



Στοιχεία Μηχανών

Διάλεξη 1

Εισαγωγή στο μάθημα/Σχεδιασμός

Παναγιώτης Αλευράς
(palevras@tuc.gr)

Στοιχεία Μηχανών - Διάλεξη 1

1

1

Διδάσκοντες - Ώρες Συνεργασίας



Παναγιώτης Αλευράς
Επίκουρος Καθηγητής
Γραφείο Γ3.108
Τετάρτη, Πέμπτη 11.00 – 14.00
(palevras@tuc.gr)



Στοιχεία Μηχανών - Διάλεξη 1

2

2

1. Επισκόπηση μαθήματος

Στοιχεία Μηχανών - Διάλεξη 1

3

3

Μηχανή

- Σύνολο εξαρτημάτων (parts & components) και υπο-συνόλων (sub-systems) που εξυπηρετούν ένα σκοπό προς των εκπλήρωση έργου: μεταφορά ισχύος ή κίνησης.



Powertrain οχήματος

engine

Στροφαλοφορος

Βαλβίδες

Εξάτμιση

Αεραγωγός

drivetrain

Κιβώτιο

Διαφορικό

Ημισαξόνια

Τροχοί

Στοιχεία Μηχανών - Διάλεξη 1

4

4

Τι είναι τα Στοιχεία Μηχανών?



Πόσα αυτοτελή κομμάτια υπάρχουν σε ένα αυτοκίνητο?



Στοιχεία Μηχανών - Διάλεξη 1

5

5



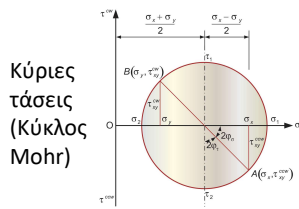
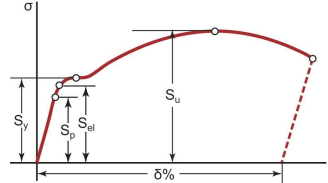
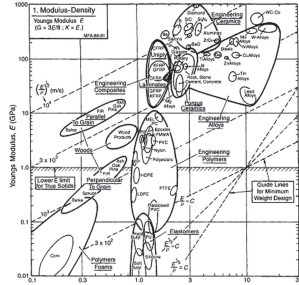
Τι θα δούμε αυτό το εξάμηνο στα Στοιχεία?

Στοιχεία Μηχανών - Διάλεξη 1

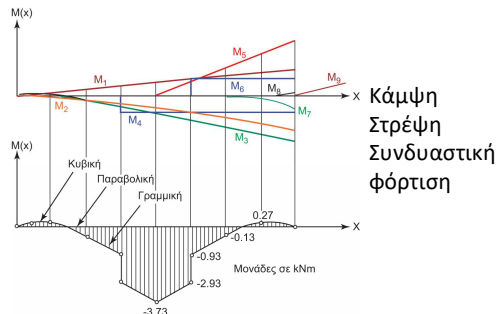
6

6

Υλικά – Εντατική Κατάσταση



Κύριες τάσεις (Κύκλος Mohr)



Κάμψη
Στρέψη
Συνδυαστική φόρτιση

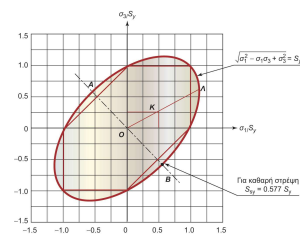
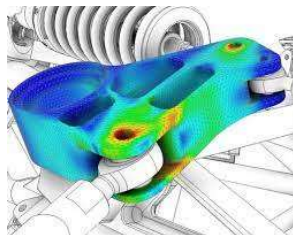
Στοιχεία Μηχανών - Διάλεξη 1

7

Αντοχή



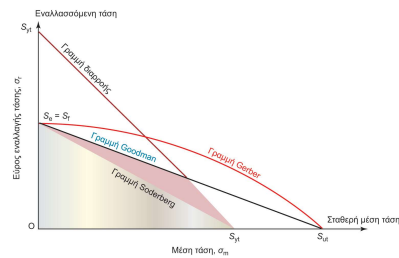
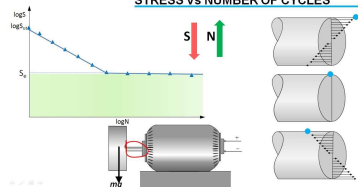
Στατική



Στοιχεία Μηχανών - Διάλεξη 1

Δυναμική

STRESS vs NUMBER OF CYCLES



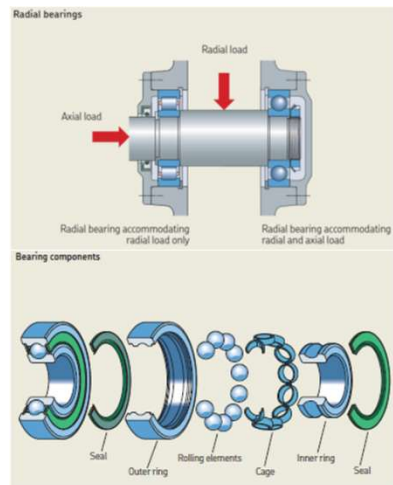
8

Άξονες, Άτρακτοι



Στοιχεία Μηχανών - Διάλεξη 1

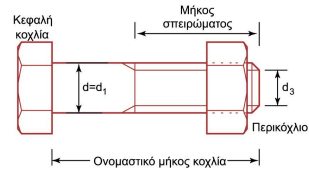
Έδρανα



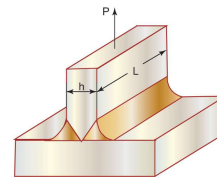
SKF, Rolling bearing, Oct 2018

Στοιχεία Μηχανών - Διάλεξη 1

Κοχλίες - Συνδέσεις



Μόνιμη Σύνδεση - Συγκόλληση

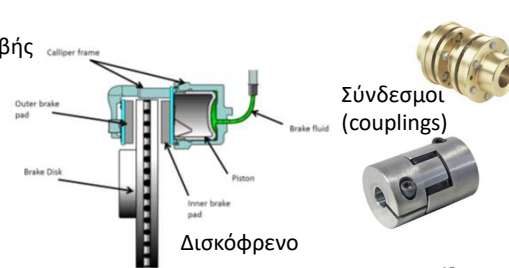
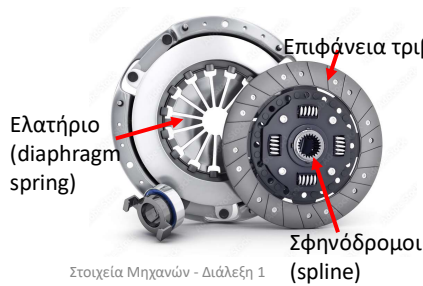
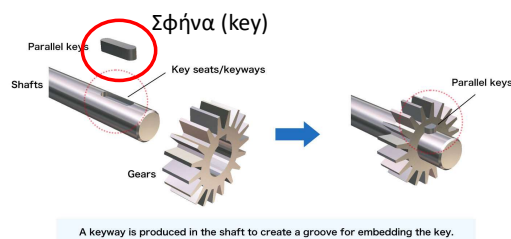


Στοιχεία Μηχανών - Διάλεξη 1

11

11

Συνήθη στοιχεία



Στοιχεία Μηχανών - Διάλεξη 1

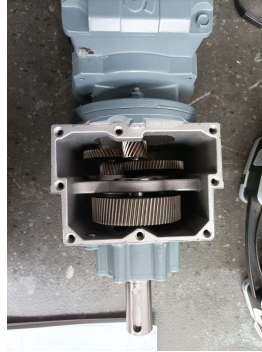
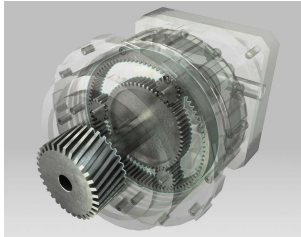
12

12

Οδοντωτοί τροχοί



Κιβώτιο ανεμογεννήτριας

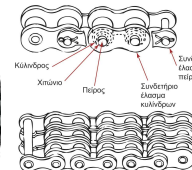
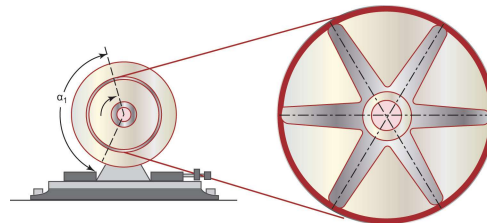


Μειωτήρας ηλεκτρικού οχήματος

Στοιχεία Μηχανών - Διάλεξη 1

13

Ιμάντες - Αλυσοκίνηση



Στοιχεία Μηχανών - Διάλεξη 1

14



Τι θα μάθουμε αυτό το εξάμηνο στα Στοιχεία?

Στοιχεία Μηχανών - Διάλεξη 1

15

15



Μαθησιακοί Στόχοι

Με την επιτυχή ολοκλήρωση του μαθήματος ο φοιτητής/τρια θα είναι σε θέση να:

- Αναγνωρίζει τα συνήθη στοιχεία που αποτελούν τα Μηχανολογικά σύνολα και τις υποκατηγορίες αυτών
- Αναθεωρεί δυνατότητα επιλογής και διαστασιολόγησης του κατάλληλου στοιχείου για κάθε εφαρμογή
- Αναλύει την εντατική κατάσταση του κάθε στοιχείου
- Υπολογίζει την αντοχή του για κάθε περίπτωση καταπόνησης
- Επιλέγει υλικά και τρόπο κατεργασίας των μη τυποποιημένων στοιχείων
- Σχεδιάζει (Συνθέτει) Μηχανολογικές διατάξεις πολλαπλών στοιχείων
- Προσδιορίζει πιθανές συνθήκες αστοχίας

Στοιχεία Μηχανών - Διάλεξη 1

16

16



2. Διαδικαστικά

Στοιχεία Μηχανών - Διάλεξη 1

17

17



Πρόγραμμα Διαλέξεων

#	Διάλεξη (Τρίτη, 09.00-11.00 Β1001)	Ασκήσεις (Πέμπτη, 09.00-11.00, Β1001)
1	Εισαγωγή - Μηχανολογικός Σχεδιασμός	
2	Επιλογή υλικού – Ανάλυση Τάσεων/Παραμορφώσεων	
3	Κριτήρια Στατικής Αντοχής	
4	Κριτήρια Δυναμικής Αντοχής (Κόπωση)	
5	Άξονες, Σφήνες, Σύνδεσμοι	
6	Κοχλίες, Συνδέσεις, Συγκολλήσεις	
7	Ελατήρια, Συμπλέκτες, Φρένα	
8	Ευθύγραμμοι Οδοντωτοί Τροχοί	
9	Ελικοειδείς & Κωνικοί Οδοντωτοί Τροχοί	
10	Πλανητικά Συστήματα, Ατέρμονας Κοχλίας	
11	Ιμάντες – Αλυσοκίνηση	
12	Έδρανα αξόνων	
13	Επανάληψη - Απορίες	

Στοιχεία Μηχανών - Διάλεξη 1

18

18

Αξιολόγηση



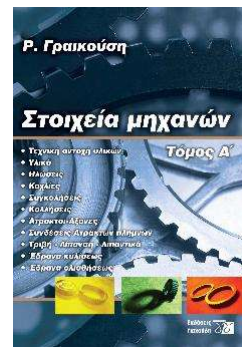
- **Γραπτή Τελική Εξέταση: 100%**
 - Ερωτήσεις πολλαπλής επιλογής / Αντιστοίχιση
 - Ερωτήσεις επίλυσης προβλημάτων

- **Ανοιχτές Σημειώσεις**
 - ✓ Βιβλίο
 - ✓ Διαφάνειες
 - ✓ Εκτυπωμένες/Χειρόγραφες Σημειώσεις

 - ✗ Κινητό
 - ✗ Laptop
 - ✗ Tablet
 - ✗ Smart watch

19

Προτεινόμενα συγγράμματα



Πλήρης επισκόπηση του διδασκόμενου υλικού

20

eClass



- Προσοχή σε όλες τις ανακοινώσεις, θα χρησιμοποιείται για την επικοινωνία με φοιτητές.
- Ενότητες στο eclass
 - όλες οι διαφάνειες που παρουσιάζονται στην τάξη
 - Λειτουργούν και ως συνοπτικές σημειώσεις
 - ΑΛΛΑ, οι δικές σας σημειώσεις πάνω στις διαφάνειες κάνουν τη διαφορά...
- Ασκήσεις: κάθε ενότητα έχει και την αντίστοιχη σειρά ασκήσεων.
 - Όλες έχουν απαντήσεις, κάποιες θα λυθούν στην τάξη
 - Προσπαθήστε τις ασκήσεις πριν έρθετε στην τάξη ώστε να έχετε έτοιμες απορίες.

21



Ερωτήσεις?

22

Σύνοψη Διάλεξης



- Εισαγωγή στην έννοια των Στοιχείων Μηχανών
- Περίγραμμα της ύλης του μαθήματος
- Αξιολόγηση, διαδικαστικά & ερωτήσεις

Στοιχεία Μηχανών

Ασκήσεις

Επιλογή Υλικών

Παναγιώτης Αλευράς
(palevras@tuc.gr)

Στοιχεία Μηχανών - Διάλεξη 2

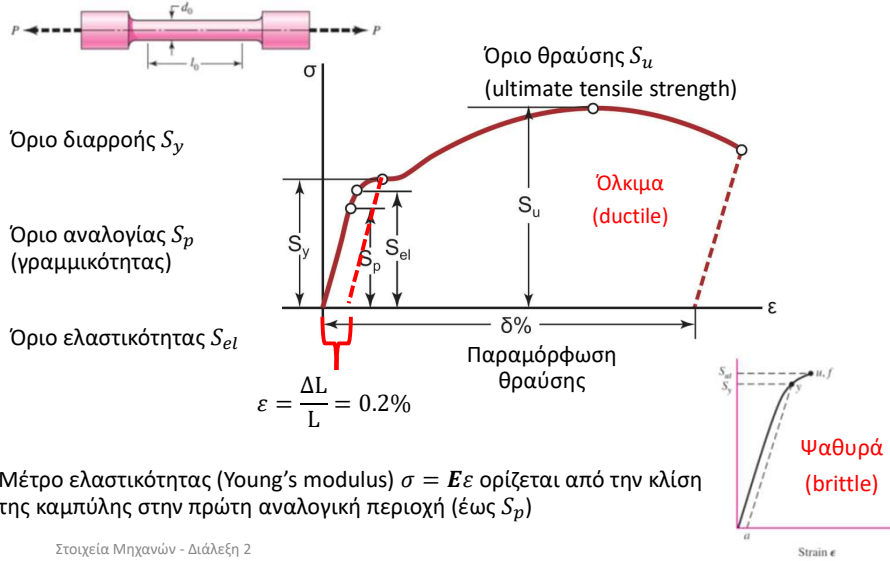
1

1



2

Πείραμα εφελκυσμού

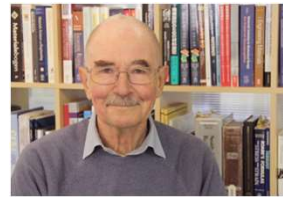
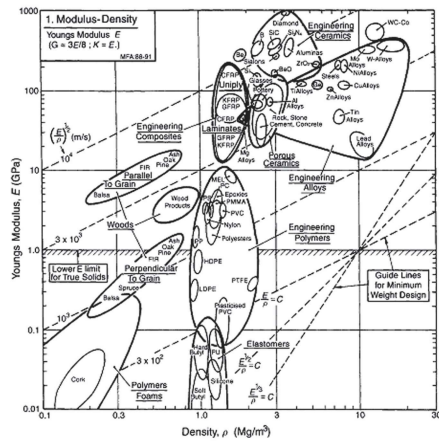


3

Πως επιλέγουμε υλικά?



- Διαγράμματα Ashby



Είδος στοιχείου	Αντικειμενική συνθήκη	Περιορισμός	Συντελεστής συμμετοχής υλικού, η
Ράβδος	Ελάχιστο βάρος	Σφαιρική Καθραύση	$\frac{E}{\rho}$
Δοκός	Ελάχιστο βάρος	Σφαιρική Καθραύση	$\frac{E^{3/2}}{\rho}$
Δοκός	Ελάχιστο βάρος	Ανταγή καθραύσης	$\frac{\sigma_y E^{1/2}}{\rho}$
Δοκός	Ελάχιστο κόστος	Σφαιρική Καθραύση	$\frac{E}{C_m \rho}$
Δοκός	Ελάχιστο κόστος	Ανταγή καθραύσης	$\frac{\sigma_y}{C_m \rho}$
Ράβδος σε λυγισμό	Ελάχιστο κόστος	Κρίσιμη γραμμή λυγισμού καθραύση	$\frac{E^{3/2}}{C_m \rho}$
Ελατήριο	Ελάχιστο βάρος	Ανταγή καθραύσης	$\frac{\sigma_y}{E \rho}$
Θερμική μόνωση	Ελάχιστο κόστος	Ρυθμ. ενέργειας καθραύση	$\frac{1}{\lambda C_m \rho}$
Ηλεκτρομαγνητική	Μέγιστο καύση	Ανταγή θερμότητας καθραύση	$\lambda C_m \rho$

ρ = πυκνότητα, E = μέτρο ελαστικότητας, σ_y = όριο ρηγ.
 C_m = κόστος / λμ, λ = θερμική αγωγιμότητα, λ = φασματική απορρόφηση, C_p = καύση θερμότητα

Στοιχεία Μηχανών - Διάλεξη 2

4

Ασκήσεις



- Πως εξάγουμε τις μαθηματικές σχέσεις που μας καθοδηγούν στην επιλογή του υλικού
- Πως χρησιμοποιούμε τα διαγράμματα Ashby για την επιλογή υλικού

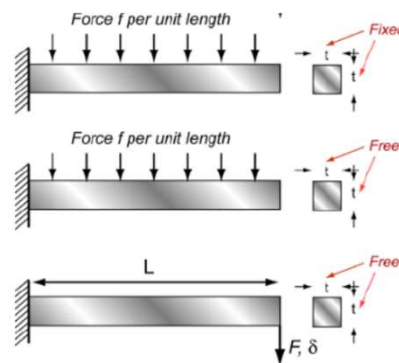
5

Άσκηση 1



Να εξάγεται τους Συντελεστές Συμπεριφοράς Υλικού (M) για τις παρακάτω περιπτώσεις

- a) Πρόβολος μήκους L και δεδομένης διατομής ($t \times t$).
ΣΤΟΧΟΣ: ελάχιστη παραμόρφωση ράβδου υπό την επίδραση του βάρους της
- b) Πρόβολος μήκους L και δεδομένης παραμόρφωσης
ΣΤΟΧΟΣ: ελάχιστο βάρος
- c) Πρόβολος μήκους L και δεδομένης παραμόρφωσης και αμελητέου βάρους
ΣΤΟΧΟΣ: ελάχιστο βάρος υπό την επίδραση δύναμης F .
- d) Χρησιμοποιείστε το κατάλληλο διάγραμμα Ashby για να επιλέξετε υλικά μεταξύ χάλυβα (steel), GFRP και τσιμέντου.



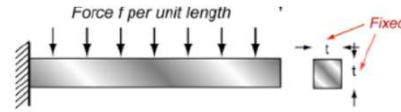
6

Άσκηση 1a



ΠΕΡΙΟΡΙΣΜΟΙ: μήκος L , διατομή $t \times t$

ΣΤΟΧΟΣ: ελάχιστη παραμόρφωση ράβδου υπό την επίδραση του βάρους της



Βάρος ανά μονάδα μήκους: $f = \rho g t^2$ Παραμόρφωση: $\delta = \frac{1}{8} \frac{f L^4}{EI} = \frac{3}{2} \frac{f L^4}{E t^4}$

Με αντικατάσταση: $\delta = \frac{3 \rho g t^2 L^4}{2 E t^4}$

$$\delta = \frac{3 \rho g L^4}{2 E t^2}$$

$$\delta = \frac{3 g L^4}{2 t^2} \left(\frac{\rho}{E} \right) \quad L, t \text{ δεδομένα από περιορισμούς}$$

Άρα η παραμόρφωση ελαχιστοποιείται για μέγιστο:

$$M = \left(\frac{E}{\rho} \right)$$

Στοιχεία Μηχανών - Διάλεξη 2

7

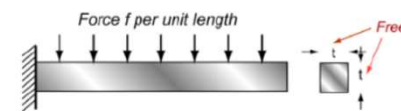
7

Άσκηση 1b



ΠΕΡΙΟΡΙΣΜΟΙ: μήκος L , παραμόρφωση δ

ΣΤΟΧΟΣ: ελάχιστο βάρος



Μάζα ράβδου: $m = \rho L t^2$ ①

Παραμόρφωση: $\delta = \frac{1}{8} \frac{f L^4}{EI} = \frac{3}{2} \frac{f L^4}{E t^4}$ ②

Βάρος ανά μονάδα μήκους: $f = \rho g t^2$ ③

Με αντικατάσταση 2-3: $\delta = \frac{3 \rho g t^2 L^4}{2 E t^4} = \frac{3 \rho g L^4}{2 E t^2}$

$$t^2 = \frac{3 \rho g L^4}{2 E \delta} \quad ④$$

Με αντικατάσταση 1-4: $m = \frac{3 g L^5}{2 \delta} \left(\frac{\rho^2}{E} \right)$ L, δ δεδομένα από περιορισμούς

Άρα το βάρος ελαχιστοποιείται για μέγιστο:

$$M = \left(\frac{E}{\rho^2} \right)$$

Στοιχεία Μηχανών - Διάλεξη 2

8

8

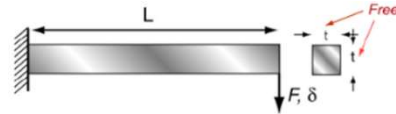
Άσκηση 1c



ΠΕΡΙΟΡΙΣΜΟΙ: μήκος L , παραμόρφωση δ , αβαρής ράβδος, δύναμη F

ΣΤΟΧΟΣ: ελάχιστο βάρος

$$\text{Μάζα ράβδου: } m = \rho L t^2 \quad (1)$$



$$\text{Παραμόρφωση: } \delta = 4 \frac{FL^3}{Et^4} \quad (2)$$

$$\text{Από 2: } t^4 = 4 \frac{FL^3}{E\delta} \rightarrow t^2 = 2 \sqrt{\frac{FL^3}{E\delta}} \quad (3)$$

$$\text{Με αντικατάσταση 1-3: } m = 2\rho L \sqrt{\frac{FL^3}{E\delta}}$$

$$m = 2 \sqrt{\frac{FL^5}{\delta}} \left(\frac{\rho}{E^{1/2}} \right) \quad L, F, \delta \text{ δεδομένα από περιορισμούς}$$

Άρα το βάρος ελαχιστοποιείται για μέγιστο:

$$M = \left(\frac{E^{1/2}}{\rho} \right)$$

Στοιχεία Μηχανών - Διάλεξη 2

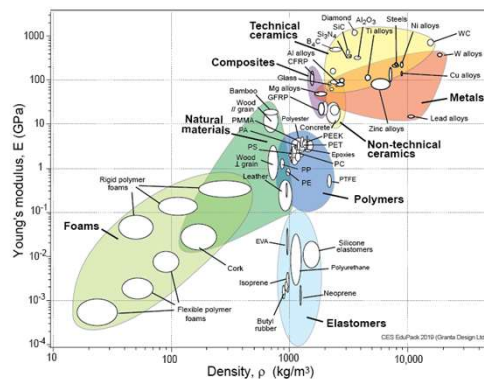
9

9

Άσκηση 1d



Χρησιμοποιούμε διάγραμμα Ελαστικότητας (E) – Πυκνότητας (ρ)



Πως χρησιμοποιούμε τις μαθηματικές σχέσεις από τα 1a – 1c?

Στοιχεία Μηχανών - Διάλεξη 2

10

10

Άσκηση 1d



Συνάρτηση της 1a:

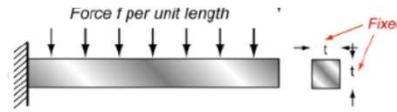
$$M = \left(\frac{E}{\rho} \right)$$

$$\log M = \log \frac{E}{\rho}$$

$$\log M = \log E - \log \rho$$

$$\log E = \log \rho + \log M$$

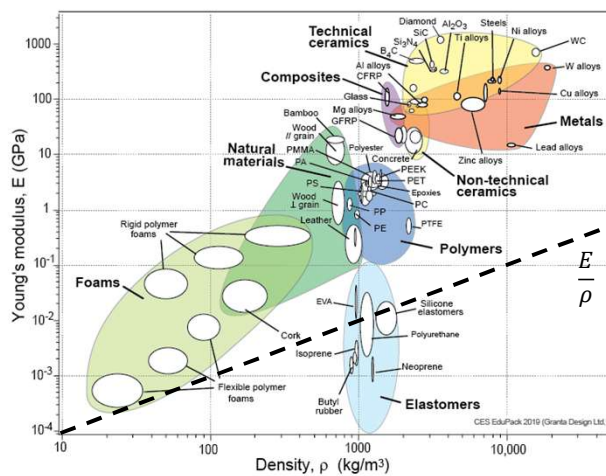
$$y = 1 * x + b$$



- Άρα όλα τα υλικά με ισάξια ικανοποίηση του στόχου (ίδιο M) ανήκουν σε μία γραμμή με κλίση ίση με 1
- Υλικά που αντιστοιχούν σε γραμμή με μεγαλύτερο $\log M$ (τομή με άξονα y) είναι καλύτερα από τα υπόλοιπα.

11

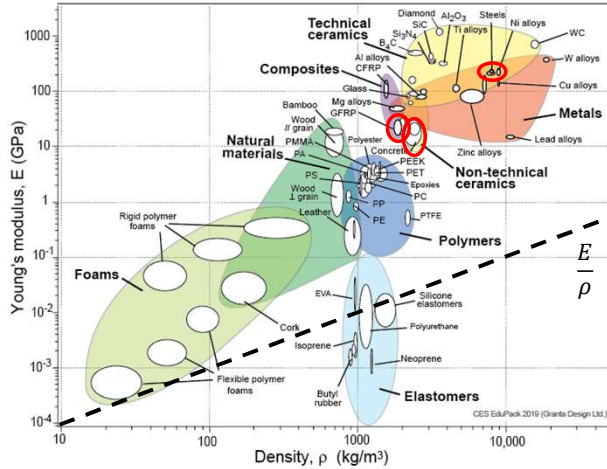
Άσκηση 1d



1. Σχεδιάζουμε την γραμμή συμπεριφοράς

12

Άσκηση 1d

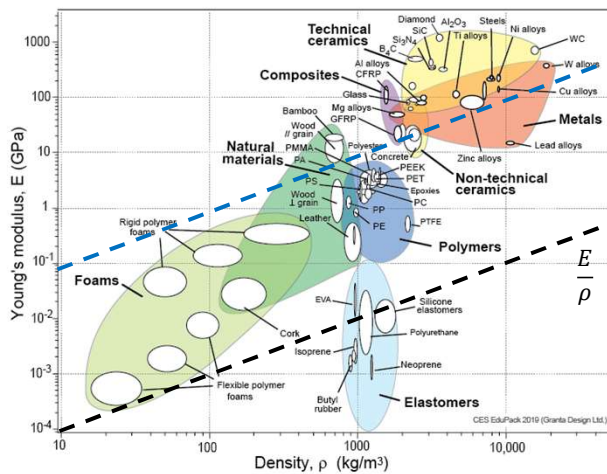


1. Σχεδιάζουμε την γραμμή συμπεριφοράς

2. Εντοπίζουμε τα υλικά που θέλουμε να συγκρίνουμε

13

Άσκηση 1d



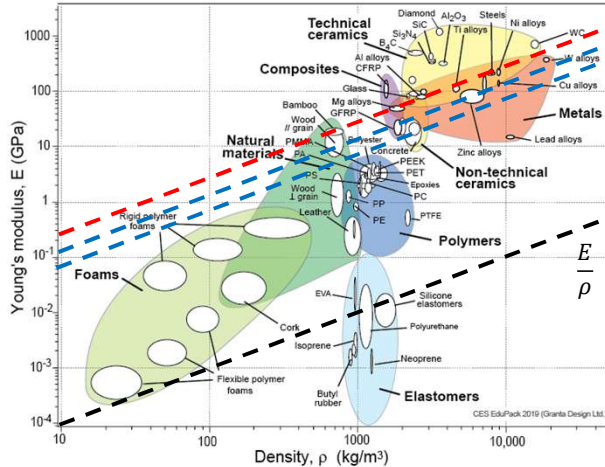
1. Σχεδιάζουμε την γραμμή συμπεριφοράς

2. Εντοπίζουμε τα υλικά που θέλουμε να συγκρίνουμε

3. Μετακινούμε την γραμμή παράλληλα προς τα πάνω

14

Άσκηση 1d



Ο Χάλυβας επιλέγεται γιατί αντιστοιχεί σε γραμμή πιο πάνω από τα GFRP και το Τσιμέντο

Στοιχεία Μηχανών - Διάλεξη 2

15

1. Σχεδιάζουμε την γραμμή συμπεριφοράς
2. Εντοπίζουμε τα υλικά που θέλουμε να συγκρίνουμε
3. Μετακινούμε την γραμμή παράλληλα προς τα πάνω
4. Το υλικό που αντιστοιχεί στην πιο πάνω γραμμή είναι το καλύτερο για το πρόβλημα

15

Άσκηση 1d



Συνάρτηση της 1b:

$$M = \left(\frac{E}{\rho^2} \right)$$

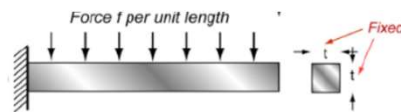
$$\log M = \log \frac{E}{\rho^2}$$

$$\log M = \log E - \log \rho^2$$

$$\log M = \log E - 2 \log \rho$$

$$\log E = 2 \log \rho + \log M$$

$$y = 2 * x + b$$



- Άρα όλα τα υλικά με ισάξια ικανοποίηση του στόχου (ίδιο M) ανήκουν σε μία γραμμή με κλίση ίση με 2
- Υλικά που αντιστοιχούν σε γραμμή με μεγαλύτερο log M (τομή με άξονα y) είναι καλύτερα από τα υπόλοιπα.

Στοιχεία Μηχανών - Διάλεξη 2

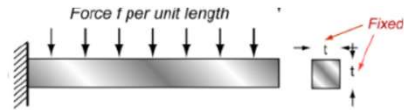
16

16

Άσκηση 1d



Συνάρτηση της 1c: $M = \left(\frac{E^{1/2}}{\rho}\right)$



$$\log M = \log \frac{E^{1/2}}{\rho}$$

$$\log M = \log E^{1/2} - \log \rho$$

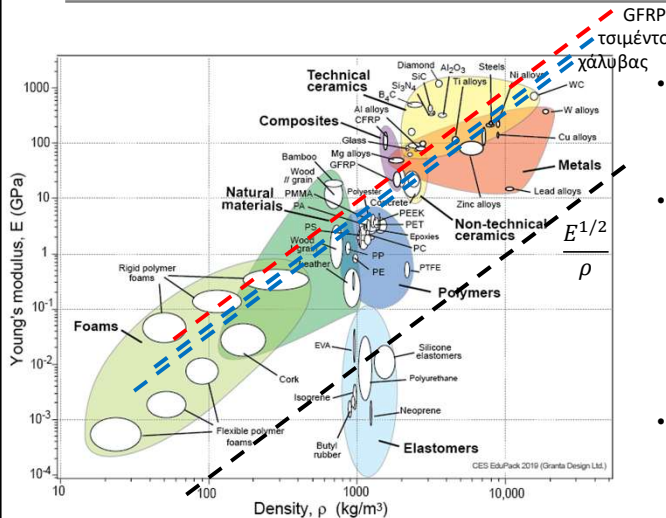
$$\log M = \frac{1}{2} \log E - \log \rho$$

$$\log E = 2 \log \rho + 2 \log M$$

$$y = 2 * x + b$$

- Άρα όλα τα υλικά με ισάξια ικανοποίηση του στόχου (ίδιο M) ανήκουν σε μία γραμμή με κλίση ίση με 2
- Υλικά που αντιστοιχούν σε γραμμή με μεγαλύτερο log M (τομή με άξονα y) είναι καλύτερα από τα υπόλοιπα.

Άσκηση 1d



- Η επιλογή είναι ίδια για τα 1b και 1c επειδή η κλίση της γραμμής τους είναι ίδια (ίση με 2)
- Το M δεν έχει την ίδια τιμή και στα δύο προβλήματα αφού η τομή με τον άξονα y είναι
 - 1b: $b = \log M$
 - 1c: $b = 2 \log M$
- Όμως το ίδιο υλικό είναι το καλύτερο και στις δύο εφαρμογές.

