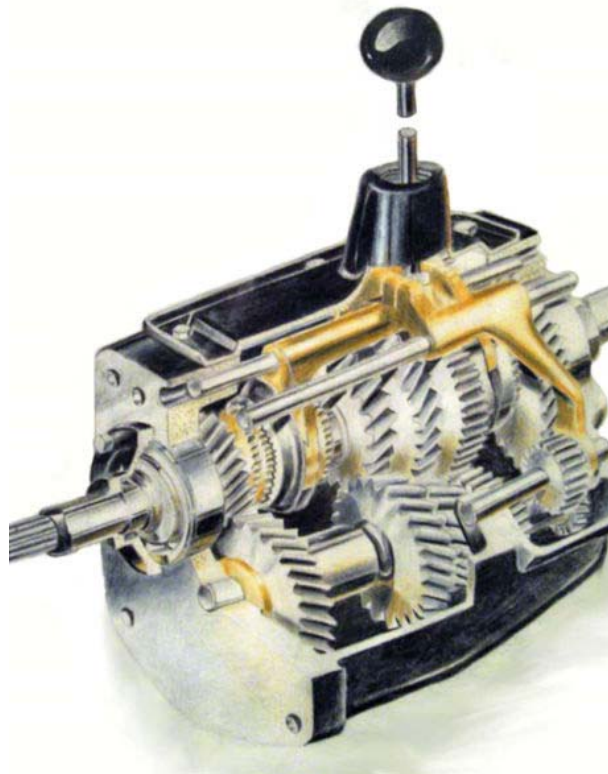
3.7	Ροπές στρέψης στους οδοντωτούς τροχούς.....	65
3.8	Δυνάμεις που αναπτύσσονται στους οδοντωτούς τροχούς.....	67
3.9	Έλεγχος αντοχής των οδοντωτών τροχών.....	72
ΚΕΦΑΛΑΙΟ 4: ΥΠΟΛΟΓΙΣΜΟΣ ΕΝΔΙΑΜΕΣΟΥ ΑΞΟΝΑ		
4.1	Δυνάμεις και ροπές στην 1 ^η ταχύτητα.....	79
4.2	Δυνάμεις και ροπές στην 2 ^η ταχύτητα.....	84
4.3	Δυνάμεις και ροπές στην 3 ^η ταχύτητα.....	86
4.4	Δυνάμεις και ροπές στην όπισθεν.....	88
4.5	Καθορισμός διαβαθμίσεων ενδιάμεσου άξονα.....	93
4.6	Έλεγχος ενδιάμεσου άξονα σε δυναμική καταπόνηση.....	97
4.7	Έδρανα κύλισης ενδιάμεσου άξονα.....	104
ΚΕΦΑΛΑΙΟ 5: ΥΠΟΛΟΓΙΣΜΟΣ ΔΕΥΤΕΡΕΥΟΝΤΑ ΑΞΟΝΑ		
5.1	Δυνάμεις και ροπές σε κάθε ταχύτητα.....	107
5.2	Καθορισμός διαβαθμίσεων δευτερεύοντα άξονα	111
5.3	Έλεγχος δευτερεύοντα άξονα σε δυναμική καταπόνηση.....	114
5.4	Έδρανα κύλισης δευτερεύοντα άξονα	117
ΚΕΦΑΛΑΙΟ 6: ΥΠΟΛΟΓΙΣΜΟΣ ΠΡΩΤΕΥΟΝΤΑ ΑΞΟΝΑ		
6.1	Δυνάμεις και ροπές	120
6.2	Καθορισμός διαβαθμίσεων πρωτεύοντα άξονα	121
6.3	Έδρανα κύλισης πρωτεύοντα άξονα.....	123
ΣΥΜΠΕΡΑΣΜΑΤΑ.....		125
ΒΙΒΛΙΟΓΡΑΦΙΑ.....		127

ΚΕΦΑΛΑΙΟ 1^ο

ΚΙΒΩΤΙΟ ΤΑΧΥΤΗΤΩΝ (ΣΑΣΜΑΝ)

1.1 ΓΕΝΙΚΑ

Το κιβώτιο ταχυτήτων (Σχήματα 1.1 και 1.2) είναι ένα σύμπλεγμα οδοντωτών τροχών (γρاناζιών) που σκοπό έχει να προσαρμόζει τη ροπή και τις στροφές του κινητήρα στις ανάγκες της κίνησης. Επινοήθηκε με βάση το δεδομένο ότι οι βενζινοκινητήρες δεν έχουν σταθερή καμπύλη απόδοσης, για να δίνεται η δυνατότητα να λειτουργούν συνεχώς στην ωφέλιμη περιοχή στροφών τους. Τα κιβώτια ταχυτήτων διακρίνονται σε μηχανικά και αυτόματα.

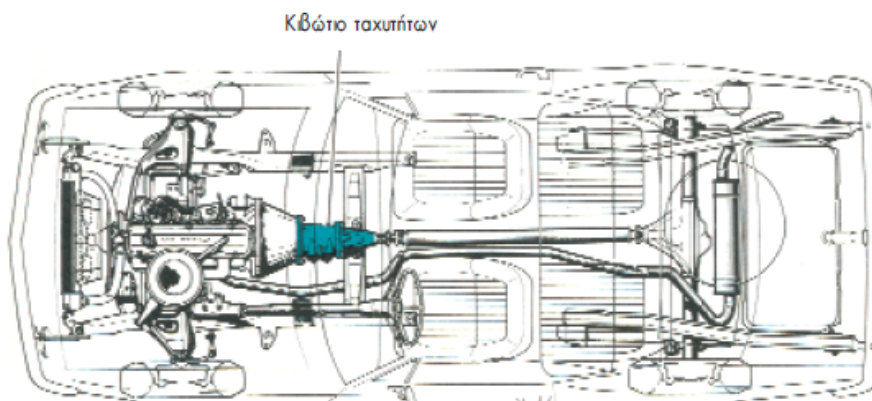


Σχήμα 1.1: Κιβώτιο ταχυτήτων [1].



Σχήμα 1.2: Κιβώτιο ταχυτήτων ^(A)

Το κιβώτιο ταχυτήτων βρίσκεται μεταξύ του συμπλέκτη και του κεντρικού άξονα μετάδοσης της κίνησης στο διαφορικό, όπως φαίνεται στο Σχήμα 1.3. Σκοπός του είναι, με τη βοήθεια οδοντωτών τροχών (γρνααζιών), να δημιουργεί μια μεταβλητή σχέση μετάδοσης της κίνησης μεταξύ του κινητήρα και των κινητήριων τροχών του οχήματος. Η λειτουργία του κιβωτίου ταχυτήτων στηρίζεται στην αρχή των οδοντωτών τροχών, κατά την οποία, όταν δύο τροχοί με διαφορετικές διαμέτρους ή με διαφορετικό αριθμό δοντιών συνεργάζονται (εμπλέκονται) μεταξύ τους, αυτός που έχει την μεγαλύτερη διάμετρο ή το μεγαλύτερο αριθμό δοντιών, αντίστοιχα, περιστρέφεται με μικρότερο αριθμό στροφών, έναντι του άλλου. Έτσι, το αποτέλεσμα της μείωσης των στροφών είναι η αύξηση της ροπής στρέψης (ελκτικής ικανότητας) του οχήματος που χρειάζεται για την αντιμετώπιση των διαφόρων φορτίων ή των ανωμαλιών του εδάφους. Δηλαδή, και εδώ ισχύει ο «χρυσός» κανόνας της Μηχανικής, που ορίζει: «ό,τι χάνουμε σε ταχύτητα, το κερδίζουμε σε δύναμη».



Σχήμα 1.3: Θέση κιβωτίου ταχυτήτων σε όχημα [1].

^(A) <http://mechanical-engineering.in/forum/gallery/image/696-sequential-gearbox/>

Πιο αναλυτικά, ο σκοπός του κιβωτίου ταχυτήτων είναι:

- i. Να ελαττώνει ή να αυξάνει την περιστροφική ταχύτητα του κινητήρα, που μεταφέρεται στους τροχούς, ανάλογα με την αντίσταση που έχουν να αντιμετωπίσουν αυτοί, μεταβάλλοντας έτσι την ροπή στρέψης και, κατά συνέπεια, την ελκτική δύναμη του οχήματος.
- ii. Να επιτρέπει στο όχημα να κινείται προς τα πίσω, αλλάζοντας τη φορά περιστροφής των κινητήριων τροχών του.
- iii. Να διακόπτει με ένα συγκεκριμένο τρόπο τη μετάδοση της κίνησης του κινητήρα προς τους τροχούς, δημιουργώντας το «νεκρό σημείο». Το γεγονός αυτό δεν επιτρέπει στο όχημα να κινείται, ακόμη και αν ο κινητήρας του εργάζεται και ενώ ο συμπλέκτης του είναι σε σύμπλεξη. Επιπλέον, σκοπός του κιβωτίου ταχυτήτων είναι να κατευθύνει την κίνηση σε άλλους βοηθητικούς μηχανισμούς, όπως είναι: «ο γερανός», το βαρούλκο για την ανύψωση βαρών, ο «εργάτης» κλπ., σε αντιδιαστολή με τον συμπλέκτη που αφήνει, στιγμιαία, αποσυμπλεγμένο τον κινητήρα από το υπόλοιπο σύστημα μετάδοσης της κίνησης.

1.2 ΑΡΧΕΣ ΠΟΥ ΙΣΧΥΟΥΝ ΓΙΑ ΤΑ ΣΥΝΕΡΓΑΖΟΜΕΝΑ ΓΡΑΝΑΖΙΑ ΕΝΟΣ ΚΙΒΩΤΙΟΥ ΤΑΧΥΤΗΤΩΝ

• Εμπλοκή (συνεργασία) δύο γραναζιών

Για τα γρανάζια του Σχήματος 1.4 ισχύει η σχέση

$$I_{1,2} = \frac{n_1}{n_2} = \frac{R_2}{R_1} = \frac{D_2}{D_1} = \frac{Z_2}{Z_1} \quad (1.1)$$

Όπου

$I_{1,2}$ = σχέση μετάδοσης στροφών από το γρανάζι A_1 στο γρανάζι A_2

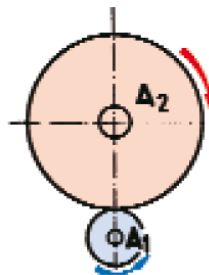
n = ο αριθμός στροφών, ανά λεπτό, κάθε γραναζιού (σε RPM)

R = ακτίνα κάθε γραναζιού σε mm ή m

D = διάμετρος κάθε γραναζιού σε mm ή m

Z = αριθμός «δοντιών» κάθε γραναζιού.

Ο δείκτης 1 δηλώνει στοιχεία του κινητήριου γραναζιού και ο δείκτης 2 στοιχεία του κινούμενου.



Σχήμα 1.4: Δύο εμπλεκόμενα γρανάζια [1].

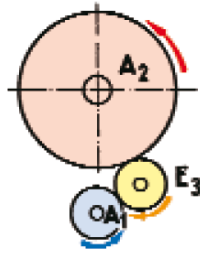
Επομένως συμπεραίνουμε ότι:

- i. Εάν και τα δύο γρανάζια του σχήματος είχαν το ίδιο μέγεθος, δηλαδή τον ίδιο αριθμό δοντιών ή τις ίδιες διαμέτρους, θα περιστρέφονταν με τις ίδιες στροφές.

- ii. Το μικρότερο γρανάζι, αυτό δηλαδή με το μικρότερο αριθμό δοντιών, θα περιστρέφεται με μεγαλύτερη ταχύτητα περιστροφής σε σχέση με το μεγάλο, και αντίστροφα.
- iii. Εάν το γρανάζι A_1 περιστρέφεται δεξιόστροφα, το γρανάζι A_2 περιστρέφεται αριστερόστροφα.

- **Αντιστροφή κίνησης (κίνηση προς τα πίσω)**

Στην περίπτωση αυτή, αν η μεταφορά της κίνησης από τον άξονα A_1 στον A_2 γίνει με την παρεμβολή ενός τρίτου γραναζιού, που περιστρέφεται επί τον άξονα E_3 , τότε το γρανάζι A_2 και κατά συνέπεια και ο άξονας του θα έχει φορά περιστροφής την ίδια με αυτή του γραναζιού A_1 .



Σχήμα 1.5: Αντιστροφή κίνησης [1].

- **Ροπή στρέψης**

Σαν ροπή στρέψης ορίζουμε τη σχέση:

$$M = F \times R \text{ σε Nm,} \quad (1.2)$$

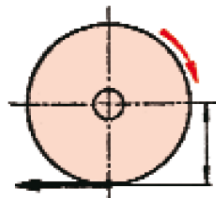
Όπου:

F = η εφαπτομενική δύναμη σε Κρ ή Ν, την οποία μεταφέρει ο τροχός ή οδοντωτός τροχός (γρανάζι) και

R = η κάθετη ακτίνα του τροχού ή του γραναζιού στην εφαπτομενική δύναμη F , σε μέτρα.

Η ροπή στρέψης μπορεί να οφείλεται, είτε σε δυνάμεις που αντιστέκονται στην κίνηση του οχήματος (Ma), είτε σε δυνάμεις που προέρχονται από την ροπή στρέψης που παράγει ο κινητήρας (Mt). Έτσι, για να έχουμε κίνηση, θα πρέπει να ισχύει:

$$Mt > Ma$$

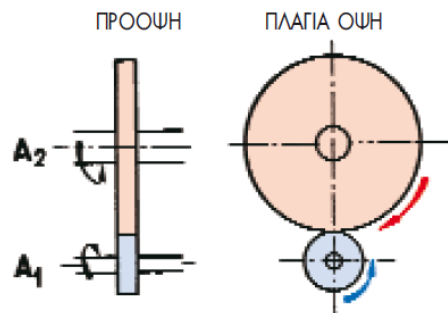


Σχήμα 1.6: Ροπή στρέψης [1].

- **Ροπή στρέψης σε εμπλεκόμενα (συνεργαζόμενα) γρανάζια**

Για τα δύο συνεργαζόμενα γρανάζια ισχύει η σχέση (1.1) από την οποία εξάγονται τα παρακάτω συμπεράσματα, με την υπόθεση ότι το μικρό γρανάζι A_1 κινεί το μεγάλο A_2 και ότι έχουν μεταξύ τους μία σχέση μετάδοσης $I_{1,2} = 2/1$:

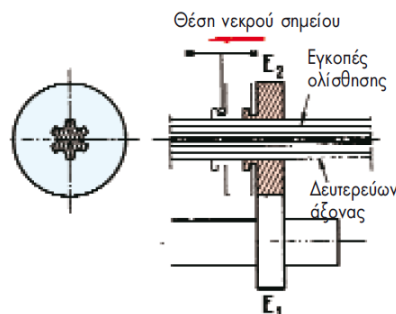
- i. Το μεγάλο γρανάζι θα περιστρέφεται με τις μισές στροφές από όσες θα περιστρέφεται το μικρό, όμως θα έχει ροπή στρέψης δύο φορές μεγαλύτερη από την αντίστοιχη του μικρού γραναζιού.
- ii. Στα κιβώτια ταχυτήτων, η μείωση της ταχύτητας περιστροφής, σημαίνει την αύξηση της ροπής στρέψης. Για παράδειγμα, όταν η μετάδοση της κίνησης είναι σε μικρό γρανάζι και υπάρχει μία μείωση της περιστροφής (κατά τη σχέση $I_{1,2} = 12/1$) από τον κινητήρα στους τροχούς, αυτό σημαίνει ότι ο στροφαλοφόρος εκτελεί 12 στροφές, για να περιστρέψει τον οπίσθιο κινητήριο τροχό κατά μία φορά. Αλλά αυτό σημαίνει ταυτόχρονα, ότι και η ροπή στρέψης του κινητήριου τροχού αυξάνει κατά 12 φορές (εάν βέβαια αγνοήσουμε τις απώλειες λόγω τριβής). Με άλλα λόγια, αν ο κινητήρας παράγει μια ροπή στρέψης 100 Nm, τότε η ροπή στρέψης που θα εφαρμόζεται στους οπίσθιους τροχούς θα είναι 1200 Nm, ενώ αν θεωρήσουμε ότι η ακτίνα του τροχού είναι 40cm, θα έχουμε συνολική δύναμη ώθησης στους δύο οπίσθιους κινητήριους τροχούς, ίση με 3000 N, ή 1500 N σε κάθε τροχό.



Σχήμα 1.7: Ροπή στρέψης σε εμπλεκόμενα γρανάζια [1].

- **«Νεκρό» σημείο**

Καλούμε «νεκρό» σημείο τη θέση εκείνη των γραναζιών, κατά την οποία η κίνηση δεν μεταδίδεται από το ένα στο άλλο. Αυτό επιτυγχάνεται, όπως φαίνεται και στο Σχήμα 1.8, με την ολίσθηση του ενός γραναζιού επάνω στον άξονα του, με την βοήθεια ενός κατάλληλου μηχανισμού.



Σχήμα 1.8: «Νεκρό σημείο» γραναζιών ενός Κ.Τ. [1].

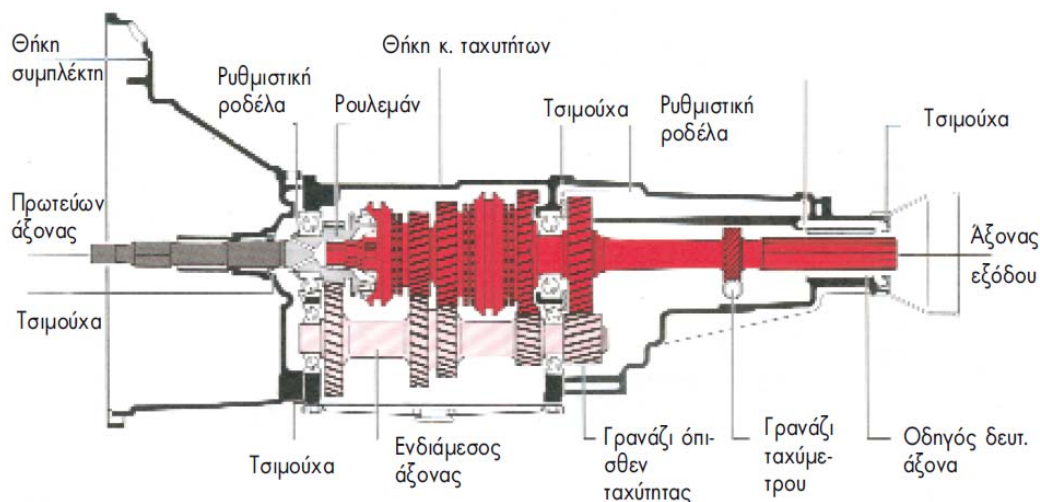
1.3 ΜΕΡΗ ΕΝΟΣ ΑΠΛΟΥ ΜΗΧΑΝΙΚΟΥ ΚΙΒΩΤΙΟΥ ΤΑΧΥΤΗΤΩΝ

Τα κυριότερα μέρη ενός απλού μηχανικού κιβωτίου ταχυτήτων είναι:

- i. Η θήκη ή το κέλυφος
- ii. Οι άξονες
- iii. Οι οδοντωτοί τροχοί ή γρανάζια
- iv. Ο δείκτης της ταχύτητας και μετρητής χιλιομέτρων

• Θήκη (Κέλυφος)

Η θήκη κατασκευάζεται από χυτοχάλυβα και μέσα σ' αυτή βρίσκονται οι άξονες και οι οδοντωτοί τροχοί (γρανάζια). Εσωτερικά έχει εγκαθίσεις (υποδοχές) για την στερέωση των αξόνων, καθώς και πλευρικές οπές για να περνά ο πρωτεύων και ο δευτερεύων άξονας του κιβωτίου. Επίσης, έχει δύο κοχλιωτά πώματα, ένα για την εκκένωση του λιπαντικού και ένα για την πλήρωση της με αυτό. Το επάνω μέρος του κελύφους καλύπτεται με κάλυμμα, στο οποίο τοποθετείται ο μηχανισμός επιλογής ταχυτήτων.



Σχήμα 1.9: Κατά μήκος τομή ενός Κ.Τ. τεσσάρων ταχυτήτων [1].

• Άξονες

Σ' ένα μηχανικό κιβώτιο ταχυτήτων υπάρχουν, βασικά τέσσερις άξονες:

- i. Ο πρωτεύων
- ii. Ο ενδιάμεσος
- iii. Ο δευτερεύων και
- iv. Ο άξονας της όπισθεν ταχύτητας.

Πιο αναλυτικά:

Ο πρωτεύων άξονας ή «πριζ ντιρέκτ» (από τη γαλλική λέξη prise directe).

Αυτός ενώνει το συμπλέκτη με το κιβώτιο ταχυτήτων και έχει ενσωματωμένο ολόσωμο οδοντωτό τροχό (γρανάζι), που περιστρέφεται με τον ίδιο αριθμό στροφών του στροφαλοφόρου άξονα, ο οποίος εμπλέκεται με τον αντίστοιχο οδοντωτό τροχό του ενδιάμεσου άξονα, για τη μετάδοση της κίνησης.

Ο ενδιάμεσος άξονας

Αυτός βρίσκεται κάτω από τον δευτερεύοντα άξονα και παράλληλα προς αυτόν. Παίρνει κίνηση απ' ευθείας από τον πρωτεύοντα άξονα, με ένα ζεύγος οδοντωτών τροχών και με τον οποίο βρίσκεται σε μόνιμη εμπλοκή. Επίσης, φέρει τους οδοντωτούς τροχούς των διαφόρων ταχυτήτων (σχέσεων), μόνιμα «σφηνωμένους» σε αυτόν, ενώ στηρίζεται στη θήκη επάνω σε ένσφαιρους τριβείς (ρουλεμάν).

Ο δευτερεύων άξονας

Αυτός παίρνει κίνηση βασικά από τον ενδιάμεσο άξονα, με εμπλοκή ενός ζεύγους οδοντωτών τροχών, ανάλογα με την ταχύτητα την οποία επιλέγουμε, μπορεί όμως να πάρει κίνηση και από τον πρωτεύοντα άξονα, οπότε έχουμε απ' ευθείας εμπλοκή πρωτεύοντα και δευτερεύοντα άξονα. Αξίζει να σημειωθεί ότι ο πρωτεύων και ο δευτερεύων άξονας βρίσκονται ο ένας στην προέκταση του άλλου. Το ένα άκρο του δευτερεύοντα άξονα στηρίζεται σε ένσφαιρο τριβέα που είναι τοποθετημένος σε κατάλληλη υποδοχή του αντίστοιχου πρωτεύοντα («φωλιά» του πρωτεύοντα), το δε άλλο άκρο του στηρίζεται στη θήκη του κιβωτίου ταχυτήτων.

Ο άξονας της όπισθεν ταχύτητας

Ο άξονας αυτός στηρίζεται στη θήκη του κιβωτίου ταχυτήτων και φέρει οδοντωτό τροχό (γρανάζι), ο οποίος με την κατάλληλη κίνηση του μοχλού αλλαγής ταχυτήτων από τον οδηγό, παρεμβάλλεται εμπλεκόμενος μεταξύ των οδοντωτών τροχών της πρώτης ταχύτητας του δευτερεύοντα και του ενδιάμεσου άξονα, με αποτέλεσμα την αντιστροφή της εμπρόσθιας κίνησης σε οπίσθια, οπότε το όχημα κινείται προς τα πίσω.

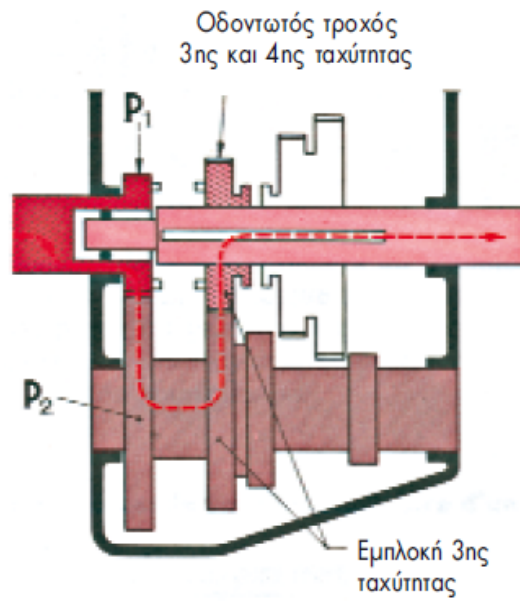
• Οδοντωτοί τροχοί (Γρανάζια)

Οι οδοντωτοί τροχοί της 2^{ης}, 3^{ης}, 1^{ης} ταχύτητας (σχέσης), που βρίσκονται στον δευτερεύοντα άξονα, φέρουν προεκτάσεις με εγκοπές, μέσα στις οποίες εφαρμόζονται τα δίχαλα τα οποία κινούν τους τροχούς επί του άξονα αυτού. Έτσι, ο οδοντωτός τροχός της 3^{ης} και της 4^{ης} ταχύτητας («μπαλαντέρ»), δηλαδή ένας διπλός οδοντωτός τροχός, ανάλογα με τη θέση του, μπορεί να εμπλακεί με άλλους οδοντωτούς τροχούς. Αυτό σημαίνει ότι μπορεί να κινηθεί προς τα πίσω, για να εμπλακεί με τον οδοντωτό τροχό της 3^{ης} ταχύτητας του ενδιάμεσου άξονα (Σχήμα 1.10) ή να κινηθεί προς τα εμπρός, οπότε τα εσωτερικά δόντια του εμπλέκονται με εκείνον τον οδοντωτό τροχό, που βρίσκεται στο άκρο του πρωτεύοντα άξονα, με αποτέλεσμα να έχουμε μια απ' ευθείας μετάδοση, την οποία καλούμε 4^η ταχύτητα (Σχήμα 1.11).

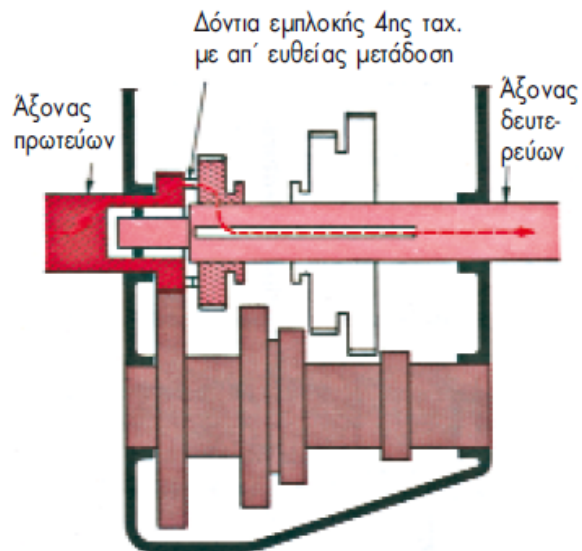
Επάνω στον δευτερεύοντα άξονα υπάρχει ο οδοντωτός τροχός της 1^{ης} και 2^{ης} ταχύτητας («μπαλαντέρ») που μπορεί να κινηθεί, είτε προς τα εμπρός και να εμπλέξει το γρανάζι του ενδιάμεσου άξονα που αντιστοιχεί στη 2^η ταχύτητα (Σχήμα 1.12), είτε προς τα πίσω και να εμπλέξει το αντίστοιχο γρανάζι του ενδιάμεσου άξονα που αντιστοιχεί στην 1^η ταχύτητα (Σχήμα 1.13).

Επάνω στον άξονα της «όπισθεν» υπάρχει ο οδοντωτός τροχός της (γρανάζι), που κανονικά αποτελείται από δύο άλλα γρανάζια («μπαλαντέρ»). Για την εμπλοκή της «όπισθεν», το γρανάζι της 2^{ης} και της 1^{ης} ταχύτητας του δευτερεύοντα άξονα μένει στο «νεκρό» σημείο. Με κατάλληλο όμως χειρισμό του «λεβιέ» (μοχλού) ταχυτήτων, ολισθαίνει το διπλό γρανάζι της «όπισθεν» και έχουμε την εμπλοκή του, αφενός με το ένα μικρό γρανάζι (που είναι το αντίστοιχο γρανάζι της 1^{ης} του πρωτεύοντα) και αφετέρου με το άλλο μεγάλο γρανάζι (που είναι το αντίστοιχο γρανάζι της 1^{ης} του δευτερεύοντα άξονα). Άρα σύμφωνα με το Σχήμα 1.14, έχουμε

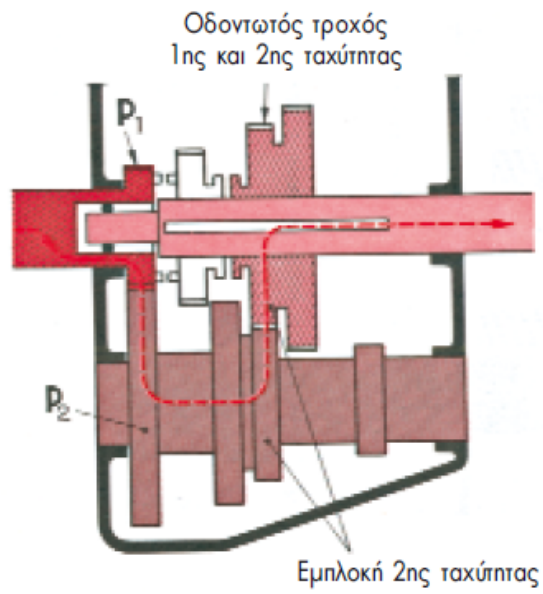
αντιστροφή της κίνησης, λόγω παρεμβολής ενός τρίτου γραναζιού και επομένως, οι τροχοί του οχήματος κινούνται αντίθετα, δηλαδή προς τα πίσω (Σχήμα 1.14).



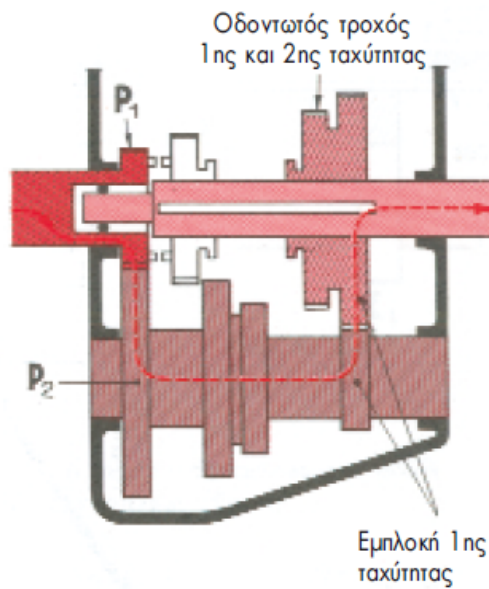
Σχήμα 1.10: Εμπλοκή 3^{ης} ταχύτητας [1].



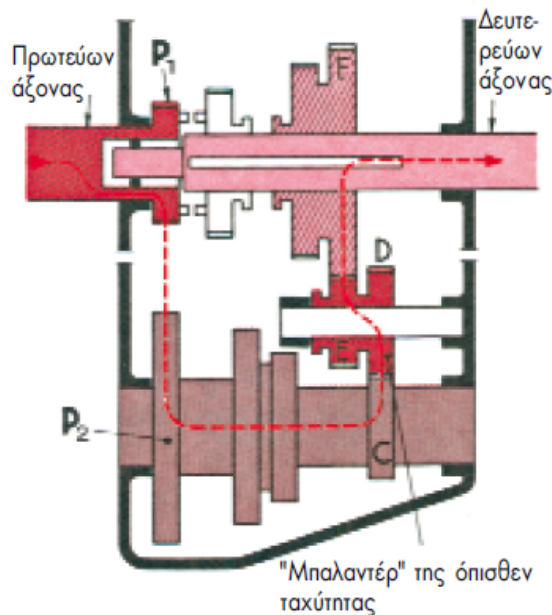
Σχήμα 1.11: Εμπλοκή 4^{ης} ταχύτητας [1].



Σχήμα 1.12: Εμπλοκή 2^{ης} ταχύτητας [1].



Σχήμα 1.13: Εμπλοκή 1^{ης} ταχύτητας [1].



Σχήμα 1.14: Εμπλοκή της «όπισθεν» ταχύτητας [1].

Το κιβώτιο ταχυτήτων που αναλύθηκε παραπάνω, είναι ένα απλό μηχανικό κιβώτιο πέντε ταχυτήτων (τεσσάρων εμπρός και μιας όπισθεν), με ολισθαίνοντες οδοντωτούς τροχούς.

Η τέταρτη ταχύτητα, αντιστοιχεί στην απ' ευθείας μετάδοση της ταχύτητας του κινητήρα και δεν υπάρχει καμία μείωση της ταχύτητας περιστροφής του δευτερεύοντα άξονα του κιβωτίου, σε σχέση με την αντίστοιχη του κινητήρα. Τρεις ταχύτητες χρησιμοποιούν τον ενδιάμεσο άξονα:

- Η 3^η ταχύτητα, που μειώνει τις στροφές του κινητήρα σε 62,5% περίπου.
- Η 2^η ταχύτητα, που μειώνει τις στροφές του κινητήρα σε 44% περίπου.
- Η 1^η ταχύτητα, που μειώνει τις στροφές του κινητήρα σε 21,2% περίπου.

Επίσης δύο είναι οι «μπαλαντέρ» που ολισθαίνουν πάνω στον δευτερεύοντα άξονα:

- Ο «μπαλαντέρ» της απ' ευθείας μετάδοσης και της 3^{ης} ταχύτητας
- Ο «μπαλαντέρ» της 2^{ης} και 1^{ης} ταχύτητας.

Υπάρχει και ο «μπαλαντέρ» της όπισθεν, που ολισθαίνει επάνω στον άξονα της.

Ως «νεκρό» σημείο, ορίζουμε εκείνη την θέση των «μπαλαντέρ» γραναζιών του δευτερεύοντα άξονα, η οποία δεν επιτρέπει καμία εμπλοκή τους με το γρανάζι του πρωτεύοντα ή με τα γρανάζια του ενδιάμεσου άξονα, οπότε και η κίνηση που προέρχεται από τον κινητήρα, σταματά στον ενδιάμεσο άξονα, με αποτέλεσμα να μην υπάρχει έξοδος της περιστροφικής κίνησης από το κιβώτιο ταχυτήτων. Ταυτόχρονα ο κινητήρας μπορεί να λειτουργεί σε στάση (ρελαντί).

• Δείκτης ταχύτητας και μετρητής χιλιομέτρων

Οι κινητήριοι τροχοί ενός οχήματος περιστρέφονται με μία ταχύτητα, ανάλογη με εκείνη της περιστροφής του δευτερεύοντα άξονα. Έτσι, μπορούμε να χρησιμοποιήσουμε αυτό τον άξονα, συνδέοντας τον κατάλληλα, με μία περιστροφική ντίζα, που έχει ως προέκταση μεταλλικό καλώδιο (συρματόσχοινο), για να μας δείχνει την ταχύτητα του οχήματος ή και να μετρά τα χιλιόμετρα που διανύει αυτό. Υπάρχει λοιπόν, όπως φαίνεται στο Σχήμα 1.9, μία εμπλοκή ενός ζεύγους ελικοειδών τροχών,

που επιτρέπει την σύνδεση μιας ντίζας, κάθετης προς τον άξονα της μετάδοσης της κίνησης, για να γίνονται οι παραπάνω μετρήσεις. Αξίζει να σημειωθεί, ότι αυτή η ντίζα με το μεταλλικό της καλώδιο καταλήγει στο αντίστοιχο ενδεικτικό όργανο αυτών των μετρήσεων, στον πίνακα του οδηγού («ταμπλώ»), ώστε αυτός να γνωρίζει κάθε στιγμή την ταχύτητα με την οποία κινείται το αυτοκίνητο του, και την απόσταση που διένυσε.

1.4 ΤΡΟΠΟΙ ΕΜΠΛΟΚΗΣ ΤΑΧΥΤΗΤΩΝ

Τα μηχανικά κιβώτια ταχυτήτων, ανάλογα με τον τρόπο εμπλοκής των ταχυτήτων (γρاناζιών) τους, διακρίνονται σε:

- i. Μηχανικά κιβώτια με ολισθαίνοντες οδοντωτούς τροχούς (συνήθως τριών ή τεσσάρων ταχυτήτων και μιας όπισθεν)
- ii. Μηχανικά κιβώτια σταθερής σύμπλεξης
- iii. Μηχανικά κιβώτια συγχρονισμού.

- **Μηχανικά κιβώτια ολισθαίνοντων οδοντωτών τροχών**

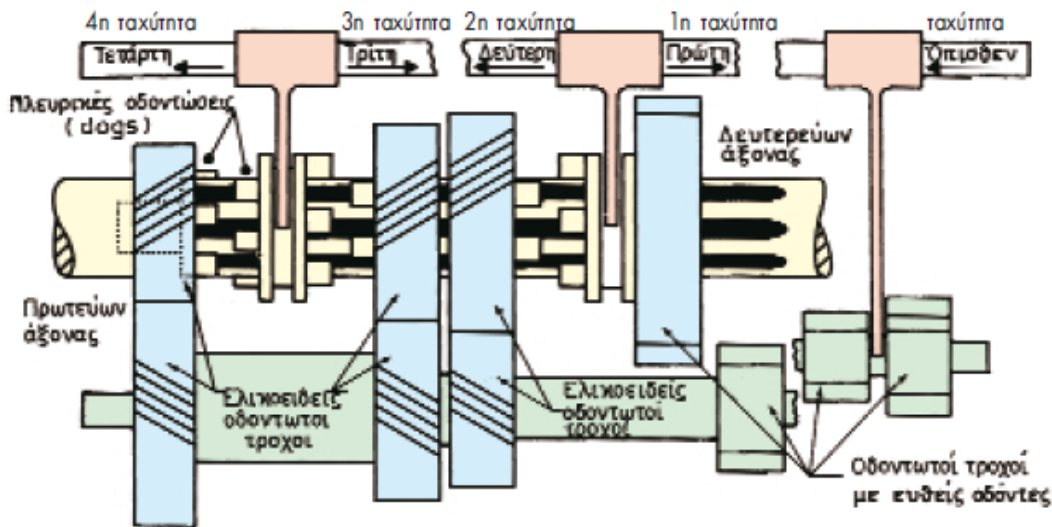
Αυτά τα κιβώτια λέγονται κιβώτια «ολισθαίνοντων τροχών», επειδή οι οδοντωτοί τροχοί ολισθαίνουν στο πολύσφηνο του δευτερεύοντα άξονα, με σκοπό την σύμπλεξη τους με τον αντίστοιχο οδοντωτό τροχό του ενδιάμεσου άξονα. Η διαδικασία αυτή γίνεται με κατάλληλο χειρισμό του μοχλού («λεβιέ») αλλαγής ταχυτήτων, ο οποίος μετακινεί τον άξονα επί του οποίου είναι στερεωμένο το δίχαλο («φουρκέτα»), το οποίο στη συνέχεια, εμπλέκει την εκάστοτε ταχύτητα επιλογής με το αντίστοιχο ζεύγος των οδοντωτών τροχών του δευτερεύοντα και του ενδιάμεσου άξονα. Το σημαντικότερο πλεονέκτημα του είναι η απλή κατασκευή του και το χαμηλό κόστος. Επίσης, λόγω της απλότητας του, γίνεται εύκολα κατανοητή και η λειτουργία του. Μειονεκτεί όμως, σε σχέση με τα άλλα είδη κιβωτίων, στο ότι υπάρχει δυσκολία εμπλοκής των οδοντωτών τροχών του κατά των υποβιβασμό των ταχυτήτων, με αποτέλεσμα τη θορυβώδη σύμπλεξη, τη φθορά των δοντιών και το δύσκολο χειρισμό του, ενώ και ο όγκος του είναι μεγάλος.

- **Μηχανικά κιβώτια σταθερής σύμπλεξης**

Στα κιβώτια αυτού του είδους, ορισμένοι οδοντωτοί τροχοί (συνήθως της 2^{ης} και 3^{ης} ταχύτητας) του ενδιάμεσου άξονα, βρίσκονται πάντοτε σε σύμπλεξη με τους οδοντωτούς τροχούς του δευτερεύοντα άξονα, με τη διαφορά, ότι οι τελευταίοι στηρίζονται σε δακτυλίους ή τριβείς (ρουλεμάν) και μπορούν να περιστρέφονται ελεύθερα πάνω στον άξονα τους.

Επομένως, στο πολύσφηνο του δευτερεύοντα άξονα υπάρχουν οδοντωτοί τροχοί εμπλοκής («κόμπλερ», συμπλέκτες ή συνδετικοί δακτύλιοι), που έχουν μετωπική οδόντωση και οι οποίοι μπορεί να ολισθαίνουν επάνω στον δευτερεύοντα άξονα. Όταν λοιπόν ο μοχλός ταχυτήτων μετακινηθεί, μετακινείται και το αντίστοιχο «κόμπλερ» (Σχήμα 1.15), με αποτέλεσμα να εμπλέκεται στην αντίστοιχη οδόντωση του ελεύθερου οδοντωτού τροχού, τον οποίο και σταθεροποιεί στον άξονα του. Έτσι, αντί η εμπλοκή να γίνει με τα «δόντια» των τροχών, γίνεται μέσω των πλευρικών οδοντώσεων, με τη βοήθεια των συνδετικών δακτυλίων ή ηλεκτρικών οδοντώσεων (dogs). Αυτό το κιβώτιο με τους λοξούς οδοντωτούς τροχούς συνεπώς, εμφανίζει ομαλότερη και περισσότερο αθόρυβη λειτουργία, αλλά δεν διορθώνει το σοβαρό πρόβλημα, που έχουν όλα αυτά τα κιβώτια ταχυτήτων και το οποίο συνίσταται στη

δυσκολία που παρουσιάζουν, όταν επιχειρείται η εμπλοκή δύο οδοντωτών τροχών που κινούνται με διαφορετικές ταχύτητες περιστροφής.



Σχήμα 1.15: Κιβώτιο σταθερής σύμπλεξης με λοξούς (ελικοειδής) οδοντωτούς τροχούς, που έχει τέσσερις ταχύτητες «εμπρός» και μια «όπισθεν». (Η 1^η και η «όπισθεν» λειτουργούν με ολισθαίνοντες οδοντωτούς τροχούς) [1].

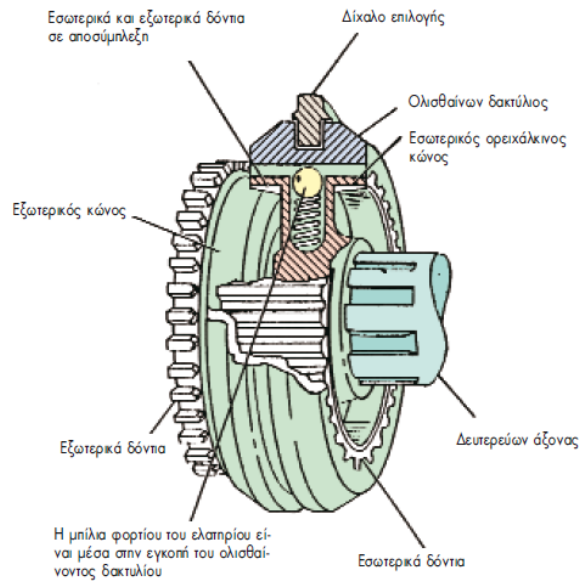
Για το λόγο αυτό, όπως και στα κιβώτια με ολισθαίνοντες τροχούς, για να αλλάξει ταχύτητα (σχέση) ο οδηγός πρέπει πριν την εμπλοκή της νέας ταχύτητας να πάρει ορισμένα μέτρα, ώστε οι δύο οδοντωτοί τροχοί ή οι πλευρικές οδοντώσεις των συνδετικών δακτυλιδιών που πρόκειται να εμπλακούν, να έχουν κατά τη στιγμή της εμπλοκής όσο το δυνατό μικρότερη διαφορά περιστροφικής ταχύτητας. Για να το επιτύχει αυτό ο οδηγός, πρέπει να πιέσει δύο φορές το πεντάλ του συμπλέκτη, γιατί αν η ενέργεια δεν γίνει με ακρίβεια, τότε παρατηρείται στο κιβώτιο ισχυρός θόρυβος που προέρχεται από την σύγκρουση των δοντιών των εμπλεκόμενων τροχών, ενώ σε ορισμένες περιπτώσεις παρατηρείται σπάσιμο «δοντιών», είτε των τροχών, είτε των πλευρικών οδοντώσεων των συνδετικών δακτυλίων. Η λειτουργία του κιβωτίου ταχυτήτων γίνεται εύκολα αντιληπτή μέσα από το Σχήμα 1.15.

Συνήθως σε αυτούς τους τύπους των κιβωτίων ταχυτήτων χρησιμοποιούνται οδοντωτοί τροχοί με ελικοειδή δόντια, επειδή παρουσιάζουν μεγαλύτερη ελκτική δύναμη. Σπάνια χρησιμοποιούνται οδοντωτοί τροχοί σταθερής εμπλοκής για όλες τις ταχύτητες, ενώ είναι συνηθισμένη η χρήση οδοντωτών τροχών σταθερής εμπλοκής με ελικοειδή οδοντώματα για τις ταχύτητες υψηλών στροφών (4^η, 3^η και 2^η). Αντίθετα στην περίπτωση της 1^{ης} ταχύτητας και της όπισθεν, διευκολύνεται η εμπλοκή ιδιαίτερα εκείνων των οδοντωτών τροχών που ολισθαίνουν, οπότε και περιορίζεται ο κίνδυνος κρούσης μεταξύ τους, ενώ και λόγοι οικονομίας επιβάλλουν την κατασκευή των γκραναζιών αυτού του τύπου. Αυτά τα κιβώτια αποτελούν βελτιωμένη έκδοση των κιβωτίων ολισθαίνοντων τροχών, αν και έχουν το μειονέκτημα ότι κοστίζουν περισσότερο.

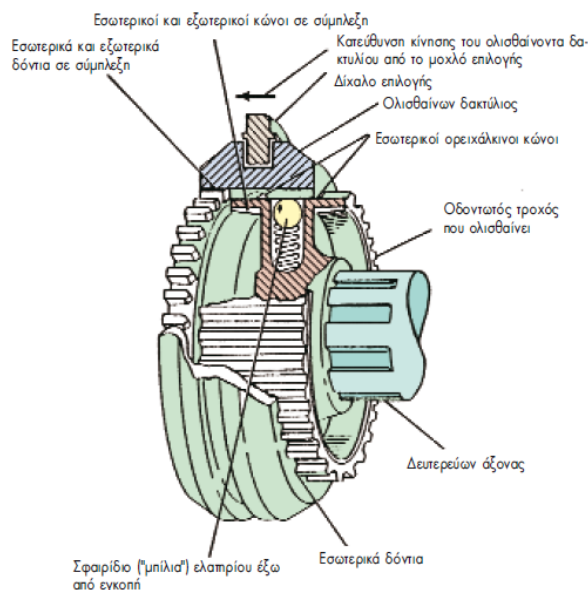
- **Μηχανικά κιβώτια συγχρονισμού**

Τα κιβώτια αυτού του τύπου αποτελούν βελτιωμένη έκδοση των κιβωτίων σταθερής σύμπλεξης. Σ' αυτά απλουστεύεται η αλλαγή ταχύτητας και αποφεύγονται οι ζημιές των οδοντωτών τροχών. Λέγονται συγχρονισμού, επειδή οι στροφές των

οδοντωτών τροχών που πρόκειται να συμπλεθθούν, συγχρονίζονται με ειδικούς κωνικούς συγχρονιστές (μπρούτζινα δακτυλίδια ή «φρενάκια» ή «συγχρονιζέ»).



Σχήμα 1.16: Συγχρονιστής σε αποσύμπλεξη [1].



