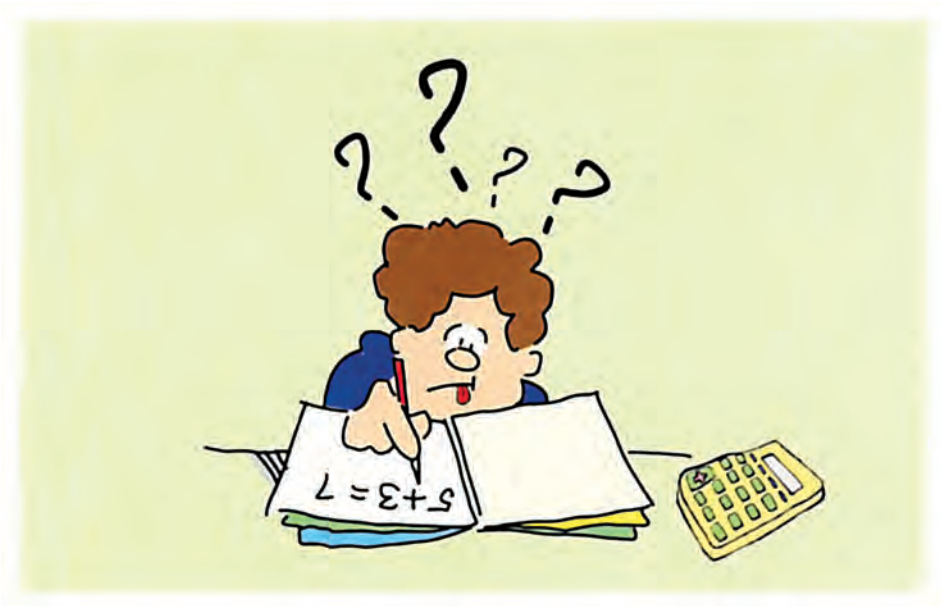


ΠΑΡΑΡΤΗΜΑ



ΚΕΦΑΛΑΙΟ

14

ΥΠΟΛΟΓΙΣΜΟΙ - ΕΠΙΛΟΓΕΣ ΣΤΟΙΧΕΙΩΝ ΜΗΧΑΝΩΝ

- 14.1 Εισαγωγικά στοιχεία
- 14.2 Υπολογισμοί αντοχής
- 14.3 Ηλώσεις
- 14.4 Κοχλιοσυνδέσεις
- 14.5 Σφήνες
- 14.6 Άτρακτοι – άξονες

14.7 Έδρανα κύλισης

14.8 Οδοντώσεις

14.9 Ιμάντες

14.10 Αλυσίδες



Επιδιωκόμενοι στόχοι:

Οι διδακτικοί στόχοι του κεφαλαίου αυτού είναι να μπορείτε:

- ☒ Να αναφέρετε τους παράγοντες και τις αρχές που συνδέονται με την επιλογή των Στοιχείων Μηχανών.
- ☒ Να αναφέρετε τα βασικά μεγέθη της Αντοχής Υλικών και τις μεταξύ τους σχέσεις, όπως εμφανίζονται στις καταπονήσεις των Στοιχείων Μηχανών και τους σχετικούς υπολογισμούς.
- ☒ Να χρησιμοποιείτε πίνακες για την εκτίμηση διάφορων στοιχείων, όπως χαρακτηριστικά υλικών, τυποποιημένες τιμές μεγεθών κ.λπ.
- ☒ Να κάνετε υπολογισμούς για απλές καταπονήσεις και να προσδιορίζετε τις βασικές διαστάσεις Στοιχείων Μηχανών.
- ☒ Να χρησιμοποιείτε τα αποτελέσματα των υπολογισμών και άλλα τεχνικά στοιχεία για την επιλογή συγκεκριμένων τύπων και μεγεθών Στοιχείων Μηχανών.

14.1 ΕΙΣΑΓΩΓΙΚΑ ΣΤΟΙΧΕΙΑ

Για τις σωστές επιλογές των στοιχείων μηχανών πρέπει να λαμβάνονται υπόψη πολλοί παράγοντες, σχετικοί με τις συνθήκες λειτουργίας τους, με βάση τους οποίους θα καθοριστούν ο τύπος, το υλικό και οι διαστάσεις τους.

Σε κάθε περίπτωση είναι απαραίτητο να ικανοποιούνται δύο πολύ βασικές αρχές:

- Η επιλογή πρέπει να εξασφαλίζει **ασφαλή λειτουργία**.
- Η κατασκευή πρέπει να είναι **οικονομική**.

Η δεύτερη αρχή επιβάλλει την **τυποποίηση**, γιατί έτσι περιορίζεται το κατασκευαστικό κόστος των εξαρτημάτων και διευκολύνεται η **εναλλαξιμότητά** τους.

Βέβαια, λόγω κόστους των υλικών, η οικονομική κατασκευή προϋποθέτει όσο το δυνατό μικρότερες διαστάσεις. Η ικανοποίηση όμως και της πρώτης αρχής οδηγεί στην ανάγκη υπολογισμών, ώστε οι διαστάσεις να

είναι οι ελάχιστες, εκείνες που όμως εξασφαλίζουν ασφαλή λειτουργία.

Οι υπολογισμοί αυτοί είναι ουσιαστικά εφαρμογές της **Αντοχής των Υλικών**. Προϋποθέτουν: α) τη σωστή εκτίμηση της καταπόνησης που υφίσταται το εξάρτημα κατά τη λειτουργία του (ως προς το είδος και το μέγεθος) και β) τη γνώση των τεχνικών χαρακτηριστικών του υλικού.

α) Προσδιορισμός κύριας καταπόνησης

Συνηθισμένες καταπονήσεις είναι ο εφελκυσμός, η θλίψη, η τμήση - διάτμηση, η κάμψη και η στρέψη. Υπάρχουν βέβαια και περιπτώσεις σύνθετης καταπόνησης, η αντιμετώπισή τους όμως είναι εκτός των ορίων των στόχων του μαθήματος της Α΄ τάξης.

- ◆ Στον εφελκυσμό, τη θλίψη και τη διάτμηση το αίτιο είναι **δύναμη**.
- ◆ Στην κάμψη και τη στρέψη το αίτιο είναι **ροπή**.
- ◆ Στον εφελκυσμό, τη θλίψη και την κάμψη αναπτύσσονται κυρίως **ορθές τάσεις** (κάθετες στις διατομές).
- ◆ Στη διάτμηση και τη στρέψη αναπτύσσονται κυρίως **διατμητικές τάσεις** (παράλληλες στις διατομές).

β) Χαρακτηριστικά του υλικού

Εδώ πρέπει να επισημανθεί ότι δε χρησιμοποιείται η οριακή αντοχή (τάση θραύσης των υλικών) αλλά οι επιτρεπόμενες τιμές, που προκύπτουν με τη χρήση του **συντελεστή ασφάλειας**.

$(\sigma_{\text{επ}} = \sigma_{\theta\rho} / \nu_{\text{ασφ}}$ για ορθές ή $\tau_{\text{επ}} = \tau_{\theta\rho} / \nu_{\text{ασφ}}$ για διατμητικές τάσεις).

Η εκτίμηση του συντελεστή ασφάλειας είναι ένα σύνθετο ζήτημα και προϋποθέτει εμπειρία, αλλά και συμμόρφωση με τους υπάρχοντες κανονισμούς για διάφορες περιπτώσεις.

14.2. ΥΠΟΛΟΓΙΣΜΟΙ ΑΝΤΟΧΗΣ

Γίνεται υπολογισμός της **κρίσιμης διατομής**, δηλαδή της διατομής που εμφανίζει το μεγαλύτερο κίνδυνο θραύσης ή ανεπίτρεπτης μόνιμης παραμόρφωσης, εξαιτίας μεγάλων φορτίων ή άλλων ειδικών κατά περίπτωση λόγων.

Αφού υπολογιστεί η ελάχιστη απαιτούμενη τιμή για την κρίσιμη διατομή, γίνεται η απαραίτητη **τυποποίησή της**, ώστε να διευκολύνεται η επιλογή από τους καταλόγους της παραγωγής και να εξασφαλίζεται κατά το δυνατό οικονομική λύση.

Σε πολλές περιπτώσεις γίνονται στη συνέχεια **έλεγχοι** αντοχής συνεργαζόμενων στοιχείων (π.χ. υπολογίζεται η διατομή του κοχλία και ελέγχεται η αντοχή του σπειρώματός του) ή για τυχόν υπερθέρμανση κινούμενων στοιχείων λόγω τριβής (π.χ. στροφών) κ.λπ.

Σε όλες τις περιπτώσεις οι σχέσεις έχουν μια ενιαία δομή:

Αίτιο καταπόνησης = (χαρ/κό διατομής) x (χαρ/κό αντοχής υλικού)

ΚΑΤΑΠΟ- ΝΗΣΗ	ΑΙΤΙΟ	ΧΑΡΑΚΤΗΡΙΣΤΙ- ΚΟ ΔΙΑΤΟΜΗΣ	ΧΑΡΑΚΤΗΡΙΣΤΙΚΟ ΑΝΤΟΧΗΣ ΥΛΙΚΟΥ
Εφελκυσμός – θλίψη	Αξονική δύναμη F (N, daN)	Επιφάνεια A (m ² , cm ²)	Επιτρεπόμενη ορθή τάση σ_{επ} (N/m ² , N/cm ²)
Τμήση – διάτμηση	Εγκάρσια δύναμη Q (N, daN)	Επιφάνεια A (m ² , cm ²)	Επιτρεπ. διατμητική τάση τ_{επ} (N/m ² , N/cm ²)
Κάμψη	Ροπή κάμψης M_b (N.m, daN.m)	Ροπή αντίστα- σης W_b (m ³ , cm ³)	Επιτρεπόμενη ορθή τάση σ_{επ} (N/m ² , N/cm ²)
Στρέψη	Ροπή στρέψης M_t (N.m, daN.m)	Ροπή αντίστα- σης W_t (m ³ , cm ³)	Επιτρεπ. διατμητική τάση τ_{επ} (N/m ² , N/cm ²)

Με βάση τα στοιχεία του πίνακα η βασική σχέση υπολογισμού για κάθε καταπόνηση παίρνει την εξής μορφή:

$$\text{Εφελκυσμός - θλίψη : } F = A \times \sigma_{\text{επ}}$$

$$\text{Τμήση - διάτμηση : } Q = A \times \tau_{\text{επ}}$$

$$\text{Κάμψη : } M_b = W_b \times \sigma_{\text{επ}}$$

$$\text{Στρέψη : } M_t = W_t \times \tau_{\text{επ}}$$

Στις μηχανολογικές εφαρμογές συνήθως είναι βολικό να χρησιμοποιούμε

αντί για τις κανονικές μονάδες του S.I. τις εξής μονάδες του Τεχνικού Συστήματος:

Για τη δύναμη το daN ($1 \text{ daN} = 1 \text{ Kp}$)

Για τη ροπή το daN m ($= 1 \text{ kp m}$)

Για την επιφάνεια το mm^2 ή το cm^2

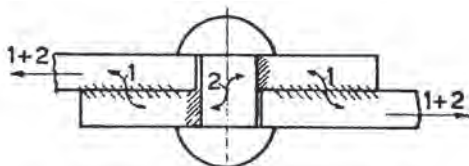
Για την τάση το daN / cm^2 ή το daN / mm^2

Για τη ροπή αντίστασης το cm^3 ή το mm^3 .

14.3 ΗΛΩΣΕΙΣ

14.3.1 Καταπόνηση ηλώσεων

Για τον υπολογισμό των ηλώσεων, πολύ βασικό κριτήριο είναι η εξασφάλιση ότι τα ελάσματα δε θα ολισθήσουν το ένα πάνω στο άλλο και όχι τόσο η αντοχή του ήλου σε διάτμηση. Στο τέλος της καρφουσύνδεσης τα ελάσματα συμπίεζονται και κατά συνέπεια, με την αντίδρασή τους, οι ήλοι καταπονούνται σε εφελκυσμό.