Το GFRP επιλέγεται γιατί αντιστοιχεί σε γραμμή πιο πάνω από το Χάλυβα και το Τσιμέντο

Άσκηση 2



(α) Να επιλέξετε μεταξύ αλουμινίου και χάλυβα για την δοκό μήκους L υπό φορτίο F και δεδομένης ελάχιστης αντοχής ώστε να ελαχιστοποιηθεί το βάρος της. Δίνεται το φορτίο αστοχίας, όπου γ_m είναι ο ουδέτερος άξονας της δοκού



$$F_f = \frac{t^4 \sigma_f}{12 \gamma_m L} \rightarrow F_f = \frac{t^4 \sigma_f}{12 (t/2) L} \rightarrow F_f = \frac{t^3 \sigma_f}{6L} \quad (1)$$

$$\text{Μάζα ράβδου: } m = \rho L t^2 \quad (2)$$

$$\text{Από 1: } t^3 = \frac{6LF_f}{\sigma_f} \rightarrow t^2 = \left(\frac{6LF_f}{\sigma_f} \right)^{2/3} \quad (3)$$

$$\text{Από 2-3: } m = \rho L \left(\frac{6LF_f}{\sigma_f} \right)^{2/3} \rightarrow m = L^{5/3} (6F_f)^{2/3} \left(\frac{\rho}{\sigma_f^{2/3}} \right)$$

$$\text{Άρα το βάρος ελαχιστοποιείται για μέγιστο: } M = \left(\frac{\sigma_f^{2/3}}{\rho} \right)$$

Στοιχεία Μηχανών - Διάλεξη 2

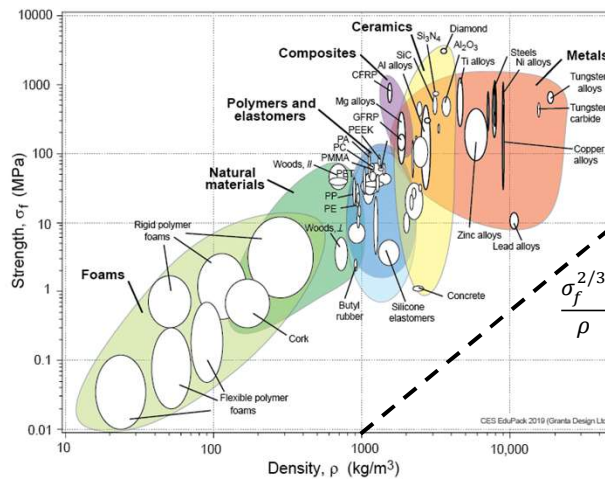
19

19

Άσκηση 2



Χάλυβας ή Αλουμίνιο?



Στοιχεία Μηχανών - Διάλεξη 2

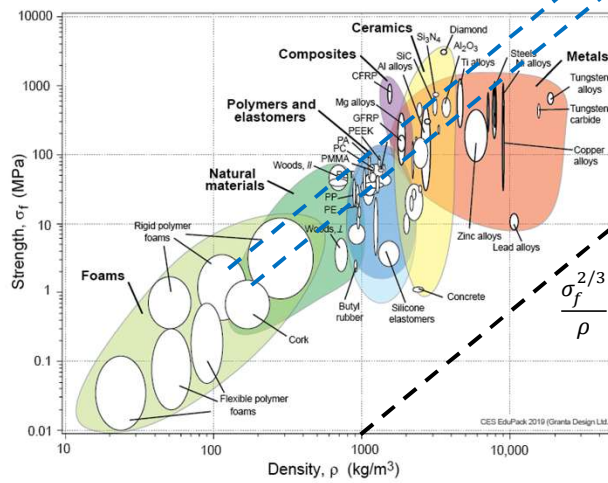
20

20

Άσκηση 2



Χάλυβας ή Αλουμίνιο?



Στοιχεία Μηχανών - Διάλεξη 2

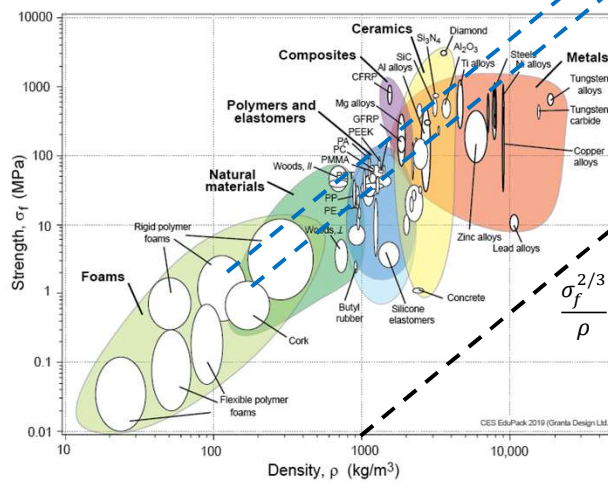
21

21

Άσκηση 2



~~Χάλυβας~~ ή Αλουμίνιο!



Στοιχεία Μηχανών - Διάλεξη 2

22

22

Άσκηση 2



(β) Ποιο υλικό θα επιλέγατε μεταξύ αλουμινίου και χάλυβα στην ίδια εφαρμογή εάν, επιπλέον, το ελάχιστο μέτρο ελαστικότητας που χρειάζεται είναι 100 GPa?

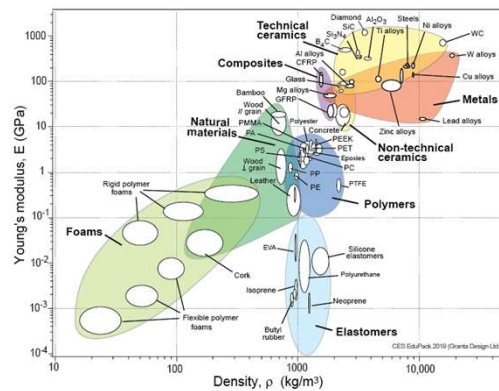
Εξετάζουμε το μέτρο ελαστικότητας των δύο υλικών, είτε από κάποιο πίνακα, είτε από διάγραμμα Ashby που περιλαμβάνει το E.

23

Άσκηση 2



(β) Ποιο υλικό θα επιλέγατε μεταξύ αλουμινίου και χάλυβα στην ίδια εφαρμογή εάν, επιπλέον, το ελάχιστο μέτρο ελαστικότητας που χρειάζεται είναι 100 GPa?



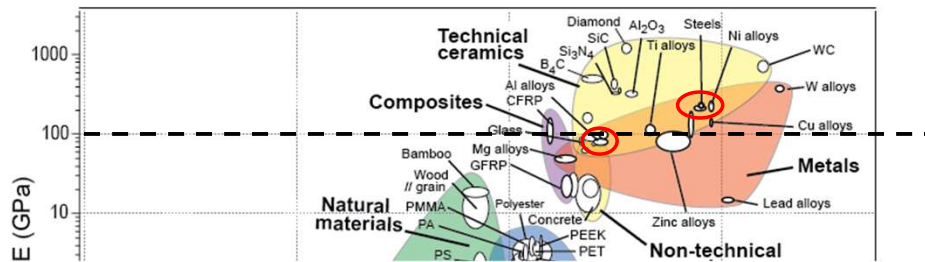
24

Άσκηση 2



(β) Ποιο υλικό θα επιλέγατε μεταξύ αλουμινίου και χάλυβα στην ίδια εφαρμογή εάν, επιπλέον, το ελάχιστο μέτρο ελαστικότητας που χρειάζεται είναι 100 GPa?

Παίρνουμε οριζόντια γραμμή από τα 100 GPa. Υλικά ΠΑΝΩ από την γραμμή είναι αποδεκτά.



Επιλέγουμε τον χάλυβα διότι το αλουμίνιο δεν ικανοποιεί τον περιορισμό $E > 100$ GPa, παρότι θα οδηγούσε σε ελαφρότερη κατασκευή όπως είδαμε στο ερώτημα 2α....

Στοιχεία Μηχανών - Διάλεξη 2

25

Στοιχεία Μηχανών

Διάλεξη 2

Σχεδιασμός/Επιλογή Υλικών

Παναγιώτης Αλευράς
(palevras@tuc.gr)

1

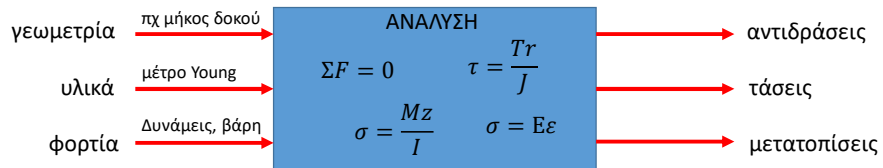
1. Μηχανολογικός Σχεδιασμός

2

Μέχρι τώρα...



- Μας δίνονταν δεδομένα – είσοδοι του προβλήματος και υπολογίζαμε τα ζητούμενα –εξόδους



Στοιχεία Μηχανών - Διάλεξη 2

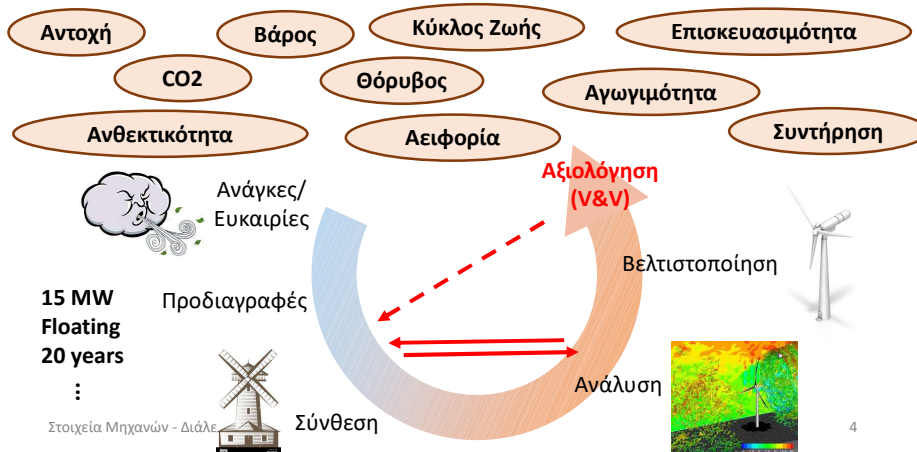
3

3

Στο σχεδιασμό...



- Ξεκινάμε από κάποια ζητούμενα **χαρακτηριστικά** και επιλέγουμε εισόδους υπολογίζοντας εάν οι **μηχανικές έξοδοι** (engineering outputs) ικανοποιούν τα ζητούμενα



Στοιχεία Μηχανών - Διάλεξη 2

4

4

Στα Στοιχεία Μηχανών...

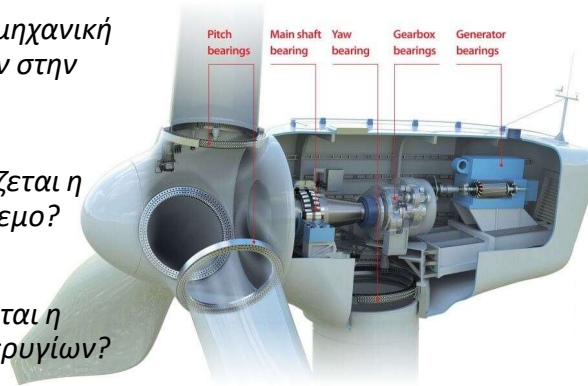


Πως θα μεταφερθεί η μηχανική ισχύς των πτερυγίων στην γεννήτρια?

Πως θα ευθυγραμμίζεται η πτερωτή με τον άνεμο?

Πως θα μεταβάλλεται η αεροδυναμική των πτερυγίων?

Πως θα ακινητοποιείται σε περίπτωση καταστροφικών ανέμων? Σε ποια ταχύτητα ανέμου...?



Στοιχεία Μηχανών - Διάλεξη 2

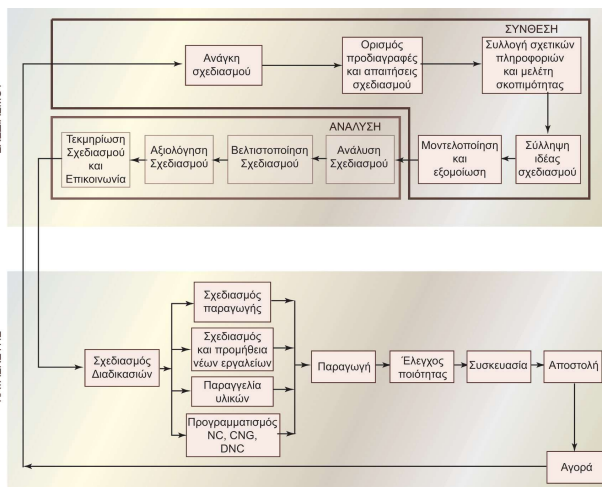
5

5

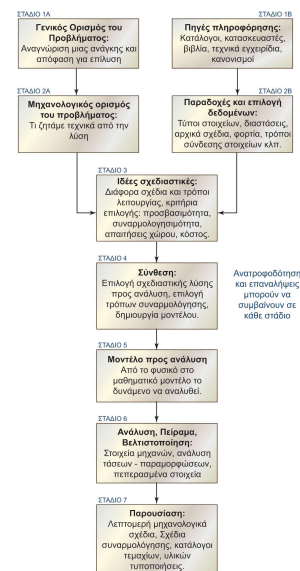
Στάδια Σχεδιασμού



ΤΑ ΕΠΤΑ ΣΤΑΔΙΑ ΣΤΟ ΣΧΕΔΙΑΣΜΟ ΜΗΧΑΝΩΝ

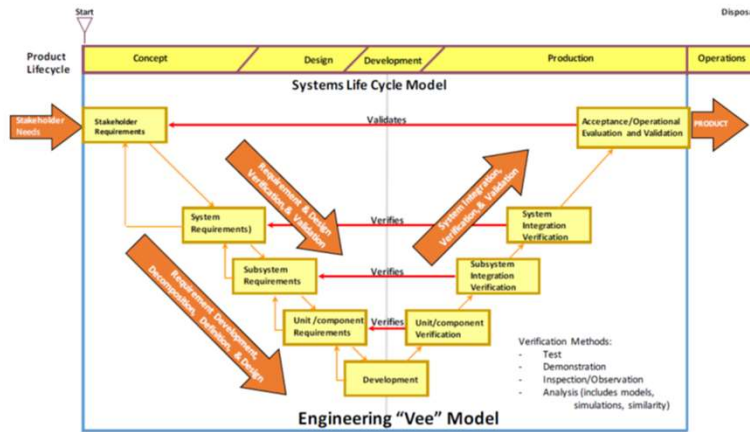


Στοιχεία Μηχανών - Διάλεξη 2



6

Verification & Validation (V&V)



<https://doi.org/10.1002/j.2334-5837.2017.00427.x>

Στοιχεία Μηχανών - Διάλεξη 2

7

7

Sinclair C5



- Δεκαετία 1980, το πρώτο ηλεκτρικό όχημα
- Sir Clive Sinclair (ο Elon Musk της εποχής)
- Ένα προϊόν μπορεί να πληροί τις προδιαγραφές (verified) αλλά όχι τις ανάγκες του χρήστη (not validated)



Class	Battery electric vehicle
Layout	Tricycle
Powertrain	
Electric motor	250 W (0.34 hp)
Battery	12 V lead-acid battery
Range	20 miles (32 km)
Dimensions	
Wheelbase	1,304 mm (51.3 in)
Length	1,744 mm (68.7 in)
Width	744 mm (29.3 in)
Height	795 mm (31.3 in)
Kerb weight	30 kg (66 lb) without battery, approx. 45 kg (99 lb) with battery

https://www.youtube.com/watch?v=x9PivEygh_8

Στοιχεία Μηχανών - Διάλεξη 2

8

8

Προδιαγραφές σχεδιασμού



- Product Design Specifications (PDS)
- Μετατροπή των απαιτήσεων του σχεδιασμού σε ποσοτικά μεγέθη

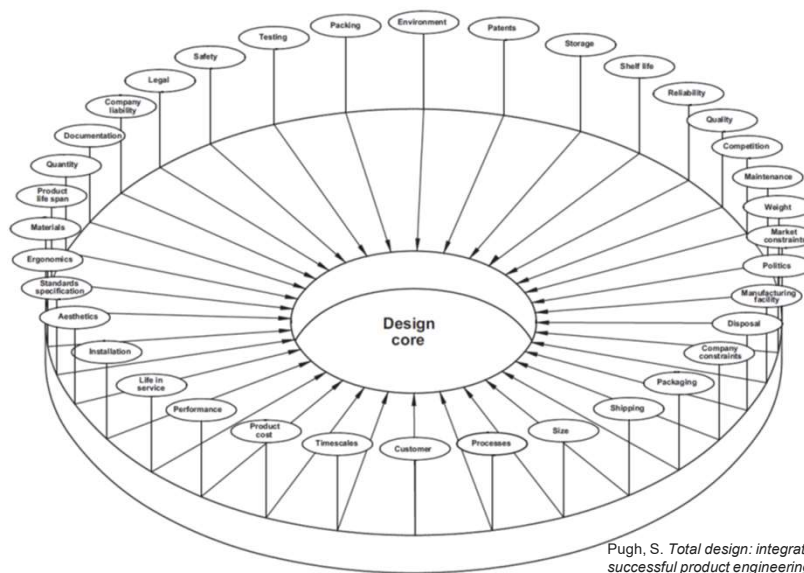
Σχεδιασμός μειωτήρα

Ισχύς: 20 hp
Ταχύτητα εισόδου: 1750 rev/min
Ταχύτητα εξόδου: 85 rev/min
Ομοιόμορφο φορτίο
Χαμηλή συντήρηση
Ανταγωνιστικό κόστος

Ισχύς: 20 hp
Απόδοση: >95%
Ονομαστική ταχύτητα εισόδου: 1750 rev/min
Μέγιστη ταχύτητα εισόδου: 2400 rev/min
Ονομαστική ταχύτητα εξόδου: 82–88 rev/min
Κόστος μονάδας: <\$300

9

Τι περιλαμβάνει?



Pugh, S. *Total design: integrated methods for successful product engineering*. Addison-Wesley, 1991.

10

Κριτήρια Μηχανολογικού Σχεδιασμού



Πραγματοποιήσιμος, λειτουργικός, διαρκής και αποδοτικός

- Αντοχή
- Αξιοπιστία
- Ασφάλεια
- Βάρος
- Διάβρωση
- Έλεγχος ποιότητας
- Επιφανειακή κατεργασία
- Ευκαμψία
- Θερμικές ιδιότητες
- Θόρυβος
- Χρόνος ζωής
- Κατεργασία
- Κόστος
- Λίπανση
- Μέγεθος
- Μορφή
- Όγκος
- Στιβαρότητα
- Στυλ-Εμφάνιση
- Συντήρηση
- Τριβή
- Φθορά

Στοιχεία Μηχανών - Διάλεξη 2

11

11

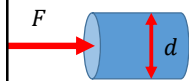
Αντοχή



- Μέγιστες τάσεις σε σχέση με τα όρια αντοχής του υλικού (γραμμικό, ελαστικό, διαρροής, θραύσης)
- Συντελεστής σχεδιασμού & συντελεστής ασφαλείας

$$n = \frac{S}{\sigma}$$

→ Αντοχή υλικού
→ Μέγιστη τάση σχεδιασμού



πχ $S=165 \text{ MPa}$, $F=9 \text{ kN}$, $n=3$

Ο προμηθευτής μου έχει 14 mm και 16 mm

$$\sigma = \frac{F}{A} = \frac{4F}{\pi d^2} = \frac{4 \cdot 9000}{\pi d^2}$$

$$\sigma = \frac{S}{n_d} = \frac{165 \text{ MPa}}{3} = 55 \text{ MPa} = 55 \text{ N/mm}^2$$

$$d^2 = \frac{4 \cdot 9000}{\pi \cdot 55} \Rightarrow d = 14.43 \text{ mm}$$

$$d = 16 \text{ mm}$$
$$n_s = \frac{S}{\sigma} = \frac{SA}{F} = \frac{S\pi d^2}{4F}$$
$$n_s = 3.69$$

Στοιχεία Μηχανών - Διάλεξη 2

12

12

Παράδειγμα Συμπιεστή



Aspect	Objective	Criteria	Test conditions
Performance	Transmit torque	Transmission must transmit 5 kW at 2850 rpm.	Test transmission on a dynamometer
	Speed ratio	The transmission ratio between driving and driven shafts should be $2850/1500 = 1.9$.	If positive drive is employed then assume specified ratio or if a positive drive is not used measure speed of output shaft at design conditions.
	Efficiency	At least 95%.	Dynamometer test.
	Drive	Must connect to specified 1.5" driving shaft and 1.5" driven shaft using flexible couplings.	Use standard coupling methods that are rated for the maximum torque and speed with a factor of safety suitable for the application.
	Temperature	Operation in an internal environment at temperatures between -10 and 50 °C.	Bench test prototype.
	Humidity	Operate in an environment with a humidity of 100% at 20 °C.	Bench test prototype.

Στοιχεία Μηχανών - Διάλεξη 2

13

13

Παράδειγμα Συμπιεστή



Aspect	Objective	Criteria	Test conditions
Size	Minimize	Must be smaller or similar to competition. Competition best transmission fits within an envelope space of $120 \text{ mm} \times 250 \text{ mm} \times 250 \text{ mm}$.	Measure.
Cost	Minimize cost	The cost for the transmission per unit should be less than 600 Euros assuming 1000 units per year.	Calculate work-cost price.
Life	Maximize	The warranty life of the machine should exceed $2850 \times 60 \times 2 \times 200 \times 1.5 = 1.02 \times 10^8$ cycles.	Test design under accelerated stress conditions.
Weight	Minimize	Must be less than 30 kg.	Weigh it.
Manufacture	Ensure ready supply of components	Use stock machine elements where possible. Design using manufacturing techniques that are readily available from a number of local plants.	Identify components in stock supply inventories. Use established suppliers.
Design time	Minimize	Detailed design of the transmission must take less than a maximum of 6 person months and occur over a 2 month period.	Use standard project management methods to track progress and rectify excursions from the plan.
Patents	Avoid	Do not infringe existing patents.	Patent search.
Transport	Robust design	The transmission must be robust enough for transportation on standard pallets by road.	Vibration test.

Στοιχεία Μηχανών - Διάλεξη 2

14

14

Παράδειγμα Συμπιεστή



Aspect	Objective	Criteria	Test conditions
Aesthetics	Attractive design	Design should augment the overall aesthetics of the overall product.	Use focus group on concept graphics model.
Safety	High	Must comply with existing and envisaged legislation.	Check national and international standards and relevant legislation.
	Noise	Must be less than legal limits.	Measure.
Recycling	Compliant	The design should provide recommendations for future recycling of components to comply with expected legislation on sustainability.	Check national and international standards and legislation.
Maintenance	Easy	Provide access to components that might fail to enable their replacement.	Use graphics model of design to verify maintenance access.

Στοιχεία Μηχανών - Διάλεξη 2

15

15

Μορφολογική Ανάλυση



- Εξειδίκευση ενός συστήματος σε υπο-συστήματα και λειτουργίες
- Αναζήτηση εναλλακτικών ιδεών και λύσεων για καθένα
- Αξιολόγηση πιθανών συνδυασμών

Μορφολογική ανάλυση συστήματος μεταφοράς παλετών

Feature	Means				
Support	Track	Wheels	Air cushion	Slides	Pedipulators
Propulsion	Driven wheels	Air thrust	Moving cable	Linear induction	Toothed wheel and rack
Power	Electric	Diesel	Petrol	Bottled gas	Steam
Transmission	Belts	Chains	Gears and shafts	Hydraulics	Flexible cable
Steering	Turning wheels	Air thrust	Rails	Magnetism	Drag
Stopping	Brakes	Reverse thrust	Ratchet	Magnetism	Anchor
Lifting	Hydraulic ram	Rack and pinion	Screw	Chain or rope hoist	Telescopic linkage
Operator	Standing	Walking	Seated at front	Seated at rear	Remote control

Στοιχεία Μηχανών - Διάλεξη 2

16

16

Μορφολογική Ανάλυση



- Εξειδίκευση ενός συστήματος σε υπο-συστήματα και λειτουργίες
- Αναζήτηση εναλλακτικών ιδεών και λύσεων για καθένα
- Αξιολόγηση πιθανών συνδυασμών

Μορφολογική ανάλυση συστήματος μεταφοράς παλετών

Feature	Means				
Support	Track	Wheels	Air cushion	Slides	Pedipulators
Propulsion	Driven wheels	Air thrust	Moving cable	Linear induction	Toothed wheel and rack
Power	Electric	Diesel	Petrol	Bottled gas	Steam
Transmission	Belts	Chains	Gears and shafts	Hydraulics	Flexible cable
Steering	Turning wheels	Air thrust	Rails	Magnetism	Drag
Stopping	Brakes	Reverse thrust	Ratchet	Magnetism	Anchor
Lifting	Hydraulic ram	Rack and pinion	Screw	Chain or rope hoist	Telescopic linkage
Operator	Standing	Walking	Seated at front	Seated at rear	Remote control

Στοιχεία Μηχανών - Διάλεξη 2

17

17

TRIZ – Εύρεση ιδεών



- Κατηγοριοποίηση χαρακτηριστικών σχεδιασμού σε κάποια από τα 39 γενικά χαρακτηριστικά (Altshuller, 1946)
- Δημιουργία πίνακα αντιθέσεων
- Αναγνώριση κατάλληλης μεθόδου αντιμετώπισης από τις διαθέσιμες 40.

No.	Weight of moving object	Weight of non-moving object	Length of moving object	Length of non-moving object	Area of moving object	Area of non-moving object
1	1	1	1	1	1	1
2	1	2	1	1	1	1
3	1	1	2	1	1	1
4	1	1	1	2	1	1
5	1	1	1	1	2	1
6	1	1	1	1	1	2

Στοιχεία Μηχανών - Διάλεξη 2

18

2. Επιλογή Υλικών

19



20

Ποικιλία Επιλογών (πχ χάλυβες)



MatWeb.com search interface for Metal & Alloy Composition Search. The page shows search filters for Material Category (Metals) and Material Compositions (Optional). The search results section is highlighted with a red circle, showing 'Found 2758 Results'. Below the search results, the URL <https://matweb.com> is displayed.

Στοιχεία Μηχανών - Διάλεξη 2

21

AISI 1046



AISI 1046 Steel, hot rolled, 19-32 mm (0.75-1.25 in) round

Categories: Metal / Ferrous Metal / Carbon Steel / AISI 1000 Series Steel / Medium Carbon Steel

Material Notes: Respond to heat treatment, and flame and induction hardening, but not recommended for carburizing or cyaniding. Die forging and hot upsetting are good to excellent. Typical uses include gears, shafts, axles, bolts, studs, and machine parts.

Key Words: UNS G10460, ASTM A29, ASTM A510, ASTM A576, SAE J403, SAE J412, SAE J414, carbon steels

Vendors: No vendors are listed for this material. Please [click here](#) if you are a supplier and would like information on how to add your listing to this material.

[Printer friendly version](#) | [Download as PDF](#) | [Download to Excel](#) (requires Excel and Windows)

[Export data to your CAD/FEA program](#)

Physical Properties	Metric	English
Density	7.87 g/cc	0.284 lb/in ³
Mechanical Properties	Metric	English
Hardness, Brinell	170	170
Hardness, Knoop	191	191
Hardness, Rockwell B	86	86
Hardness, Vickers	178	178
Tensile Strength, Ultimate	585 MPa	84800 psi
Tensile Strength, Yield	325 MPa	47100 psi
Elongation at Break	15 %	15 %
Reduction of Area	40 %	40 %
Modulus of Elasticity	200 GPa	29000 ksi
Bulk Modulus	160 GPa	23200 ksi
Poisson's Ratio	0.29	0.29
Shear Modulus	80.0 GPa	11600 ksi
Electrical Properties	Metric	English
Electrical Resistivity [a]	0.000163 ohm-cm @ Temperature 0.000 °C	0.000163 ohm-cm @ Temperature 32.0 °F
	0.000224 ohm-cm @ Temperature 10.0 °C	0.000224 ohm-cm @ Temperature 50.0 °F
Thermal Properties	Metric	English
CTE, linear [a]	11.5 µm/m-°C @ Temperature 20.0 °C	6.33 µm/in-°F @ Temperature 68.0 °F
	12.2 µm/m-°C @ Temperature 0.000 °C - 500.0 °C	6.78 µm/in-°F @ Temperature 32.0 °F - 932.0 °F
	13.9 µm/m-°C @ Temperature 0.000 °C - 500.0 °C	7.72 µm/in-°F @ Temperature 32.0 °F - 932.0 °F
Specific Heat Capacity	0.466 J/g-°C @ Temperature 10.0 °C	0.116 BTU/lb-°F @ Temperature 10.0 °F
Thermal Conductivity	51.9 W/m-K	360 BTU-in/hr-ft ² -°F

Στοιχεία Μηχανών - Διάλεξη 2

22

Ιδιότητες υλικών



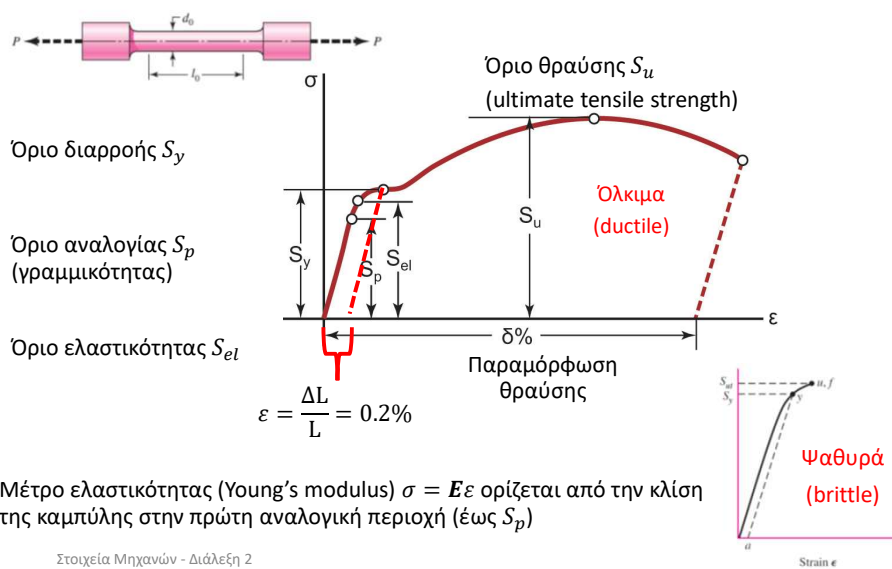
- Φυσικές ιδιότητες
 - Πυκνότητα
 - Θερμοκρασία αλλαγής φάσεων
- Μηχανικές ιδιότητες
 - Όριο διαρροής
 - Όριο θραύσης
 - Μέτρο ελαστικότητας
 - Μέτρο διάτμησης
 - Λόγος Poisson
- Άλλες
 - Θερμικές
 - Μαγνητικές

Στοιχεία Μηχανών - Διάλεξη 2

23

23

Πείραμα εφελκυσμού



Στοιχεία Μηχανών - Διάλεξη 2

24

Πίνακας ορίων χάλυβα



Υλικό Χάλυβα	S_u N/mm ²	S_y N/mm ²
St37	370	220
St42	420	260
St50	500	320
St60	600	370
St70	700	420

Κωδικοποίηση βάσει DIN17100

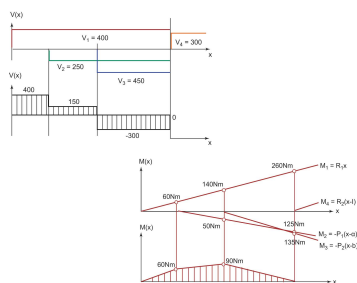
- Θερμικές κατεργασίες: βαφή (quenching), επαναφορά (tempering), ανόπτηση (annealing)

25

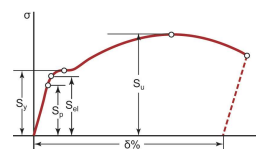
Σημαντική Διάκριση



Τάσεις σ / τ



Όρια αντοχής S



Τα ψωνίζουμε από τον προμηθευτή, έρχεται με το υλικό που χρειαζόμαστε. **Τα επιλέγουμε!!**

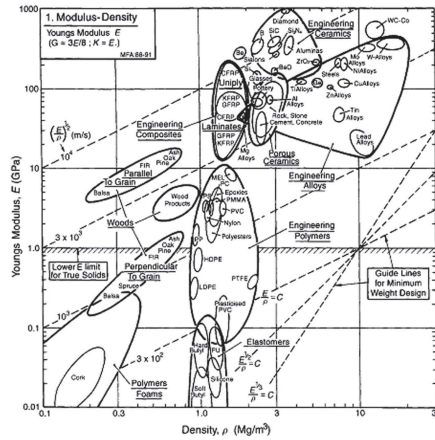
Προκύπτουν στην κατασκευή λόγω των φορτίσεων. **Τα υπολογίζουμε!!**

26

Πως επιλέγουμε υλικά?