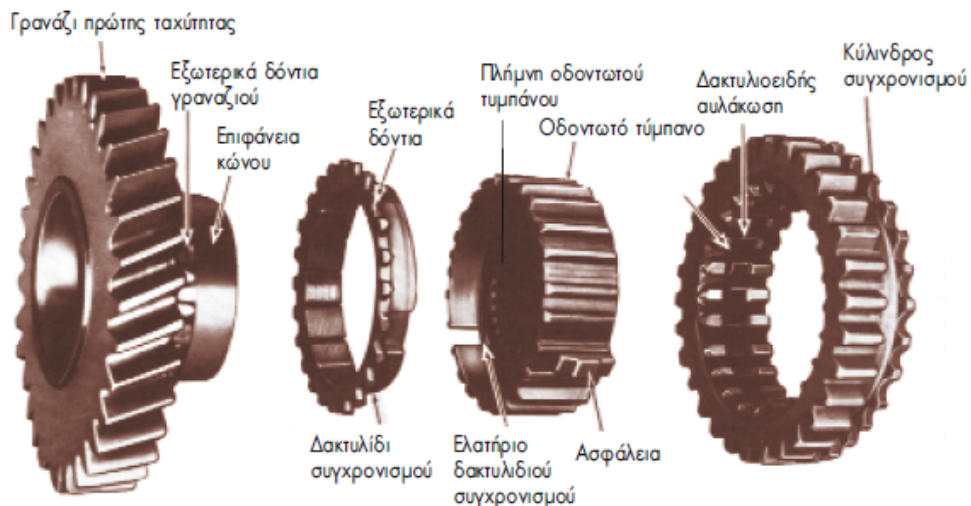
Σχήμα 1.17: Συγχρονιστής σε σύμπλεξη [1].

Η ταχύτητα τόσο του συγχρονιστή όσο και του επιλεγέντα οδοντωτού τροχού συγχρονίζεται με τη βοήθεια ενός δακτυλίου συγχρονισμού («φρενάκι»), πριν γίνει η σύμπλεξη. Στη συνέχεια, καθώς ο οδηγός αποσυμπλέκει τον συμπλέκτη και μετακινεί το μοχλό ταχυτήτων, τα εσωτερικά ελατήρια των ασφαλειών του συγχρονιστή υποχωρούν από την εσωτερική εγκάθιση (θέση) τους, οπότε ο συγχρονιστής κινείται κατά μήκος του δευτερεύοντα άξονα, με αποτέλεσμα την σύμπλεξη των εγκοπών του συγχρονιστή και του οδοντωτού τροχού της ταχύτητας που επιθυμούμε να εμπλέξουμε. Αυτή η εμπλοκή γίνεται ομαλά (αθόρυβα και χωρίς κτυπήματα) και εφαρμόζεται συνήθως στις υψηλές ταχύτητες, όπου υπάρχει μεγαλύτερος κίνδυνος ζημιών των οδοντωτών τροχών κατά την αλλαγή των ταχυτήτων, λόγω της

μεγαλύτερης διαφοράς στροφών μεταξύ τους. Έτσι συνήθως, ο συγχρονιστής δεν εφαρμόζεται στην 1^η ταχύτητα και στην όπισθεν, στις οποίες χρησιμοποιούνται οι ολισθαίνοντες τροχοί.

Τα κιβώτια συγχρονισμού πλεονεκτούν σε σχέση με τα προηγούμενα, γιατί παρουσιάζουν αθόρυβη λειτουργία και συμβάλλουν στην εύκολη αλλαγή ταχυτήτων χωρίς να προξενούν ζημιές. Επομένως εμφανίζουν μικρές φθορές και κατά συνέπεια έχουν μικρές απαιτήσεις συντήρησης και μεγάλη διάρκεια ζωής.

Στο Σχήμα 1.18 απεικονίζεται παραστατικά ένας αποσυναρμολογημένος μηχανισμός συγχρονισμού, ο οποίος φέρει ανεξάρτητο (ξεχωριστό) ορειχάλκινο δακτυλίδι με κώνο συγχρονισμού (σύγχρονα κιβώτια ταχυτήτων), το οποίο διαθέτει επιπλέον βοηθητική οδόντωση για την διευκόλυνση εμπλοκής της ταχύτητας.



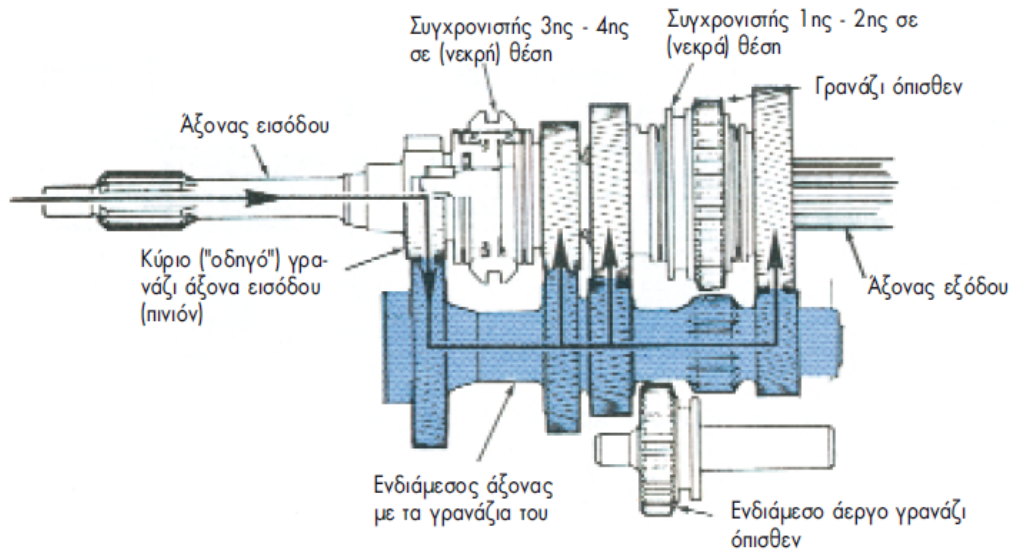
Σχήμα 1.18: Αποσυναρμολογημένος μηχανισμός συγχρονισμού με ανεξάρτητο δακτυλίδι συγχρονισμού [1].

Λειτουργία Συγχρονιστή:

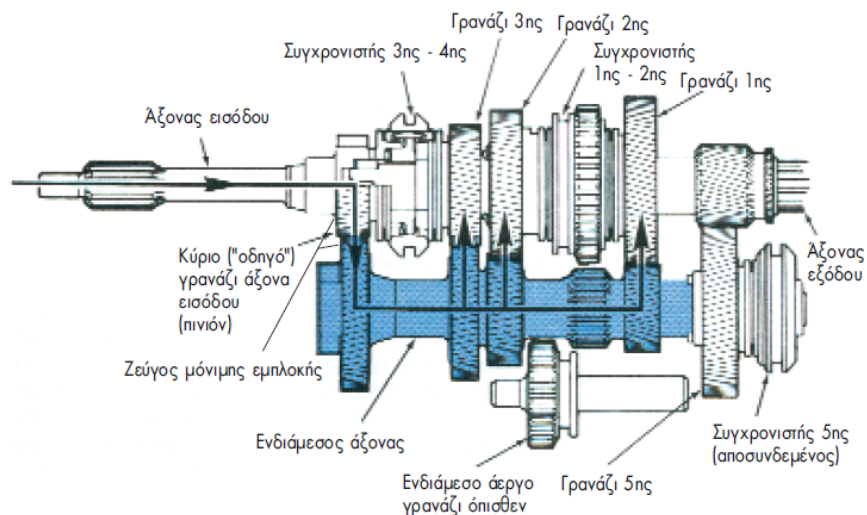
Τα μηχανικά κιβώτια συγχρονισμού των επιβατικών οχημάτων είναι είτε τεσσάρων ταχυτήτων, είτε πέντε.

Στα κιβώτια τεσσάρων ταχυτήτων υπάρχουν τρεις οδοντωτοί τροχοί με ελικοειδείς οδοντώσεις ενσωματωμένοι στον ενδιάμεσο άξονα και οι οποίοι εμπλέκονται μόνιμα με αντίστοιχα γρανάζια στον δευτερεύοντα άξονα. Τα γρανάζια αυτά έχουν δακτυλίδια ή ρουλεμάν, που τους επιτρέπουν να περιστρέφονται ελεύθερα. Επιπλέον, στα κιβώτια αυτά υπάρχει και το γρανάζι της όπισθεν, το οποίο συνήθως συμπλέκεται με ολίσθηση, όπως συμβαίνει και στα προηγούμενα κιβώτια (Σχήμα 1.19).

Στα κιβώτια πέντε ταχυτήτων υπάρχει ακόμη ένα ζεύγος οδοντωτών τροχών, στον ενδιάμεσο και στον δευτερεύοντα άξονα αντίστοιχα, που λειτουργούν επίσης με την βοήθεια συγχρονιστή (Σχήμα 1.20).



Σχήμα 1.19: Μηχανικό κιβώτιο συγχρονισμού τεσσάρων ταχυτήτων [1].



Σχήμα 1.20: Μηχανικό κιβώτιο συγχρονισμού πέντε ταχυτήτων [1].

Οι οδοντωτοί αυτοί τροχοί του δευτερεύοντα άξονα ονομάζονται, κατά τη σειρά, οδοντωτός τροχός 1^{ης}, 2^{ης}, 3^{ης} και 5^{ης} ταχύτητας. Μεταξύ αυτών υπάρχει ο συγχρονιστής 1^{ης}-2^{ης} και ο συγχρονιστής 3^{ης}-4^{ης}, ενώ στα κιβώτια πέντε ταχυτήτων υπάρχει ο συγχρονιστής της 5^{ης} ταχύτητας. Έτσι, όταν ο μοχλός χειρισμού ταχυτήτων είναι στο «νεκρό» σημείο και ο κινητήρας λειτουργεί, αυτοί οι οδοντωτοί τροχοί περιστρέφονται ελεύθερα, χωρίς να υπάρχει έξοδος ισχύος από τον δευτερεύοντα άξονα, επειδή κανένας τους δεν είναι σταθερά συνδεδεμένος με αυτόν τον άξονα. Ακόμη και κατά τον χειρισμό του μοχλού ταχυτήτων, αυτοί οι οδοντωτοί τροχοί παραμένουν ελεύθεροι, ενώ «κλειδώνουν» επάνω στον δευτερεύοντα άξονα, με την ενέργεια των αντίστοιχων συγχρονιστών. Οι συγχρονιστές, όπως προαναφέρθηκε, είναι συνδετικά εξαρτήματα και περιστρέφονται μαζί με τον δευτερεύοντα άξονα, καθώς είναι συνδεδεμένοι σε αυτόν με πολύσφηνο («καρέ»). Αξίζει να σημειωθεί, ότι κινούνται με τη βοήθεια του μοχλού επιλογής ταχυτήτων, ο οποίος προσαρμόζεται σε εγκοπές που οι συγχρονιστές διαθέτουν και οι οποίες «κλειδώνουν» τον επιλεγέντα

οδοντωτό τροχό στον δευτερεύοντα άξονα, με αποτέλεσμα να υπάρχει έξοδος ισχύος από αυτόν τον άξονα προς τους τροχούς.

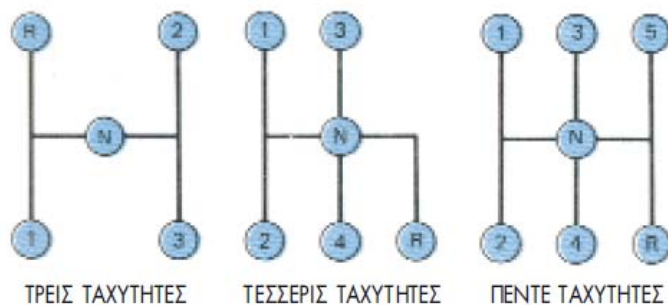
Τα εξαρτήματα από τα οποία αποτελείται ένας συγχρονιστής, φαίνονται στο σχήμα 1.18. Συγκεκριμένα, αποτελείται από τους κώνους συγχρονισμού, ενώ τρεις ασφάλειες είναι προσαρμοσμένες μέσα σε εγκοπές στο οδοντωτό τύμπανο (πλήμνη), το οποίο με τη σειρά του συνδέεται στον άξονα εξόδου, δηλαδή τον δευτερεύοντα, με πολύσφηνο. Ένα ζεύγος ελατηρίων εφαρμόζει μία μικρή δύναμη προς τα έξω, επάνω στις ασφάλειες. Ταυτόχρονα ο κύλινδρος του συγχρονιστή (ολισθαίνων δακτύλιος) προσαρμόζεται επάνω στο οδοντωτό τύμπανο, το οποίο έχει εξωτερικό πολύσφηνο ή δόντια του κυλίνδρου. Οι ασφάλειες εξάλλου έχουν λίγο ανυψωμένη διατομή, η οποία προσαρμόζεται σε αντίστοιχες αυλακώσεις του κυλίνδρου.

1.5 ΜΗΧΑΝΙΣΜΟΣ ΑΛΛΑΓΗΣ ΤΑΧΥΤΗΤΩΝ ΚΑΙ ΕΛΕΓΧΟΥ ΚΙΒΩΤΙΟΥ ΤΑΧΥΤΗΤΩΝ

Ποικίλοι μηχανισμοί χρησιμοποιούνται για τις αλλαγές των ταχυτήτων, με σκοπό να συνδέουν το μοχλό αλλαγής ταχυτήτων με το μηχανικό κιβώτιο ταχυτήτων. Η βασική λειτουργία όλων αυτών είναι η ίδια και συνίσταται στην εκτέλεση δύο κινήσεων του μοχλού αλλαγής ταχυτήτων.

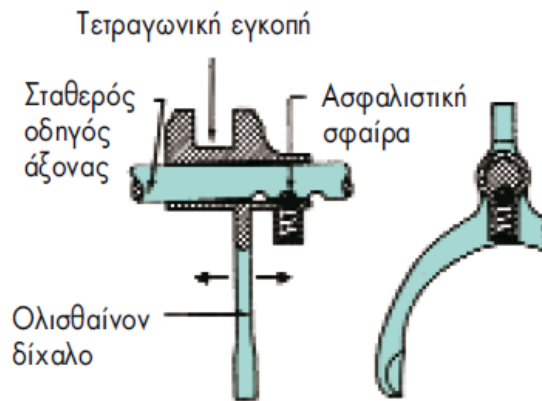
- i. Η πρώτη κίνηση επιλέγει το δίκλαλο της αλλαγής και το συγχρονιστή του οδοντωτού τροχού που πρόκειται να επιλεχθεί.
- ii. Η δεύτερη κίνηση αναγκάζει το δίκλαλο της αλλαγής να μετακινήσει τον κύλινδρο του συγχρονιστή προς τον επιθυμητό οδοντωτό τροχό, και ασφαρίζεται στον δευτερεύοντα άξονα, με αποτέλεσμα να πραγματοποιείται μεταφορά ισχύος απ' αυτόν.

Στο Σχήμα 1.21 απεικονίζονται τυπικά διαγράμματα αλλαγής ταχυτήτων μηχανικών κιβωτίων 3^{ης}, 4^{ης} και 5^{ης} ταχύτητας.



Σχήμα 1.21: Τυπικά διαγράμματα αλλαγής ταχυτήτων [1].

Το σύστημα επιλογής ταχυτήτων, με το οποίο προσδιορίζεται ποιο ζεύγος οδοντωτών τροχών θα βρίσκεται κάθε στιγμή σε εμπλοκή, στηρίζεται στη μετακίνηση του οδοντωτού τροχού που πρόκειται να εμπλακεί, ή του συστήματος συγχρονιστή για τα ασύγχρονα κιβώτια ταχυτήτων, από ένα δίκλαλο το οποίο χειρίζεται ο οδηγός του αυτοκινήτου με το μοχλό αλλαγής ταχυτήτων. Τα δίκλαλα αυτά, που συνήθως είναι δύο ή τρία, στο πάνω μέρος τους έχουν κυλινδρική οπή όπως φαίνεται στο Σχήμα 1.22, με την οποία προσαρμόζονται σε ειδικούς «οδηγούς άξονες», ενώ επάνω από αυτή φέρουν μια κάθετη τετραγωνική εγκοπή.



Σχήμα 1.22: Δίχαλο επάνω σε «οδηγό» άξονα [1].

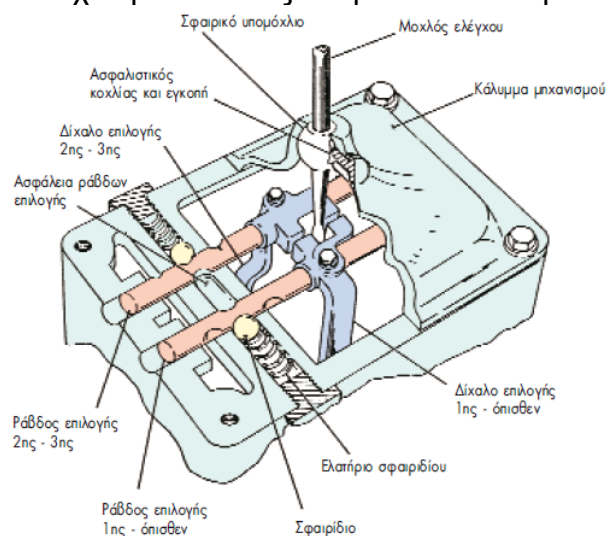
Το κάτω άκρο του μοχλού επιλογής ταχυτήτων εμπλέκεται ακριβώς στο σημείο αυτό της εγκοπής. Το κάτω διχαλωτό άκρο του δίχαλου είναι περίπου ημικυκλικό και κάθετο προς τον οδηγό του, ενώ τα κάτω άκρα των διχάλων, σε πολλές περιπτώσεις είναι επίπεδα και εμπλέκονται σε αντίστοιχες αυλακώσεις, οι οποίες βρίσκονται στις προεκτάσεις των οδοντωτών τροχών των ταχυτήτων, που θα επιλεγούν ή στις αυλακώσεις των εξωτερικών δακτυλίων των συγχρονιστών. Ο «οδηγός» άξονας στηρίζεται σε ειδικές εγκαθίσεις του καλύμματος του κιβωτίου ταχυτήτων ή των πλευρικών τοιχωμάτων.

Τα δίχαλα ασφαρίζονται σε συγκεκριμένες θέσεις με τη συνδρομή συστήματος σφαιρών και ελατηρίων, ή κυλινδρικών με σφαιρικά άκρα και ελατήρια που εφαρμόζουν σε ειδικές ημισφαιρικές εγκοπές των «οδηγών» αξόνων.

Ο μοχλός αλλαγής ταχυτήτων και ελέγχου του κιβωτίου ταχυτήτων μπορεί να βρίσκεται στις παρακάτω τρεις θέσεις:

- **Ακριβώς επάνω και έξω από το κιβώτιο ταχυτήτων (στο δάπεδο).**

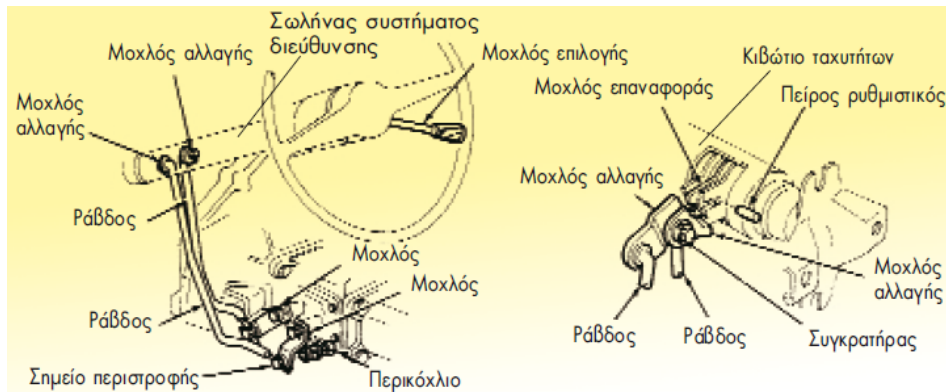
Στο Σχήμα 1.23 απεικονίζεται ο μοχλός ελέγχου ταχυτήτων, το σύστημα ασφαλειών των διαφόρων ταχυτήτων καθώς και μία τέτοια ασφάλεια.



Σχήμα 1.23: Μηχανισμός επιλογής ταχυτήτων και μοχλός ελέγχου κιβωτίου ταχυτήτων [1].

- Στο δάπεδο ή επάνω στο σωλήνα διεύθυνσης, μακριά όμως από το κιβώτιο.

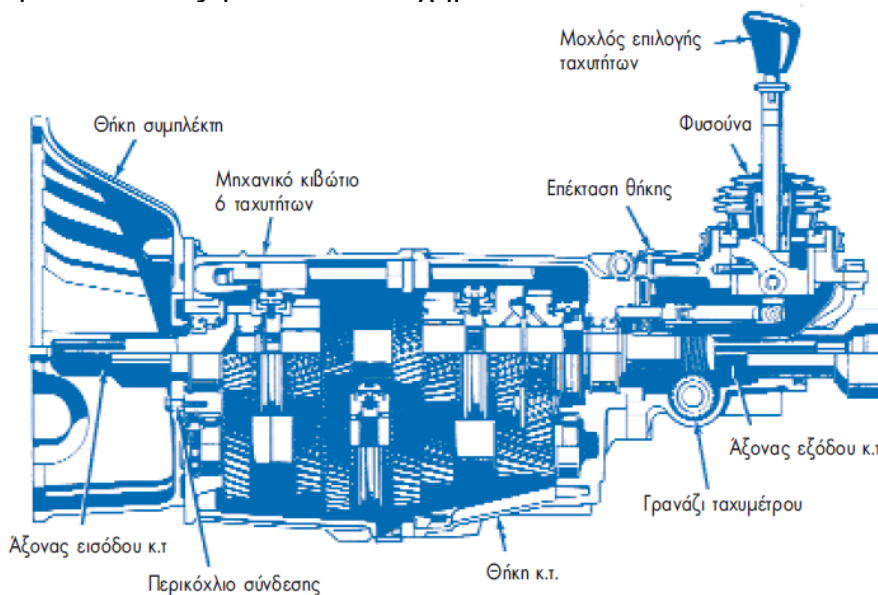
Οι θέσεις των διαφόρων ταχυτήτων είναι ακριβώς οι ίδιες με αυτές κατά τις οποίες ο μοχλός βρίσκεται κατακόρυφα επάνω από το κιβώτιο ταχυτήτων, με τη διαφορά ότι εδώ ο μοχλός είναι οριζόντιος. Τα δίχλα επιλογής στρέφονται με αρθρωτούς μοχλούς, οι οποίοι κινούνται από το μοχλό ελέγχου, που βρίσκεται πάνω στο σωλήνα διεύθυνσης, δια μέσω των αρθρώσεων, όπως φαίνεται στο σχήμα 1.24.



Σχήμα 1.24: Σύστημα επιλογής ταχυτήτων με μοχλό επάνω στο σωλήνα διεύθυνσης και σύνδεση με το κιβώτιο ταχυτήτων [1].

- Μέσα στο κιβώτιο ταχυτήτων.

Στους προηγούμενους δύο περιπτώσεις, ο μηχανισμός αλλαγής ταχυτήτων βρίσκεται έξω από τη θήκη του κιβωτίου ταχυτήτων. Αυτή η επιλογή όμως, παρουσιάζει διάφορα μειονεκτήματα, όπως τη μεγαλύτερη φθορά, τη ρύπανση, προβλήματα χώρου κλπ. Για τον λόγο αυτό, στα σύγχρονα μηχανικά κιβώτια ταχυτήτων, ο μηχανισμός της αλλαγής των ταχυτήτων τοποθετείται εσωτερικά της θήκης του κιβωτίου όπως φαίνεται στο Σχήμα 1.25.



Σχήμα 1.25: Μηχανικό κιβώτιο έξι ταχυτήτων, με ενσωματωμένο το μηχανισμό αλλαγής ταχυτήτων [1].

ΚΕΦΑΛΑΙΟ 2^ο ΟΔΟΝΤΩΤΟΙ ΤΡΟΧΟΙ

2.1 ΟΡΙΣΜΟΣ

Οι οδοντωτοί τροχοί (Σχήμα 2.1) είναι δίσκοι που στην περιφέρειά τους έχουν ανοιχθεί αυλάκια (διάκενα) σε ίσες αποστάσεις. Το υλικό που βρίσκεται μεταξύ των αυλακιών σχηματίζει τα δόντια. Χρησιμοποιούνται σε πολύ μεγάλη κλίμακα για τη μετάδοση κίνησης από τη μια άτρακτο στην άλλη. Η μετάδοση αυτή πραγματοποιείται μέσω των οδόντων του ενός τροχού που εισέρχονται στα αντίστοιχα διάκενα του άλλου (Σχήμα 2.2). Μπορούν να μεταφέρουν άμεσα από τις πιο μικρές ως τις πιο μεγάλες ισχύεις και στροφές μεταξύ παραλλήλων, τεμνόμενων και διασταυρούμενων στο χώρο (ασύμβατων) αξόνων.



Σχήμα 2.1: Οδοντωτοί τροχοί.^(A)



Σχήμα 2.2: Εμπλοκή οδοντωτών τροχών.^(B)

^(A) <http://www.m3.tuc.gr/>

^(B) <http://www.giarmatzispd.gr/>

2.2 ΠΛΕΟΝΕΚΤΗΜΑΤΑ ΚΑΙ ΜΕΙΟΝΕΚΤΗΜΑΤΑ ΟΔΟΝΤΩΤΩΝ ΤΡΟΧΩΝ

Οι οδοντωτοί τροχοί παρουσιάζουν τα εξής πλεονεκτήματα:

- Μεταδίδουν την κίνηση με αύξηση ή με ελάττωση των στροφών. Αυτό εξαρτάται από τον αριθμό δοντιών του κάθε τροχού.
- Παρουσιάζουν κατά την διάρκεια λειτουργίας τους σταθερή σχέση μεταξύ των στροφών της κινητήριας και της κινούμενης ατράκτου. αυτή η σχέση είναι γνωστή και ως σχέση μετάδοσης. Η σταθερότητα της σχέσης μετάδοσης οφείλεται στην εμπλοκή των δοντιών, που εμποδίζει την απώλεια στροφών κατά την μεταφορά από την μία άτρακτο στην άλλη.
- Παρουσιάζουν μεγάλη διάρκεια ζωής.
- Χρειάζονται μικρή συντήρηση.
- Μπορούν να συνδέσουν ατράκτους που βρίσκονται σε οποιαδήποτε διάταξη.
- Τα περισσότερα είδη των οδοντωτών τροχών μεταδίδουν την κίνηση χωρίς μεγάλη απώλεια ενέργειας. Αυτό σημαίνει ότι έχουν καλό βαθμό απόδοσης. Αυτός εξαρτάται από το είδος των τροχών, την καλή κατασκευή και την κατάλληλη λίπανση.
- Μπορούν να μεταφέρουν πολύ μεγάλες ισχύεις (π.χ. οι οδοντωτοί τροχοί μέχρι και 20.000 KW).

Όμως παρουσιάζουν και τα πιο κάτω μειονεκτήματα:

- Μεταδίδουν την κίνηση χωρίς ελαστικό τρόπο. Δεν έχουν καμία δυνατότητα παραλαβής κρουστικού φορτίου. Κάθε αιφνίδια μεταβολή του φορτίου αμέσως μεταδίδεται αυτούσια στην άλλη άτρακτο.
- Παρουσιάζουν αυξημένο κόστος. Μερικά είδη τροχών κατασκευάζονται αρκετά δύσκολα και απαιτούν ειδικά μηχανήματα κατεργασίας.
- Απαιτούν ακρίβεια κατασκευής και τοποθέτησης, γιατί διαφορετικά κάνουν θόρυβο και φθείρονται γρήγορα. Αυτό γίνεται περισσότερο έντονο σε μεγάλες ταχύτητες.

2.3 ΕΙΔΗ ΟΔΟΝΤΩΤΩΝ ΤΡΟΧΩΝ

• Μετωπικοί οδοντωτοί τροχοί με ευθεία οδόντωση

Οι οδοντωτοί τροχοί με ευθείς οδόντες (Σχήμα 2.3) χρησιμοποιούνται για μικρές μέχρι μέσες περιφερειακές ταχύτητες (μέχρι $v \approx 20$ m/sec) και κανονικές απαιτήσεις, π.χ. σε μειωτήρες γενικής χρήσης, μικρά σχετικά ανυψωτικά μηχανήματα, βαρούλκα, δομικές και αγροτικές μηχανές, κιβώτια αλλαγής ταχυτήτων σε εργαλειομηχανές.

Σε σχέση με τους οδοντωτούς τροχούς με κεκλιμένους οδόντες, παρουσιάζουν τα επόμενα πλεονεκτήματα και μειονεκτήματα.



Σχήμα 2.3: Μετωπικοί οδοντωτοί τροχοί με ευθεία οδόντωση. ^(A)

Πλεονεκτήματα

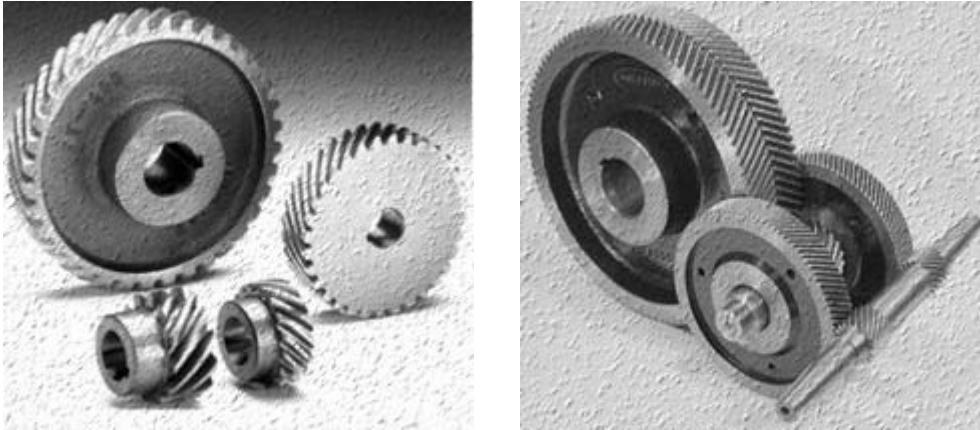
- Δεν εμφανίζουν κατά τη λειτουργία τους αξονικές δυνάμεις και επομένως τα έδρανα δέχονται μικρότερα φορτία.
- Ο βαθμός απόδοσης είναι λίγο μεγαλύτερος.
- Οι οδόντες μπορούν να κατασκευασθούν με μεγαλύτερο πλάτος. Έτσι προκύπτουν μεγαλύτερες επιφάνειες επαφής, μικρότερες πιέσεις επιφάνειας και αντίστοιχα μικρότερη φθορά. Γι' αυτό σε πολυβάθμιους μειωτήρες, χρησιμοποιούνται συχνά στην βαθμίδα χαμηλών στροφών που έχει υψηλή ροπή στρέψης.

Μειονεκτήματα

- Σχετικά θορυβώδης λειτουργία, ιδιαίτερα σε υψηλό αριθμό στροφών.
- Για τις ίδιες διαστάσεις έχουν μικρότερη αντοχή.
- Παρουσιάζουν ευαισθησία στα λάθη μορφής του οδόντα και πρόσθετων δυναμικών φορτίων, εμφανίζουν δηλαδή ευκολότερα ταλαντώσεις και δυναμικές θραύσεις.

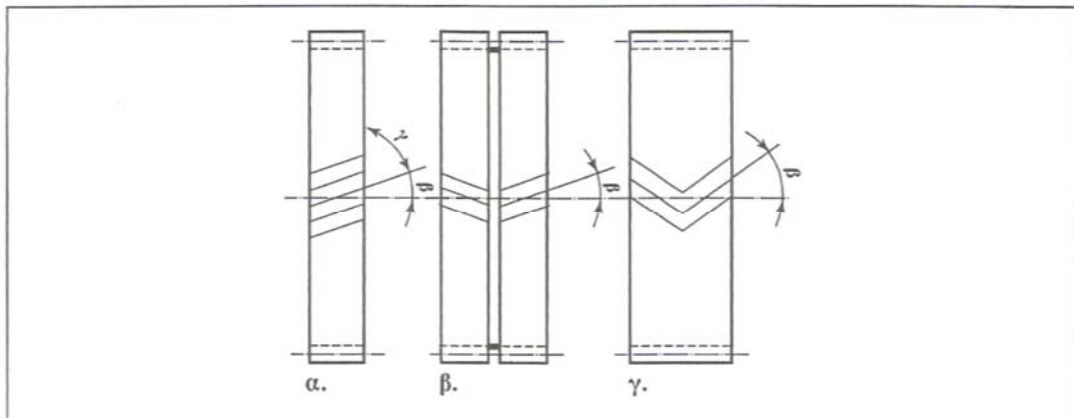
- **Μετωπικοί οδοντωτοί τροχοί κεκλιμένη οδόντωση**

Στην κεκλιμένη οδόντωση (Σχήμα 2.4) , η πορεία της κατατομής των οδόντων είναι ελικοειδής. Οι οδόντες δεν είναι παράλληλοι προς τον άξονα του τροχού αλλά σχηματίζουν μαζί του (δηλ. η εφαπτομένη στην ελικοειδή γραμμή της κατατομής) τη γωνία β .



Σχήμα 2.4: Μετωπικοί οδοντωτοί τροχοί με ελικοειδή και τοξοειδή οδόντωση. ^(A)

Για την συνεργασία δύο οδοντωτών τροχών θα πρέπει οι οδόντες του ενός να είναι δεξιόστροφοι και του άλλου αριστερόστροφοι, με την ίδια γωνία κλίσης και οι δύο. Ο όρος δεξιόστροφος και αριστερόστροφος χρησιμοποιείται όπως και στα σπειρώματα, π.χ. οι οδόντες του Σχήματος 2.5α είναι αριστερόστροφοι.



Σχήμα 2.5: Κεκλιμένοι οδοντωτοί τροχοί. α. απλή κεκλιμένη οδόντωση, β. διπλή κεκλιμένη οδόντωση, γ. οδόντωση μορφής βέλους. [3]

Πλεονεκτήματα

- Εργάζονται πιο ήρεμα και πιο αθόρυβα επειδή η εμπλοκή των οδόντων γίνεται βαθμιαία και επιπλέον βρίσκονται συγχρόνως σε επαφή περισσότεροι οδόντες. Είναι επομένως περισσότερο κατάλληλοι για υψηλότερο αριθμό στροφών.
- Οι κεκλιμένοι οδόντες μπορούν να δεχθούν μεγαλύτερα φορτία από τους ευθείς οδόντες με τις ίδιες διαστάσεις και είναι λιγότερο ευαίσθητοι σε λάθη μορφής οδόντα.

Μειονεκτήματα

- Λόγω της κλίσης εμφανίζονται κατά τη λειτουργία αξονικές δυνάμεις που προκαλούν πρόσθετες καταπονήσεις στον άξονα και τα έδρανα και αντίστοιχα υψηλότερες απώλειες τριβής και μικρότερο βαθμό απόδοσης. Για ίδιο αριθμό οδόντων και το ίδιο modul οι διάμετροι των τροχών και οι αποστάσεις των

αξόνων γίνονται, με αύξηση της γωνίας κλίσης, μεγαλύτερες από ότι σε τροχούς με ευθείς οδόντες.

- Η αξονική δύναμη εξουδετερώνεται με την κατασκευή διπλής κεκλιμένης οδόντωσης (Σχήμα 2.5) ή οδόντωσης μορφής βέλους (Σχήμα 2.5). Οι τροχοί μπορούν να κατασκευασθούν εδώ στο διπλάσιο πλάτος από ότι στην απλή κεκλιμένη οδόντωση και είναι ιδιαίτερα κατάλληλοι για μεγάλους μειωτήρες. Η κατασκευή των οδόντων μορφής βέλους είναι δυσκολότερη και ακριβότερη. Θα πρέπει επίσης να σημειωθεί ότι για λόγους αντοχής, η κορυφή της γωνίας που σχηματίζουν οι οδόντες πρέπει να βρίσκεται προς τη διεύθυνση περιστροφής του τροχού.
- Για να μην εμφανίζονται μεγάλες αξονικές δυνάμεις (που εξαρτώνται από την γωνία κλίσης β) και να εξασφαλίζεται ήρεμη λειτουργία του μειωτήρα, είναι σκόπιμο να εκλέγεται

Για απλή και διπλή οδόντωση $\beta = 8^\circ \dots 25^\circ$

Για οδόντωση μορφής βέλους $\beta = 30^\circ \dots 45^\circ$

Οδοντωτοί τροχοί με κεκλιμένους οδόντες χρησιμοποιούνται κυρίως σε μεγάλες καταπονήσεις και υψηλό αριθμό στροφών π.χ. σε μειωτήρες γενικής χρήσης, μειωτήρες πλοίων, μειωτήρες εργαλειομηχανών και οχημάτων.

- **Κωνικοί οδοντωτοί τροχοί**

Οι κωνικοί οδοντωτοί τροχοί με ευθείς, κεκλιμένους ή τοξωτούς οδόντες (Σχήμα 2.6) χρησιμοποιούνται για την μετάδοση της κίνησης μεταξύ τεμνόμενων ή διασταυρούμενων αξόνων. Κανονικά οι άξονες τέμνονται σε ένα σημείο M υπό μία τυχαία γωνία Σ , που όμως τις περισσότερες φορές είναι 90° .



Σχήμα 2.6: Βασικές μορφές κωνικών οδοντωτών τροχών. ^(A)

Οι κωνικοί οδοντωτοί τροχοί με ευθείς οδόντες χρησιμοποιούνται μόνο σε χαμηλούς αριθμούς στροφών π.χ. σε μειωτήρες για χειροκίνητα ανυψωτικά μηχανήματα ή σε μειωτήρες γενικής χρήσης μικρής ισχύος. Ταχύτητες κανονικά μέχρι 6 m/sec, με λειασμένους οδόντες μέχρι 20 m/sec. Ενώ οι κωνικοί οδοντωτοί τροχοί με κεκλιμένους οδόντες, εργάζονται πιο ήρεμα και πιο αθόρυβα από τους κωνικούς τροχούς με ευθείς οδόντες, λόγω του μεγαλύτερου βαθμού επικάλυψης. Χρησιμοποιούνται π.χ. σε μειωτήρες γενικής χρήσης, για βαθμίδες εισόδου σε γωνιακούς μειωτήρες μεγάλων ταχυτήτων και σε μειωτήρες εργαλειομηχανών.

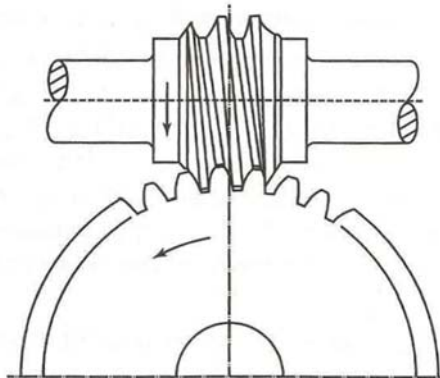
Ταχύτητες μέχρι 40 m/sec για οδόντες κοινούς από γριναζοκόπτη, μέχρι 50 m/sec για οδόντες λειασμένους.

Οι μειωτήρες με κωνικούς οδοντωτούς τροχούς απαιτούν μέγιστη επιμέλεια στη κατασκευή, συναρμολόγηση (ακριβής τοποθέτηση των τροχών) και έδραση, γιατί από τους παράγοντες αυτούς εξαρτάται σε μεγάλο βαθμό η ήρεμη λειτουργία και η διάρκεια ζωής.

- **Ατέρμονας οδοντωτός τροχός**

Το σύστημα ατέρμονα κοχλία – τροχού χρησιμοποιείται για την μετάδοση κίνησης σε διασταυρούμενους άξονες (Σχήμα 2.7) με γωνία συνήθως 90°.

Ο ατέρμονας κοχλίας είναι όμοιος με συνηθισμένο κοχλία κίνησης με μία ή περισσότερες αρχές, συνήθως δεξιόστροφο και κινητήριο. Ο συνεργαζόμενος τροχός (κορώνα) έχει σαν βασική μορφή τον οδοντωτό τροχό με κεκλιμένους οδόντες.



Σχήμα 2.7: Σύστημα ατέρμονα κοχλία-τροχού. [2]

Το σύστημα ατέρμονα κοχλία-τροχού παρουσιάζει σε σύγκριση με τους μετωπικούς και τους κωνικούς τροχούς, πιο αθόρυβη λειτουργία και είναι, για την ίδια ισχύ και σχέση μετάδοσης, πιο μικρό και πιο εύκολο στην κατασκευή. Σχέσεις μετάδοσης, συνήθως μόνο για μείωση στροφών, είναι δυνατές μέχρι $i_{max} \approx 100$, με μια μόνο βαθμίδα. Σε ειδικές περιπτώσεις η μείωση μπορεί να είναι ακόμη μεγαλύτερη. Από την άλλη πλευρά όμως η κίνηση ολίσθησης των κατατομών προκαλεί μεγαλύτερη φθορά και μικρότερο βαθμό απόδοσης. Οι μεγάλες αξονικές δυνάμεις που αναπτύσσονται ιδιαίτερα στον κοχλία, απαιτούν ισχυρή έδραση των αξόνων.

2.4 ΥΛΙΚΑ ΟΔΟΝΤΩΤΩΝ ΤΡΟΧΩΝ

Χονδρικά μπορούμε να εκλέξουμε το υλικό για την κατασκευή των οδοντωτών τροχών από τον Πίνακα 2.1. Αν όμως το επιβάλλει ο υπολογισμός των οδόντων σε θραύση και πίεση επιφάνειας, θα πρέπει να γίνει αλλαγή του υλικού.

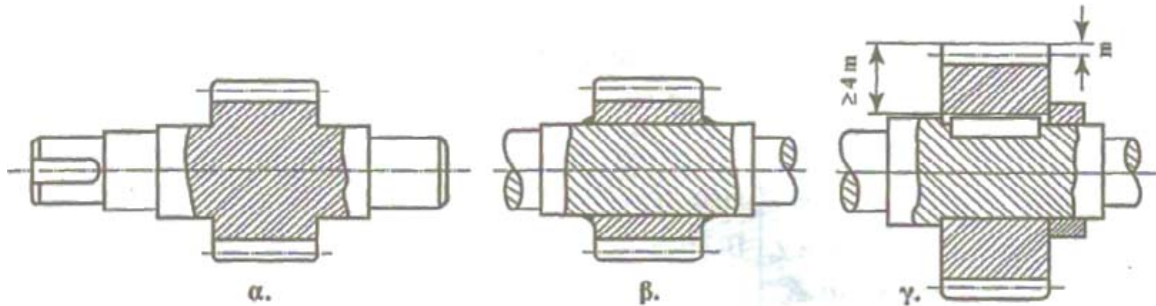
Για το πινιόν χρησιμοποιείται συνήθως πιο ανθεκτικό υλικό από το υλικό του συνεργαζόμενου μεγάλου τροχού, διότι λόγω μεγαλύτερου αριθμού στροφών (περισσότερες εμπλοκές) καταπονείται περισσότερο. Ίδιο υλικό για πινιόν και τροχό, σε μη σκληρημένους οδοντωτούς τροχούς, θα πρέπει όσο είναι δυνατόν να αποφεύγεται και λόγω αυξημένου κινδύνου σε “άρπαγμα”, ιδιαίτερα όταν ο υπολογισμός σε πίεση επιφάνειας είναι οριακός.

Η επιφανειακή βαφή σε χαλύβδινους οδόντες προσδίδει μια ιδιαίτερη μεγάλη αντοχή σε φθορά. Ο πυρήνας του οδόντα πρέπει να παραμείνει συνεκτικός για την καλύτερη παραλαβή κρούσεων. Οι οδοντωτοί τροχοί που λειαινούνται μετά την θερμική επεξεργασία εργάζονται ιδιαίτερα αθόρυβα και ομαλά.

Πίνακας 2.1: Εκλογή υλικών για την κατασκευή οδοντωτών τροχών. [2]

Χαρακτηριστικά	Υλικό	
	Πινιόν	Τροχός
Μικρές ισχύεις και μικρός αριθμός στροφών, π.χ. ανυψωτικά μηχανήματα	Χυτοσίδηρος St42,St50	Χυτοσίδηρος
Μέσες ισχύεις και μέσος αριθμός στροφών π.χ. μικρές εργαλειομηχανές	Χυτοσίδηρος, χυτοχάλυβας St50,St60	Χυτοσίδηρος, χυτοχάλυβας, σφαιροειδής χυτοσίδηρος
Μεγάλες ισχύεις και μεγάλος αριθμός στροφών π.χ. μεγάλες εργαλειομηχανές	St60,St70 Βελτιωμένοι χάλυβες	Χυτοσίδηρος, χυτοχάλυβας, σφαιροειδής χυτοσίδηρος, βελτιωμένοι χάλυβες
Τροχοί μεγάλων απαιτήσεων π.χ. πλοία αυτοκίνητα	St60,St70 Βαμμένος και βελτιωμένος, βελτιωμένοι χάλυβες, χάλυβες ενανθράκωσης	Χυτοχάλυβες, βελτιωμένοι χάλυβες, χάλυβες ενανθράκωσης

Όταν το πινιόν, σε σχέση με τον άξονα, έχει μικρή αρχική διάμετρο, τότε κατασκευάζεται ολόσωμο με τον άξονα (Σχήμα 2.8 (α)). Μπορεί επίσης να συγκολληθεί πάνω στον άξονα ένας δακτύλιος πριν από την κοπή της οδόντωσης (Σχήμα 2.8 (β)). Στην περίπτωση αυτή η κατεργασία στον τόρνο είναι μικρότερη, έτσι ώστε η κατασκευή πιθανόν να είναι φθηνότερη. Πινιόν με μεγαλύτερες διαστάσεις τοποθετούνται με σφήνα πάνω στον άξονα (Σχήμα 2.8 (γ)). Λόγω της συγκέντρωσης τάσεων στο σφηνόδρομο, η απόσταση από τον κύκλο κεφαλής μέχρι την βάση του σφηνοδρόμου θα πρέπει να είναι τουλάχιστον 4 m (όπου m = module).



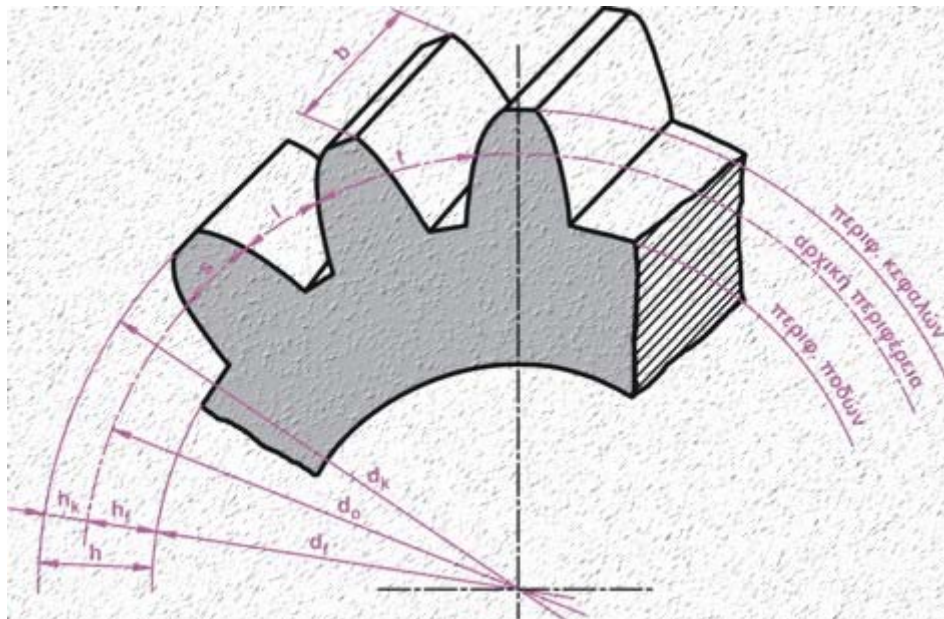
Σχήμα 2.8: α. πινιόν ολόσωμο με τον άξονα,
β. δακτύλιος συγκολλημένος πάνω στον άξονα,
γ. πινιόν με σφήνα πάνω στον άξονα. [2]

Μεγάλοι οδοντωτοί τροχοί διαμορφώνονται με πλήμνη, στεφάνη και αρκετούς βραχιόνες. Πολλές φορές φέρουν μία ξεχωριστή στεφάνη με τους οδόντες, τη στεφάνη επίστεψης. Στην περίπτωση αυτή τα υπόλοιπα μέρη των τροχών (πλήμνη, βραχιόνες κ.λπ.) κατασκευάζονται κατά κανόνα χυτά ή σε περίπτωση μικρού αριθμού τεμαχίων, συγκολλητά. Πολύ μεγάλοι οδοντωτοί τροχοί κατασκευάζονται διαιρούμενοι για λόγους συναρμολόγησης ή μεταφοράς. Ο αρμός διαίρεσης τοποθετείται στο μέσο δύο βραχιόνων και δύο κενών οδόντων. Τα δύο μισά του τροχού συνδέονται κατόπιν με κοχλίες κοντά στη στεφάνη και στην πλήμνη.