Εικ. 14.3α Μεταφορά δυνάμεων στην ήλωση:

1: με την τριβή και 2: με επιφανειακή πίεση (σύνθλιψη)

Όπως φαίνεται στο σχήμα, η δύναμη εφελκυσμού μεταφέρεται από το ένα έλασμα στο άλλο ως δύναμη τριβής. Η δύναμη τριβής είναι $F_{\tau\rho} = F \cdot \mu$, όπου F το εφελκυστικό φορτίο του ήλου (το οποίο ισούται με την κάθετη δύναμη που ασκεί το κάθε έλασμα στο άλλο) και μ ο συντελεστής τριβής των ελασμάτων. Μόλις αυτή υπερνικηθεί, το τοίχωμα της οπής εφάπτεται στον κορμό και τον καταπονεί σε διάτμηση και σύνθλιψη. Οι κανονισμοί προβλέπουν τον υπολογισμό των ήλων σε διάτμηση και σύνθλιψη στην επιφάνεια των οπών των ελασμάτων.

Στις ηλώσεις απλής (με επικάλυψη ή με μια αρμοκαλύπτρα) τομής ο ήλος τέμνεται σε μια διατομή, ενώ στις ηλώσεις διπλής τομής (με διπλή αρμοκαλύπτρα) ο ήλος τέμνεται σε δύο διατομές. Ο υπολογισμός της καταπόνησης γίνεται σύμφωνα με τα οριζόμενα από την αντοχή των υλικών.

Για καταπόνηση σε **διάτμηση** η Αντοχή των Υλικών δίνει τη σχέση:

$$\tau = Q / A \leq \tau_{\text{επ}}$$

$\tau_{\text{επ}}$ = η επιτρεπόμενη τάση διάτμησης για το υλικό κατασκευής

Q = το φορτίο (δύναμη)

A = η επιφάνεια στην οποία κατανέμεται το φορτίο.

Για την πίεση **σύνθλιψης** η Αντοχή των Υλικών δίνει τη σχέση

$$\sigma_L = Q / z d s < 2,5 \sigma_{\epsilon}$$

σ_{ϵ} = η επιτρεπόμενη τάση εφελκυσμού

Q = Το φορτίο

z = ο αριθμός των ήλων

d = η διάμετρος του ήλου

s = το πάχος του ελάσματος.

Για τις **στεγανές ηλώσεις** πρέπει να λαμβάνονται υπόψη κατά τον υπολογισμό τα στοιχεία:

➤ Διάμετρος οπής $d_1 = \sqrt{5 \cdot s} - 0,4$ cm όπου s το πάχος του ελάσματος σε cm

➤ Βήμα $t = 3 d + 0,5$ cm

➤ Απόσταση $e = 1,5 d$

Για τις **σταθερές ηλώσεις** πρέπει να λαμβάνονται υπόψη κατά τον υπολογισμό τα στοιχεία:

➤ Διάμετρος οπής $d_1 = \sqrt{5 \cdot s} - 0,2$ cm όπου s = το πάχος του παχύτερου ελάσματος σε cm.

➤ Το άθροισμα των παχών s_1, s_2 των ελασμάτων να μην ξεπερνά το 4d, γιατί μπορεί να κοπούν οι κεφαλές.

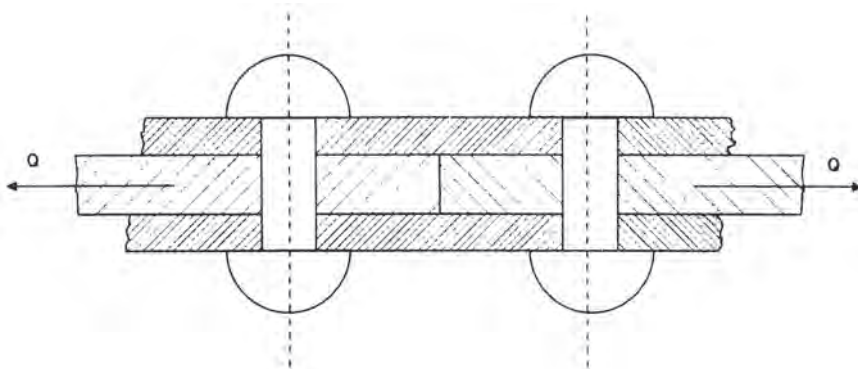
➤ Το βήμα $t = (3 \text{ έως } 3,5)d$ συνήθως.

14.3.2 Παραδείγματα εφαρμογής

Παράδειγμα 1

Στην ήλωση του σχήματος με διπλή αρμοκαλύπτρα δίνονται τα παρακάτω στοιχεία:

- Φορτίο $Q = 8000 \text{ kp}$
- Αριθμός σειρών $\eta = 1$
- Αριθμός ήλων $z = 3$
- Πάχος ελάσματος $s = 10 \text{ mm}$.
- Πλάτος ελάσματος $b = 150 \text{ mm}$
- Πάχος αρμοκαλύπτρας $s_1 = s_2 = 6 \text{ mm}$
- $\tau_{\text{ETT}} = 1600 \text{ kp/cm}^2$
- $\sigma_{\text{ETT}} = 1600 \text{ kp/cm}^2$



Εικ. 14.3β Ήλωση παραδείγματος 1

Ζητείται: Ο υπολογισμός της διαμέτρου των ήλων.

Λύση

Οι ήλοι καταπονούνται σε διάτμηση.

Πρέπει $\tau = Q / A \leq \tau_{\text{ETT}}$

Η επιφάνεια A δίνεται από τον τύπο:

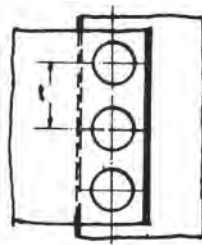
$$A = \frac{\pi d^2}{4}$$

Το φορτίο όμως κατανέμεται σε τρεις ήλους και κάθε ήλος καταπονείται σε δύο διατομές. Είναι λοιπόν

$$\tau = \frac{800 \text{kp}}{\frac{\pi d^2}{4} \cdot 2 \cdot 3} = \tau_{\text{πε}} \Rightarrow d^2 = 1,06 \quad \text{ή} \quad d = 11 \text{mm}$$

Παράδειγμα 2

Τα ελάσματα του προηγούμενου παραδείγματος συνδέονται με ήλωση επικάλυψης. Ζητείται ο έλεγχος του ελάσματος σε εφελκυσμό.



Εικ. 14.3γ Ήλωση παραδείγματος 2

Λύση

Τα ελάσματα καταπονούνται σε εφελκυσμό

$$\text{Πρέπει } \sigma = F / A < \sigma_{\text{επ}}$$

A είναι η επιφάνεια του ελάσματος που μένει μετά το τρύπημα.

$$\text{Άρα } A = (b - 3d_1) \cdot S \Rightarrow A = (150 - 3 \cdot 12) \cdot 10 = 114 \cdot 10 = 1140 \text{ mm}^2.$$

$$A = 11,4 \text{ cm}^2$$

$$\sigma = 8000 / 11,7 = 702 \text{ Kp/cm}^2$$

αφού το σ είναι μικρότερο από το $\sigma_{\text{επ}}$, το έλασμα φορτίζεται κανονικά.

14.4 ΚΟΧΛΙΟΣΥΝΔΕΣΕΙΣ

14.4.1 Υπολογισμός των κοχλίων σε αντοχή

1. Αξονική φόρτιση

Οι κοχλίες σύσφιγξης υπολογίζονται σε εφελκυσμό σύμφωνα με τη σχέση:

$$\sigma = \frac{P}{A} \leq \sigma_{\varepsilon\pi}$$

Όπου σ = η τάση που αναπτύσσεται,

P = το φορτίο,

A = η διατομή του πυρήνα του κοχλία.

2. Καταπόνηση σε εφελκυσμό θλίψη και στρέψη

Την καταπόνηση αυτή την υφίστανται όλοι οι κοχλίες που παραμένουν σε φόρτιση. Τέτοιου είδους κοχλίες είναι οι κοχλίες μιας πρέσας καθώς και οι κοχλίες στερέωσης που συνδέονται με φόρτιση.

Κατά τον υπολογισμό δε λαμβάνεται υπόψη η αναπτυσσόμενη ροπή στρέψης. Γι' αυτό, αντί να πάρουμε ολόκληρη την επιτρεπόμενη τάση $\sigma_{\varepsilon\pi}$, παίρνουμε τα 3/4 αυτής.

Η σχέση υπολογισμού του φορτίου είναι:

$$F = \frac{\pi d_1^2}{4} \cdot \frac{3}{4} \cdot \sigma_{\varepsilon\pi} = 0,6 d_1^2 \cdot \sigma_{\varepsilon\pi}$$

Η ανηγμένη πίεση σε αυτούς τους κοχλίες μεταξύ των σπειρωμάτων της βίδας και του περικοχλίου δεν πρέπει να ξεπερνά μια ορισμένη τιμή. Η πίεση p υπολογίζεται ως εξής:

$$p = \frac{F}{\frac{\pi}{4} \cdot (d^2 - d_1^2) z} = \left(\frac{\text{daN}}{\text{cm}^2} \right)$$

όπου:

d : η μεγάλη (ονομαστική) διάμετρος της βίδας,

d_1 : η διάμετρος πυρήνα,

z : ο αριθμός των σπειρωμάτων που βρίσκονται σε επαφή.

Η τιμή του p λαμβάνεται:

Για κοχλίες συνδέσεως από χάλυβα: $p_{\varepsilon\pi} = 200 \text{ daN/cm}^2$

Για κοχλίες κινήσεως

$p_{\varepsilon\pi} = 75\text{-}100 \text{ daN/cm}^2$ για κοινό χάλυβα ή χυτοσίδηρο ή μπρούντζο.

$p_{\varepsilon\pi} = 150 \text{ daN/cm}^2$ για βελτιωμένο χάλυβα ή βελτιωμένο μπρούντζο.

3. Καταπόνηση σε διάτμηση

Για την καταπόνηση των κοχλιών σε διάτμηση ισχύει η ίδια σχέση με τις ηλώσεις, είναι δηλαδή $\tau = Q / A \leq \tau_{\varepsilon\pi}$.

Εδώ είναι

$$A = \pi d_1^2 / 4$$

όπου d_1 η διάμετρος του πυρήνα του κοχλία.

14.4.2 Παραδείγματα εφαρμογής

Παράδειγμα 1

Να υπολογιστούν οι κοχλίες για τη σύνδεση δύο ελασμάτων, όταν η εξα-σκούμενη συνολική δύναμη εφελκυσμού είναι 3000 kp. Δίνεται $\sigma_{\varepsilon\pi} = 700 \text{ kp/cm}^2$

Λύση

Έστω ότι το φορτίο παραλαμβάνεται από τρεις κοχλίες, δηλαδή $P = 3000/3 = 1000 \text{ kp}$.

$$\sigma = \frac{P}{A} \leq \sigma_{\varepsilon\pi}$$

$$\text{Η διατομή του πυρήνα είναι } A = \frac{\pi d_1^2}{4}$$

Και

$$d_1 = \sqrt{\frac{4p}{\pi\sigma_{\varepsilon\pi}}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 1000}{\pi \cdot 700}} = 1,35 \text{ cm} = 13,5 \text{ mm}$$

	Βήμα	Διάμετρος πλευρών	Διάμετρος πυρήνα		Βάθος σπειρώματος	
Σειρά 1	h	d2=D2	d1	D1	t1	T1
M 1	0,25	0,838	0,693	0,729	0,153	0,135
	0,25	0,938	0,793	0,829	0,153	0,135
M 1,2	0,25	1,038	0,893	0,929	0,153	0,135
	0,3	1,205	1,032	1,075	0,184	0,162
M 1,6	0,35	1,373	1,171	1,221	0,215	0,189
	0,35	1,573	1,371	1,421	0,215	0,189
M 2	0,4	1,740	1,509	1,567	0,245	0,217
	0,45	1,908	1,648	1,713	0,276	0,244
M 2,5	0,45	2,208	1,948	2,013	0,276	0,244
M 3	0,5	2,675	2,387	2,459	0,307	0,271
	0,6	3,110	2,764	2,850	0,368	0,325
M 4	0,7	3,545	3,141	3,242	0,429	0,379
	0,75	4,013	3,580	3,688	0,460	0,406
M 5	0,8	4,480	4,019	4,134	0,491	0,433
M 6	1	5,350	4,773	4,917	0,613	0,541
	1	6,350	5,773	5,917	0,613	0,541
M 8	1,25	7,188	6,466	6,647	0,767	0,677
	1,25	8,188	7,466	7,647	0,767	0,677
M 10	1,5	9,026	8,160	8,376	0,920	0,812
	1,5	10,026	9,160	9,376	0,920	0,812
M 12	1,75	10,863	9,853	10,106	1,074	0,947
	2	12,701	11,546	11,835	1,227	1,083
M 16	2	14,701	13,546	13,835	1,227	1,083
	2,5	16,376	14,933	15,294	1,534	1,353
M 20	2,5	18,376	16,933	17,294	1,534	1,353
	2,5	20,376	18,933	19,294	1,534	1,353
M 24	3	22,051	20,319	20,752	1,840	1,624
	3	25,051	23,319	23,752	1,840	1,624
M 30	3,5	27,727	25,706	26,211	2,147	1,894
	3,5	30,727	28,706	29,211	2,147	1,894
M 36	4	33,402	31,093	31,670	2,454	2,165
	4	36,402	34,093	34,670	2,454	2,165
M 42	4,5	39,077	36,479	37,129	2,760	2,436
	4,5	42,077	39,479	40,129	2,760	2,436
M 48	5	44,752	41,866	42,587	3,067	2,706
	5	48,752	45,866	46,587	3,067	2,706
M 56	5,5	52,428	49,252	50,046	3,374	2,977
	5,5	56,428	53,252	54,046	3,374	2,977
M 64	6	60,103	56,639	57,505	3,681	3,248
	6	64,103	60,639	61,505	3,681	3,248

Εικ. 14.4α Στοιχεία τυποποιημένων κοχλιών (τριγωνικού μετρικού σπειρώματος)

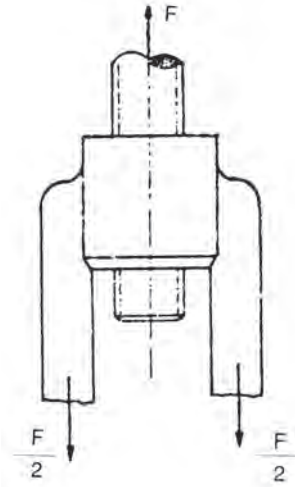
Βάσει του d_1 εκλέγεται από τον πίνακα ο κοχλίας M16 με $h = 2 \text{ mm}$.