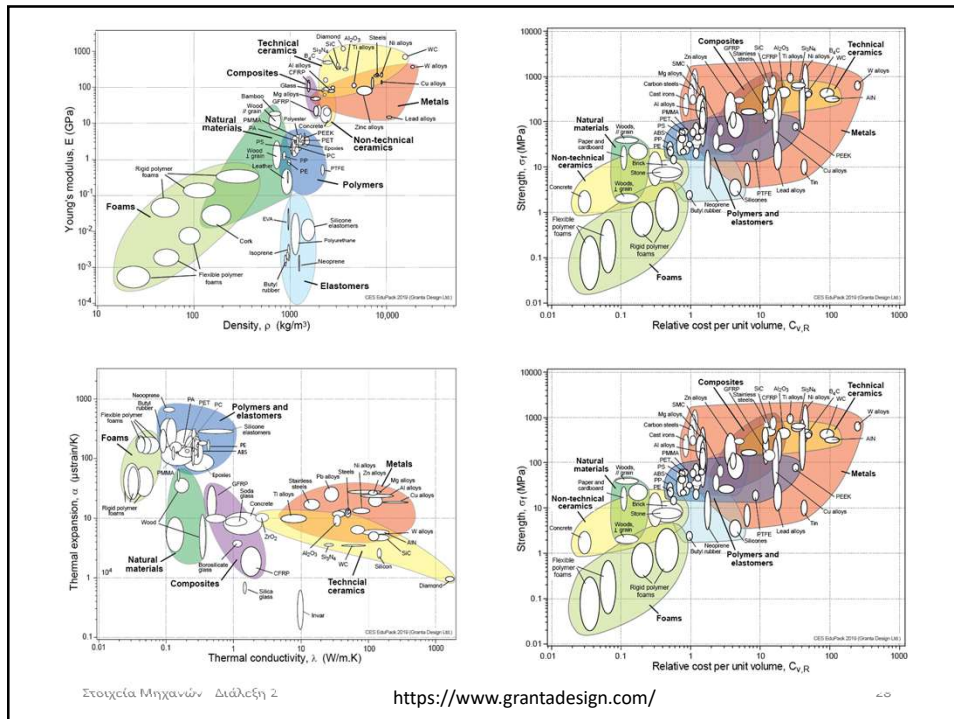
• Διαγράμματα Ashby



Στοιχεία Μηχανών - Διάλεξη 2

27

27



Στοιχεία Μηχανών - Διάλεξη 2

<https://www.grantdesign.com/>

28

28

Παράδειγμα

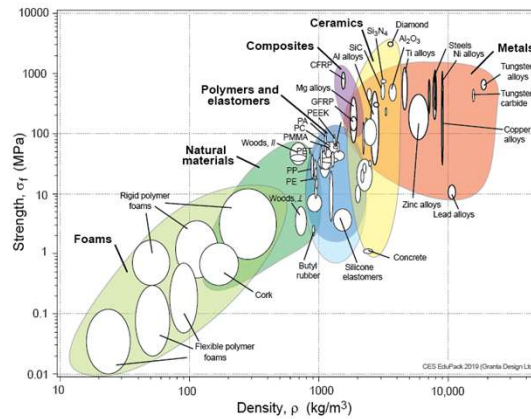


- Ράβδος μήκους L , εφελκυστικό φορτίο F . Επιλέγω υλικό για ελαχιστοποίηση βάρους

$$m = \rho AL$$

$$m = \frac{\rho LF}{\sigma}$$

$$m = NLF \left(\frac{\rho}{S_y} \right)$$



Στοιχεία Μηχανών - Διάλεξη 2

29

29

Παράδειγμα



- Ράβδος μήκους L , εφελκυστικό φορτίο F . Επιλέγω υλικό για ελαχιστοποίηση βάρους

$$m = \rho AL$$

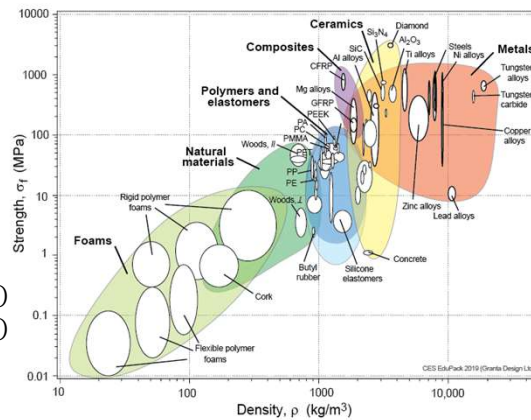
$$m = \frac{\rho LF}{\sigma}$$

$$m = NLF \left(\frac{\rho}{S_y} \right)$$

- Μεγιστοποίηση $M = S_y/\rho$

$$\log(M) = \log(S_y) - \log(\rho)$$

$$\log(S_y) = \log(M) + \log(\rho)$$



Στοιχεία Μηχανών - Διάλεξη 2

30

30

Παράδειγμα



- Ράβδος μήκους L , εφελκυστικό φορτίο F . Επιλέγω υλικό για ελαχιστοποίηση βάρους

$$m = \rho AL$$

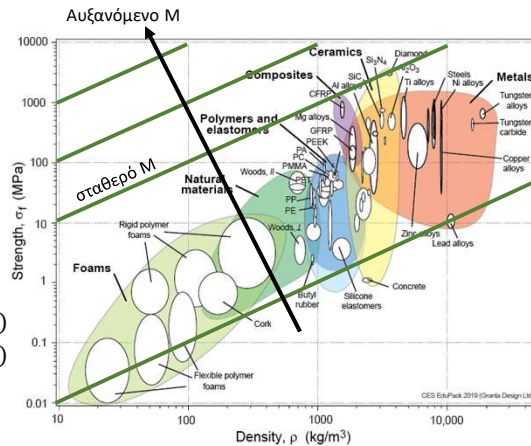
$$m = \frac{\rho LF}{\sigma}$$

$$m = NLF \left(\frac{\rho}{S_y} \right)$$

- Μεγιστοποίηση $M = S_y/\rho$

$$\log(M) = \log(S_y) - \log(\rho)$$

$$\log(S_y) = \log(M) + \log(\rho)$$



Στοιχεία Μηχανών - Διάλεξη 2

31

31

Παράδειγμα



- Ράβδος μήκους L , εφελκυστικό φορτίο F . Επιλέγω υλικό για ελαχιστοποίηση βάρους

$$m = \rho AL$$

$$m = \frac{\rho LF}{\sigma}$$

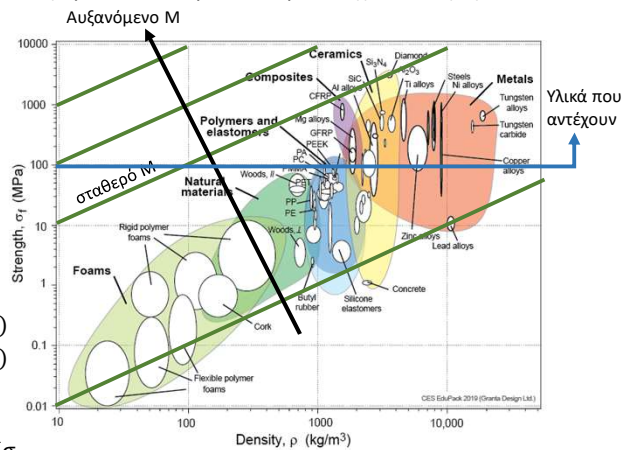
$$m = NLF \left(\frac{\rho}{S_y} \right)$$

- Μεγιστοποίηση $M = S_y/\rho$

$$\log(M) = \log(S_y) - \log(\rho)$$

$$\log(S_y) = \log(M) + \log(\rho)$$

- Περιορισμός τάσης $S_y > N\sigma$



Στοιχεία Μηχανών - Διάλεξη 2

32

32

Παράδειγμα



- Ράβδος μήκους L, εφελκυστικό φορτίο F. Επιλέγω υλικό για ελαχιστοποίηση βάρους

$$m = \rho AL$$

$$m = \frac{\rho LF}{\sigma}$$

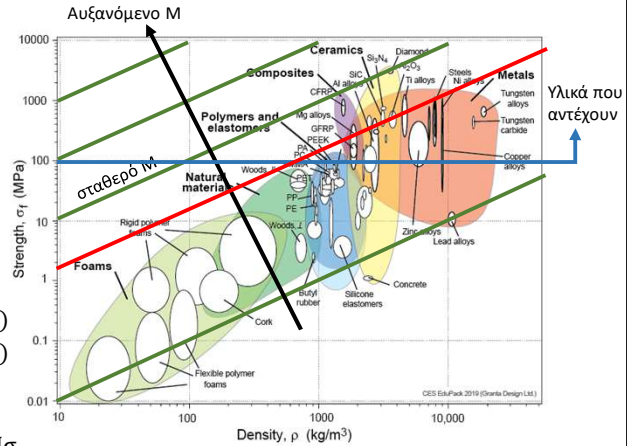
$$m = NLF \left(\frac{\rho}{S_y} \right)$$

- Μεγιστοποίηση $M = S_y/\rho$

$$\log(M) = \log(S_y) - \log(\rho)$$

$$\log(S_y) = \log(M) + \log(\rho)$$

- Περιορισμός τάσης $S_y > N\sigma$

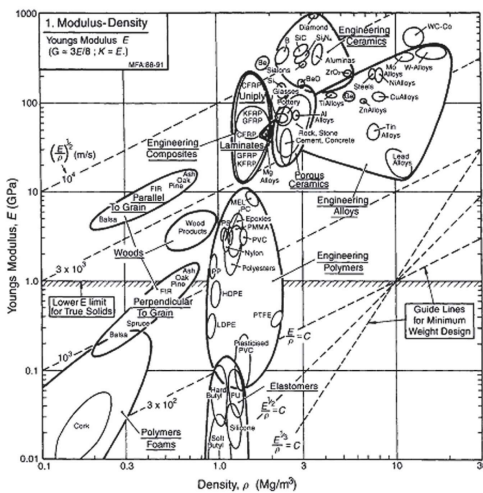


Στοιχεία Μηχανών - Διάλεξη 2

33

33

Γενικά περί Ashby



Παρατηρήστε τις διακεκομμένες γραμμές. Δίνουν γραμμές για τις σχέσεις $\frac{E}{\rho}$, $\frac{E^{1/2}}{\rho}$ και $\frac{E^{1/3}}{\rho}$ οι οποίες είναι χρήσιμες για τον προσδιορισμό μεγεθών βελτιστοποίησης M

Είδος στοιχείου	Αντικειμενική συνθήκη	Περιορισμός	Συντελεστής αναπροσφοράς υλικού, M
Ραβδος	Ελάχιστο βάρος	Συμβρότητα Καθορισμένη	$\frac{E}{\rho}$
Δοκός	Ελάχιστο βάρος	Συμβρότητα Καθορισμένη	$E^{1/2}$
Δοκός	Ελάχιστο βάρος	Αντοχή καθορισμένη	$\frac{\sigma_y}{\rho}$
Δοκός	Ελάχιστο κόστος	Συμβρότητα Καθορισμένη	$\frac{E^{1/2}}{C_y \rho}$
Δοκός	Ελάχιστο κόστος	Αντοχή καθορισμένη	$\frac{\sigma_y^{3/2}}{C_y \rho}$
Ράβδος σε λυγισμό	Ελάχιστο κόστος	Κρίσιμο φορτίο λυγισμού καθορισμένο	$\frac{E^{3/2}}{C_y \rho}$
Ελατήριο	Ελάχιστο βάρος	Δυναμική Ενέργεια καθορισμένη	$\frac{\sigma_y^2}{E \rho}$
Θερμική μόνωση	Ελάχιστο κόστος	Ροή ενέργειας καθορισμένη	$\frac{1}{\lambda C_y \rho}$
Ηλεκτρομαγνήτης	Μέγιστο πόλο	Αύξηση θερμοκρασίας καθορισμένη	$\frac{1}{\lambda C_y \rho}$

όπου: ρ = πυκνότητα, E = μέτρο ελαστικότητας, σ_y = όριο ροής, C_y = κόστος / kg, λ = θερμική αγωγιμότητα, κ = ηλεκτρική αγωγιμότητα, C_p = ειδική θερμότητα

Στοιχεία Μηχανών - Διάλεξη 2

34

Ερωτήσεις?

35

Σύνοψη Διάλεξης

- Διαδικασία και κριτήρια μηχανολογικού σχεδιασμού
- Επισκόπηση εργαλείων σχεδιασμού.
- Βασικές μηχανικές ιδιότητες υλικών
- Μεθοδολογία επιλογής υλικών

36

Στοιχεία Μηχανών

Διάλεξη 3

Ανάλυση Τάσεων-Παραμορφώσεων Κριτήρια Στατικής Αστοχίας

Παναγιώτης Αλευράς
(palevras@tuc.gr)

1

Περίγραμμα Διάλεξης

- Κύριες τάσεις, ελαστική παραμόρφωση
- Κάμψη, διάτμηση και στρέψη δοκών
- Κριτήρια αστοχίας σε στατική αντοχή
 - Μέγιστη Διατμητική Τάση
 - Θεωρία Έργου Παραμόρφωσης
 - Μέγιστη Ορθή Τάση
 - Coulomb-Mohr

2

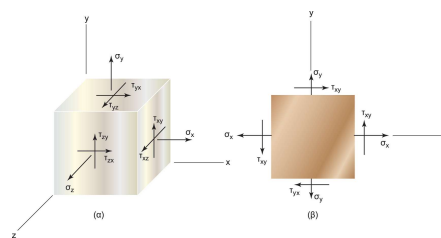
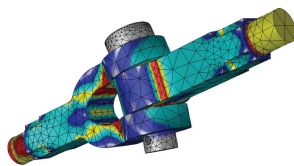
Ανάλυση Τάσεων Παραμορφώσεων

Στοιχεία Μηχανών - Διάλεξη 3

3

3

Εντατική Κατάσταση



Πως μπορούμε να βρούμε την διατομή που θα αστοχήσει? Ονομάζεται επικίνδυνη διατομή και συνήθως

- Βρίσκεται σε γεωμετρικές μεταβολές, πχ αλλαγή διαμέτρου άξονα
- Είναι μία διατομή που δέχεται το μεγαλύτερο φορτίο
- Παρουσιάζει αύξηση των τάσεων πχ εγκοπή, σφήνα κτλ.

Οι ορθές τάσεις $\sigma_x, \sigma_y, \sigma_z$ και οι διατμητικές $\tau_{xy} = \tau_{yx}, \tau_{xz} = \tau_{zx}, \tau_{yz} = \tau_{zy}$ περιγράφουν την εντάτικη κατάσταση των σωμάτων.

Στοιχεία Μηχανών - Διάλεξη 3

4

4

Κύριες τάσεις – 2D



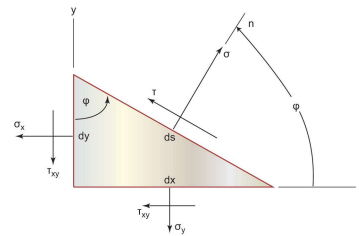
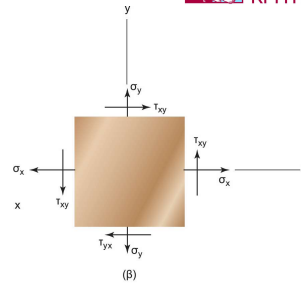
- $\sigma_z = \tau_{xz} = \tau_{yz} = 0$
- Εάν κάνουμε μία τομή στη διατομή υπό τυχαία γωνία φ

$$\sigma = \frac{\sigma_x + \sigma_y}{2} + \frac{\sigma_x - \sigma_y}{2} \cos 2\varphi + \tau_{xy} \sin 2\varphi$$

$$\tau = -\frac{\sigma_x - \sigma_y}{2} \sin 2\varphi + \tau_{xy} \cos 2\varphi$$

- Μέγιστες ορθές τάσεις (κύριες τάσεις)

- $\tau = 0$
- $\sigma_1, \sigma_2 = \frac{\sigma_x + \sigma_y}{2} \pm \sqrt{\left(\frac{\sigma_x - \sigma_y}{2}\right)^2 + \tau_{xy}^2}$



Στοιχεία Μηχανών - Διάλεξη 3

5

5

Μέγιστες διατμητικές τάσεις



- Αντίστοιχα μπορούμε να χρησιμοποιήσουμε τις προηγούμενες σχέσεις για να βρούμε τις μέγιστες διατμητικές τάσεις

$$\sigma = \frac{\sigma_x + \sigma_y}{2} + \frac{\sigma_x - \sigma_y}{2} \cos 2\varphi + \tau_{xy} \sin 2\varphi$$

$$\tau = -\frac{\sigma_x - \sigma_y}{2} \sin 2\varphi + \tau_{xy} \cos 2\varphi$$

- Μέγιστες διατμητικές τάσεις

- $\sigma = \frac{\sigma_x + \sigma_y}{2}$
- $\tau_1, \tau_2 = \pm \sqrt{\left(\frac{\sigma_x - \sigma_y}{2}\right)^2 + \tau_{xy}^2}$

Στοιχεία Μηχανών - Διάλεξη 3

6

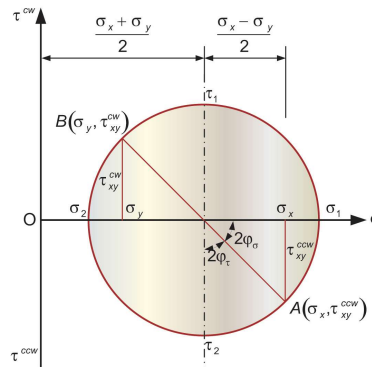
6

Κύκλος του Mohr



- Σημειώνουμε το σημείο A (σ_x, τ_{xy}) και το σημείο B (σ_y, τ_{xy}) και σχεδιάζουμε κύκλο με διάμετρο AB
- Οι μέγιστες ορθές δίνονται από τις τομές με τον άξονα σ , και οι μέγιστες διατμητικές τάσεις από το μέγιστο και το ελάχιστο του κύκλου
- Έτσι, προκύπτει ο κύκλος του Mohr
- Οι κύριες τάσεις και οι μέγιστες διατμητικές χρησιμοποιούνται στα κριτήρια αστοχίας

Ωρολογιακές
διατμητικές
στα (+)



Στοιχεία Μηχανών - Διάλεξη 3

7

7

Νόμος του Hooke



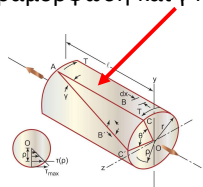
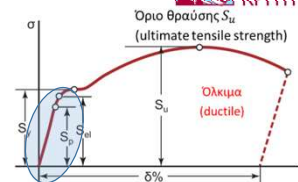
- Περιοχή ελαστικής παραμόρφωσης

$$\sigma = E\varepsilon, \tau = G\gamma$$

όπου

-E, G το μέτρο ελαστικότητας και διάτμησης

- $\varepsilon = \delta/l$ η αξονική παραμόρφωση και γ η γωνιακή.



- Σχέση E και G

$$E = 2G(1 + \nu)$$

Όπου ν ο λόγος Poisson.

Στοιχεία Μηχανών - Διάλεξη 3

	ΚΥΡΙΕΣ ΠΑΡΑΜΟΡΦΩΣΕΙΣ	ΚΥΡΙΕΣ ΤΑΣΕΙΣ
Μονοαξονική	$\varepsilon_1 = \frac{\sigma_1}{E}$	$\sigma_1 = E\varepsilon_1$
	$\varepsilon_2 = -\nu\varepsilon_1$	$\sigma_2 = 0$
	$\varepsilon_3 = -\nu\varepsilon_1$	$\sigma_3 = 0$
Διαξονική	$\varepsilon_1 = \frac{1}{E}(\sigma_1 - \nu\sigma_2)$	$\sigma_1 = \frac{E(\varepsilon_1 + \nu\varepsilon_2)}{1 - \nu^2}$
	$\varepsilon_2 = \frac{1}{E}(\sigma_2 - \nu\sigma_1)$	$\sigma_2 = \frac{E(\varepsilon_2 + \nu\varepsilon_1)}{1 - \nu^2}$
	$\varepsilon_3 = \frac{\nu}{E}(\sigma_1 - \sigma_2)$	$\sigma_3 = 0$
Τριαξονική	$\varepsilon_1 = \frac{1}{E}(\sigma_1 - \nu\sigma_2 - \nu\sigma_3)$	$\sigma_1 = \frac{E\varepsilon_1(1 - \nu) + \nu E(\varepsilon_2 + \varepsilon_3)}{(1 + \nu)(1 - 2\nu)}$
	$\varepsilon_2 = \frac{1}{E}(\sigma_2 - \nu\sigma_1 - \nu\sigma_3)$	$\sigma_2 = \frac{E\varepsilon_2(1 - \nu) + \nu E(\varepsilon_1 + \varepsilon_3)}{(1 + \nu)(1 - 2\nu)}$
	$\varepsilon_3 = \frac{1}{E}(\sigma_3 - \nu\sigma_1 - \nu\sigma_2)$	$\sigma_3 = \frac{E\varepsilon_3(1 - \nu) + \nu E(\varepsilon_1 + \varepsilon_2)}{(1 + \nu)(1 - 2\nu)}$

8

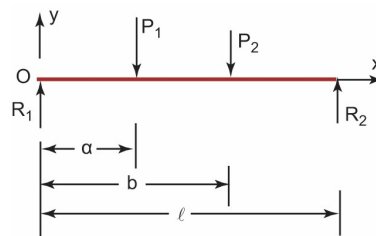
Διαγράμματα N,V,M



- Προσδιορισμός Αξονικών, Διατμητικών και Καμπτικών Ροπών σε Στοιχεία Μηχανών υπό φόρτιση
- Συμπληρώνονται από το διάγραμμα στρεπτικών ροπών.

ΠΑΡΑΔΕΙΓΜΑ: Η δοκός στηρίζεται με τις αντιδράσεις R_1 και R_2 ενώ δέχεται τα φορτία P_1 και P_2 . Υπολογίστε και σχεδιάστε τα διαγράμματα διατμητικής δύναμης (Q) και στρεπτικών ροπών.

$P_1=250 \text{ N}$, $P_2=450 \text{ N}$, $a=0.15\text{m}$, $b=0.35\text{m}$, $l=0.65\text{m}$



Στοιχεία Μηχανών - Διάλεξη 3

9

9

Διαγράμματα N,V,M

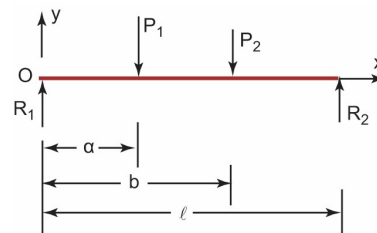


1. Ισορροπία για τις αντιδράσεις R_1 , R_2 .

$$P_1 + P_2 - R_1 - R_2 = 0 \text{ κατά } y$$

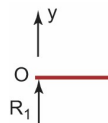
$$P_1 a + P_2 b - R_2 l = 0 \text{ ροπές ως προς } O$$

$$R_1 = 400 \text{ N}, R_2 = 300 \text{ N}$$



2. Εφαρμόζουμε τομές από αριστερά.

• $0 \leq x < a$



$$V(x) = R_1 = 400 \text{ N}$$

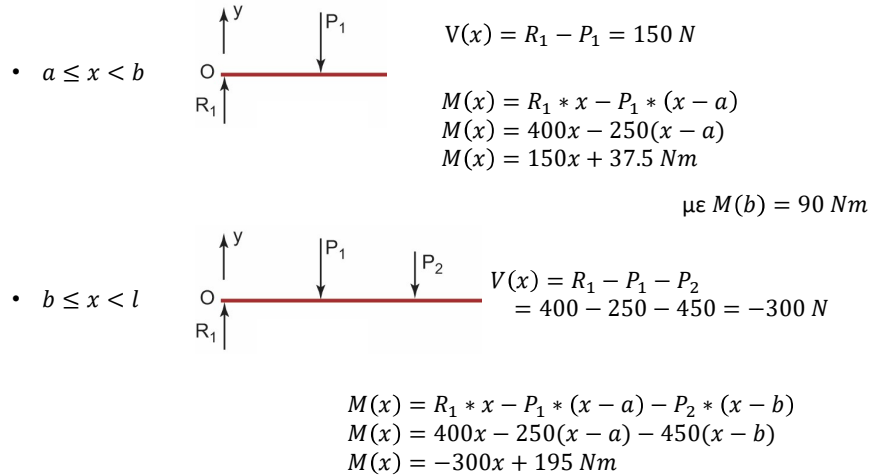
$$M(x) = R_1 * x = 400x \text{ Nm} \quad \text{με } M(a) = 60 \text{ Nm}$$

Στοιχεία Μηχανών - Διάλεξη 3

10

10

Διαγράμματα N,V,M

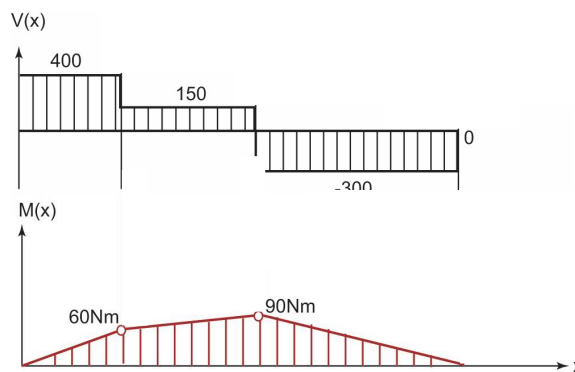


Στοιχεία Μηχανών - Διάλεξη 3

11

11

Διαγράμματα N,V,M



- Τα διαγράμματα N , V , M_b (καμπτικές), M_t (στρεπτικές) είναι το πρώτο βήμα για τον προσδιορισμό της αντοχής
- Από αυτά υπολογίζουμε εσωτερικές τάσεις στα Στοιχεία Μηχανών και εφαρμόζουμε κριτήρια αστοχίας

Στοιχεία Μηχανών - Διάλεξη 3

12

12

Ιδιόμορφες συναρτήσεις για N,V,M



- Γενίκευση-αυτοματοποίηση της μεθόδου εύρεσης των N,Q,M

Ιδιόμορφη συνάρτηση $f_n(x) = \langle x - a \rangle^n$

ΚΑΝΟΝΕΣ

1. $n > 0$ και $(x - a) > 0$ τότε $f_n = (x - a)^n$
2. $n > 0$ και $(x - a) < 0$ τότε $f_n = 0$
3. $n < 0$ τότε $f_n = \begin{cases} 1, & x = a \\ 0, & x \neq a \end{cases}$
4. $n = 0$ τότε $f_n = \begin{cases} 1, & x \geq a \\ 0, & x < a \end{cases}$
5. $n \geq 0$ τότε $\int_{-\infty}^x \langle x - a \rangle^n dx = \frac{\langle x - a \rangle^{n+1}}{n+1}$
6. $n < 0$ τότε $\int_{-\infty}^x \langle x - a \rangle^n dx = \langle x - a \rangle^{n+1}$
7. $n \geq 1$ τότε $\frac{d}{dx} \langle x - a \rangle^n = n \langle x - a \rangle^{n-1}$

Είδος φόρτισης	Σχήμα της φόρτισης	Ιδιόμορφη συνάρτηση
Συγκεντρωμένη ροπή		$q(x) = M \langle x - a \rangle^{-2}$
Συγκεντρωμένη δύναμη		$q(x) = P \langle x - a \rangle^{-1}$
Ευγενές φορτίο		$q(x) = w_0 \langle x - a \rangle^0$
Γραμμικό αυξανόμενο φορτίο		$q(x) = \frac{w_0}{b} \langle x - a \rangle^1$
Γραμμικά μειούμενο φορτίο		$q(x) = w_0 \langle x - a \rangle^0 - \frac{w_0}{b} \langle x - a \rangle^1$
Παρεμβολικά αυξανόμενο φορτίο		$q(x) = \langle x - a \rangle^2$

Παράδειγμα με Ιδιόμορφες



- Δεν εφαρμόζουμε τομές οπότε ελαχιστοποιούμε το κίνδυνο λάθους, όλα γίνονται σε ένα βήμα.
- Έχω 4 συγκεντρωμένες δυνάμεις.

Συγκεντρωμένη δύναμη		$q(x) = P \langle x - a \rangle^{-1}$
----------------------	--	---------------------------------------

- Υπολογίζω το $q(x)$

$$q(x) = R_1 \langle x - 0 \rangle^{-1} - P_1 \langle x - a \rangle^{-1} - P_2 \langle x - b \rangle^{-1} + R_2 \langle x - l \rangle^{-1}$$

- Ολοκληρώνω για να βρω τις διατμητικές δυνάμεις $Q(x) = V(x)$

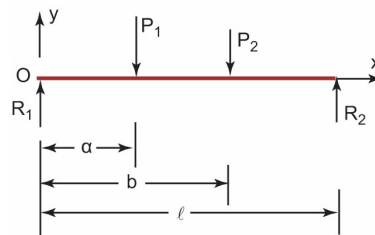
$$V(x) = \int_{-\infty}^x (R_1 \langle x - 0 \rangle^{-1} - P_1 \langle x - a \rangle^{-1} - P_2 \langle x - b \rangle^{-1} + R_2 \langle x - l \rangle^{-1}) dx$$

$$V(x) = R_1 \langle x \rangle^0 - P_1 \langle x - a \rangle^0 - P_2 \langle x - b \rangle^0 + R_2 \langle x - l \rangle^0$$

- Ολοκληρώνω ξανά για να βρω τις καμπτικές ροπές

$$M(x) = \int_{-\infty}^x V(x) dx = \int_{-\infty}^x (R_1 \langle x \rangle^0 - P_1 \langle x - a \rangle^0 - P_2 \langle x - b \rangle^0 + R_2 \langle x - l \rangle^0) dx$$

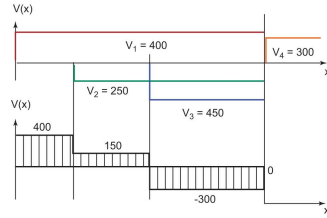
$$M(x) = R_1 \langle x \rangle^1 - P_1 \langle x - a \rangle^1 - P_2 \langle x - b \rangle^1 + R_2 \langle x - l \rangle^1$$



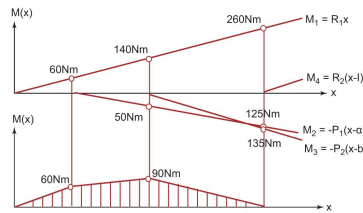
Παράδειγμα με Ιδιόμορφες



$$V(x) = R_1(x)^0 - P_1(x-a)^0 - P_2(x-b)^0 + R_2(x-l)^0$$



$$M(x) = R_1(x)^1 - P_1(x-a)^1 - P_2(x-b)^1 + R_2(x-l)^1$$



Στοιχεία Μηχανών - Διάλεξη 3

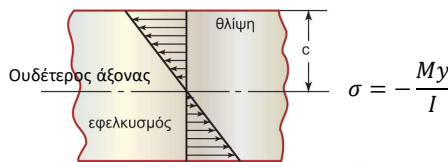
ΚΑΝΟΝΕΣ

- $n > 0$ και $(x-a) > 0$ τότε $f_n = (x-a)^n$
- $n > 0$ και $(x-a) < 0$ τότε $f_n = 0$
- $n < 0$ τότε $f_n = \begin{cases} 1, & x = a \\ 0, & x \neq a \end{cases}$
- $n = 0$ τότε $f_n = \begin{cases} 1, & x \geq a \\ 0, & x < a \end{cases}$
- $n \geq 0$ τότε $\int_{-\infty}^x (x-a)^n dx = \frac{(x-a)^{n+1}}{n+1}$
- $n < 0$ τότε $\int_{-\infty}^x (x-a)^n dx = (x-a)^{n+1}$
- $n \geq 1$ τότε $\frac{d}{dx} (x-a)^n = n(x-a)^{n-1}$

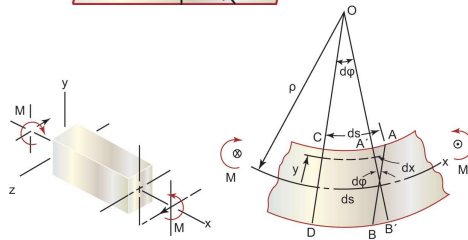
Καμπτικές τάσεις δοκού



$$\sigma_{max} = \frac{Mc}{I}$$



$$\sigma = -\frac{My}{I}$$



Στοιχεία Μηχανών - Διάλεξη 3

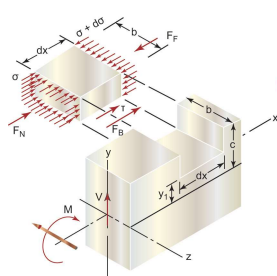
Ροπές αδράνειας επιφανειών, I

Shape	Area, A	Distances c_1 and c_2 to Outer Fibers	Moment of Inertia I About Centroidal Axis 1-1
1. Rectangle	bd	$c_1 = c_2 = \frac{d}{2}$	$\frac{bd^3}{12}$
2. Trapezoid	$\frac{(B+b)d}{2}$	$c_1 = \frac{b+2B}{3(b+B)}d$ $c_2 = \frac{2b+B}{3(b+B)}d$	$\frac{(B^2+4bB+b^2)d^3}{36(b+B)}$
3. Triangle	$\frac{bd}{2}$	$c_1 = \frac{2d}{3}$ $c_2 = \frac{d}{3}$	$\frac{bd^3}{36}$
4. Solid circle	$\frac{\pi D^2}{4}$	$c = \frac{D}{2}$	$\frac{\pi D^4}{64}$
5. Hollow circle	$\frac{\pi(D_o^2 - D_i^2)}{4}$	$c = \frac{D_o}{2}$	$\frac{\pi(D_o^4 - D_i^4)}{64}$

Συνδυασμός Κάμψης-Διάτμησης

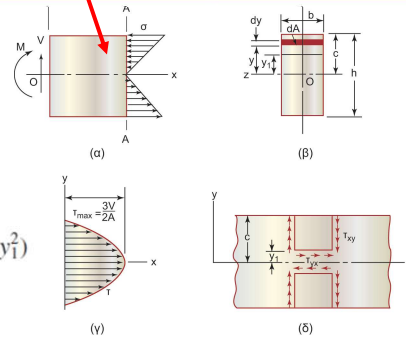


- Συνήθως έχουμε συνδυασμό κάμψης και διάτμησης
- Μεγιστοποιείται στον ουδέτερο άξονα, όπου οι καμπτικές και στρεπτικές τάσεις μηδενίζονται.



$$\tau = \frac{V}{2I}(c^2 - y_1^2)$$

Beam Shape	Formula	Beam Shape	Formula
Rectangular	$\tau_{max} = \frac{3V}{2A}$	Hollow, thin-walled round	$\tau_{max} = \frac{2V}{A}$
Circular	$\tau_{max} = \frac{4V}{3A}$	Structural I beam (thin-walled)	$\tau_{max} = \frac{V}{A_{web}}$

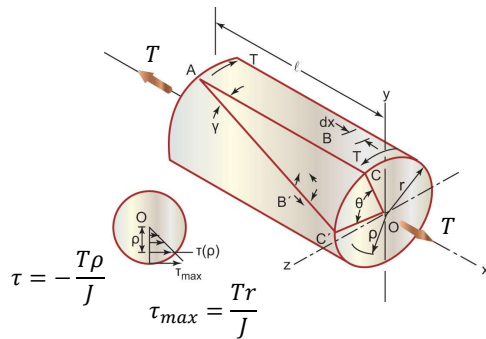


Στοιχεία Μηχανών - Διάλεξη 3

17

17

Στρέψη Δοκού



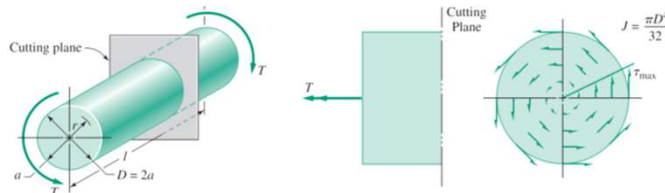
$$\tau = -\frac{T\rho}{J}$$

$$\tau_{max} = \frac{Tr}{J}$$

$$J = \frac{\pi D^4}{32}$$

$$J = \frac{\pi(D_o^4 - D_i^4)}{32}$$

$$\tau_{max} \approx \frac{T}{bc^2} \left(3 + \frac{1.8}{b/c} \right)$$



Στοιχεία Μηχανών - Διάλεξη 3

18

18

Κριτήρια Αστοχίας

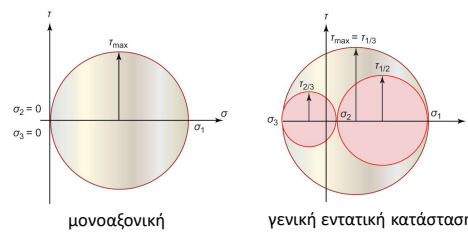
Αντοχή σε Στατική Φόρτιση

19

Μέγιστη Διατμητική Τάση

- Γνωστό και ως κριτήριο Tresca
- Εφαρμόζεται σε ΟΛΚΙΜΑ υλικά, και θεωρεί την μέγιστη διατμητική τάση ως επαρκές κριτήριο σύγκρισης
- Σε μονοαξονική $\tau_{\max} = \sigma_1/2$

Έχουμε επαρκή αντοχή όταν
 $\sigma_1 \leq S_y$ άρα $\tau_{\max} \leq S_y/2$



- Στην γενική εντατική κατάσταση οι κύριες τάσεις είναι

$$\sigma_1 > \sigma_2 > \sigma_3$$

και

$$\tau_{\max} = \tau_{1/3} = \frac{\sigma_1 - \sigma_3}{2}$$

άρα $\tau_{\max} \leq S_y/2$ ή $\sigma_1 - \sigma_3 \leq S_y$

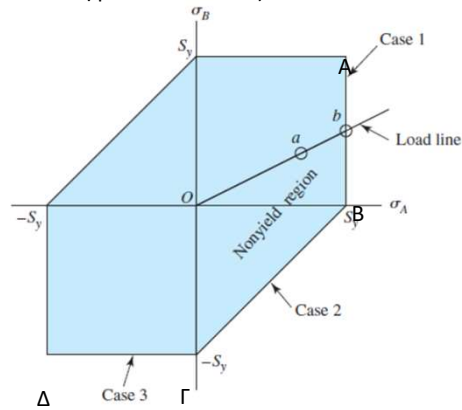
20

Μέγιστη Διατμητική Τάση



- Επίπεδη φόρτιση, δηλ μία κύρια τάση είναι ίση με 0 και οι άλλες δύο συμβολίζονται με σ_A και σ_B

1. $\sigma_A > \sigma_B > 0$.
Δεξιά από το AB έχουμε αστοχία
($\sigma_A > S_y$)
2. $\sigma_A > 0 > \sigma_B$.
Δεξιά από το ΒΓ έχουμε αστοχία
($\sigma_A - \sigma_B > S_y$)
3. $0 > \sigma_A > \sigma_B$. Κάτω από το ΓΔ
έχουμε αστοχία
($\sigma_B < -S_y$)



Έξω από το σκιαγραφημένο σχήμα έχουμε ΑΣΤΟΧΙΑ.