2.5 ΓΕΩΜΕΤΡΙΚΑ ΣΤΟΙΧΕΙΑ ΤΗΣ ΟΔΟΝΤΩΣΗΣ

Τα γεωμετρικά στοιχεία μιας οδόντωσης φαίνονται στο Σχήμα 2.9. Αυτά είναι τα εξής:

- i. Το βήμα των δοντιών P . Είναι η απόσταση μεταξύ δύο δοντιών που μετριέται πάνω στη λεγόμενη αρχική περιφέρεια. Αυτή είναι μια θεωρητική περιφέρεια που δεν φαίνεται και δεν μπορεί να μετρηθεί.
- ii. Η αρχική διάμετρος d_0 της αρχικής περιφέρειας.
- iii. Η διάμετρος κεφαλής d_k . Είναι η διάμετρος της περιφέρειας που περνάει από τις κορυφές των δοντιών.
- iv. Η διάμετρος ποδιού d_f . Είναι η διάμετρος της περιφέρειας που περνάει στο βάθος των αυλακιών.
- v. Το ύψος του δοντιού h_z .
- vi. Το ύψος κεφαλής h_k . Είναι το ύψος του τμήματος του δοντιού πάνω από την αρχική περιφέρεια.
- vii. Το ύψος ποδιού h_f . Είναι το ύψος του υπόλοιπου δοντιού, από την αρχική περιφέρεια και κάτω.
- viii. Το μήκος του δοντιού b .
- ix. Το πάχος του δοντιού S .



Σχήμα 2.9: Γεωμετρικά στοιχεία οδόντωσης. [3]

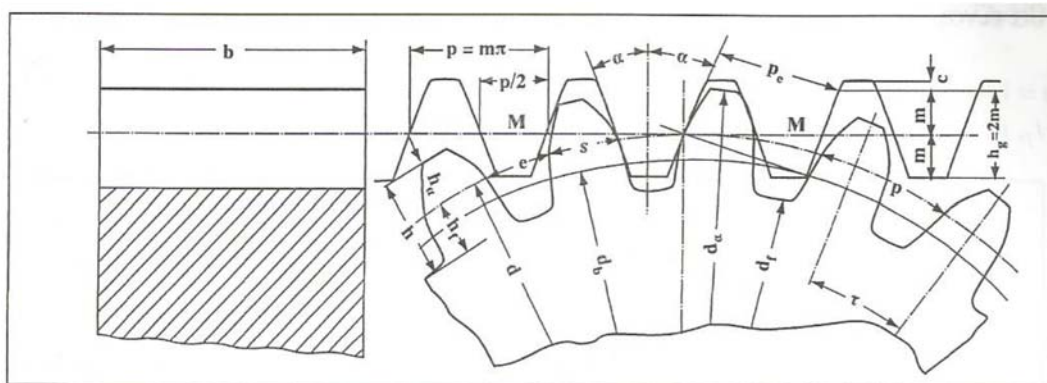
2.6 ΟΔΟΝΤΩΤΟΙ ΤΡΟΧΟΙ ΜΕ ΠΑΡΑΛΛΗΛΗ ΟΔΟΝΤΩΣΗ

Για τον ορισμό των χαρακτηριστικών μεγεθών των οδοντωτών τροχών μπορούμε να θεωρήσουμε ότι ένα ζεύγος οδοντωτών τροχών προέρχεται από δύο λείους κυλίνδρους που εφάπτονται και κυλίνουν συνεχώς, ο δε κινητήριος κύλινδρος μεταδίδει την κίνηση στον κινούμενο, με την τριβή, χωρίς ολίσθηση.

Οι εσοχές και εξοχές που υπάρχουν στην περιφέρεια των κυλίνδρων δημιουργούν τους οδόντες και η μεταξύ τους εμπλοκή μεταβιβάζει την κίνηση από τον ένα στον άλλο. Τα χαρακτηριστικά μεγέθη των οδοντωτών τροχών είναι τα εξής:

- **Αρχική διάμετρος**

Η διάμετρος αρχικού κύκλου ή κύκλου κύλισης d (Σχήμα 2.10) είναι η διάμετρος του κύκλου κατά τον οποίο εφάπτεται ο ένας κύλινδρος πάνω στον άλλο. Είναι ο κύκλος που χρησιμοποιείται για την κατασκευή του οδοντωτού τροχού δηλαδή ο κύκλος πάνω στον οποίο κυλίεται το κοπτικό εργαλείο.



Σχήμα: 2.10: Βασικά μεγέθη οδοντωτών τροχών με ευθείς οδόντες. [2]

- **Σχέση μετάδοσης**

Η σχέση μετάδοσης i ορίζεται ως ο λόγος του αριθμού των στροφών n_a του κινητηρίου τροχού προς τον αριθμό στροφών n_b του κινούμενου τροχού.

$$i = \frac{n_a}{n_b} \quad (2.1)$$

Για ένα μονοβάθμιο μειωτήρα (σχήμα 2.2) η σχέση μετάδοσης θα είναι:

$$i = \frac{n_1}{n_2} \quad (2.2)$$

- **Περιφερειακή ταχύτητα**

Η περιφερειακή ταχύτητα του οδοντωτού τροχού η οποία δίνεται από την σχέση:

$$u = \frac{d \cdot \pi \cdot n}{60} \quad (2.3)$$

Όπου:

d : διάμετρος του οδοντωτού τροχού, σε m

n : αριθμός στροφών του οδοντωτού τροχού, σε RPM

- **Βήμα οδόντωσης**

Το βήμα p ονομάζεται η απόσταση μεταξύ δύο οδόντων και μετράται σαν τόξο πάνω στον αρχικό κύκλο, η μονάδα του είναι το mm .

$$p = \frac{\pi \cdot d}{z} \quad (2.4)$$

- **Module**

Το module ή μέτρο m ονομάζεται ο λόγος του βήματος προς το " π " (ή το μήκος της αρχικής διαμέτρου που αντιστοιχεί σε ένα οδόντα). Η μονάδα του είναι το mm .

$$m = \frac{p}{\pi} = \frac{d}{z} \quad (2.5)$$

Για να περιορισθεί ο αριθμός των απαιτούμενων κοπτικών εργαλείων στην βιομηχανία, χρησιμοποιούνται τα τυποποιημένα modul που περιέχονται σε πίνακα.

- **Ύψος κεφαλής**

Το ύψος κεφαλής h_a ονομάζεται η ακτινική απόσταση μεταξύ αρχικού κύκλου και κύκλου κεφαλής. Λαμβάνεται ίσο με το module.

$$h_a = m \quad (2.6)$$

- **Ύψος πόδα**

Το ύψος πόδα h_f ονομάζεται η ακτινική απόσταση μεταξύ αρχικού κύκλου και κύκλου πόδα. Λαμβάνεται ίσο με 1,167m ή 1,25m ανάλογα με το κοπτικό εργαλείο.

$$h_f = h_a + c = m + c = 1,167 \cdot m \quad (2.7)$$

$$h_f = h_a + c = m + c = 1,25 \cdot m \quad (2.8)$$

Όπου c είναι η χάρη κεφαλής, δηλαδή η χάρη ανάμεσα στους κύκλους κεφαλής και πόδα. Η οποία ανάλογα με το κοπτικό εργαλείο λαμβάνεται 0,167m ή 0,25m.

- **Ύψος οδόντα**

Ύψος οδόντα h ονομάζεται το άθροισμα του ύψους κεφαλής και ύψος πόδα.

$$h = h_a + h_f \quad (2.9)$$

- **Διάμετρος κύκλου κεφαλής**

Διάμετρος κύκλου κεφαλής d_a ονομάζεται η διάμετρος του κύκλου που περιορίζει εξωτερικά τους οδόντες.

$$d_a = d + 2 \cdot h_a \quad (2.10)$$

- **Διάμετρος κύκλου πόδα**

Διάμετρος κύκλου πόδα d_f ονομάζεται η διάμετρος του κύκλου που περιορίζει εσωτερικά τους οδόντες

$$d_f = d - 2 \cdot h_f \quad (2.11)$$

- **Απόσταση αξόνων**

Απόσταση αξόνων a_d ονομάζεται το ημίαθροισμα των διαμέτρων των αρχικών κύκλων

$$a_d = \frac{d_1 + d_2}{2} = \frac{m \cdot (d_1 + d_2)}{2} \quad (2.12)$$

Για να υπάρχει σε δύο οδοντωτούς τροχούς συνεχής επαφή με κύλιση, χωρίς ολίσθηση, πρέπει οι περιφερειακές ταχύτητες στους αρχικούς κύκλους να είναι ίσες, δηλαδή να ισχύει:

$$u_1 = u_2 \quad (2.13)$$

$$\frac{d_1 \cdot \pi \cdot n_1}{60} = \frac{d_2 \cdot \pi \cdot n_2}{60}$$

όπου:

u_1, u_2 : η περιφερειακή ταχύτητα του κινητηρίου και του κινούμενου τροχού.

d_1, d_2 : η διάμετρος αρχικού κύκλου του κινητηρίου και του κινούμενου τροχού.

n_1, n_2 : ο αριθμός στροφών του κινητηρίου και του κινούμενου τροχού.

Με απλοποιήσεις προκύπτει ότι η σχέση μετάδοσης i ισούται και με τον λόγο της διαμέτρου του κινούμενου προς την διάμετρο του κινητήριου τροχού.

$$\frac{n_1}{n_2} = \frac{d_2}{d_1} = i \quad (2.14)$$

όπου:

z_1, z_2 : αριθμός οδόντων του μικρού και του μεγάλου τροχού.

Γνωρίζουμε όμως ότι ισχύει: $d_2 = m \cdot z_2$ και $d_1 = m \cdot z_1$, συνεπώς προκύπτει:

$$m = \frac{d_2}{z_2} = \frac{d_1}{z_1} \quad (2.15)$$

2.7 ΛΙΠΑΝΣΗ

Η λίπανση έχει σκοπό να ελαττώσει την τριβή και επομένως τη φθορά στις κατατομές των οδόντων και να απάγει τη δημιουργούμενη θερμότητα. Το λιπαντικό θα πρέπει επιπλέον να μην έχει βλαβερή επίδραση στους οδοντωτούς τροχούς, στα έδρανα και στους δακτυλίους στεγανότητας και να μην αλλοιώνεται εύκολα κατά την χρήση.

Τα λιπαντικά που χρησιμοποιούνται συνήθως είναι ορυκτά έλαια. Σε μικρές περιφερειακές ταχύτητες χρησιμοποιούνται λίπη.

Λόγω της απλότητας της, η λίπανση με «εμβάπτιση» είναι σήμερα ο πιο διαδεδομένος τρόπος λίπανσης. Οι οδοντωτοί τροχοί βυθίζονται στο λάδι (βάθος 1...6 modul) που έρχεται σε επαφή με τις κατατομές των οδόντων άμεσα ή έμμεσα με εκτίναξη σταγόνων.

Για περιφερειακές ταχύτητες άνω των 12 m/sec χρησιμοποιείται η λίπανση με εκτόξευση. Εδώ το λάδι εκτοξεύεται, με τη βοήθεια αντλίας, σε πλατειά δέσμη λίγο πριν ή ακριβώς στο σημείο επαφής των οδόντων. Ο Πίνακας 2.2 δίνει τους διάφορους τρόπους λίπανσης συναρτήσει της περιφερειακής ταχύτητας.

Πίνακας 2.2: Τρόποι λίπανσης συναρτήσει της περιφερειακής ταχύτητας. [2]

Περιφερειακή ταχύτητα u (m/sec)	Είδος λίπανσης
0 – 0,8	Με λίπος
0,8 - 4	Με λίπος ή εμβάπτισμό
4 - 12	Με εμβάπτισμό
12 - 60	Με εκτόξευση

Το λάδι θα πρέπει να αλλαχθεί για πρώτη φορά μετά από 200-300 ώρες λειτουργίας. Η ποσότητα του λιπαντικού πρέπει να είναι τόση ώστε να μην υπάρχει κίνδυνος υπερθέρμανσης. Σε διαρκή λειτουργία με το μέγιστο φορτίο η θερμοκρασία δεν πρέπει να υπερβαίνει τους 60°C (ανώτατο όριο 80°C), διότι υψηλότερες θερμοκρασίες μειώνουν τη διάρκεια ζωής του λιπαντικού και τις ιδιότητες λίπανσης.

ΚΕΦΑΛΑΙΟ 3^ο ΥΠΟΛΟΓΙΣΜΟΣ ΟΔΟΝΤΩΤΩΝ ΤΡΟΧΩΝ

3.1 ΠΕΡΙΓΡΑΦΗ ΔΙΑΤΑΞΗΣ ΤΟΥ ΚΙΒΩΤΙΟΥ ΤΑΧΥΤΗΤΩΝ (ΣΑΣΜΑΝ)

Στην παρούσα εργασία υπολογίζεται και σχεδιάζεται κιβώτιο τεσσάρων εμπρόσθιων ταχυτήτων και μιας όπισθεν μικρού αυτοκινήτου ισχύος 50 HP (Σχήμα 3.1). Το κιβώτιο ταχυτήτων επιτρέπει την αύξηση ή την μείωση του αριθμού των στροφών που παίρνουν οι τροχοί και αντίστοιχα να μειώνεται ή να αυξάνεται η ταχύτητα του αυτοκινήτου, με αντίστροφη μεταβολή της ροπής στρέψης, ώστε το όχημα να κινείται χωρίς προβλήματα στις διάφορες συνθήκες που αυτό θα συναντήσει. Επίσης, συνδέει και να αποσυνδέει μόνιμα τον κινητήρα από το υπόλοιπο σύστημα μετάδοσης και αντιστρέφει τη φορά κίνησης ώστε να μπορεί το αυτοκίνητο να κινηθεί προς τα πίσω.

Λαμβάνουμε ως δεδομένο ότι η μέγιστη ισχύς στον κινητήρα αναπτύσσεται στις 5250 RPM, ενώ η μέγιστη ροπή στον κινητήρα αναπτύσσεται στις 3000 RPM και είναι ίση με 84 Nm. Το κιβώτιο παρεμβάλλεται ανάμεσα στο στροφαλοφόρο άξονα και το διαφορικό και είναι ένα σύστημα το οποίο επιτρέπει την αλλαγή σχέσης της μετάδοσης του κινητήρα στους τροχούς. Είναι χειροκίνητο και έχει τέσσερις διαφορετικές σχέσεις πολλαπλασιασμού για την κίνηση προς τα εμπρός και μια για την κίνηση προς τα πίσω. Οι σχέσεις μετάδοσης είναι:

1^η ταχύτητα $i_1 = 3,542$

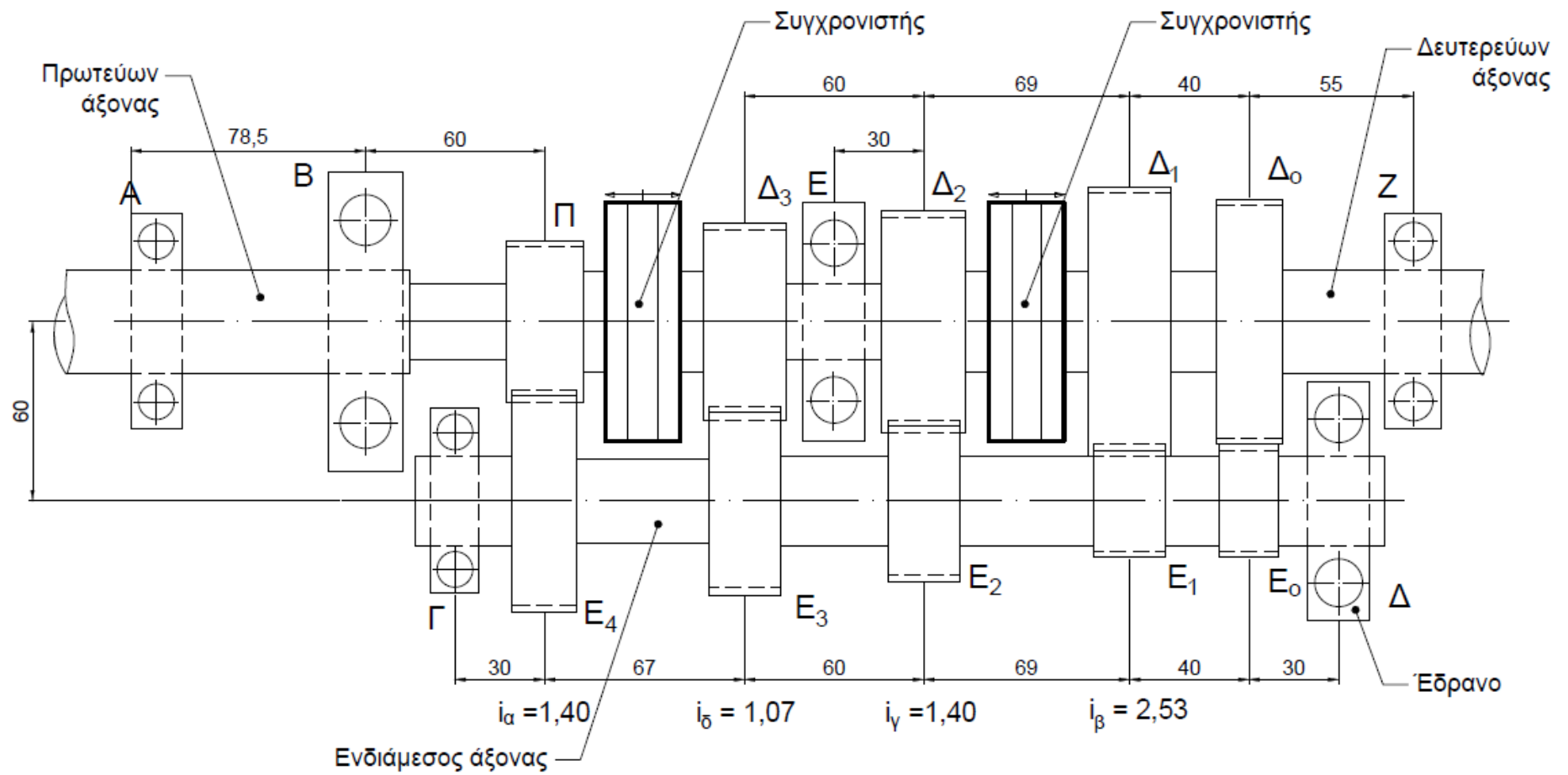
2^η ταχύτητα $i_2 = 1,96$

3^η ταχύτητα $i_3 = 1,498$

4^η ταχύτητα $i_4 = 1$

Όπισθεν $i_{\text{όπισθεν}} = 3,21$

Ο πρωτεύων άξονας φέρει τον τροχό Π, ο οποίος είναι ολόσωμος με τον άξονα. Οι τροχοί του ενδιάμεσου άξονα είναι ολόσωμοι με τον ενδιάμεσο άξονα. Για τον πρωτεύοντα και τον δευτερεύοντα άξονα χρησιμοποιείται βελτιωμένος χάλυβας 42 CrMo₄ ενώ για τον ενδιάμεσο χάλυβας 34 CrNiMo₆.



Σχήμα 3.1: Σχηματική παράσταση του κιβωτίου ταχυτήτων. Κλίμακα 1:2.

3.2 ΥΠΟΛΟΓΙΣΜΟΣ ΙΣΧΥΟΣ ΣΤΟΝ ΑΞΟΝΑ ΤΟΥ ΚΙΝΗΤΗΡΑ

Για να υπολογίσουμε την ισχύ στον κινητήρα λαμβάνουμε υπόψη μας την μέγιστη ροπή στρέψης που αναπτύσσεται στις 3000 RPM, η οποία είναι ίση με 84 Nm. Η ισχύς του κινητήρα σε kW προκύπτει λαμβάνοντας την σχέση:

$$N_{κιν} = \frac{M_{t,max} \cdot n_{κιν}}{9550} \quad (3.1)$$

Όπου: $M_{t,max} = 84 \text{ Nm}$
 $n_{κιν} = 3000 \text{ RPM}$

Με αντικατάσταση προκύπτει:

$$N_{κιν} = \frac{84 \text{ Nm} \cdot 3000 \text{ RPM}}{9550} \Leftrightarrow N_{κιν} = 26,39 \text{ kW}$$

3.3 ΙΣΧΥΣ ΑΞΟΝΩΝ ΚΑΙ ΟΔΟΝΤΩΤΩΝ ΤΡΟΧΩΝ

Οι απώλειες ισχύος στα στοιχεία του κιβωτίου ταχυτήτων προέρχονται από την ολίσθηση των κατατομών των οδόντων, από τριβές στα έδρανα, στους δακτύλιους στεγανότητας και από τη λίπανση. Συνεπώς,

- Για την έδραση με ένα έδρανο κύλισης ο συντελεστής απωλειών είναι:

$$\varepsilon_L = 0,5\%$$

- Για τους δακτύλιους στεγανότητας ενός άξονα περιλαμβανομένης και της λίπανσης ο συντελεστής απωλειών είναι:

$$\varepsilon_D = 2\%$$

- Για την θέση επαφής των οδόντων με δύο κατεργασμένους οδόντες ο συντελεστής απωλειών είναι:

$$\varepsilon_Z = 1\%$$

Η ισχύς κινητήρα όπως υπολογίστηκε παραπάνω είναι: $N_{κιν} = 26,39 \text{ kW}$

Η ισχύς του οδοντωτού τροχού Π προκύπτει από την ισχύ του άξονα του κινητήρα λαμβάνοντας υπόψη τις απώλειες λόγω των δακτυλίων στεγανότητας του άξονα και τις απώλειες έδρασης με έδρανα κύλισης, ήτοι:

$$N_{\Pi} = N_{κιν} - \varepsilon_D \cdot N_{κιν} - 2 \cdot \varepsilon_L \cdot N_{κιν} = (1 - \varepsilon_D - 2 \cdot \varepsilon_L) \cdot N_{κιν} \quad (3.2)$$

Αντικαθιστώντας στην παραπάνω σχέση έχουμε:

$$N_{\Pi} = (1 - 0,02 - 2 \cdot 0,005) \cdot N_{κιν} = 0,97 \cdot 26,39 \text{ kW}$$

$$N_{\Pi} = 25,6 \text{ kW}$$

Η ισχύς του οδοντωτού τροχού E_4 προκύπτει από την ισχύ του οδοντωτού τροχού Π λαμβάνοντας υπόψη τις απώλειες θέσης επαφής οδόντων με κατεργασμένους οδόντες, ήτοι:

$$N_{E_4} = N_{\Pi} - \varepsilon_z \cdot N_{\Pi} = (1 - \varepsilon_z) \cdot N_{\Pi} \quad (3.3)$$

Αντικαθιστώντας στην παραπάνω σχέση έχουμε:

$$N_{E_4} = (1 - 0,01) \cdot N_{\Pi} = 0,99 \cdot 25,6 \text{ kW}$$

$$N_{E_4} = 25,34 \text{ kW}$$

Η ισχύς του οδοντωτού τροχού E_1 προκύπτει από την ισχύ του οδοντωτού τροχού E_4 λαμβάνοντας υπόψη τις απώλειες έδρασης με έδρανα, ήτοι:

$$N_{E_1} = N_{E_4} - 2 \cdot \varepsilon_L \cdot N_{E_4} = (1 - 2 \cdot \varepsilon_L) \cdot N_{E_4} \quad (3.4)$$

Αντικαθιστώντας στην παραπάνω σχέση έχουμε:

$$N_{E_1} = (1 - 2 \cdot 0,005) \cdot N_{E_4} = 0,99 \cdot 25,34 \text{ kW}$$

$$N_{E_1} = 25,09 \text{ kW}$$

Η ισχύς των οδοντωτών τροχών E_2 , E_3 και E_o είναι ίδια, ήτοι:

$$N_{E_2} = N_{E_3} = N_{E_o} = N_{E_1} = 25,09 \text{ kW}$$

• 1^η ΤΑΧΥΤΗΤΑ

Στην πρώτη ταχύτητα ο οδοντωτός τροχός Δ_1 «κλειδώνει» επάνω στον δευτερεύοντα άξονα, με την βοήθεια του συγχρονιστή και έχουμε την συνεργασία των τροχών E_1 με Δ_1 . Η ισχύς του οδοντωτού τροχού Δ_1 προκύπτει από την ισχύ του οδοντωτού τροχού E_1 λαμβάνοντας υπόψη τις απώλειες θέσης επαφής οδόντων με κατεργασμένους οδόντες, ήτοι:

$$N_{\Delta_1} = N_{E_1} - \varepsilon_z \cdot N_{E_1} = (1 - \varepsilon_z) \cdot N_{E_1} \quad (3.5)$$

Αντικαθιστώντας στην παραπάνω σχέση έχουμε:

$$N_{\Delta_1} = (1 - 0,01) \cdot N_{E_1} = 0,99 \cdot 25,09 \text{ kW}$$

$$N_{\Delta_1} = 24,84 \text{ kW}$$

- **2^η ΤΑΧΥΤΗΤΑ**

Στην δεύτερη ταχύτητα ο οδοντωτός τροχός Δ_2 «κλειδώνει» επάνω στον δευτερεύοντα άξονα, με την βοήθεια του συγχρονιστή και έχουμε την συνεργασία των τροχών E_2 με Δ_2 . Με όμοιο τρόπο η ισχύς του οδοντωτού τροχού Δ_2 προκύπτει από την ισχύ του οδοντωτού τροχού E_2 λαμβάνοντας υπόψη τις απώλειες θέσης επαφής οδόντων με κατεργασμένους οδόντες, ήτοι:

$$N_{\Delta_2} = N_{E_2} - \varepsilon_z \cdot N_{E_2} = (1 - \varepsilon_z) \cdot N_{E_2} \quad (3.6)$$

$$N_{\Delta_2} = 24,84 \text{ kW}$$

- **3^η ΤΑΧΥΤΗΤΑ**

Στην τρίτη ταχύτητα ο οδοντωτός τροχός Δ_3 «κλειδώνει» επάνω στον δευτερεύοντα άξονα, με την βοήθεια του συγχρονιστή και έχουμε την συνεργασία των τροχών E_3 με Δ_3 . Με όμοιο τρόπο η ισχύς του οδοντωτού τροχού Δ_3 προκύπτει από την ισχύ του οδοντωτού τροχού E_3 λαμβάνοντας υπόψη τις απώλειες θέσης επαφής οδόντων με κατεργασμένους οδόντες, ήτοι:

$$N_{\Delta_3} = N_{E_3} - \varepsilon_z \cdot N_{E_3} = (1 - \varepsilon_z) \cdot N_{E_3} \quad (3.7)$$

$$N_{\Delta_3} = 24,84 \text{ kW}$$

- **4^η ΤΑΧΥΤΗΤΑ**

Στην 4^η ταχύτητα έχουμε άμεση εμπλοκή του πρωτεύοντα άξονα με τον δευτερεύοντα. Συνεπώς ο δευτερεύων άξονας έχει τον ίδιο αριθμό στροφών με τον πρωτεύοντα. Δηλαδή ισχύει:

$$n_\pi = n_\delta = 3000 \text{ RPM}$$

Η ισχύς που παραλαμβάνει ο δευτερεύων άξονας προκύπτει από την ισχύ του οδοντωτού τροχού Π λαμβάνοντας υπόψη τις απώλειες έδρασης με έδρανα, ήτοι:

$$N_{\delta.\alpha\xi.} = N_\Pi - 2 \cdot \varepsilon_L \cdot N_\Pi = (1 - 2 \cdot \varepsilon_L) \cdot N_\Pi = (1 - 2 \cdot 0,005) \cdot N_\Pi = 0,99 \cdot 25,6 \text{ kW}$$

$$N_{\delta.\alpha\xi.} = 25,344 \text{ kW}$$

- **ΟΠΙΣΘΕΝ**

Στην όπισθεν ο τροχός αντιστροφής κίνησης R_o ολισθαίνει και εμπλέκεται με τους τροχούς E_o και Δ_o . Εδώ έχουμε την συνεργασία των τροχών E_o με R_o και R_o με Δ_o .

Η ισχύς του οδοντωτού τροχού R_o προκύπτει από την ισχύ του οδοντωτού τροχού E_o λαμβάνοντας υπόψη τις απώλειες θέσης επαφής οδόντων με κατεργασμένους οδόντες, ήτοι:

$$N_{R_o} = N_{E_o} - \varepsilon_z \cdot N_{E_o} = (1 - \varepsilon_z) \cdot N_{E_o} \quad (3.8)$$

Αντικαθιστώντας στην παραπάνω σχέση έχουμε:

$$N_{R_o} = (1 - 0,01) \cdot N_{E_o} = 0,99 \cdot 25,09 \text{ kW}$$

$$N_{R_o} = 24,84 \text{ kW}$$

Η ισχύς του οδοντωτού τροχού Δ_o προκύπτει από την ισχύ του οδοντωτού τροχού R_o λαμβάνοντας υπόψη τις απώλειες θέσης επαφής οδόντων με κατεργασμένους οδόντες και τις απώλειες έδρασης με έδρανα κύλισης για κάθε έδρανο του άξονα του τροχού R_o , ήτοι:

$$N_{\Delta_o} = N_{R_o} - \varepsilon_z \cdot N_{R_o} - 2 \cdot \varepsilon_L \cdot N_{R_o} = (1 - \varepsilon_z - 2 \cdot \varepsilon_L) \cdot N_{R_o} \quad (3.9)$$

Αντικαθιστώντας στην παραπάνω σχέση έχουμε:

$$N_{\Delta_o} = (1 - 0,01 - 0,01) \cdot N_{R_o} = 0,98 \cdot 24,84 \text{ kW}$$

$$N_{\Delta_o} = 24,34 \text{ kW}$$

3.4 ΣΧΕΣΕΙΣ ΜΕΤΑΔΟΣΗΣ ΚΑΙ ΣΤΡΟΦΕΣ ΟΔΟΝΤΩΤΩΝ ΤΡΟΧΩΝ

- **Αριθμός στροφών του οδοντωτού τροχού Π**

Ο άξονας του οδοντωτού τροχού Π είναι συνδεδεμένος απ' ευθείας με τον άξονα του κινητήρα. Συνεπώς οι στροφές του οδοντωτού τροχού Π θα είναι ίδιες με τις στροφές του κινητήρα, δηλαδή ισχύει:

$$n_{\Pi} = n_{κιν.} = 3000 \text{ RPM}$$

Όπου $n_{κιν.} = 3000 \text{ RPM}$ είναι οι στροφές στις οποίες ο κινητήρας παρουσιάζει μέγιστη ροπή.

- **Σχέση μετάδοσης τροχών Π και E_4**

Ο οδοντωτός τροχός Π του πρωτεύοντα άξονα συνεργάζεται με τον οδοντωτό τροχό του ενδιάμεσου άξονα E_4 και θεωρούμε σχέση μετάδοσης:

$$i_{\alpha} = 1,4$$

- **Αριθμός στροφών του οδοντωτού τροχού E₄**

Ο αριθμός στροφών του τροχού E₄ υπολογίζεται σύμφωνα με την σχέση μετάδοσης ως εξής:

$$i_{\alpha} = \frac{n_{\Pi}}{n_{E_4}} \Rightarrow n_{E_4} = \frac{n_{\Pi}}{i_{\alpha}} \quad (3.10)$$

Με αντικατάσταση προκύπτει:

$$n_{E_4} = \frac{3000 \text{ RPM}}{1,4} \Rightarrow n_{E_4} = 2143 \text{ RPM}$$

- **Αριθμός στροφών των οδοντωτών τροχών E₁, E₂ και E₃**

Οι οδοντωτοί τροχοί E₁, E₂, E₃ και E₀ βρίσκονται ολόσωμοι πάνω στον ενδιάμεσο άξονα, συνεπώς οι στροφές των οδοντωτών τροχών E₁, E₂, E₃ και E₀ θα είναι ίδιες με τις στροφές ενδιάμεσου άξονα. Ο ενδιάμεσος άξονας φέρει όμως ολόσωμο με αυτόν και τον τροχό E₄ ο οποίος έχει ταχύτητα περιστροφής 2143 RPM δηλαδή ισχύει:

$$n_{E_1} = n_{E_2} = n_{E_3} = n_{E_0} = n_{E_4} = 2143 \text{ RPM}$$

ΠΡΩΤΗ ΤΑΧΥΤΗΤΑ (ΤΡΟΧΟΙ E₁, Δ₁)

- **Σχέση μετάδοσης τροχών E₁ και Δ₁**

Ο οδοντωτός τροχός του ενδιάμεσου άξονα E₁ συνεργάζεται με τον οδοντωτό τροχό του δευτερεύοντα άξονα Δ₁ και θεωρούμε σχέση μετάδοσης:

$$i_{\beta} = 2,53$$

- **Αριθμός στροφών του οδοντωτού τροχού Δ₁**

Ο αριθμός στροφών του τροχού Δ₁ υπολογίζεται σύμφωνα με την σχέση μετάδοσης ως εξής:

$$i_{\beta} = \frac{n_{E_1}}{n_{\Delta_1}} \Rightarrow n_{\Delta_1} = \frac{n_{E_1}}{i_{\beta}} \quad (3.11)$$

Με αντικατάσταση προκύπτει:

$$n_{\Delta_1} = \frac{2143 \text{ RPM}}{2,53} \Rightarrow n_{\Delta_1} = 847 \text{ RPM}$$

ΔΕΥΤΕΡΗ ΤΑΧΥΤΗΤΑ (ΤΡΟΧΟΙ E₂, Δ₂)

- **Σχέση μετάδοσης τροχών E₂ και Δ₂**

Ο οδοντωτός τροχός του ενδιάμεσου άξονα E₂ συνεργάζεται με τον οδοντωτό τροχό του δευτερεύοντα άξονα Δ₂ και θεωρούμε σχέση μετάδοσης:

$$i_{\gamma} = 1,4$$

- **Αριθμός στροφών του οδοντωτού τροχού Δ₂**

Ο αριθμός στροφών του τροχού Δ₂ υπολογίζεται σύμφωνα με την σχέση μετάδοσης ως εξής:

$$i_{\gamma} = \frac{n_{E_2}}{n_{\Delta_2}} \Rightarrow n_{\Delta_2} = \frac{n_{E_2}}{i_{\gamma}} \quad (3.12)$$

Με αντικατάσταση προκύπτει:

$$n_{\Delta_2} = \frac{2143 \text{ RPM}}{1,4} \Rightarrow n_{\Delta_2} = 1530 \text{ RPM}$$

ΤΡΙΤΗ ΤΑΧΥΤΗΤΑ (ΤΡΟΧΟΙ E₃, Δ₃)

- **Σχέση μετάδοσης τροχών E₃ και Δ₃ (3^η ταχύτητα)**

Ο οδοντωτός τροχός του ενδιάμεσου άξονα E₃ συνεργάζεται με τον οδοντωτό τροχό του δευτερεύοντα άξονα Δ₃ και θεωρούμε σχέση μετάδοσης:

$$i_{\delta} = 1,07$$

- **Αριθμός στροφών του οδοντωτού τροχού Δ₃**

Ο αριθμός στροφών του τροχού Δ₃ υπολογίζεται σύμφωνα με την σχέση μετάδοσης ως εξής:

$$i_{\delta} = \frac{n_{E_3}}{n_{\Delta_3}} \Rightarrow n_{\Delta_3} = \frac{n_{E_3}}{i_{\delta}} \quad (3.13)$$

Με αντικατάσταση προκύπτει:

$$n_{\Delta_3} = \frac{2143 \text{ RPM}}{1,07} \Rightarrow n_{\Delta_3} = 2003 \text{ RPM}$$

ΤΕΤΑΡΤΗ ΤΑΧΥΤΗΤΑ (ΤΡΟΧΟΣ Π, ΔΕΥΤΕΡΕΥΟΝΤΑΣ ΑΞΟΝΑΣ)

Ο αριθμός στροφών του δευτερεύοντα άξονα είναι ίδιος με τον αριθμό στροφών του τροχού Π που βρίσκεται πάνω στον πρωτεύοντα άξονα. Δηλαδή ισχύει:

$$n_{\delta, \text{ άξ.}} = n_{\Pi} = 3000 \text{ RPM}$$

ΟΠΙΣΘΕΝ (ΤΡΟΧΟΙ E_ο,R_ο ΚΑΙ R_ο,Δ_ο)

- **Σχέση μετάδοσης τροχών E_ο και R_ο**

Ο οδοντωτός τροχός του ενδιάμεσου άξονα E_ο συνεργάζεται με τον οδοντωτό τροχό του άξονα της όπισθεν R_ο και θεωρούμε σχέση μετάδοσης:

$$i_{o_1} = 1,706$$

- **Αριθμός στροφών του οδοντωτού τροχού R_ο**

Ο αριθμός στροφών του τροχού R_ο υπολογίζεται σύμφωνα με την σχέση μετάδοσης ως εξής:

$$i_{o_1} = \frac{n_{E_o}}{n_{R_o}} \Rightarrow n_{R_o} = \frac{n_{E_o}}{i_{o_1}} \quad (3.14)$$

Με αντικατάσταση προκύπτει:

$$n_{R_o} = \frac{2143 \text{ RPM}}{1,706} \Rightarrow n_{R_o} = 1256 \text{ RPM}$$

- **Σχέση μετάδοσης τροχών R_ο και Δ_ο**

Ο οδοντωτός τροχός του άξονα της όπισθεν R_ο συνεργάζεται με τον οδοντωτό τροχό του δευτερεύοντα άξονα Δ_ο και θεωρούμε σχέση μετάδοσης:

$$i_{o_2} = 1,344$$

- **Αριθμός στροφών του οδοντωτού τροχού Δ_ο**

Ο αριθμός στροφών του τροχού Δ_ο υπολογίζεται σύμφωνα με την σχέση μετάδοσης ως εξής:

$$i_{o_2} = \frac{n_{R_o}}{n_{\Delta_o}} \Rightarrow n_{\Delta_o} = \frac{n_{R_o}}{i_{o_2}} \quad (3.15)$$

Με αντικατάσταση προκύπτει:

$$n_{\Delta_o} = \frac{1256 \text{ RPM}}{1,344} \Rightarrow n_{\Delta_o} = 934 \text{ RPM}$$

Στον Πίνακα 3.1 φαίνονται οι σχέσεις μετάδοσης όλων των οδοντωτών τροχών του κιβωτίου ταχυτήτων καθώς και οι στροφές με τις οποίες περιστρέφεται ο δευτερεύων άξονας σε κάθε αλλαγή ταχύτητας.

Πίνακας 3.1: Σχέσεις μετάδοσης και στροφές των οδοντωτών τροχών και του δευτερεύοντα άξονα.

	Σύμπλεξη τροχών	Σχέση μετάδοσης	Στροφές pinion (RPM)	Στροφές τροχού (RPM)	Στροφές δευτερεύοντα άξονα (RPM)
	Π με E ₄	$i_a = 1,4$	$n_{\Pi} = 3000$	$n_{E_4} = 2143$	
1 ^η ταχύτητα $i_1 = 3,542$	E ₁ με Δ ₁	$i_{\beta} = 2,53$	$n_{E_1} = 2143$	$n_{\Delta_1} = 847$	847
2 ^η ταχύτητα $i_2 = 1,96$	E ₂ με Δ ₂	$i_{\gamma} = 1,4$	$n_{E_2} = 2143$	$n_{\Delta_2} = 1530$	1530
3 ^η ταχύτητα $i_3 = 1,498$	E ₃ με Δ ₃	$i_{\delta} = 1,07$	$n_{E_3} = 2143$	$n_{\Delta_3} = 2003$	2003
4 ^η ταχύτητα $i_4 = 1$	Π με δευτερεύοντα άξονα	–	$n_{\Pi} = 3000$	–	3000
όπισθεν $i_{οπ.} = 3,21$	E _o με R _o	$i_{o1} = 1,706$	$n_{E_o} = 2143$	$n_{R_o} = 1256$	–
	R _o με Δ _o	$i_{o2} = 1,344$	$n_{R_o} = 1256$	$n_{\Delta_o} = 934$	934

3.5 ΥΠΟΛΟΓΙΣΜΟΣ ΟΔΟΝΤΩΤΟΥ ΤΡΟΧΟΥ Π (ΠΡΩΤΕΥΩΝ ΑΞΟΝΑΣ)

- **Ροπή στρέψης οδοντωτού τροχού Π**

Η ροπή στρέψης του οδοντωτού τροχού Π του πρωτεύοντος άξονα δίνεται από την εξίσωση:

$$M_{t\Pi} = 9550 \cdot \frac{N_{\Pi}}{n_{\Pi}} \quad (3.16)$$

Όπου: $N_{\Pi} = 25,6 \text{ kW}$
 $n_{\Pi} = 3000 \text{ RPM}$

Με αντικατάσταση έχουμε:

$$M_{t\Pi} = 9550 \cdot \frac{(25,6)\text{kW}}{3000 \text{ RPM}}$$

$$M_{t\Pi} = 81,5 \text{ Nm}$$

- **Προσεγγιστικός υπολογισμός διαμέτρου άξονα πινιόν (πρωτεύων άξονας)**

Ο πρωτεύων άξονας καταπονείται σε στρέψη και κάμψη. Επειδή ο υπολογισμός σε κάμψη απαιτεί περισσότερη ανάλυση (δυνάμειων και ροπών), η

διάμετρος του πρωτεύοντα άξονα πάνω στον οποίο θα τοποθετηθεί ο οδοντωτός τροχός Π μπορεί να προσδιοριστεί προσεγγιστικά μόνο σε στρέψη από τη σχέση:

$$d_{sh,\Pi} \approx 1,72 \cdot \sqrt[3]{\frac{M_{t\Pi}}{\tau_{\varepsilon\Pi}}} \quad (3.17)$$

Όπου: $M_{t\Pi} = 81,5 \text{ Nm}$
 $\tau_{\varepsilon\Pi} = 50 \text{ N/mm}^2$ για 42CrMo4

Με αντικατάσταση έχουμε:

$$d_{sh,\Pi} \approx 1,72 \cdot \sqrt[3]{\frac{81500 \text{ Nmm}}{50 \text{ N/mm}^2}}$$

$$d_{sh,\Pi} = 20,24 \text{ mm}$$

Έστω ότι η διάμετρος του πρωτεύοντος άξονα είναι: $d_{sh} = 25 \text{ mm}$

- **Διάμετρος οδοντωτού τροχού Π**

Εκλέγουμε διάμετρο του άξονα του οδοντωτού τροχού Π ίση με την διάμετρο του πρωτεύοντα άξονα, δηλαδή $d_{sh} = 25 \text{ mm}$. Η διάμετρος d_{Π} για πινιόν τοποθετημένο με σφήνα πάνω στον άξονα υπολογίζεται ως εξής:

$$d_{0\Pi} \approx 1,25 \cdot d_{sh} \quad (3.18)$$

$$d_{0\Pi} = 1,25 \cdot 25 \text{ mm} = 31,25 \text{ mm}$$

- **Περιφερειακή ταχύτητα**

Η περιφερειακή ταχύτητα του άξονα του οδοντωτού τροχού Π δίνεται από την σχέση:

$$v_{\pi} = \frac{d_{0\Pi} \cdot \pi \cdot n_{\Pi}}{60} \quad (3.19)$$

Όπου: v_{Π} : περιφερειακή ταχύτητα οδοντωτού τροχού Π, σε (m/s)

$d_{0\Pi} = 31,25 \text{ mm}$: διάμετρος οδοντωτού τροχού Π

$n_{\Pi} = 3000 \text{ RPM}$: αριθμός στροφών οδοντωτού τροχού Π

Με αντικατάσταση προκύπτει:

$$v_{\Pi} = \frac{31,25 \times 10^{-3} \text{ m} \cdot 3,14 \cdot 3000 \text{ RPM}}{60} \Rightarrow v_{\Pi} = 4,9 \text{ m/s}$$

- **Αριθμός δοντιών οδοντωτού τροχού Π**

Ο αριθμός δοντιών του κινητήριου τροχού Π μπορεί να εκλεγεί συναρτήσει της περιφερειακής ταχύτητας v ως εξής:

Για $v_{\Pi} = 4,9 \text{ m/s}$ εκλέγουμε $z_{\Pi} = 23$ δόντια

Αξίζει να σημειωθεί ότι ο αριθμός δοντιών πρέπει να εκλέγεται έτσι ώστε ο αριθμός οδόντων του μεγάλου τροχού να είναι ακέραιος αριθμός και η δεδομένη σχέση μετάδοσης να επιτυγχάνεται κατά το δυνατόν με ακρίβεια (επιτρεπόμενη απόκλιση $\pm 3\%$). Επιπλέον οι αριθμοί οδόντων για τους συνεργαζόμενους τροχούς πρέπει να εκλέγονται έτσι ώστε να μην έχουν κοινό διαιρέτη.

- **Διάμετρος οδοντωτού τροχού Π**

Υπολογίζουμε την διάμετρο του οδοντωτού τροχού Π για πινιόν ολόσωμο πάνω στον άξονα σύμφωνα με την σχέση:

$$d_{0\Pi} = \frac{1,1 \cdot d_{sh,\Pi} \cdot z_{\Pi}}{z_{\Pi} - 2,5} \quad (3.20)$$

Όπου:

d_{Π} : διάμετρος οδοντωτού τροχού Π, σε (mm):

$d_{sh,\Pi} = 25 \text{ mm}$: διάμετρος άξονα του οδοντωτού τροχού Π

$z_{\Pi} = 23$: ο αριθμός οδόντων οδοντωτού τροχού Π

$$d_{0\Pi} = \frac{1,1 \cdot 25 \text{ mm} \cdot 23}{23 - 2,5} \Rightarrow d_{0\Pi} = 30,85 \text{ mm}$$

- **Module**

Το module δίνεται από την σχέση:

$$m_{\Pi} = \frac{d_{0\Pi}}{z_{\Pi}} \quad (3.21)$$

$$m_{\Pi} = \frac{30,85 \text{ mm}}{23} = 1,34 \text{ mm}$$

Από τον Πίνακα 3.2 επιλέγεται τυποποιημένο module κατά DIN 780 της σειράς 1, ήτοι:

$$m_{\Pi} = 1,5 \text{ mm}$$

Πίνακας 3.2: Τιμές module σε mm κατά DIN 780.