Παράδειγμα 2

Ένας σφιγκτήρας τοποθετείται χωρίς φόρτιση και μετά υποβάλλεται σε φόρτιση $F = 5500$ kp, όπως στο σχήμα.

Δίνεται $\sigma_{\text{επ}} = 10,5$ kp/mm².

Ζητείται ο υπολογισμός του κοχλίου.



Εικ.14.4β Σφιγκτήρας παραδείγματος 2

Λύση

$$\sigma = \frac{F}{A} \leq \sigma_{\text{επ}}, \text{ δηλαδή } A = \frac{F}{\sigma_{\text{επ}}} = \frac{5500}{10,5} = 524 \text{ mm}^2, \text{ άρα } d_1 = 25,83 \text{ mm}$$

Από τον παραπάνω πίνακα εκλέγεται κοχλίας M30 με $h = 3,5$ mm.

Παράδειγμα 3

Κοχλίας πρέσας τετραγωνικού σπειρώματος με ονομαστική διάμετρο $d = 50$ mm, διάμετρο πυρήνα $d_1 = 40$ mm, από υλικό με $\sigma_{\text{επ}} = 500$ daN/cm² και $\rho_{\text{επ}} = 100$ daN/cm², υφίσταται σύνθετη καταπόνηση (αξονική και στρεπτική).

Αν τα συνεργαζόμενα σπειρώματα με τον οδηγό περικόχλιο είναι $z = 8$, να υπολογιστεί η μέγιστη επιτρεπόμενη φόρτιση και να ελεγχθεί η επιφανειακή πίεση των σπειρωμάτων.

Λύση

Είναι $F = 0,6 \cdot d_1^2 \cdot \sigma_{\varepsilon\tau\tau} = 4800 \text{ daN}$.

$$p = \frac{F}{\frac{\pi}{4} \cdot (d^2 - d_1^2) z} = 85 \frac{\text{daN}}{\text{cm}^2}$$

Αφού

$$p = 85 \frac{\text{daN}}{\text{cm}^2} < p_{\varepsilon\tau\tau} = 100 \frac{\text{daN}}{\text{cm}^2}$$

δεν υπάρχει πρόβλημα λόγω επιφανειακής πίεσης των σπειρωμάτων.

**14.4.3 Ασκήσεις για λύση****Άσκηση 1**

Κοχλίας με διάμετρο πυρήνα $d_1 = 20 \text{ mm}$ καταπονείται σε εφελκυσμό. Αν είναι από υλικό με $\sigma_{\varepsilon\tau\tau} = 1000 \text{ daN/cm}^2$, ποιο το επιτρεπόμενο φορτίο; **(Απάντηση: 3.140 daN)**

Άσκηση 2

Τυποποιημένος κοχλίας M24 καταπονείται σε εφελκυσμό και στρέψη. Ποιο είναι το μέγιστο επιτρεπόμενο εφελκυστικό φορτίο, αν $\sigma_{\varepsilon\tau\tau} = 1000 \text{ daN/cm}^2$; **(Απάντηση: Είναι, για $d_1 = 20,319 \text{ mm}$, $F_{\varepsilon\tau\tau} = 2.477 \text{ daN}$).**

Να σχολιάσετε τα αποτελέσματα των ασκήσεων 1 και 2 με βάση τα δεδομένα τους.

Άσκηση 3

Να διαλέξετε τυποποιημένο κοχλία για διατμητικό φορτίο $Q = 1600 \text{ daN}$, όταν είναι $\tau_{\varepsilon\tau\tau} = 800 \text{ daN/cm}^2$.

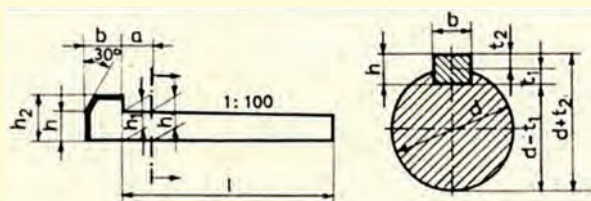
(Απάντηση: M 20).

14.5 ΣΦΗΝΕΣ

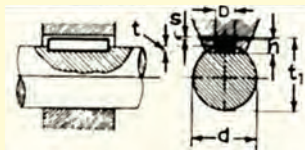
14.5.1 Επιλογές σφηνών

Οι διαστάσεις της διατομής των σφηνών είναι τυποποιημένες και δίνονται από πίνακες με βάση τη διάμετρο της ατράκτου. Οι κύριες διαστάσεις μιας ορθογωνικής σφήνας είναι: το πλάτος της, το ύψος, η κλίση και το μήκος. Τα κύρια χαρακτηριστικά ενός πολύσφηνου είναι η εσωτερική διάμετρος, η εξωτερική διάμετρος, το πλάτος του δοντιού, ο αριθμός των δοντιών και το μήκος.

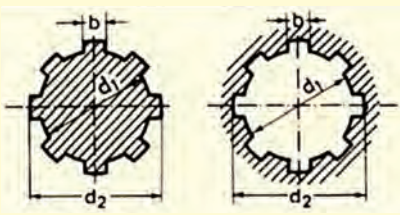
Διάμετρος ατράκτου D σε mm								
	Ολισθαίνουσα			Επίπεδη			Κοίλη	
	b	h	t	b	h	t	b	s
10 ως 12	4	4	2,4	—	—	—	—	—
12 ως 17	5	5	2,9	—	—	—	—	—
17 ως 22	6	6	3,5	—	—	—	—	—
22 ως 30	8	7	4,1	8	5	1,3	8	3,5
30 ως 38	10	8	4,7	10	6	1,8	10	4
38 ως 44	12	8	4,9	12	6	1,8	12	4
44 ως 50	14	9	5,5	14	6	1,4	14	4,5
50 ως 58	16	10	6,2	16	7	1,9	16	5
58 ως 65	18	11	6,8	18	7	1,9	18	5
65 ως 75	20	12	7,4	20	8	1,9	20	6
75 ως 85	22	14	8,5	22	9	1,8	22	7



Διάμετρος ατράκτου d	17 22	22 30	30 38	38 44	44 50	50 58	58 65	65 75	75 85	85 95
Πλάτος b	6	8	10	12	14	16	18	20	22	25
Ύψος h h ₁	6 6,1	7 7,2	8 8,2	8 8,2	9 9,2	10 10,2	11 11,2	12 12,2	14 14,2	14 14,2
Ύψος νυχιού h ₂	10	11	12	12	14	16	18	20	22	22
Απόσταση ≈ a	6	7	8	8	9	10	11	12	14	14
Βάθος αυλακιού t ₁	3,5	4,1	4,7	4,9	5,5	6,2	6,8	7,4	8,5	8,7
Βάθος αυλακιού του ομφαλού t ₂	2,2	2,5	2,9	2,7	3,1	3,4	3,7	4,1	5,0	4,8



Διάμετρος άξονα d		Πλάτος σφήνας b mm	Ύψος σφήνας h mm	Χάρη σφήνας s mm	Βάθος του αυλακιού στον άξονα t mm	Απόσταση άξονα και βάθος αυλακιού ομφαλού ti mm
από mm	ως mm					
6	8	2	2	0,1	1,2	d + 0,9
8	10	3	3	0,1	1,8	d + 1,3
10	12	4	4	0,2	2,9	d + 1,7
12	17	9	5	0,2	3,0	d+2,2
17	22	6	6	0,2	3,5	d + 2,7
22	30	8	7	0,2	4,0	d + 3,2
30	38	10	8	0,2	4,5	d + 3,7
38	44	12	8	0,2	4,5	d+3,7
44	50	14	9	0,2	5,0	d + 4,2
50	58	16	10	0,3	5,0	d + 4,7
58	68	18	11	0,3	6,0	d + 5,3
68	78	20	12	0,3	6,0	d + 6,3
78	92	24	14	0,3	7,0	d + 7,3
92	110	28	16	0,3	8,0	d + 8,3
110	130	32	18	0,3	9,0	d + 9,3
130	190	36	20	0,3	10,0	d + 10,3

									
Εσωτερική διάμετρος d_1	DIN 5462			DIN 5463			DIN 5464		
	Αριθμός εγκοπών	Ελαφρή σειρά		Αριθμός εγκοπών	Μέση σειρά		Αριθμός εγκοπών	Ισχυρή σειρά	
		d_2	b		d_2	b		d_2	b
18	—	—	—	6	22	5	10	23	3
21	—	—	—	6	25	5	10	26	3
23	6	26	6	6	28	6	10	29	4
26	6	30	6	6	32	6	10	32	4
28	8	32	7	6	34	7	10	35	4
32	8	36	6	8	38	6	10	40	5
36	8	40	7	8	42	7	10	45	5
42	8	46	8	8	48	8	10	50	6
46	8	50	9	8	54	9	10	56	7
52	8	58	10	8	60	10	16	60	5
56	8	62	10	8	65	10	16	65	5
62	8	68	12	8	72	12	16	72	6

Εικ.14.4γ Πίνακες διαστάσεων τυποποιημένων σφηνών

14.5.2 Εφαρμογές

1. Ποιες είναι οι διαστάσεις επίπεδης σφήνας κατάλληλης για διάμετρο ατράκτου $D = 55 \text{ mm}$;

(Απάντηση: $b = 16 \text{ mm}$, $h = 7 \text{ mm}$
και βάθος επιπεδότητας ατράκτου $t = 1,9 \text{ mm}$).

2. Ποια είναι τα χαρακτηριστικά πολύσφηνου που θα διαμορφωθεί σε άτρακτο με $d_2 = 48 \text{ mm}$ για μεσαία φορτία;

(Απάντηση: Από πίνακα DIN 5463 είναι $d_1 = 42 \text{ mm}$
και 8 δόντια με πλάτος $b = 8 \text{ mm}$).

14.6 ΑΤΡΑΚΤΟΙ - ΑΞΟΝΕΣ

14.6.1 Υπολογισμός ατράκτων-αξόνων

Όπως έχει ήδη αναφερθεί και στο αντίστοιχο Κεφάλαιο, οι άτρακτοι κατά την περιστροφή τους καταπονούνται σε στρέψη αλλά και σε κάμψη. Αν θεωρήσουμε μια άτρακτο που δέχεται εγκάρσιο φορτίο P , εύκολα κατανοούμε ότι η “κάτω ίνα” της εφελκύεται. Καθώς όμως η άτρακτος περιστρέφεται, η ίδια ίνα θα γίνει σε λίγο (σε μισή στροφή) “πάνω ίνα” και θα υποστεί θλίψη, στη συνέχεια θα γίνει πάλι “κάτω” και πάλι θα εφελκύνεται και ούτω καθεξής. Αυτή η επαναλαμβανόμενη φόρτιση των ινών της ατράκτου σε εφελκυσμό και θλίψη ονομάζεται **κόπωση** και είναι, όπως λέμε, δυναμική καταπόνηση (όχι στατική όπως η κάμψη). Μια άτρακτος λοιπόν κινδυνεύει να καταστραφεί για δύο λόγους: (α) λόγω κόπωσης των εξωτερικών της ινών και (β) λόγω στρέψης.