Συντελεστής ασφαλείας τυχαίας φόρτισης α

$$N = \frac{|b|}{|a|}$$

Στοιχεία Μηχανών - Διάλεξη 3

21

21

Μέγιστο Έργο Παραμόρφωσης



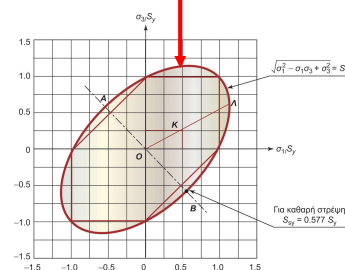
- Λέγεται και κριτήριο von Mises.
- Προβλέπει ότι το υλικό θα αστοχήσει σε διαρροή όταν η ενέργεια παραμόρφωσης ανά μονάδα όγκου ξεπεράσει την αντίστοιχη που παρατηρείται όταν το υλικό διαρρέει σε πείραμα εφελκυσμού.

$$\sigma' = \left[\frac{(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 + (\sigma_3 - \sigma_1)^2}{2} \right]^{1/2} \cong S_y \quad \text{ΑΣΤΟΧΙΑ έξω από την έλλειψη}$$

Τάση von Mises

- Για επίπεδη φόρτιση (εάν μία κύρια τάση είναι 0)

$$\sigma' = (\sigma_A^2 - \sigma_A \sigma_B + \sigma_B^2)^{1/2} \cong S_y$$



Στοιχεία Μηχανών - Διάλεξη 3

22

22

Μέγιστο Έργο Παραμόρφωσης



- Σε συντεταγμένες x, y, z

$$\sigma' = \frac{1}{\sqrt{2}} [(\sigma_x - \sigma_y)^2 + (\sigma_y - \sigma_z)^2 + (\sigma_z - \sigma_x)^2 + 6(\tau_{xy}^2 + \tau_{yz}^2 + \tau_{zx}^2)]^{1/2}$$

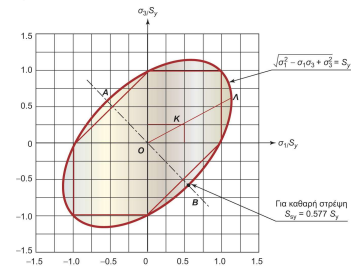
- Και στο επίπεδο

$$\sigma' = (\sigma_x^2 - \sigma_x \sigma_y + \sigma_y^2 + 3\tau_{xy}^2)^{1/2}$$

- Για καθαρή διάτμηση $\sigma_x = \sigma_y = 0$

$$\tau_{xy} = \frac{S_y}{\sqrt{3}} = 0.577 S_y$$

(το κριτήριο Tresca δίνει αστοχία στο 50% του S_y)



Στοιχεία Μηχανών - Διάλεξη 3

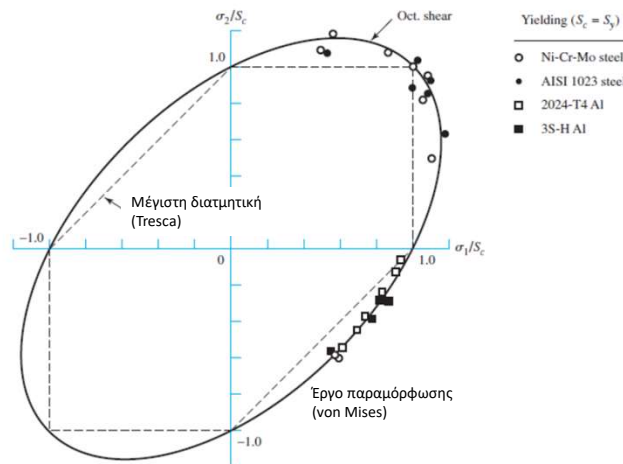
23

23

Σύγκριση Tresca-von Mises



- Το κριτήριο Tresca είναι πιο συντηρητικό από το von Mises.



Στοιχεία Μηχανών - Διάλεξη 3

24

24

Μέγιστη Ορθή Τάση



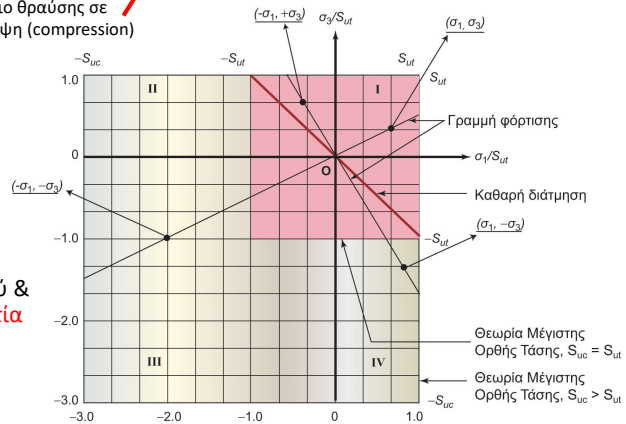
- Εφαρμόζεται κυρίως σε ΨΑΘΥΡΑ υλικά, οπότε χρησιμοποιείται το όριο θραύσης S_u

$$\max(\sigma_1, \sigma_3) \leq S_{ut} \text{ και } \max(|\sigma_1|, |\sigma_3|) \leq S_{uc}$$

Όριο θραύσης σε εφελκυσμό (tension)

Όριο θραύσης σε θλίψη (compression)

- Περιοχή I: εφελκυσμός
- Περιοχή III: θλίψη
- Περιοχές II & IV: συνδυασμός εφελκυσμού & θλίψης. **Χαμηλή αξιοπιστία του κριτηρίου**



Στοιχεία Μηχανών - Διάλεξη 3

25

Coulomb-Mohr



- Τροποποίηση του κριτηρίου ορθής τάσης για διόρθωση των περιοχών II & IV

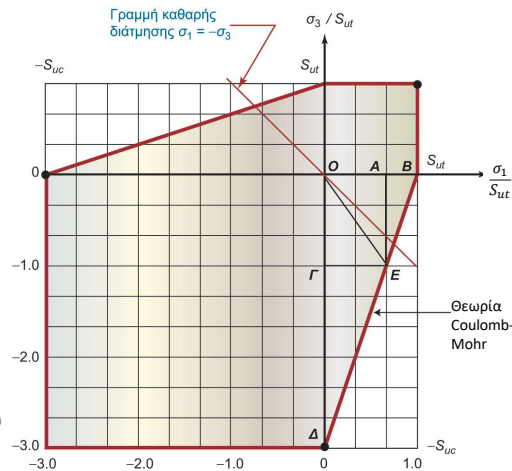
$$\sigma_1 > 0 > \sigma_3 \text{ (Τεταρτημόριο IV)}$$

$$\frac{\sigma_1}{S_{ut}} - \frac{\sigma_3}{S_{uc}} \leq 1$$

ή με χρήση συντελεστή ασφαλείας N

$$\frac{\sigma_1}{S_{ut}} - \frac{\sigma_3}{S_{uc}} \leq \frac{1}{N}$$

- Έτσι στις περιοχές II & IV έχουμε τις γραμμές υπό κλίση που ορίζει η παραπάνω σχέση
- ΑΣΤΟΧΙΑ** έχουμε έξω από τα όρια του σκιαγραφημένου πολυγώνου



Στοιχεία Μηχανών - Διάλεξη 3

26

26

Coulomb-Mohr



- Τροποποίηση του κριτηρίου ορθής τάσης για διόρθωση των περιοχών II & IV
 $\sigma_1 > 0 > \sigma_3$ (Τεταρτημόριο IV)

$$\frac{\sigma_1}{S_{ut}} - \frac{\sigma_3}{S_{uc}} \leq 1$$

ή με χρήση συντελεστή ασφαλείας N

$$\frac{\sigma_1}{S_{ut}} - \frac{\sigma_3}{S_{uc}} \leq \frac{1}{N}$$

- Έτσι στις περιοχές II & IV έχουμε τις γραμμές υπό κλίση που ορίζει η παραπάνω σχέση
- ΑΣΤΟΧΙΑ έχουμε έξω από τα όρια του σκιαγραφημένου πολυγώνου

Στο βιβλίο του Παπαδόπουλου ο τύπος αυτός είναι

$$\frac{\sigma_1}{S_{ut}} + \frac{\sigma_3}{S_{uc}} \leq \frac{1}{N}$$

Επισημαίνει ότι χρησιμοποιεί τις απόλυτες τιμές της τάσης!!!

27

Τροποποιημένη Coulomb-Mohr



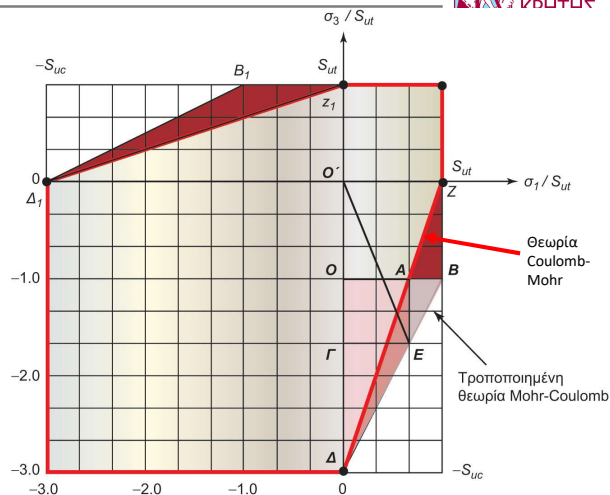
$\sigma_1 > 0 > \sigma_3$
 Τεταρτημόριο IV

θετική αρνητική

$$\frac{\sigma_1}{S_{ut}} - \frac{\sigma_3}{S_{uc} - S_{ut}} \leq \frac{\lambda}{N}$$

όπου

$$\lambda = \frac{S_{uc}}{S_{uc} - S_{ut}}$$

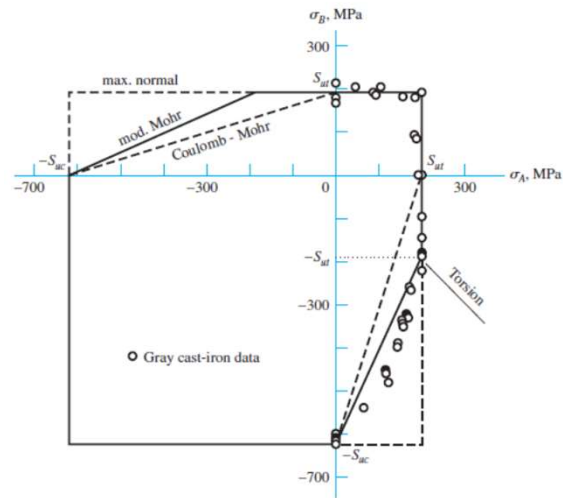


28

Δοκίμα σιδήρου



- Η τροποποίηση της Coulomb-Mohr υποστηρίζεται από πειραματικά δεδομένα



Στοιχεία Μηχανών -

29

29



Ερωτήσεις?

Στοιχεία Μηχανών - Διάλεξη 3

30

30

Στοιχεία Μηχανών

Ασκήσεις

Ανάλυση Τάσεων-Παραμορφώσεων Κριτήρια Στατικής Αστοχίας

Παναγιώτης Αλευράς
(palevras@tuc.gr)

1

Άσκηση 1

- Εφαρμογή κριτηρίων von Mises, Tresca
- Χρήση γραφικής μεθόδου για τον υπολογισμό συντελεστή ασφαλείας

(α) Μία ολκιμη χαλύβδινη δοκός έχει όριο διαρροής $S_y=350$ MPa. Χρησιμοποιήστε τα κριτήρια μέγιστης διατμητικής (Tresca) και έργου παραμόρφωσης (von Mises) για να προσδιορίσετε τον συντελεστή ασφαλείας για τις παρακάτω εντατικές καταστάσεις

i. $\sigma_x = 100$ MPa, $\sigma_y = 50$ MPa

ii. $\sigma_x = -50$ MPa, $\sigma_y = -75$ MPa, $\tau_{xy} = -50$ MPa

(β) Σχεδιάστε την όριο αστοχίας σε διάγραμμα κύριων τάσεων και τη γραμμή φόρτισης των παραπάνω περιπτώσεων. Υπολογίστε γραφικά τον συντελεστή ασφαλείας.

2

Άσκηση 1 (Λύση)



(α)i. Έχουμε μόνο δύο ορθές τάσεις, $\sigma_x = 100 \text{ MPa}$, $\sigma_y = 50 \text{ MPa}$, άρα:

- Η τρίτη ορθή είναι μηδέν, οπότε έχουμε επίπεδη εντατική κατάσταση
- Έχουμε μηδενικές διατμητικές, οπότε οι δοσμένες τάσεις είναι οι κύριες τάσεις

$$\sigma_1 = 100 \text{ MPa}, \sigma_2 = 50 \text{ MPa}, \sigma_3 = 0$$

$$\text{Tresca} \quad \sigma_1 - \sigma_3 \leq \frac{S_y}{N} \Rightarrow 100 - 0 \leq \frac{350}{N} \Rightarrow N \leq 3.5$$

$$\text{Άρα} \quad N = 3.5$$

$$\text{von Mises} \quad \sigma' = \left[\frac{(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 + (\sigma_3 - \sigma_1)^2}{2} \right]^{1/2}$$

$$\sigma' = \left[\frac{(100 - 50)^2 + (50 - 0)^2 + (0 - 100)^2}{2} \right]^{1/2} \leq \frac{S_y}{N}$$

$$86.6 \leq \frac{350}{N} \Rightarrow N \leq 4 \quad \text{Άρα} \quad N = 4$$

3

Άσκηση 1 (Λύση)



(α)ii. Έχουμε ορθές και διατμητικές τάσεις, $\sigma_x = -50 \text{ MPa}$, $\sigma_y = -75 \text{ MPa}$, $\tau_{xy} = -50 \text{ MPa}$, άρα:

- Η τρίτη ορθή είναι μηδέν, οπότε έχουμε επίπεδη εντατική κατάσταση
- Πρέπει να υπολογίσουμε τις κύριες τάσεις.

$$\sigma_{1,2} = \frac{\sigma_x + \sigma_y}{2} \pm \sqrt{\left(\frac{\sigma_x - \sigma_y}{2}\right)^2 + \tau_{xy}^2}$$

$$\sigma_{1,2} = \frac{-50 - 75}{2} \pm \sqrt{\left(\frac{-50 + 75}{2}\right)^2 + (-50)^2}$$

$$\sigma_1 = -11 \text{ MPa} \quad \text{και} \quad \sigma_2 = -114 \text{ MPa}$$

Γράφουμε τις κύριες τάσεις σε φθίνουσα σειρά χωρίς να ξεχνάμε την τρίτη που είναι 0!!

$$\sigma_1 = 0 \text{ MPa}, \sigma_2 = -11 \text{ MPa}, \sigma_3 = -114 \text{ MPa}$$

4

Άσκηση 1 (Λύση)



(α)ii.

$$\text{Tresca} \quad \sigma_1 - \sigma_3 \leq \frac{S_y}{N} \Rightarrow 0 - (-114) \leq \frac{350}{N} \Rightarrow N \leq 3.07$$

$$\text{Άρα} \quad N = 3.07$$

$$\text{von Mises} \quad \sigma' = \left[\frac{(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 + (\sigma_3 - \sigma_1)^2}{2} \right]^{1/2}$$

$$\sigma' = \left[\frac{(0 + 11)^2 + (-11 + 114)^2 + (-114 - 0)^2}{2} \right]^{1/2} \leq \frac{S_y}{N}$$

$$108.9 \leq \frac{350}{N} \Rightarrow N \leq 3.21 \quad \text{Άρα} \quad N = 3.21$$

Εναλλακτικά μπορούμε να χρησιμοποιήσουμε τον τύπο: $\sigma' = [\sigma_x^2 - \sigma_x\sigma_y + \sigma_y^2 + 3\tau_{xy}]^{1/2}$

Στοιχεία Μηχανών - Διάλεξη 3

5

5

Άσκηση 1 (Λύση)



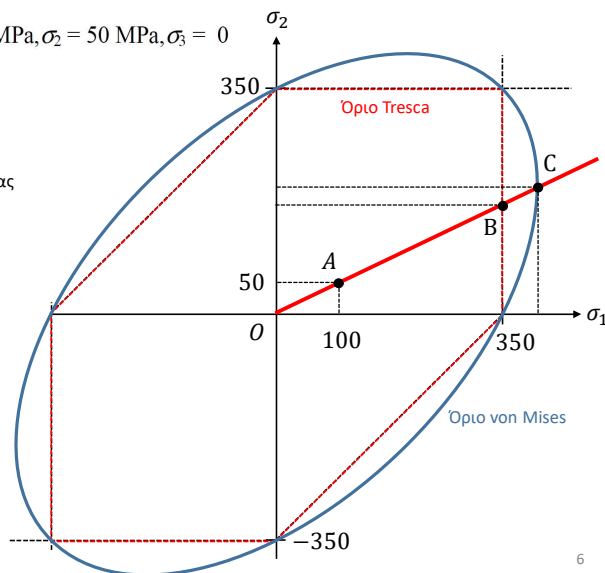
(β)i. $\sigma_1 = 100 \text{ MPa}, \sigma_2 = 50 \text{ MPa}, \sigma_3 = 0$

- 1) Εντοπίζουμε τα σημεία S_y στους άξονες
- 2) Ενώνουμε με γραμμές, και σχεδιάζουμε τις συμμετρικές
- 3) Το πολύγωνο που περικλείεται μας δίνει το όριο αστοχίας κατά Tresca
- 4) Σχεδιάζουμε έλλειψη που να περνάει από τις κορυφές του πολυγώνου.
- 5) Η έλλειψη μας δίνει το όριο αστοχίας κατά von Mises.
- 6) Σημειώνουμε το σημείο που αντιστοιχεί στην φόρτιση
- 7) Σχεδιάζουμε γραμμή από το O_A έως και τα όρια αστοχίας.

$$8) \quad N = \frac{|OB|}{|OA|} \text{ (Tresca)}$$

$$N = \frac{|OC|}{|OA|} \text{ (von Mises)}$$

Στοιχεία Μηχανών - Διάλεξη 3



6

6

Άσκηση 2

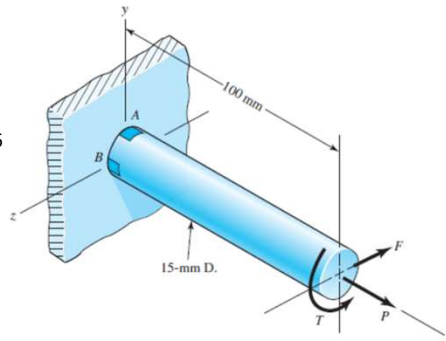


- Υπολογισμός τάσεων υπό κάμψη, στρέψη & διάτμηση
- Εφαρμογή κριτηρίου von Mises
- Υπολογισμός συντελεστή ασφαλείας

Η πακτωμένη δοκός του σχήματος υπόκειται σε στρεπτική ροπή $T=25 \text{ Nm}$, εφελκυστική δύναμη $P=4 \text{ kN}$, και διάτμηση υπό την $F=0.55 \text{ kN}$. Το υλικό της δοκού είναι χάλυβας AISI 1006 με όριο διαρροής $S_y=280 \text{ MPa}$.

Υπολογίστε τον συντελεστή ασφαλείας σύμφωνα με το κριτήριο έργου παραμόρφωσης – von Mises.

TIP: χρησιμοποιήστε τα επιφανειακά στοιχεία A και B για τους υπολογισμούς των τάσεων



Στοιχεία Μηχανών - Διάλεξη 3

7

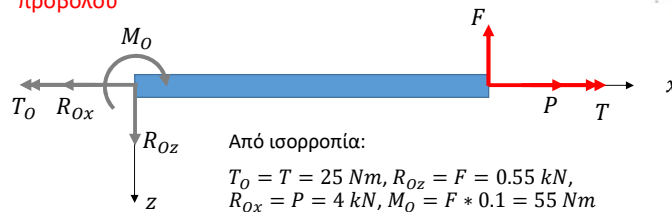
7

Άσκηση 2 (Λύση)



Γιατί τα στοιχεία A και B που επιλέγουμε είναι ακριβώς δίπλα στην πάκτωση?

Γιατί η φόρτιση παίρνει τη μέγιστη τιμή της στη στήριξη του προβόλου



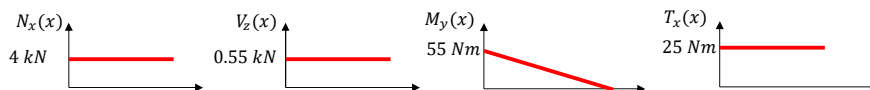
$$N_x(x) = R_{Ox}$$

$$V_z(x) = R_{Oz}$$

$$M_y(x) = M_O - R_{Oz}x$$

$$M_y(x) = 55 - 550x$$

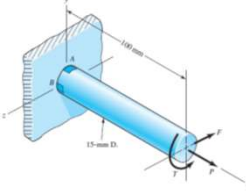
$$T_x(x) = T_O$$



Στοιχεία Μηχανών - Διάλεξη 3

8

8



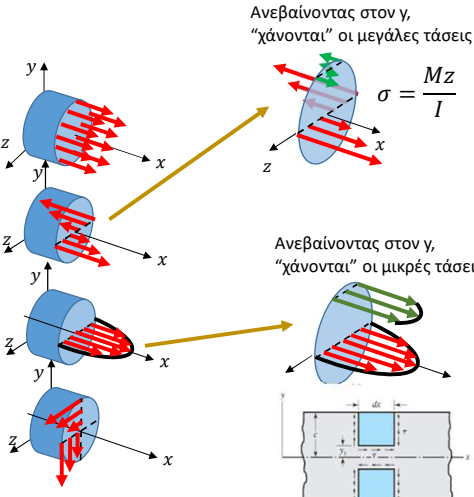
Γιατί να χρησιμοποιήσουμε δυο στοιχεία A και B και όχι μόνο ένα πχ το A?

Γιατί έχουμε σύνθετη καταπόνηση σε πολλά επίπεδα!! Αυτό θα εξαρτάται από την εκάστοτε φόρτιση, τα είδη της και τις κατευθύνσεις.

ΦΟΡΤΙΣΗ	ΤΥΠΟΣ - ΚΑΤΕΥΘΥΝΣΗ ΤΑΣΗΣ
Εφελκυσμός P	Ορθές κατά τον x
Κάμψη F	Ορθές - Επίπεδο xz
Διάτμηση F	Διατμητικές – Επίπεδα xz & yz
Στρέψη T	Διατμητικές - Επίπεδο yz


Ανεβαίνοντας στον y, "χάνονται" οι μεγάλες τάσεις $\sigma = \frac{Mz}{I}$

Ανεβαίνοντας στον y, "χάνονται" οι μικρές τάσεις

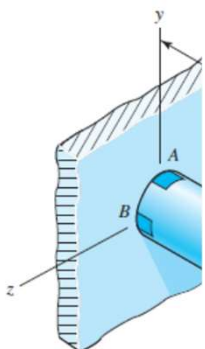
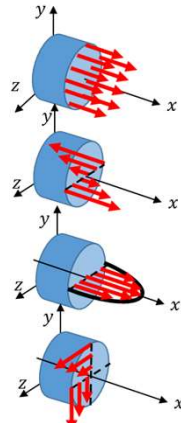


9

Άσκηση 2 (Λύση)



Ψάχνουμε τα σημεία της διατομής που δέχονται την μεγαλύτερη τάση

ΦΟΡΤΙΣΗ	ΣΤΟ A	ΣΤΟ B
Εφελκυσμός P	ΝΑΙ	ΝΑΙ
Κάμψη F	ΟΧΙ	ΝΑΙ
Διάτμηση F	ΝΑΙ	ΟΧΙ
Στρέψη T	ΝΑΙ	ΝΑΙ

Στοιχεία Μηχανών - Διάλεξη 3
10

10

Άσκηση 2 (Λύση)



Ψάχνουμε τα σημεία της διατομής που δέχονται την μεγαλύτερη τάση

ΦΟΡΤΙΣΗ	ΣΤΟ Α	ΣΤΟ Β
Εφελκυσμός P	ΝΑΙ	ΝΑΙ
Κάμψη F	ΟΧΙ	ΝΑΙ
Διάτμηση F	ΝΑΙ	ΟΧΙ
Στρέψη T	ΝΑΙ	ΝΑΙ

Για το Α

$$\sigma_x = \frac{4P}{\pi d^2} = \frac{4 \cdot 4000}{\pi \cdot 0.015^2} = 22.6 \text{ MPa}$$

$$\tau_{xy} = \frac{16T}{\pi d^3} + \frac{4V}{3A} = \frac{16 \cdot 25}{\pi \cdot 0.015^3} + \frac{4 \cdot 550}{3(\pi \cdot 0.015^3 / 4)} = 41.9 \text{ MPa}$$

Υπολογισμός τάσης von Mises

$$\sigma' = [22.6^2 + 3 \cdot 41.9^2]^{1/2} = 76 \text{ MPa}$$

Άρα $N = S_y / \sigma' = 280 / 76 \Rightarrow N = 3.68$

Για το Β

$$\sigma_x = \frac{32Fl}{\pi d^3} + \frac{4P}{\pi d^2} = \frac{32 \cdot 550 \cdot 0.1}{\pi \cdot 0.015^3} + \frac{4 \cdot 4000}{\pi \cdot 0.015^2} = 189 \text{ MPa}$$

Υπολογισμός τάσης von Mises

$$\sigma' = [189^2 + 3 \cdot 37.7^2]^{1/2} = 200 \text{ MPa}$$

$$\tau_{xy} = \frac{16T}{\pi d^3} = \frac{16 \cdot 25}{\pi \cdot 0.015^3} = 37.7 \text{ MPa}$$

Άρα $N = S_y / \sigma' = 280 / 200 \Rightarrow N = 1.4$

Στοιχεία Μηχανών - Διάλεξη 3

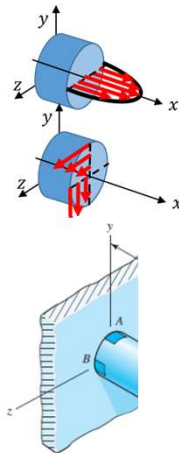
11

11

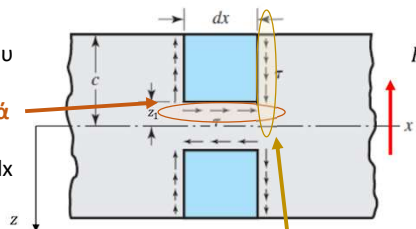
Άσκηση 2 (Λύση)



ΠΑΡΑΤΗΡΗΣΗ 1: Γιατί αθροίζουμε τις διατμητικές από τη στρέψη και τη διάτμηση στο Α?



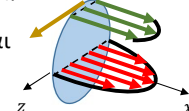
Οι τάσεις από διάτμηση που σχεδιάσαμε εφαρμόζονται στη **κάτω οριζόντια πλευρά** του κομματιού dx και είναι **σταθερές** κατά μήκος του dx



Επίσης, συνυπάρχουν οι τάσεις στην **δεξιά κάθετη πλευρά** του κομματιού dx και **μειώνονται** κατά μήκος του z . Οι οριζόντιες και κάθετες διατμητικές είναι ίσες στις κορυφές όπου $z = z_1$.

σημείο Α

Στο σημείο Α, αυτές οι «**κάθετες**» διατμητικές είναι συγγραμμικές με τις στρεπτικές διατμητικές!!!



Στοιχεία Μηχανών - Διάλεξη 3

12

12

Άσκηση 3



- Υπολογισμός τάσεων υπό σύνθετη κάμψη και στρέψη
- Εφαρμογή κριτηρίων von Mises και Tresca.
- Υπολογισμός αντοχής με δεδομένο συντελεστή ασφαλείας

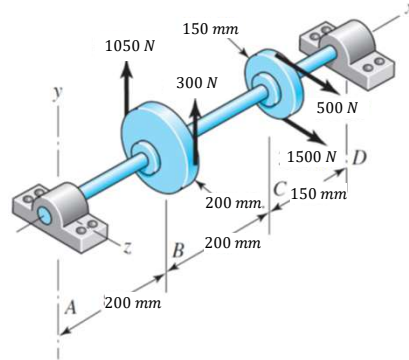
Ο άξονας του σχήματος είναι από AISI 1035 CD χάλυβα, στηρίζεται στα έδρανα A και D και φέρει τροχαλίες στα B και C, με τις δυνάμεις που φαίνονται να ασκούνται από τους ιμάντες.

Υπολογίστε την απαιτούμενη διάμετρο άξονα d , με συντελεστή ασφαλείας 2 σύμφωνα με

(α) το κριτήριο μέγιστης διατμητικής τάσης – Tresca.

(β) το κριτήριο έργου παραμόρφωσης – von Mises.

Θεωρείστε μόνο κάμψη και στρέψη (αγνοήστε την διάτμηση).



Στοιχεία Μηχανών - Διάλεξη 3

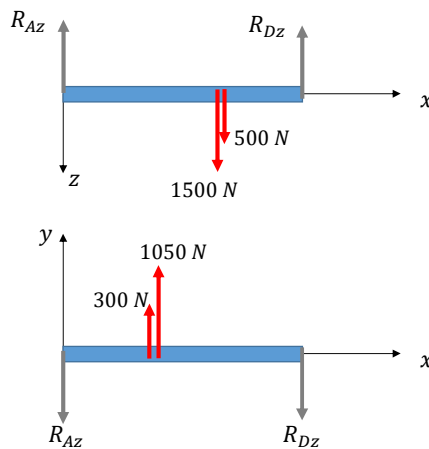
13

13

Άσκηση 3 (Λύση)



Πρώτο βήμα ο υπολογισμός των αντιδράσεων στήριξης. Ποιες δυνάμεις υπάρχουν στις αντιδράσεις των εδράνων A και D?



Στοιχεία Μηχανών - Διάλεξη 3

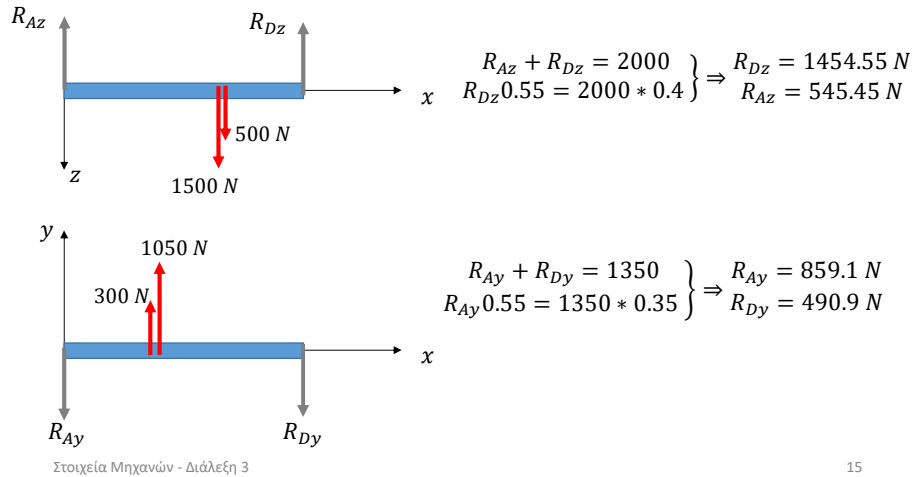
14

14

Άσκηση 3 (Λύση)



Πρώτο βήμα ο υπολογισμός των αντιδράσεων στήριξης. Ποιες δυνάμεις υπάρχουν στις αντιδράσεις των εδράνων A και D?