Σειρά 1	0.05	0.06	0.08	0.10	0.12	0.16	0.20	0.25	0.3	0.4	0.5	0.6	0.7	0.8	0.9	1	1.25
	1.5	2	2.5	3	4	5	6	8	10	12	16	20	25	32	40	50	60
Σειρά 2	0.055	0.07	0.09	0.11	0.14	0.18	0.22	0.28	0.35	0.45	0.55	0.65	0.75	0.85	0.95	1.125	1.375
	1.75	2.25	2.75	3.5	4.5	5.5	7	9	11	14	18	22	28	36	45	55	70

- **Υπολογισμός της νέας διαμέτρου $d_{0Π}$**

Με το τυποποιημένο εξωτερικό module μπορούμε να προσδιορίσουμε με ακρίβεια τη αρχική περιφέρεια του οδοντωτού του τροχού πινιόν Π ως εξής:

$$d_{0Π} = m_{\pi} \cdot z_{Π} \quad (3.22)$$

$$d_{0Π} = 1,5 \text{ mm} \cdot 23$$

$$d_{0Π} = 34,5 \text{ mm}$$

Στην παράγραφο 3.6.5 παρουσιάζεται νέος υπολογισμός του οδοντωτού τροχού Π με δεδομένη την απόσταση του άξονα του τροχού αυτού από τον άξονα του τροχού E_4 . Θα εκλεγεί η μεγαλύτερη διάμετρος που θα προκύψει σύμφωνα με τους υπολογισμούς.

3.6 ΥΠΟΛΟΓΙΣΜΟΣ ΟΔΟΝΤΩΤΩΝ ΤΡΟΧΩΝ

3.6.1 ΠΡΩΤΗ ΤΑΧΥΤΗΤΑ (ΤΡΟΧΟΙ E_1 , Δ_1)

- **Αριθμός στροφών του οδοντωτού τροχού E_1**

Όπως αναφέρεται στην παράγραφο 3.4 ο αριθμός στροφών του οδοντωτού τροχού E_1 είναι:

$$n_{E_1} = 2143 \text{ RPM}$$

- **Ροπή στρέψης οδοντωτού τροχού E_1**

Η ροπή στρέψης του οδοντωτού τροχού E_1 του ενδιάμεσου άξονα θα ληφθεί από την παρακάτω εξίσωση:

$$M_{tE_1} = 9550 \cdot \frac{N_{E_1}}{n_{E_1}} \quad (3.23)$$

Όπου: $N_{E_1} = N_{E_4} = 25,34 \text{ kW}$, λαμβάνεται ίση με την ροπή στρέψης στον άξονα του τροχού E_4 , διότι έχει μεγαλύτερη τιμή.
 $n_{E_1} = 2143 \text{ RPM}$

Με αντικατάσταση των τιμών έχουμε:

$$M_{tE_1} = 9550 \cdot \frac{25,34 \text{ kW}}{2143 \text{ RPM}}$$

$$M_{tE_1} = 113 \text{ Nm}$$

- **Προσεγγιστικός υπολογισμός διαμέτρου άξονα τροχού E_1 (ενδιάμεσος άξονας)**

Ο ενδιάμεσος άξονας καταπονείται σε στρέψη και κάμψη. Η διάμετρος του ενδιάμεσου άξονα πάνω στον οποίο θα τοποθετηθεί ο οδοντωτός τροχός E_1 μπορεί να προσδιοριστεί προσεγγιστικά με βάση την καταπόνηση σε στρέψη από τη σχέση:

$$d_{sh,E_1} \approx 1,72 \cdot \sqrt[3]{\frac{M_{tE_1}}{\tau_{\varepsilon\pi}}} \quad (3.24)$$

Όπου: $M_{tE_1} = 113000 \text{ Nmm}$
 $\tau_{\varepsilon\pi} = 55 \text{ N/mm}^2$ για 34CrNiMo6

Με αντικατάσταση έχουμε:

$$d_{sh,E_1} \approx 1,72 \cdot \sqrt[3]{\frac{113000 \text{ Nmm}}{55 \text{ N/mm}^2}}$$

$$d_{sh,E_1} = 21,9 \text{ mm}$$

Κατόπιν αυτού επιλέγεται διάμετρος του ενδιάμεσου άξονα στην θέση που βρίσκεται ο τροχός E_1 ίση με: $d_{sh,E_1} = 25 \text{ mm}$

- **Αρχική εκτίμηση διαμέτρου οδοντωτού τροχού E_1**

Εκλέγουμε διάμετρο του άξονα του οδοντωτού τροχού E_1 ίση με την διάμετρο του ενδιάμεσου άξονα, δηλαδή $d_{sh,E_1} = 25 \text{ mm}$. Η διάμετρος d_{E_1} για πινιόν τοποθετημένο με σφήνα πάνω στον άξονα υπολογίζεται ως εξής:

$$d_{0E_1} \approx 1,25 \cdot d_{sh,E_1} \quad (3.25)$$

$$d_{0E_1} = 1,25 \cdot 25 \text{ mm} = 31,25 \text{ mm}$$

- **Περιφερειακή ταχύτητα**

Η περιφερειακή ταχύτητα του άξονα του οδοντωτού τροχού E_1 δίνεται από την σχέση:

$$v_{E_1} = \frac{d_{0E_1} \cdot \pi \cdot n_{E_1}}{60} \quad (3.26)$$

Όπου: v_{E_1} : περιφερειακή ταχύτητα οδοντωτού τροχού E_1 , σε (m/s)

$d_{0E_1} = 31,25 \text{ mm}$: διάμετρος οδοντωτού τροχού E_1

$n_{E_1} = 2143 \text{ RPM}$: αριθμός στροφών οδοντωτού τροχού E_1

Με αντικατάσταση προκύπτει:

$$v_{E_1} = \frac{31,25 \times 10^{-3} \text{ m} \cdot 3,14 \cdot 2143 \text{ RPM}}{60}$$

$$v_{E_1} = 3,5 \text{ m/s}$$

- **Αριθμός δοντιών οδοντωτού τροχού E_1**

Ο αριθμός δοντιών του κινητήριου τροχού E_1 μπορεί να εκλεγεί συναρτήσει της περιφερειακής ταχύτητας v ως εξής:

Για $v_{E_1} = 3,5 \text{ m/s}$ εκλέγουμε $z_{E_1} = 17$ δόντια

- **Νέα εκτίμηση διαμέτρου οδοντωτού τροχού E_1**

Υπολογίζουμε την διάμετρο του οδοντωτού τροχού E_1 για πινιόν τοποθετημένο με σφήνα πάνω στον άξονα σύμφωνα με την σχέση:

$$d_{0E_1} = \frac{1,1 \cdot d_{sh,E_1} \cdot z_{E_1}}{z_{E_1} - 2,5} \quad (3.27)$$

Όπου:

d_{0E_1} : αρχική διάμετρος οδοντωτού τροχού E_1 , σε (mm)

$d_{sh,E_1} = 25 \text{ mm}$: διάμετρος άξονα του οδοντωτού τροχού E_1

$z_{E_1} = 17$: ο αριθμός οδόντων οδοντωτού τροχού E_1

$$d_{0E_1} = \frac{1,1 \cdot 25 \text{ mm} \cdot 17}{17 - 2,5}$$

$$d_{0E_1} = 32,24 \text{ mm}$$

- **Module**

Το module δίνεται από την σχέση:

$$m_{\beta} = \frac{d_{0E_1}}{z_{E_1}} \quad (3.28)$$

$$m_{\beta} = \frac{32,24 \text{ mm}}{17}$$

$$m_{\beta} = 1,896 \text{ mm}$$

Εκλέγεται από τον Πίνακα 3.2 το αμέσως μεγαλύτερο τυποποιημένο module κατά DIN 780 της σειράς 1 $m_{\beta} = 2$.

- **Υπολογισμός της νέας διαμέτρου d_{0E_1}**

Με το τυποποιημένο εξωτερικό module μπορούμε να προσδιορίσουμε με ακρίβεια τη αρχική περιφέρεια του οδοντωτού του τροχού πινιόν E_1 ως εξής:

$$d_{0E_1} = m_{\beta} \cdot z_{E_1} \quad (3.29)$$

$$d_{0E_1} = 2 \text{ mm} \cdot 17$$

$$d_{0E_1} = 34 \text{ mm}$$

- **Περιφερειακή ταχύτητα**

Η περιφερειακή ταχύτητα του άξονα του οδοντωτού τροχού E_1 δίνεται από την σχέση:

$$v_{E_1} = \frac{d_{0E_1} \cdot \pi \cdot n_{E_1}}{60} \quad (3.30)$$

Όπου: v_{E_1} : περιφερειακή ταχύτητα οδοντωτού τροχού E_1 , σε (m/s)

$d_{0E_1} = 34 \text{ mm}$: διάμετρος οδοντωτού τροχού E_1

$n_{E_1} = 2143 \text{ RPM}$: αριθμός στροφών οδοντωτού τροχού E_1

Με αντικατάσταση προκύπτει:

$$v_{E_1} = \frac{34 \times 10^{-3} \text{ m} \cdot 3,14 \cdot 2143 \text{ RPM}}{60}$$

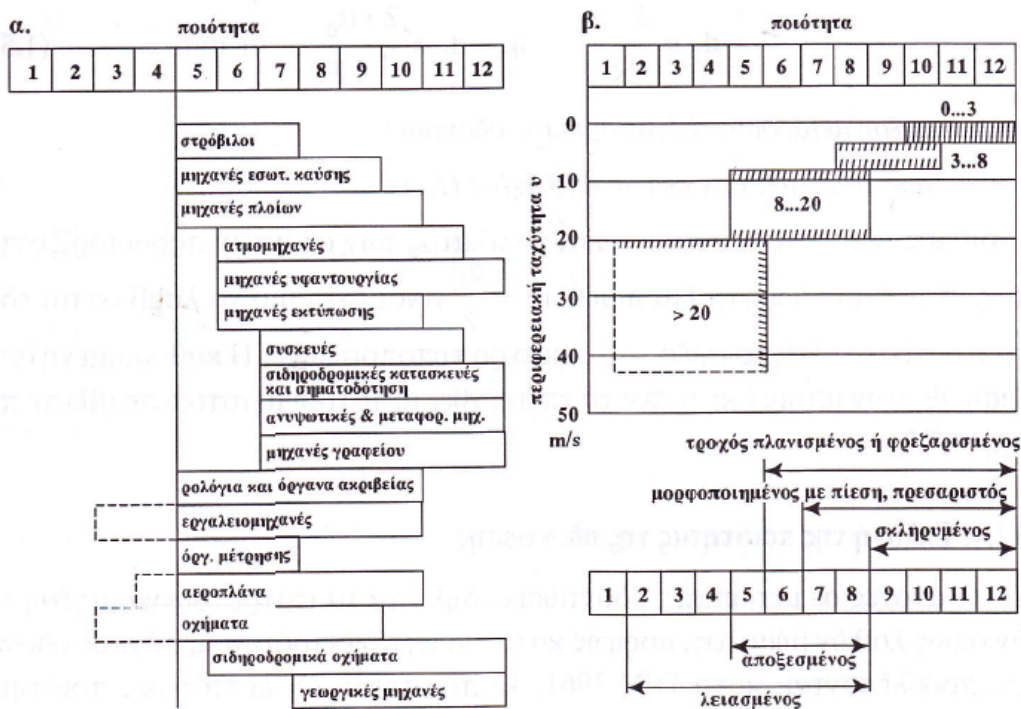
$$v_{E_1} = 3,8 \text{ m/s}$$

- **Εκλογή της ποιότητας της οδόντωσης**

Την ποιότητα της οδόντωσης θα την προσδιορίσουμε σε σχέση με την περιφερειακή ταχύτητα κατά DIN 3961. Βρίσκουμε αρχικά την περιφερειακή ταχύτητα του τροχού με τις περισσότερες στροφές από τους δύο, δηλαδή του οδοντωτού τροχού E_1 οπότε έχουμε:

$$v_{E_1} = 3,8 \text{ m/s}$$

Έτσι σύμφωνα με το Σχήμα 3.2 μπορούμε να διαλέξουμε ποιότητα οδοντώσεως 8 η οποία είναι αρκετή αφού όσο αυξάνεται η ποιότητα αυξάνεται και το κόστος κατασκευής.



Σχήμα 3.2: Κατευθυντήριες γραμμές για την επιλογή της ποιότητας της οδόντωσης. [2]

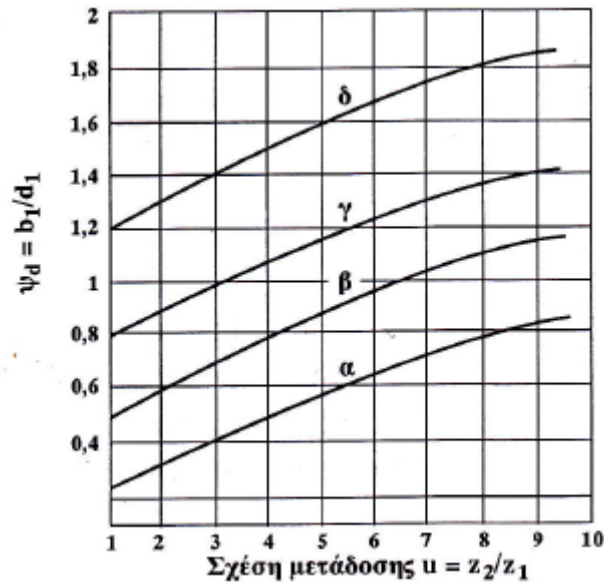
- **Πλάτος οδοντωτού τροχού E_1**

Εκλέγουμε πλάτος οδοντωτού τροχού E_1 ως ο μέσος όρος των τιμών που προκύπτουν από τις σχέσεις:

$$b_{E_1} = \psi_d \cdot d_{0E_1} \quad (3.31)$$

$$b_{E_1} = \psi_m \cdot m \quad (3.32)$$

Το ψ_d προσδιορίζεται από το Σχήμα 3.3 συναρτήσει του λόγου $u = z_{\Delta_1}/z_{E_1} = 2,53$ και ανάλογα με την κατασκευή της οδόντωσης, την έδραση των αξόνων και τις συνθήκες λειτουργίας.



Σχήμα 3.3: Λόγος του πλάτους προς τη διάμετρο του πινιόν ψ_d . [2]

$$\psi_d = 0,68$$

$$b_{E_1} = 0,68 \cdot 34 \text{ mm} = 23,12 \text{ mm}$$

Το ψ_m εξαρτάται από την κατασκευή της οδόντωσης και την έδραση των αξόνων. Για κατεργασμένους οδόντες (ποιότητα 8) και κανονική έδραση έχουμε:

$$\psi_m = 12$$

$$b_{E_1} = 12 \cdot 2 = 24 \text{ mm}$$

Μέσος όρος:

$$b_{E_1} = \frac{23,12 + 24}{2} = 23,6 \text{ mm}$$

Εκλέγουμε $b_{E_1} = 24 \text{ mm}$

- **Σχέση μετάδοσης τροχών E_1 και Δ_1**

Ο οδοντωτός τροχός του ενδιάμεσου άξονα E_1 συνεργάζεται με τον οδοντωτό τροχό του δευτερεύοντα άξονα Δ_1 και θεωρούμε σχέση μετάδοσης:

$$i_\beta = 2,53$$

- **Αριθμός δοντιών οδοντωτού τροχού Δ_1**

Ο υπολογισμός του αριθμού των δοντιών του τροχού Δ_1 γίνεται από την εξής σχέση:

$$i_\beta = \frac{z_{\Delta_1}}{z_{E_1}} \quad (3.34)$$

Λύνοντας την παραπάνω σχέση ως προς z_{Δ_1} και αντικαθιστώντας λαμβάνουμε τον αριθμό οδόντων του οδοντωτού τροχού Δ_1 .

$$z_{\Delta_1} = i_\beta \cdot z_{E_1} = 2,53 \cdot 17$$

$$z_{\Delta_1} = 43$$

- **Διάμετρος οδοντωτού τροχού Δ_1**

Μπορούμε να υπολογίσουμε της διαμέτρου του οδοντωτού τροχού Δ_1 λαμβάνοντας την εξής ισότητα:

$$d_{0\Delta_1} = m \cdot z_{\Delta_1} \quad (3.33)$$

$$d_{0\Delta_1} = 2 \text{ mm} \cdot 43$$

$$d_{0\Delta_1} = 86 \text{ mm}$$

- **Πλάτος οδοντωτού τροχού Δ_1**

Το πλάτος του τροχού Δ_1 εκλέγεται για κατασκευαστικούς λόγους:

$$b_{\Delta_1} \approx 28 \text{ mm}$$

- **Απόσταση αξόνων των τροχών a_d**

Η απόσταση των αξόνων των τροχών E_1 και Δ_1 υπολογίζεται εφαρμόζοντας την σχέση:

$$\alpha_d = \frac{d_{0E_1} + d_{0\Delta_1}}{2} \quad (3.35)$$

Με αντικατάσταση έχουμε:

$$\alpha_d = \frac{34 + 86}{2} \Rightarrow \alpha_d = 60 \text{ mm}$$

Στον Πίνακα 3.3 παρουσιάζονται τα χαρακτηριστικά μεγέθη των οδοντωτών τροχών E_1 και Δ_1 .

Πίνακας 3.3: Χαρακτηριστικά μεγέθη των οδοντωτών τροχών E_1 και Δ_1 .

Στοιχεία Οδοντωτών τροχών E_1 και Δ_1		
Σχέση μετάδοσης	i_β	2,53
Module	m_β	2 mm
Βήμα οδοντώσεως	$p_\beta = \pi m_\beta$	6,28 mm
Ύψος κεφαλής δοντιού	$h_{\kappa\beta} = m_\beta$	2 mm
Ύψος πόδα δοντιού	$h_{f\beta} = 1,25m_\beta$	2,5 mm
Ύψος οδόντα	$h_\beta = h_{\kappa\beta} + h_{f\beta}$	4,5 mm
Απόσταση αξόνων	a_d	60 mm
Στοιχεία Οδοντωτού τροχού E_1		
Αρχική διάμετρος	d_{0E_1}	34 mm
Διάμετρος κεφαλής	$d_{\kappa E_1} = d_{0E_1} + 2 \cdot h_{\kappa\beta}$	38 mm
Διάμετρος πόδα	$d_{f E_1} = d_{0E_1} - 2 \cdot h_{f\beta}$	29 mm
Διάμετρος κύκλου επαπτόμενου στην γραμμή επαφών	$d_{b E_1} = d_{0E_1} \cdot \cos a$	31,95 mm
Αριθμός δοντιών	z_{E_1}	17
Πλάτος τροχού	b_{E_1}	24 mm
Στοιχεία Οδοντωτού τροχού Δ_1		
Αρχική διάμετρος	$d_{0\Delta_1}$	86 mm
Διάμετρος κεφαλής	$d_{\kappa \Delta_1} = d_{0\Delta_1} + 2 \cdot h_{\kappa\beta}$	90 mm
Διάμετρος πόδα	$d_{f \Delta_1} = d_{0\Delta_1} - 2 \cdot h_{f\beta}$	81 mm
Διάμετρος κύκλου επαπτόμενου στην γραμμή επαφών	$d_{b \Delta_1} = d_{0\Delta_1} \cdot \cos a$	80,81 mm
Αριθμός δοντιών	z_{Δ_1}	43
Πλάτος τροχού	b_{Δ_1}	28 mm

3.6.2 ΔΕΥΤΕΡΗ ΤΑΧΥΤΗΤΑ (ΤΡΟΧΟΙ E_2 , Δ_2)

- Σχέση μετάδοσης τροχών E_2 και Δ_2

Ο οδοντωτός τροχός του ενδιάμεσου άξονα E_2 συνεργάζεται με τον οδοντωτό τροχό του δευτερεύοντα άξονα Δ_2 και θεωρούμε σχέση μετάδοσης:

$$i_\gamma = 1,4$$

- Διάμετρος οδοντωτού τροχού E_2

Η απόσταση των αξόνων των τροχών E_2 και Δ_2 είναι ίδια με την απόσταση των αξόνων των τροχών E_1 και Δ_1 . Μπορούμε να υπολογίσουμε την διάμετρο του οδοντωτού τροχού E_2 λαμβάνοντας δεδομένη την απόσταση του άξονα του από τον άξονα του τροχού Δ_2 και ίση με $a_d = 60 \text{ mm}$, ως εξής:

$$d_{0E_2} = \frac{2 \cdot a_d}{i_\gamma + 1} \quad (3.36)$$

Με αντικατάσταση λαμβάνουμε:

$$d_{0E_2} = \frac{2 \cdot 60 \text{ mm}}{1,4 + 1}$$

$$d_{0E_2} = 50 \text{ mm}$$

- **Περιφερειακή ταχύτητα**

Η περιφερειακή ταχύτητα του άξονα του οδοντωτού τροχού E_2 δίνεται από την σχέση:

$$v_{E_2} = \frac{d_{0E_2} \cdot \pi \cdot n_{E_2}}{60} \quad (3.37)$$

Όπου: v_{E_2} : περιφερειακή ταχύτητα οδοντωτού τροχού E_2 , σε (m/s)

$d_{0E_2} = 50 \text{ mm}$: διάμετρος οδοντωτού τροχού E_2

$n_{E_2} = 2143 \text{ RPM}$: αριθμός στροφών οδοντωτού τροχού E_2

Με αντικατάσταση προκύπτει:

$$v_{E_2} = \frac{50 \times 10^{-3} \text{ m} \cdot 3,14 \cdot 2143 \text{ RPM}}{60}$$

$$v_{E_2} = 5,6 \text{ m/s}$$

- **Αριθμός δοντιών οδοντωτού τροχού E_2**

Ο αριθμός δοντιών του κινητήριου τροχού E_2 μπορεί να εκλεγεί συναρτήσει της περιφερειακής ταχύτητας v ως εξής:

Για $v_{E_2} = 5,6 \text{ m/s}$ εκλέγουμε $z_{E_2} = 25$ δόντια

- **Module**

Το module δίνεται από την σχέση:

$$m_\gamma = \frac{d_{0E_2}}{z_{E_2}} \quad (3.38)$$

$$m_\gamma = \frac{50 \text{ mm}}{25} \Rightarrow m_\gamma = 2 \text{ mm}$$

Το module που προκύπτει είναι τυποποιημένο module κατά DIN 780 της σειράς 1, συνεπώς η αρχική διάμετρος του οδοντωτού του τροχού E_2 είναι:

$$d_{0E_2} = 50 \text{ mm}$$

- **Σχέση μετάδοσης τροχών E_2 και Δ_2**

Ο οδοντωτός τροχός του ενδιάμεσου άξονα E_2 συνεργάζεται με τον οδοντωτό τροχό του δευτερεύοντα άξονα Δ_2 και θεωρούμε σχέση μετάδοσης:

$$i_\gamma = 1,4$$

- **Αριθμός δοντιών οδοντωτού τροχού Δ_2**

Ο υπολογισμός του αριθμού των δοντιών του τροχού Δ_2 γίνεται από την εξής σχέση:

$$i_\gamma = \frac{z_{\Delta_2}}{z_{E_2}} \quad (3.39)$$

Λύνοντας την παραπάνω σχέση ως προς z_{Δ_2} και αντικαθιστώντας λαμβάνουμε τον αριθμό οδόντων του οδοντωτού τροχού Δ_2 .

$$z_{\Delta_2} = i_\gamma \cdot z_{E_2} = 1,4 \cdot 25$$

$$z_{\Delta_2} = 35$$

- **Διάμετρος οδοντωτού τροχού Δ_2**

Μπορούμε να υπολογίσουμε την διάμετρο του οδοντωτού τροχού Δ_2 λαμβάνοντας την εξής ισότητα:

$$d_{0\Delta_2} = m_\gamma \cdot z_{\Delta_2} \quad (3.40)$$

$$d_{0\Delta_2} = 2 \text{ mm} \cdot 35 \Rightarrow d_{0\Delta_2} = 70 \text{ mm}$$

- **Έλεγχος απόστασης αξόνων των τροχών a_d**

Η απόσταση των αξόνων των τροχών E_2 και Δ_2 υπολογίζεται εφαρμόζοντας την σχέση:

$$\alpha_d = \frac{d_{0E_2} + d_{0\Delta_2}}{2} \quad (3.41)$$

Με αντικατάσταση έχουμε:

$$\alpha_d = \frac{50 + 70}{2} \Rightarrow \alpha_d = 60 \text{ mm}$$

Στον Πίνακα 3.4 παρουσιάζονται τα χαρακτηριστικά μεγέθη των οδοντωτών τροχών E_1 και Δ_1 .

Πίνακας 3.4: Χαρακτηριστικά μεγέθη των οδοντωτών τροχών E_2 και Δ_2 .

Στοιχεία Οδοντωτών τροχών E_2 και Δ_2		
Σχέση μετάδοσης	i_γ	1,4
Module	m_γ	2 mm
Βήμα οδοντώσεως	$p_\gamma = \pi m_\gamma$	6,28 mm
Ύψος κεφαλής δοντιού	$h_{κγ} = m_\gamma$	2 mm
Ύψος πόδα δοντιού	$h_{fγ} = 1,25m_\gamma$	2,5 mm
Ύψος οδόντα	$h_\gamma = h_{κγ} + h_{fγ}$	4,5 mm
Απόσταση αξόνων	a_d	60 mm
Στοιχεία Οδοντωτού τροχού E_2		
Αρχική διάμετρος	d_{0E_2}	50 mm
Διάμετρος κεφαλής	$d_{κE_2} = d_{0E_2} + 2 \cdot h_{κγ}$	54 mm
Διάμετρος πόδα	$d_{fE_2} = d_{0E_2} - 2 \cdot h_{fγ}$	45 mm
Διάμετρος κύκλου επαπτόμενου στην γραμμή επαφών	$d_{bE_2} = d_{0E_2} \cdot \cos a$	46,98 mm
Αριθμός δοντιών	z_{E_2}	25
Πλάτος τροχού	b_{E_2}	24 mm
Στοιχεία Οδοντωτού τροχού Δ_2		
Αρχική διάμετρος	$d_{0\Delta_2}$	70 mm
Διάμετρος κεφαλής	$d_{κ\Delta_2} = d_{0\Delta_2} + 2 \cdot h_{κγ}$	74 mm
Διάμετρος πόδα	$d_{f\Delta_2} = d_{0\Delta_2} - 2 \cdot h_{fγ}$	65 mm
Διάμετρος κύκλου επαπτόμενου στην γραμμή επαφών	$d_{b\Delta_2} = d_{0\Delta_2} \cdot \cos a$	65,78 mm
Αριθμός δοντιών	z_{Δ_2}	35
Πλάτος τροχού	b_{Δ_2}	28 mm

3.6.3 ΤΡΙΤΗ ΤΑΧΥΤΗΤΑ (ΤΡΟΧΟΙ E_3 , Δ_3)

- Σχέση μετάδοσης τροχών E_3 και Δ_3

Ο οδοντωτός τροχός του ενδιάμεσου άξονα E_3 συνεργάζεται με τον οδοντωτό τροχό του δευτερεύοντα άξονα Δ_3 και θεωρούμε σχέση μετάδοσης:

$$i_\delta = 1,07$$

- Διάμετρος οδοντωτού τροχού E_3

Η απόσταση των αξόνων των τροχών E_3 και Δ_3 είναι ίδια με την απόσταση των αξόνων των τροχών E_2 και Δ_2 . Μπορούμε να υπολογίσουμε την διάμετρο του

οδοντωτού τροχού E_3 λαμβάνοντας δεδομένη την απόσταση του άξονα του από τον άξονα του τροχού Δ_3 και ίση με $a_d = 60 \text{ mm}$, ως εξής:

$$d_{0E_3} = \frac{2 \cdot a_d}{i_\delta + 1} \quad (3.42)$$

Με αντικατάσταση λαμβάνουμε:

$$d_{0E_3} = \frac{2 \cdot 60 \text{ mm}}{1,07 + 1}$$

$$d_{0E_3} = 58 \text{ mm}$$

- **Περιφερειακή ταχύτητα**

Η περιφερειακή ταχύτητα του άξονα του οδοντωτού τροχού E_3 δίνεται από την σχέση:

$$v_{E_3} = \frac{d_{0E_3} \cdot \pi \cdot n_{E_3}}{60} \quad (3.43)$$

Όπου: v_{E_3} : περιφερειακή ταχύτητα οδοντωτού τροχού E_3 , σε (m/s)

$d_{0E_3} = 58 \text{ mm}$: διάμετρος οδοντωτού τροχού E_3

$n_{E_3} = 2143 \text{ RPM}$: αριθμός στροφών οδοντωτού τροχού E_3

Με αντικατάσταση προκύπτει:

$$v_{E_3} = \frac{58 \times 10^{-3} \text{ m} \cdot 3,14 \cdot 2143 \text{ RPM}}{60}$$

$$v_{E_3} = 6,5 \text{ m/s}$$

- **Αριθμός δοντιών οδοντωτού τροχού E_3**

Ο αριθμός δοντιών του κινητήριου τροχού E_3 μπορεί να εκλεγεί συναρτήσει της περιφερειακής ταχύτητας v ως εξής:

Για $v_{E_3} = 6,5 \text{ m/s}$ εκλέγουμε $z_{E_3} = 29$ δόντια

- **Module**

Το module δίνεται από την σχέση:

$$m_\delta = \frac{d_{0E_3}}{z_{E_3}} \quad (3.44)$$

$$m_{\delta} = \frac{58 \text{ mm}}{29}$$

$$m_{\delta} = 2 \text{ mm}$$

Το module που προκύπτει είναι τυποποιημένο module κατά DIN 780 της σειράς 1, συνεπώς η αρχική διάμετρος του οδοντωτού του τροχού E_3 είναι:

$$d_{0E_3} = 58 \text{ mm}$$

- **Αριθμός δοντιών οδοντωτού τροχού Δ_3**

Ο υπολογισμός του αριθμού των δοντιών του τροχού Δ_3 γίνεται από την εξής σχέση:

$$i_{\delta} = \frac{z_{\Delta_3}}{z_{E_3}} \quad (3.45)$$

Λύνοντας την παραπάνω σχέση ως προς z_{Δ_3} και αντικαθιστώντας λαμβάνουμε τον αριθμό οδόντων του οδοντωτού τροχού Δ_3 .

$$z_{\Delta_3} = i_{\delta} \cdot z_{E_3} = 1,07 \cdot 29$$

$$z_{\Delta_3} = 31$$

- **Διάμετρος οδοντωτού τροχού Δ_3**

Μπορούμε να υπολογίσουμε της διαμέτρου του οδοντωτού τροχού Δ_3 λαμβάνοντας την εξής ισότητα:

$$d_{0\Delta_3} = m_{\delta} \cdot z_{\Delta_3} \quad (3.46)$$

$$d_{0\Delta_3} = 2 \text{ mm} \cdot 31$$

$$d_{0\Delta_3} = 62 \text{ mm}$$

- **Έλεγχος απόστασης αξόνων των τροχών a_d**

Η απόσταση των αξόνων των τροχών E_3 και Δ_3 υπολογίζεται εφαρμόζοντας την σχέση:

$$\alpha_d = \frac{d_{0E_3} + d_{0\Delta_3}}{2} \quad (3.47)$$

Με αντικατάσταση έχουμε:

$$\alpha_d = \frac{58 + 62}{2} \Rightarrow \alpha_d = 60 \text{ mm}$$

Στον Πίνακα 3.5 παρουσιάζονται τα χαρακτηριστικά μεγέθη των οδοντωτών τροχών E₁ και Δ₁.

Πίνακας 3.5: Χαρακτηριστικά μεγέθη των οδοντωτών τροχών E₃ και Δ₃.

Στοιχεία Οδοντωτών τροχών E ₃ και Δ ₃		
Σχέση μετάδοσης	i_δ	1,07
Module	m_δ	2 mm
Βήμα οδοντώσεως	$p_\gamma = \pi m_\delta$	6,28 mm
Ύψος κεφαλής δοντιού	$h_{κγ} = m_\delta$	2 mm
Ύψος πόδα δοντιού	$h_{fδ} = 1,25m_\delta$	2,5 mm
Ύψος οδόντα	$h_\delta = h_{κδ} + h_{fδ}$	4,5 mm
Απόσταση αξόνων	α_d	60 mm
Στοιχεία Οδοντωτού τροχού E ₃		
Αρχική διάμετρος	d_{0E_3}	58 mm
Διάμετρος κεφαλής	$d_{κE_3} = d_{0E_3} + 2 \cdot h_{κδ}$	62 mm
Διάμετρος πόδα	$d_{fE_3} = d_{0E_3} - 2 \cdot h_{fδ}$	53 mm
Διάμετρος κύκλου επαπτόμενου στην γραμμή επαφών	$d_{bE_3} = d_{0E_3} \cdot \cos a$	54,5 mm
Αριθμός δοντιών	z_{E_3}	29
Πλάτος τροχού	b_{E_3}	24 mm
Στοιχεία Οδοντωτού τροχού Δ ₃		
Αρχική διάμετρος	$d_{0Δ_3}$	62 mm
Διάμετρος κεφαλής	$d_{κΔ_3} = d_{0Δ_3} + 2 \cdot h_{κδ}$	66 mm
Διάμετρος πόδα	$d_{fΔ_3} = d_{0Δ_3} - 2 \cdot h_{fδ}$	57 mm
Διάμετρος κύκλου επαπτόμενου στην γραμμή επαφών	$d_{bΔ_3} = d_{0Δ_3} \cdot \cos a$	58,26 mm
Αριθμός δοντιών	$z_{Δ_3}$	31
Πλάτος τροχού	$b_{Δ_3}$	28 mm

3.6.4 ΟΠΙΣΘΕΝ (ΤΡΟΧΟΙ E_o, R_o, Δ_o)

Η συνολική σχέση μετάδοσης των τροχών της όπισθεν (E_o, R_o, Δ_o) μπορεί να υπολογιστεί βάση της σχέσης μετάδοσης της όπισθεν, $i_{\text{όπισθεν}} = 3,21$ και της σχέσης μετάδοσης των τροχών Π και E₄, $i_\alpha = 1,4$ ως εξής:

$$i_{\text{όπισθεν}} = i_\alpha \cdot i_o \Rightarrow i_o = \frac{i_{\text{όπισθεν}}}{i_\alpha} \quad (3.48)$$

Με αντικατάσταση έχουμε:

$$i_o = \frac{3,21}{1,4} \Rightarrow i_o = 2,293$$

Η προκύπτουσα σχέση μετάδοσης i_o είναι ίση με το γινόμενο δύο σχέσεων μετάδοσης ως εξής:

$$i_o = i_{o1} \cdot i_{o2} \quad (3.49)$$

όπου i_{o1} είναι η σχέση μετάδοσης της συνεργασίας των τροχών E_o και R_o και i_{o2} είναι η σχέση μετάδοσης της συνεργασίας των τροχών R_o και Δ_o . Οι σχέσεις αυτές δεν είναι γνωστές αλλά θα προκύψουν από την θεώρηση του αριθμού των οδόντων των τροχών.

ΣΥΝΕΡΓΑΣΙΑ ΤΡΟΧΩΝ E_o και R_o

- **Αριθμός στροφών του οδοντωτού τροχού E_o**

Όπως αναφέρεται στην παράγραφο 3.4 ο αριθμός στροφών του οδοντωτού τροχού E_o είναι:

$$n_{E_o} = 2143 \text{ RPM}$$

- **Διάμετρος οδοντωτού τροχού E_o**

Ο οδοντωτός τροχός E_o έχει την ίδια ισχύ και τον ίδιο αριθμό στροφών με τον τροχό E_1 , συνεπώς με όμοιες διαδικασίες όπως στην παράγραφο 3.6.1 εκλέγουμε διάμετρο και αριθμό δοντιών του οδοντωτού τροχού E_o ίση με την διάμετρο και τον αριθμό δοντιών του οδοντωτού τροχού E_1 , δηλαδή:

$$d_{0E_o} = d_{0E_1} = 34 \text{ mm και } z_{E_o} = 17$$

Συνεπώς το module είναι $m_{o1} = 2 \text{ mm}$.

- **Αριθμός δοντιών οδοντωτού τροχού R_o**

Επιλέγουμε αριθμό δοντιών του τροχού R_o $z_{R_o} = 29$.

- **Διάμετρος οδοντωτού τροχού R_o**

Μπορούμε να υπολογίσουμε την διάμετρο του οδοντωτού τροχού R_o λαμβάνοντας την εξής ισότητα:

$$m_{o1} = \frac{d_{oR_o}}{z_{R_o}} \quad (3.50)$$

Λύνοντας την παραπάνω σχέση ως προς d_{oR_o} προκύπτει:

$$d_{oR_o} = m_{o1} \cdot z_{R_o} = 2 \cdot 29 \text{ mm}$$

$$d_{oR_o} = 58 \text{ mm}$$

- **Σχέση μετάδοσης τροχών E_o και R_o**

Ο οδοντωτός τροχός του ενδιάμεσου άξονα E_o συνεργάζεται με το ενδιάμεσο γρανάζι της όπισθεν (τροχός αντιστροφής της κίνησης) R_o και θεωρούμε η σχέση μετάδοσης προκύπτει σύμφωνα με την σχέση:

$$i_{o1} = \frac{d_{oR_o}}{d_{oE_o}} \quad (3.51)$$

Με αντικατάσταση προκύπτει:

$$i_{o1} = \frac{d_{oR_o}}{d_{oE_o}} = \frac{58 \text{ mm}}{34 \text{ mm}}$$

$$i_{o1} = 1,706$$

- **Απόσταση αξόνων των τροχών a_d**

Η απόσταση των αξόνων των τροχών E_o και R_o υπολογίζεται εφαρμόζοντας την σχέση:

$$\alpha_d = \frac{d_{oE_o} + d_{oR_o}}{2} \quad (3.52)$$

Με αντικατάσταση έχουμε:

$$\alpha_d = \frac{34 + 58}{2} \Rightarrow \alpha_d = 46 \text{ mm}$$

Στον Πίνακα 3.6 παρουσιάζονται τα χαρακτηριστικά μεγέθη των οδοντωτών τροχών E_o και R_o .

Πίνακας 3.6: Χαρακτηριστικά μεγέθη των οδοντωτών τροχών E_o και R_o .

Στοιχεία Οδοντωτών τροχών E_o και R_o		
Σχέση μετάδοσης	i_{o_1}	1,706
Module	m_{o_1}	2 mm
Βήμα οδοντώσεως	$p_{o_1} = \pi m_{o_1}$	6,28 mm
Ύψος κεφαλής δοντιού	$h_{ko_1} = m_{o_1}$	2 mm
Ύψος πόδα δοντιού	$h_{fo_1} = 1,25m_{o_1}$	2,5 mm
Ύψος οδόντα	$h_{o_1} = h_{ko_1} + h_{fo_1}$	4,5 mm
Απόσταση αξόνων	a_d	46 mm
Στοιχεία Οδοντωτού τροχού E_o		
Αρχική διάμετρος	d_{oE_o}	34 mm
Διάμετρος κεφαλής	$d_{kE_o} = d_{oE_o} + 2 \cdot h_{ko_1}$	38 mm
Διάμετρος πόδα	$d_{fE_o} = d_{oE_o} - 2 \cdot h_{fo_1}$	29 mm
Διάμετρος κύκλου επαπτόμενου στην γραμμή επαφών	$d_{bE_o} = d_{oE_o} \cdot \cos a$	31,95 mm
Αριθμός δοντιών	z_{E_o}	17
Πλάτος τροχού	b_{E_o}	20 mm
Στοιχεία Οδοντωτού τροχού R_o		
Αρχική διάμετρος	d_{oR_o}	58 mm
Διάμετρος κεφαλής	$d_{kR_o} = d_{oR_o} + 2 \cdot h_{ko_1}$	62 mm
Διάμετρος πόδα	$d_{fR_o} = d_{oR_o} - 2 \cdot h_{fo_1}$	53 mm
Διάμετρος κύκλου επαπτόμενου στην γραμμή επαφών	$d_{bR_o} = d_{oR_o} \cdot \cos a$	54,5 mm
Αριθμός δοντιών	z_{R_o}	29
Πλάτος τροχού	b_{R_o}	22 mm

ΣΥΝΕΡΓΑΣΙΑ ΤΡΟΧΩΝ R_o και Δ_o

- **Αριθμός στροφών του οδοντωτού τροχού R_o**

Ο αριθμός στροφών στον ενδιάμεσο τροχό της όπισθεν (τροχό αντιστροφής της κίνησης) R_o προκύπτει από την σχέση μετάδοσης, $i_{o_1} = 1,706$ και τον αριθμό στροφών του τροχού E_o , $n_{E_o} = 2143 \text{ RPM}$ ως εξής:

$$i_{o_1} = \frac{n_{E_o}}{n_{R_o}} \Rightarrow n_{R_o} = \frac{n_{E_o}}{i_{o_1}} = \frac{2143 \text{ RPM}}{1,706} \Rightarrow n_{R_o} = 1256 \text{ RPM}$$

- **Σχέση μετάδοσης τροχών R_o και E_o**

Ο ενδιάμεσος τροχός της όπισθεν (τροχός αντιστροφής της κίνησης) R_o συνεργάζεται με τον οδοντωτό τροχό του δευτερεύοντα άξονα Δ_o και η σχέση μετάδοσης προκύπτει ως εξής:

$$i_o = i_{o1} \cdot i_{o2} \Rightarrow i_{o2} = \frac{i_o}{i_{o1}} \quad (3.53)$$

Με αντικατάσταση των τιμών $i_o = 2,293$ και $i_{o1} = 1,706$ όπως υπολογίσαμε παραπάνω έχουμε:

$$i_{o2} = \frac{2,293}{1,706} \Rightarrow i_{o2} = 1,344$$

- **Διάμετρος οδοντωτού τροχού Δ_o**

Η διάμετρος του οδοντωτού τροχού Δ_o μπορεί να υπολογιστεί σύμφωνα με την σχέση μετάδοσης $i_{o2} = 1,344$ και την γνωστή πλέον διάμετρο του συνεργαζόμενου οδοντωτού τροχού R_o $d_{R_o} = 58 \text{ mm}$ ως εξής:

$$i_{o2} = \frac{d_{\Delta_o}}{d_{R_o}} \Rightarrow d_{\Delta_o} = i_{o2} \cdot d_{R_o} \quad (3.54)$$

Με αντικατάσταση προκύπτει:

$$d_{\Delta_o} = 1,344 \cdot 58 \text{ mm} \Rightarrow d_{\Delta_o} = 78 \text{ mm}$$

- **Αριθμός δοντιών οδοντωτού τροχού Δ_o**

Ο αριθμός δοντιών του τροχού Δ_o προκύπτει από την διάμετρο του τροχού και το module το οποίο είναι ίσο με 2.

$$z_{\Delta_o} = \frac{d_{\Delta_o}}{m_{o2}} = \frac{78 \text{ mm}}{2} \Rightarrow z_{\Delta_o} = 39$$

- **Απόσταση αξόνων των τροχών a_d**

Η απόσταση των αξόνων των τροχών E_o και R_o υπολογίζεται εφαρμόζοντας την σχέση:

$$\alpha_d = \frac{d_{oR_o} + d_{o\Delta_o}}{2} \quad (3.54)$$

Με αντικατάσταση έχουμε:

$$\alpha_d = \frac{58 + 78}{2} \Rightarrow \alpha_d = 68 \text{ mm}$$

Στον Πίνακα 3.7 παρουσιάζονται τα χαρακτηριστικά μεγέθη των οδοντωτών τροχών R_o και Δ_o .

Πίνακας 3.7: Χαρακτηριστικά μεγέθη των οδοντωτών τροχών R_o και Δ_o .

Στοιχεία Οδοντωτών τροχών R_o και Δ_o		
Σχέση μετάδοσης	i_{o_2}	1,344
Module	m_{o_2}	2 mm
Βήμα οδοντώσεως	$p_{o_2} = \pi m_{o_2}$	6,28 mm
Ύψος κεφαλής δοντιού	$h_{κo_2} = m_{o_2}$	2 mm
Ύψος πόδα δοντιού	$h_{fo_2} = 1,25m_{o_2}$	2,5 mm
Ύψος οδόντα	$h_{o_2} = h_{κo_2} + h_{fo_2}$	4,5 mm
Απόσταση αξόνων	a_d	68 mm
Στοιχεία Οδοντωτού τροχού R_o		
Αρχική διάμετρος	d_{oR_o}	58 mm
Διάμετρος κεφαλής	$d_{κR_o} = d_{oR_o} + 2 \cdot h_{κo_1}$	94 mm
Διάμετρος πόδα	$d_{fR_o} = d_{oR_o} - 2 \cdot h_{fo_1}$	53 mm
Διάμετρος κύκλου επαπτόμενου στην γραμμή επαφών	$d_{bR_o} = d_{oR_o} \cdot \cos a$	54,5 mm
Αριθμός δοντιών	z_{R_o}	29
Πλάτος τροχού	b_{R_o}	22 mm
Στοιχεία Οδοντωτού τροχού Δ_o		
Αρχική διάμετρος	$d_{o\Delta_o}$	78 mm
Διάμετρος κεφαλής	$d_{κ\Delta_o} = d_{o\Delta_o} + 2 \cdot h_{κo_2}$	82 mm
Διάμετρος πόδα	$d_{f\Delta_o} = d_{o\Delta_o} - 2 \cdot h_{fo_2}$	73 mm
Διάμετρος κύκλου επαπτόμενου στην γραμμή επαφών	$d_{b\Delta_o} = d_{o\Delta_o} \cdot \cos a$	73,3 mm
Αριθμός δοντιών	z_{Δ_o}	39
Πλάτος τροχού	b_{Δ_o}	24 mm

3.6.5 ΣΥΝΕΡΓΑΣΙΑ ΤΩΝ ΤΡΟΧΩΝ Π ΚΑΙ E_4

- Σχέση μετάδοσης τροχών Π και E_4

Ο οδοντωτός τροχός Π του πρωτεύοντα άξονα συνεργάζεται με τον οδοντωτό τροχό του ενδιάμεσου άξονα E_4 και θεωρούμε σχέση μετάδοσης:

$$i_\alpha = 1,4$$

- Διάμετρος οδοντωτού τροχού Π

Η απόσταση των αξόνων των τροχών Π και E_4 είναι ίδια με την απόσταση των αξόνων των τροχών E_1 και Δ_1 . Μπορούμε να υπολογίσουμε την διάμετρο του

οδοντωτού τροχού Π λαμβάνοντας δεδομένη την απόσταση του άξονα του από τον άξονα του τροχού E₄ και ίση με $a_d = 60 \text{ mm}$, ως εξής:

$$d_{0\Pi} = \frac{2 \cdot a_d}{i_\alpha + 1} \quad (3.55)$$

Με αντικατάσταση λαμβάνουμε:

$$d_{0\Pi} = \frac{2 \cdot 60 \text{ mm}}{1,4 + 1}$$

$$d_{0\Pi} = 50 \text{ mm}$$

- **Περιφερειακή ταχύτητα**

Η περιφερειακή ταχύτητα του άξονα του οδοντωτού τροχού E₂ δίνεται από την σχέση:

$$v_\Pi = \frac{d_{0\Pi} \cdot \pi \cdot n_\Pi}{60} \quad (3.56)$$

Όπου: v_Π : περιφερειακή ταχύτητα οδοντωτού τροχού Π, σε (m/s)

$d_{0\Pi} = 50 \text{ mm}$: διάμετρος οδοντωτού τροχού Π

$n_\Pi = 3000 \text{ RPM}$: αριθμός στροφών οδοντωτού τροχού Π

Με αντικατάσταση προκύπτει:

$$v_\Pi = \frac{50 \times 10^{-3} \text{ m} \cdot 3,14 \cdot 3000 \text{ RPM}}{60}$$

$$v_\Pi = 7,85 \text{ m/s}$$

- **Αριθμός δοντιών οδοντωτού τροχού Π**

Ο αριθμός δοντιών του κινητήριου τροχού Π μπορεί να εκλεγεί συναρτήσει της περιφερειακής ταχύτητας v ως εξής:

Για $v_\Pi = 7,85 \text{ m/s}$ εκλέγουμε $z_\Pi = 25$ δόντια

- **Module**

Το module δίνεται από την σχέση:

$$m_\alpha = \frac{d_{0\Pi}}{z_\Pi} \quad (3.57)$$

$$m_\alpha = \frac{50 \text{ mm}}{25} \Rightarrow m_\alpha = 2 \text{ mm}$$

Το module που προκύπτει είναι τυποποιημένο module κατά DIN 780 της σειράς 1, συνεπώς η αρχική διάμετρος του οδοντωτού του τροχού Π είναι:

$$d_{0\Pi} = 50 \text{ mm}$$

- **Πλάτος οδοντωτού τροχού Π**

Το πλάτος του οδοντωτού τροχού Π εκλέγεται με τον ίδιο τρόπο που εκλέξαμε το πλάτος του οδοντωτού τροχού Ε₁, ήτοι:

$$b_\Pi = 26 \text{ mm}$$

- **Αριθμός δοντιών οδοντωτού τροχού Ε₄**

Ο υπολογισμός του αριθμού των δοντιών του τροχού Ε₄ γίνεται από την εξής σχέση:

$$i_\alpha = \frac{z_{\Delta_3}}{z_{E_3}} \quad (3.58)$$

Λύνοντας την παραπάνω σχέση ως προς z_{Δ_3} και αντικαθιστώντας λαμβάνουμε τον αριθμό οδόντων του οδοντωτού τροχού Ε₄.

$$z_{E_4} = i_\alpha \cdot z_\Pi = 1,4 \cdot 25$$

$$z_{E_4} = 35$$

- **Διάμετρος οδοντωτού τροχού Ε₄**

Μπορούμε να υπολογίσουμε της διαμέτρου του οδοντωτού τροχού Ε₄ λαμβάνοντας την εξής ισότητα:

$$d_{0E_4} = m_\alpha \cdot z_{\Delta_3} \quad (3.59)$$

$$d_{0E_4} = 2 \text{ mm} \cdot 35$$

$$d_{0E_4} = 70 \text{ mm}$$

- **Πλάτος οδοντωτού τροχού Ε₄**

Το πλάτος του οδοντωτού τροχού Π (πινιόν) πρέπει να είναι κατά το δυνατόν λίγο μεγαλύτερο από το πλάτος του τροχού Ε₄, για να εξουδετερώνονται τυχόν

ανακρίβειες τοποθέτησης. Συνεπώς, εκλέγουμε πλάτος οδοντωτού τροχού E₄ ως εξής:

$$b_{E_4} \approx b_{\Pi} - 4 \text{ mm} = 22 \text{ mm}$$

- Έλεγχος απόστασης αξόνων των τροχών α_d

Η απόσταση των αξόνων των τροχών Π και E₄ υπολογίζεται εφαρμόζοντας την σχέση:

$$\alpha_d = \frac{d_{0\Pi} + d_{0E_4}}{2} \quad (3.60)$$

Με αντικατάσταση έχουμε:

$$\alpha_d = \frac{50 + 70}{2} \Rightarrow \alpha_d = 60 \text{ mm}$$

Στον Πίνακα 3.8 παρουσιάζονται τα χαρακτηριστικά μεγέθη των οδοντωτών τροχών Π και E₄.