Ο υπολογισμός σε κόπωση σχετίζεται βέβαια με το μέγεθος των φορτίων που προκαλούν τη μέγιστη κάμψη, αλλά και τις εναλλαγές εφελκυσμού-θλίψης που συμβαίνουν στη μονάδα του χρόνου (είναι ανάλογες με τις στροφές της ατράκτου). Για τον υπολογισμό των ατράκτων σε κόπωση, χρησιμοποιούμε τα διαγράμματα κόπωσης.

Ο υπολογισμός της ατράκτου σε στρέψη είναι απλούστερος και σχετίζεται με το μέγεθος της μεταφερόμενης ροπής και την ταχύτητα περιστροφής της ατράκτου (στροφές). Στην Εικ. 14.6α καταγράφονται τύποι για γρήγορο, κατά προσέγγιση υπολογισμό ατράκτων σε κάμψη και στρέψη.

Απλή κάμψη (όχι επαναλαμβανόμενη)	Στρέψη	
$\sigma_b = M_b / w_b < \sigma_{\text{επ}}$ (kp/cm ²)	$T_t = M_t / w_t < T_{\text{επ}}$ (kp/cm ²)	
$d = (M_b / 0,1 \sigma_{\text{επ}})^{1/3}$ (για πλήρεις κυκλικές διατομές)	$d = (M_t / 0,2 T_{\text{επ}})^{1/3}$	$M_t = 71.620 P / \eta$
d (cm) : διάμετρος ατράκτου M_b (kp.cm) : ροπή κάμψεως στην επικίνδυνη διατομή w_b (cm ³) : ροπή αντίστασης επικίνδυνης διατομής $\sigma_{\text{επ}}$ (kp/cm ²) : επιτρεπόμενη ορθή τάση εφελκυσμού σ_b (kp/cm ²) : ορθή τάση εφελκυσμού κάτω ίνας, λόγω κάμψης του άξονα	d (cm) : διάμετρος ατράκτου M_t (kp.cm) : ροπή στρέψεως στην επικίνδυνη διατομή w_t (cm ³) : πολική ροπή αντίστασης επικίνδυνης διατομής $T_{\text{επ}}$ (kp/cm ²) : επιτρεπόμενη διατμητική τάση T_t (kp/cm ²) : διατμητική τάση λόγω στρέψης της ατράκτου P (HP ή PS) : μεταφερόμενη ισχύς η (RPM) : στροφές ατράκτου	

Εικ.14.6α Υπολογισμός ατράκτου που υπόκειται σε απλή κάμψη ή στρέψη

Υλικό	$\sigma_{\text{επ}}$ (kp/cm ²)	$T_{\text{επ}}$ (kp/cm ²)
St37	370	130
St42	420	150
St50	500	180
St60	600	200
Υψηλότερης αντοχής	>600	250

Εικ. 14.6β Χαρακτηριστικά υλικών

Όπως έχει ήδη αναφερθεί και στο αντίστοιχο κεφάλαιο, κάθε άτρακτος παρουσιάζει αρκετές διαβαθμίσεις στη διάμετρό της. Για ποια όμως διάμετρο γίνεται ο υπολογισμός σε κόπωση (επαναλαμβανόμενη κάμψη) και στρέψη; Ο υπολογισμός, λοιπόν, τόσο σε κόπωση όσο και σε στρέψη (αλλά και σε απλή κάμψη) γίνεται για τη διάμετρο που αντιστοιχεί στην “επικίνδυνη ή κρίσιμη διατομή”. Επικίνδυνη είναι η διατομή που από την ανάλυση προκύπτει ότι δέχεται τη μεγαλύτερη σε μέγεθος φόρτιση. Στην περίπτωση της κόπωσης, “επικίνδυνη διατομή” είναι εκείνη στην οποία δημιουργείται η μέγιστη καμπτική ροπή, ενώ στην περίπτωση της στρέψης “επικίνδυνη διατομή” είναι αυτή που υπόκειται στη μεγαλύτερη στρεπτική ροπή.

Στις Εικ. 14.6γ και 14.6δ μπορείτε να βρείτε πληροφορίες για γρήγορο υπολογισμό ατράκτων που υπόκεινται σε στρέψη.

Μαλακός χάλυβας St37, St42										
d	(mm)	30	35	40	45	50	55	60	65	70
M_t	Kp.cm	280	510	880	1420	2150	3150	4470	5900	8260
P/n	HP/rpm	0,004	0,007	0,012	0,02	0,03	0,044	0,063	0,083	0,116
d	(mm)	75	80	85	90	95	100	110	120	130
M_t	Kp.cm	10500	13500	16500	20000	24000	29000	41500	56000	75000
P/n	HP/rpm	0,15	0,19	0,23	0,28	0,33	0,40	0,53	0,79	1,05

Εικ.14.6γ Πίνακας υπολογισμού ατράκτων από μαλακό χάλυβα

Κοινός χάλυβας St50, St60										
d	(mm)	30	35	40	45	50	55	60	65	70
M _t	Kp.cm	276	524	882	1414	2153	3163	4477	6134	8248
P/n	HP/rpm	0,004	0,007	0,012	0,02	0,03	0,044	0,082	0,086	0,115
d	(mm)	75	80	85	90	95	100	110	120	130
M _t	Kp.cm	10800	14200	18200	22800	27600	34200	50600	72400	133200
P/n	HP/rpm	0,151	0,198	0,254	0,318	0,385	0,477	0,706	1,01	1,86

Εικ. 14.6δ Πίνακας υπολογισμού ατράκτων από κοινό χάλυβα

14.6.2. Παράδειγμα υπολογισμού ατράκτου

Να υπολογίσετε την άτρακτο που μεταφέρει κίνηση από έναν ηλεκτροκινητήρα με ισχύ 50HP, ο οποίος στρέφεται με 900RPM (στροφές το λεπτό). Το υλικό της ατράκτου πρέπει να είναι St42.

Απάντηση

Πρέπει αρχικά να σκεφθούμε ότι η άτρακτος αυτή υπόκειται μόνο σε στρέψη. Η μεταφερόμενη από την άτρακτο ροπή (βλέπε κεφ. 8) είναι:

$$M_t = 71620P/n = 71620(50\text{HP}/900\text{RPM}) \text{ ή } M_t = 3979 \text{ kp}\cdot\text{cm}$$

Από την Εικ. 14.6β για St42 έχουμε ότι $\tau_{\text{επ}} = 150 \text{ kp}/\text{cm}^2$, οπότε από τον αντίστοιχο τύπο υπολογισμού της Εικ. 14.6α έχουμε ότι:

$$d = \{M_t / (0,2 \cdot \tau_{\text{επ}})\}^{1/3} \text{ ή } d = \{3979 / (0,2 \cdot 150)\}^{1/3} \text{ cm ή } d = 51 \text{ mm}$$

Εάν χρησιμοποιήσουμε την Εικ. 14.6γ για $P/n = 50/900 = 0,055$ (με παρεμβολή μεταξύ του 0,044 και του 0,063), προκύπτει ότι **d = 58 mm** περίπου, τιμή παρόμοια με εκείνη που υπολογίστηκε και με την προηγούμενη μέθοδο.

14.6.3 Ασκήσεις για λύση



Άσκηση 1

Να επιλέξετε από τον πίνακα 14.6δ άτρακτο, που μεταφέρει κίνηση από έναν ηλεκτροκινητήρα με ισχύ 80HP, ο οποίος στρέφεται με 1400RPM (στροφές το λεπτό). Το υλικό της ατράκτου πρέπει να είναι St50.

(Απάντηση: $d = 57 \text{ mm}$)



Άσκηση 2

Μπορείτε να υπολογίσετε την άτρακτο που μεταφέρει κίνηση από έναν ηλεκτροκινητήρα με ισχύ 100HP, ο οποίος στρέφεται με 300RPM (στροφές το λεπτό); Το υλικό της ατράκτου πρέπει να είναι St60.

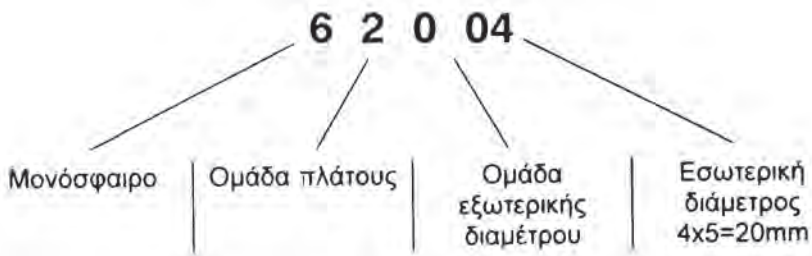
(Απάντηση: $d = 92 \text{ mm}$)

14.7 ΕΔΡΑΝΑ ΚΥΛΙΣΗΣ (ΡΟΥΛΕΜΑΝ)

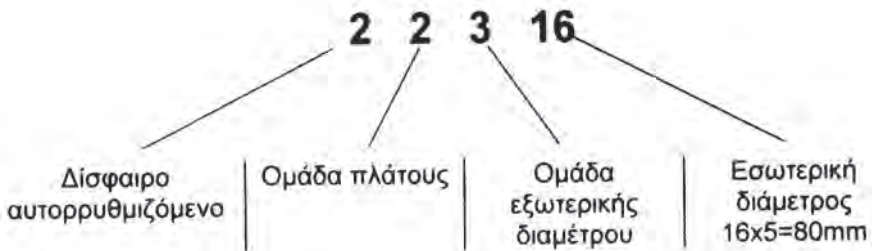
14.7.1 Γεωμετρικά χαρακτηριστικά εδράνων κύλισης

Όπως περιγράφεται στο αντίστοιχο Κεφάλαιο, τα γεωμετρικά χαρακτηριστικά ενός εδράνου κύλισης μπορούν να προσδιορισθούν από τον κωδικό του αριθμό, που συνήθως είναι τυπωμένος στο πλάγιο τμήμα του ενός από τους δύο δακτυλίους του.

Για παράδειγμα το ρουλεμάν 6204 σημαίνει (βλ. εικόνα):



Ή για το ρουλεμάν 22316, σημαίνει:



14.7.2 Υπολογισμός εδράνων κύλισης

Για να υπολογίσουμε ένα έδρανο κύλισης, πρέπει να γνωρίζουμε τους παρακάτω όρους που εμφανίζονται άλλωστε και στους οδηγούς επιλογής ρουλεμάν των κατασκευαστικών εταιρειών.

Διάρκεια ζωής L_h : είναι ο αριθμός των στροφών (ή ωρών εργασίας) του εδράνου κύλισης, μέχρι να πάψει να λειτουργεί ομαλά (κόπωση δακτυλίων ή στοιχείων κύλισης).

Δυναμικό φορτίο C : είναι το σταθερό φορτίο κάτω από την επίδραση του οποίου το ρουλεμάν μπορεί να επιτύχει διάρκεια ζωής 10^6 στροφών.

Ισοδύναμο δυναμικό φορτίο P : είναι το πιθανό (υποθετικό) φορτίο που, εάν επιδρούσε στο ρουλεμάν, θα είχε διάρκεια ζωής ίση με αυτή που επιτυγχάνεται με το πραγματικό του φορτίο.

Στατικό φορτίο C_0 : είναι το σταθερό φορτίο που προκαλεί στο ακίνητο έδρανο παραμόρφωση, ίση με το 0,01% της διαμέτρου του στοιχείου κύλισης του εν λόγω εδράνου.

Ισοδύναμο φορτίο P_0 : είναι το πιθανό (υποθετικό) φορτίο που προκαλεί στα στοιχεία κύλισης και στους δακτυλίους του εδράνου την ίδια παραμόρφωση με αυτή που προκαλείται από το πραγματικό φορτίο.