15

Άσκηση 3 (Λύση)



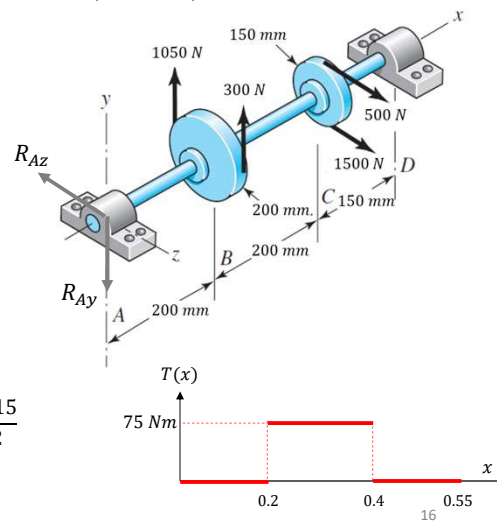
Δεύτερο βήμα τα διαγράμματα καμπτικών και στρεπτικών ροπών.

1) ΣΤΡΕΨΗ

Τμήμα AB Κοιτώντας από αριστερά
 $T = 0$

Τμήμα BC $T = (1050 - 300) \frac{0.2}{2}$
 $T = 75 \text{ Nm}$

Τμήμα CD
 $T = (1050 - 300) \frac{0.2}{2} + (500 - 1500) \frac{0.15}{2}$
 $T = 0 \text{ Nm}$



16

Άσκηση 3 (Λύση)



Δεύτερο βήμα τα διαγράμματα καμπτικών και στρεπτικών ροπών.

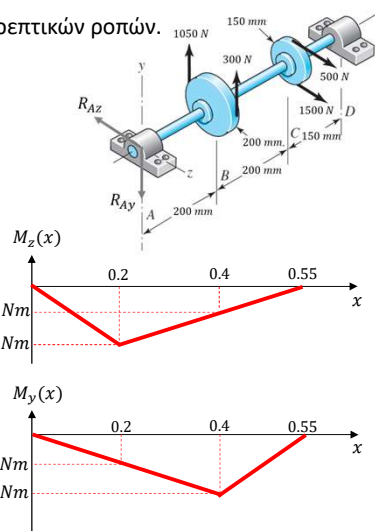
II) Κάμψη Σε ποιο(α) επίπεδο(α) ασκείται?

1. Η τροχαλία Β κάμπτει τον άξονα στο xy , ροπή κατά τον z .

$$\begin{aligned} AB: M_z(x) &= -R_{Ay} x = -859.1x \\ BC: M_z(x) &= -859.1x + 1350(x - 0.2) \\ CD: M_z(x) &= -859.1x + 1350(x - 0.2) \end{aligned}$$

2. Η τροχαλία C κάμπτει στο xz , ροπή κατά τον y .

$$\begin{aligned} AB: M_y(x) &= -R_{Az} x = -545.45x \\ BC: M_y(x) &= -545.45x \\ CD: M_y(x) &= -545.45x + 2000(x - 0.4) \end{aligned}$$



Στοιχεία Μηχανών - Διάλεξη 3

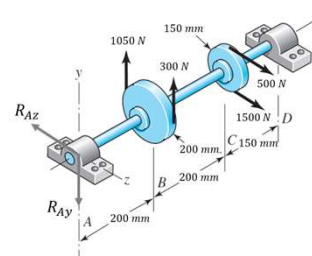
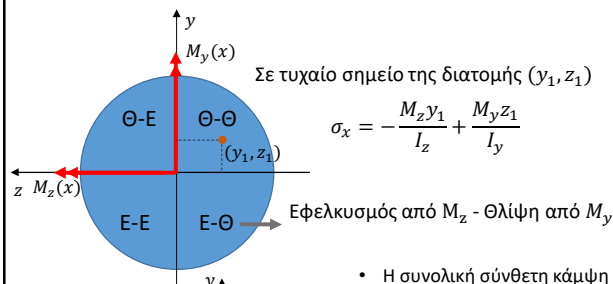
17

17

Άσκηση 3 (Λύση)



Σύνθετη κάμψη διατομής



Στοιχεία Μηχανών - Διάλεξη 3

- Η συνολική σύνθετη κάμψη εφαρμόζεται από ροπή $M(x) = \sqrt{M_y^2(x) + M_z^2(x)}$ που δεν συμπίπτει με τους άξονες y, z .
- Η κατεύθυνση του διανύσματος της ροπής $M(x)$ δεν είναι σταθερή κατά μήκος του x , αλλά εξαρτάται από το μέγεθος των M_y, M_z στην εκάστοτε διατομή x .
- Το προφίλ των ορθών τάσεων είναι ίδιο με της απλής κάμψης, αλλά μεταβάλλεται κατά άξονα περιστραμμένο σε σχέση με τους y, z κάθετο στο διάνυσμα της σύνθετης ροπής $M(x)$ που κάμπτει την διατομή x .
- Μέγιστη τάση πάλι στην εξωτερική επιφάνεια του άξονα.

18

18

Άσκηση 3 (Λύση)



Δεύτερο βήμα τα διαγράμματα καμπτικών και στρεπτικών ροπών.

II) Κάμψη

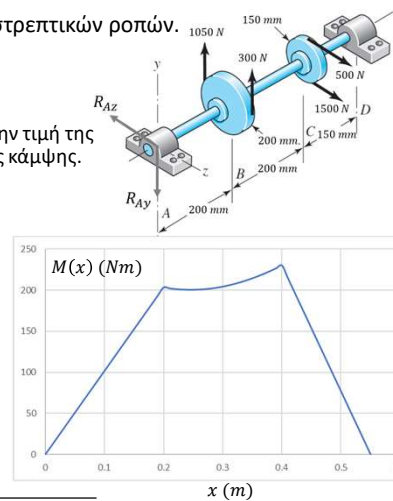
Έχουμε σύνθετη κάμψη από την $M(x)$, πρέπει να βρούμε την τιμή της σε κάθε x , για να σχεδιάσουμε το διάγραμμα της σύνθετης κάμψης.

$$M(x) = \sqrt{M_y^2(x) + M_z^2(x)}$$

$$\text{AB: } M(x) = \sqrt{M_z^2 + M_y^2} = \sqrt{(-859.1x)^2 + (-545.45x)^2} \cong 1017x$$

$$\text{BC: } M(x) = \sqrt{(-859.1x + 1350(x - 0.2))^2 + (-545.45x)^2}$$

$$\text{CD: } M(x) = \sqrt{(-859.1x + 1350(x - 0.2))^2 + (-545.45x + 2000(x - 0.4))^2}$$



Στοιχεία Μηχανών - Διάλεξη 3

19

19

Άσκηση 3 (Λύση)



Δεύτερο βήμα τα διαγράμματα καμπτικών και στρεπτικών ροπών.

II) Κάμψη

Εναλλακτικά, μπορούμε να υπολογίσουμε την ροπή $M(x)$ στα σημεία B και C, αφού εκεί περιμένουμε ότι θα είναι οι μέγιστες ροπές.

$$M(B) = \sqrt{M_y^2(0.2) + M_z^2(0.2)} = \sqrt{109.09^2 + 171.8^2}$$

$$M(0.2) = 203.53 \text{ Nm}$$

$$M(C) = \sqrt{M_y^2(0.4) + M_z^2(0.4)} = \sqrt{218.18^2 + 73.64^2}$$

$$M(0.4) = 230.27 \text{ Nm}$$

Ποιο σημείο θα χρησιμοποιήσουμε για τους υπολογισμούς της αντοχής?

Το C, αφού $M(x = C) > M(x = B)$

Στοιχεία Μηχανών - Διάλεξη 3

20

20

Άσκηση 3 (Λύση)



Τρίτο βήμα ο υπολογισμός των τάσεων στην ΕΠΙΚΙΝΔΥΝΗ ΔΙΑΤΟΜΗ, η οποία βρίσκεται στο C, $x=0.4\text{m}$

1) Ορθές τάσεις από Κάμψη

Μέγιστη τάση στην εξωτερική επιφάνεια του άξονα

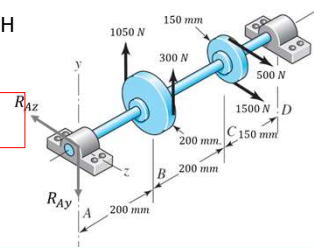
$$\sigma_{x,max} = \frac{M(d/2)}{I} = \frac{203.27(d/2)}{(\pi d^4/64)}$$

$$\sigma_{x,max} = 2070.5/d^3$$

2) Διατμητικές τάσεις από Στρέψη

$$\tau_{max} = \frac{Tr}{J} = \frac{75(d/2)}{(\pi d^4/32)} = 382/d^3$$

$$J = \frac{\pi D^4}{32}$$



Shape	Area, A	Distances c_1 and c_2 to Outer Fibers	Moment of Inertia I About Centroidal Axis 1-1
4. Solid circle	$\frac{\pi D^2}{4}$	$c = \frac{D}{2}$	$\frac{\pi D^4}{64}$

Στοιχεία Μηχανών - Διάλεξη 3

21

21

Άσκηση 3 (Λύση)



Τέταρτο βήμα η εφαρμογή των κριτηρίων αστοχίας

1) Μέγιστη Διατμητική Τάση – Tresca

$$\tau_{Tresca} = \sqrt{\left(\frac{\sigma_{x,max}}{2}\right)^2 + \tau_{max}^2} = \sqrt{\left(\frac{2070.5}{2d^3}\right)^2 + \left(\frac{382}{d^3}\right)^2}$$

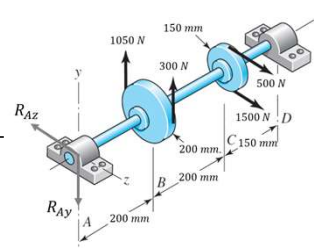
$$\tau_{Tresca} = \frac{1103.5}{d^3}$$

$$\tau_{Tresca} \leq \frac{S_y}{2N} \Rightarrow \frac{1103.5}{d^3} \leq \frac{S_y}{2N} \Rightarrow d^3 \geq \frac{2207N}{S_y}$$

Συντελεστής ασφαλείας δίνεται **N=2**

Για AISI 1035 CD χάλυβα, $S_y = 460 \text{ MPa} = 460 \cdot 10^{-6} \text{ N/m}^2$

Άρα $d \geq 21.25 \text{ mm}$ κατά Tresca



$$\sigma_{x,max} = 2070.5/d^3$$

$$\tau_{max} = 382/d^3$$

Στοιχεία Μηχανών - Διάλεξη 3

22

22

Άσκηση 3 (Λύση)



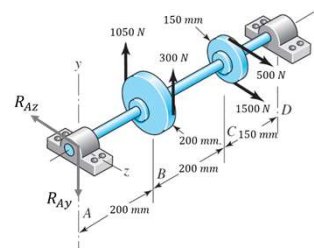
Τέταρτο βήμα η εφαρμογή των κριτηρίων αστοχίας

2) Έργο Παραμόρφωσης – von Mises

$$\sigma' = \sqrt{\sigma_{x,max}^2 + 3\tau_{max}^2} = \sqrt{\left(\frac{2070.5}{d^3}\right)^2 + 3\left(\frac{382}{d^3}\right)^2}$$

$$\sigma' = \frac{2173.6}{d^3}$$

$$\sigma' \leq \frac{S_y}{N} \Rightarrow \frac{2173.6}{d^3} \leq \frac{S_y}{N} \Rightarrow d^3 \geq \frac{2173.6N}{S_y}$$



$$\sigma_{x,max} = 2070.5/d^3$$

$$\tau_{max} = 382/d^3$$

Συντελεστής ασφαλείας δίνεται **N=2**

Για AISI 1035 CD χάλυβα, $S_y = 460 \text{ MPa} = 460 \cdot 10^{-6} \text{ N/m}^2$

$$\text{Άρα } d \geq 21.14 \text{ mm κατά von Mises}$$

Στοιχεία Μηχανών - Διάλεξη 3

23

23

Άσκηση 4



- Εφαρμογή κριτηρίων Coulomb-Mohr (CM) και Τροποποιημένης Coulomb-Mohr (MCM)

(α) Ένα ψαθυρό υλικό έχει όρια θραύσης $S_{ut}=200 \text{ MPa}$ και $S_{uc}=600 \text{ MPa}$. Χρησιμοποιήστε τα κριτήρια CM και MCM για να προσδιορίσετε τον συντελεστή ασφαλείας για τις παρακάτω εντατικές καταστάσεις

- $\sigma_x = 100 \text{ MPa}, \sigma_y = -100 \text{ MPa}$
- $\sigma_x = -100 \text{ MPa}, \sigma_y = 60 \text{ MPa}, \tau_{xy} = -100 \text{ MPa}$

(β) Σχεδιάστε το όριο αστοχίας σε διάγραμμα κύριων τάσεων και τη γραμμή φόρτισης των παραπάνω περιπτώσεων. Υπολογίστε γραφικά τον συντελεστή ασφαλείας.

Στοιχεία Μηχανών - Διάλεξη 3

24

24

Άσκηση 4 (Λύση)



- (α)i. Έχουμε μόνο δύο ορθές τάσεις, $\sigma_x = 100 \text{ MPa}$, $\sigma_y = -100 \text{ MPa}$, άρα:
- Η τρίτη ορθή είναι μηδέν, οπότε έχουμε επίπεδη εντατική κατάσταση
 - Έχουμε μηδενικές διατμητικές, οπότε οι δοσμένες τάσεις είναι οι κύριες τάσεις
- $$\sigma_1 = 100 \text{ MPa}, \sigma_2 = 0 \text{ MPa}, \sigma_3 = -100 \text{ MPa}$$

CM Σε ποιο τεταρτημόριο είμαστε? **IV**

$$\frac{\sigma_1}{S_{ut}} - \frac{\sigma_3}{S_{uc}} \leq \frac{1}{N} \Rightarrow \frac{100}{200} + \frac{100}{600} \leq \frac{1}{N} \Rightarrow N \leq 1.5 \quad \text{Άρα } N = 1.5$$

MCM Πάλι ελέγχουμε το τεταρτημόριο... $\lambda = \frac{S_{uc}}{S_{uc} - S_{ut}} = \frac{600}{600 - 200} = 1.5$

$$\frac{\sigma_1}{S_{ut}} - \frac{\sigma_3}{S_{uc} - S_{ut}} \leq \frac{\lambda}{N} \Rightarrow \frac{100}{200} + \frac{100}{600 - 200} \leq \frac{1.5}{N} \Rightarrow \frac{3}{4} \leq \frac{1.5}{N} \Rightarrow N \leq 2$$

Άρα **$N = 2$**

25

Άσκηση 4 (Λύση)



- (α)ii. Έχουμε ορθές και διατμητικές τάσεις, $\sigma_x = -100 \text{ MPa}$, $\sigma_y = -60 \text{ MPa}$, $\tau_{xy} = -100 \text{ MPa}$, άρα:
- Η τρίτη ορθή είναι μηδέν, οπότε έχουμε επίπεδη εντατική κατάσταση
 - Πρέπει να υπολογίσουμε τις κύριες τάσεις.

$$\sigma_1, \sigma_2 = \frac{\sigma_x + \sigma_y}{2} \pm \sqrt{\left(\frac{\sigma_x - \sigma_y}{2}\right)^2 + \tau_{xy}^2}$$

$$\sigma_1, \sigma_2 = \frac{-100 - 60}{2} \pm \sqrt{\left(\frac{-100 + 60}{2}\right)^2 + (-100)^2}$$

$$\sigma_1 = 21.98 \text{ MPa} \quad \text{και} \quad \sigma_2 = -181.98 \text{ MPa}$$

Γράφουμε τις κύριες τάσεις σε φθίνουσα σειρά χωρίς να ξεχνάμε την τρίτη που είναι 0!!

$$\sigma_1 = 21.98 \text{ MPa}, \sigma_2 = 0 \text{ MPa}, \sigma_3 = -181.98 \text{ MPa}$$

26

Άσκηση 4 (Λύση)



(α)ii. $\sigma_1 = 21.98 \text{ MPa}, \sigma_2 = 0 \text{ MPa}, \sigma_3 = -181.98 \text{ MPa}$

CM Σε ποιο τεταρτημόριο είμαστε? **IV**

$$\frac{\sigma_1}{S_{ut}} - \frac{\sigma_3}{S_{uc}} \leq \frac{1}{N} \Rightarrow \frac{21.98}{200} + \frac{181.98}{600} \leq \frac{1}{N} \Rightarrow N \leq 2.42 \text{ Άρα } N = 2.42$$

MCM Πάλι ελέγχουμε το τεταρτημόριο... $\lambda = \frac{S_{uc}}{S_{uc} - S_{ut}} = \frac{600}{600 - 200} = 1.5$

$$\frac{\sigma_1}{S_{ut}} - \frac{\sigma_3}{S_{uc} - S_{ut}} \leq \frac{\lambda}{N} \Rightarrow \frac{21.98}{200} + \frac{181.98}{600 - 200} \leq \frac{1.5}{N} \Rightarrow N \leq 2.66$$

Άρα **$N = 2.66$**

27

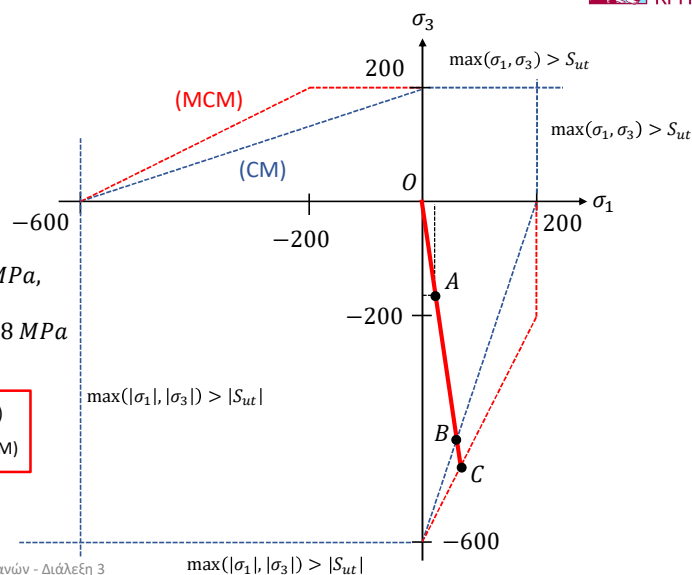
Άσκηση 4 (Λύση)



(β)ii.

$$\begin{aligned} \sigma_1 &= 21.98 \text{ MPa}, \\ \sigma_2 &= 0 \text{ MPa}, \\ \sigma_3 &= -181.98 \text{ MPa} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} N &= \frac{|OB|}{|OA|} \text{ (CM)} \\ N &= \frac{|OC|}{|OA|} \text{ (MCM)} \end{aligned}$$



28

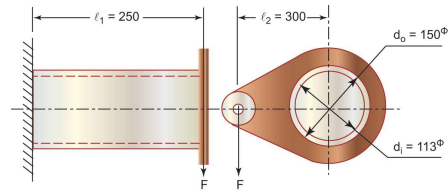
Άσκηση 5



- Εφαρμογή κριτηρίων Coulomb-Mohr (CM) και Τροποποιημένης Coulomb-Mohr (MCM)
- Σύγκριση διαδικασίας για όλκιμα και ψαθυρά υλικά
- Συντελεστής συγκέντρωσης τάσεων

Ο κύλινδρος του σχήματος είναι πακτωμένος αριστερά και φέρει έκκεντρο φορτίο $F=10$ kN. Ο συντελεστής συγκέντρωσης τάσεων στη πάκτωση είναι 3.

Βρείτε τον συντελεστή ασφαλείας αν το υλικό του σωλήνα είναι χυτοσίδηρος με $S_{ut}=172$ MPa και $S_{uc}=690$ MPa χρησιμοποιώντας την Θεωρία μέγιστης ορθής τάσης, την Coulomb-Mohr και την τροποποιημένη Coulomb-Mohr.



Στοιχεία Μηχανών - Διάλεξη 3

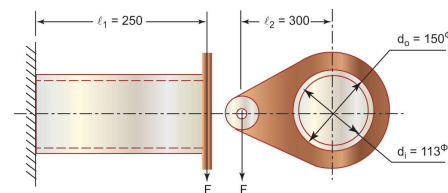
29

29

Άσκηση 5 (Λύση)



Ποιες είναι οι καταπονήσεις που δέχεται ο σωλήνας?



Κάμψη $\sigma_{max} = \frac{Mr}{I}$ $M = Fl_1$ Μέγιστη καμπτική ροπή στην πάκτωση
 $r = d_0/2$ Το πιο μακρινό σημείο από τον ουδέτερο άξονα
 $I = \frac{\pi}{64}(d_0^4 - d_1^4)$ Διατομή σωλήνα=δακτύλιος

Στρέψη $\tau_{max} = \frac{Tr}{J}$ $T = Fl_2$ σταθερή στρεπτική ροπή
 $r = d_0/2$ Το πιο μακρινό σημείο από τον ουδέτερο άξονα
 $J = \frac{\pi}{32}(d_0^4 - d_1^4)$ Διατομή σωλήνα=δακτύλιος

Στοιχεία Μηχανών - Διάλεξη 3

30

30

Άσκηση 5 (Λύση)



$$\text{Άρα} \quad \sigma_{max} = \frac{Mr}{I} = \frac{Fl_1 \frac{d_0}{2}}{\frac{\pi}{64}(d_0^4 - d_0^4)} = \frac{10000 \times 250}{\frac{\pi}{64}(150^4 - 113^4)} = 11.13 \text{ MPa}$$

$$\tau_{max} = \frac{Tr}{J} = \frac{Fl_2 \frac{d_0}{2}}{\frac{\pi}{32}(d_0^4 - d_0^4)} = \frac{10000 \times 300}{\frac{\pi}{32}(150^4 - 113^4)} = 6.68 \text{ MPa}$$

Όταν δουλεύουμε σε N και mm, οι τάσεις είναι σε MPa

Κύριες τάσεις

$$\sigma_{1,3} = \frac{\sigma_x + \sigma_y}{2} \pm \sqrt{\left(\frac{\sigma_x - \sigma_y}{2}\right)^2 + \tau_{xy}^2} = \frac{11.13 + 0}{2} \pm \sqrt{\left(\frac{11.13 - 0}{2}\right)^2 + 6.68^2}$$
$$\sigma_1 = 14.26 \text{ MPa} \quad \sigma_3 = -3.13 \text{ MPa}$$

Στοιχεία Μηχανών - Διάλεξη 3

31

31

Άσκηση 5 (Λύση)



$$\sigma_1 = 14.26 \text{ MPa} \quad \sigma_3 = -3.13 \text{ MPa}$$

Ο συντελεστής συγκέντρωσης τάσεων εκφράζει την απότομη αύξηση των τάσεων σε γεωμετρικές ή άλλες κατασκευαστικές ανομοιομορφίες, συνήθως δίνεται από εμπειρικά δεδομένα.

$$\sigma' = k_t \sigma \quad \tau' = k_t \tau$$

Ουσιαστικά, πολλαπλασιάζουμε τις τάσεις που βρίσκουμε θεωρητικά με τους συντελεστές αυτούς, και χρησιμοποιούμε τις αυξημένες τιμές στον σχεδιασμό. Π.χ. εδώ ο συντελεστής συγκέντρωσης δίνεται ίσος με 3 για την πάκτωση. Άρα:

$$\sigma_1 = 3 * 14.26 = 42.78 \text{ MPa} \quad \sigma_3 = -3 * 3.13 = -9.39 \text{ MPa}$$

Στοιχεία Μηχανών - Διάλεξη 3

32

32

Άσκηση 5 (Λύση)



Εφαρμογή κριτηρίων αστοχίας

$$\sigma_1 = 42.78 \text{ MPa}$$

$$\sigma_3 = -9.39 \text{ MPa}$$

Μέγιστη ορθή τάση: $\max(\sigma_1, \sigma_3) \leq \frac{S_{ut}}{N} \rightarrow 42.78 = \frac{172}{N} \Rightarrow N_{OT} = 4$

CM: $\frac{\sigma_1}{S_{ut}} - \frac{\sigma_3}{S_{uc}} \leq \frac{1}{N} \Rightarrow \frac{42.78}{172} - \frac{-9.39}{690} = \frac{1}{N} \rightarrow N_{CM} = 3.81$

MCM: $\lambda = \frac{S_{uc}}{S_{uc} - S_{ut}} = \frac{690}{690 - 172} = 1.33$

$\frac{\sigma_1}{S_{ut}} - \frac{\sigma_3}{S_{uc} - S_{ut}} \leq \frac{\lambda}{N} \Rightarrow \frac{42.78}{172} - \frac{-9.39}{690 - 172} = \frac{1.33}{N} \rightarrow N_{MCM} = 4.98$

Στην MCM πάντα ελέγχω εάν $N_{OT} < N_{MCM}$. Τότε, $N_{MCM} = N_{OT} = 4$

Στοιχεία Μηχανών - Διάλεξη 3

33

33

Άσκηση 5 (Λύση)

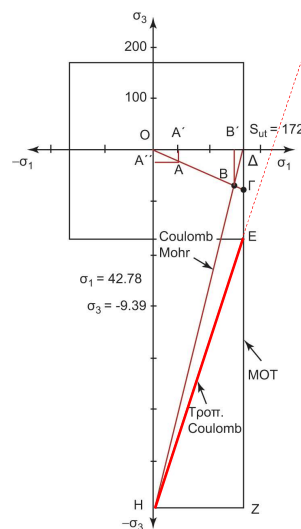


Γιατί κάνουμε αυτόν τον έλεγχο?

Η ανισότητα του MCM ισχύει μόνο μεταξύ των σημείων E και H.

Πρέπει να ελέγχουμε εάν η γραμμή φόρτισης OG τέμνει πρώτα τη γραμμή DE, που ορίζεται από το κριτήριο μέγιστης ορθής τάσης.

Τότε, ο συντελεστής ασφαλείας δίνεται από το κριτήριο μέγιστης ορθής τάσης.



Στοιχεία Μηχανών - Διάλεξη 3

34

34

Στοιχεία Μηχανών

Διάλεξη 4

Κριτήρια Δυναμικής Αστοχίας Κόπωση

Παναγιώτης Αλευράς
(palevras@tuc.gr)

1

Κριτήρια Αστοχίας

Αντοχή σε Δυναμική Φόρτιση

2

Περίγραμμα Διάλεξης



- Δυναμικά φορτία
- Κόπωση και όριο διαρκούς αντοχής
 - Συντελεστές συγκέντρωσης τάσεων
- Κριτήρια Αστοχίας σε Δυναμική Φόρτιση
 - Soderberg
 - Goodman
- Κανόνας Miner – γραμμική θεωρία κόπωσης

Στοιχεία Μηχανών - Διάλεξη 4

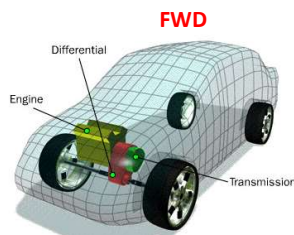
3

3

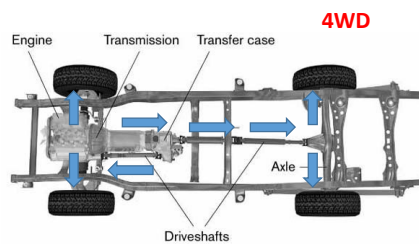
Δυναμικά φορτία



- Φορτία που δεν είναι σταθερά, αλλά μεταβάλλονται με το χρόνο, συνήθως σύμφωνα με κάποια ημιτονοειδή συνάρτηση, $F(t) = F_0 \sin \omega t$.
- Δυναμικά φορτία (δυνάμεις και ροπές) σημαίνει ότι και οι τάσεις που αναπτύσσονται στο υλικό των στοιχείων μηχανών είναι δυναμικές $\sigma(t) = \sigma_0 \sin \omega t$
- Για παράδειγμα, τι συμβαίνει σε ένα αυτοκίνητο όταν κινείται με σταθερή επιτάχυνση σε ευθεία γραμμή?



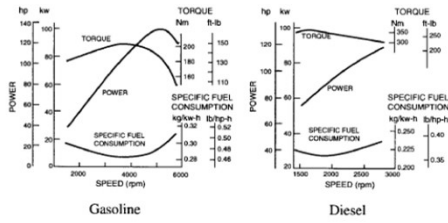
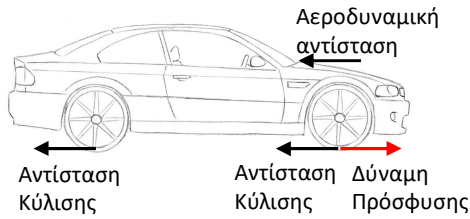
Στοιχεία Μηχανών - Διάλεξη 4



4

4

Ροπή κινητήρα αυτοκινήτου

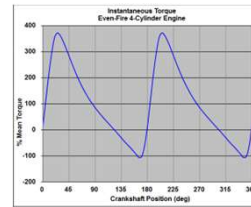


$$\Sigma F = F_{\text{πρόσφ}} - F_{\text{αντίσ}} = \frac{T}{r} - F_{\text{αντίσ}} = ma$$



https://www.youtube.com/watch?v=DKF5dKo_r_Y
Στοιχεία Μηχανών - Διάλεξη 4

Η ροπή που παράγει ο κινητήρας είναι εξαιρετικά μεταβαλλόμενη

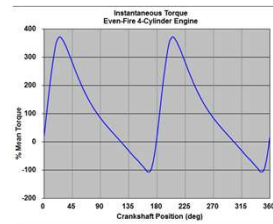


http://www.epi-eng.com/piston_engine_technology/torsional_excitation_from_piston_engines.htm

Ροπή κινητήρα αυτοκινήτου



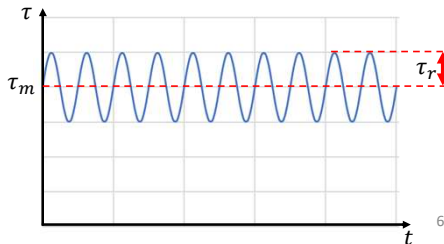
Διατμητικές τάσεις λόγω στρέψης



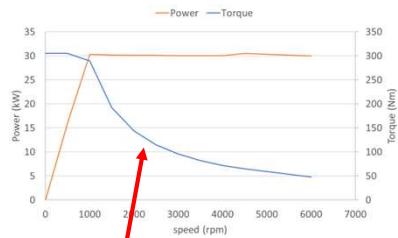
$$\tau = \frac{Tr}{J}$$

Η διακύμανση της ροπής οδηγεί σε αντίστοιχα κυμαινόμενες τάσεις... $\tau(t) = \tau_m + \tau_r \sin \omega t$

Όπου τ_m η μέση τάση
 τ_r το εύρος εναλλαγής

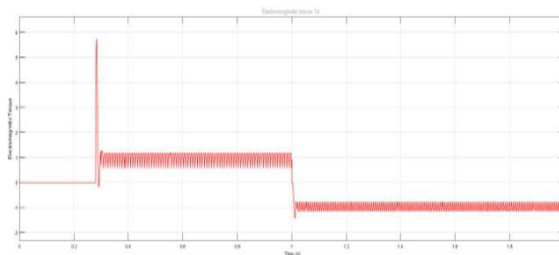


Ροπή Ηλεκτροκινητήρα



Αυτή είναι η μέση ροπή....

Στη πραγματικότητα, η ροπή έχει εύρος εναλλαγής που εξαρτάται από τον αριθμό των πόλων κ.α.



Στοιχεία Μηχανών - Διάλεξη 4

DOI: [10.17577/IJERTV9IS040639](https://doi.org/10.17577/IJERTV9IS040639)

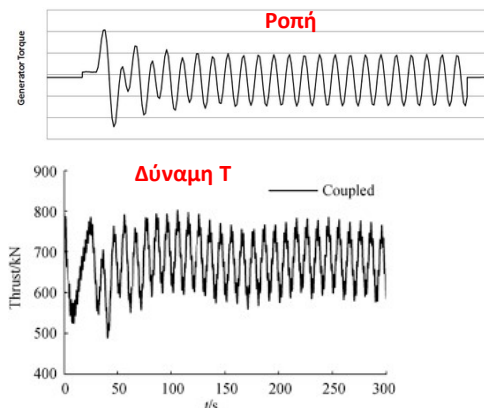
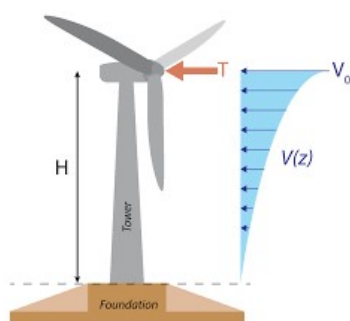
7

7

Φορτίο ανεμογεννήτριας



- Η αεροδυναμική δύναμη στα περύγια της ανεμογεννήτριας προκαλεί εκτός από ροπή και οριζόντιο φορτίο (thrust load T)
- Και τα δύο φορτία εξαρτώνται από την γωνία του ρότορα, άρα μεταβάλλονται μέσα σε μία πλήρη περιστροφή



Στοιχεία Μηχανών - Διάλεξη 4

8

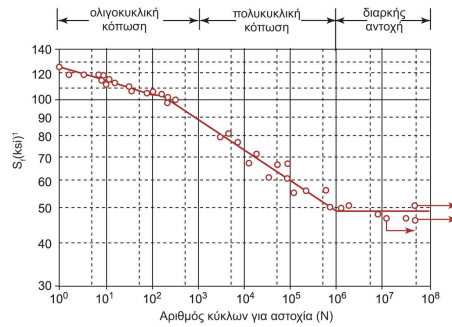
8

Κόπωση

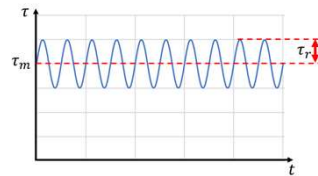


Το διάγραμμα Wohler μας δίνει τον αριθμό των κύκλων που προκαλεί αστοχία όταν εφαρμόζεται η εναλλασσόμενη τάση σ_r (για $\sigma_m = 0$).