Πίνακας 3.8: Χαρακτηριστικά μεγέθη των οδοντωτών τροχών Π και E₄.

Στοιχεία Οδοντωτών τροχών Π και E₄		
Σχέση μετάδοσης	i_α	1,4
Module	m_α	2
Βήμα οδοντώσεως	$p_\alpha = \pi m_\alpha$	6,28
Ύψος κεφαλής δοντιού	$h_{\kappa\alpha} = m_\alpha$	2
Ύψος πόδα δοντιού	$h_{f\alpha} = 1,25m_\alpha$	2,5
Ύψος οδόντα	$h_\alpha = h_{\kappa\alpha} + h_{f\alpha}$	4,5
Απόσταση αξόνων	α_d	60
Στοιχεία Οδοντωτού τροχού Π		
Αρχική διάμετρος	$d_{0\Pi}$	50
Διάμετρος κεφαλής	$d_{\kappa\Pi} = d_{0\Pi} + 2 \cdot h_{\kappa\alpha}$	54
Διάμετρος πόδα	$d_{f\Pi} = d_{0\Pi} - 2 \cdot h_{f\alpha}$	45
Διάμετρος κύκλου επαφών	$d_{b\Pi} = d_{0\Pi} \cdot \cos \alpha$	47
Αριθμός δοντιών	z_Π	25
Πλάτος τροχού	b_Π	26 mm
Στοιχεία Οδοντωτού τροχού E₄		
Αρχική διάμετρος	d_{0E_4}	70
Διάμετρος κεφαλής	$d_{\kappa E_4} = d_{0E_4} + 2 \cdot h_{\kappa\alpha}$	74
Διάμετρος πόδα	$d_{f E_4} = d_{0E_4} - 2 \cdot h_{f\alpha}$	65
Διάμετρος κύκλου επαφών	$d_{b E_4} = d_{0E_4} \cdot \cos \alpha$	65,8
Αριθμός δοντιών	z_{E_4}	34
Πλάτος τροχού	b_{E_4}	22 mm

3.7 ΡΟΠΕΣ ΣΤΡΕΨΗΣ ΣΤΟΥΣ ΟΔΟΝΤΩΤΟΥΣ ΤΡΟΧΟΥΣ

Υπολογίζεται η ροπή στρέψης που αναπτύσσεται σε κάθε τροχό από την ισχύ N και των αριθμό στροφών του τροχού n σύμφωνα με τον τύπο:

$$M_t = 9550 \cdot \frac{N}{n} \quad (3.61)$$

• ΤΡΟΧΟΣ Π

Η ροπή στρέψης που αναπτύσσεται στον τροχό Π, ο οποίος είναι τοποθετημένος με σφήνα πάνω στον πρωτεύοντα άξονα υπολογίζεται στην παράγραφο 3.5 και έχει τιμή $M_{t\Pi} = 81,5 Nm$.

• ΤΡΟΧΟΣ E₄

Η ροπή στρέψης που αναπτύσσεται στον τροχό E₄, ο οποίος είναι ολόσωμος με τον ενδιάμεσο άξονα υπολογίζεται σύμφωνα με την ισχύ $N_{E_4} = 25,34 kW$ και τις στροφές $n_{E_4} = 2143 RPM$ του τροχού E₄ ως εξής:

$$M_{tE_4} = 9550 \cdot \frac{N_{E_4}}{n_{E_4}} = 9550 \cdot \frac{25,34 kW}{2143 RPM} \Rightarrow M_{tE_4} = 113 Nm$$

• ΤΡΟΧΟΣ E₁

Η ροπή στρέψης που αναπτύσσεται στον τροχό E₁, ο οποίος είναι ολόσωμος με τον ενδιάμεσο άξονα υπολογίζεται σύμφωνα με την ισχύ $N_{E_1} = 25,09 kW$ και τις στροφές $n_{E_1} = 2143 RPM$ του τροχού E₁ ως εξής:

$$M_{tE_1} = 9550 \cdot \frac{N_{E_1}}{n_{E_1}} = 9550 \cdot \frac{25,09 kW}{2143 RPM} \Rightarrow M_{tE_1} = 111,8 Nm$$

• ΤΡΟΧΟΣ Δ₁

Η ροπή στρέψης που αναπτύσσεται στον τροχό Δ₁, ο οποίος είναι τοποθετημένος στον δευτερεύοντα άξονα υπολογίζεται σύμφωνα με την ισχύ $N_{\Delta_1} = 24,84 kW$ και τις στροφές $n_{\Delta_1} = 847 RPM$ του τροχού Δ₁ ως εξής:

$$M_{t\Delta_1} = 9550 \cdot \frac{N_{\Delta_1}}{n_{\Delta_1}} = 9550 \cdot \frac{24,84 kW}{847 RPM} \Rightarrow M_{t\Delta_1} = 280 Nm$$

• ΤΡΟΧΟΣ E₂

Η ροπή στρέψης που αναπτύσσεται στον τροχό E₂, ο οποίος είναι ολόσωμος με τον ενδιάμεσο άξονα υπολογίζεται σύμφωνα με την ισχύ $N_{E_2} = N_{E_1} = 25,09 kW$ και τις στροφές $n_{E_2} = n_{E_1} = 2143 RPM$ του τροχού E₂. Παρατηρούμε ότι οι τιμές τους

είναι ίσες με τις αντίστοιχες του τροχού E_1 , συνεπώς η ροπή στρέψης του τροχού E_2 θα είναι ίση με την ροπή στρέψης του τροχού E_1 , δηλαδή:

$$M_{tE_2} = M_{tE_1} = 111,8 \text{ Nm}$$

- **ΤΡΟΧΟΣ Δ_2**

Η ροπή στρέψης που αναπτύσσεται στον τροχό Δ_2 , ο οποίος είναι τοποθετημένος στον δευτερεύοντα άξονα υπολογίζεται σύμφωνα με την ισχύ $N_{\Delta_2} = 24,84 \text{ kW}$ και τις στροφές $n_{\Delta_2} = 1530 \text{ RPM}$ του τροχού Δ_2 ως εξής:

$$M_{t\Delta_2} = 9550 \cdot \frac{N_{\Delta_2}}{n_{\Delta_2}} = 9550 \cdot \frac{24,84 \text{ kW}}{1530 \text{ RPM}} \Rightarrow M_{t\Delta_2} = 155 \text{ Nm}$$

- **ΤΡΟΧΟΣ E_3**

Η ροπή στρέψης που αναπτύσσεται στον τροχό E_3 , ο οποίος είναι ολόσωμος με τον ενδιάμεσο άξονα υπολογίζεται σύμφωνα με την ισχύ $N_{E_3} = N_{E_1} = 25,09 \text{ kW}$ και τις στροφές $n_{E_3} = n_{E_1} = 2143 \text{ RPM}$ του τροχού E_3 . Παρατηρούμε ότι οι τιμές τους είναι ίσες με τις αντίστοιχες του τροχού E_1 , συνεπώς η ροπή στρέψης του τροχού E_3 θα είναι ίση με την ροπή στρέψης του τροχού E_1 , δηλαδή:

$$M_{tE_3} = M_{tE_1} = 111,8 \text{ Nm}$$

- **ΤΡΟΧΟΣ Δ_3**

Η ροπή στρέψης που αναπτύσσεται στον τροχό Δ_3 , οποίος είναι τοποθετημένος στον δευτερεύοντα άξονα υπολογίζεται σύμφωνα με την ισχύ $N_{\Delta_3} = 24,84 \text{ kW}$ και τις στροφές $n_{\Delta_3} = 2003 \text{ RPM}$ του τροχού Δ_3 ως εξής:

$$M_{t\Delta_3} = 9550 \cdot \frac{N_{\Delta_3}}{n_{\Delta_3}} = 9550 \cdot \frac{24,84 \text{ kW}}{2003 \text{ RPM}} \Rightarrow M_{t\Delta_3} = 118,43 \text{ Nm}$$

- **ΤΡΟΧΟΣ E_o**

Η ροπή στρέψης που αναπτύσσεται στον τροχό E_o , ο οποίος είναι ολόσωμος με τον ενδιάμεσο άξονα υπολογίζεται σύμφωνα με την ισχύ $N_{E_o} = N_{E_1} = 25,09 \text{ kW}$ και τις στροφές $n_{E_o} = n_{E_1} = 2143 \text{ RPM}$ του τροχού E_o . Παρατηρούμε ότι οι τιμές τους είναι ίσες με τις αντίστοιχες του τροχού E_1 , συνεπώς η ροπή στρέψης του τροχού E_o θα είναι ίση με την ροπή στρέψης του τροχού E_1 , δηλαδή:

$$M_{tE_o} = M_{tE_1} = 111,8 \text{ Nm}$$

- **ΤΡΟΧΟΣ R_o**

Η ροπή στρέψης που αναπτύσσεται στον τροχό R_o, ο οποίος είναι ολόσωμος με τον άξονα της όπισθεν υπολογίζεται σύμφωνα με την ισχύ $N_{R_o} = 24,84 \text{ kW}$ και τις στροφές $n_{R_o} = 1256 \text{ RPM}$ του τροχού R_o ως εξής:

$$M_{tR_o} = 9550 \cdot \frac{N_{R_o}}{n_{R_o}} = 9550 \cdot \frac{24,84 \text{ kW}}{1256 \text{ RPM}} \Rightarrow M_{tR_o} = 189 \text{ Nm}$$

- **ΤΡΟΧΟΣ Δ_o**

Η ροπή στρέψης που αναπτύσσεται στον τροχό Δ_o, οποίος είναι τοποθετημένος στον δευτερεύοντα άξονα υπολογίζεται σύμφωνα με την ισχύ $N_{\Delta_o} = 24,34 \text{ kW}$ και τις στροφές $n_{\Delta_o} = 2003 \text{ RPM}$ του τροχού Δ_o ως εξής:

$$M_{t\Delta_o} = 9550 \cdot \frac{N_{\Delta_o}}{n_{\Delta_o}} = 9550 \cdot \frac{24,34 \text{ kW}}{2003 \text{ RPM}} \Rightarrow M_{t\Delta_o} = 249 \text{ Nm}$$

3.8 ΔΥΝΑΜΕΙΣ ΠΟΥ ΑΝΑΠΤΥΣΣΟΝΤΑΙ ΣΤΟΥΣ ΟΔΟΝΤΩΤΟΥΣ ΤΡΟΧΟΥΣ

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

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

Η περιφερειακή δύναμη P_t υπολογίζεται σε N σύμφωνα με την σχέση:

$$P_t = \frac{2 \cdot M_t}{d} \quad (3.62)$$

Όπου: M_t : ροπή στρέψης (Nm)

d : αρχική διάμετρος του τροχού (m)

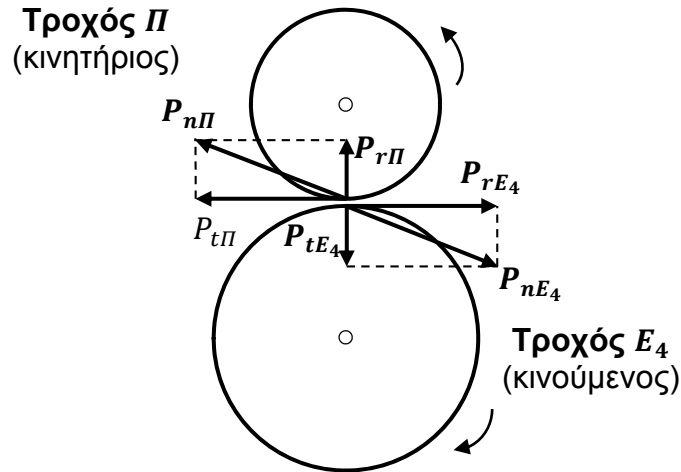
Η ακτινική δύναμη P_r υπολογίζεται σε N σύμφωνα με την σχέση:

$$P_r = P_t \cdot \tan a \quad (3.63)$$

Όπου $a = 20^\circ$: γωνία επαφής

- **ΤΡΟΧΟΙ Π ΚΑΙ Ε₄**

Στο Σχήμα 3.4 φαίνονται οι δυνάμεις που αναπτύσσονται στους οδοντωτούς τροχούς Π και Ε₄.



Σχήμα 3.4: Δυνάμεις των οδοντωτών τροχών Π και Ε₄. Κλίμακα 1:2.

Η περιφερειακή δύναμη στον τροχό Π προκύπτει με αντικατάσταση των τιμών στην σχέση (3.62) λαμβάνοντας υπόψη την ροπή στρέψης που υπολογίσαμε στην παράγραφο 3.5 η οποία είναι $M_{tΠ} = 81,5 \text{ Nm}$ και την αρχική διάμετρο του τροχού Π η οποία είναι $d_{0Π} = 50 \text{ mm} = 0,05 \text{ m}$. Η ακτινική δύναμη λαμβάνεται από την σχέση (3.63). Ήτοι:

Περιφερειακή δύναμη τροχών Π και Ε₄:

$$P_{tΠ} = \frac{2 \cdot M_{tΠ}}{d_{Π}} = \frac{2 \cdot 81,5 \text{ Nm}}{0,05 \text{ m}} = 3260 \text{ N} = P_{tE_4}$$

Ακτινική δύναμη τροχών Π και Ε₄:

$$P_{rΠ} = P_{tΠ} \cdot \tan \alpha = 3260 \text{ N} \cdot \tan 20^\circ = 1187 \text{ N} = P_{rE_4}$$

- **ΤΡΟΧΟΙ Ε₁ ΚΑΙ Δ₁**

Στο Σχήμα 3.5 φαίνονται οι δυνάμεις που αναπτύσσονται στους οδοντωτούς τροχούς Ε₁ και Δ₁.

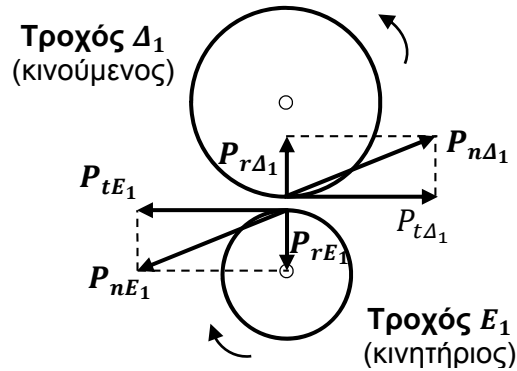
Η περιφερειακή δύναμη στον τροχό Ε₁ προκύπτει με αντικατάσταση των τιμών στην σχέση (3.62) λαμβάνοντας υπόψη την ροπή στρέψης που υπολογίσαμε στην παράγραφο 3.7 η οποία είναι $M_{tE_1} = 111,8 \text{ Nm}$ και την αρχική διάμετρο του τροχού Ε₁ η οποία είναι $d_{0E_1} = 34 \text{ mm} = 0,034 \text{ m}$. Η ακτινική δύναμη λαμβάνεται από την σχέση (3.63). Ήτοι:

Περιφερειακή δύναμη τροχών E_1 και Δ_1 :

$$P_{tE_1} = P_{t\Delta_1} = \frac{2 \cdot M_{tE_1}}{d_{0E_1}} = \frac{2 \cdot 111,8 \text{ Nm}}{0,034 \text{ m}} = 6576 \text{ N}$$

Ακτινική δύναμη τροχών E_1 και Δ_1 :

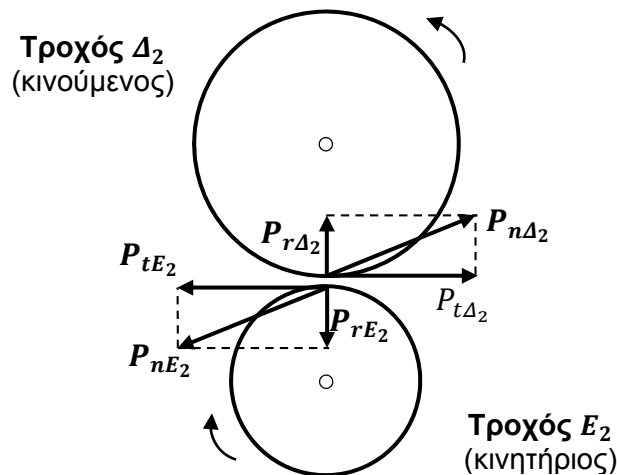
$$P_{rE_1} = P_{r\Delta_1} = P_{tE_1} \cdot \tan a = 6576 \text{ N} \cdot \tan 20^\circ = 2393 \text{ N}$$



Σχήμα 3.5: Δυνάμεις των οδοντωτών τροχών E_1 και Δ_1 . Κλίμακα 1:2.

- **ΤΡΟΧΟΙ E_2 ΚΑΙ Δ_2**

Στο Σχήμα 3.6 φαίνονται οι δυνάμεις που αναπτύσσονται στους οδοντωτούς τροχούς E_2 και Δ_2 .



Σχήμα 3.6: Δυνάμεις των οδοντωτών τροχών E_2 και Δ_2 . Κλίμακα 1:2.

Η περιφερειακή δύναμη στον τροχό E_2 προκύπτει με αντικατάσταση των τιμών στην σχέση (3.62) λαμβάνοντας υπόψη την ροπή στρέψης που υπολογίσαμε στην παράγραφο 3.7 η οποία είναι $M_{tE_2} = 111,8 \text{ Nm}$ και την αρχική διάμετρο του τροχού

E_1 η οποία είναι $d_{0E_2} = 50 \text{ mm} = 0,050 \text{ m}$. Η ακτινική δύναμη λαμβάνεται από την σχέση (3.63). Ήτοι:

Περιφερειακή δύναμη τροχών E_2 και Δ_2 :

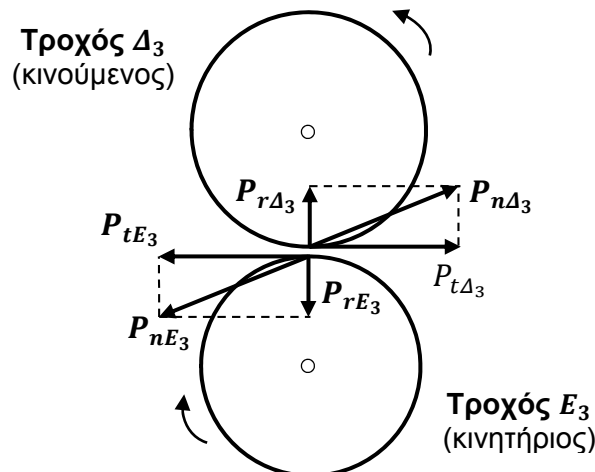
$$P_{tE_2} = P_{t\Delta_2} = \frac{2 \cdot M_{tE_2}}{d_{0E_2}} = \frac{2 \cdot 111,8 \text{ Nm}}{0,050 \text{ m}} = 4472 \text{ N}$$

Ακτινική δύναμη τροχών E_2 και Δ_2 :

$$P_{rE_2} = P_{r\Delta_2} = P_{tE_2} \cdot \tan a = 4472 \text{ N} \cdot \tan 20^\circ = 1628 \text{ N}$$

• ΤΡΟΧΟΙ E_3 ΚΑΙ Δ_3

Στο Σχήμα 3.7 φαίνονται οι δυνάμεις που αναπτύσσονται στους οδοντωτούς τροχούς E_3 και Δ_3 .



Σχήμα 3.7: Δυνάμεις των οδοντωτών τροχών E_3 και Δ_3 . Κλίμακα 1:2.

Η περιφερειακή δύναμη στον τροχό E_3 προκύπτει με αντικατάσταση των τιμών στην σχέση (3.62) λαμβάνοντας υπόψη την ροπή στρέψης που υπολογίσαμε στην παράγραφο 3.7 η οποία είναι $M_{tE_3} = 111,8 \text{ Nm}$ και την αρχική διάμετρο του τροχού E_1 η οποία είναι $d_{0E_3} = 58 \text{ mm} = 0,058 \text{ m}$. Η ακτινική δύναμη λαμβάνεται από την σχέση (3.63). Ήτοι:

Περιφερειακή δύναμη τροχών E_3 και Δ_3 :

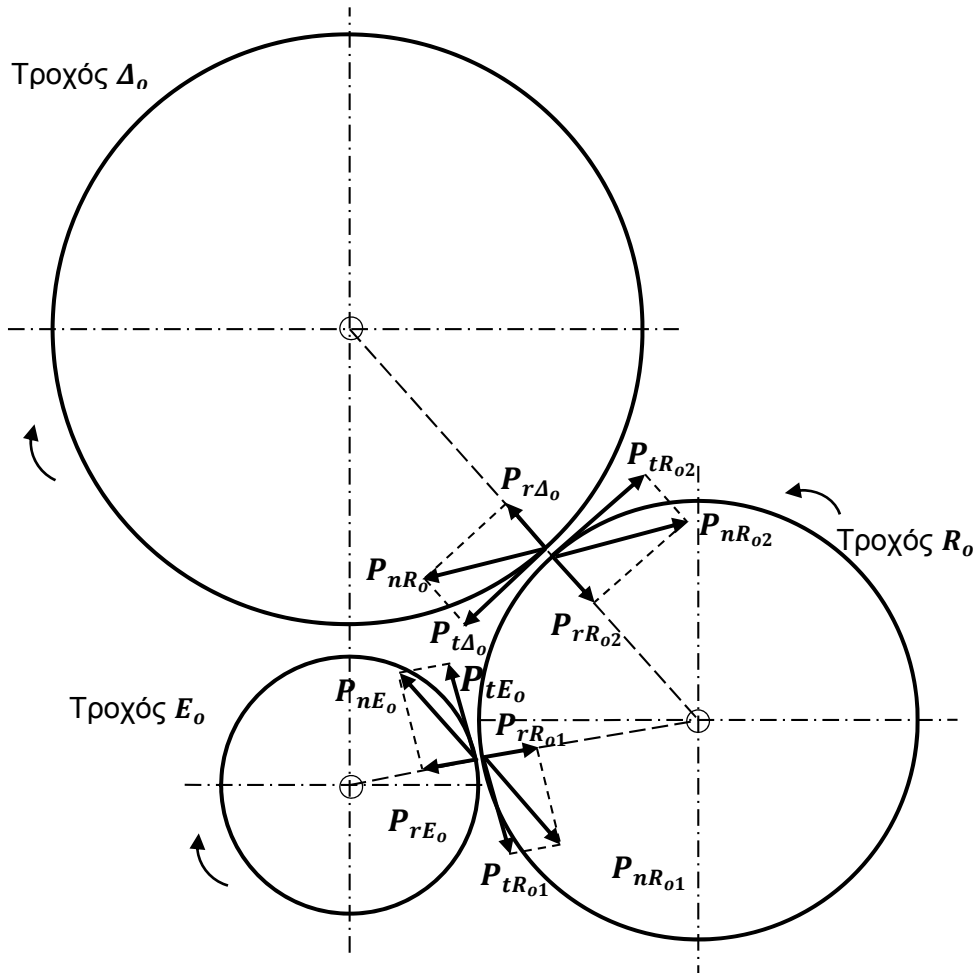
$$P_{tE_3} = P_{t\Delta_3} = \frac{2 \cdot M_{tE_3}}{d_{0E_3}} = \frac{2 \cdot 111,8 \text{ Nm}}{0,058 \text{ m}} = 3855 \text{ N}$$

Ακτινική δύναμη τροχών E_3 και Δ_3 :

$$P_{rE_3} = P_{r\Delta_3} = P_{tE_3} \cdot \tan a = 3855 \text{ N} \cdot \tan 20^\circ = 1403 \text{ N}$$

- ΤΡΟΧΟΙ E_o ΚΑΙ R_o

Στο Σχήμα 3.8 φαίνονται οι δυνάμεις που αναπτύσσονται στους οδοντωτούς τροχούς E_o και R_o και Δ_o .



Σχήμα 3.8: Δυνάμεις των οδοντωτών τροχών E_o , R_o και Δ_o . Κλίμακα 1:1.

Η περιφερειακή δύναμη στον τροχό E_o προκύπτει με αντικατάσταση των τιμών στην σχέση (3.62) λαμβάνοντας υπόψη την ροπή στρέψης που υπολογίσαμε στην παράγραφο 3.7 η οποία είναι $M_{tE_o} = 111,8 \text{ Nm}$ και την αρχική διάμετρο του τροχού E_o η οποία είναι $d_{0E_o} = 34 \text{ mm} = 0,034 \text{ m}$. Η ακτινική δύναμη λαμβάνεται από την σχέση (3.63). Ήτοι:

Περιφερειακή δύναμη τροχών E_o και R_o :

$$P_{tE_o} = P_{tR_{o1}} = \frac{2 \cdot M_{tE_o}}{d_{0E_o}} = \frac{2 \cdot 111,8 \text{ Nm}}{0,034 \text{ m}} = 6576 \text{ N}$$

Ακτινική δύναμη τροχών E_o και R_o :

$$P_{rE_o} = P_{rR_{o1}} = P_{tE_o} \cdot \tan a = 6576 \text{ N} \cdot \tan 20^\circ = 2393 \text{ N}$$

- **ΤΡΟΧΟΙ R_o ΚΑΙ Δ_o**

Η περιφερειακή δύναμη στον τροχό R_o προκύπτει με αντικατάσταση των τιμών στην σχέση (3.62) λαμβάνοντας υπόψη την ροπή στρέψης που υπολογίσαμε στην παράγραφο 3.7 η οποία είναι $M_{tR_o} = 189 Nm$ και την αρχική διάμετρο του τροχού R_o η οποία είναι $d_{oR_o} = 58 mm = 0,058 m$. Η ακτινική δύναμη λαμβάνεται από την σχέση (3.63). Έτσι:

Περιφερειακή δύναμη τροχών R_o και Δ_o:

$$P_{tR_{o2}} = P_{t\Delta_o} = \frac{2 \cdot M_{tR_o}}{d_{oR_o}} = \frac{2 \cdot 189 Nm}{0,058 m} = 6517 N$$

Ακτινική δύναμη τροχών E_o και R_o:

$$P_{rR_{o2}} = P_{r\Delta_o} = P_{tR_o} \cdot \tan a = 6517 N \cdot \tan 20^\circ = 2372 N$$

3.9 ΕΛΕΓΧΟΣ ΑΝΤΟΧΗΣ ΤΩΝ ΟΔΟΤΩΤΩΝ ΤΡΟΧΩΝ

- **Υπολογισμός του οδόντα σε θραύση**

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

$$\sigma_F = \frac{P_t}{b \cdot m} K_A \cdot K_V \cdot K_{Fa} \cdot Y_{Fa} \cdot Y_{Sa} \cdot Y_\varepsilon \leq \sigma_{FP} \approx \frac{\sigma_{Fl}}{S_F} \quad (3.64)$$

Όπου:

σ_F (N/mm²): τάση στον πόδα του οδόντα

P_t (N) : περιφερειακή δύναμη

m (mm): modul

b (mm) : πλάτος οδόντα

K_A : συντελεστής εφαρμογής

K_V : συντελεστής δυναμικών καταπονήσεων

K_{Fa} : μετωπικός συντελεστής κατανομής φορτίου για θραύση

Y_{Fa} : συντελεστής μορφής

Y_{Sa} : συντελεστής διόρθωσης τάσης

Y_ε : συντελεστής επικάλυψης

σ_{FP} (N/mm²): επιτρεπόμενη τάση στον πόδα, υπολογίζεται χωριστά για πινιόν και τροχό

σ_{Fl} (N/mm²): δυναμική αντοχή διάρκειας

S_F : συντελεστής ασφάλειας για την καταπόνηση στον πόδα (κατά μέσο όρο $S_F \geq 1,5$)

- **Υπολογισμός του οδόντα σε πίεση επιφάνειας**

Η πίεση επιφάνειας στον κύκλο κύλισης υπολογίζεται με την σχέση:

$$\sigma_H = \sqrt{\frac{P_t}{b \cdot d_1} \frac{u+1}{u} \cdot K_A \cdot K_v \cdot K_{Ha} \cdot Z_H \cdot Z_M \cdot Z_\varepsilon} \leq \sigma_{HP} = \frac{\sigma_{Hl}}{S_H} \quad (3.65)$$

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

P_t (N): περιφερειακή δύναμη

b (mm): πλάτος οδόντα

d_1 (mm): αρχική διάμετρος του πινιόν

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

K_A : συντελεστής εφαρμογής

K_v : συντελεστής δυναμικών καταπονήσεων

K_{Ha} : μετωπικός συντελεστής κατανομής φορτίου

Z_H : συντελεστής ζώνης, για $\beta=0^\circ$ και τροχούς χωρίς μετατόπιση $Z_H = 2,5$

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

Z_ε : συντελεστής επικάλυψης

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

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

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

ΕΛΕΓΧΟΣ ΑΝΤΟΧΗΣ ΤΩΝ ΤΡΟΧΩΝ E_1 και Δ_1 ΣΕ ΘΡΑΥΣΗ

- **Υπολογισμός του οδόντα σε θραύση**

Ο συντελεστής εφαρμογής K_A λαμβάνει υπόψη τις διακυμάνσεις του φορτίου και προκύπτει από τον Πίνακα 3.9:

$$K_A = 1,25$$

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

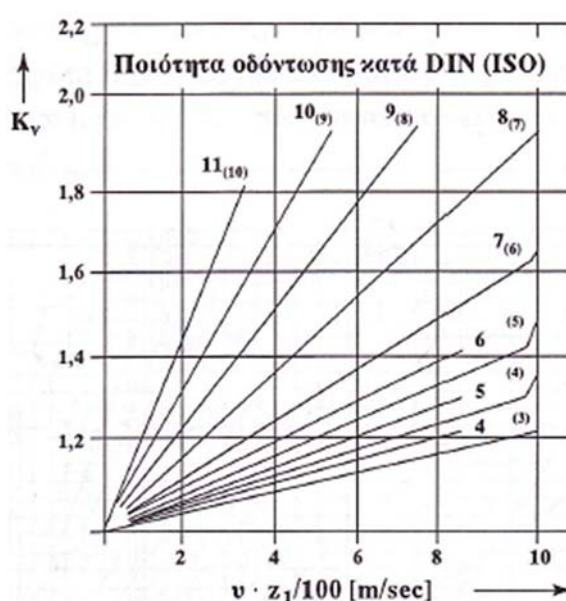
$$\frac{u \cdot z_1}{100} = \frac{3,8 (m/s) \cdot 17}{100} = 0,646$$

Από το Σχήμα 3.9 προκύπτει:

$$K_v = 0,3$$

Πίνακας 3.9: Συντελεστής εφαρμογής K_a για μειωτήρες με οδοντωτούς τροχούς με 8ωρη ή 24ωρη ημερήσια λειτουργία. [2]

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



Σχήμα 3.9: Συντελεστής δυναμικών καταπονήσεων K_v για οδοντωτούς τροχούς με ευθείς οδόντες. [2]

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

$$K_{Fa} = 1$$

Ο συντελεστής μορφής Y_{Fa} λαμβάνει υπόψη την επιρροή της μορφής του οδόντα πάνω στην τάση κάμψης και είναι ανεξάρτητος από τον συνεργαζόμενο τροχό. Λαμβάνεται από το Σχήμα 3.10:

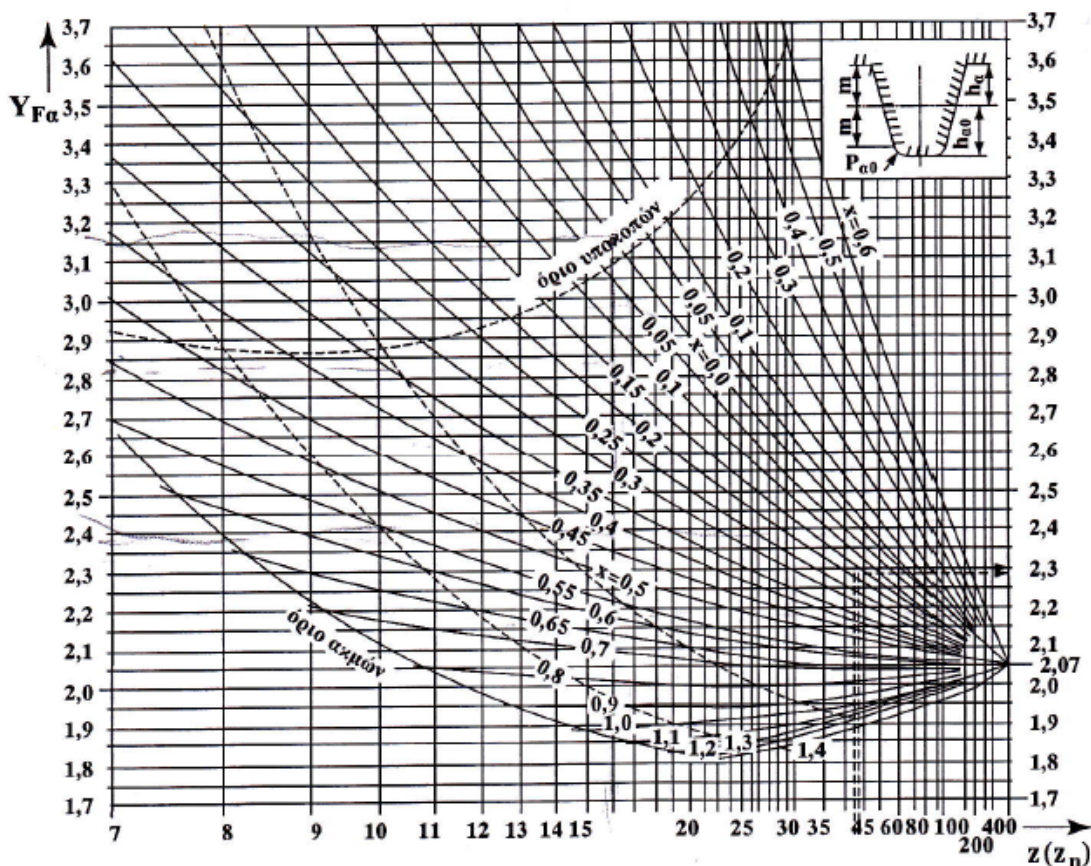
$$\text{Τροχός } E_1 \text{ με } z_{E_1} = 17 \rightarrow Y_{FaE_1} = 3,15$$

$$\text{Τροχός } \Delta_1 \text{ με } z_{\Delta_1} = 43 \rightarrow Y_{Fa\Delta_1} = 2,4$$

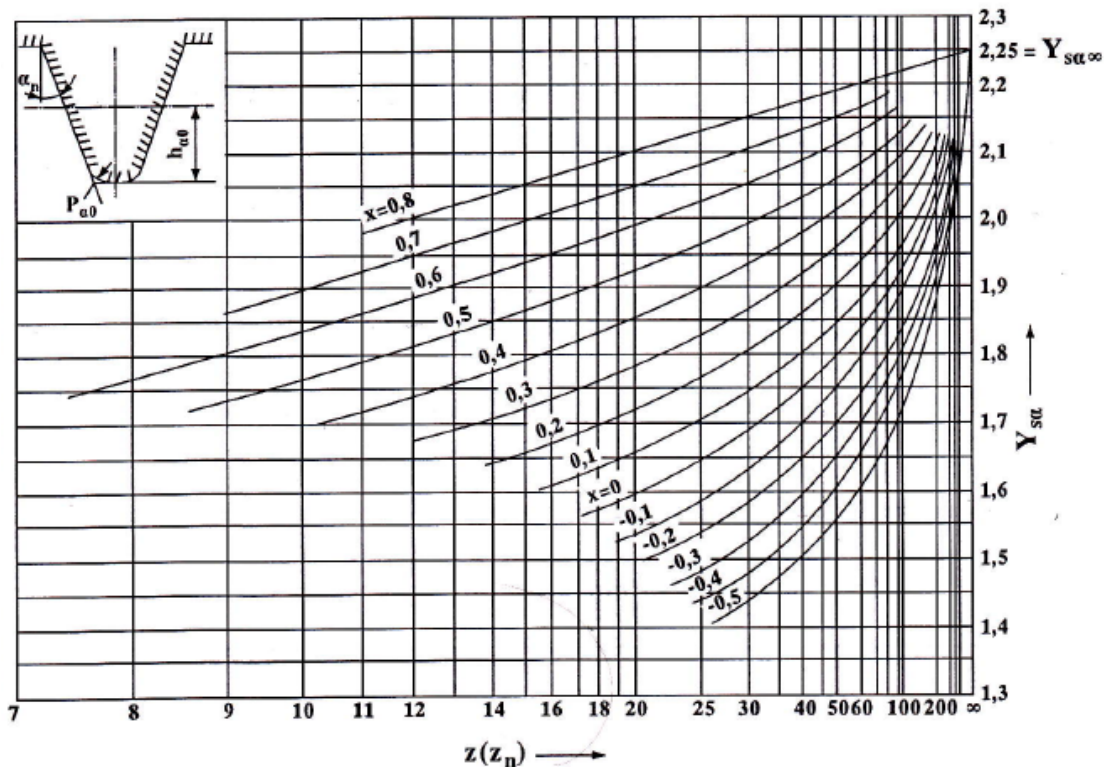
Ο συντελεστής διόρθωσης τάσης Y_{Sa} , λαμβάνει υπόψη την αύξηση της τάσης που προκαλεί η καμπυλότητα στον πόδα του οδόντα (συγκέντρωση τάσεων). Λαμβάνεται από το Σχήμα 3.11:

$$\text{Τροχός } E_1 \text{ με } z_{E_1} = 17 \rightarrow Y_{SaE_1} = 1,4$$

$$\text{Τροχός } \Delta_1 \text{ με } z_{\Delta_1} = 43 \rightarrow Y_{Sa\Delta_1} = 1,78$$



Σχήμα 3.10: Συντελεστής μορφής Y_{Fa} για εξωτερική οδόντωση (DIN 3990). [2]



Σχήμα 3.11: Συντελεστής μορφής Y_{sa} για εξωτερική οδόντωση (DIN 3990). [2]

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

$$Y_{\varepsilon} = 0,25 + \frac{0,75}{\varepsilon_{\alpha}} \quad (3.66)$$

Το ε_{α} λέγεται βαθμός επικάλυψης και ορίζεται ως ο λόγος των επαφών g_{α} προς το βήμα επαφών p_e , όπως δείχνει η παρακάτω σχέση:

$$\varepsilon_{\alpha} = \frac{g_{\alpha}}{p_e} = \frac{0,5 \left(\sqrt{d_{\kappa E_1}^2 - d_{b E_1}^2} + \sqrt{d_{\kappa \Delta_1}^2 - d_{b \Delta_1}^2} \right) - \alpha_d \cdot \sin \alpha}{\pi \cdot m \cdot \cos \alpha} \quad (3.67)$$

Όπου:

g_{α} : τμήμα επαφών, σε (mm)

p_e : βήμα επαφών, σε (mm)

$d_{\kappa E_1}, d_{\kappa \Delta_1}$: διάμετρος κύκλου κεφαλής πινιόν και τροχού, σε (mm)

$d_{b E_1}, d_{b \Delta_1}$: διάμετρος βασικού κύκλου πινιόν και τροχού, σε (mm)

α : γωνία επαφής, $\alpha = 20^\circ$

α_d : απόσταση αξόνων, σε (mm)

Αντικαθιστώντας στην σχέση (3.67), έχουμε:

$$\varepsilon_{\alpha} = \frac{0,5 \left(\sqrt{38^2 - 31,95^2} + \sqrt{90^2 - 80,82^2} \right) - 60 \cdot \sin 20^\circ}{\pi \cdot 2 \cdot \cos 20^\circ}$$

$$\varepsilon_\alpha = 1,62$$

Στην συνέχεια με αντικατάσταση στην σχέση (3.66) , έχουμε:

$$Y_\varepsilon = 0,25 + \frac{0,75}{1,62} \Rightarrow Y_\varepsilon = 0,71$$

Με αντικατάσταση στην σχέση (3.64) έχουμε:

Τάση στον πόδα του οδόντα του τροχού E₁:

$$\sigma_{FE_1} = \frac{P_{tE_1}}{b_{E_1} \cdot m} K_A \cdot K_V \cdot K_{Fa} \cdot Y_{FaE_1} \cdot Y_{SaE_1} \cdot Y_\varepsilon$$

$$\sigma_{FE_1} = \frac{6576 \text{ N}}{24 \text{ mm} \cdot 2 \text{ mm}} 1,25 \cdot 0,3 \cdot 1 \cdot 3,15 \cdot 1,4 \cdot 0,71$$

$$\sigma_{FE_1} = 160 \text{ N/mm}^2$$

Τάση στον πόδα του οδόντα του τροχού Δ₁:

$$\sigma_{F\Delta_1} = \frac{P_{t\Delta_1}}{b_{\Delta_1} \cdot m} K_A \cdot K_V \cdot K_{Fa} \cdot Y_{Fa\Delta_1} \cdot Y_{Sa\Delta_1} \cdot Y_\varepsilon$$

$$\sigma_{F\Delta_1} = \frac{6576 \text{ N}}{28 \text{ mm} \cdot 2 \text{ mm}} 1,25 \cdot 0,3 \cdot 1 \cdot 2,4 \cdot 1,78 \cdot 0,71$$

$$\sigma_{F\Delta_1} = 134 \text{ N/mm}^2$$

- **Υπολογισμός του οδόντα σε πίεση επιφάνειας**

$$P_{tE_1} = 6576 \text{ N}$$

$$b = 24 \text{ mm} \text{ (το μικρότερο πλάτος)}$$

Ο λόγος αριθμού οδόντων τροχού προς πινιόν $u = z_{\Delta_3}/z_{E_3} = 31/29 = 1,07$

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

Ο συντελεστής ζώνης, για $\beta=0^\circ$ και τροχούς χωρίς μετατόπιση $Z_H = 2,5$

Ο συντελεστής υλικού $Z_M = 189,8 (\sqrt{N/mm^2})$

Ο συντελεστής επικάλυψης $Z_\varepsilon = \sqrt{\frac{4-\varepsilon_\alpha}{3}} = \sqrt{\frac{4-1,62}{3}} = 0,89$

Για τους τροχούς E₁ και Δ₁ ισχύει:

$$\sigma_{HE_1, \Delta_1} = \sqrt{\frac{6576}{24 \cdot 34} \frac{2,53 + 1}{2,53}} \cdot 1,25 \cdot 0,3 \cdot 1 \cdot 2,5 \cdot 189,9 \cdot 0,89$$

$$\sigma_{HE_1, \Delta_1} = 867,7 \text{ N/mm}^2$$

Εκλέγουμε υλικό: 31CrMoV₉ με $\sigma_{Fl} = 840 \text{ N/mm}^2$ και $\sigma_{Hl} = 1230 \text{ N/mm}^2$

Με συντελεστές ασφαλείας $S_F = 1,5$ και $S_H = 1,35$ έχουμε:

$$\sigma_{FP} \approx \frac{\sigma_{Fl}}{S_F} = \frac{840}{1,5} = 560 \text{ N/mm}^2 > \sigma_{FE_1} = 160 \frac{\text{N}}{\text{mm}} \text{ και } \sigma_{F\Delta_1} = 134 \text{ N/mm}^2$$

$$\sigma_{HP} = \frac{\sigma_{Hl}}{S_H} = \frac{1230}{1,35} = 911 \text{ N/mm}^2 > \sigma_{HE_1, \Delta_1} = 867,7 \text{ N/mm}^2$$

ΚΕΦΑΛΑΙΟ 4^ο

ΥΠΟΛΟΓΙΣΜΟΣ ΕΝΔΙΑΜΕΣΟΥ ΑΞΟΝΑ

Ο ενδιάμεσος άξονας (Σχήμα 3.1) φέρει ολόσωμους με αυτόν τροχούς στις θέσεις E_1, E_2, E_3, E_4, E_0 . Οι θέσεις Γ και Δ είναι οι θέσεις έδρασης του άξονα στις οποίες τοποθετούνται τα έδρανα κύλισης (ρουλεμάν). Υπολογίζουμε για κάθε περίπτωση ταχύτητας (1^η, 2^η, 3^η, όπισθεν) τις δυνάμεις και τις ροπές που αναπτύσσονται στον ενδιάμεσο άξονα. Στην συνέχεια υπολογίζουμε τις διαβαθμίσεις του άξονα, τα έδρανα κύλισης (ρουλεμάν) και γίνεται έλεγχος σε δυναμική καταπόνηση του άξονα στην κρίσιμη θέση.