14.7.3 Πίνακες υπολογισμού εδράνων κύλισης

Διάρκεια Ζωής Lh σε ώρες	Στροφές ανά λεπτό													
	10	16	25	40	63	100	125	160	200	250	320	400	500	630
100									1,06	1,15	1,24	1,34	1,45	1,56
500				1,06	1,24	1,45	1,56	1,68	1,82	1,96	2,12	2,29	2,47	2,67
1000			1,15	1,34	1,56	1,82	1,96	2,12	2,29	2,47	2,67	2,88	3,11	3,36
1250		1,06	1,24	1,45	1,68	1,96	2,12	2,29	2,47	2,67	2,88	3,11	3,36	3,63
1600		1,15	1,34	1,56	1,82	2,12	2,29	2,47	2,67	2,88	3,11	3,36	3,63	3,91
2000	1,06	1,24	1,45	1,68	1,96	2,29	2,47	2,67	2,88	3,11	3,36	3,63	3,91	4,23
2500	1,15	1,34	1,56	1,82	2,12	2,47	2,67	2,88	3,11	3,36	3,63	3,91	4,23	4,56
3200	1,24	1,45	1,68	1,96	2,29	2,67	2,88	3,11	3,36	3,63	3,91	4,23	4,56	4,93
4000	1,34	1,56	1,82	2,12	2,47	2,88	3,11	3,36	3,63	3,91	4,23	4,56	4,93	5,32
5000	1,45	1,68	1,96	2,29	2,67	3,11	3,36	3,63	3,91	4,23	4,56	4,93	5,32	5,75
6300	1,56	1,82	2,12	2,47	2,88	3,36	3,63	3,91	4,23	4,56	4,93	5,32	5,75	6,20
8000	1,68	1,96	2,29	2,67	3,11	3,63	3,91	4,23	4,56	4,93	5,32	5,75	6,20	6,70
10000	1,82	2,12	2,47	2,88	3,36	3,91	4,23	4,56	4,93	5,32	5,75	6,20	6,70	7,23
12500	1,96	2,29	2,67	3,11	3,63	4,23	4,56	4,93	5,32	5,75	6,23	6,70	7,23	7,81
16000	2,12	2,47	2,88	3,36	3,91	4,56	4,93	5,32	5,75	6,20	6,70	7,23	7,81	8,43
20000	2,29	2,67	3,11	3,63	4,23	4,93	5,32	5,75	6,20	6,70	7,23	7,81	8,43	9,11
25000	2,47	2,88	3,36	3,91	4,56	5,32	5,75	6,20	6,70	7,23	7,81	8,43	9,11	9,83
32000	2,67	3,11	3,63	4,23	4,93	5,75	6,20	6,70	7,23	7,81	8,43	9,11	9,83	10,6
40000	2,88	3,36	3,91	4,56	5,32	6,20	6,70	7,23	7,81	8,43	9,11	9,83	10,6	11,5
50000	3,11	3,63	4,23	4,93	5,75	6,70	7,23	7,81	8,43	9,11	9,83	10,6	11,5	12,4
63000	3,36	3,91	4,56	5,32	6,20	7,23	7,81	8,43	9,11	9,83	10,6	11,5	12,4	13,4
80000	3,63	4,23	4,93	5,75	6,70	7,81	8,43	9,11	9,83	10,6	11,5	12,4	13,4	14,5
100000	3,91	4,56	5,32	6,20	7,23	8,43	9,11	9,83	10,6	11,5	12,4	13,4	14,5	15,6
200000	4,93	5,75	6,70	7,81	9,11	10,6	11,5	12,4	13,4	14,5	15,6	16,8	18,2	19,6

Διάρκεια Ζωής Lh σε ώρες	Στροφές ανά λεπτό													
	800	1000	1250	1600	2000	2500	3200	4000	5000	6300	8000	10000	12500	16000
100	1,68	1,82	1,96	2,12	2,29	2,47	2,67	2,88	3,11	3,36	3,63	3,91	4,23	4,56
500	2,88	3,11	3,36	3,63	3,91	4,23	4,56	4,93	5,32	5,75	6,20	6,70	7,23	7,81
1000	3,63	3,91	4,23	4,56	4,93	5,32	5,75	6,20	6,70	7,23	7,81	8,43	9,11	9,83
1250	3,91	4,23	4,56	4,93	5,32	5,75	6,20	6,70	7,23	7,81	8,43	9,31	9,83	10,6
1600	4,23	4,56	4,93	5,32	5,75	6,20	6,70	7,23	7,81	8,43	9,11	9,83	10,6	11,5
2000	4,56	4,93	5,32	5,75	6,20	6,70	7,23	7,81	8,43	9,11	9,83	10,6	11,5	12,4
2500	4,93	5,32	5,75	6,20	6,70	7,23	7,81	8,43	9,11	9,83	10,6	11,5	12,4	13,4
3200	5,32	5,75	6,20	6,70	7,23	7,81	8,43	9,11	9,83	10,6	11,5	12,4	13,4	14,5
4000	5,75	6,20	6,70	7,23	7,81	8,43	9,11	9,85	10,6	11,5	12,4	13,4	14,5	15,6
5000	6,20	6,70	7,23	7,81	8,43	9,11	9,83	10,6	11,5	12,4	13,4	14,5	15,6	16,8
6300	6,70	7,23	7,81	8,43	9,41	9,83	10,6	11,5	12,4	13,4	14,5	15,6	16,8	18,2
8000	7,23	7,81	8,43	9,14	9,83	10,6	11,5	12,4	13,4	14,5	15,6	16,8	18,2	19,6
10000	7,81	8,43	9,11	9,83	10,6	11,5	12,4	13,4	14,5	15,6	16,8	18,2	19,6	21,2
12500	8,43	9,11	9,85	10,6	11,5	12,4	13,4	14,5	15,6	16,8	18,2	19,6	21,2	22,9
16000	9,11	9,83	10,6	11,5	12,4	13,4	14,5	15,6	16,8	18,2	19,6	21,2	22,9	24,7
20000	9,83	10,6	11,5	12,4	13,4	14,5	15,6	16,8	18,2	19,6	21,2	22,9	24,7	26,7
25000	10,6	11,5	12,4	13,4	14,5	15,6	16,8	18,2	19,6	21,2	22,9	24,7	26,7	28,8
32000	11,5	12,4	13,4	14,5	15,6	16,8	18,2	19,6	21,2	22,9	24,7	26,7	28,8	31,1
40000	12,4	13,4	14,5	15,6	16,8	18,2	19,6	21,2	22,9	24,7	26,7	28,8	31,1	
50000	13,4	14,5	15,6	16,8	18,2	19,6	21,2	22,9	24,7	26,7	28,8	31,2		
63000	14,5	15,6	16,8	18,2	19,6	21,2	22,9	24,7	26,7	28,8	31,2			
80000	15,6	16,8	18,2	19,6	21,2	22,9	24,7	26,7	28,8	31,2				
100000	16,8	18,2	19,6	21,2	22,9	24,7	26,7	28,8	31,2					
200000	21,3	22,9	24,7	26,7	28,8	31,1								

Εικ. 14.7α Λόγος φόρτισης C/P για διάφορες ταχύτητες και διάρκεια ζωής για σφαιρικά έδρανα

Διάρκεια Ζωής Lh σε ώρες	Στροφές ανά λεπτό													
	10	16	25	40	63	100	125	160	200	250	320	400	500	630
100														
500				1,05	1,21	1,39	1,49	1,60	1,71	1,83	1,97	2,11	2,26	2,42
1000			1,13	1,30	1,49	1,71	1,83	1,97	2,11	2,26	2,42	2,59	2,78	2,97
1250		1,05	1,21	1,39	1,60	1,83	1,97	2,11	2,26	2,42	2,59	2,78	2,97	3,19
1600		1,13	1,30	1,49	1,71	1,97	2,11	2,26	2,42	2,59	2,78	2,97	3,19	3,42
2000	1,05	1,21	1,39	1,60	1,83	2,11	2,26	2,42	2,59	2,78	2,97	3,19	3,42	3,66
2500	1,13	1,30	1,49	1,71	1,97	2,26	2,42	2,59	2,78	2,97	3,19	3,42	3,66	3,92
3200	1,21	1,39	1,60	1,83	2,11	2,42	2,59	2,78	2,97	3,19	3,42	3,66	3,92	4,20
4000	1,30	1,49	1,71	1,97	2,26	2,59	2,78	2,97	3,19	3,42	3,66	3,92	4,20	4,50
5000	1,39	1,60	1,83	2,11	2,42	2,78	2,97	3,19	3,42	3,66	3,92	4,20	4,50	4,82
6300	1,49	1,71	1,97	2,26	2,59	2,97	3,19	3,42	3,66	3,92	4,20	4,50	4,82	5,17
8000	1,60	1,83	2,11	2,42	2,78	3,19	3,42	3,66	3,92	4,20	4,50	4,82	5,17	5,54
10000	1,71	1,97	2,26	2,59	2,97	3,42	3,66	3,92	4,20	4,50	4,82	5,17	5,54	5,94
12500	1,83	2,11	2,42	2,78	3,19	3,66	3,92	4,20	4,50	4,82	5,17	5,54	5,94	6,36
16000	1,97	2,26	2,59	2,97	3,42	3,92	4,20	4,50	4,82	5,17	5,54	5,94	6,36	6,81
20000	2,11	2,42	2,78	3,19	3,66	4,20	4,50	4,82	5,17	5,54	5,94	6,36	6,81	7,30
25000	2,26	2,59	2,97	3,42	3,92	4,50	4,82	5,17	5,54	5,94	6,36	6,81	7,30	7,82
32000	2,42	2,78	3,19	3,66	4,20	4,82	5,17	5,54	5,94	6,36	6,81	7,30	7,82	8,38
40000	2,59	2,97	3,42	3,92	4,50	5,17	5,54	5,94	6,36	6,81	7,30	7,82	8,38	8,98
50000	2,78	3,19	3,66	4,20	4,82	5,54	5,94	6,36	6,81	7,30	7,82	8,38	8,98	9,62
63000	2,97	3,42	3,92	4,50	5,17	5,94	6,36	6,81	7,30	7,82	8,38	8,98	9,62	10,3
80000	3,19	3,66	4,20	4,82	5,54	6,36	6,81	7,30	7,82	8,38	8,98	9,62	10,3	11,0
100000	3,42	3,92	4,50	5,17	5,94	6,81	7,30	7,82	8,38	8,98	9,62	10,3	11,0	11,8
200000	4,20	4,82	5,54	6,36	7,30	8,38	8,98	9,62	10,3	11,0	11,8	12,7	13,6	14,6
Διάρκεια Ζωής Lh σε ώρες	Στροφές ανά λεπτό													
	800	1000	1250	1600	2000	2500	3200	4000	5000	6300	8000	10000	12500	16000
100	1,60	1,71	1,83	1,97	2,11	2,26	2,42	2,59	2,78	2,97	3,19	3,42	3,66	3,92
500	2,59	2,78	2,97	3,19	3,42	3,66	3,92	4,20	4,50	4,82	5,17	5,54	5,94	6,36
1000	3,19	3,42	3,66	3,92	4,20	4,50	4,82	5,17	5,54	5,94	6,36	6,81	7,30	7,82
1250	3,42	3,66	3,92	4,20	4,50	4,82	5,17	5,54	5,94	6,36	6,81	7,30	7,82	8,38
1600	3,66	3,92	4,20	4,50	4,82	5,17	5,54	5,94	6,36	6,81	7,30	7,82	8,38	8,98
2000	3,92	4,20	4,50	4,82	5,17	5,54	5,94	6,36	6,81	7,30	7,82	8,38	8,98	9,62
2500	4,20	4,50	4,82	5,17	5,54	5,94	6,36	6,81	7,30	7,82	8,38	8,98	9,62	10,3
3200	4,50	4,82	5,17	5,54	5,94	6,36	6,81	7,30	7,82	8,38	8,98	9,62	10,3	11,0
4000	4,82	5,17	5,54	5,94	6,36	6,81	7,30	7,82	8,38	8,98	9,62	10,3	11,0	11,8
5000	5,17	5,54	5,94	6,36	6,81	7,30	7,82	8,38	8,98	9,62	10,3	11,0	11,8	12,7
6300	5,54	5,94	6,36	6,81	7,30	7,82	8,38	8,98	9,62	10,3	11,0	11,8	12,7	13,6
8000	5,94	6,36	6,81	7,30	7,82	8,38	8,98	9,62	10,3	11,0	11,8	12,7	13,6	14,6
10000	6,36	6,81	7,30	7,82	8,38	8,98	9,62	10,3	11,0	11,8	12,7	13,6	14,6	15,6
12500	6,81	7,30	7,82	8,38	8,98	9,62	10,3	11,0	11,8	12,7	13,6	14,6	15,6	16,7
16000	7,30	7,82	8,38	8,98	9,62	10,3	11,0	11,8	12,7	13,6	14,6	15,6	16,7	17,9
20000	7,82	8,38	8,98	9,62	10,3	11,0	11,8	12,7	13,6	14,6	15,6	16,7	17,9	19,2
25000	8,38	8,98	9,62	10,3	11,0	11,8	12,7	13,6	14,6	15,6	16,7	17,9	19,2	20,6
32000	8,98	9,62	10,3	11,0	11,8	12,7	13,6	14,6	15,6	16,7	17,9	19,2	20,6	
40000	9,62	10,3	11,0	11,8	12,7	13,6	14,6	15,6	16,7	17,9	19,2	20,6		
50000	10,3	11,0	11,8	12,7	13,6	14,6	15,6	16,7	17,9	19,2	20,6			
63000	11,0	11,8	12,7	13,6	14,6	15,6	16,7	17,9	19,2	20,6				
80000	11,8	12,7	13,6	14,6	15,6	16,7	17,9	19,2	20,6					
100000	12,7	13,6	14,6	15,6	16,7	17,9	19,2	20,6						
200000	15,6	16,7	17,9	19,2	20,6									