Το όριο αντοχής ονομάζεται αντοχή κόπωσης S_f



πχ εδώ έχω 10 κύκλους φόρτισης



$$1 \text{ ksi} = 1 \frac{\text{lb}}{\text{in}^2} = 1000 \frac{\text{kp}}{\text{cm}^2} = \frac{1000}{142} \text{ MPa}$$

Στοιχεία Μηχανών - Διάλεξη 4

9

9

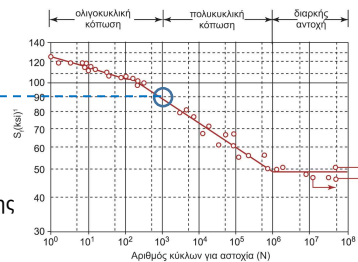
Κόπωση



- **Ολιγοκυκλική κόπωση:** μεγάλες τάσεις, κοντά στο όριο θραύσης του υλικού. Ορίζεται ως τους 10^3 κύκλους όπου η αντοχή κόπωσης είναι

- $S_f = 0.9S_u$ για κάμψη
- $S_f = 0.75S_u$ για εφελκυσμό
- $S_f = 0.72S_u$ για στρέψη

- **Πολυκυκλική κόπωση:**
 - πάνω από 10^3 κύκλους έως 10^6
 - Σημαντική μεταβολή του ορίου κόπωσης
 - Δίνεται από ευθεία γραμμή



$$\log S_f = -m \log N + b$$

Όπου για κάμψη $m = \frac{1}{3} \log \frac{0.9S_u}{S_e}$
 $b = \log \frac{(0.9S_u)^2}{S_e}$

$$S_f = \frac{10^b}{N^m}$$

Η τάση $\sigma_r = S_f$ όπου θα έχω αστοχία σε N κύκλους

$$N = \frac{10^{b/m}}{\sigma_r^{1/m}}$$

Οι κύκλοι N όπου θα έχω αστοχία αν εφαρμοσθεί τάση σ_r

Στοιχεία Μηχανών - Διάλεξη 4

S_e όριο διαρκούς αντοχής (δες επόμενη διαφάνεια)

10

10

Παράδειγμα πολυκυκλικής

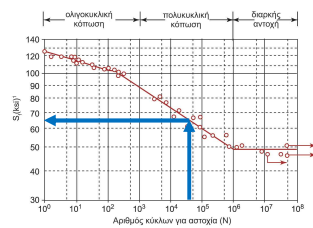


- Έστω χάλυβας με $S_e = 112 \text{ MPa}$ και όριο θραύσης $S_u = 385 \text{ MPa}$. Ποια καθαρά εναλλασσόμενη τάση οδηγεί σε αστοχία σε 70000 κύκλους;

$$m = \frac{1}{3} \log \frac{0.9S_u}{S_e} = \frac{1}{3} \log \frac{0.9 \cdot 385}{112} = 0.163$$

$$b = \log \frac{(0.9S_u)^2}{S_e} = \log \frac{(0.9 \cdot 385)^2}{112} = 3.03$$

$$S_f = \frac{10^b}{N^m} = \frac{10^{3.03}}{70000^{0.163}} = 173 \text{ MPa}$$



Στοιχεία Μηχανών - Διάλεξη 4

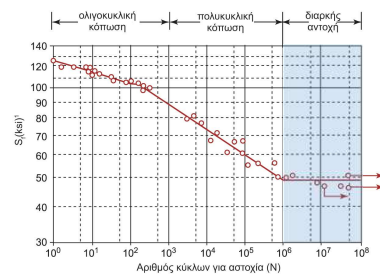
11

11

Όριο διαρκούς αντοχής, S'_n



- Η μέγιστη καθαρά εναλλασσόμενη τάση από $-\sigma$ έως σ στην οποία ένα πρότυπο δοκίμιο μπορεί να υποβληθεί για άπειρους κύκλους (συνήθως 10^6) χωρίς να αστοχήσει



Υλικό	Χυτοσίδηρος	Μαλακός χυτοσίδηρος	Χυτοχάλυβας	Ανθρακούχος χάλυβας
Εφελκυσμός	$S'_n = 0.25S_u$	$S'_n = 0.28S_u$	$S'_n = 0.26S_u$	$S'_n = 0.315S_u$
Κάμψη	$S'_{nb} = 0.5S_u$	$S'_{nb} = 0.4S_u$	$S'_{nb} = 0.4S_u$	$S'_{nb} = 0.45S_u$
Στρέψη	$S'_{nt} = 0.5S'_{nb}$	$S'_{nt} = 0.64S'_{nb}$	$S'_{nt} = 0.58S'_{nb}$	$S'_{nt} = 0.58S'_{nb}$

Στοιχεία Μηχανών - Διάλεξη 4

12

12

Τροποποιημένο Όριο, S_e



Στην πράξη, τα στοιχεία μηχανών καταπονούνται σε συνθήκες πολύ διαφορετικές από τα πειράματα επί προτύπων. Στην πράξη χρησιμοποιούμε κάποιους συντελεστές διόρθωσης που μας δίνουν το τροποποιημένο όριο διαρκούς αντοχής:

$$S_e = C_F C_R C_S \frac{1}{k_f} S'_n$$

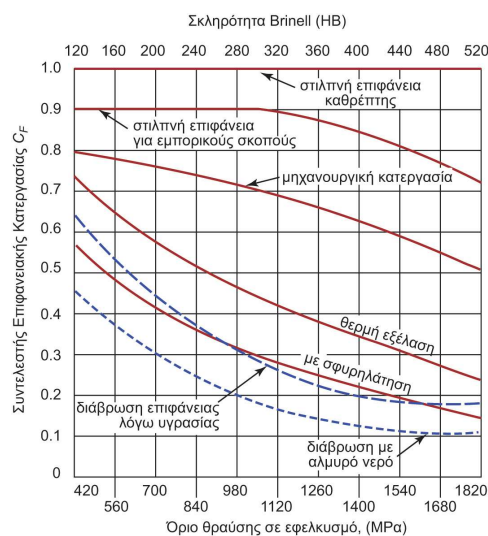
C_F ο συντελεστής επιφανειακής κατεργασίας

C_R ο συντελεστής αξιοπιστίας

C_S ο συντελεστής διόρθωσης μεγέθους

k_f ο συντελεστής συγκέντρωσης τάσεων

C_F ο συντελεστής επιφάνειας



C_R ο συντελεστής αξιοπιστίας



Τα διαγράμματα κόπωσης είναι στατιστικά, οπότε λαμβάνουμε υπόψιν την αξιοπιστία

$$C_R = 1 - 0.08 * DMF$$

Αξιοπιστία υλικού	DMF	C_R
0.5	0	1
0.9	1.288	0.897
0.95	1.645	0.868
0.98	2.05	0.836
0.99	2.326	0.814
0.999	3.091	0.753
0.999 9	3.719	0.702
0.999 99	4.265	0.659
0.999 999	4.753	0.62
0.999 999 9	5.199	0.584
0.999 999 99	5.612	0.551
0.999 999 999	5.997	0.52

Στοιχεία Μηχανών - Διάλεξη 4

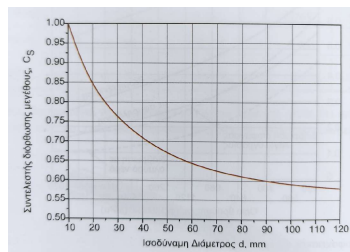
15

15

C_S ο συντελεστής μεγέθους



Τα πρότυπα δοκίμια έχουν διάμετρο 8mm, εάν $d > 10\text{mm}$ ο C_S διορθώνει το όριο σύμφωνα με το παρακάτω διάγραμμα.

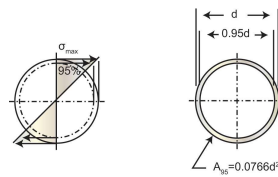


Για μη-κυκλικές διατομές, η ισοδύναμη διάμετρος είναι

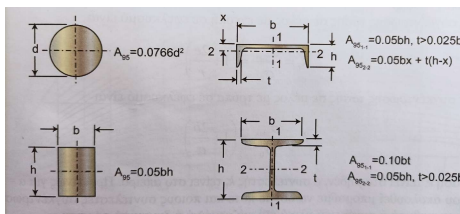
$$d = \sqrt{\frac{A_{95}}{0.0766}}$$

Όπου A_{95} υπολογίζεται για την διατομή

Στοιχεία Μηχανών - Διάλεξη 4



$$A_{95, \text{κυκλ}} = \frac{\pi}{4} [d^2 - (0.95d)^2] = 0.0766d^2$$



16

16

Παράδειγμα



- Άξονας διαμέτρου 30 mm είναι κατασκευασμένος μέσω τριτοβάθμιας επεξεργασίας από υλικό AISI-1080 με εργαστηριακό όριο διαρκούς αντοχής $S_n' = 450 \text{ MPa}$ και επιδιωκόμενη αξιοπιστία 99%. Αγνοήστε τους συντελεστές συγκέντρωσης τάσεων.

- Ποιο είναι το όριο διαρκούς αντοχής S_e ?
- Ποιο φορτίο μπορεί να προκαλέσει αστοχία μετά από 10^5 κύκλους?

$$S_e = C_F C_R C_S \frac{1}{k_f} S_n' = C_F C_R C_S S_n' \text{ αφού αγνοούμε τους συντελεστές συγκέντρωσης τάσεων.}$$

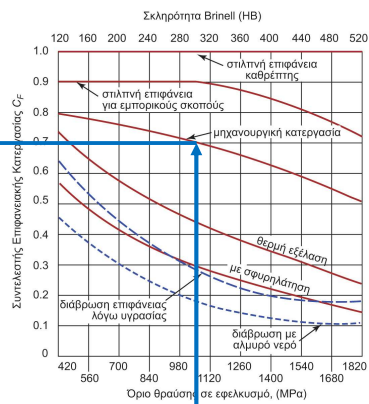
$$S_e = C_F C_R C_S * 450 \quad \text{πρέπει να υπολογίσουμε τους συντελεστές}$$

Παράδειγμα



$$S_e = C_F C_R C_S * 450 \quad \text{πρέπει να υπολογίσουμε τους συντελεστές}$$

$$C_F = 0.7$$



Κατηγορία στο τόρνο υλικού 1056 MPa

Παράδειγμα



$$S_e = 0.7 * C_R C_S * 450$$

πρέπει να υπολογίσουμε τους συντελεστές

Ζητείται αξιοπιστία 99 %

Αξιοπιστία υλικού	DMF	C _R
0.5	0	1
0.9	1.288	0.897
0.95	1.645	0.868
0.98	2.05	0.826
0.99	2.326	0.814
0.999	3.091	0.753
0.999 9	3.719	0.702
0.999 99	4.265	0.659
0.999 999	4.753	0.62
0.999 999 9	5.199	0.584
0.999 999 99	5.612	0.551
0.999 999 999	5.997	0.52

Άρα C_R = 0.814

Παράδειγμα

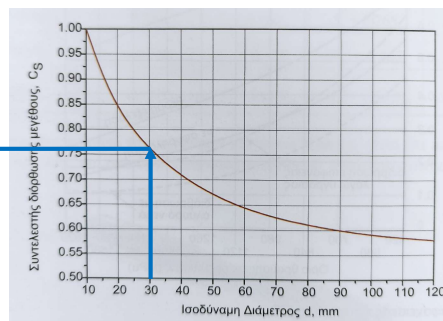


$$S_e = 0.7 * 0.814 * C_S * 450$$

πρέπει να υπολογίσουμε τους συντελεστές

Διάμετρος άξονα 30 mm

Άρα C_S = 0.76



Παράδειγμα



$$S_e = 0.7 * 0.814 * 0.76 * 450 \quad S_e = 195 \text{ MPa} \quad \text{το όριο διαρκούς αντοχής}$$

Για αστοχία μετά από 10^5 κύκλους

$$m = \frac{1}{3} \log \frac{0.9S_u}{S_e} = \frac{1}{3} \log \frac{0.9 * 1056}{195} = 0.229$$

$$b = \log \frac{(0.9S_u)^2}{S_e} = \log \frac{(0.9 * 1056)^2}{195} = 3.666$$

$$S_f = \frac{10^b}{N^m} = \frac{10^{3.666}}{100000^{0.229}} = 332 \text{ MPa}$$

21



Ερωτήσεις?

22

Στοιχεία Μηχανών

Διάλεξη 5

Άξονες και συνδέσεις

Παναγιώτης Αλευράς
(palevras@tuc.gr)

1

Αντοχή αξόνων

- Συνήθως χρησιμοποιούνται για την μεταφορά κίνησης ή ισχύος μέσω περιστροφής.
- Απαιτητική αντοχή, άρα συνήθως κατασκευάζονται από χάλυβα (πχ St70)
- Κυρίως η αντοχή υπολογίζεται σε:
 - Στατικό φορτίο
 - Κόπωση
 - Καμπτική και
 - στρεπτική μετατόπιση



2

Στατικά φορτία

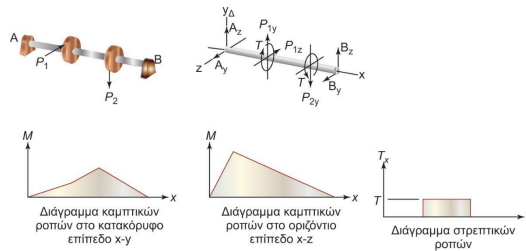


- Οι άξονες σε στατική φόρτιση αντιμετωπίζονται ως δοκοί
- Κυρίως, ενδιαφερόμαστε για **κάμψη** και **στρέψη**. Υπάρχουν περιπτώσεις όπου εφελκυσμός/θλίψη αναπτύσσονται και πρέπει να λαμβάνονται υπόψη.

Για κυκλική διατομή:

$$\sigma_x = 32M/\pi d^3$$

$$\tau_{xy} = 16T/\pi d^3$$



- Τα βασικά εργαλεία υπολογισμού ακολουθούν την διαδικασία των κριτηρίων Tresca και Von Mises.

3

Στατικά φορτία



- Οι άξονες θα δέχονται συνδυαστική καταπόνηση (πχ κάμψη και στρέψη)

Μέγιστη Διατμητική Τάση (Tresca)

$$\sigma_{A,B} = \frac{\sigma_x}{2} \pm \sqrt{\left(\frac{\sigma_x}{2}\right)^2 + \tau_{xy}^2} = \frac{16M}{\pi d^3} \pm \sqrt{\left(\frac{16M}{\pi d^3}\right)^2 + \left(\frac{16T}{\pi d^3}\right)^2}$$

$$\tau_{max} = \frac{\sigma_A - \sigma_B}{2} = \frac{16}{\pi d^3} \sqrt{M^2 + T^2} \leq \frac{S_y}{2N}$$

$$d \geq \sqrt[3]{\frac{32N}{\pi S_y} \sqrt{M^2 + T^2}}$$

4

Στατικά φορτία



- Οι άξονες θα δέχονται συνδυαστική καταπόνηση (πχ κάμψη και στρέψη)

Έργο Παραμόρφωσης (von Mises)

$$\sigma' = \sqrt{\sigma_x^2 + 3\tau_{xy}^2} = \frac{32M}{\pi d^3} \sqrt{M^2 + \frac{3}{4}T^2}$$

$$\sigma' = \frac{32M}{\pi d^3} \sqrt{M^2 + \frac{3}{4}T^2} \leq \frac{S_y}{N}$$

$$d \geq \sqrt[3]{\frac{32N}{\pi S_y} \sqrt{M^2 + \frac{3}{4}T^2}}$$

Στοιχεία Μηχανών - Διάλεξη 5

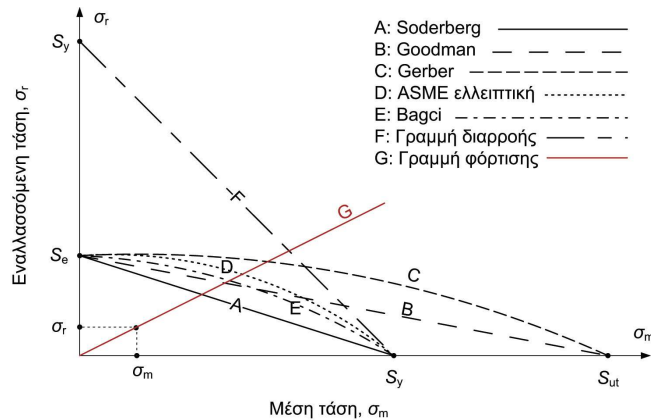
5

5

Δυναμικά φορτία



- Ακολουθεί την διαδικασία ελέγχου κόπωσης υλικού, πχ κάθε εντατική κατάσταση κάτω από την γραμμή Soderberg έχει άπειρη διάρκεια ζωής κατά Soderberg



Στοιχεία Μηχανών - Διάλεξη 5

6

6

Κριτήρια κόπωσης



- Κάθε γραμμή αντιστοιχεί σε μία από τις παρακάτω εξισώσεις

A: $\frac{N\sigma_r}{S_e} + \frac{N\sigma_m}{S_y} = 1$ (Soderberg)	$\sigma_{eq} = \sigma_m + \sigma_r \frac{S_y}{S_e} = \frac{S_y}{N}$
B: $\frac{N\sigma_r}{S_e} + \frac{N\sigma_m}{S_{ut}} = 1$ (Goodman)	$\sigma_{eq} = \sigma_m + \frac{S_{ut}}{S_e} \sigma_r = \frac{S_{ut}}{N}$
C: $\frac{N\sigma_r}{S_e} + \left(\frac{N\sigma_m}{S_{ut}}\right)^2 = 1$ (Gerber)	$\sigma_{eq} = \sigma_m^2 \frac{N}{S_{ut}} + \sigma_r \frac{S_{ut}}{S_e} = \frac{S_{ut}}{N}$
D: $\left(\frac{N\sigma_r}{S_e}\right)^2 + \left(\frac{N\sigma_m}{S_y}\right)^2 = 1$ (ASME elliptic)	$\sigma_{eq}^2 = \sigma_m^2 + \sigma_r^2 \left(\frac{S_y}{S_e}\right)^2 = \left(\frac{S_y}{N}\right)^2$
E: $\frac{N\sigma_r}{S_e} + \left(\frac{N\sigma_m}{S_y}\right)^4 = 1$ (Bagci)	$\sigma_m^4 \left(\frac{N}{S_y}\right)^3 + \sigma_r \frac{S_y}{S_e} = \frac{S_y}{N}$
F: $\frac{N}{S_y} (\sigma_r + \sigma_m) = 1$ (Γραμμική διαρροής)	$\sigma_{eq} = (\sigma_r + \sigma_m) = \frac{S_y}{N}$

Σελ. 456 (Παπαδόπουλος)

Στοιχεία Μηχανών - Διάλεξη 5

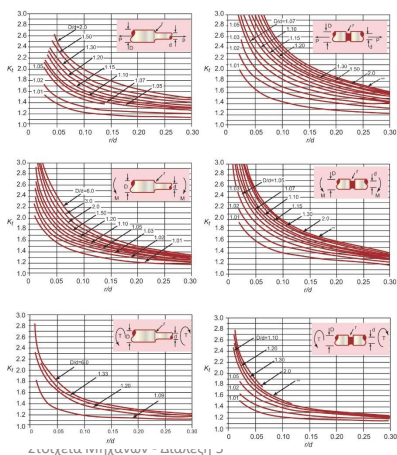
7

7

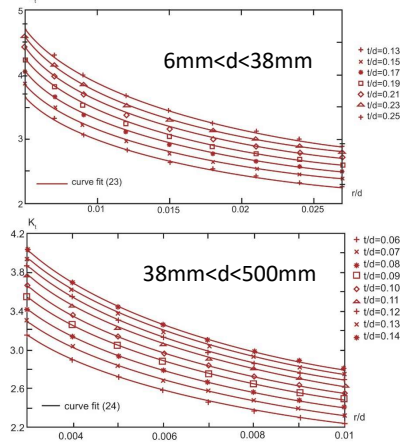
Συντελεστές συγκέντρωσης τάσεων



- Οι άξονες είναι συνήθως χαλύβδινοι (όλκιμο), άρα οι συντελεστές συγκέντρωσης τάσεων επηρεάζουν την δυναμική αντοχή.



Κάμψη με σφηνόδρομο (Petersen)



8

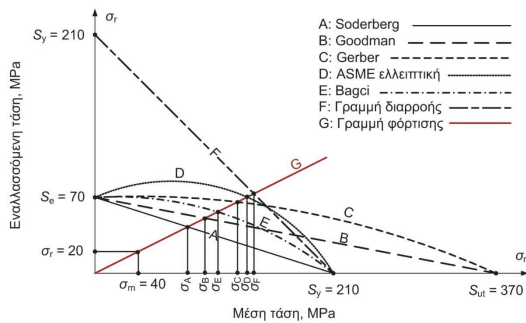
Παράδειγμα



Αν στο κρίσιμο σημείο άξονα έχουμε $\sigma_m = 40 \text{ MPa}$, $\sigma_r = 20 \text{ MPa}$ με υλικό $S_u = 370 \text{ MPa}$, $S_y = 210 \text{ MPa}$, $S_e = 70 \text{ MPa}$. Να βρεθεί ο συντελεστής ασφαλείας σύμφωνα με όλα τα κριτήρια

Εφαρμογή με Gerber

$$\frac{N_C \sigma_r}{S_e} + \left(\frac{N_C \sigma_m}{S_u} \right)^2 = 1 \Rightarrow \frac{N_C 20}{70} + \left(\frac{N_C 40}{370} \right)^2 = 1 \Rightarrow N_C = 3.18$$



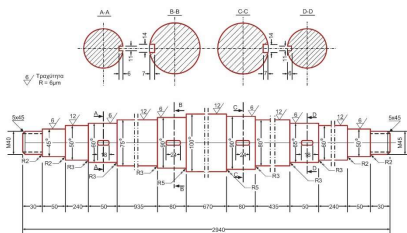
Γραφική μέθοδος

1. Σχεδιάζω το σημείο φόρτισης
2. Σχεδιάζω την γραμμή φόρτισης G
3. Βρίσκω το σημείο τομής της G με την καμπύλη (πχ C)
4. $N_C = \sigma_C / \sigma_m$

9

9

Σχεδιασμός αξόνων



Στόχος είναι η επιλογή διαμέτρου, τρόπου σύνδεσης και ποιότητας κατασκευής

Λόγω κάμψης και στρέψης, θα έχουμε συνδυασμό ορθών και διατμητικών εναλλασσόμενων τάσεων

Εξίσωση Soderberg: $\sigma_{eq} = \sqrt{\left(\sigma_m + \sigma_r \frac{S_y}{S_e} \right)^2 + a \left(\tau_m + \tau_r \frac{S_{sy}}{S_{se}} \right)^2}$ $a = 3$ (von Mises)
 $a = 4$ (Tresca)

Αντικαθιστώντας τους τύπους των τάσεων και λύνοντας ως προς τη διάμετρο:

$$d = \sqrt[3]{\frac{32N}{\pi S_y} \sqrt{\left(M_m + M_r \frac{S_y}{S_e} \right)^2 + \frac{a}{4} \left(T_m + T_r \frac{S_{sy}}{S_{se}} \right)^2}}$$

Στοιχεία Μηχανών - Διάλεξη 5

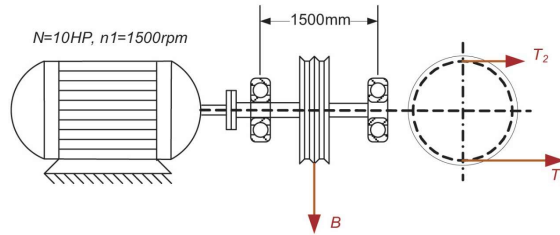
10

10

Παράδειγμα



Η/Κ κινεί την παρακάτω μαντοκίνηση με $B = 1\text{ kN}$, $T_1 + T_2 = 4\text{ kN}$ και υλικό άξονα St70 με $S_y = 370\text{ MPa}$, $S_e = 800\text{ MPa}$.

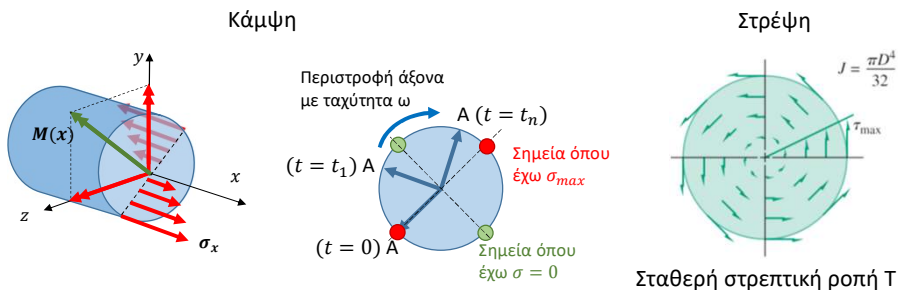


Λύση: Παπαδόπουλος, Στοιχεία Μηχανών, σελίδες 460-461.

Παράδειγμα



- Οι ορθές τάσεις (κάμψη) είναι εναλλασσόμενες και οι διατμητικές (στρέψη) είναι σταθερές
- Άρα, $\sigma_m, \sigma_r, \tau_m \neq 0$ και $\tau_r = 0$



Το υλικό στο σημείο A έχει μέγιστες ορθές τάσεις σε δύο θέσεις, και μηδενικές σε δύο άλλες θέσεις για κάθε περιστροφή του άξονα

Σταθερή στρεπτική ροπή T
↓
Σταθερή μέγιστη τάση στην περιφέρεια της διατομής

Κρίσιμες ταχύτητες αξόνων



Ταχύτητες περιστροφής στις οποίες ο άξονας υφίσταται συντονισμό.

$$\text{Δίνονται από: } f_n (\text{rpm}) = \frac{60}{2\pi} \omega_n = 30 \frac{n^2 \pi}{L^2} \sqrt{\frac{EI}{\rho A}} \quad \text{για } n = 1, 2, 3 \dots$$

Ο σχεδιασμός ενός άξονα και της μηχανής πρέπει να αποφεύγει την λειτουργία της σε αυτές τις ταχύτητες περιστροφής

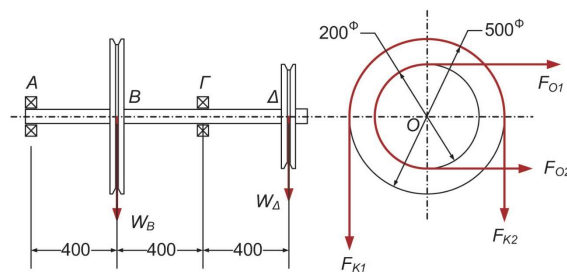
<https://www.youtube.com/watch?v=aNkicaylWZ4>

13

Παράδειγμα

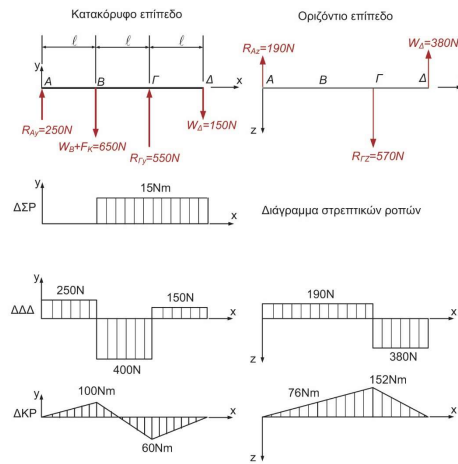


- Λύση: Παπαδόπουλος, Στοιχεία Μηχανών, σελ. 474-477



14

Παράδειγμα



15



Ερωτήσεις?

16

Στοιχεία Μηχανών

Διάλεξη 6

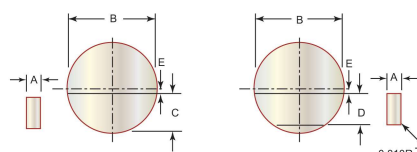
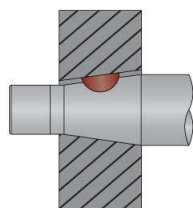
Συνδέσεις

Παναγιώτης Αλευράς
(palevras@tuc.gr)

1

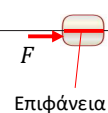
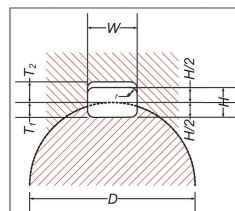
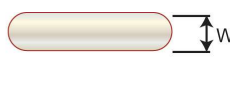
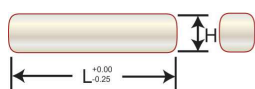
Σφήνες

- Woodruff



$$M_t = \frac{dAB}{2} \frac{S_{sy}}{N_s}$$

- Βυθιζόμενες σφήνες



Μεταφέρει στρεπτική ροπή

$$M_t \leq \frac{DWL}{2} \frac{S_{sy}}{N_s}$$

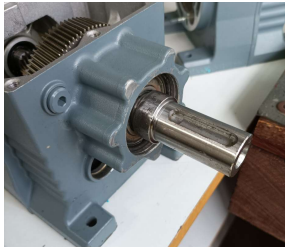
Αντοχή σε διάτμηση: $\tau = \frac{F}{A} = \frac{M_t / \left(\frac{D}{2}\right)}{WL} = \frac{2M_t}{DWL} \leq \frac{S_{sy}}{N_s}$

2

Βυθιζόμενες σφήνες



Άξονας με διαμόρφωση



+

Σφήνα



=



Ο τροχός έχει εσωτερική διαμόρφωση για να υποδεχθεί τη σφήνα

Με τη σφήνα, άξονας και τροχός αναγκάζονται να περιστρέφονται μαζί



Στοιχεία Μηχανών - Διάλεξη 6

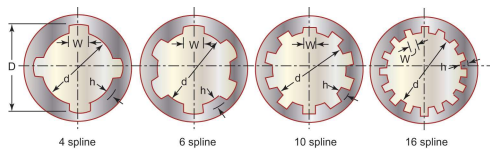
3

3

Πολύσφηνά (splines)



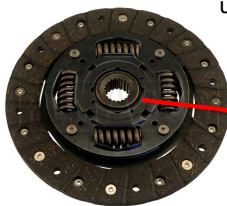
- η σφήνες που δουλεύουν μαζί. Συνήθως είναι μόνιμη διαμόρφωση στον άξονα.
- Παράδειγμα: χρησιμοποιούνται στην σύνδεση του συμπλέκτη με τον άξονα εισόδου του κιβωτίου σε αυτοκίνητα



$$\tau = \frac{F}{A} = \frac{M_t / \left(\frac{d}{2}\right)}{nWL} = \frac{2M_t}{ndWL} \leq \frac{S_{sy}}{N_s}$$

$$M_t \leq n \frac{dWL S_{sy}}{2 N_s}$$

υποδοχή στον συμπλέκτη



Splines στον άξονα



Στοιχεία Μηχανών - Διάλεξη 6

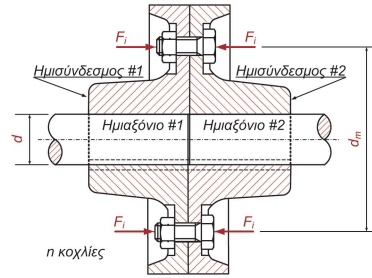
4

4

Συνδέσεις Αξόνων



- Σύνδεσμοι, συνδέουν δύο ημιαξόνια
 - Κοχλιωτοί
 - Ελαστικοί. Βασικό χαρακτηριστικό ότι μπορούν να παραλάβουν αποκλίσεις στην ευθυγράμμιση
- Κύριο σχεδιαστικό χαρακτηριστικό η μεταφερόμενη ροπή
 - $M_t = N/\omega$

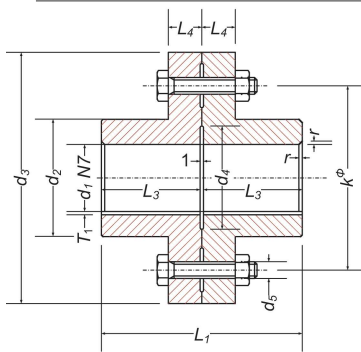


Στοιχεία Μηχανών - Διάλεξη 6

5

5

Κοχλιωτοί Σύνδεσμοι (DIN-116)