Οι αποστάσεις μεταξύ οδοντωτών τροχών και εδράνων στον ενδιάμεσο αλλά και στον δευτερεύοντα άξονα (Σχήμα 3.1) ορίστηκαν με κριτήριο τα πλάτη των οδοντωτών τροχών, των συγχρονιστών και των ρουλεμάν. Πιο αναλυτικά οι αποστάσεις μεταξύ των τροχών E_0, E_1, E_2 και E_3 του ενδιάμεσου άξονα είναι ίσες με τις αποστάσεις των τροχών $\Delta_0, \Delta_1, \Delta_2$ και Δ_3 του δευτερεύοντα. Αρχικά εκλέγουμε τις αποστάσεις των τροχών στον δευτερεύοντα άξονα λαμβάνοντας υπόψη το πλάτος των συγχρονιστών το οποίο είναι γνωστό. Με όμοιο τρόπο εκτιμούμε και την απόσταση του τροχού E_4 από τον τροχό E_3 .

4.1 ΔΥΝΑΜΕΙΣ ΚΑΙ ΡΟΠΕΣ ΣΤΗΝ 1^η ΤΑΧΥΤΗΤΑ

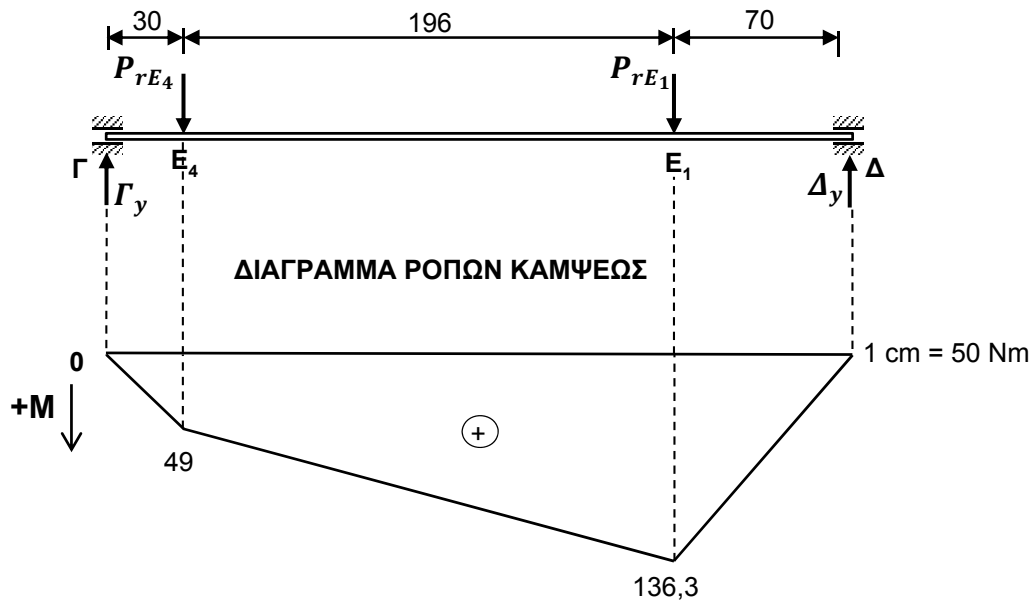
Στην πρώτη ταχύτητα ο οδοντωτός τροχός Δ_1 «κλειδώνει» επάνω στον δευτερεύοντα άξονα, με την βοήθεια του συγχρονιστή και έχουμε την συνεργασία των τροχών E_1 με Δ_1 . Συνεπώς, ο ενδιάμεσος άξονας δέχεται φορτίσεις μόνο λόγω των ακτινικών και περιφερειακών δυνάμεων των οδοντωτών τροχών E_4 και E_1 , οι οποίες δεν είναι όλες συνεπίπεδες, αλλά ασκούνται σε δύο διαφορετικά επίπεδα, δηλαδή στο επίπεδο (x,y) και στο επίπεδο (x,z) . Σκοπός μας είναι ο υπολογισμός των δυνάμεων και των ροπών στον ενδιάμεσο άξονα για την πρώτη ταχύτητα. Αυτό επιτυγχάνεται αναλύοντας αρχικά τις δυνάμεις και τις ροπές σε δύο επίπεδα (x,y) και (x,z) και στην συνέχεια γίνεται σύνθεση των δυνάμεων και των ροπών.

- **Φόρτιση του ενδιάμεσου άξονα στο επίπεδο (x,y)**

Στο Σχήμα 4.1 φαίνεται ο ενδιάμεσος άξονας με τις φορτίσεις του στο επίπεδο (x,y) . Οι δυνάμεις που ενεργούν πάνω στο επίπεδο (x,y) , στις θέσεις E_4 και E_1 , είναι οι ακτινικές δυνάμεις των αντίστοιχων οδοντωτών τροχών P_{rE_4}, P_{rE_1} και έχουν φορά από κάτω προς τα πάνω όπως φαίνονται στο Σχήμα 4.1. Οι τιμές των δυνάμεων όπως αυτές υπολογίστηκαν στην παράγραφο 3.8 είναι:

$$P_{rE_4} = 1187 \text{ N}$$

$$P_{rE_1} = 2393 \text{ N}$$



Σχήμα 4.1: Διάγραμμα ροπών κάμψεως του ενδιάμεσου άξονα στο επίπεδο (x,y) για την 1^η ταχύτητα.

Για την σχεδίαση των διαγραμμάτων ακολουθείται η παρακάτω διαδικασία:

Αντιδράσεις στις στηρίξεις

Οι αντιδράσεις στις στηρίξεις Γ και Δ στο επίπεδο (x,y) μπορούν να υπολογιστούν λαμβάνοντας τις ροπές ως προς Δ και Γ αντίστοιχα, ίσες με το μηδέν, ήτοι:

Υπολογισμός αντίδρασης στη θέση Γ:

$$\Sigma M_{\Delta} = 0 \Rightarrow \Gamma_y \cdot (30 + 196 + 70) - P_{rE_4} \cdot (196 + 70) - P_{rE_1} \cdot 70 = 0 \Rightarrow$$

$$\Gamma_y = \frac{P_{rE_4} \cdot 266 + P_{rE_1} \cdot 70}{296} = \frac{1187 \cdot 266 + 2393 \cdot 70}{296} \Rightarrow$$

$$\Gamma_y = 1633 \text{ N}$$

Υπολογισμός αντίδρασης στη θέση Δ:

$$\Sigma M_{\Gamma} = 0 \Rightarrow P_{rE_4} \cdot 30 + P_{rE_1} \cdot (30 + 196) - \Delta_y \cdot (30 + 196 + 70) = 0 \Rightarrow$$

$$\Delta_y = \frac{P_{rE_4} \cdot 30 + P_{rE_1} \cdot 226}{296} = \frac{1187 \cdot 30 + 2393 \cdot 226}{296} \Rightarrow$$

$$\Delta_y = 1947 \text{ N}$$

Ροπές στις χαρακτηριστικές θέσεις

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

Η ροπή στη θέση E_4 των από αριστερά δυνάμεων είναι:

$$M_{E_4(x,y) \alpha\rho} = \Gamma_y \cdot 30 \text{ mm} = 1633 \text{ N} \cdot 0,030 \text{ m} = 49 \text{ Nm}$$

Η ροπή στη θέση E_1 των από δεξιά δυνάμεων είναι:

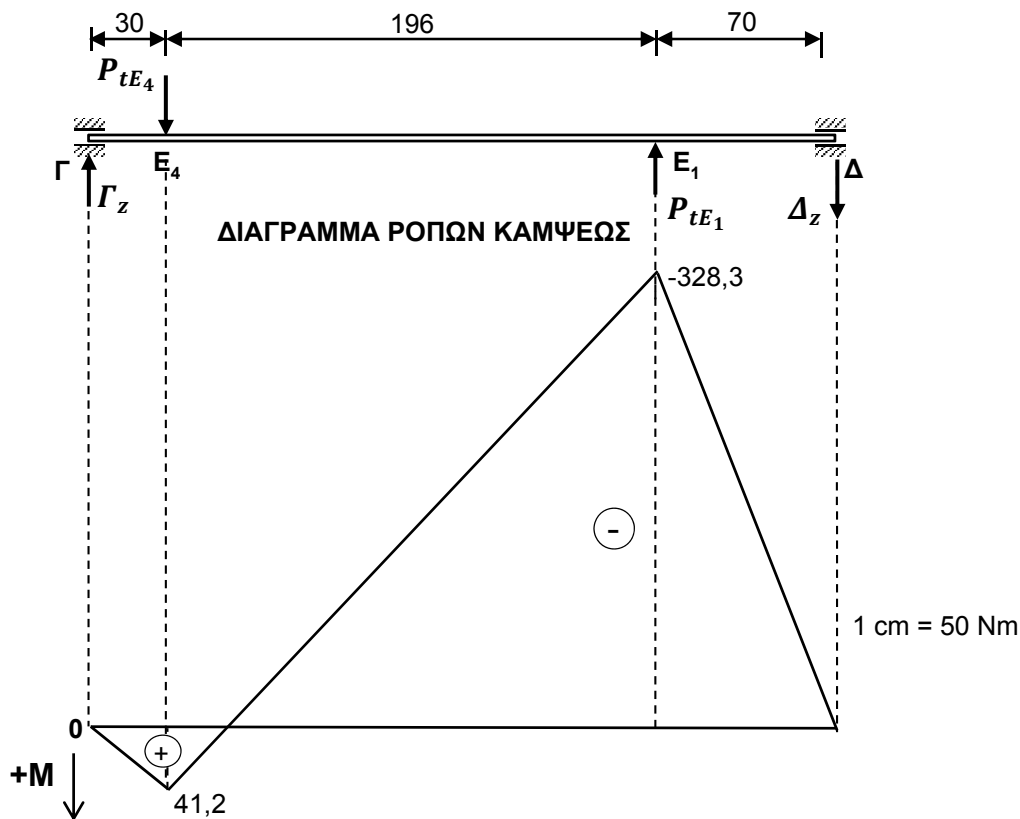
$$M_{E_1(x,y) \delta\epsilon\chi} = \Delta_y \cdot 70 \text{ mm} = 1947 \text{ N} \cdot 0,070 \text{ m} = 136,3 \text{ Nm}$$

Διάγραμμα ροπών κάμψεως

Σχεδιάζουμε το διάγραμμα ροπών κάμψεως του ενδιάμεσου άξονα στο επίπεδο (x,y), όπως φαίνεται στο Σχήμα 4.1. Κατ' αρχήν σχεδιάζουμε τον άξονα (με κατάλληλη κλίμακα μήκους) και δείχνουμε επ' αυτού τις φορτίσεις και τις αντιδράσεις στις στηρίξεις. Στην συνέχεια κάτω από το σχήμα του άξονα και σε κατακόρυφη ευθυγραμμία σχεδιάζουμε το διάγραμμα των ροπών (με κατάλληλη κλίμακα ροπών), λαμβάνοντας υπόψη ότι το διάγραμμα αποτελείται από ευθύγραμμα τμήματα, επειδή όλα τα φορτία είναι συγκεντρωμένες δυνάμεις και ότι θα έχει κορυφές ακριβώς κάτω από τις θέσεις εφαρμογής των φορτίων.

- **Φόρτιση του ενδιάμεσου άξονα στο επίπεδο (x,z)**

Στο Σχήμα 4.2 φαίνεται ο ενδιάμεσος άξονας με τις φορτίσεις του στο επίπεδο (x,z).



Σχήμα 4.2: Διάγραμμα ροπών κάμψεως του ενδιάμεσου άξονα στο επίπεδο (x,z) για την 1^η ταχύτητα.

Οι δυνάμεις που ενεργούν πάνω στο επίπεδο (x,z), στις θέσεις E₄ και E₁, είναι οι περιφερειακές δυνάμεις των αντίστοιχων οδοντωτών τροχών P_{tE₄}, P_{tE₁} και έχουν αντίθετη φορά όπως φαίνονται στο Σχήμα 4.2. Οι τιμές των δυνάμεων όπως αυτές υπολογίστηκαν στην παράγραφο 3.8 είναι:

$$P_{tE_4} = 3260 \text{ N}$$

$$P_{tE_1} = 6576 \text{ N}$$

Στο ίδιο σχήμα σε κατακόρυφη ευθυγραμμία φαίνονται τα διαγράμματα ροπών κάμψεως. Για την σχεδίαση των διαγραμμάτων ακολουθείται η παρακάτω διαδικασία:

Αντιδράσεις στις στηρίξεις

Λαμβάνοντας τις ροπές ως προς Δ και Γ ίσες με το μηδέν, υπολογίζουμε κατά τον ίδιο τρόπο όπως προηγουμένως τις αντιδράσεις στις στηρίξεις Γ και Δ αντίστοιχα, ήτοι:

Υπολογισμός αντίδρασης στη θέση Γ:

$$\Sigma M_{\Delta} = 0 \Rightarrow \Gamma_z \cdot (30 + 196 + 70) - P_{tE_4} \cdot (196 + 70) + P_{tE_1} \cdot 70 = 0 \Rightarrow$$

$$\Gamma_z = \frac{P_{tE_4} \cdot 266 - P_{tE_1} \cdot 70}{296} = \frac{3260 \cdot 266 - 6576 \cdot 70}{296} \Rightarrow$$

$$\Gamma_z = 1374 \text{ N}$$

Υπολογισμός αντίδρασης στη θέση Δ:

$$\Sigma M_{\Gamma} = 0 \Rightarrow P_{tE_4} \cdot 30 - P_{tE_1} \cdot (30 + 196) + \Delta_z \cdot (30 + 196 + 57) = 0 \Rightarrow$$

$$\Delta_z = \frac{-P_{tE_4} \cdot 30 + P_{tE_1} \cdot 226}{296} = \frac{-3260 \cdot 30 + 6576 \cdot 226}{296} \Rightarrow$$

$$\Delta_z = 4690 \text{ N}$$

Ροπές στις χαρακτηριστικές θέσεις

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

Ροπή στη θέση E₄:

$$M_{E_4(x,z)} \alpha\rho = \Gamma_z \cdot 30 \text{ mm} = 1374 \text{ N} \cdot 0,030 \text{ m} = 41,2 \text{ Nm}$$

Ροπή στη θέση E₁:

$$M_{E_1(x,z)} \delta\epsilon\xi = -\Delta_z \cdot 70 \text{ mm} = -4690 \text{ N} \cdot 0,070 \text{ m} = -328,3 \text{ Nm}$$

Διάγραμμα ροπών κάμψεως

Με την ίδια μεθοδολογία ως ανωτέρω σχεδιάζουμε το διάγραμμα ροπών για το επίπεδο (x,z) το οποίο παρουσιάζεται στο Σχήμα 4.2.

- **Δυνάμεις επί των εδράνων Γ και Δ**

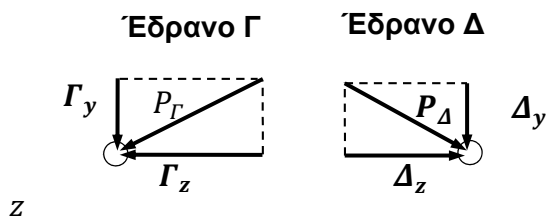
Οι δυνάμεις επί των εδράνων προκύπτουν με σύνθεση των ήδη ευρεθέντων δυνάμεων κατά τα επίπεδα (x,y) και (x,z) όπως φαίνονται στο Σχήμα 4.3, ήτοι:

Ακτινική δύναμη του εδράνου Γ:

$$P_{\Gamma} = \sqrt{\Gamma_y^2 + \Gamma_z^2} = \sqrt{1633^2 + 1374^2} = 2134 \text{ N}$$

Ακτινική δύναμη του εδράνου Δ:

$$P_{\Delta} = \sqrt{\Delta_y^2 + \Delta_z^2} = \sqrt{1947^2 + 4690^2} = 5079 \text{ N}$$



Σχήμα 4.3: Δυνάμεις επί των εδράνων Γ και Δ για την 1^η ταχύτητα.

- **Μέγιστες καμπτικές ροπές στις θέσεις E₄ και E₁**

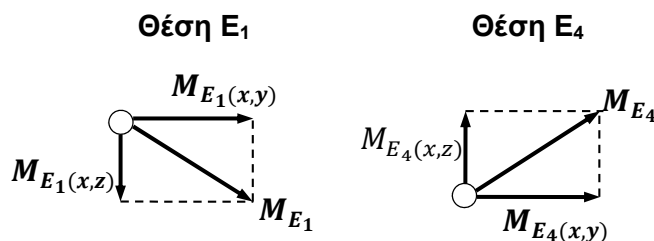
Οι μέγιστες καμπτικές ροπές στις θέσεις E₄ και E₁ προκύπτουν με σύνθεση των ήδη ευρεθέντων δυνάμεων κατά τα επίπεδα (x,y) και (x,z) όπως φαίνονται στο Σχήμα 4.4, ήτοι:

Ροπή κάμψης στην θέση E₄:

$$M_{E_4} = \sqrt{M_{E_4(x,y)}^2 + M_{E_4(x,z)}^2} = \sqrt{49^2 + 41,2^2} \Rightarrow M_{bE_4} = 64 \text{ Nm}$$

Ροπή κάμψης στην θέση E₁:

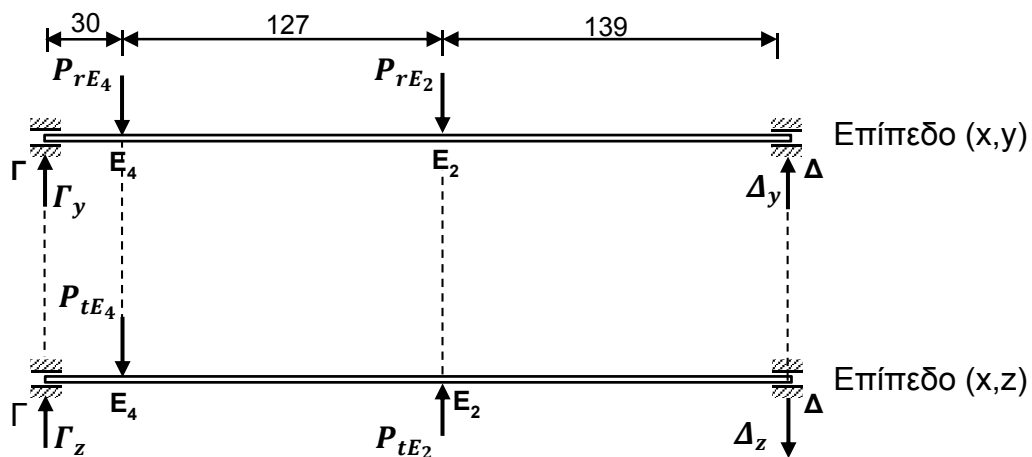
$$M_{E_1} = \sqrt{M_{E_1(x,y)}^2 + M_{E_1(x,z)}^2} = \sqrt{136,3^2 + (-328,3)^2} \Rightarrow M_{bE_1} = 355,5 \text{ Nm}$$



Σχήμα 4.4: Ροπές στις θέσεις E₄ και E₁ για την 1^η ταχύτητα.

4.2 ΔΥΝΑΜΕΙΣ ΚΑΙ ΡΟΠΕΣ ΣΤΗΝ 2^Η ΤΑΧΥΤΗΤΑ

Στην δεύτερη ταχύτητα ο οδοντωτός τροχός Δ_2 «κλειδώνει» επάνω στον δευτερεύοντα άξονα, με την βοήθεια του συγχρονιστή και έχουμε την συνεργασία των τροχών E_2 με Δ_2 . Συνεπώς, ο ενδιάμεσος άξονας δέχεται φορτίσεις μόνο λόγω των ακτινικών και περιφερειακών δυνάμεων των οδοντωτών τροχών E_4 και E_2 , οι οποίες δεν είναι όλες συνεπίπεδες, αλλά ασκούνται σε δύο διαφορετικά επίπεδα, δηλαδή στο επίπεδο (x,y) και στο επίπεδο (x,z) . Σκοπός μας είναι ο υπολογισμός των δυνάμεων και των ροπών στον ενδιάμεσο άξονα για την δεύτερη ταχύτητα. Η μεθοδολογία που ακολουθείται είναι ίδια με της παραγράφου 4.1. Στο Σχήμα 4.5 φαίνεται ο ενδιάμεσος άξονας με τις φορτίσεις του στα επίπεδα (x,y) και (x,z) .



Σχήμα 4.5: Δυνάμεις του ενδιάμεσου άξονα στα δύο επίπεδα για την 2^η ταχύτητα.

- **Φόρτιση του ενδιάμεσου άξονα στο επίπεδο (x,y)**

Τα φορτία του ενδιάμεσου άξονα στις θέσεις E_4 και E_2 είναι οι ακτινικές δυνάμεις των αντίστοιχων οδοντωτών τροχών:

$$P_{rE_4} = 1187 \text{ N}$$

$$P_{rE_2} = 1628 \text{ N}$$

Αντιδράσεις στις στηρίξεις

Λαμβάνοντας τις ροπές ως προς Δ και Γ ίσες με το μηδέν, υπολογίζουμε κατά τον ίδιο τρόπο όπως προηγουμένως τις αντιδράσεις στις στηρίξεις Γ και Δ αντίστοιχα, ήτοι:

$$\text{Αντίδραση στη θέση } \Gamma: \Sigma M_{\Delta} = 0 \Rightarrow \Gamma_y = 1831 \text{ N}$$

$$\text{Αντίδραση στη θέση } \Delta: \Sigma M_{\Gamma} = 0 \Rightarrow \Delta_y = 984 \text{ N}$$

Ροπές στις χαρακτηριστικές θέσεις

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

Ροπή στη θέση E_4 :

$$M_{E_4(x,y) \alpha\rho} = \Gamma_y \cdot 30 \text{ mm} = 1831 \text{ N} \cdot 0,030 \text{ m} = 55 \text{ Nm}$$

Ροπή στη θέση E₂:

$$M_{E_2(x,y)} \delta \epsilon \xi = \Delta_y \cdot 139 \text{ mm} = 984 \text{ N} \cdot 0,139 \text{ m} = 136,7 \text{ Nm}$$

- **Φόρτιση του ενδιάμεσου άξονα στο επίπεδο (x,z)**

Τα φορτία του ενδιάμεσου άξονα στις θέσεις E₄ και E₂ είναι οι περιφερειακές δυνάμεις των αντίστοιχων οδοντωτών τροχών:

$$P_{tE_4} = 3260 \text{ N}$$

$$P_{tE_2} = 4472 \text{ N}$$

Αντιδράσεις στις στηρίξεις

Λαμβάνοντας τις ροπές ως προς Δ και Γ ίσες με το μηδέν, υπολογίζουμε κατά τον ίδιο τρόπο όπως προηγουμένως τις αντιδράσεις στις στηρίξεις Γ και Δ αντίστοιχα, ήτοι:

Αντίδραση στη θέση Γ: $\Sigma M_\Delta = 0 \Rightarrow \Gamma_z = 830 \text{ N}$

Αντίδραση στη θέση Δ: $\Sigma M_\Gamma = 0 \Rightarrow \Delta_z = 2042 \text{ N}$

Ροπές στις χαρακτηριστικές θέσεις

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

Ροπή στη θέση E₄:

$$M_{E_4(x,z)} \alpha \rho = \Gamma_z \cdot 30 \text{ mm} = 830 \text{ N} \cdot 0,030 \text{ m} = 25 \text{ Nm}$$

Ροπή στη θέση E₂:

$$M_{E_2(x,z)} \delta \epsilon \xi = -\Delta_z \cdot 139 \text{ mm} = -2042 \text{ N} \cdot 0,139 \text{ m} = -283,8 \text{ Nm}$$

- **Δυνάμεις επί των εδράνων Γ και Δ**

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

Ακτινική δύναμη του εδράνου Γ:

$$P_\Gamma = \sqrt{\Gamma_y^2 + \Gamma_z^2} = \sqrt{1831^2 + 830^2} = 2010 \text{ N}$$

Ακτινική δύναμη του εδράνου Δ:

$$P_\Delta = \sqrt{\Delta_y^2 + \Delta_z^2} = \sqrt{984^2 + 2042^2} = 2266 \text{ N}$$

- **Μέγιστες καμπτικές ροπές στις θέσεις E₄ και E₂**

Οι μέγιστες καμπτικές ροπές στις θέσεις E₄ και E₂ προκύπτουν με σύνθεση των ήδη ευρεθέντων δυνάμεων κατά τα επίπεδα (x,y) και (x,z) ήτοι:

Ροπή κάμψης στην θέση E₄:

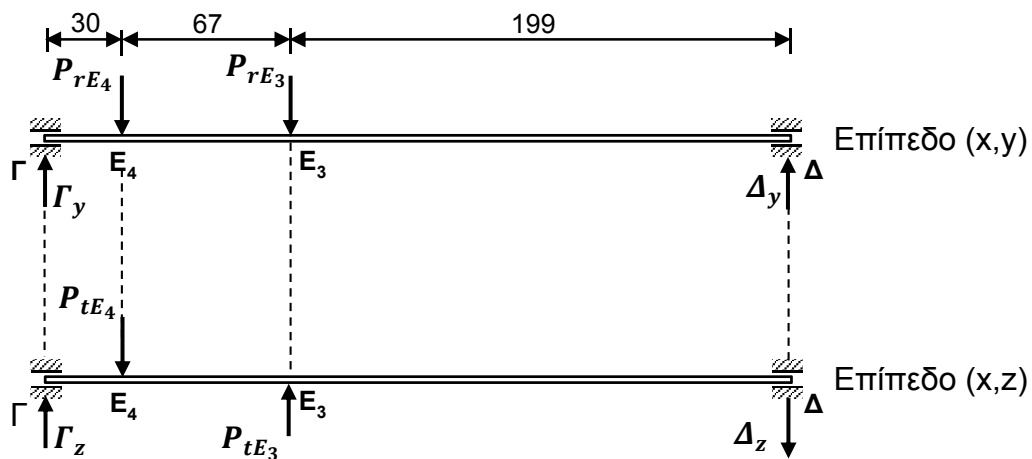
$$M_{E_4} = \sqrt{M_{E_4(x,y)}^2 + M_{E_4(x,z)}^2} = \sqrt{55^2 + 25^2} \Rightarrow M_{bE_4} = 60,3 \text{ Nm}$$

Ροπή κάμψης στην θέση E₂:

$$M_{E_2} = \sqrt{M_{E_2(x,y)}^2 + M_{E_2(x,z)}^2} = \sqrt{136,7^2 + (-283,8)^2} \Rightarrow M_{bE_2} = 315 \text{ Nm}$$

4.3 ΔΥΝΑΜΕΙΣ ΚΑΙ ΡΟΠΕΣ ΣΤΗΝ 3^Η ΤΑΧΥΤΗΤΑ

Στην τρίτη ταχύτητα ο οδοντωτός τροχός Δ₃ «κλειδώνει» επάνω στον δευτερεύοντα άξονα, με την βοήθεια του συγχρονιστή και έχουμε την συνεργασία των τροχών E₃ με Δ₃. Συνεπώς, ο ενδιάμεσος άξονας δέχεται φορτίσεις μόνο λόγω των ακτινικών και περιφερειακών δυνάμεων των οδοντωτών τροχών E₄ και E₃, οι οποίες δεν είναι όλες συνεπίπεδες, αλλά ασκούνται σε δύο διαφορετικά επίπεδα, δηλαδή στο επίπεδο (x,y) και στο επίπεδο (x,z). Σκοπός μας είναι ο υπολογισμός των δυνάμεων και των ροπών στον ενδιάμεσο άξονα για την τρίτη ταχύτητα. Η μεθοδολογία που ακολουθείται είναι ίδια με της παραγράφου 4.1. Στο Σχήμα 4.6 φαίνεται ο ενδιάμεσος άξονας με τις φορτίσεις του στα επίπεδα (x,y) και (x,z).



Σχήμα 4.6: Δυνάμεις του ενδιάμεσου άξονα στα δύο επίπεδα για την 3^η ταχύτητα.

- **Φόρτιση του ενδιάμεσου άξονα στο επίπεδο (x,y)**

Τα φορτία του ενδιάμεσου άξονα στις θέσεις E₄ και E₃ είναι οι περιφερειακές δυνάμεις των αντίστοιχων οδοντωτών τροχών:

$$P_{rE_4} = 1187 \text{ N}$$

$$P_{rE_3} = 1403 \text{ N}$$

Αντιδράσεις στις στηρίξεις

Λαμβάνοντας τις ροπές ως προς Δ και Γ ίσες με το μηδέν, υπολογίζουμε κατά τον ίδιο τρόπο όπως προηγουμένως τις αντιδράσεις στις στηρίξεις Γ και Δ αντίστοιχα, ήτοι:

$$\text{Αντίδραση στη θέση Γ: } \Sigma M_{\Delta} = 0 \Rightarrow \Gamma_y = 2010 \text{ N}$$

$$\text{Αντίδραση στη θέση Δ: } \Sigma M_{\Gamma} = 0 \Rightarrow \Delta_y = 580 \text{ N}$$

Ροπές στις χαρακτηριστικές θέσεις

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

Ροπή στη θέση E₄:

$$M_{E_4(x,y) \alpha\rho} = \Gamma_y \cdot 30 \text{ mm} = 2010 \text{ N} \cdot 0,030 \text{ m} = 60,3 \text{ Nm}$$

Ροπή στη θέση E₂:

$$M_{E_3(x,y) \delta\epsilon\xi} = -\Delta_y \cdot 199 \text{ mm} = -580 \text{ N} \cdot 0,199 \text{ m} = -115,4 \text{ Nm}$$

• Φόρτιση του ενδιάμεσου άξονα στο επίπεδο (x,z)

Τα φορτία του ενδιάμεσου άξονα στις θέσεις E₄ και E₃ είναι οι περιφερειακές δυνάμεις των αντίστοιχων οδοντωτών τροχών:

$$P_{tE_4} = 3260 \text{ N}$$

$$P_{tE_3} = 3855 \text{ N}$$

Αντιδράσεις στις στηρίξεις

Λαμβάνοντας τις ροπές ως προς Δ και Γ ίσες με το μηδέν, υπολογίζουμε κατά τον ίδιο τρόπο όπως προηγουμένως τις αντιδράσεις στις στηρίξεις Γ και Δ αντίστοιχα, ήτοι:

$$\text{Αντίδραση στη θέση Γ: } \Sigma M_{\Delta} = 0 \Rightarrow \Gamma_z = 338 \text{ N}$$

$$\text{Αντίδραση στη θέση Δ: } \Sigma M_{\Gamma} = 0 \Rightarrow \Delta_z = 933 \text{ N}$$

Ροπές στις χαρακτηριστικές θέσεις

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

Ροπή στη θέση E₄:

$$M_{E_4(x,z) \alpha\rho} = \Gamma_z \cdot 30 \text{ mm} = 338 \text{ N} \cdot 0,030 \text{ m} = 10 \text{ Nm}$$

Ροπή στη θέση E₃:

$$M_{E_3(x,z) \delta\epsilon\xi} = -\Delta_z \cdot 199 \text{ mm} = -933 \text{ N} \cdot 0,199 \text{ m} = -185,6 \text{ Nm}$$

• Δυνάμεις επί των εδράνων Γ και Δ

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

Ακτινική δύναμη του εδράνου Γ:

$$P_{\Gamma} = \sqrt{\Gamma_y^2 + \Gamma_z^2} = \sqrt{2010^2 + 338^2} = 2038 \text{ N}$$

Ακτινική δύναμη του εδράνου Δ:

$$P_{\Delta} = \sqrt{\Delta_y^2 + \Delta_z^2} = \sqrt{580^2 + 933^2} = 1099 \text{ N}$$

- **Μέγιστες καμπτικές ροπές στις θέσεις E₄ και E₃**

Οι μέγιστες καμπτικές ροπές στις θέσεις E₄ και E₃ προκύπτουν με σύνθεση των ήδη ευρεθέντων δυνάμεων κατά τα επίπεδα (x,y) και (x,z) ήτοι:

Ροπή κάμψης στην θέση E₄:

$$M_{E_4} = \sqrt{M_{E_4(x,y)}^2 + M_{E_4(x,z)}^2} = \sqrt{60,3^2 + 10^2} \Rightarrow M_{bE_4} = 61 \text{ Nm}$$

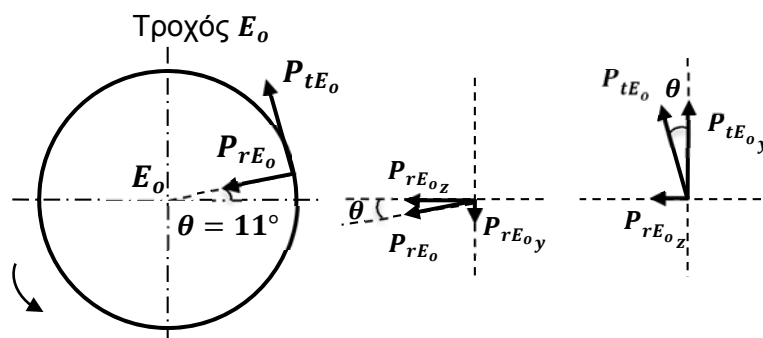
Ροπή κάμψης στην θέση E₃:

$$M_{E_3} = \sqrt{M_{E_3(x,y)}^2 + M_{E_3(x,z)}^2} = \sqrt{115,4^2 + (-185,6)^2} \Rightarrow M_{bE_3} = 218,6 \text{ Nm}$$

4.4 ΔΥΝΑΜΕΙΣ ΚΑΙ ΡΟΠΕΣ ΣΤΗΝ ΟΠΙΣΘΕΝ

Στην όπισθεν ο τροχός αντιστροφής κίνησης R_o ολισθαίνει και εμπλέκεται με τους τροχούς E_o και Δ_o. Εδώ έχουμε την συνεργασία των τροχών E_o με R_o και R_o με Δ_o. Συνεπώς, ο ενδιάμεσος άξονας δέχεται φορτίσεις μόνο λόγω των ακτινικών και περιφερειακών δυνάμεων των οδοντωτών τροχών E₄ και E_o, οι οποίες υπολογίστηκαν στην παράγραφο 3.8.

Οι δυνάμεις που αναπτύσσονται στον τροχό E_o ($P_{rE_o} = 2393 \text{ N}$, $P_{tE_o} = 6576 \text{ N}$) όπως δείχνει το Σχήμα 4.7 δεν είναι πάνω στους άξονες y και z.



Σχήμα 4.7: Δυνάμεις του ενδιάμεσου άξονα για την όπισθεν.

Αρχικά υπολογίζουμε την γωνία θ και στην συνέχεια αναλύουμε τις δυνάμεις στους άξονες y και z.

Υπολογισμός της γωνίας θ

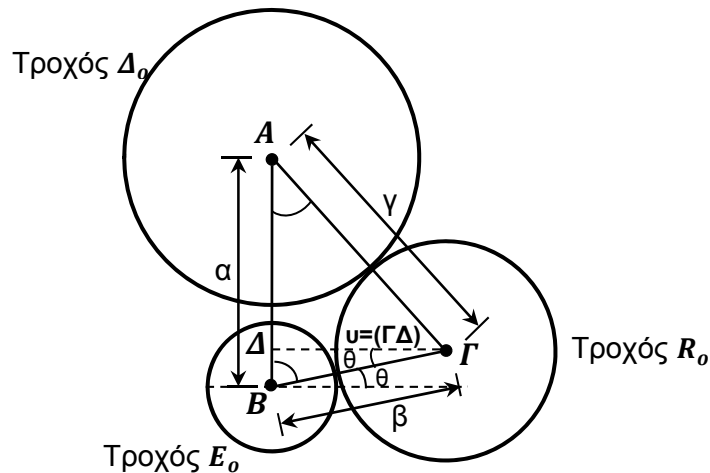
Στο Σχήμα 4.8 φαίνεται το τρίγωνο ABΓ που σχηματίζεται με κορυφές τα σημεία A, B και Γ. Τα σημεία A, B και Γ είναι τα κέντρα των οδοντωτών τροχών Δ_o , E_o και R_o αντίστοιχα. Τα μήκη των πλευρών του τριγώνου και το ύψος του είναι:

$$\alpha = (AB) = 60 \text{ mm}$$

$$\beta = (B\Gamma) = 46 \text{ mm}$$

$$\gamma = (A\Gamma) = 68 \text{ mm}$$

$$v = (\Gamma\Delta)$$



Σχήμα 4.8: Υπολογισμός γωνίας θ .

Για τον υπολογισμό της γωνίας θ ακολουθείται η εξής διαδικασία:

Υπολογίζουμε την ημιπερίμετρο του τριγώνου ABΓ, ήτοι:

$$\tau = \frac{1}{2} [(AB) + (B\Gamma) + (\Gamma A)] \Rightarrow \tau = \frac{\alpha + \beta + \gamma}{2} \Rightarrow$$

$$\tau = \frac{60 + 46 + 68}{2} \Rightarrow \tau = 87 \text{ mm}$$

Υπολογίζουμε το εμβαδόν του τριγώνου ABΓ με βάση την ημιπερίμετρο αυτού:

$$E = \sqrt{\tau \cdot (\tau - \alpha) \cdot (\tau - \beta) \cdot (\tau - \gamma)} \Rightarrow$$

$$E = \sqrt{87 \cdot (87 - 60) \cdot (87 - 46) \cdot (87 - 68)} \Rightarrow E = 1352,73 \text{ mm}^2$$

Από το εμβαδόν του τριγώνου ABΓ υπολογίζουμε το ύψος u , ήτοι:

$$E = \frac{1}{2} \cdot (AB) \cdot (\Gamma\Delta) \Rightarrow E = \frac{1}{2} \cdot \alpha \cdot v \Rightarrow v = \frac{2 \cdot E}{\alpha} \Rightarrow$$

$$v = \frac{2 \cdot 1352,73 \text{ mm}^2}{60 \text{ mm}} \Rightarrow v = 45,09 \text{ mm}$$

Για το ύψος του τριγώνου ΑΒΓ ισχύει:

$$(\Gamma\Delta) = (B\Gamma) \cdot \cos\theta \Rightarrow v = \beta \cdot \cos\theta \Rightarrow \cos\theta = \frac{v}{\beta} \Rightarrow$$

$$\cos\theta = \frac{45,09 \text{ mm}}{46 \text{ mm}} \Rightarrow \cos\theta = 0,98024 \Rightarrow$$

$$\theta = \cos^{-1} 0,98024 \Rightarrow \theta = 11,4^\circ \Rightarrow \theta \approx 11^\circ$$

Ανάλυση των δυνάμεων σε άξονες y και z

Αναλύουμε την ακτινική P_{rE_o} και την περιφερειακή P_{tE_o} δύναμη του οδοντωτού τροχού E_o στους άξονες y και z, ήτοι:

Ανάλυση της ακτινικής δύναμης P_{rE_o} :

$$P_{rE_o y} = P_{rE_o} \cdot \sin\theta = 2393 \text{ N} \cdot \sin 11^\circ \Rightarrow P_{rE_o y} = 456,6 \text{ N}$$

$$P_{rE_o z} = P_{rE_o} \cdot \cos\theta = 2393 \text{ N} \cdot \cos 11^\circ \Rightarrow P_{rE_o z} = 2349 \text{ N}$$

Ανάλυση της περιφερειακής δύναμης P_{tE_o} :

$$P_{tE_o y} = P_{tE_o} \cdot \cos\theta = 6576 \text{ N} \cdot \cos 11^\circ \Rightarrow P_{tE_o y} = 6455 \text{ N}$$

$$P_{tE_o z} = P_{tE_o} \cdot \sin\theta = 6576 \text{ N} \cdot \sin 11^\circ \Rightarrow P_{tE_o z} = 1255 \text{ N}$$

Στην συνέχεια υπολογίζουμε την συνολική δύναμη που ασκείται στον άξονα, ήτοι:

Συνολική δύναμη στον y άξονα:

$$P_{E_o y} = P_{tE_o y} - P_{rE_o y} = 6455 - 456,6 \Rightarrow P_{E_o y} = 5998,4 \text{ N}$$

Συνολική δύναμη στον z άξονα:

$$P_{E_o z} = P_{rE_o z} + P_{tE_o z} = 2349 + 1255 \Rightarrow P_{E_o z} = 3604 \text{ N}$$

Σκοπός μας είναι ο υπολογισμός των δυνάμεων και των ροπών στον ενδιάμεσο άξονα για την όπισθεν. Η διαδικασία που ακολουθείται είναι ίδια με της παραγράφου 4.1. Στο Σχήμα 4.9 φαίνεται ο ενδιάμεσος άξονας με τις φορτίσεις του στα επίπεδα (x,y) και (x,z).

- **Φόρτιση του ενδιάμεσου άξονα στο επίπεδο (x,y)**

Τα φορτία του ενδιάμεσου άξονα στις θέσεις E_4 και E_o είναι δυνάμεις των αντίστοιχων οδοντωτών τροχών:

$$P_{rE_4} = 1187 \text{ N}$$

$$P_{E_o y} = 5998,4 \text{ N}$$

Αντιδράσεις στις στηρίξεις

Λαμβάνοντας τις ροπές ως προς Δ και Γ ίσες με το μηδέν, υπολογίζουμε κατά τον ίδιο τρόπο όπως προηγουμένως τις αντιδράσεις στις στηρίξεις Γ και Δ αντίστοιχα, ήτοι:

$$\text{Αντίδραση στη θέση Γ: } \Sigma M_{\Delta} = 0 \Rightarrow \Gamma_y = 459 \text{ N}$$

$$\text{Αντίδραση στη θέση Δ: } \Sigma M_{\Gamma} = 0 \Rightarrow \Delta_y = 5270 \text{ N}$$

Ροπές στις χαρακτηριστικές θέσεις

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

Ροπή στη θέση E₄:

$$M_{E_4(x,y)} \alpha\rho = \Gamma_y \cdot 30 \text{ mm} = 459 \text{ N} \cdot 0,030 \text{ m} = 13,8 \text{ Nm}$$

Ροπή στη θέση E_ο:

$$M_{E_o(x,y)} \delta\epsilon\chi = -\Delta_y \cdot 30 \text{ mm} = -5270 \text{ N} \cdot 0,030 \text{ m} = -158 \text{ Nm}$$

• Φόρτιση του ενδιάμεσου άξονα στο επίπεδο (x,z)

Τα φορτία του ενδιάμεσου άξονα στις θέσεις E₄ και E_ο είναι οι περιφερειακές δυνάμεις των αντίστοιχων οδοντωτών τροχών:

$$P_{tE_4} = 3260 \text{ N}$$

$$P_{E_{oz}} = 3604 \text{ N}$$

Αντιδράσεις στις στηρίξεις

Λαμβάνοντας τις ροπές ως προς Δ και Γ ίσες με το μηδέν, υπολογίζουμε κατά τον ίδιο τρόπο όπως προηγουμένως τις αντιδράσεις στις στηρίξεις Γ και Δ αντίστοιχα, ήτοι:

$$\text{Αντίδραση στη θέση Γ: } \Sigma M_{\Delta} = 0 \Rightarrow \Gamma_z = 2564 \text{ N}$$

$$\text{Αντίδραση στη θέση Δ: } \Sigma M_{\Gamma} = 0 \Rightarrow \Delta_z = 2908 \text{ N}$$

Ροπές στις χαρακτηριστικές θέσεις

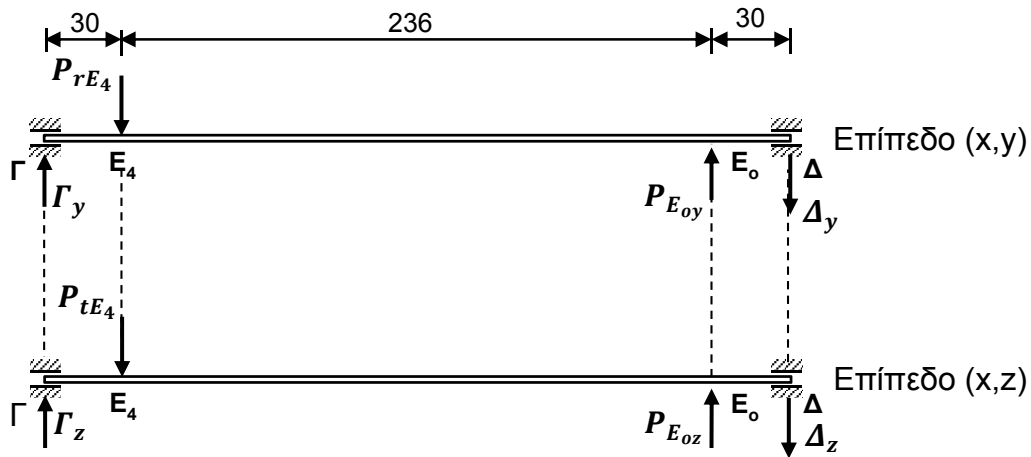
Παίρνουμε τις ροπές των από αριστερά ή δεξιά δυνάμεων και βρίσκουμε:

Ροπή στη θέση E₄:

$$M_{E_4(x,z)} \alpha\rho = \Gamma_z \cdot 30 \text{ mm} = 2564 \text{ N} \cdot 0,030 \text{ m} = 77 \text{ Nm}$$

Ροπή στη θέση E_ο:

$$M_{E_o(x,z)} \delta\epsilon\chi = -\Delta_z \cdot 30 \text{ mm} = -2908 \text{ N} \cdot 0,030 \text{ m} = -87,2 \text{ Nm}$$



Σχήμα 4.9: Δυνάμεις του ενδιάμεσου άξονα στα δύο επίπεδα για την όπισθεν.