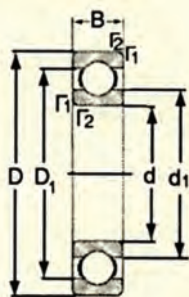
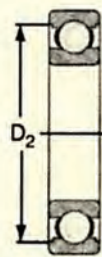
Εικ. 14.7β Λόγος φόρτισης C/P για διάφορες ταχύτητες και διάρκεια ζωής για κυλινδρικά έδρανα

A/A	Εφαρμογή	Θεωρητική διάρκεια λειτουργίας σε ώρες
1	Ηλεκτρικές συσκευές οικιακής χρήσεως	1000-2000
2	Μικροί ανεμιστήρες	2000-4000
3	Μικροί ηλεκτροκινητήρες μέχρι 4 kW	8000-10000
4	Ηλεκτροκινητήρες μέσης ισχύος	10000-15000
5	Ηλεκτροκινητήρες μόνιμοι μεγάλης δυνάμεως	20000-30000
6	Ηλεκτρικές μηχανές σταθμών παραγωγής ύδατος, φωταερίου	50000 και πλέον
7	Μοτοποδήλατα	600-1200
8	Μοτοσυκλές, μικρά αυτοκίνητα	1000-2000
9	Αυτοκίνητα επιβατηγά, μικρά φορτηγά	1500-2500
10	Φορτηγά αυτοκίνητα, λεωφορεία	2000-5000
11	Έδρανα βαγονέτων	5000
12	Λιποκιβώτια τροchioδρόμων	20000-25000
13	Λιποκιβώτια σιδηροδρόμων (επιβατηγά)	25000
14	Λιποκιβώτια σιδηροδρόμων (φορτηγά)	35000
15	Λιποκιβώτια μηχανών έλξεως	20000-40000
16	Αναστροφείς κινήσεως σε ελικοφόρους άξονες μικρών πλοίων	3000-5000
17	Αξονικοί τριβείς πλοίων	15000-25000
18	Ελικοφόροι άξονες πλοίων	80000
19	Αναστροφείς ελίκων πλοίων	20000-30000
20	Αγροτικές μηχανές	3000-6000
21	Ανυψωτικά μηχανήματα μικρά	5000-10000
22	Μειωτήρες στροφών	8000-15000
23	Κιβώτια ταχυτήτων εργαλειομηχανών	20000
24	Φορητές μηχανές μικρές	7500-15000
25	Έλαστρα μικρά εν ψυχρώ	5000-6000
26	Έλαστρα πολυκύλινδρα	8000-10000
27	Πριονιστήρια	10000-15000
28	Μηχανήματα μεταλλείων	4000-10000
29	Ανεμιστήρες μεταλλείων	40000-50000
30	Έδρανα αλυσσοφόρων μεταφορέων	40000-60000
31	Μηχανήματα χαρτοποιίας (διαρκής λειτουργία)	50000-80000
32	Σφυροθραυστήρες	20000-30000
33	Πιεστήρια μπρικετών	20000-30000

Εικ. 14.7γ Ενδεικτικές τιμές για διάρκεια λειτουργίας των εδράνων στις συνήθεις μηχανές

Deep groove ball bearings

d 45-70 mm

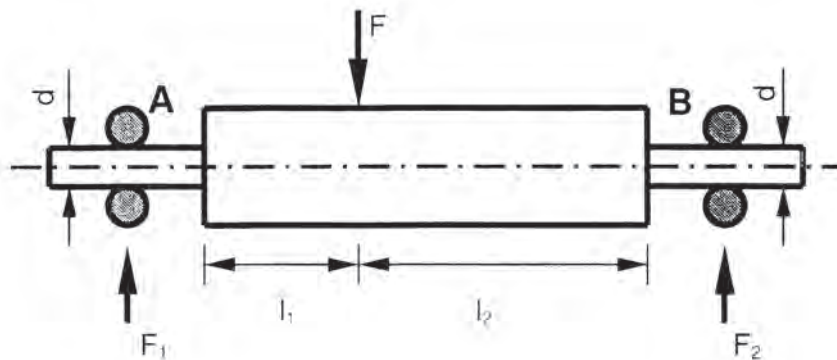
with full outer
ring shoulderwith recessed outer
ring shoulder

Principal dimensions			Basic load ratings dynamic static		Limiting speeds Lubrication grease oil		Mass	Designation
d	D	B	C	Co				
mm			N		r/min		kg	
45	58	7	6 050	3 800	9 500	12 000	0,040	61809
	75	10	15 600	9 300	9 000	11 000	0,17	16009
	75	16	21 200	12 200	9 000	11 000	0,25	6009
	85	19	33 200	18 600	7 500	9 000	0,41	6209
	100	25	52 700	30 000	6 700	8 000	0,83	6309
	120	29	76 100	45 500	6 000	7 000	1,55	6409
50	65	7	6 240	4 250	9 000	11 000	0,052	61810
	80	10	16 300	10 000	8 500	10 000	0,18	18010
	80	16	21 600	13 200	8 500	10 000	0,26	6010
	90	20	35 100	19 600	7 000	8 500	0,46	6210
	110	27	61 800	36 000	6 300	7 500	1,05	6310
	130	31	87 100	52 000	5 300	6 300	1,90	6410
55	72	9	8 320	5 600	8 500	10 000	0,083	61811
	90	11	19 500	12 200	7 500	9 000	0,26	16011
	90	18	28 100	17 000	7 500	9 000	0,39	6011
	100	21	43 600	25 000	6 300	7 500	0,61	6211
	120	29	71 500	41 500	5 600	6 700	1,35	6311
	140	33	99 500	63 000	5 000	6 000	2,30	6411
60	78	10	8 710	6 100	7 500	9 000	0,11	61812
	95	11	19 900	13 200	6 700	8 000	0,28	16012
	95	18	29 600	18 300	6 700	8 000	0,42	6012
	110	22	47 500	28 000	6 000	7 000	0,76	6212
	130	31	81 900	48 000	5 000	6 000	1,70	6312
	150	35	108 000	69 500	4 800	5 600	2,75	6412
65	85	10	11 700	8 300	7 000	8 500	0,13	61813
	100	11	21 200	14 600	6 300	7 500	0,30	16013
	100	18	30 700	19 600	6 300	7 500	0,44	6013
	120	23	55 900	34 000	5 300	6 300	0,99	6213
	140	33	92 300	56 000	4 800	5 600	2,10	6313
	160	37	119 000	78 000	4 500	5 300	3,30	6413
70	90	10	12 100	9 150	6 700	8 000	0,14	61814
	110	13	28 100	19 000	6 000	7 000	0,43	16014
	110	20	37 700	24 500	6 000	7 000	0,60	6014
	125	24	61 800	37 500	5 000	6 000	1,05	6214
	150	35	104 000	63 000	4 500	5 300	2,50	6314
	180	42	143 000	104 000	3 800	4 500	4,85	6414

Εικ. 14.7δ Ενδεικτικά χαρακτηριστικά μονόσφαιρων εδράνων κύλισης

14.7.4 Παράδειγμα υπολογισμού εδράνων κύλισης

Να υπολογίσετε τα κατάλληλα έδρανα για την ατράκτο του μειωτήρα που φαίνεται στην Εικ. 14.7ε.



Εικ. 14.7ε Παράδειγμα υπολογισμού εδράνων κύλισης

Από τον υπολογισμό της ατράκτου και τα γεωμετρικά χαρακτηριστικά φόρτισης έχουμε:

$$F = 1060 \text{ kP}, \quad d = 50 \text{ mm}, \quad n = 315 \text{ RPM}, \quad l_1 = 120 \text{ mm}, \quad l_2 = 190 \text{ mm}$$

Απάντηση

Τα ρουλεμάν που είναι κατάλληλα για την περίπτωση αυτή είναι τα μονόσφαιρα, τα οποία επιλέγονται ως τα απλούστερα και οικονομικότερα άλλων τύπων. Οι αντιδράσεις F_1 και F_2 προκύπτουν από τις εξισώσεις ισοροπίας της ατράκτου:

$$\Sigma M_B = 0 \quad \text{ή} \quad F_1 = F \cdot l_2 / (l_1 + l_2) = 1060 \cdot 190 / 310 \text{ kP} = 650 \text{ kP}$$

$$\Sigma f_y = 0 \quad \text{ή} \quad F_2 = F - F_1 = 1060 - 650 \text{ kP} = 410 \text{ kP}$$

Ο υπολογισμός θα πρέπει να γίνει για το ρουλεμάν Α που δέχεται το μεγαλύτερο καθαρά ακτινικά ισοδύναμο φορτίο $P = F_1 = 650 \text{ kP}$.

Από την Εικ. 14.7γ για μειωτήρες στροφών έχουμε $L_n = 15000 \text{ h}$

Από την Εικ. 14.7α με $L_n = 15000 \text{ h}$ και $n=315 \text{ RPM}$ προκύπτει $C/P=6,6$ (περίπου), οπότε με $P = 650 \text{ kP}$ έχουμε $C = 6,6 \cdot 650 \text{ kP}$ ή $C = 4290 \text{ kP}$ ή $C = 42900 \text{ N}$.

Για εσωτερική διάμετρο $d=50 \text{ mm}$ εκλέγεται από την Εικ. 14.7δ το 6310 που έχει $C=61800 \text{ N}$.

14.7.5 Ασκήσεις για λύση

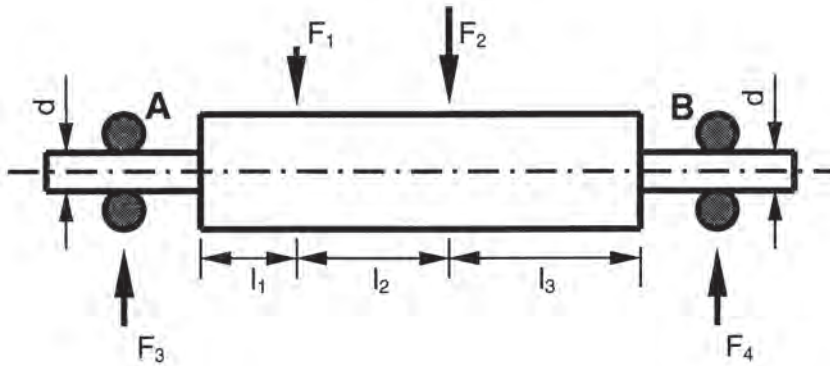


Άσκηση 1

Να υπολογίσετε τα κατάλληλα έδρανα για την άτρακτο μιας αγροτικής μηχανής που φαίνεται στην Εικ. 14.7στ. Τα γεωμετρικά χαρακτηριστικά φόρτισης είναι:

$$F_1 = 500 \text{ kP}, F_2 = 850 \text{ kP}, d = 50 \text{ mm}, n = 400 \text{ RPM},$$

$$l_1 = 100 \text{ mm}, l_2 = 130 \text{ mm}, l_3 = 150 \text{ mm}$$



Εικ. 14.7στ Άτρακτος αγροτικού μηχανήματος

(Απάντηση: A 6309 και B 6409)