Για να μεταφερθεί ροπή M_t , πρέπει η πρόταση του κάθε κοχλία F_i να είναι

$$M_t = n f F_i \frac{d_m}{2}$$

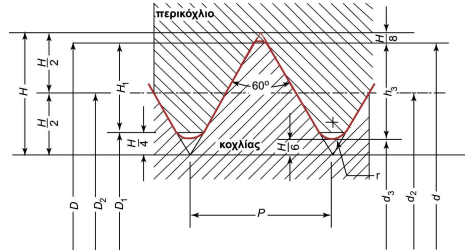
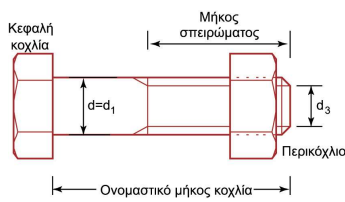
ΜΕΤΡΟΣ ΑΞΟΝΩΝ	ΔΙΑΣΤΑΣΕΙΣ										ΚΟΧΛΙΕΣ ΕΞΑΓΩΝΙΚΗΣ ΚΕΦΑΛΗΣ ΚΑΤΑ DIN 609			
	d ₁	d ₂	d ₃	d ₄	d ₅	k°	L ₁	L ₂	L ₃	L ₄	r	ΣΠΕΡΜΑ ΚΟΧΛΙΑ	ΜΗΚΟΣ ΚΟΧΛΙΑ	ΑΡΙΘΜΟΣ ΚΟΧΛΙΩΝ
25	58	125	45	11	90	101	50	16	1.6			M10	45	3
30	58	125	40	11	90	101	50	16	2.0			M10	45	3
35	72	140	50	11	100	121	60	16	2.0			M10	45	3
40	72	140	50	11	100	121	60	16	2.0			M10	45	3
45	95	160	60	11	125	141	70	18	2.0			M10	50	3
50	95	160	60	11	125	141	70	18	3.0			M10	50	3
55	110	180	70	13	140	171	85	18	3.0			M12	50	4
60	110	180	70	13	140	171	85	18	3.0			M12	50	4
70	130	200	80	13	160	201	100	23	4.0			M12	60	6
80	145	224	90	13	180	221	110	23	4.0			M12	60	8
90	164	250	100	17	200	241	120	30	4.0			M16	80	8
100	180	280	110	17	224	261	130	33	4.0			M16	80	8
110	200	300	120	17	250	281	140	33	5.0			M16	85	8
120	225	335	135	17	280	311	155	33	5.0			M16	85	10
125	225	335	135	17	280	311	155	40	5.0			M16	85	10
140	250	375	150	21	310	341	170	40	5.0			M20	100	10
160	290	425	240	25	350	401	200	45	6.0			M24	110	10
180	325	450	265	25	380	451	225	45	6.0			M24	120	12
200	360	500	290	25	420	501	250	52	6.0			M24	120	16
220	400	560	310	32	470	541	270	52	6.0			M30	140	14
250	450	630	390	32	540	601	300	55	6.0			M30	140	16

Στοιχεία Μηχανών - Διάλεξη 6

6

6

Κοχλίες



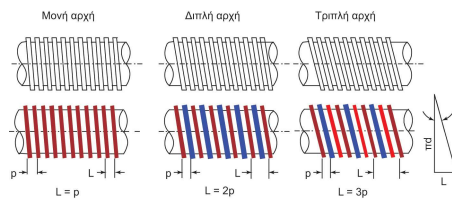
$$H = 0.86603P$$

$$h_2 = 0.61343P$$

$$H_1 = 0.54127$$

$$r = \frac{H}{6} = 0.14434P$$

- d η διάμετρος κορμού
- d₃ η εσωτερική διάμετρος του σπειρώματος
- p το βήμα του σπειρώματος
- Συνήθως εξαγωνική κεφαλή



$$\tan a = \frac{L}{\pi d}$$

Στοιχεία Μηχανών - Διαλέξη 6

Κοχλίες μετρικών σπειρωμάτων



ΤΥΠΟΣ	Βήμα σπειρώματος, P	Κενά διάμετρος, d ₂ = D	Μείση διάμετρος, d ₁	Εσωτερική διάμετρος κοχλίας, d ₃	Εσωτερική διάμετρος περικόχλιου, D ₃	Βάθος σπειρώματος, B _s	Φορηζόμενη επιφάνεια A=πd ₁ ² ·L, mm ²
M 0.4	0.10	0.40	0.335	0.277	0.292	0.061	0.074
M 0.6	0.15	0.60	0.502	0.416	0.438	0.092	0.166
M 0.8	0.20	0.80	0.670	0.555	0.584	0.123	0.295
M 1	0.25	1.00	0.838	0.693	0.729	0.153	0.460
M 1.2	0.25	1.20	1.038	0.893	0.924	0.158	0.732
M 1.4	0.30	1.40	1.205	1.032	1.075	0.184	0.983
M 1.6	0.35	1.60	1.373	1.171	1.241	0.215	1.27
M 1.8	0.35	1.80	1.573	1.371	1.421	0.215	1.70
M 2	0.40	2.00	1.740	1.509	1.567	0.245	2.07
M 2.2	0.45	2.00	1.908	1.648	1.713	0.276	2.48
M 2.5	0.45	2.50	2.208	1.948	2.013	0.276	3.39
M 3	0.50	3.00	2.675	2.287	2.458	0.307	5.00
M 3.5	0.60	3.50	3.110	2.764	2.850	0.368	6.78
M 4	0.70	4.00	3.545	3.141	3.242	0.429	8.78
M 4.5	0.75	4.50	4.012	3.580	3.688	0.460	11.30
M 5	0.80	5.00	4.480	4.019	4.134	0.491	14.20
M 6	1.00	6.00	5.350	4.773	4.918	0.613	20.10
M 7	1.00	7.00	6.350	5.773	5.918	0.613	28.90
M 8	1.25	8.00	7.188	6.466	6.647	0.767	36.60
M 10	1.50	10.00	9.026	8.160	8.876	0.920	58.30
M 12	1.75	12.00	10.863	9.858	10.106	1.074	84
M 14	2.00	14.00	12.701	11.546	11.835	1.227	115
M 16	2.00	16.00	14.701	13.546	13.835	1.227	157
M 18	2.50	18.00	16.376	14.933	15.294	1.534	192
M 20	2.50	20.00	18.376	16.933	17.294	1.534	265
M 22	3.00	22.00	20.376	18.933	19.294	1.534	309
M 24	3.00	24.00	22.051	20.320	20.752	1.840	383
M 27	3.00	27.00	25.051	23.320	23.755	1.840	459
M 30	3.50	30.00	27.727	25.706	26.211	2.147	561
M 33	3.50	33.00	30.727	28.706	29.211	2.147	694
M 36	4.00	36.00	33.402	31.093	31.670	2.454	817
M 39	4.00	39.00	36.402	34.093	34.670	2.454	976
M 42	4.50	42.00	39.077	36.416	37.129	2.760	1104
M 45	4.50	45.00	42.077	39.416	40.129	2.760	1300
M 48	5.00	48.00	44.752	41.795	42.587	3.067	1465
M 52	5.00	52.00	48.752	45.795	46.587	3.067	1755
M 56	5.50	56.00	52.428	49.177	50.046	3.067	2032
M 60	5.50	60.00	56.428	53.177	54.046	3.374	2360

Η κατανομιση επιφανεια του κοχλίας είναι
 $A = \frac{\pi d_1^2 L}{4}$ αν η φάσηση είναι εσωτερική, και $A = \frac{\pi d_1^2 L}{4}$ αν είναι δυναμική

Στοιχεία Μηχανών - Διαλέξη 6

- Τυποποιημένες διαστάσεις κοχλίας και σπειρώματος
- Συμβολίζονται βάσει της διαμέτρου κορμού d, πχ M10 αντιστοιχεί σε d=10mm
- Τα περικόχλια που αντιστοιχούν στον κάθε κοχλίας είναι επίσης τυποποιημένα για κάθε M. (βλέπε επίσης Πιν 7-1^α)

Υλικά



- Κατηγορία (x,y)= $S_u = x \cdot 100$, $S_y = (y \cdot 10\%) \cdot S_u$

ΚΑΤΗΓΟΡΙΑ ΚΟΧΛΙΑ	S_u	S_y	$S_y 0.2$	δu (% επιμήκυνση μετά τη θραύση)	ΚΑΤΗΓΟΡΙΑ ΠΕΡΙΚΟΧΛΙΟΥ	S_u
	(MPa)	(MPa)	(MPa)			(MPa)
3.6	300	180	-	25	5	500
4.6	400	240	-	22	5	500
4.8	400	320	-	14	5	500
5.6	500	300	-	20	5	500
5.8	500	400	-	10	5	500
6.6	600	360	-	16	6	600
6.8	600	480	-	8	6	600
6.9	600	-	540	12	6	600
8.8	800	-	640	12	8	800
10.9	1000	-	900	9	10	1000
12.9	1200	-	1080	8	12	1200
14.9	1400	-	1260	7	14	1400

- Συντελεστής τριβής

Στοιχεία Μηχανών - Διάλεξη 6

ΥΛΙΚΟ		ΛΙΠΑΝΣΗ		
ΚΟΧΛΙΑ	ΠΕΡΙΚΟΧΛΙΟΥ	ΧΩΡΙΣ ΛΙΠΑΝΣΗ	ΛΙΠΑΝΣΗ ΜΕ ΛΑΔΙ	ΣΚΟΝΗ MoS ₂
ΕΠΙΦΑΝΕΙΑΚΗ	ΕΠΕΞΕΡΓΑΣΙΑ			
Mn - Ph	ΧΩΡΙΣ	0.14 έως 0.18	0.14 έως 0.15	0.10 έως 0.11
Zn - Ph	ΧΩΡΙΣ	0.14 έως 0.21	0.14 έως 0.17	0.10 έως 0.12
Zn	ΧΩΡΙΣ	0.125 έως 0.18	0.125 έως 0.17	-
Cd	ΧΩΡΙΣ	0.08 έως 0.12	0.08 έως 0.11	-
Zn	Zn	0.125 έως 0.17	0.14 έως 0.19	-
Cd	Cd	0.08 έως 0.12	0.14 έως 0.15	-

9

9

Ροπή σύσφιξης



$$M = F \left[\tan(\rho' \pm a) \frac{d_2}{2} + \mu_{\pi} \frac{d_m}{2} \right]$$

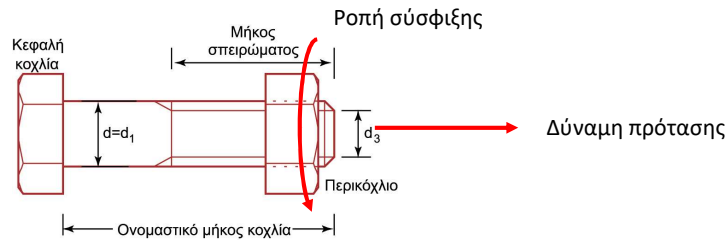
- F η εφελκυστική δύναμη στον κοχλία
- $\rho' = \mu / \cos(\beta/2)$ με $\beta = 60^\circ$ για μετρικό και μ ο συντελεστής τριβής μεταξύ κοχλία και περικοχλίου
- a η γωνία του σπειρώματος
- $d_2 = (d + d_3)/2$ η μέση διάμετρος του κοχλία
- μ_{π} ο συντελεστής τριβής μεταξύ περικοχλίου και ελάσματος (0 αν αγνοήσουμε την ροδελα)
- $d_m = (d + d_{\pi})/2$ όπου d_{π} η διάμετρος του περικοχλίου

Στοιχεία Μηχανών - Διάλεξη 6

10

10

Πρόταση κοχλία



- Απαιτούμενη πρόταση: 1.5x το στατικό φορτίο ή 2-2.5x το δυναμικό φορτίο
- Μέγιστη πρόταση: $F_i = 2840d$ (kp)
 $M_i = CdF_i$ (kpcmt) (αντιστοιχούσα ροπή)
 όπου $C=0.2$ για σπείρωμα χωρίς λίπανση
 $C=0.18$ για σπείρωμα με λίπανση

Στατική φόρτιση



- Θεωρώ κοχλία με πρόταση F_i που συνδέει δύο φλάντζες
- Η F_i οποία προκαλεί αρχική επιμήκνωση δ_{ib} στον κοχλία, και αρχική βράχυνση δ_{ip} στις φλάντζες.

Νόμος Hooke (ελατηρίου)

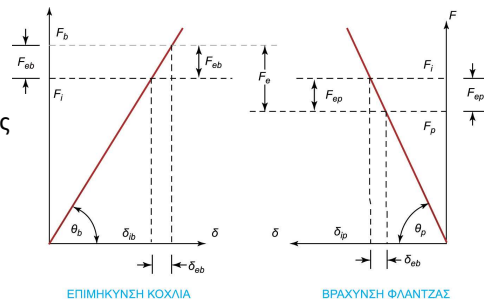
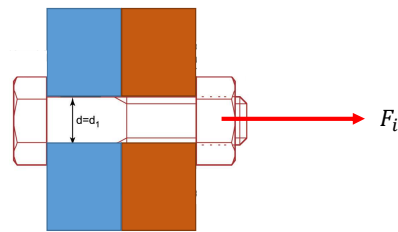
$$F_i = k_b \delta_{ib} \text{ με } k_b = E_b A_b / L_b \text{ και}$$

$$F_{ip} = k_p \delta_{ip} \text{ με } k_p = E_p A_p / L_p$$

- Όταν εφαρμοστεί φορτίο λειτουργίας F_e , οι δυνάμεις γίνονται:

$$F_b = F_i + \frac{k_b}{k_b + k_p} F_e$$

$$F_p = F_i - \frac{k_p}{k_b + k_p} F_e$$



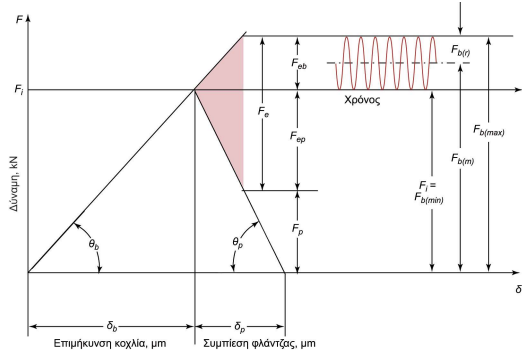
Δυναμική φόρτιση κοχλία



- Αν το φορτίο λειτουργίας είναι μεταβαλλόμενο (πχ μεταξύ 0 και F_e)

$$F_{b(max)} = F_i + \frac{k_b}{k_b+k_p} F_e \quad \rightarrow \quad F_{bm} = F_i + \frac{k_b}{k_b+k_p} \frac{F_e}{2} \quad \text{Μέση τιμή}$$

$$F_{b(min)} = F_i \quad \rightarrow \quad F_{br} = \frac{k_b}{k_b+k_p} \frac{F_e}{2} \quad \text{εύρος}$$



$$\sigma_m = F_{bm}/A_3$$

$$\sigma_r = F_{br}/A_3$$

Όπου A_3 η επιφάνεια που ορίζει η εσωτερική διάμετρος του σπειρώματος d_3

Soderberg

$$\sigma_{eq} = \sigma_m + \sigma_r \frac{S_y}{S_e} < \frac{S_y}{N}$$

Στοιχεία Μηχανών - Διάλεξη 6

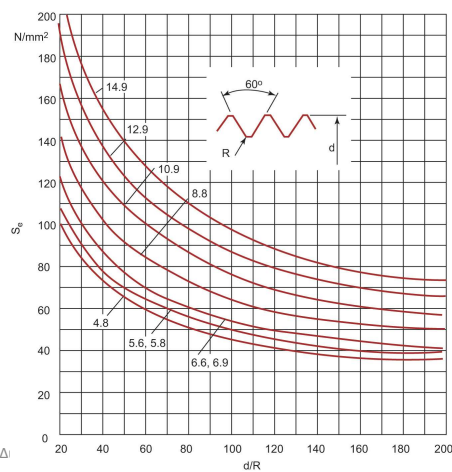
13

13

Συντελεστές συγκέντρωσης τάσεων



- Χρησιμοποιούνται στον υπολογισμό του τροποποιημένου ορίου διαρκούς αντοχής ανάλογα με την κατηγορία κοχλία



Το διάγραμμα δίνει το S_e για κάθε κατηγορία

Στοιχεία Μηχανών - Δι

14

14

Τάσεις κοχλία



Περίπτωση	Τάση
Εφελκυσμός κορμού	$\sigma = F_i/A_s$ $A_s = \pi d^3/4$ για δυναμικό φορτίο $A_s = \pi d_m^3/4$ για στατικό φορτίο με $d_m = (d_2 + d_3)/2$
Κάμψη κορμού	$\sigma = \delta E/2L$ με δ την εγκάρσια μετατόπιση
Στρέψη κοχλία για σύσφιξη	$\tau = 16M/\pi d_3^3$
Σύνθετη καταπόνηση	$\sigma_{eq} = \sqrt{\sigma^2 + \alpha\tau^2} \leq \frac{S_y}{N}$ $\alpha=3$ (von Mises) ή 4 (Tresca)
Διατμητική τάση σπειρώματος	$\tau = F_b/\pi d_3 n b$ n ο αριθμός σπειρών b το ύψος της σπείρας
Κάμψη σπειρώματος	$\sigma = 3F_b h/\pi d_m n b^2$ h το ύψος του δοντιού

Στοιχεία Μηχανών - Διάλεξη 6

15

15

Επιφανειακή τάση σπειρώματος



- Το φορτίο F παραλαμβάνεται από το περικόχλιο πάχους $h_\pi = nP$ με εργαζόμενη επιφάνεια σπειρώματος $A_\sigma = h_\pi(\pi d_2 H_1)/P$

$$\sigma_b = \frac{F}{A_\sigma} = \frac{F}{h_\pi(\pi d_2 H_1)/P} < \sigma_b(\epsilon\pi)$$

ΚΟΧΛΙΑΣ - ΠΕΡΙΚΟΧΛΙΟ	Επιτρεπόμενη επιφανειακή πίεση $\sigma_{\epsilon\pi}$, (MPa)	ΤΑΧΥΤΗΤΑ
Χάλυβας-Χυτοσίδηρος	120 έως 170	Χαμηλή
Χάλυβας-Μπρούντζος	105 έως 170	Χαμηλή
Χάλυβας-Μπρούντζος	10 έως 16	Υψηλή
Χάλυβας-Χυτοσίδηρος	40 έως 70	Μέτρια
Χάλυβας-Μπρούντζος	50 έως 95	Μέτρια

Στοιχεία Μηχανών - Διάλεξη 6

16

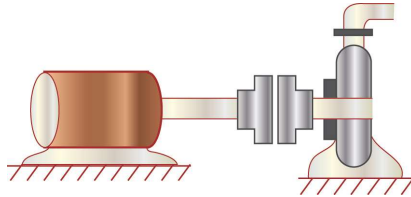
16

Άσκηση



7.7.2 από Παπαδόπουλος, Στοιχεία Μηχανών, σελ. 238-239

13.4.1 από Παπαδόπουλος, Στοιχεία Μηχανών, σελ. 525-526



13.4.2 από Παπαδόπουλος, Στοιχεία Μηχανών, σελ. 526-528



Ερωτήσεις?

Στοιχεία Μηχανών

Διάλεξη 7

Μετωπικοί Οδοντωτοί Τροχοί

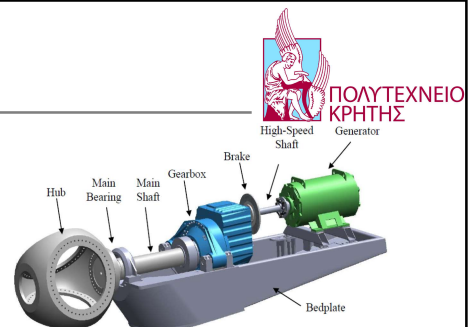
Παναγιώτης Αλευράς
(palevras@tuc.gr)

1

Γρανάζια

Χρησιμοποιούνται παντού, από ρολόγια χειρός έως ανεμογεννήτριες

Ακρίβεια στην μεταφορά ισχύος και κίνησης μεταξύ αξόνων



50 τόνοι μεταφέρουν 5 MW ισχύος και ροπή 4000 kNm!

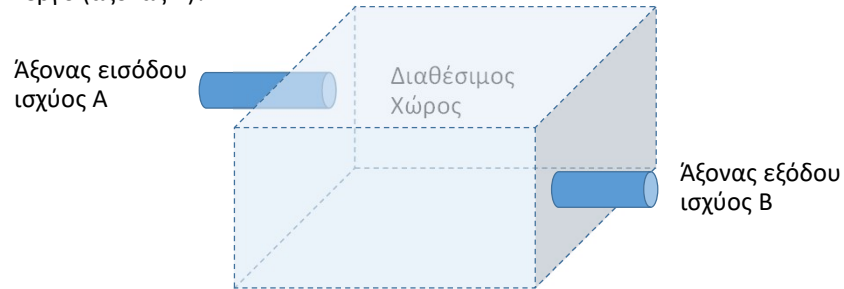
Αυξάνουν ταχύτητα περιστροφής 50 έως 100 φορές

2

Βασικό ζητούμενο σχεδιασμού



Πώς θα μεταφερθεί η απαιτούμενη ισχύς από την παροχή (άξονας A) στο έργο (άξονας B)?



Ποιος πρέπει να είναι ο λόγος των στροφών εισόδου-εξόδου (σχέση μετάδοσης)? Τι ροπή πρέπει να μεταφερθεί?

ΓΕΩΜΕΤΡΙΑ ΤΡΟΧΩΝ

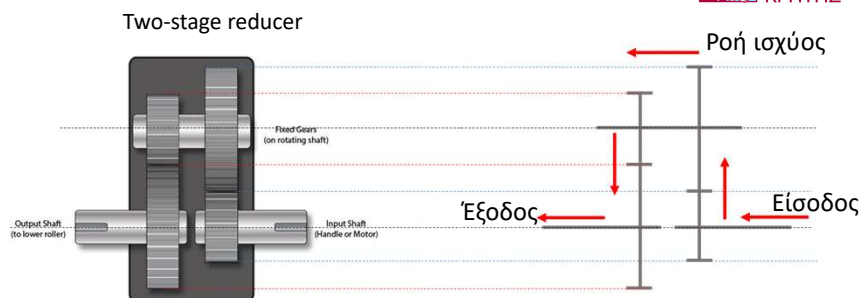
ΑΝΤΟΧΗ ΤΡΟΧΩΝ

Στοιχεία Μηχανών - Διάλεξη 7

3

3

Βαθμίδες



Σε ένα μειωτήρα στροφών κάθε ζεύγος τροχών ονομάζεται βαθμίδα (stage). Μπορεί να έχουμε 1,2 ή και 3 βαθμίδες, ανάλογα με την επιθυμητή σχέση μετάδοσης και τους περιορισμούς σχεδιασμού (πχ διαθέσιμος χώρος).

Βασικό στοιχείο είναι η αναγνώριση της ροής ισχύος. Κάθε βαθμίδα μειώνει (αυξάνει) τις στροφές n και αυξάνει (μειώνει) την ροπή T . Η ισχύς $N = T * 2\pi n / 60$ μένει σταθερή αν αγνοήσουμε απώλειες στα ρουλεμάν και στην επαφή των τροχών.

Στοιχεία Μηχανών - Διάλεξη 7

4

4

Γεωμετρία οδοντώσεων



ΚΡΙΣΙΜΑ ΓΕΩΜΕΤΡΙΚΑ ΜΕΓΕΘΗ

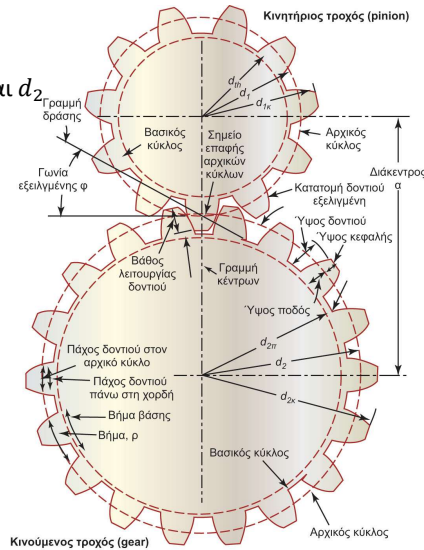
- Διάμετρος αρχικού κύκλου d_1 και d_2
- Διάκεντρος $a = (d_1 + d_2)/2$
- Αριθμός οδόντων N_1 και N_2
- Βήμα οδόντωσης p

$$pN_1 = \pi d_1 \quad \text{και} \quad pN_2 = \pi d_2$$

Module m

$$m = \frac{p}{\pi} = \frac{d_1}{N_1} = \frac{d_2}{N_2}$$

Δύο συνεργαζόμενοι τροχοί έχουν το ίδιο module



Στοιχεία Μηχανών - Διάλεξη 7

Module m

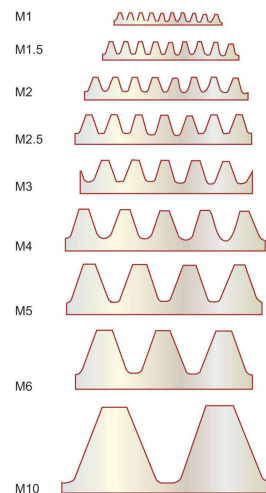


Τυποποιημένες τιμές module, mm											
Σειρά 1	Σειρά 2	Σειρά 3	Σειρά 1	Σειρά 2	Σειρά 3	Σειρά 1	Σειρά 2	Σειρά 3	Σειρά 1	Σειρά 2	Σειρά 3
0.1			1.25			8	7		50		
0.2	0.15		1.5			10	9		60		65
0.3	0.25		2	1.75		12	11		70		75
0.4	0.35		2.5	2.25		14	13		80		85
0.5	0.45		3	2.75		16	15		90		95
0.6	0.55		3.5	3.25		20	18		100		110
		0.65	4	3.75		25	22				
		0.7	4.5			28					
		0.75	5			32					
		0.8	5.5			36					
		0.9	6			40					
		1	6.5			45					

Η επιλογή του module γίνεται κατά προτεραιότητα από την σειρά 1, μετά από την σειρά 2 και τελευταία από την σειρά 3.

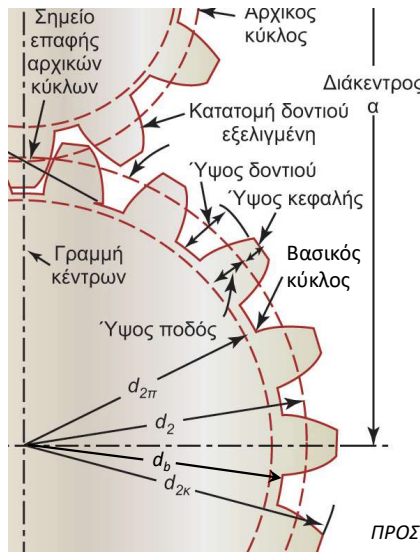
$$d_i = mN_i \quad a = m(N_1 + N_2)/2$$

Το module είναι τυποποιημένο και ο αριθμός δοντιών N ακέραιος, άρα Η διάμετρος του τροχού και η διάκεντρος ενός ζεύγους είναι **διακριτά**, δηλ μπορούν να μόνο πάρουν συγκεκριμένες τιμές.



Στοιχεία Μηχανών - Διάλεξη 7

Λοιπά γεωμετρικά μεγέθη



Ύψος κεφαλής $h_k = \frac{d_k - d}{2} = m$

Ύψος ποδός $h_\pi = \frac{d - d_\pi}{2} = 1.25m$

Χάρη $c = a - \frac{d_{1k} + d_{2\pi}}{2} = 0.25m$

Διάμετροι: Αρχικού κύκλου d
 Κύκλου κεφαλής d_k
 Κύκλου ποδός (ρίζας) d_π
Βασικού κύκλου d_b

βιβλίο

ΠΡΟΣΟΧΗ! στο βιβλίο υπάρχει σύγχυση μεταξύ d_π και d_b

Στοιχεία Μηχανών - Διάλεξη 7

7

7

Βασικός κανόνας οδόντωσης



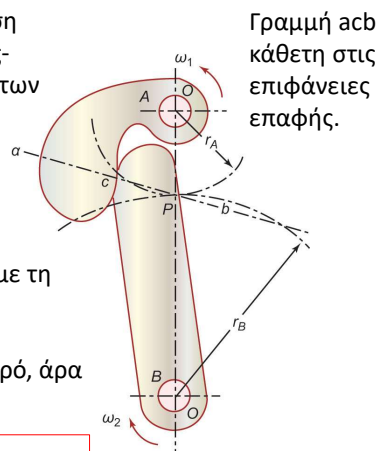
Γενικά, για μία τυχαία θέση κατά τη μετάδοση κίνησης από τυχαίο έκκεντρο σώμα 1 (κάμας-cam) σε ένα άλλο 2 όπου το σημείο επαφής των σωμάτων είναι το c ισχύει ότι:

$$\frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{(BP)}{(AP)} = i \quad (\text{Σχέση μετάδοσης})$$

Το P είναι το σημείο τομής της γραμμής acb με τη διάκεντρο.

Στις εφαρμογές, θέλουμε το i να είναι σταθερό, άρα πρέπει το σημείο P να είναι σταθερό:

$$\text{Τότε: } i = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{r_B}{r_A} = \frac{d_2}{d_1} = N_2/N_1$$



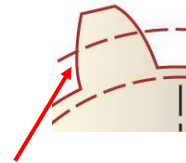
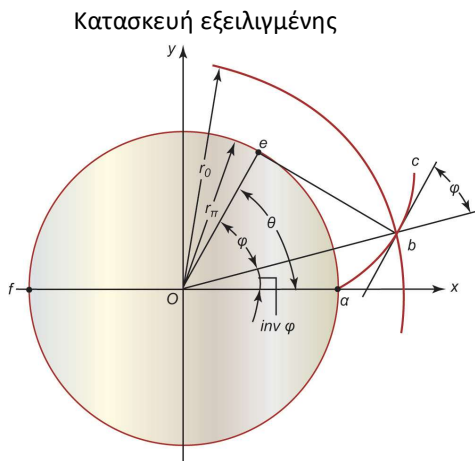
Γραμμή acb κάθετη στις επιφάνειες επαφής.

Στοιχεία Μηχανών - Διάλεξη 7

8

8

Καμπύλη εξειλιγμένης (involute curve)



Το **πλαινό προφίλ** των δοντιών που έρχονται σε επαφή (ΚΑΤΑΤΟΜΗ) ορίζεται από την εξειλιγμένη καμπύλη.

Τυλίγουμε το βασικό κύκλο με νήμα aeb . Αρχικά, το b συμπίπτει με το a .

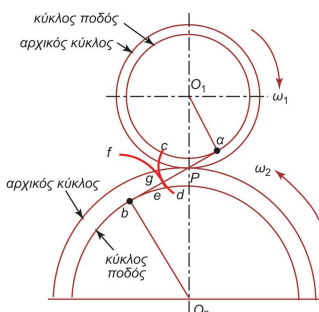
Ξετυλίγω, ώστε $(eb) = (\text{τόξο } ea)$. Αυξάνοντας την γωνία θ , σχηματίζω την καμπύλη της εξειλιγμένης.

Ο κύκλος με ακτίνα Oa λέγεται **βασικός κύκλος**.