- **Δυνάμεις επί των εδράνων Γ και Δ**

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

Ακτινική δύναμη του εδράνου Γ:

$$P_{\Gamma} = \sqrt{\Gamma_y^2 + \Gamma_z^2} = \sqrt{459^2 + 2564^2} = 2605 \text{ N}$$

Ακτινική δύναμη του εδράνου Δ:

$$P_{\Delta} = \sqrt{\Delta_y^2 + \Delta_z^2} = \sqrt{5270^2 + 2908^2} = 6019 \text{ N}$$

- **Μέγιστες καμπτικές ροπές στις θέσεις E4 και E0**

Οι μέγιστες καμπτικές ροπές στις θέσεις E4 και E0 προκύπτουν με σύνθεση των ήδη ευρεθέντων δυνάμεων κατά τα επίπεδα (x,y) και (x,z) ήτοι:

Ροπή κάμψης στην θέση E4:

$$M_{E_4} = \sqrt{M_{E_4(x,y)}^2 + M_{E_4(x,z)}^2} = \sqrt{13,8^2 + 77^2} \Rightarrow M_{bE_4} = 78,2 \text{ Nm}$$

Ροπή κάμψης στην θέση E0:

$$M_{E_0} = \sqrt{M_{E_0(x,y)}^2 + M_{E_0(x,z)}^2} = \sqrt{(-158)^2 + (-87,2)^2} \Rightarrow M_{bE_0} = 180,6 \text{ Nm}$$

4.5 ΚΑΘΟΡΙΣΜΟΣ ΔΙΑΒΑΘΜΙΣΕΩΝ ΕΝΔΙΑΜΕΣΟΥ ΑΞΟΝΑ

Πάνω στον ενδιάμεσο άξονα είναι ολόσωμοι οι τροχοί E₁, E₂, E₃, E₄, E_o και δύο έδρανα στις θέσεις Γ και Δ. Το υλικό του άξονα είναι βελτιωμένος χάλυβας 34CrNiMo₆ με $\sigma_{b,\varepsilon\pi} = 110 \text{ N/mm}^2$ και $\tau_{\varepsilon\pi} = 55 \text{ N/mm}^2$ [4]. Ο συντελεστής σύνθετης καταπόνησης α_o κατά Bach για όλκιμα υλικά, λαμβάνοντας υπόψη τις φορτίσεις οι οποίες είναι εναλλασσόμενη κάμψη $\sigma_{bw} = 530 \text{ N/mm}^2$ και επαναλαμβανόμενη στρέψη $\tau_{sch} = 630 \text{ N/mm}^2$ [5] έχουμε:

$$\alpha_o = \frac{\sigma_{bw}}{\sqrt{3} \cdot \tau_{sch}} \quad (4.1)$$

Αντικαθιστώντας προκύπτει:

$$\alpha_o = \frac{530}{\sqrt{3} \cdot 630} = 0,486$$

Υπολογίζουμε τις διαμέτρους του ενδιάμεσου άξονα ως εξής:

- **Κάμψη και στρέψη στην θέση E₁:**

Η θέση E₁ καταπονείται σε κάμψη και στρέψη. Στην θέση αυτή η ροπή κάμψης είναι $M_{bE_1} = 355,5 \text{ Nm}$ (παράγραφος 4.1), ενώ η ροπή στρέψης είναι $M_{tE_1} = 111,8 \text{ Nm}$ (παράγραφος 3.7). Υπολογίζουμε την ισοδύναμη ροπή κάμψης M_{vE_1} σύμφωνα με την σχέση:

$$M_{vE_1} = \sqrt{M_{bE_1}^2 + 0,75 \cdot (a_o \cdot M_{tE_1})^2} \quad (4.2)$$

Με αντικατάσταση προκύπτει:

$$M_{vE_1} = \sqrt{355,5^2 + 0,75 \cdot (0,486 \cdot 111,8)^2}$$

$$M_{vE_1} = 358,6 \text{ Nm}$$

Η προσωρινή διάμετρος του άξονα σε κάμψη και στρέψη στην θέση E₁ υπολογίζεται με βάση την ισοδύναμη ροπή κάμψης M_{vE_1} , και την επιτρεπόμενη τάση σε κάμψη $\sigma_{b,\varepsilon\pi}$ βάσει του τύπου:

$$d_{E_1} = 2,17 \sqrt[3]{\frac{M_{vE_1}}{\sigma_{b,\varepsilon\pi}}} \quad (4.3)$$

Με αντικατάσταση έχουμε:

$$d_{E_1} = 2,17 \sqrt[3]{\frac{358600 \text{ Nmm}}{110 \text{ N/mm}^2}} = 32 \text{ mm}$$

- **Κάμψη και στρέψη στην θέση E₂:**

Η θέση E₂ καταπονείται σε κάμψη και στρέψη. Στην θέση αυτή η ροπή κάμψης είναι $M_{bE_2} = 315 \text{ Nm}$ (παράγραφος 4.2), ενώ η ροπή στρέψης είναι $M_{tE_2} = 111,8 \text{ Nm}$ (παράγραφος 3.7). Υπολογίζουμε την ισοδύναμη ροπή κάμψης M_{vE_2} σύμφωνα με την σχέση:

$$M_{vE_2} = \sqrt{M_{bE_2}^2 + 0,75 \cdot (a_o \cdot M_{tE_2})^2} \quad (4.4)$$

Με αντικατάσταση προκύπτει:

$$M_{vE_2} = \sqrt{315^2 + 0,75 \cdot (0,486 \cdot 111,8)^2}$$

$$M_{vE_2} = 318,5 \text{ Nm}$$

Η προσωρινή διάμετρος του άξονα σε κάμψη και στρέψη στην θέση E₁ υπολογίζεται με βάση την ισοδύναμη ροπή κάμψης M_{vE_2} και την επιτρεπόμενη τάση σε κάμψη $\sigma_{b,\varepsilon\pi}$ βάσει του τύπου:

$$d_{E_2} = 2,17 \sqrt[3]{\frac{M_{vE_2}}{\sigma_{b,\varepsilon\pi}}} \quad (4.5)$$

Με αντικατάσταση έχουμε:

$$d_{E_2} = 2,17 \sqrt[3]{\frac{318500 \text{ Nmm}}{110 \text{ N/mm}^2}} = 30,9 \text{ mm}$$

- **Κάμψη και στρέψη στην θέση E₃:**

Η θέση E₃ καταπονείται σε κάμψη και στρέψη. Στην θέση αυτή η ροπή κάμψης είναι $M_{bE_3} = 218,6 \text{ Nm}$ (παράγραφος 4.3), ενώ η ροπή στρέψης είναι $M_{tE_3} = 111,8 \text{ Nm}$ (παράγραφος 3.7). Υπολογίζουμε την ισοδύναμη ροπή κάμψης M_{vE_3} σύμφωνα με την σχέση:

$$M_{vE_3} = \sqrt{M_{bE_3}^2 + 0,75 \cdot (a_o \cdot M_{tE_3})^2} \quad (4.6)$$

Με αντικατάσταση προκύπτει:

$$M_{vE_3} = \sqrt{218,6^2 + 0,75 \cdot (0,486 \cdot 111,8)^2}$$

$$M_{vE_3} = 223,6 \text{ Nm}$$

Η προσωρινή διάμετρος του άξονα σε κάμψη και στρέψη στην θέση E_3 υπολογίζεται με βάση την ισοδύναμη ροπή κάμψης M_{vE_3} και την επιτρεπόμενη τάση σε κάμψη $\sigma_{b,\varepsilon\pi}$ βάσει του τύπου:

$$d_{E_3} = 2,17 \sqrt[3]{\frac{M_{vE_3}}{\sigma_{b,\varepsilon\pi}}} \quad (4.7)$$

Με αντικατάσταση έχουμε:

$$d_{E_3} = 2,17 \sqrt[3]{\frac{223600 \text{ Nmm}}{110 \text{ N/mm}^2}} = 27,5 \text{ mm}$$

- **Κάμψη και στρέψη στην θέση E_o :**

Η θέση E_o καταπονείται σε κάμψη και στρέψη. Στην θέση αυτή η ροπή κάμψης είναι $M_{bE_o} = 180,6 \text{ Nm}$ (παράγραφος 4.4), ενώ η ροπή στρέψης είναι $M_{tE_o} = 111,8 \text{ Nm}$ (παράγραφος 3.7). Υπολογίζουμε την ισοδύναμη ροπή κάμψης M_{vE_o} σύμφωνα με την σχέση:

$$M_{vE_o} = \sqrt{M_{bE_o}^2 + 0,75 \cdot (a_o \cdot M_{tE_o})^2} \quad (4.8)$$

Με αντικατάσταση προκύπτει:

$$M_{vE_o} = \sqrt{180,6^2 + 0,75 \cdot (0,486 \cdot 111,8)^2}$$

$$M_{vE_o} = 186,6 \text{ Nm}$$

Η προσωρινή διάμετρος του άξονα σε κάμψη και στρέψη στην θέση E_4 υπολογίζεται με βάση την ισοδύναμη ροπή κάμψης M_{vE_o} και την επιτρεπόμενη τάση σε κάμψη $\sigma_{b,\varepsilon\pi}$ βάσει του τύπου:

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

Με αντικατάσταση έχουμε:

$$d_{E_o} = 2,17 \sqrt[3]{\frac{186600 \text{ Nmm}}{110 \text{ N/mm}^2}} = 25,9 \text{ mm}$$

- **Κάμψη και στρέψη στην θέση E₄:**

Η θέση E₄ καταπονείται σε κάμψη και στρέψη. Στην θέση αυτή η μέγιστη ροπή κάμψης παρουσιάζεται στην 1η ταχύτητα και είναι $M_{bE_4} = 64 \text{ Nm}$ (παράγραφος 4.1), ενώ η ροπή στρέψης είναι $M_{tE_4} = 113 \text{ Nm}$ (παράγραφος 3.7). Υπολογίζουμε την ισοδύναμη ροπή κάμψης M_{vE_4} σύμφωνα με την σχέση:

$$M_{vE_4} = \sqrt{M_{bE_4}^2 + 0,75 \cdot (a_o \cdot M_{tE_4})^2} \quad (4.10)$$

Με αντικατάσταση προκύπτει:

$$M_{vE_4} = \sqrt{64^2 + 0,75 \cdot (0,486 \cdot 113)^2}$$

$$M_{vE_4} = 79,7 \text{ Nm}$$

Η προσωρινή διάμετρος του άξονα σε κάμψη και στρέψη στην θέση E₄ υπολογίζεται με βάση την ισοδύναμη ροπή κάμψης M_{vE_4} και την επιτρεπόμενη τάση σε κάμψη $\sigma_{b,\varepsilon\pi}$ βάσει του τύπου:

$$d_{E_4} = 2,17 \sqrt[3]{\frac{M_{vE_4}}{\sigma_{b,\varepsilon\pi}}} \quad (4.11)$$

Με αντικατάσταση έχουμε:

$$d_{E_4} = 2,17 \sqrt[3]{\frac{79700 \text{ Nmm}}{110 \text{ N/mm}^2}} = 19,5 \text{ mm}$$

- **Θέσεις Γ και Δ:**

Στις θέσεις Γ και Δ ο ενδιάμεσος άξονας δεν καταπονείται ούτε σε κάμψη ούτε σε στρέψη, επομένως στις θέσεις αυτές λαμβάνεται διάμετρος με τιμή τέτοια ώστε να ταιριάζει κάποιο έδρανο κυλίσεως. Η εκλογή των εδράνων παρουσιάζεται στην παράγραφο 4.7 και γίνεται με κριτήριο την ακτινική δύναμη που ασκείται σε κάθε έδρανο. Μετά την εκλογή των εδράνων στις θέσεις Γ και Δ προκύπτουν οι εξής διαμέτροι:

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

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

4.6 ΕΛΕΓΧΟΣ ΕΝΔΙΑΜΕΣΟΥ ΑΞΟΝΑ ΣΕ ΔΥΝΑΜΙΚΗ ΚΑΤΑΠΟΝΗΣΗ

- Διαγράμματα δυναμικής αντοχής κατά “Smith” για χάλυβα 34CrNiMo₆

Οι οριακές τιμές δυναμικής αντοχής για τον χάλυβα 34CrNiMo₆ για κάμψη και στρέψη αντίστοιχα είναι [5]:

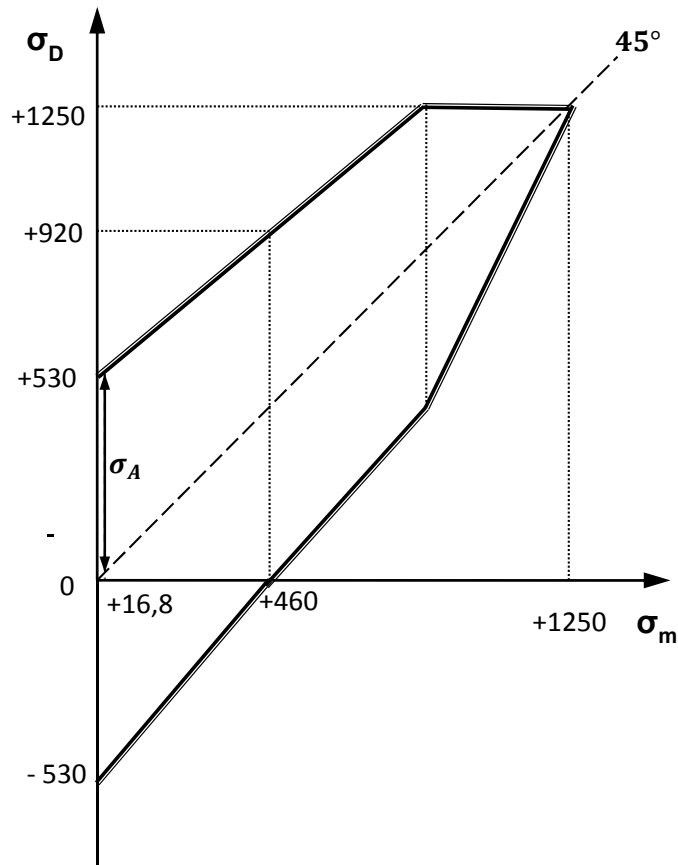
Για κάμψη

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

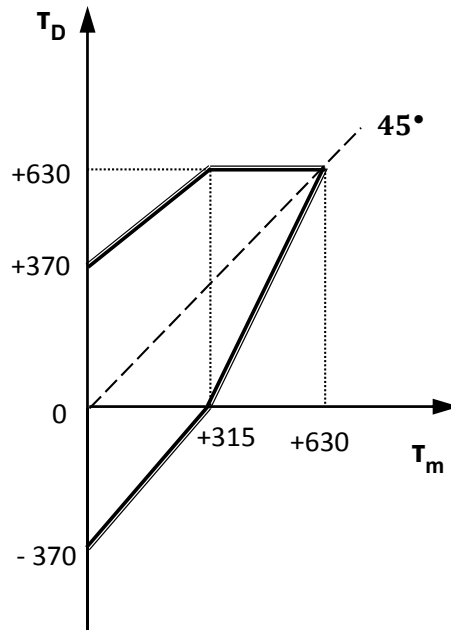
Για στρέψη

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

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 4.10 δείχνει το διάγραμμα “Smith” για κάμψη, ενώ το Σχήμα 4.11 δείχνει το αντίστοιχο διάγραμμα για στρέψη.



Σχήμα 4.10: Διάγραμμα Smith για κάμψη του χάλυβα 34CrNiMo₆ ($1cm = 200 \text{ N/mm}^2$).



Σχήμα 4.11: Διάγραμμα Smith για στρέψη του χάλυβα 34CrNiMo₆ ($1cm = 200 N/mm^2$).

- **Μέγιστες ροπές στον άξονα**

Η αντοχή του ενδιαμέσου άξονα θα ελεγχθεί για δυναμική καταπόνηση στην δυσμενέστερη θέση, η οποία είναι η θέση E₁. Στην θέση αυτή ο άξονας έχει διάμετρο $d_{E_1} = 32 mm$ και υπάρχουν οι εξής φορτίσεις:

Μέγιστη ροπή κάμψης (εναλλασσόμενη): $M_{bE_1} = 355,5 N \cdot m$ (παράγραφος 4.1)

Μέγιστη ροπή στρέψης (εναλλασσόμενη): $M_{tE_1} = 111,8 N \cdot m$ (παράγραφος 3.5)

- **Τάσεις άξονα στη θέση E₁**

Τάση κάμψης

Η μέγιστη τάση κάμψης στην θέση E₁ υπολογίζεται με βάση την μέγιστη καμπτική ροπή M_{bE_1} και την ροπή αντίστασης σε κάμψη W_b εφαρμόζοντας τον τύπο:

$$\sigma_b = \frac{M_{bE_1}}{W_b} \quad (4.12)$$

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

$$W_b \approx 0,1 \cdot d^3 \quad (4.13)$$

Συνδυάζοντας τις παραπάνω σχέσεις προκύπτει:

$$\sigma_b = \frac{M_{bE_1}}{0,1 \cdot d_{E_1}^3} = \frac{355500 Nmm}{0,1 \cdot (32 mm)^3} = 108,5 N/mm^2$$

Τάση στρέψης

Η τάση στρέψης υπολογίζεται με βάση την ροπή στρέψης M_{tE_2} και την ροπή αντίστασης σε στρέψη W_t εφαρμόζοντας τον τύπο:

$$\tau = \frac{M_{tE_1}}{W_t} \quad (4.14)$$

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

$$W_t \approx 0,2 \cdot d^3 \quad (4.15)$$

Συνδυάζοντας τις παραπάνω σχέσεις προκύπτει:

$$\tau = \frac{M_{tE_1}}{0,2 \cdot d_{E_1}^3} = \frac{111800 \text{ N} \cdot \text{mm}}{0,2 \cdot (32 \text{ mm})^3} = 17 \text{ N/mm}^2$$

Σύμφωνα με τους παραπάνω υπολογισμούς και λαμβάνοντας υπόψη ότι η κάμψη είναι εναλλασσόμενη και η στρέψη επαναλαμβανόμενη 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: $\sigma_{ba} = 108,5 \text{ N/mm}^2$

Για στρέψη

Μέση τάση: $\tau_m = 8,5 \text{ N/mm}^2$

Απόκλιση τάσης: $\tau_a = 8,5 \text{ N/mm}^2$

• Συντελεστές μείωσης δυναμικής αντοχής

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

Για μέση τραχύτητα $R = 5 \mu\text{m}$ (απλή λείανση) και όριο θραύσης του χάλυβα 34CrNiMo6 $\sigma_B = 1100 \text{ N/mm}^2$ από το διάγραμμα του Σχήμα 4.12 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: $\alpha_{ob} = 0,87$

Για στρέψη: $\alpha_{ot} = 0,575 \cdot \alpha_{ob} + 0,425 = 0,575 \cdot 0,87 + 0,425 = 0,925$

Συντελεστές μεγέθους α_{gb} και α_{gt}

Από το διάγραμμα του Σχήματος 4.13 για διάμετρο άξονα $d_{E_1} = 32 \text{ mm}$ βρίσκουμε:

Για κάμψη: $\alpha_{gb} = 0,79$

Για στρέψη: $\alpha_{gt} = 0,89$

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

Από τα Σχήματα 4.14 και 4.15 για λόγο διαμέτρων $D/d = 1$ και λόγο καμπυλότητας $r/d = 0,03$ βρίσκουμε τους συντελεστές:

Για κάμψη: $\beta_{kb} = 1$

Για στρέψη: $\beta_{kt} = 1$

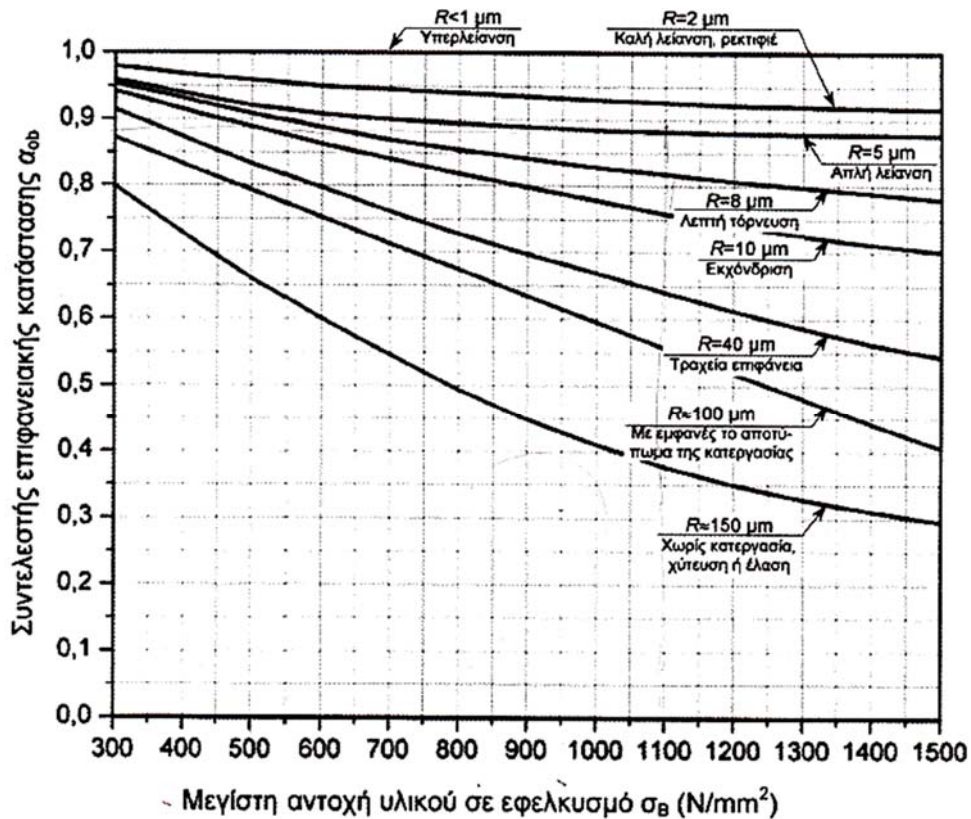
Με βάση τα παραπάνω υπολογίζουμε τους συνολικούς συντελεστές μείωσης της δυναμικής αντοχής για κάμψη και στρέψη αντίστοιχα, συνεπώς έχουμε:

Για κάμψη

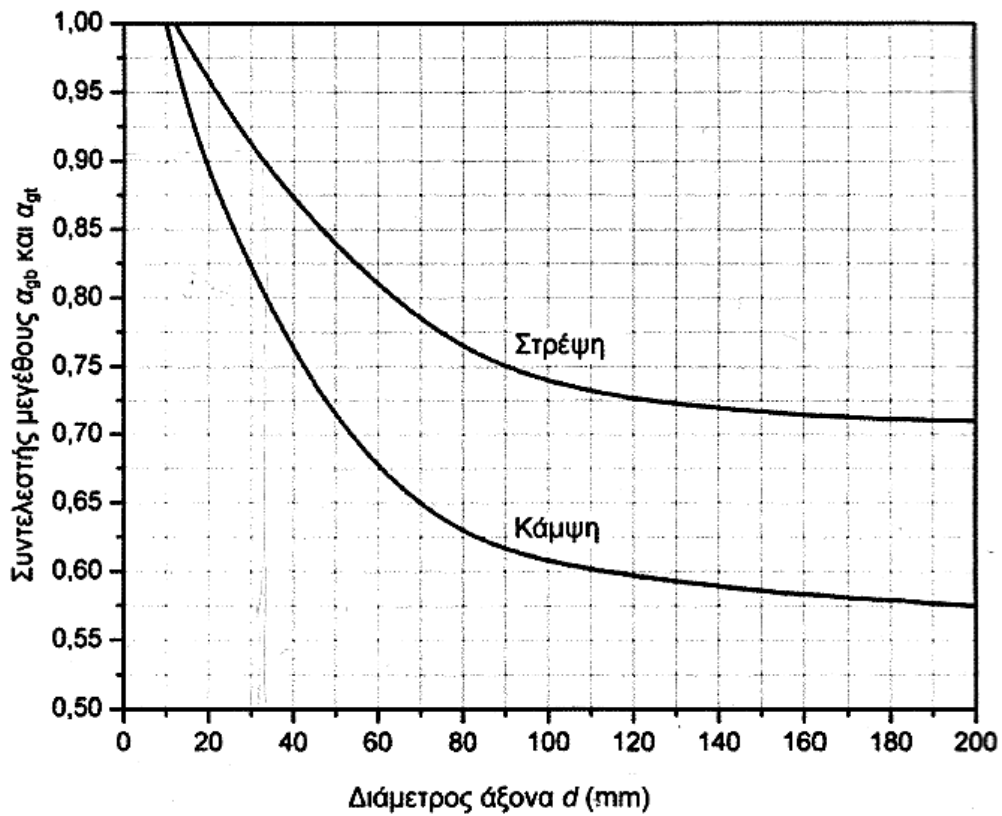
$$f_b = \frac{\alpha_{ob} \cdot \alpha_{gb}}{\beta_{kb}} = \frac{0,87 \cdot 0,79}{1} = 0,687$$

Για στρέψη

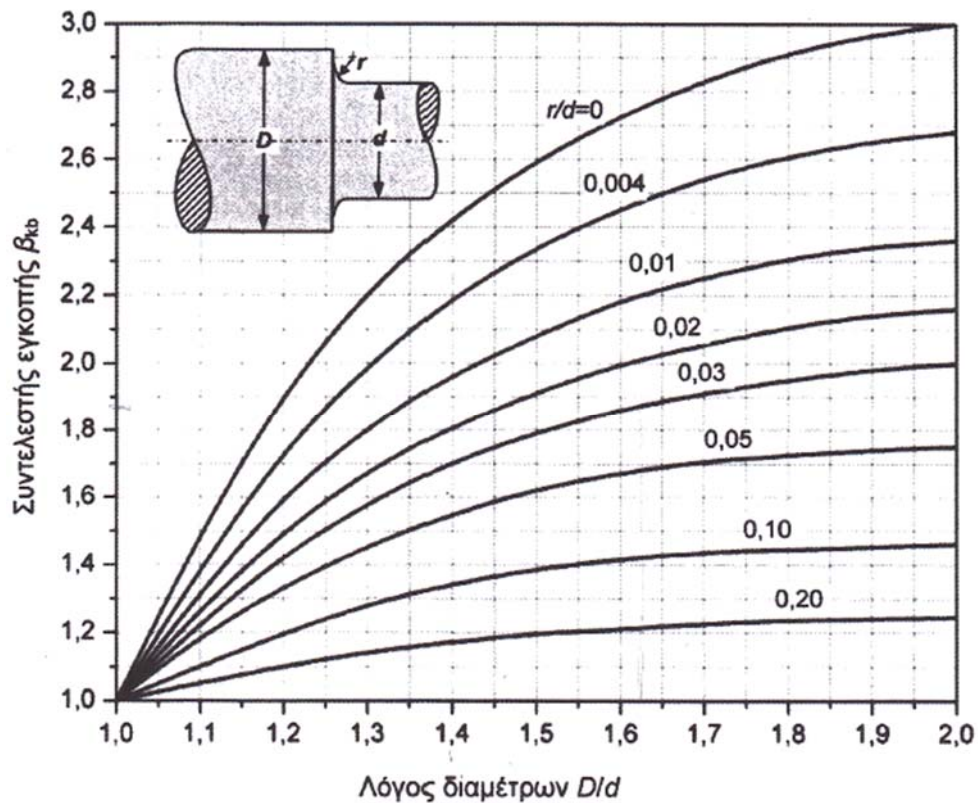
$$f_t = \frac{\alpha_{ot} \cdot \alpha_{gt}}{\beta_{kt}} = \frac{0,925 \cdot 0,89}{1} = 0,823$$



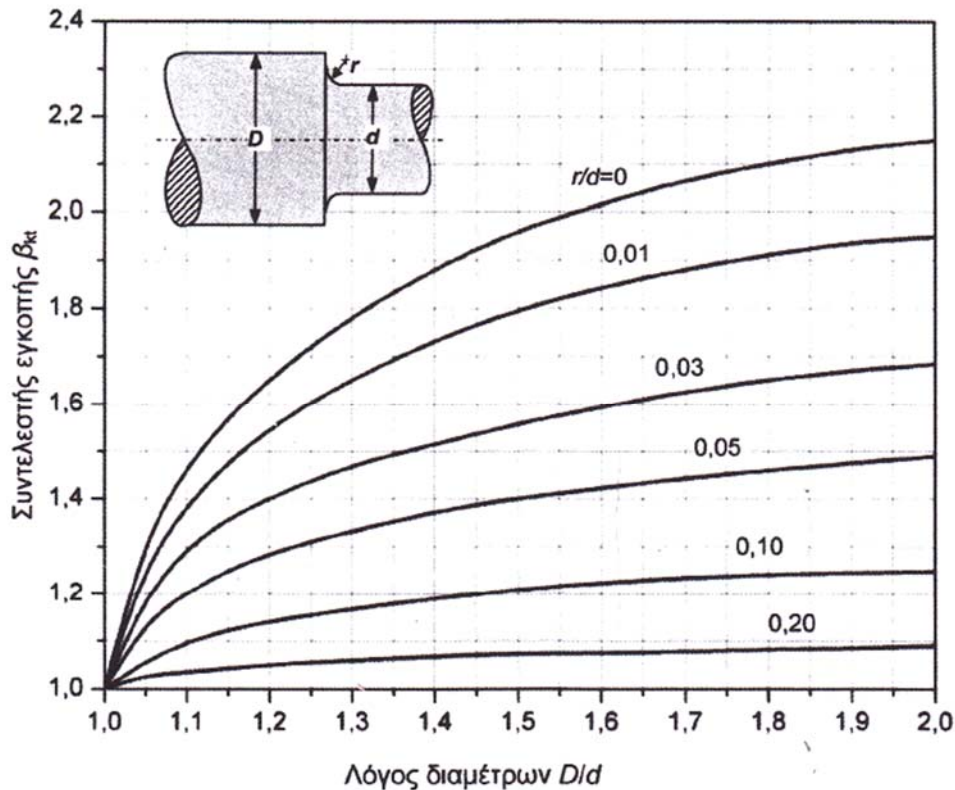
Σχήμα 4.12: Συντελεστής επιφανειακής κατάστασης α_{ob} για μείωση της αντοχής διάρκειας σε κάμψη, σε συνάρτηση με την αντοχή σ_B του υλικού. [5]



Σχήμα 4.13: Συντελεστής μεγέθους α_{gb} και α_{gt} για κάμψη και στρέψη σε συνάρτηση με το μέγεθος του εξαρτήματος. [5]



Σχήμα 4.14: Συντελεστής εγκοπής β_{kb} για κάμψη ατράκτου με διαβάθμιση. [5]



Σχήμα 4.15: Συντελεστής εγκοπής β_{kt} για στρέψη ατράκτου με διαβάθμιση. [5]

- 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 34CrNiMo6, όπως αυτή υπολογίζεται από τα διαγράμματα “Smith”. Για την περίπτωση της εναλλασσόμενης κάμψης τίθεται $\sigma_A = \sigma_{bw} = 530 \text{ N/mm}^2$, ενώ για την περίπτωση της επαναλαμβανόμενης στρέψης $\tau_A = \tau_{sch}/2 = 630/2 = 315 \text{ N/mm}^2$.

Στην συνέχεια για τον υπολογισμό των επιτρεπόμενων τιμών σ_{AG} και τ_{AG} λαμβάνονται υπόψη οι συντελεστές μείωσης δυναμικής αντοχής, δηλαδή:

Για κάμψη

$$\sigma_{AG} = f_b \cdot \sigma_A = 0,687 \cdot 530 \text{ N/mm}^2 = 364 \text{ N/mm}^2$$

Για στρέψη

$$\tau_{AG} = f_t \cdot \tau_A = 0,823 \cdot 315 \text{ N/mm}^2 = 259 \text{ N/mm}^2$$

- Ισοδύναμες τάσεις

Οι τιμές των ισοδύναμων τάσεων για την θέση E_2 υπολογίζονται με τις παρακάτω σχέσεις ως εξής:

Ισοδύναμη μέση τάση

$$\sigma_{vm} = \sqrt{\sigma_{bm}^2 + \left(\frac{\sigma_{bs}}{\tau_s}\right)^2 \cdot \tau_m^2} \quad (4.16)$$

$$\sigma_{vm} = \sqrt{0^2 + \left(\frac{1250}{630}\right)^2 \cdot 8,5^2} = 16,8 \text{ N/mm}^2$$

Ισοδύναμη τάση αποκλίσεως

$$\sigma_{va} = \sqrt{\sigma_{ba}^2 + \left(\frac{\sigma_{AG}}{\tau_{AG}}\right)^2 \cdot \tau_a^2} \quad (4.17)$$

$$\sigma_{va} = \sqrt{108,5^2 + \left(\frac{364}{259}\right)^2 \cdot 8,5^2}$$

$$\sigma_{va} = 109 \text{ N/mm}^2$$

• Συντελεστής ασφάλειας

Για τον έλεγχο της δυναμικής αντοχής του ενδιάμεσου άξονα στην θέση E₁ εφαρμόζουμε την ισοδύναμη μέση τάση $\sigma_{vm} = 16,8 \text{ N/mm}^2$ στο διάγραμμα “Smith” της κάμψης και βρίσκουμε ότι η τιμή της δυναμικής αντοχής είναι:

$$\sigma_{A'} = 526 \text{ N/mm}^2$$

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:

$$\sigma_{NA} = f_b \cdot \sigma_{A'} = 0,687 \cdot 526 \text{ N/mm}^2 = 361 \text{ N/mm}^2$$

Κατόπιν αυτού, ο υπάρχων συντελεστής ασφαλείας N του ενδιάμεσου άξονα υπολογίζεται με την σχέση:

$$N = \frac{\sigma_{NA}}{\sigma_{va}} = \frac{361}{109} = 3,3$$

Ο συντελεστής ασφαλείας που προέκυψε είναι αποδεκτός, διότι η τιμή που βρήκαμε θεωρείται ικανοποιητική λαμβάνοντας υπόψη ότι η συνήθης τιμή αυτού του συντελεστή στις πρακτικές εφαρμογές λαμβάνεται μεταξύ 2 και 3.

4.7 ΕΔΡΑΝΑ ΚΥΛΙΣΗΣ ΕΝΔΙΑΜΕΣΟΥ ΑΞΟΝΑ

Ο ενδιάμεσος άξονας στηρίζεται σε δύο σφαιρικά έδρανα κυλίσεως (ρουλεμάν) στις θέσεις Γ και Δ. Οι διάμετροι του άξονα στις θέσεις των εδράνων Γ και Δ θα βρεθούν με κριτήριο το απαιτούμενο δυναμικό φορτίο που θα υπολογίσουμε για κάθε έδρανο. Έτσι, έχουμε:

- Έδρανο στην θέση Γ

Πρώτα θα πρέπει να προσδιοριστεί το ισοδύναμο δυναμικό φορτίο του εδράνου Γ λαμβάνοντας υπόψη μας την μεγαλύτερη ακτινική δύναμη στην θέση Γ (ακτινικό φορτίο εδράνου) που προέκυψε παραπάνω. Η τιμή αυτή παρουσιάζεται στην όπισθεν ταχύτητα (παράγραφος 4.4) και είναι $P_{\Gamma_{max}} = 2605 N$. Αξίζει να σημειωθεί ότι δεν παρουσιάζεται αξονικό φορτίο στο έδρανο. Συνεπώς έχουμε:

Ακτινικό φορτίο: $F_r = P_{\Gamma} = 2605 N$

Αξονικό φορτίο: $F_a = 0$

Το ισοδύναμο δυναμικό φορτίο είναι ίσο με:

$$P = XF_r = F_r = 2605 N$$

Συντελεστής ταχύτητας εδράνου Γ

Ο ενδιάμεσος άξονας σε όλες τις ταχύτητες περιστρέφεται με $n = 2143 RPM$. Ο συντελεστής ταχύτητας f_n του εδράνου υπολογίζεται χρησιμοποιώντας την σχέση:

$$f_n = \sqrt[3]{\frac{33 + 1/3}{n}} \quad (4.18)$$

$$f_n = \sqrt[3]{\frac{33 + 1/3}{2143}} = 0,25$$

Συντελεστής διάρκειας ζωής εδράνου Γ

Η επιθυμητή διάρκεια ζωής των εδράνων λαμβάνεται ίση με 3000 h. Ο συντελεστής διάρκειας ζωής f_L του εδράνου προκύπτει χρησιμοποιώντας την σχέση:

$$f_L = \sqrt[3]{\frac{L_h}{500}} \quad (4.19)$$

$$f_L = \sqrt[3]{\frac{3000}{500}} = 1,8$$

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:

$$C = P \frac{f_L}{f_n \cdot f_t} \quad (4.20)$$

Με αντικατάσταση έχουμε:

$$C = 2605 N \frac{1,8}{0,25 \cdot 1} = 18756 N = 18,76 KN$$

Από τον Πίνακα 4.1 εκλέγουμε έδρανο της σειράς 62 με κωδικό 6206 και εσωτερική διάμετρο $d = 30 mm$. Παρατηρούμε ότι το έδρανο που επιλέξαμε έχει δυναμικό φορτίο $C = 19,3 KN > 18,76 KN$, το οποίο είναι μεγαλύτερο από το απαιτούμενο δυναμικό φορτίο. Συμπεραίνουμε ότι η επιλογή του σφαιρικού εδράνου 6206 είναι αποδεκτή. Τα στοιχεία του εδράνου που εκλέξαμε είναι τα εξής:

$$d = 30 mm$$

$$D = 62 mm$$

$$B = 16 mm$$

- **Έδρανο στην θέση Δ**

Με τον ίδιο τρόπο που υπολογίστηκε το έδρανο στην θέση Γ θα υπολογιστεί και το έδρανο στην θέση Δ. Η μεγαλύτερη ακτινική δύναμη στην θέση Β (ακτινικό φορτίο εδράνου) όπως υπολογίστηκε είναι $P_{\Delta max} = 6019 N$. Η τιμή αυτή παρουσιάζεται στην όπισθεν (παράγραφος 4.4).

Συνεπώς, το ισοδύναμο δυναμικό φορτίο είναι ίσο με:

$$P = XF_r = F_r = 6019 N$$

Απαιτούμενο δυναμικό φορτίο εδράνου Δ

Το απαιτούμενο δυναμικό φορτίο C του εδράνου λαμβάνεται από την σχέση (4.20), ήτοι:

$$C = 6019 N \frac{1,8}{0,25 \cdot 1} = 42336,8 N \approx 42,3 KN$$

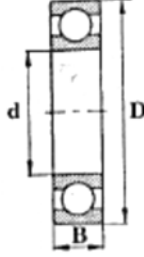
Από τον Πίνακα 4.1 εκλέγουμε έδρανο της σειράς 64 με κωδικό 6406 και εσωτερική διάμετρο $d = 30 mm$. Παρατηρούμε ότι το έδρανο που επιλέξαμε έχει δυναμικό φορτίο $C = 42,5 KN > 42,3 KN$, το οποίο είναι μεγαλύτερο από το απαιτούμενο δυναμικό φορτίο. Συμπεραίνουμε ότι η επιλογή του σφαιρικού εδράνου 6308 είναι αποδεκτή. Τα στοιχεία του εδράνου που εκλέξαμε είναι τα εξής:

$$d = 30 mm$$

$$D = 90 mm$$

$$B = 23 mm$$

Πίνακας 4.1: 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 _d /C ₀				0,3		0,5	0,9	1,6	3,0	6,0	για F _d /F _r > e: X = 0,56									
		e				0,22		0,24	0,28	0,32	0,36	0,43	για F _d /F _r ≤ e: X = 1, Y = 0									
		για F _d /F _r > e είναι Y =				2		1,8	1,59	1,4	1,2	1	για F _d /F _r ≤ 0,8: P ₀ = F _r για F _d /F _r > 0,8: X ₀ = 0,6, Y ₀ = 0,5									
Ισοδύναμο δυναμικό φορτίο: P = F _r						για F _d /F _r ≤ e		και	P = 0,56 · F _r + Y · F _d				για F _d /F _r > e									
Ισοδύναμο στατικό φορτίο: P ₀ = F _r						για F _d /F _r ≤ 0,8		και	P ₀ = 0,6 · F _r + 0,5 F _d				για F _d /F _r > 0,8									

ΚΕΦΑΛΑΙΟ 5^ο ΥΠΟΛΟΓΙΣΜΟΣ ΔΕΥΤΕΡΕΥΟΝΤΑ ΑΞΟΝΑ

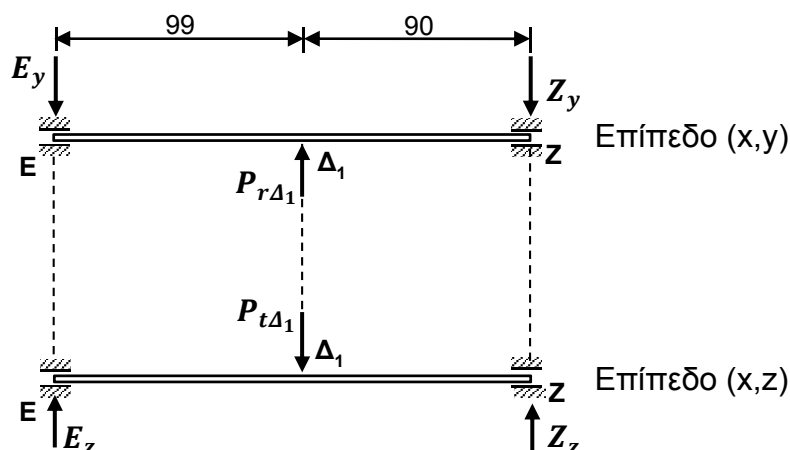
Ο δευτερεύων άξονας (Σχήμα 3.1) φέρει τροχούς στις θέσεις Δ_1 , Δ_2 , Δ_3 , και Δ_0 . Οι θέσεις E και Z είναι οι θέσεις έδρασης του άξονα στις οποίες τοποθετούνται τα έδρανα κύλισης (ρουλεμάν). Υπολογίζουμε για κάθε περίπτωση ταχύτητας (1^η, 2^η, 3^η, όπισθεν) τις δυνάμεις και τις ροπές που αναπτύσσονται στον δευτερεύοντα άξονα. Στην συνέχεια υπολογίζουμε τις διαβαθμίσεις του άξονα, τα έδρανα κύλισης (ρουλεμάν) και γίνεται έλεγχος σε δυναμική καταπόνηση του άξονα στην κρίσιμη θέση.

5.1 ΔΥΝΑΜΕΙΣ ΚΑΙ ΡΟΠΕΣ ΣΕ ΚΑΘΕ ΤΑΧΥΤΗΤΑ

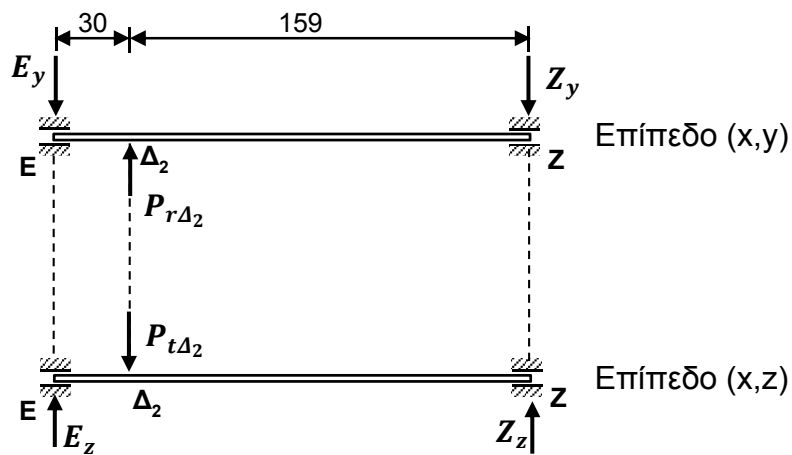
Στην πρώτη ταχύτητα ο δευτερεύων άξονας δέχεται φορτίσεις μόνο λόγω της ακτινικής και περιφερειακής δύναμης του οδοντωτού τροχού Δ_1 . Στην δεύτερη ταχύτητα ο δευτερεύων άξονας δέχεται φορτίσεις μόνο λόγω της ακτινικής και περιφερειακής δύναμης του οδοντωτού τροχού Δ_2 . Στην τρίτη ταχύτητα ο δευτερεύων άξονας δέχεται φορτίσεις μόνο λόγω της ακτινικής και περιφερειακής δύναμης του οδοντωτού τροχού Δ_3 . Στην όπισθεν ο δευτερεύων άξονας δέχεται φορτίσεις μόνο λόγω της ακτινικής και περιφερειακής δύναμης του οδοντωτού τροχού Δ_0 .

Οι δυνάμεις αυτές δεν είναι όλες συνεπίπεδες, αλλά ασκούνται σε δύο διαφορετικά επίπεδα, δηλαδή στο επίπεδο (x,y) και στο επίπεδο (x,z). Σκοπός μας είναι ο υπολογισμός των δυνάμεων και των ροπών στον δευτερεύοντα άξονα για κάθε ταχύτητα. Η μεθοδολογία είναι ακριβώς η ίδια με αυτή που εφαρμόστηκε στον υπολογισμό του ενδιάμεσου άξονα (Κεφάλαιο 4). Αρχικά αναλύονται οι δυνάμεις και οι ροπές σε δύο επίπεδα (x,y) και (x,z) και στην συνέχεια γίνεται σύνθεση των δυνάμεων και των ροπών.

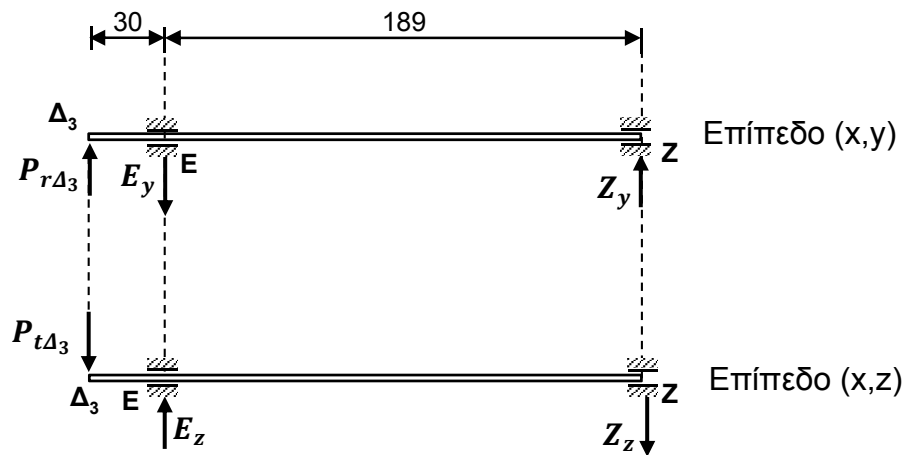
Στα Σχήματα 5.1, 5.2, 5.3 και 5.4 φαίνεται ο δευτερεύων άξονας με τις φορτίσεις του στα επίπεδα (x,y) και (x,z) για την 1^η, 2^η, 3^η ταχύτητα και όπισθεν αντίστοιχα.



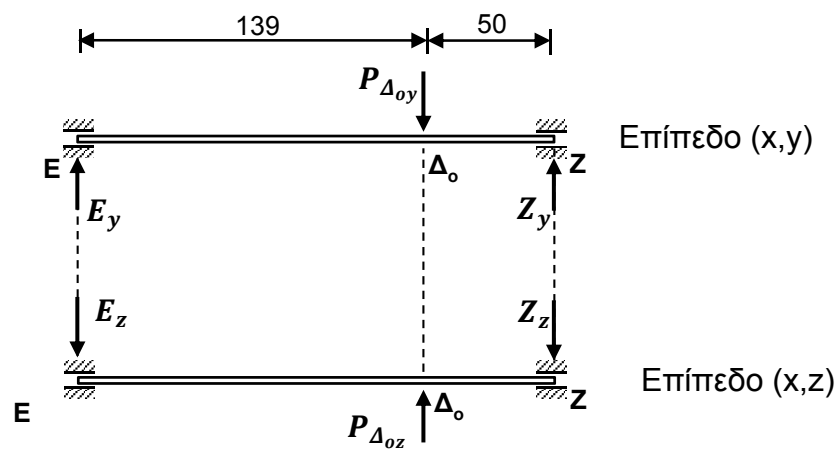
Σχήμα 5.1: Δυνάμεις του δευτερεύοντα άξονα στα δύο επίπεδα για την 1^η ταχύτητα.



Σχήμα 5.2: Δυνάμεις του δευτερεύοντα άξονα στα δύο επίπεδα για την 2^η ταχύτητα.



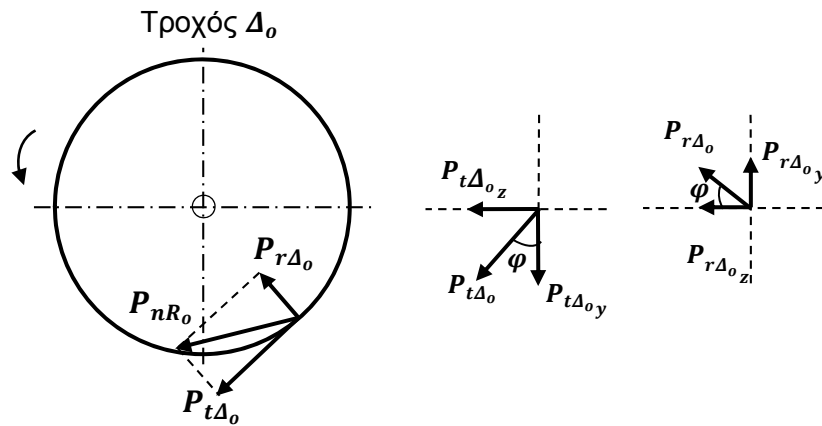
Σχήμα 5.3: Δυνάμεις του δευτερεύοντα άξονα στα δύο επίπεδα για την 3^η ταχύτητα.



Σχήμα 5.4: Δυνάμεις του δευτερεύοντα άξονα στα δύο επίπεδα για την όπισθεν.

Στο Σχήμα 5.5 παρατηρούμε ότι οι δυνάμεις του οδοντωτού τροχού Δ_o στον άξονα δεν είναι η ακτινική ($P_{r\Delta_o} = 2372 \text{ N}$) και η περιφερειακή δύναμη ($P_{t\Delta_o} = 6517 \text{ N}$), διότι αυτές δεν είναι πάνω στους άξονες y και z.