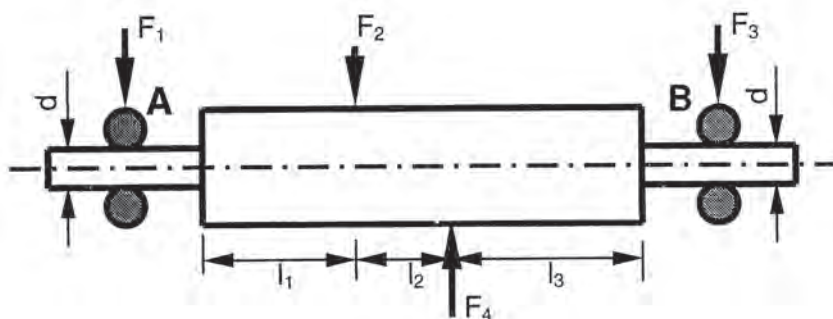


Άσκηση 2

Να υπολογίσετε τα κατάλληλα έδρανα για την άτρακτο μηχανής χαρτοποιίας που φαίνεται στην Εικ. 14.7ζ. Τα γεωμετρικά χαρακτηριστικά φόρτισης είναι:

$$F_2 = 300 \text{ kP}, F_4 = 1150 \text{ kP}, d = 45 \text{ mm}, n = 600 \text{ RPM},$$

$$l_1 = 250 \text{ mm}, l_2 = 100 \text{ mm}, l_3 = 300 \text{ mm}$$



Εικ. 14.7ζ Άτρακτος μηχανήματος χαρτοποιίας

(Απάντηση: Α 6309 Β 6409)

14.8 ΟΔΟΝΤΩΣΕΙΣ

14.8.1 Λειτουργικές σχέσεις

Κατά τη συνεργασία δύο οδοντωτών τροχών ισχύουν οι σχέσεις που αναφέρθηκαν στα κεφάλαια 8 και 10. Υπενθυμίζουμε ότι οι αρχικές διάμετροι, οι στροφές και οι αριθμοί των δοντιών τους συνδέονται με τις σχέσεις

$$\frac{d_{01}}{d_{02}} = \frac{\eta_2}{\eta_1} = \frac{z_1}{z_2} = i$$

Η δε απόσταση των κέντρων τους είναι

$$a = \frac{d_{01} + d_{02}}{2}$$

Η στρεπτική ροπή συνδέεται με την ισχύ του άξονα του γραναζιού και τις στροφές του με τη σχέση $M = 716,2 \frac{P}{n}$.

Η σχέση ισχύει, αν η ροπή μετρηθεί σε $\text{daN} \cdot \text{m}$ ($1 \text{ daN} \cdot \text{m} = 10 \text{ N} \cdot \text{m} = 1 \text{ Kp} \cdot \text{m}$ περίπου), η ισχύς σε PS και η ταχύτητα περιστροφής σε στροφές ανά λεπτό (rpm).

Κατά τη μετάδοση, για τις ροπές των δύο αξόνων, είναι

$$\frac{M_1}{M_2} = \frac{n_2}{n_1} = i$$

Υπενθυμίζουμε ακόμη ότι, στην περίπτωση συνεργασίας περισσότερων από ένα ζευγών οδοντωτών τροχών, η συνολική σχέση μετάδοσης είναι το γινόμενο των επί μέρους: $i_{\text{ολ}} = i_1 \cdot i_2 \cdot i_3 \dots$

Η ίδια σχέση ισχύει και για τους βαθμούς απόδοσης των μεταδόσεων:

$$\eta_{\text{ολ}} = \eta_1 \cdot \eta_2 \cdot \eta_3 \dots$$

14.8.2 Παράδειγμα εφαρμογής

Ηλεκτροκινητήρας έχει ισχύ $P_1 = 9,6 \text{ PS}$ και στρέφεται με $n_1 = 960 \text{ rpm}$. Η κίνηση μεταδίδεται με ένα ζεύγος παράλληλων οδοντωτών τροχών σε ανυψωτικό τύμπανο που στρέφεται με $n_2 = 320 \text{ rpm}$. Το κινητήριο γρανάζι έχει αρχική διάμετρο $d_{01} = 50 \text{ mm}$ και $z_1 = 20$ δόντια.

Ζητούνται:

- Η αρχική διάμετρος και τα δόντια του κινούμενου γραναζιού, καθώς και η απόσταση των αξόνων ηλεκτροκινητήρα και τυμπάνου.
- Οι ροπές των δύο αξόνων.

Λύση

α) Η σχέση μετάδοσης είναι

$$i = \frac{n_2}{n_1} = \frac{320}{960} = \frac{1}{3}$$

Από τη σχέση

$$\frac{d_{01}}{d_{02}} = \frac{z_1}{z_2} = i$$

είναι:

$$d_{02} = \frac{d_{01}}{i} \quad \text{και} \quad z_2 = \frac{z_1}{i}$$

Επομένως είναι $d_{02} = 150 \text{ mm}$ και $z_2 = 60$ δόντια.

Είναι επίσης

$$a = \frac{d_{01} + d_{02}}{2} = 100 \text{ mm}$$

β) Είναι

$$M_1 = 716,2 \frac{P_1}{n_1} = 716,2 \cdot \frac{9,6}{960} = 7,16 \text{ daN} \cdot \text{m}$$

Από τη σχέση δε

$$\frac{M_1}{M_2} = i = \frac{1}{3}$$

είναι $M_2 = 3 \times M_1 = 21,5 \text{ daN} \cdot \text{m}$.

Η τιμή αυτή για τη M_2 είναι σωστή, με την προϋπόθεση ότι η μετάδοση γίνεται χωρίς απώλειες. Στην πραγματικότητα έχουμε τριβές που επιτρέπουν ένα βαθμό απόδοσης η . Αν δεχθούμε εδώ $\eta = 0,9$, τότε η ωφέλιμη ισχύς θα είναι $P_2 = P_1 \times \eta = 9,6 \times 0,9 = 8,64 \text{ PS}$. Αφού δε η ροπή του άξονα είναι ανάλογη με την ισχύ του, θα είναι και αυτή μειωμένη κατά 10%, θα είναι λοιπόν $M_2 = 19,35 \text{ daN} \cdot \text{m}$ ($\text{Kp} \cdot \text{m}$).

14.8.3 Ασκήσεις για λύση



Άσκηση 1

Σε μετάδοση κίνησης με παράλληλους οδοντωτούς τροχούς δίνονται: για το κινούμενο γρανάζι $n_2 = 250 \text{ rpm}$, $d_{02} = 200 \text{ mm}$ και $z_2 = 100$ δόντια. Ποιες είναι οι αντίστοιχες τιμές για το κινητήριο, ώστε η σχέση μετάδοσης να είναι $i = 1/4$ και ποια η απόσταση των αξόνων;

(Απάντηση: $n_1 = 1000 \text{ rpm}$, $d_{01} = 50 \text{ mm}$, $z_1 = 25$ δόντια, $a = 125 \text{ mm}$.)



Άσκηση 2

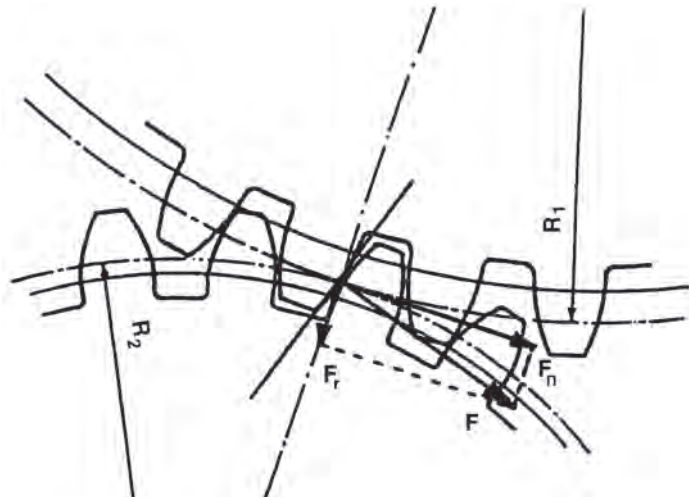
Κινητήρια μηχανή έχει (στον άξονά της) ισχύ $P_1 = 40 \text{ PS}$ και περιστρέφει, μέσω γραναζιών με βαθμό απόδοσης $\eta = 0,9$, κινούμενο άξονα με $n_2 = 360 \text{ rpm}$. Ζητούνται η ισχύς και η ροπή του κινούμενου άξονα.

(Απάντηση: $P_2 = 36 \text{ PS}$ και $M_2 = 71,62 \text{ daN} \cdot \text{m}$.)

14.8.4 Υπολογισμοί αντοχής

Όπως έχουμε αναπτύξει στο Κεφάλαιο 10, κατά τη μετάδοση κίνησης με οδοντωτούς τροχούς (1) και (2), κάθε δόντι του (1) ασκεί δύναμη $\mathbf{F}$ στο αντίστοιχό του του (2), η οποία είναι κάθετη στην επιφάνεια επαφής τους. Ο (2) ασκεί βέβαια ίση και αντίθετη δύναμη στον (1). Η $\mathbf{F}$ μπορεί να αναλυθεί σε δύο συνιστώσες: την ακτινική $\mathbf{F}_r$ (που έχει ως συνέπεια μια τάση απομάκρυνσης των ατράκτων) και την **περιφερειακή δύναμη** $\mathbf{F}_\pi$ που είναι εφαπτόμενη των αρχικών περιφερειών. Η δύναμη αυτή είναι η αιτία της ροπής $\mathbf{M}$ που αναγκάζει τον (2) να περιστρέφεται. Εξαιτίας της $\mathbf{F}_\pi$ κάθε δόντι των τροχών καταπονείται σε κάμψη. Η καμπτική ροπή $\mathbf{M}_b$ έχει τη μέγιστη τιμή της, όταν η $\mathbf{F}_\pi$ ασκείται στην κορυφή του δοντιού, κατά την αρχή της εμπλοκής του, λόγω της μέγιστης απόστασης από την επικίνδυνη διατομή, που είναι η βάση του δοντιού.

Βέβαια το δόντι καταπονείται ακόμα σε θλίψη από την $\mathbf{F}_r$ και σε διάτμηση (απόσχιση) από την $\mathbf{F}_\pi$.



Εικ 14.8α Δυνάμεις που καταπονούν τα δόντια

Ένας απλός τρόπος υπολογισμού των γραναζιών σε αντοχή, με βάση την καμπτική ροπή M_b , οδηγεί σε εκτίμηση του απαραίτητου ελάχιστου βήματος της οδόντωσης, αφού όλες οι διαστάσεις των τυποποιημένων δοντιών εξαρτώνται από το βήμα. Η σχέση υπολογισμού περιέχει πολλούς παράγοντες και στη συνέχεια θα εξηγήσουμε τη δομή της.

- Η βασική σχέση της καταπόνησης σε κάμψη είναι: $M_b = W_b \sigma_{\epsilon\pi}$
- Είναι $M_b = F_t h$, όπου h το ύψος του δοντιού.
- Είναι $M = F_t R$,

Όπου $R = \frac{d_0}{2}$, επομένως $F_t = 2 \frac{M}{d_0}$

- Είναι $d_0 = \frac{z t}{\pi}$ και $M = 716,2 \frac{P}{n}$

επομένως η F_t εξαρτάται από το βήμα, τον αριθμό δοντιών, την ισχύ που μεταφέρεται και τις στροφές.

- Το ύψος h , στα τυποποιημένα δόντια, εξαρτάται, όπως γνωρίζουμε, από το modul, άρα από το βήμα.
- Η ροπή αντιστάσεως της βάσης του δοντιού είναι

$$W_b = \frac{s^2 b}{6}$$

όπου s το πάχος του δοντιού που εξαρτάται επίσης από το βήμα

($s = t / 2$) και το πλάτος (ή μήκος του) $b = y \cdot t$, όπου y ο συντελεστής μορφής που εξαρτάται από την ποιότητα κατεργασίας.

– Η επιτρεπόμενη τάση $\sigma_{\text{επ}}$ εξαρτάται από το υλικό κατασκευής.

Βλέπουμε λοιπόν ότι οι παράγοντες που διαμορφώνουν τη σχέση υπολογισμού του βήματος (από την $M_b = W_b \cdot \sigma_{\text{επ}}$) είναι:

Η ισχύς P , οι στροφές n , ο αριθμός δοντιών z , ο συντελεστής μορφής y και η αντοχή του υλικού που για ευκολία εκφράζεται, μετά από κάποιες απλοποιήσεις, με ένα συντελεστή φόρτισης c .