Οι δυνάμεις που αναπτύσσονται στον τροχό Δ_o $P_{r\Delta_o}$ και $P_{t\Delta_o}$ όπως δείχνει το Σχήμα 5.5 αναλύονται στους άξονες y και z.



Σχήμα 5.5: Δυνάμεις του τροχού Δ_o . (κλίμακα 1:2)

Αρχικά υπολογίζουμε την γωνία φ και στην συνέχεια αναλύουμε τις δυνάμεις στους άξονες y και z.

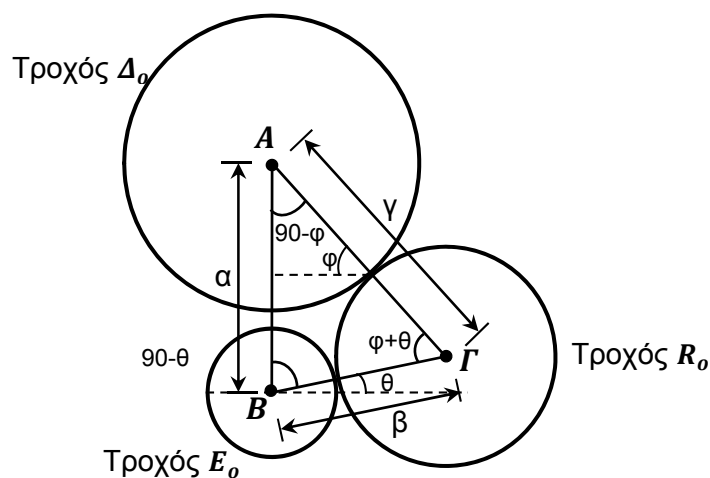
Υπολογισμός της γωνίας φ

Στο Σχήμα 5.6 φαίνεται το τρίγωνο ABΓ που σχηματίζεται με κορυφές τα σημεία A, B και Γ. Τα σημεία A, B και Γ είναι τα κέντρα των οδοντωτών τροχών Δ_o , E_o και R_o αντίστοιχα. Τα μήκη των πλευρών του τριγώνου ABΓ είναι:

$$\alpha = (AB) = 60 \text{ mm}$$

$$\beta = (B\Gamma) = 46 \text{ mm}$$

$$\gamma = (\Gamma A) = 68 \text{ mm}$$



Σχήμα 5.6: Υπολογισμός γωνίας φ . (κλίμακα 1:2)

Η γωνία θ υπολογίστηκε στην παράγραφο 4.4 και είναι $\theta = 11,4^\circ$. Εφαρμόζοντας τον κανόνα του ημιτόνου, υπολογίζουμε την γωνία $(90^\circ - \varphi)$, ως εξής:

$$\frac{\sin \hat{A}}{(B\Gamma)} = \frac{\sin \hat{B}}{(A\Gamma)} \Rightarrow \frac{\sin \hat{A}}{\beta} = \frac{\sin \hat{B}}{\gamma} \Rightarrow$$

$$\frac{\sin(90^\circ - \varphi)}{\beta} = \frac{\sin(90^\circ - \theta)}{\gamma} \Rightarrow \sin(90^\circ - \varphi) = \frac{\beta}{\gamma} \sin(90^\circ - \theta) \Rightarrow$$

$$\sin(90^\circ - \varphi) = \frac{46}{68} \sin(90^\circ - 11,4^\circ) \Rightarrow \sin(90^\circ - \varphi) = \frac{46}{68} \sin(78,6^\circ) \Rightarrow$$

$$\sin(90^\circ - \varphi) = 0,663 \Rightarrow 90^\circ - \varphi = \sin^{-1} 0,663 \Rightarrow$$

$$90^\circ - \varphi = 41,5^\circ \Rightarrow \varphi = 48,5^\circ \Rightarrow \varphi \approx 49^\circ$$

Ανάλυση των δυνάμεων σε άξονες y και z

Ανάλυση της ακτινικής δύναμης $P_{r\Delta_o}$:

$$P_{r\Delta_o y} = P_{r\Delta_o} \cdot \sin 49^\circ = 2372 \text{ N} \cdot \sin 49^\circ \Rightarrow P_{r\Delta_o y} = 1790 \text{ N}$$

$$P_{r\Delta_o z} = P_{r\Delta_o} \cdot \cos 49^\circ = 2372 \text{ N} \cdot \cos 49^\circ \Rightarrow P_{r\Delta_o z} = 1556 \text{ N}$$

Ανάλυση της περιφερειακής δύναμης $P_{t\Delta_o}$:

$$P_{t\Delta_o y} = P_{t\Delta_o} \cdot \cos 49^\circ = 6517 \text{ N} \cdot \cos 49^\circ \Rightarrow P_{t\Delta_o y} = 4275,5 \text{ N}$$

$$P_{t\Delta_o z} = P_{t\Delta_o} \cdot \sin 49^\circ = 6517 \text{ N} \cdot \sin 49^\circ \Rightarrow P_{t\Delta_o z} = 4918,4 \text{ N}$$

Στην συνέχεια υπολογίζουμε την συνολική δύναμη που ασκείται στον άξονα, ήτοι:

Συνολική δύναμη στον y άξονα:

$$P_{\Delta_o y} = P_{t\Delta_o y} - P_{r\Delta_o y} = 4275,5 - 1790 \Rightarrow P_{\Delta_o y} = 2485,5 \text{ N}$$

Συνολική δύναμη στον z άξονα:

$$P_{\Delta_o z} = P_{r\Delta_o z} + P_{t\Delta_o z} = 1556 + 4918,4 \Rightarrow P_{\Delta_o z} = 6474,7 \text{ N}$$

Στους Πίνακες 5.1 και 5.2 παρουσιάζονται οι αντιδράσεις στις θέσεις των εδράνων E και Z και οι ροπές που αναπτύσσονται στα επίπεδα (x,y) και (x,z) καθώς και η σύνθεση τους. Αξίζει να σημειωθεί ότι στην περίπτωση της 3^{ης} ταχύτητας αναπτύσσεται ροπή κάμψης και στην θέση του εδράνου E λόγω της θέσης του τροχού Δ_3 ο οποίος βρίσκεται στο αριστερό άκρο του άξονα, όπως δείχνει το Σχήμα 5.3. Ενώ στις υπόλοιπες ταχύτητες (1^η, 2^η, όπισθεν) το έδρανο E είναι στο άκρο του άξονα, συνεπώς δεν εμφανίζεται ροπή κάμψης σε αυτή την θέση.

Πίνακας 5.1: Αντιδράσεις στηρίξεων και ακτινικά φορτία εδράνων σε N.

	Αντιδράσεις στην θέση E		Ακτινικό φορτίο Εδράνου E	Αντιδράσεις στην θέση Z		Ακτινικό Φορτίο Εδράνου Z
	E_y	E_z	P_E	Z_y	Z_z	P_Z
1 ^η ταχύτητα	1140	3127	3328	1253	3440	3661
2 ^η ταχύτητα	1370	3762	4004	258	710	755
3 ^η ταχύτητα	1626	4467	4754	223	612	651
Όπισθεν	658	1713	1835	1828	4762	5101

Στον Πίνακα 5.2 παρουσιάζονται οι ροπές που αναπτύσσονται στα επίπεδα (x,y) και (x,z) καθώς και η σύνθεση τους και οι ροπές στρέψης στις αντίστοιχες θέσεις.

Πίνακας 5.2: Ροπές στις κρίσιμες θέσεις σε Nm.

	Ροπή Κάμψης (x,y)	Ροπή Κάμψης (x,z)	Ροπή Κάμψης	Ροπή Στρέψης
	$M_{\Delta_j(x,y)}$	$M_{\Delta_j(x,z)}$	$M_{b\Delta_j}$	$M_{t\Delta_j}$
1 ^η ταχύτητα ($j = 1$)	-112,8	309,6	329,5	280
2 ^η ταχύτητα ($j = 2$)	-41	113	120	155
3 ^η ταχύτητα ($j = 3$)	0	0	0	118,4
Όπισθεν ($j = o$)	-91,4	238	255	249
	$M_{E(x,y)}$	$M_{E(x,z)}$	M_{bE}	
3 ^η ταχύτητα	-48,8	-115,7	125,5	

5.2 ΚΑΘΟΡΙΣΜΟΣ ΔΙΑΒΑΘΜΙΣΕΩΝ ΔΕΥΤΕΡΕΥΟΝΤΑ ΑΞΟΝΑ

Πάνω στον δευτερεύοντα άξονα είναι τοποθετημένοι με σφήνα οι τροχοί Δ_1 , Δ_2 , Δ_3 και Δ_o και δύο έδρανα στις θέσεις E και Z. Το υλικό του άξονα είναι βελτιωμένος χάλυβας 42CrMo4 με $\sigma_{b,\varepsilon\pi} = 100 \text{ N/mm}^2$ και $\tau_{\varepsilon\pi} = 50 \text{ N/mm}^2$ [4]. Ο συντελεστής σύνθετης καταπόνησης α_o κατά Bach για όλκιμα υλικά, λαμβάνοντας υπόψη τις φορτίσεις οι οποίες είναι εναλλασσόμενη κάμψη $\sigma_{bw} = 530 \text{ N/mm}^2$ και εναλλασσόμενη στρέψη $\tau_w = 370 \text{ N/mm}^2$ [5] έχουμε:

$$\alpha_o = \frac{\sigma_{bw}}{\sqrt{3} \cdot \tau_w} \quad (5.1)$$

Αντικαθιστώντας προκύπτει:

$$\alpha_o = \frac{530}{\sqrt{3} \cdot 370} = 0,827$$

Υπολογίζουμε τις διαμέτρους του δευτερεύοντα άξονα ως εξής:

- **Κάμψη και στρέψη στην θέση Δ₁:**

Η θέση Δ₁ καταπονείται σε κάμψη και στρέψη. Στην θέση αυτή η ροπή κάμψης είναι $M_{b\Delta_1} = 329,5 \text{ Nm}$ (παράγραφος 5.1), ενώ η ροπή στρέψης είναι $M_{t\Delta_1} = 280 \text{ Nm}$ (παράγραφος 3.7). Υπολογίζουμε την ισοδύναμη ροπή κάμψης $M_{v\Delta_1}$ σύμφωνα με την σχέση:

$$M_{v\Delta_1} = \sqrt{M_{b\Delta_1}^2 + 0,75 \cdot (a_o \cdot M_{t\Delta_1})^2} \quad (5.2)$$

Με αντικατάσταση προκύπτει:

$$M_{v\Delta_1} = \sqrt{329,5^2 + 0,75 \cdot (0,827 \cdot 280)^2}$$

$$M_{v\Delta_1} = 385,8 \text{ Nm}$$

$$d_{\Delta_1} = 2,17 \sqrt[3]{\frac{M_{t\Delta_1}}{\sigma_{b\epsilon\pi}}} \quad (5.3)$$

Με αντικατάσταση έχουμε:

$$d_{\Delta_1} = 2,17 \sqrt[3]{\frac{385800 \text{ Nmm}}{100 \text{ N/mm}^2}}$$

$$d_{\Delta_1} = 34 \text{ mm}$$

- **Κάμψη και στρέψη στην θέση Δ₂:**

Η θέση Δ₂ καταπονείται σε κάμψη και στρέψη. Στην θέση αυτή η ροπή κάμψης είναι $M_{b\Delta_2} = 120 \text{ Nm}$ (παράγραφος 6.1), ενώ η ροπή στρέψης είναι $M_{t\Delta_2} = 155 \text{ Nm}$ (παράγραφος 3.7). Υπολογίζουμε την ισοδύναμη ροπή κάμψης $M_{v\Delta_2}$ σύμφωνα με την σχέση:

$$M_{v\Delta_2} = \sqrt{M_{b\Delta_2}^2 + 0,75 \cdot (a_o \cdot M_{t\Delta_2})^2} \quad (5.4)$$

Με αντικατάσταση προκύπτει:

$$M_{v\Delta_2} = \sqrt{120^2 + 0,75 \cdot (0,827 \cdot 155)^2}$$

$$M_{v\Delta_2} = 163,6 \text{ Nm}$$

$$d_{\Delta_2} = 2,17 \sqrt[3]{\frac{M_{v\Delta_2}}{\sigma_{b\epsilon\pi}}} \quad (5.5)$$

Με αντικατάσταση έχουμε:

$$d_{\Delta_2} = 2,17 \sqrt[3]{\frac{163600 \text{ Nmm}}{100 \text{ N/mm}^2}}$$

$$d_{\Delta_2} = 25,57 \text{ mm}$$

- **Στρέψη στην θέση Δ_3 :**

Η θέση Δ_3 καταπονείται μόνο σε στρέψη. Στην θέση αυτή η ροπή στρέψης είναι $M_{t\Delta_3} = 118,4 \text{ Nm}$ (παράγραφος 3.7). Η προσωρινή διάμετρος του άξονα σε κάμψη και στρέψη στην θέση Δ_3 υπολογίζεται βάσει του τύπου:

$$d_{\Delta_3} = 1,72 \sqrt[3]{\frac{M_{t\Delta_3}}{\tau_{\epsilon\pi}}} \quad (5.6)$$

Με αντικατάσταση έχουμε:

$$d_{\Delta_3} = 1,72 \sqrt[3]{\frac{118400 \text{ Nmm}}{50 \text{ N/mm}^2}}$$

$$d_{\Delta_3} = 22,93 \text{ mm}$$

- **Κάμψη και στρέψη στην θέση Δ_o :**

Η θέση Δ_o καταπονείται σε κάμψη και στρέψη. Στην θέση αυτή η ροπή κάμψης είναι $M_{b\Delta_o} = 255 \text{ Nm}$ (παράγραφος 6.1), ενώ η ροπή στρέψης είναι $M_{t\Delta_o} = 249 \text{ Nm}$ (παράγραφος 3.7). Υπολογίζουμε την ισοδύναμη ροπή κάμψης $M_{v\Delta_o}$ σύμφωνα με την σχέση:

$$M_{v\Delta_o} = \sqrt{M_{b\Delta_o}^2 + 0,75 \cdot (a_o \cdot M_{t\Delta_o})^2} \quad (5.7)$$

Με αντικατάσταση προκύπτει:

$$M_{v\Delta_o} = \sqrt{255^2 + 0,75 \cdot (0,827 \cdot 249)^2}$$

$$M_{v\Delta_o} = 311,2 \text{ Nm}$$

$$d_{\Delta_0} = 2,17 \sqrt[3]{\frac{M_{v\Delta_0}}{\sigma_{b\epsilon\pi}}} \quad (5.8)$$

Με αντικατάσταση έχουμε:

$$d_{\Delta_0} = 2,17 \sqrt[3]{\frac{311200 \text{ Nmm}}{100 \text{ N/mm}^2}}$$

$$d_{\Delta_0} = 31,7 \text{ mm}$$

5.3 ΕΛΕΓΧΟΣ ΔΕΥΤΕΡΕΥΟΝΤΑ ΑΞΟΝΑ ΣΕ ΔΥΝΑΜΙΚΗ ΚΑΤΑΠΟΝΗΣΗ

- **Μέγιστες ροπές στον άξονα**

Η αντοχή του δευτερεύοντα άξονα θα ελεγχθεί για δυναμική καταπόνηση στην δυσμενέστερη θέση, η οποία είναι η θέση Δ_1 . Στην θέση αυτή ο άξονας έχει διάμετρο $d_{\Delta_1} = 34 \text{ mm}$ και υπάρχουν οι εξής φορτίσεις:

Μέγιστη ροπή κάμψης (εναλλασσόμενη): $M_{b\Delta_1} = 329,5 \text{ N} \cdot \text{m}$ (παράγραφος 5.1)

Μέγιστη ροπή στρέψης (εναλλασσόμενη): $M_{t\Delta_1} = 280 \text{ N} \cdot \text{m}$ (παράγραφος 3.5)

- **Τάσεις άξονα στη θέση Δ_1**

Τάση κάμψης

Η μέγιστη τάση κάμψης στην θέση Δ_1 υπολογίζεται με βάση την μέγιστη καμπτική ροπή $M_{b\Delta_1}$ και την ροπή αντίστασης σε κάμψη W_b εφαρμόζοντας τον τύπο:

$$\sigma_b = \frac{M_{b\Delta_1}}{W_b} \quad (5.9)$$

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

$$W_b \approx 0,1 \cdot d^3 \quad (5.10)$$

Συνδυάζοντας τις παραπάνω σχέσεις προκύπτει:

$$\sigma_b = \frac{M_{b\Delta_1}}{0,1 \cdot d_{\Delta_1}^3} = \frac{329500 \text{ Nmm}}{0,1 \cdot (34 \text{ mm})^3} = 83,8 \text{ N/mm}^2$$

Τάση στρέψης

Η τάση στρέψης υπολογίζεται με βάση την ροπή στρέψης $M_{t\Delta_1}$ και την ροπή αντίστασης σε στρέψη W_t εφαρμόζοντας τον τύπο:

$$\tau = \frac{M_{t\Delta_1}}{W_t} \quad (5.11)$$

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

$$W_t \approx 0,2 \cdot d^3 \quad (5.12)$$

Συνδυάζοντας τις παραπάνω σχέσεις προκύπτει:

$$\tau = \frac{M_{t\Delta_1}}{0,2 \cdot d_{\Delta_1}^3} = \frac{280000 \text{ N} \cdot \text{mm}}{0,2 \cdot (34 \text{ mm})^3} = 35,6 \text{ N/mm}^2$$

Σύμφωνα με τους παραπάνω υπολογισμούς και λαμβάνοντας υπόψη ότι η κάμψη είναι εναλλασσόμενη και η στρέψη εναλλασσόμενη, 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: $\sigma_{ba} = 83,8 \text{ N/mm}^2$

Για στρέψη

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

Απόκλιση τάσης: $\tau_a = 35,6 \text{ N/mm}^2$

- **Συντελεστές μείωσης δυναμικής αντοχής**

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

Για μέση τραχύτητα $R = 6$ έως $8 \mu\text{m}$ και όριο θραύσης του χάλυβα 42CrMo4 $\sigma_B = 1100 \text{ N/mm}^2$ από το διάγραμμα του Σχήμα 4.11 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: $\alpha_{ob} = 0,87$

Για στρέψη: $\alpha_{ot} = 0,575 \cdot \alpha_{ob} + 0,425 = 0,575 \cdot 0,83 + 0,425 = 0,925$

Συντελεστές μεγέθους α_{gb} και α_{gt}

Από το διάγραμμα του Σχήματος 4.12 για διάμετρο άξονα $d_{\Delta_1} = 34 \text{ mm}$ βρίσκουμε:

Για κάμψη: $\alpha_{gb} = 0,8$

Για στρέψη: $\alpha_{gt} = 0,9$

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

Από τα Σχήματα 4.13 και 4.14 για λόγο διαμέτρων $D/d = 1$ και λόγο καμπυλότητας $r/d = 0,03$ βρίσκουμε τους συντελεστές:

Για κάμψη: $\beta_{kb} = 1$

Για στρέψη: $\beta_{kt} = 1$

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

Για κάμψη

$$f_b = \frac{\alpha_{ob} \cdot \alpha_{gb}}{\beta_{kb}} = \frac{0,87 \cdot 0,80}{1} = 0,7$$

Για στρέψη

$$f_t = \frac{\alpha_{ot} \cdot \alpha_{gt}}{\beta_{kt}} = \frac{0,925 \cdot 0,90}{1} = 0,83$$

- **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 42CrMo4, όπως αυτή υπολογίζεται από τα διαγράμματα “Smith”. Για την περίπτωση της εναλλασσόμενης κάμψης τίθεται $\sigma_A = \sigma_{bw} = 530 \text{ N/mm}^2$, ενώ για την περίπτωση της εναλλασσόμενης στρέψης $\tau_A = \tau_w = 370 \text{ N/mm}^2$.

Στην συνέχεια για τον υπολογισμό των επιτρεπόμενων τιμών σ_{AG} και τ_{AG} λαμβάνονται υπόψη οι συντελεστές μείωσης δυναμικής αντοχής, δηλαδή:

Για κάμψη

$$\sigma_{AG} = f_b \cdot \sigma_A = 0,7 \cdot 530 \text{ N/mm}^2 = 371 \text{ N/mm}^2$$

Για στρέψη

$$\tau_{AG} = f_t \cdot \tau_A = 0,83 \cdot 370 \text{ N/mm}^2 = 307 \text{ N/mm}^2$$

- **Ισοδύναμες τάσεις**

Οι τιμές των ισοδύναμων τάσεων για την θέση Δ_1 υπολογίζονται με τις παρακάτω σχέσεις ως εξής:

Ισοδύναμη μέση τάση

$$\sigma_{vm} = \sqrt{\sigma_{bm}^2 + \left(\frac{\sigma_{bs}}{\tau_s}\right)^2 \cdot \tau_m^2} = 0$$

Ισοδύναμη τάση αποκλίσεως

$$\sigma_{va} = \sqrt{\sigma_{ba}^2 + \left(\frac{\sigma_{AG}}{\tau_{AG}}\right)^2 \cdot \tau_a^2} = \sqrt{83,8^2 + \left(\frac{371}{307}\right)^2 \cdot 35,6^2}$$

$$\sigma_{va} = 94,2 \text{ N/mm}^2$$

- **Συντελεστής ασφάλειας**

Για τον έλεγχο της δυναμικής αντοχής του δευτερεύοντα άξονα στην θέση Δ₁ εφαρμόζουμε την ισοδύναμη μέση τάση $\sigma_{vm} = 0$ στο διάγραμμα “Smith” της κάμψης και βρίσκουμε ότι η τιμή της δυναμικής αντοχής είναι:

$$\sigma_A = 530 \text{ N/mm}^2$$

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:

$$\sigma_{NA} = f_b \cdot \sigma_A = 0,7 \cdot 530 \text{ N/mm}^2 = 371 \text{ N/mm}^2$$

Κατόπιν αυτού, ο υπάρχων συντελεστής ασφαλείας N του δευτερεύοντα άξονα υπολογίζεται με την σχέση:

$$N = \frac{\sigma_{NA}}{\sigma_{va}} = \frac{371}{92,4} = 4,0$$

Ο συντελεστής ασφάλειας που προέκυψε είναι αποδεκτός, διότι η τιμή που βρήκαμε θεωρείται ικανοποιητική.

5.4 ΕΔΡΑΝΑ ΚΥΛΙΣΗΣ ΔΕΥΤΕΡΕΥΟΝΤΑ ΑΞΟΝΑ

Ο δευτερεύων άξονας στηρίζεται σε δύο σφαιρικά έδρανα κυλίσεως (ρουλεμάν) στις θέσεις Ε και Ζ. Οι διάμετροι του άξονα στις θέσεις των εδράνων Ε και Ζ θα βρεθούν με κριτήριο το απαιτούμενο δυναμικό φορτίο που θα υπολογίσουμε για κάθε έδρανο. Έτσι, έχουμε:

- **Έδρανο στην θέση Ε**

Πρώτα θα πρέπει να προσδιοριστεί το ισοδύναμο δυναμικό φορτίο του εδράνου Ε λαμβάνοντας υπόψη μας την μεγαλύτερη ακτινική δύναμη στην θέση Ε (ακτινικό φορτίο εδράνου) που προέκυψε παραπάνω. Η τιμή αυτή παρουσιάζεται στην τρίτη ταχύτητα (παράγραφος 5.1) και είναι $P_{E_{max}} = 4754 \text{ N}$. Αξίζει να σημειωθεί ότι δεν παρουσιάζεται αξονικό φορτίο στο έδρανο. Συνεπώς έχουμε:

$$\text{Ακτινικό φορτίο: } F_r = P_E = 4754 \text{ N}$$

$$\text{Αξονικό φορτίο: } F_a = 0$$

Το ισοδύναμο δυναμικό φορτίο είναι ίσο με:

$$P = XF_r = F_r = 4754 \text{ N}$$

Συντελεστής ταχύτητας εδράνου Ε

Ο δευτερεύων άξονας στην 3^η ταχύτητα περιστρέφεται με $n = 2003 \text{ RPM}$. Ο συντελεστής ταχύτητας f_n του εδράνου υπολογίζεται χρησιμοποιώντας την σχέση:

$$f_n = \sqrt[3]{\frac{33 + 1/3}{n}} \quad (5.13)$$

$$f_n = \sqrt[3]{\frac{33 + 1/3}{2003}} = 0,255$$

Συντελεστής διάρκειας ζωής εδράνου E

Η επιθυμητή διάρκεια ζωής των εδράνων λαμβάνεται ίση με 3000 h. Ο συντελεστής διάρκειας ζωής f_L του εδράνου προκύπτει χρησιμοποιώντας την σχέση:

$$f_L = \sqrt[3]{\frac{L_h}{500}} \quad (5.14)$$

$$f_L = \sqrt[3]{\frac{3000}{500}} = 1,8$$

Συντελεστής θερμοκρασίας λειτουργίας του εδράνου E

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 E

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:

$$C = P \frac{f_L}{f_n \cdot f_t} \quad (5.15)$$

Με αντικατάσταση έχουμε:

$$C = 4754 N \frac{1,8}{0,255 \cdot 1} = 33557 N = 33,6 KN$$

Από τον Πίνακα 4.1 εκλέγουμε έδρανο της σειράς 64 με κωδικό 6405 και εσωτερική διάμετρο $d = 25 mm$. Παρατηρούμε ότι το έδρανο που επιλέξαμε έχει δυναμικό φορτίο $C = 36 KN > 33,6 KN$, το οποίο είναι μεγαλύτερο από το απαιτούμενο δυναμικό φορτίο. Συμπεραίνουμε ότι η επιλογή του σφαιρικού εδράνου 6405 είναι αποδεκτή. Τα στοιχεία του εδράνου που εκλέξαμε είναι τα εξής:

$$d = 25 mm$$

$$D = 80 mm$$

$$B = 21 mm$$

- **Έδρανο στην θέση Z**

Με τον ίδιο τρόπο που υπολογίστηκε το έδρανο στην θέση E θα υπολογιστεί και το έδρανο στην θέση Z. Η ακτινική δύναμη στην θέση Z (ακτινικό φορτίο εδράνου) όπως υπολογίστηκε είναι $P_Z = 5101 N$. Η τιμή αυτή παρουσιάζεται στην όπισθεν (παράγραφος 5.1).

Συνεπώς, το ισοδύναμο δυναμικό φορτίο είναι ίσο με:

$$P = XF_r = F_r = 5101 N$$

Συντελεστής ταχύτητας εδράνου Z

Ο δευτερεύων άξονας στην όπισθεν περιστρέφεται με $n = 934 RPM$. Ο συντελεστής ταχύτητας f_n του εδράνου υπολογίζεται χρησιμοποιώντας την σχέση:

$$f_n = \sqrt[3]{\frac{33 + 1/3}{n}} \quad (5.16)$$

$$f_n = \sqrt[3]{\frac{33 + 1/3}{934}} = 0,33$$

Απαιτούμενο δυναμικό φορτίο εδράνου Z

Το απαιτούμενο δυναμικό φορτίο C του εδράνου λαμβάνεται από την σχέση (5.15), ήτοι:

$$C = 5101 N \frac{1,8}{0,33 \cdot 1} = 27823 N \approx 27,8 KN$$

Από τον Πίνακα 4.1 εκλέγουμε έδρανο της σειράς 63 με κωδικό 6306 και εσωτερική διάμετρο $d = 30 mm$. Παρατηρούμε ότι το έδρανο που επιλέξαμε έχει δυναμικό φορτίο $C = 29 KN > 27,8 KN$, το οποίο είναι μεγαλύτερο από το απαιτούμενο δυναμικό φορτίο. Συμπεραίνουμε ότι η επιλογή του σφαιρικού εδράνου 6306 είναι αποδεκτή. Τα στοιχεία του εδράνου που εκλέξαμε είναι τα εξής:

$$d = 30 mm$$

$$D = 72 mm$$

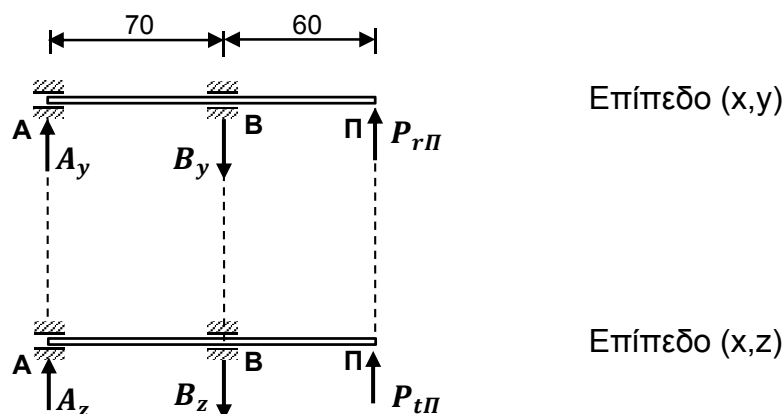
$$B = 19 mm$$

ΚΕΦΑΛΑΙΟ 6^ο ΥΠΟΛΟΓΙΣΜΟΣ ΠΡΩΤΕΥΟΝΤΑ ΑΞΟΝΑ

6.1 ΔΥΝΑΜΕΙΣ ΚΑΙ ΡΟΠΕΣ

Ο τροχός Π που φέρει ο πρωτεύων άξονας συνεργάζεται με τον τροχό Ε₄ του ενδιάμεσου άξονα. Συνεπώς, ο πρωτεύων άξονας δέχεται φορτίσεις μόνο λόγω της αξονικής και περιφερειακής δύναμης του οδοντωτού τροχού Π οι οποίες υπολογίστηκαν στην παράγραφο 3.8. Οι δυνάμεις αυτές δεν είναι όλες συνεπίπεδες, αλλά ασκούνται σε δύο διαφορετικά επίπεδα, δηλαδή στο επίπεδο (x,y) και στο επίπεδο (x,z). Σκοπός μας είναι ο υπολογισμός των δυνάμεων και των ροπών στον δευτερεύοντα άξονα για κάθε ταχύτητα. Η μεθοδολογία είναι ακριβώς η ίδια με αυτή που εφαρμόστηκε στον υπολογισμό του ενδιάμεσου άξονα (Κεφάλαιο 4). Αρχικά αναλύονται οι δυνάμεις και οι ροπές σε δύο επίπεδα (x,y) και (x,z) και στην συνέχεια γίνεται σύνθεση των δυνάμεων και των ροπών.

Στο Σχήμα 6.1 φαίνεται ο πρωτεύων άξονας με τις φορτίσεις του στα επίπεδα (x,y) και (x,z).



Σχήμα 6.1: Δυνάμεις του πρωτεύοντα άξονα στα δύο επίπεδα.

- **Αντιδράσεις στις θέσεις στήριξης**

Στο επίπεδο (x,y) το φορτίο του πρωτεύοντα άξονα στην θέση Π είναι η ακτινική δύναμη, ενώ στο επίπεδο (x,z) είναι η περιφερειακή δύναμη του τροχού Π:

$$P_{r\Pi} = 1187 \text{ N}$$

$$P_{t\Pi} = 3260 \text{ N}$$

Επιπέδο (x,y)

Αντίδραση στη θέση A: $\Sigma M_B = 0 \Rightarrow A_y = 1017 \text{ N}$

Αντίδραση στη θέση B: $\Sigma M_A = 0 \Rightarrow B_y = 2204 \text{ N}$

Ροπή στη θέση B: $M_{B(x,y) \alpha\rho} = A_y \cdot 70 \text{ mm} = 1017 \text{ N} \cdot 0,070 \text{ m} = 71,2 \text{ Nm}$

Επιπέδο (x,z)

Αντίδραση στη θέση A: $\Sigma M_B = 0 \Rightarrow A_z = 2794 \text{ N}$

Αντίδραση στη θέση B: $\Sigma M_A = 0 \Rightarrow B_z = 6054 \text{ N}$

Ροπή στη θέση B: $M_{B(x,z) \alpha\rho} = A_z \cdot 70 \text{ mm} = 2794 \text{ N} \cdot 0,070 \text{ m} = 195,6 \text{ Nm}$

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

Συνθέτουμε τις δυνάμεις των δύο επιπέδων στις θέσεις στηρίξεως A και B και βρίσκουμε τις μέγιστες ακτινικές δυνάμεις που ασκούνται στα έδρανα του πρωτεύοντα άξονα ως εξής:

Ακτινική δύναμη του εδράνου A:

$$P_A = \sqrt{A_y^2 + A_z^2} = \sqrt{1017^2 + 2794^2} = 2974 \text{ N}$$

Ακτινική δύναμη του εδράνου B:

$$P_B = \sqrt{B_y^2 + B_z^2} = \sqrt{2204^2 + 6054^2} = 6443 \text{ N}$$

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

Συνθέτουμε τις ροπές των επιπέδων στην θέση B ως εξής:

Ροπή κάμψης στην θέση B:

$$M_B = \sqrt{M_{B(x,y)}^2 + M_{B(x,z)}^2} = \sqrt{71,2^2 + 195,6^2} \Rightarrow M_{bB} = 208,2 \text{ Nm}$$

6.2 ΚΑΘΟΡΙΣΜΟΣ ΔΙΑΒΑΘΜΙΣΕΩΝ ΠΡΩΤΕΥΟΝΤΑ ΑΞΟΝΑ

Πάνω στον πρωτεύοντα άξονα εφαρμόζεται ο τροχός Π με σφήνα και στις θέσεις A και B τοποθετούνται τα έδρανα κύλισης. Το υλικό του άξονα είναι βελτιωμένος χάλυβας 42CrMo4 με $\sigma_{b,\varepsilon\pi} = 100 \text{ N/mm}^2$ και $\tau_{\varepsilon\pi} = 50 \text{ N/mm}^2$ [4]. Ο συντελεστής σύνθετης καταπόνησης α_o κατά Bach για όλκιμα υλικά, λαμβάνοντας υπόψη τις φορτίσεις οι οποίες είναι εναλλασσόμενη κάμψη $\sigma_{bw} = 530 \text{ N/mm}^2$ και επαναλαμβανόμενη στρέψη $\tau_{sch} = 630 \text{ N/mm}^2$ [5], είναι:

$$\alpha_o = \frac{\sigma_{bw}}{\sqrt{3} \cdot \tau_{sch}} \quad (6.1)$$

Αντικαθιστώντας προκύπτει:

$$\alpha_o = \frac{530}{\sqrt{3} \cdot 630} = 0,486$$

Υπολογίζουμε τις διαμέτρους του πρωτεύοντα άξονα ως εξής:

- **Στρέψη στην θέση Π:**

Η θέση Π καταπονείται σε στρέψη. Στην θέση αυτή η ροπή στρέψης είναι $M_{tΠ} = 81,5 \text{ Nm}$. Η προσωρινή διάμετρος του άξονα σε στρέψη στην θέση Π υπολογίζεται με βάση την ροπή στρέψης και την επιτρεπόμενη τάση σε προηγούμενη παράγραφο:

$$d_{Π} = 25 \text{ mm}$$

- **Στρέψη στην θέση Α:**

Στην θέση Α ο πρωτεύων άξονας καταπονείται μόνο σε στρέψη, επομένως στην θέση αυτή λαμβάνεται η διάμετρος που υπολογίστηκε παραπάνω, η οποία διορθώνεται ώστε να ταιριάζει κάποιο έδρανο κυλίσεως:

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

- **Κάμψη και στρέψη στην θέση Β:**

Η θέση Β καταπονείται σε κάμψη και στρέψη. Στην θέση αυτή η ροπή κάμψης είναι $M_{bB} = 208,2 \text{ Nm}$, ενώ η ροπή στρέψης είναι $M_{tB} = M_{tΠ} = 81,5 \text{ Nm}$ (παράγραφος 3.7). Υπολογίζουμε την ισοδύναμη ροπή κάμψης M_{vB} σύμφωνα με την σχέση:

$$M_{vB} = \sqrt{M_{bB}^2 + 0,75 \cdot (a_o \cdot M_{tB})^2} \quad (6.2)$$

Με αντικατάσταση προκύπτει:

$$M_{vB} = \sqrt{208,2^2 + 0,75 \cdot (0,486 \cdot 81,5)^2}$$

$$M_{vB} = 211 \text{ Nm}$$

$$d_B = 2,17 \sqrt[3]{\frac{M_{vB}}{\sigma_{b\epsilon\pi}}} \quad (6.3)$$

Με αντικατάσταση έχουμε:

$$d_B = 2,17 \sqrt[3]{\frac{211000 \text{ Nmm}}{100 \text{ N/mm}^2}}$$

$$d_B = 27,8 \text{ mm}$$

6.3 ΕΔΡΑΝΑ ΚΥΛΙΣΗΣ ΠΡΩΤΕΥΟΝΤΑ ΑΞΟΝΑ

Ο πρωτεύων άξονας στηρίζεται σε δύο σφαιρικά έδρανα κυλίσεως (ρουλεμάν) στις θέσεις Α και Β. Οι διάμετροι του άξονα στις θέσεις των εδράνων Α και Β θα βρεθούν με κριτήριο το απαιτούμενο δυναμικό φορτίο που θα υπολογίσουμε για κάθε έδρανο. Έτσι, έχουμε:

- **Έδρανο στην θέση Α**

Πρώτα θα πρέπει να προσδιοριστεί το ισοδύναμο δυναμικό φορτίο του εδράνου Α λαμβάνοντας υπόψη μας την ακτινική δύναμη στην θέση Α (ακτινικό φορτίο εδράνου) που προέκυψε παραπάνω. Η τιμή όπως υπολογίστηκε είναι $P_A = 2974 N$. Αξίζει να σημειωθεί ότι δεν παρουσιάζεται αξονικό φορτίο στο έδρανο. Συνεπώς έχουμε:

Ακτινικό φορτίο: $F_r = P_A = 2974 N$

Αξονικό φορτίο: $F_a = 0$

Το ισοδύναμο δυναμικό φορτίο είναι ίσο με:

$$P = XF_r = F_r = 2974 N$$

Συντελεστής ταχύτητας εδράνου Α

Ο πρωτεύων άξονας σε όλες τις ταχύτητες περιστρέφεται με $n = 3000 RPM$. Ο συντελεστής ταχύτητας f_n του εδράνου υπολογίζεται χρησιμοποιώντας την σχέση:

$$f_n = \sqrt[3]{\frac{33 + 1/3}{n}} \quad (6.4)$$

$$f_n = \sqrt[3]{\frac{33 + 1/3}{3000}} = 0,223$$

Συντελεστής διάρκειας ζωής εδράνου Α

Η επιθυμητή διάρκεια ζωής των εδράνων λαμβάνεται ίση με 3000 h. Ο συντελεστής διάρκειας ζωής f_L του εδράνου προκύπτει χρησιμοποιώντας την σχέση:

$$f_L = \sqrt[3]{\frac{L_h}{500}} \quad (6.5)$$

$$f_L = \sqrt[3]{\frac{3000}{500}} = 1,8$$

Συντελεστής θερμοκρασίας λειτουργίας του εδράνου Α

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 Α

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:

$$C = P \frac{f_L}{f_n \cdot f_t} \quad (6.6)$$

Με αντικατάσταση έχουμε:

$$C = 2974 \text{ N} \frac{1,8}{0,223 \cdot 1} = 24005 \text{ N} \approx 24 \text{ KN}$$

Από τον Πίνακα 4.1 εκλέγουμε έδρανο της σειράς 62 με κωδικό 6207 και εσωτερική διάμετρο $d = 35 \text{ mm}$. Παρατηρούμε ότι το έδρανο που επιλέξαμε έχει δυναμικό φορτίο $C = 25,5 \text{ KN} > 24 \text{ KN}$, το οποίο είναι μεγαλύτερο από το απαιτούμενο δυναμικό φορτίο. Συμπεραίνουμε ότι η επιλογή του σφαιρικού εδράνου 6207 είναι αποδεκτή. Τα στοιχεία του εδράνου που εκλέξαμε είναι τα εξής:

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

$$D = 72 \text{ mm}$$

$$B = 17 \text{ mm}$$

• Έδρανο στην θέση B

Με τον ίδιο τρόπο που υπολογίστηκε το έδρανο στην θέση A θα υπολογιστεί και το έδρανο στην θέση B. Η ακτινική δύναμη στην θέση B (ακτινικό φορτίο εδράνου) όπως υπολογίστηκε είναι $P_B = 6443 \text{ N}$.

Συνεπώς, το ισοδύναμο δυναμικό φορτίο είναι ίσο με:

$$P = XF_r = F_r = 6443 \text{ N}$$

Απαιτούμενο δυναμικό φορτίο εδράνου B

Το απαιτούμενο δυναμικό φορτίο C του εδράνου λαμβάνεται από την σχέση (6.6), ήτοι:

$$C = 6443 \text{ N} \frac{1,8}{0,223 \cdot 1} = 52006 \text{ N} \approx 52 \text{ KN}$$

Από τον Πίνακα 4.1 εκλέγουμε έδρανο της σειράς 64 με κωδικό 6407 και εσωτερική διάμετρο $d = 35 \text{ mm}$. Παρατηρούμε ότι το έδρανο που επιλέξαμε έχει δυναμικό φορτίο $C = 55 \text{ KN} > 52 \text{ KN}$, το οποίο είναι μεγαλύτερο από το απαιτούμενο δυναμικό φορτίο. Συμπεραίνουμε ότι η επιλογή του σφαιρικού εδράνου 6407 είναι αποδεκτή. Τα στοιχεία του εδράνου που εκλέξαμε είναι τα εξής:

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

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

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

ΣΥΜΠΕΡΑΣΜΑΤΑ

Στην παρούσα πτυχιακή εργασία με τίτλο «Σχεδίαση και υπολογισμός κιβωτίου ταχυτήτων μικρού αυτοκινήτου 50HP» μελετάται και σχεδιάζεται κιβώτιο ταχυτήτων μικρού αυτοκινήτου ισχύος 50 HP με τέσσερις ταχύτητες και όπισθεν. Η μελέτη περιλαμβάνει τον υπολογισμό των μεγεθών οδοντωτών τροχών και των διαμέτρων των αξόνων. Παράλληλα γίνεται υπολογισμός σε αντοχή των οδοντωτών τροχών, αξόνων και εδράνων.

Στους παρακάτω πίνακες φαίνονται τα αποτελέσματα των υπολογισμών. Πιο αναλυτικά, στον Πίνακα 1 παρουσιάζονται οι διαστάσεις των οδοντωτών τροχών, ο αριθμός δοντιών και οι αναπτυσσόμενες δυνάμεις. Στον Πίνακα 2 φαίνονται τα υλικά των αξόνων, οι επιτρεπόμενες τάσεις και το είδος της φόρτισης τους. Στον Πίνακα 3 παρουσιάζονται τα έδρανα που εκλέχθηκαν και τα χαρακτηριστικά τους σε κάθε θέση στήριξης.

Πίνακας 1

Σχέση μετάδοσης	Τροχός	d_{oi} mm	d_{ki} mm	z_i	n_i RPM	N_i kW	M_{ti} Nm	P_{ti} N	P_{ri} N
$i_\beta = 2,53$	E_1	34	38	17	2143	25,09	111,8	6576	2393
	Δ_1	86	90	43	847	24,84	280		
$i_\gamma = 1,4$	E_2	50	54	25	2143	25,09	111,8	4472	1628
	Δ_2	70	74	35	1530	24,84	155		
$i_\delta = 1,07$	E_3	58	63	29	2143	25,09	111,8	3855	1403
	Δ_3	62	66	31	2003	24,84	118,4		
$i_{o1} = 1,706$	E_o	34	38	17	2143	25,09	111,8	6576	2393
	R_o	58	62	29	1256	24,84	189		
$i_{o2} = 1,344$	R_o							78	82
	Δ_o								
$i_\alpha = 1,4$	Π	50	54	25	3000	25,6	81,5	3260	1187
	E_4	70	74	34	2143	25,34	113		

Πίνακας 2

Αξονας/ Τροχοί	Υλικό	Επιτρεπόμενες τάσεις	Κάμψη	Στρέψη
Πρωτεύων Π	$42CrMo_4$	$\sigma_{b,\varepsilon\pi} = 100 \text{ N/mm}^2$ $\tau_{\varepsilon\pi} = 50 \text{ N/mm}^2$	Εναλλασσόμενη $\sigma_{bw} = 530 \text{ N/mm}^2$	Επαναλαμβανόμενη $\tau_{sch} = 630 \text{ N/mm}^2$
Δευτερεύων $\Delta_1, \Delta_2, \Delta_3, \Delta_o$	$42CrMo_4$	$\sigma_{b,\varepsilon\pi} = 100 \text{ N/mm}^2$ $\tau_{\varepsilon\pi} = 50 \text{ N/mm}^2$	Εναλλασσόμενη $\sigma_{bw} = 530 \text{ N/mm}^2$	Εναλλασσόμενη $\tau_w = 370 \text{ N/mm}^2$
Ενδιάμεσος $E_1, E_2, E_3,$ E_4, E_o	$34CrNiMo_6$	$\sigma_{b,\varepsilon\pi} = 110 \text{ N/mm}^2$ $\tau_{\varepsilon\pi} = 55 \text{ N/mm}^2$	Εναλλασσόμενη $\sigma_{bw} = 530 \text{ N/mm}^2$	Επαναλαμβανόμενη $\tau_{sch} = 630 \text{ N/mm}^2$

Πίνακας 3

Αξονας	Θέσεις εδράνων	Κωδικός Εδράνου	<i>d</i> mm	<i>D</i> mm	<i>B</i> mm
Πρωτεύων	A	6207	35	72	17
	B	6407	35	100	25
Ενδιάμεσος	Γ	6206	30	62	16
	Δ	6406	30	90	23
Δευτερεύων	E	6405	25	80	21
	Z	6306	30	72	19

ΒΙΒΛΙΟΓΡΑΦΙΑ

1. Ν. Ανδρινός, Π. Παναγιωτίδης, Ν. Παπαδόπουλος, *Συστήματα Αυτοκινήτου Ι*, Σημειώσεις, Τεχνικά Επαγγελματικά εκπαιδευτήρια, Υπουργείο Εθνικής Παιδείας και Θρησκευμάτων – Παιδαγωγικό Ινστιτούτο, Αθήνα, 2001.
2. Ιωάννης Κ. Στεργίου, Κωνσταντίνος Ι. Στεργίου, *Στοιχεία Μηχανών ΙΙ*, Σύγχρονη Εκδοτική, 2003.
3. Ιωάννης Βελαώρας, *Στοιχεία Μηχανών*, Εκδοτικός όμιλος Ιων, Επίτομο 8^η Έκδοση Ανανεωμένη, 1995.
4. Ιωάννης Κ. Στεργίου, Κωνσταντίνος Ι. Στεργίου, *Στοιχεία Μηχανών Ι*, Σύγχρονη Εκδοτική, 2003.
5. Ανδρέας Γιαννόπουλος, *Στοιχεία Μηχανών Ι, Οδηγός Επίλυσης Ασκήσεων Πράξης*, Εκδόσεις ΙΩΝ, Αθήνα 2011.
6. Χρήστος Α. Παπαδόπουλος, *Στοιχεία Μηχανών*, Τόμος Α, Εισαγωγή στο Σχεδιασμό Μηχανών, Εκδόσεις Τζιόλα, 2003.
7. Χρήστος Α. Παπαδόπουλος, *Στοιχεία Μηχανών*, Τόμος Β, Στοιχεία Μεταφοράς Ισχύος, Εκδόσεις Τζιόλα, 2003.
8. Γ. Μπαράκος, *Σημειώσεις – Στοιχεία Μηχανών ΙΙ*, ΤΕΙ Πάτρας, Σχολή Τεχνολογικών Εφαρμογών, Τμήμα Μηχανολογίας, Πάτρα, 1999.