Η σχέση λοιπόν παίρνει τελικά, μετά και από αριθμητική επεξεργασία για τις μονάδες, τη μορφή

$$t = 100 \left(\frac{450P}{n \cdot z \cdot y \cdot c} \right)^{1/3}$$

και δίνει (αφού δοθεί ή επιλεγεί το κατάλληλο z) το ελάχιστο απαραίτητο βήμα σε mm, όταν η ισχύς είναι σε PS, οι στροφές σε rpm, και οι παράγοντες y και c επιλεγούν από τους πίνακες που ακολουθούν.

Μετά θα υπολογιστεί το modul από τη σχέση $m = t / \pi$ και θα επιλεγεί η αμέσως μεγαλύτερη τυποποιημένη τιμή του.

Είδος δοντιών	y
για ακατέργαστα χυτά δόντια	2
για κατεργασμένα κοινά δόντια	3
για γωνιώδη δόντια	4
για διπλά γωνιώδη δόντια	5

Εικ. 14.8β Πίνακας τιμών συντελεστή μορφής y

Υλικό οδοντ. τροχού	c
Χυτοσίδηρος	25-32
Χυτοχάλυβας	35-65
Κοινός χάλυβας	55-100
Βαμμένος χάλυβας	100-200
Ορείχαλκος	35-43
Φωσφορούχος Ορείχαλκος	50-55

Εικ. 14.8γ Πίνακας τιμών συντελεστή c

Τυποποιημένα modul									
0,1	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

Εικ. 14.8δ Απόσπασμα πίνακα τυποποιημένων τιμών modul (σε mm)

Οι υπόλοιπες διαστάσεις τώρα του **κανονικού δοντιού** είναι:

– Ύψος κεφαλής: $h_k = m$

– Ύψος ποδιού: $h_f = 1,17 m$

– Ύψος δοντιού: $h = 2,17 m$

– Πάχος δοντιού: $s = 0,5 t$ περίπου. Το υπόλοιπο μέρος του βήματος είναι το διάκενο w .

– Μήκος δοντιού: b συνήθως παίρνει τιμές που είναι (6-16) m.

Υπενθυμίζουμε ότι η διάμετρος κεφαλών είναι $d_k = d_o + 2h_k$ και, αφού $h_k = m$, θα είναι $d_k = d_o + 2m = mz + 2m = m(z + 2)$.

Άρα $d_k = m(z + 2)$.

Υπενθυμίζουμε ακόμα ότι οι διάμετροι κεφαλών δεν είναι αντιστρόφως ανάλογες των στροφών των τροχών.

14.8.5 Παράδειγμα εφαρμογής

Ζητούνται όλα τα κατασκευαστικά στοιχεία του οδοντωτού τροχού του άξονα ενός ηλεκτροκινητήρα ισχύος 20 PS που στρέφεται με 900 rpm. Τα δόντια θα είναι κοινά κατεργασμένα από χυτοχάλυβα.

Λύση

Αφού πρόκειται για κινητήριο πολύστροφο γρανάτζι, επιλέγουμε $z = 20$ δόντια. Από τα δεδομένα για την κατεργασία είναι $y = 3$ και $c = 45$. Επομένως για το βήμα θα είναι

$$t = 100 \left(\frac{450P}{n \cdot z \cdot y \cdot c} \right)^{1/3} = 100 \left(\frac{450 \cdot 20}{900 \cdot 20 \cdot 3 \cdot 45} \right)^{1/3} = 15,5 \text{ m}$$

και το modul

$$m = \frac{t}{\pi} = \frac{15,5}{3,14} \approx 4,936$$

Επιλέγουμε λοιπόν $m = 5 \text{ mm}$, οπότε το βήμα είναι $t = 15,7 \text{ mm}$.

Είναι τώρα $d_o = m \cdot z = 5 \times 20 = 100 \text{ mm}$ και η διάμετρος κεφαλών, η οποία θα προσδιορίσει και το μέγεθος της ράβδου από όπου θα κοπεί το γρανάζι, $d_k = m (z + 2) = 5 (20 + 2) = 110 \text{ mm}$.

Το μήκος δοντιού (ή πάχος του τροχού) $b = y t = 3 \times 15,7 \approx 47 \text{ mm}$.

Οι υπόλοιπες διαστάσεις του τυποποιημένου κανονικού δοντιού (πάχος, ύψη, διάκενο) είναι πλέον καθορισμένες, αφού το κοπτικό εργαλείο επιλέγεται με βάση το modul, και δίνονται από τις γνωστές μας σχέσεις της προηγούμενης παραγράφου.

14.8.6 Ασκήσεις για λύση



Άσκηση 1

Σε μια οδοντοκίνηση με παράλληλους τροχούς, οι στροφές των αξόνων θα είναι $n_1 = 1000 \text{ rpm}$ και $n_2 = 500 \text{ rpm}$. Ο υπολογισμός των γραναζιών σε αντοχή έδωσε ελάχιστο απαιτούμενο βήμα $t = 6,2 \text{ mm}$.

Ζητούνται: το modul, οι διάμετροι των τροχών και η απόσταση των αξόνων τους.

Για τον κινητήριο τροχό επιλέγεται $z_1 = 20$ δόντια.

(Απάντηση: $m = 2 \text{ mm}$, $d_1 = 40 \text{ mm}$, $d_{k1} = 44 \text{ mm}$, $d_2 = 80 \text{ mm}$, $d_{k2} = 84 \text{ mm}$ και $a = 60 \text{ mm}$.)



Άσκηση 2

Για κινητήριο τροχό μετρήθηκαν $d_{k1} = 88 \text{ mm}$ και $z_1 = 20$.

Ζητούνται το modul, οι διάμετροι και ο αριθμός δοντιών του κινούμενου τροχού, που πρόκειται να κατασκευαστεί, αν η σχέση μετάδοσης είναι $i = 1/3$.

(Απάντηση: $m = 4 \text{ mm}$, $d_2 = 240 \text{ mm}$, $d_{k2} = 248 \text{ mm}$, $z_2 = 60$.)

14.9 ΙΜΑΝΤΕΣ

14.9.1 Λειτουργικές σχέσεις

Στην ιμαντοκίνηση, όπως έχουμε ήδη αναπτύξει στο αντίστοιχο κεφάλαιο, η τάση του έλκοντα κλάδου T_1 είναι μεγαλύτερη από του ελκόμενου T_2 . Η διαφορά τους $T_1 - T_2 = F$ είναι η περιφερειακή δύναμη και αυτή παράγει τη στρεπτική ροπή

$$M = F \frac{d}{2}$$

Αν θεωρήσουμε το μήκος του ιμάντα αμετάβλητο κατά τη λειτουργία και δεχθούμε ότι δεν υπάρχει ολίσθηση μεταξύ ιμάντα - τροχαλιών, τότε όλα τα σημεία του ιμάντα έχουν την ίδια ταχύτητα που είναι ίση με την κοινή περιφερειακή ταχύτητα των περιμετρικών σημείων των δύο τροχαλιών. Είναι λοιπόν

$$v_1 = v_2 = \pi d \eta,$$

επομένως $d_1 \eta_1 = d_2 \eta_2$ και

$$\frac{d_1}{d_2} = \frac{\eta_2}{\eta_1} = i$$

Επίσης ισχύει η σχέση

$$\frac{M_1}{M_2} = \frac{n_2}{n_1} = i$$

Δηλαδή, όπως και στα γρανάζια, οι στροφές είναι αντιστρόφως ανάλογες των διαμέτρων των τροχαλιών και των στρεπτικών ροπών των ατράκτων.

Η περιφερειακή ταχύτητα (σε m/s) και η περιφερειακή δύναμη (σε daN ή Kp) συνδέονται με τη σχέση

$$F \cdot v = 75 P$$

όπου P η ισχύς της μετάδοσης σε PS.

14.9.2 Παράδειγμα εφαρμογής

- α) Να υπολογιστεί η περιφερειακή δύναμη που αναπτύσσεται σε ιμαντοκίνηση, όταν η κινούσα τροχαλία έχει $d_1 = 500$ mm, στρέφεται με 600 rpm (10 στρ / s) και η ισχύς της είναι $P = 15,7$ PS.

- β) Ποια ροπή μεταφέρεται στην κινούμενη τροχαλία, όταν $i = 4$;
 γ) Ποια η ροπή της κινούσας τροχαλίας;

Λύση

α) Είναι $v = \pi d n = 3,14 \times 0,5 \text{ m} \times 10 \frac{\text{στρ}}{\text{s}} = 15,7 \frac{\text{m}}{\text{s}}$

Είναι λοιπόν

$$F = 75 \frac{P}{v} = 75 \times \frac{15,7}{15,7} = 75 \text{ daN}$$

β) Είναι $d_2 = \frac{d_1}{i} = \frac{500}{4} = 125 \text{ mm}$

$$M_2 = F \frac{d_2}{2} = \frac{75 \cdot 0,125}{2} = 4,7 \text{ daN} \cdot \text{m}$$

και

γ) Είναι $\frac{M_1}{M_2} = i$ άρα $M_1 = M_2 \cdot i = 4,7 \times 4 = 18,8 \text{ daN} \cdot \text{m}$

14.9.3 Ασκήσεις για λύση



Άσκηση 1

Πόση ισχύ μπορεί να μεταφέρει ιμάντας με επιτρεπόμενη περιφερειακή δύναμη $F = 130 \text{ daN}$ σε κινούμενη τροχαλία με $d_2 = 1400 \text{ mm}$ που στρέφεται με 80 rpm ;

(Απάντηση: $P = 10,16 \text{ PS}$)



Άσκηση 2

Πόση πρέπει να είναι η ροπή του κινητήριου άξονα της προηγούμενης άσκησης, αν $i = 1/2$;

(Απάντηση: $M_1 = 45,5 \text{ daN} \cdot \text{m}.$)

14.9.4 Υπολογισμοί αντοχής

Επίπεδοι ιμάντες

Οι ιμάντες κατά τη λειτουργία τους καταπονούνται κυρίως σε εφελκυσμό και σε κάμψη λόγω της περιτύλιξής τους στις τροχαλίες.

Για λόγους προστασίας του ιμάντα από υπερβολική κάμψη, η διάμετρος της μικρής τροχαλίας συνήθως εκλέγεται 80 ως 100 φορές μεγαλύτερη από το πάχος του. Έτσι υπολογίζονται μόνο σε εφελκυσμό με βάση την περιφερειακή δύναμη F . Βέβαια η μέγιστη εφελκυστική δύναμη είναι η τάση του έλκοντα κλάδου T_1 , που όμως δεν είναι εύκολο να υπολογιστεί. Γι' αυτό ως επιτρεπόμενη τάση χρησιμοποιείται τιμή σ_ϵ πολύ μικρότερη από εκείνη που πραγματικά αντέχει το υλικό του ιμάντα (συνήθως η μισή). Αφού η διατομή του ιμάντα είναι $b \cdot s$, θα είναι

$$F = (b \cdot s) \sigma_\epsilon.$$

Τα πάχη των επίπεδων ιμάντων είναι τυποποιημένα, συνήθως από 4 έως 7 mm. Έτσι ο υπολογισμός γίνεται για το πλάτος b με βάση την προηγούμενη σχέση.

Οι **τροχαλίες** των επίπεδων ιμάντων χαρακτηρίζονται από τη διάμετρό τους d και το πλάτος τους b_1 , που συνδέεται με το πλάτος του ιμάντα με τη σχέση $b_1 = 1,1 b + 10 \text{ mm}$.

Παράδειγμα εφαρμογής

Να υπολογιστεί το πλάτος επίπεδου δερμάτινου ιμάντα, πάχους $s = 5 \text{ mm}$ και $\sigma_\epsilon = 15 \text{ daN/cm}^2$, καθώς και το πλάτος της κινητήριας τροχαλίας, για περιφερειακή δύναμη $F = 75 \text{ daN}$.

Λύση

Είναι

$$b = \frac{F}{s \cdot \sigma_{\epsilon\pi}} = \frac{75}{0,5 \times 15} = 10 \text{ cm}$$

Άρα $b = 100 \text{ mm}$.

Για την τροχαλία είναι $b_1 = 1,1 \times 100 + 10 = 120 \text{ mm}$.



Άσκηση για λύση

Να επιλέξετε επίπεδο δερμάτινο ιμάντα για τροχαλία $d = 600 \text{ mm}$ και $\eta = 300 \text{ rpm}$. Η ισχύς είναι $7,5 \text{ PS}$. Δεχθείτε $\sigma_\epsilon = 15 \text{ daN/cm}^2$.

(Απάντηση: Είναι $b \cdot s = 4 \text{ cm}^2 = 400 \text{ mm}^2$. Επιλέγουμε ιμάντα 5×80).