9

9

Βασικός κύκλος

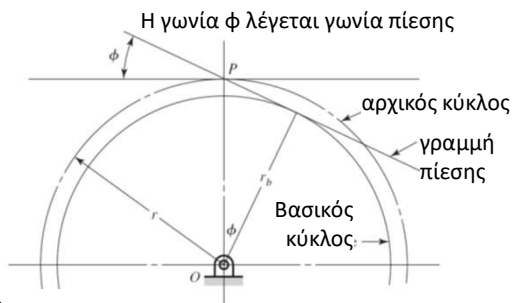


Η γραμμή bga είναι η γραμμή πίεσης

Όλα τα σημεία επαφής των δοντιών ανήκουν στην bga

Το δόντι του $O1$ ορίζεται από την cd για $> d_{b1}$

Το δόντι του $O2$ ορίζεται από την fg για $> d_{b2}$



Διάμετρος Βασικού Κύκλου

$$d_b = d_0 \cos \varphi$$

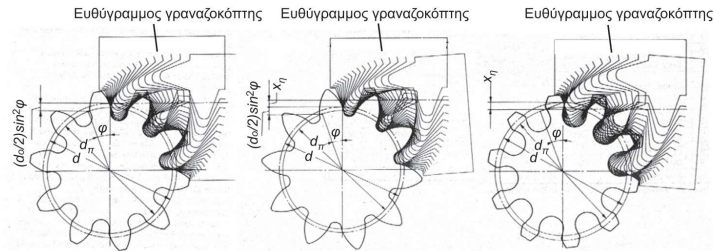
$$\varphi = 20^\circ (14.5^\circ, 25^\circ)$$

Στοιχεία Μηχανών - Διάλεξη 7

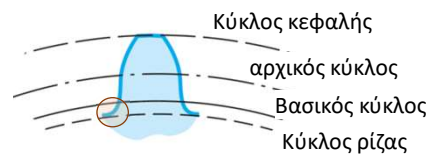
10

10

ΥΠΟΚΟΠΕΣ



Η κατατομή του δοντιού εσωτερικά του βασικού κύκλου ($r < r_b$) και μέχρι τη ρίζα του δοντιού δεν καθορίζεται από την εξειλιγμένη. (Περιοχή υποκοπής)



11

ΥΠΟΚΟΠΕΣ



Στη περιοχή υποκοπών, θα υπήρχε επικάλυψη των συνεργαζόμενων δοντιών αλλά πραγματοποιούνται υποκοπές για την αποφυγή τους. Μεγάλο εύρος υποκοπών οδηγεί σε μείωση της αντοχής του δοντιού. Δεν θέλουμε να υπάρχει επαφή σε αυτή τη περιοχή για να έχουμε ομαλή μετάδοση

- Αριθμός δοντιών για αποφυγή υποκοπών

$$N \geq \frac{2}{\sin^2 \varphi} = 17 \text{ (για } \varphi = 20^\circ \text{)}$$

Για σύστημα πινιόν-κανόνα (δες μετά)

- Θετική μετατόπιση $x * m$

$$N \geq \frac{2(1-x)}{\sin^2 \varphi} \quad \text{Ελάχιστο } N \text{ για δεδομένη } x \quad x \geq 1 - \frac{N}{2} \sin \varphi \quad \text{Ελάχιστο } x \text{ για δεδομένο } N$$

- Αριθμός δοντιών για αποφυγή υποκοπών σε ζεύγος τροχών με module m

$$N_p \geq \frac{2}{(1+2m) \sin^2 \varphi} (m + \sqrt{m^2 + (1+2m) \sin^2 \varphi})$$

12

ΥΠΟΚΟΠΕΣ



- Κατασκευή πινιόν από κανόνα

Ο κανόνας μετατοπίζεται κατά $x \cdot m$ για την αποφυγή υποκοπών

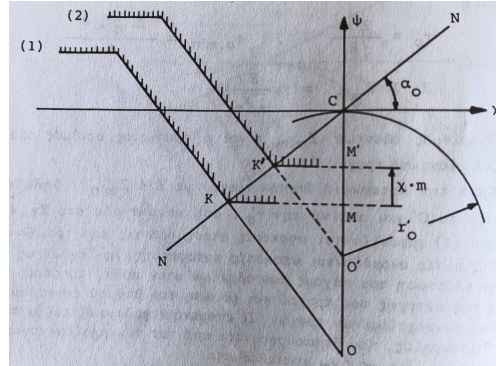
- Μεγέθη του πινιόν που δεν αλλάζουν από την μετατόπιση $module, d, d_b$

- Μεγέθη του πινιόν που αλλάζουν από την μετατόπιση

$$h_k = m + xm$$

$$h_\pi = m - xm$$

$$a = (d_1 + d_2)/2 + xm$$



Στοιχεία Μηχανών - Διάλεξη 7

13

13

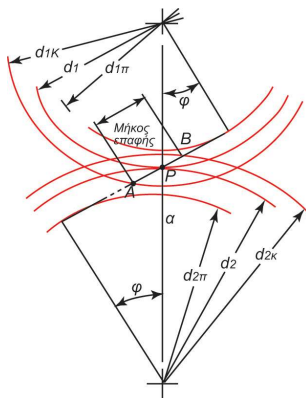
Λόγος Επαφής



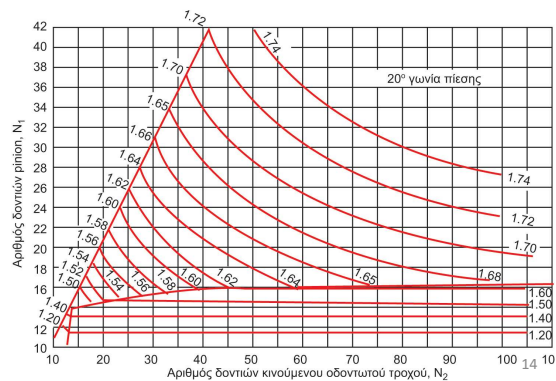
$$m_c = \frac{1}{2\pi \cos \varphi} \left[\sqrt{(N_2 + 2)^2 - N_2^2 \cos^2 \varphi} + \sqrt{(N_1 + 2)^2 - N_1^2 \cos^2 \varphi} - (N_1 + N_2) \sin \varphi \right]$$

Δίνει τον μέσο αριθμό δοντιών που βρίσκονται σε επαφή

Για ομαλή λειτουργία θέλουμε $m_c > 1.3$ (1.5)



Στοιχεία Μηχανών - Διάλεξη 7



14

Εσωτερική οδόντωση



Οι σχέσεις αυτές με + ισχύουν για ζεύγος με εξωτερική οδόντωση

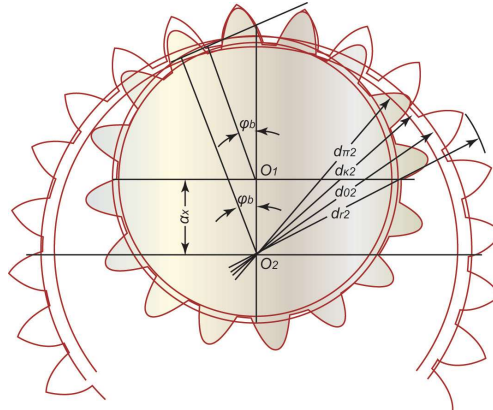
Διάκεντρος

$$a_x = \frac{d_{o2} - d_{o1}}{2}$$

Αρχικοί κύκλοι

$$d_{o1} = \frac{2\alpha_x N_1}{N_2 - N_1} \quad \text{πινιόν}$$

$$d_{o2} = \frac{2\alpha_x N_2}{N_2 - N_1} \quad \text{τροχός}$$

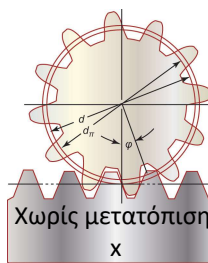


15

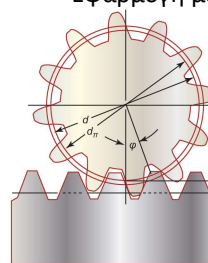
Πινιόν-κανόνας (rack and pinion)



Εφαρμογή μετατόπισης x για αποφυγή υποκοπών



Χωρίς μετατόπιση x

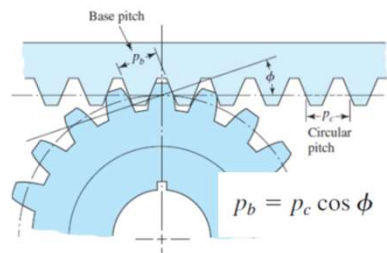


Κανόνας. Ευθύγραμμο σώμα με οδόντωση, άπειρη θεωρητική ακτίνα και άπειρος αριθμός δοντιών. Προφίλ δοντιών ευθύγραμμο.

Μετατροπή περιστροφικής σε γραμμική κίνηση και αντίθετα.

Για μία πλήρη περιστροφή του πινιόν, ο κανόνας μετατοπίζεται κατά

$$L = \pi d_o = \pi m N$$



16

Παράδειγμα γεωμετρίας



Παράδειγμα γεωμετρίας κανόνα-πινιόν

No	Στοιχείο	Σύμβολο	Σχέση	Παράδειγμα	
				μεταπινιόν	κανόνας
1	module	m		3	
2	Γωνία εξελιγμένης	ϕ		20	
3	Αριθμός δοντιών	N_1		12	
4	Συντελεστής μετατόπισης	x_m		0.60	---
5	Ύψος αρχικής γραμμής κανόνα	h_0		--	32.000
6	Γωνία δράσης λειτουργίας	ϕ_b		20	
7	Διάκεντρος	a_x	$a_x = N_1 m / 2 + h_0 + x_m$		51.800
8	Αρχική διάμετρος	d_0	$d_0 = N_1 m$	36.000	
9	Διάμετρος ποδός	d_p	$d_p = d_0 \cos \phi$	33.829	---
10	Αρχική διάμετρος λειτουργίας	d_b	$d_b = d_p / \cos \phi_b$	36.000	
11	Ύψος κεφαλής	h_k	$h_k = (1 + x) m$	4.800	3.000
12	Ολικό ύψος	h	$h = 2.25 m$		6.750
13	Εξωτερική διάμετρος	d_k	$d_k = d_0 + 2h_k$	45.600	
14	Διάμετρος ρίζας	d_r	$d_r = d_k - 2h$	32.100	---

Στοιχεία Μηχανών - Διάλεξη 7

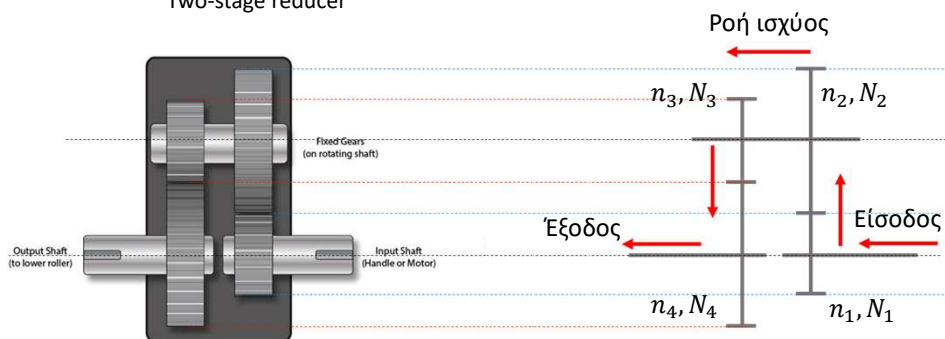
17

17

Geartrains



Two-stage reducer



$$i_{1,4} = \frac{n_1}{n_4} = \frac{n_1}{n_{23}} \frac{n_{23}}{n_4}$$

$$i_{1,4} = \frac{N_2 N_4}{N_1 N_3}$$

Οι τροχοί στον παράλληλο άξονα (2,3) περιστρέφονται με την ίδια ταχύτητα $n_2 = n_3 = n_{23}$

Στοιχεία Μηχανών - Διάλεξη 7

18

18

Πλανητικά συστήματα

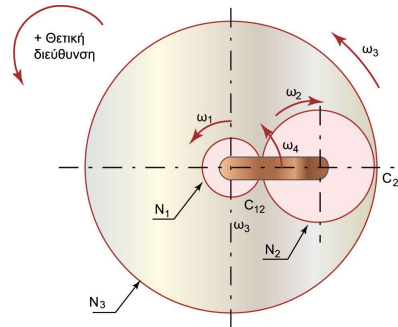


Ήλιος (1) με εξωτερική οδόντωση και σταθερό κέντρο περιστροφής,

Πλανήτης (2) με εξωτερική οδόντωση και ελεύθερο κέντρο περιστροφής,

Εξωτερικός τροχός – **ring (3)** με εσωτερική οδόντωση (3)

Βραχίονας (4) που συγκρατεί τον πλανήτη γύρω από τον ήλιο



$$n_1 N_1 = n_2 N_2 + n_4 (N_1 + N_2)$$

$$n_3 N_3 = n_4 (N_1 + N_2) - n_2 N_2$$

19

Πλανητικά συστήματα



- Υποπερίπτωση ακίνητου ring (3) – Είσοδος 1, Έξοδος 4

$$i_{1,4} = \frac{n_1}{n_4}$$

$$\begin{aligned} n_1 N_1 &= n_2 N_2 + n_4 (N_1 + N_2) \\ 0 &= n_4 (N_1 + N_2) - n_2 N_2 \end{aligned}$$

$$n_1 N_1 = 2n_4 (N_1 + N_2)$$

$$i_{1,4} = \frac{n_1}{n_4} = 2 \left(1 + \frac{N_2}{N_1} \right)$$

20

Ερωτήσεις?

Στοιχεία Μηχανών

Διάλεξη 7

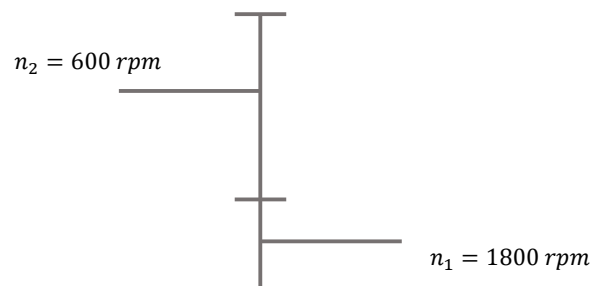
Μετωπικοί Οδοντωτοί Τροχοί Ασκήσεις

Παναγιώτης Αλευράς
(palevras@tuc.gr)

1

Άσκηση 1

- Μονοβάθμιος μειωτήρας μετωπικών οδοντωτών τροχών έχει στροφές εισόδου 1800 rpm και στροφές εξόδου 600 rpm. Υπολογίστε τα γεωμετρικά χαρακτηριστικά των τροχών του μειωτήρα εάν δίνεται ότι $\text{module} \geq 4$.



2

Άσκηση 1 - Λύση



- Αρχικά υπολογίζουμε την σχέση μετάδοσης

$$i = \frac{n_1}{n_2} = \frac{1800 \text{ rpm}}{600 \text{ rpm}} = 3$$

- Γνωρίζοντας την σχέση μετάδοσης, έχουμε

$$i = \frac{n_1}{n_2} = \frac{d_2}{d_1} = \frac{N_2}{N_1} = 3$$

- Ξεκινάμε με τον ελάχιστο N_1 ώστε να αποφύγουμε υποκοπές.

$$N_1 = \frac{2}{\sin^2 \varphi} = \frac{2}{\sin^2 20^\circ} \sim 17.1 \quad \bullet \text{ Άρα επιλέγω } N_1 = 18$$

Στοιχεία Μηχανών - Διάλεξη 7

3

3

Άσκηση 1 - Λύση



- Δίνεται ότι $m \geq 4$

Άρα για $N_1 = 18$

$$N_2 = iN_1 = 3 * 18 = 54$$

Διάμετροι αρχικών κύκλων

$$d_1 = mN_1 = 4 * 18 = 72 \text{ mm}$$

$$d_2 = mN_2 = 4 * 54 = 216 \text{ mm}$$

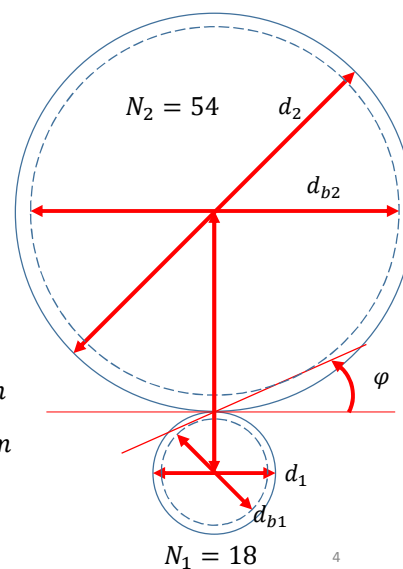
Διάμετροι βασικών κύκλων

$$d_{b1} = d_1 \cos \varphi = 72 * 0.94 = 67.7 \text{ mm}$$

$$d_{b2} = d_2 \cos \varphi = 216 * 0.94 = 203 \text{ mm}$$

$$a = \frac{d_1 + d_2}{2} = \frac{72 + 216}{2} = 144 \text{ mm}$$

Στοιχεία Μηχανών - Διάλεξη 7



4

4

Άσκηση 1 - Λύση



- Λοιπά γεωμετρικά μεγέθη

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

$$h_{\pi} = 1.25m = 1.25 * 4 = 5 \text{ mm}$$

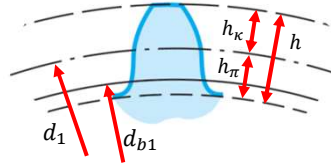
$$h = h_{\kappa} + h_{\pi} = 4 + 5 = 9 \text{ mm}$$

$$d_{\kappa 1} = d_1 + 2h_{\kappa} = 72 + 2 * 4 = 80 \text{ mm}$$

$$d_{\kappa 2} = d_2 + 2h_{\kappa} = 216 + 2 * 4 = 224 \text{ mm}$$

$$d_{\pi 1} = d_1 - 2h_{\pi} = 72 - 2 * 5 = 62 \text{ mm}$$

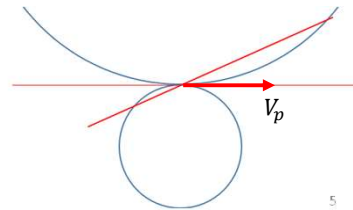
$$d_{\pi 2} = d_2 - 2h_{\pi} = 216 - 2 * 5 = 206 \text{ mm}$$



Λόγος επαφής,
 $m_c = 1.5$

Περιφερειακή ταχύτητα στο σημείο
κυλίσεως

$$V_p = \frac{\pi d_1 (m) n_1 (\text{rpm})}{60} = 2.16 \text{ m/s}$$



Στοιχεία Μηχανών - Διάλεξη 7

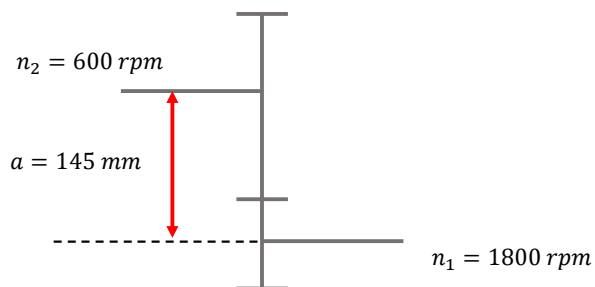
5

5

Άσκηση 2



- Υπολογίστε τη γεωμετρία του προηγούμενου μειωτήρα με τον επιπλέον περιορισμό για τη διάκεντρο $a=145 \text{ mm}$.



Στοιχεία Μηχανών - Διάλεξη 7

6

6

Άσκηση 2 - Λύση



- Γνωρίζουμε την σχέση μετάδοσης $i = 3$.

$$a = 145 \Rightarrow \frac{d_1 + d_2}{2} = a$$

$$mN_1 + mN_2 = 2a$$

$$mN_1 + miN_1 = 2a$$

$$mN_1(1 + i) = 2a$$

$$mN_1 = \frac{2a}{(1 + i)}$$



$$d_1 = \frac{2a}{(1 + i)}$$

Αρχική εκτίμηση διαμέτρου
πινιόν από διάκεντρο a

7

Άσκηση 2 - Λύση



- Ισχύει ο περιορισμός $m \geq 4$.

$$mN_1 = \frac{2a}{(1 + i)}$$

$$m = 4 \Rightarrow 4 * N_1 = \frac{2a}{(1 + i)}$$

$$4 * N_1 = \frac{2 * 145}{(1 + 3)}$$

$$N_1 = 18.125$$

$$m = 4.5 \Rightarrow 4.5 * N_1 = \frac{2a}{(1 + i)}$$

$$4.5 * N_1 = \frac{2 * 145}{(1 + 3)}$$

$$N_1 = 16.111$$

$$N_1 = 16.111 < N_{min} = 17$$

- Δεν υπάρχει module και N που να ικανοποιεί το πρόβλημα.

8

Άσκηση 2 - Λύση



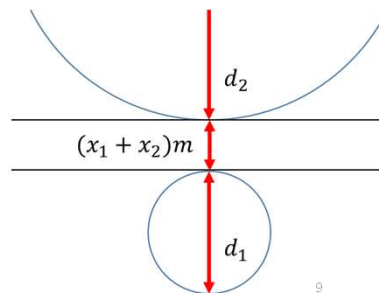
- Εφαρμόζουμε μετατοπίσεις στον κανόνα κοπής και τις υπολογίζουμε.

$$N_1 = 18 \Rightarrow m * 18 = \frac{2a}{(1+i)} \Rightarrow m * 18 = \frac{2 * 145}{(1+3)} \Rightarrow m = 4.0277$$

- Τυποποιούμε το module προς τα κατω από Πιν 18.1, άρα **m=4**

- Εφαρμόζουμε μετατοπίσεις όπως στο σχήμα

$$\frac{d_1 + d_2 + (x_1 + x_2)m}{2} = a$$



Στοιχεία Μηχανών - Διάλεξη 7

9

9

Άσκηση 2 - Λύση



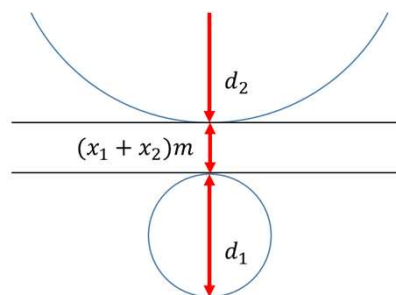
$$\frac{mN_1 + mN_2 + (x_1 + x_2)m}{2} = a$$

$$\frac{mN_1 + miN_1 + (x_1 + x_2)m}{2} = a$$

$$\frac{4N_1 + 4 * 3 * iN_1 + (x_1 + x_2)4}{2} = 145$$

$$4N_1 + (x_1 + x_2) = 72.5$$

- Επιλέγω $N_1 = 18$ απόπου προκύπτει $(x_1 + x_2) = 0.5$



Στοιχεία Μηχανών - Διάλεξη 7

10

10

Άσκηση 2 - Λύση



- Επιμερισμός συνολικής μετατόπισης στο πινιόν και στον τροχό

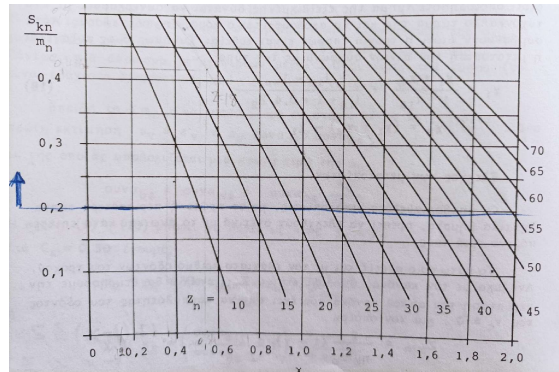
$$x_1 = \frac{x_1 + x_2}{i + 1}$$

$$x_2 = ix_1$$

$$x_1 = \frac{0.5}{4} = 0.125$$

$$x_2 = 3 * 0.125 = 0.375$$

Έλεγχος μετατόπισης πινιόν



Διάγραμμα μέγιστου x για πινιόν βάσει πλάτους κεφαλής S_k . Συνήθως θέλω $S_k = 0.25m$

Στοιχεία Μηχανών - Διάλεξη 7

11

11

Άσκηση 2 - Λύση



Γεωμετρικά μεγέθη ζεύγους

ΠΙΝΙΟΝ

$$h_{κ1} = m + x_1 m = 4.5 \text{ mm}$$

$$h_{π1} = 1.25m - x_1 m = 4.5 \text{ mm}$$

$$h_1 = h_{κ2} + h_{π2} = 4.5 + 4.5 = 9 \text{ mm}$$

$$d_1 = mN_1 = 4 * 18 = 72 \text{ mm}$$

$$d_{b1} = d_1 \cos \varphi = 72 * 0.94 = 67.7 \text{ mm}$$

$$d_{κ} = d_1 + 2h_{κ1} = 81 \text{ mm}$$

$$d_{π1} = d_1 - 2h_{π1} = 63 \text{ mm}$$

ΤΡΟΧΟΣ

$$h_{κ2} = m + x_2 m = 5.5 \text{ mm}$$

$$h_{π2} = 1.25m - x_2 m = 3.5 \text{ mm}$$

$$h_2 = h_{κ2} + h_{π2} = 5.5 + 3.5 = 9 \text{ mm}$$

$$d_2 = mN_2 = 4 * 54 = 216 \text{ mm}$$

$$d_{b2} = d_2 \cos \varphi = 216 * 0.94 = 203 \text{ mm}$$

$$d_{κ2} = d_2 + 2h_{κ2} = 227 \text{ mm}$$

$$d_{π2} = d_2 - 2h_{π2} = 209 \text{ mm}$$

Στοιχεία Μηχανών - Διάλεξη 7

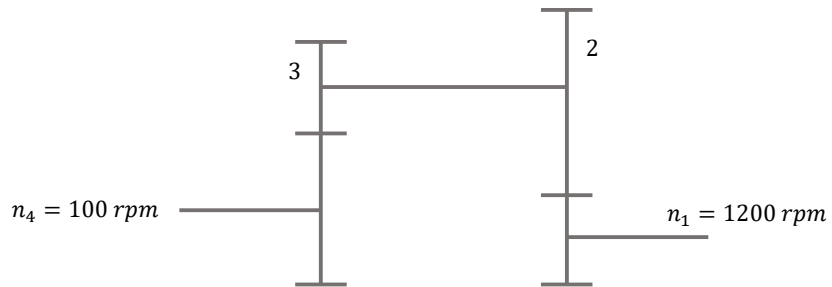
12

12

Άσκηση 3



- Υπολογίστε διβάθμιο μειωτήρα μετωπικών οδοντωτών τροχών για την μεταφορά 10 HP με στροφές εισόδου 1200rpm και εξόδου 100 rpm



Στοιχεία Μηχανών - Διάλεξη 7

13

13

Άσκηση 3 - Λύση



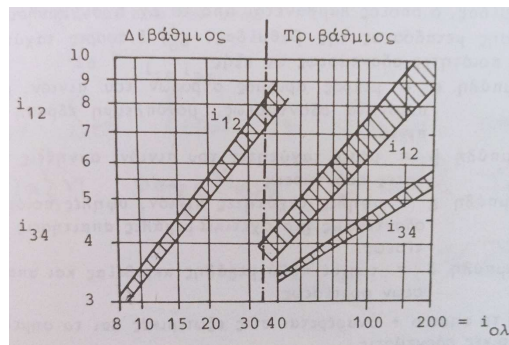
- Υπολογισμός ολικής σχέσης μετάδοσης και επιμερισμός της στις δυο βαθμίδες

$$i_{ολ} = \frac{n_4}{n_1} = \frac{1200 \text{ rpm}}{100 \text{ rpm}} = 12$$

$$i_{ολ} = i_{12} i_{34} = \frac{N_2 N_4}{N_1 N_3}$$

Επιλέγω από διάγραμμα
 $i_{12} = 4$ και $i_{34} = 3$

$$N_2 = 4N_1 \text{ και } N_4 = 3N_3$$



Στοιχεία Μηχανών - Διάλεξη 7

14

14

Άσκηση 3 - Λύση



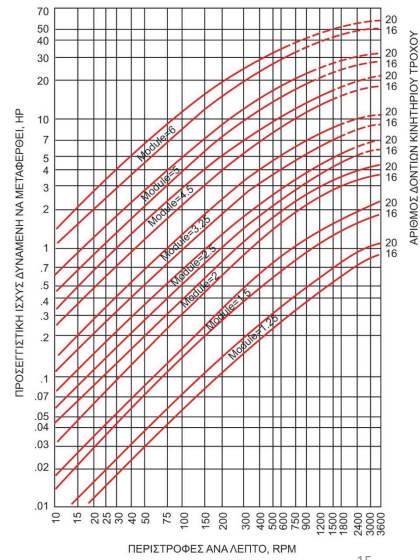
- Επιλογή module από Σχ. 18.16
- Το διάγραμμα δίνει καμπύλες ελάχιστου module σε σχέση με την μεταφερόμενη ισχύ και τις στροφές του πινιόν

$$n_1 = 1200 \text{ rpm}, P_1 = 10 \text{ HP}$$

Επιλέγω module $m=4$ για την βαθμίδα 12

$$n_3 = n_2 = \frac{n_1}{i_{12}} = \frac{1200}{4} = 300 \text{ rpm}, P_1 = 10 \text{ HP}$$

Επιλέγω module $m=5$ για την βαθμίδα 34



Στοιχεία Μηχανών - Διάλεξη 7

15

15

Άσκηση 3 - Λύση



- Επιλογή αριθμού οδόντων

$$N_1 = 18 \rightarrow N_4 = 72$$

$$d_1 = m_1 N_1 = 4 * 18 = 72 \text{ mm}$$

$$N_3 = 18 \rightarrow N_4 = 54$$

$$d_3 = m_3 N_3 = 5 * 18 = 90 \text{ mm}$$

- Έλεγχος με περιφερειακή ταχύτητα

$$V_{p1} = \frac{\pi d_1(m) n_1(\text{rpm})}{60}$$

$$V_{p12} = \frac{\pi * 0.072 * 1200}{60} = 4.5 \text{ m/s}$$

$$V_{p34} = \frac{\pi d_2(m) n_2(\text{rpm})}{60}$$

$$V_{p34} = \frac{\pi * 0.09 * 300}{60} = 1.4 \text{ m/s}$$

Στοιχεία Μηχανών - Διάλεξη 7

16

16

Άσκηση 3 - Λύση



V_p	>5	1 έως 5	<1
Δόντια πινιόν	20-25	18-22	14-20

$V_{p12} = 4.5 \text{ m/s}$ κοντά στο όριο του 5 m/s , άρα τελική επιλογή $N_1 = 21$

Βαθμίδα 12

$$N_1 = 21 \quad N_2 = i_{12}N_1 = 84$$

$$m_{12} = 4$$

$$d_1 = 84 \text{ mm}$$

$$d_2 = 336 \text{ mm}$$

$$a = 210 \text{ mm}$$

$$m_{c12} = 1.56$$

Στοιχεία Μηχανών - Διάλεξη 7

Βαθμίδα 34

$$N_3 = 18 \quad N_4 = i_{34}N_3 = 54$$

$$m_{12} = 5$$

$$d_1 = 90 \text{ mm}$$

$$d_2 = 270 \text{ mm}$$

$$a = 180 \text{ mm}$$

$$m_{c12} = 1.5$$

17

17



Ερωτήσεις?

Στοιχεία Μηχανών - Διάλεξη 7

18

18

Στοιχεία Μηχανών

Διάλεξη 8

Μετωπικοί Οδοντωτοί Τροχοί - Δυναμεις

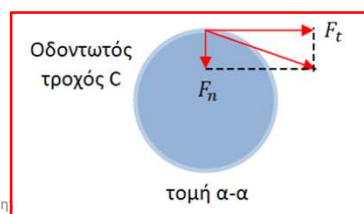
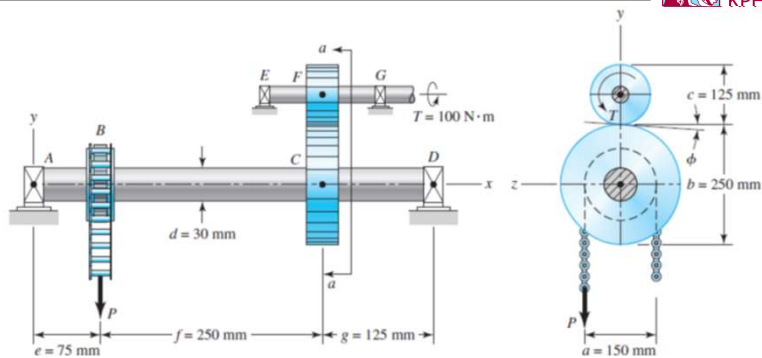
Παναγιώτης Αλευράς
(palevras@tuc.gr)

Στοιχεία Μηχανών - Διάλεξη 8

1

1

Δυνάμεις Μετωπικών



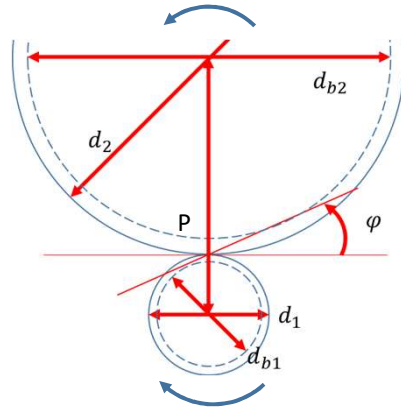
Σε μία άσκηση Στατικής Αντοχής
είχε δοθεί η παραδίπλα βοήθεια

Στοιχεία Μη

2

2

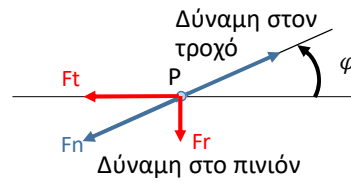
Δυνάμεις Μετωπικών



Ισχύς N παραμένει σταθερή

$$N = M_{t1} \omega_1 = M_{t2} \omega_2 \quad M_{t1} i \omega_2 = M_{t2} \omega_2$$

$$i = M_{t2}/M_{t1}$$



$$F_t = \frac{2M_{t1}}{d_1} = \frac{2M_{t2}}{d_2}$$

$$F_r = F_n \sin \varphi$$

Περιφερειακή δύναμη που μεταφέρει ροπή

Ακτινική δύναμη (συνήθως πολύ μικρότερη)

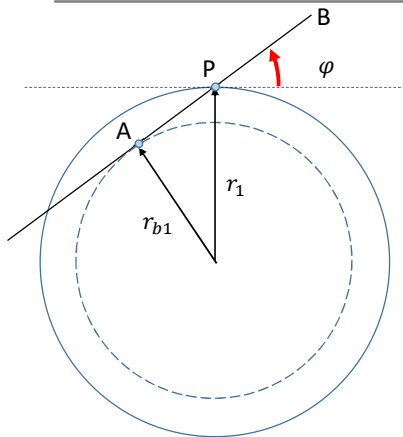
$$F_n = F_t / \cos \varphi \quad \text{Δύναμη κάθετη στο σημείο επαφής}$$

Στοιχεία Μηχανών - Διάλεξη 8

3

3

Δυνάμεις Μετωπικών



Επαφή (χωρίς υποκοπές) ορίζεται μεταξύ A και P και μεταξύ P και B

Στο P:

$$M_{t1} = F_t r_1$$

$$M_{t1} = F_{n1} \cos \varphi r_1$$

Στο A:

$$M_{t1} = F_{n1} r_{b1}$$

$$M_{t1} = F_{n1} r_1 \cos \varphi$$

Μεταξύ A και P:

$$M_{t1} = F_{t1} r_{\theta 1}$$

$$M_{t1} = F_{n1} \cos(\varphi - \theta) \frac{r_{b1}}{\cos(\varphi - \theta)}$$

$$M_{t1} = F_{n1} r_{b1} = F_{n1} r_1 \cos \varphi$$

ΣΤΑΘΕΡΗ ΡΟΠΗ

Στοιχεία Μηχανών - Διάλεξη 8

4

4

Δυνάμεις Μετωπικών



Άρα εργαζόμαστε με την F_n στο σημείο P

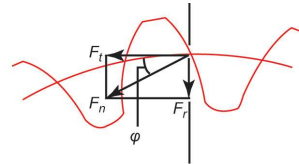
$$F_n = F_t / \cos\varphi$$

Που αντιστοιχεί σε περιφερειακή δύναμη:

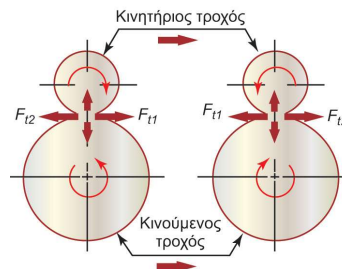
$$F_t = \frac{2M_{t1}}{d_1} = \frac{2M_{t2}}{d_2}$$

Μεταφέροντας στρεπτική ροπή

$$M_t (\text{krcm}) = 71620 \frac{N(\text{HP})}{n(\text{rpm})}$$



Δυνάμεις ενεργούσες σε μετωπικούς οδοντωτούς τροχούς



Δυνάμεις δυνάμεων ενεργουσών σε μετωπικούς οδοντωτούς τροχούς

Στοιχεία Μηχανών - Διάλεξη 8

5

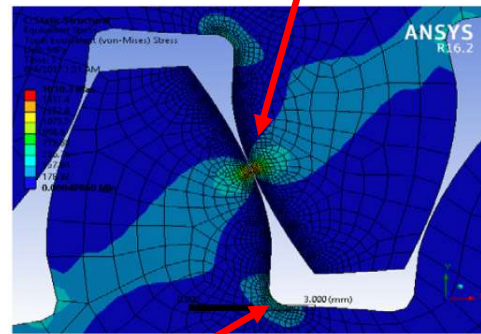
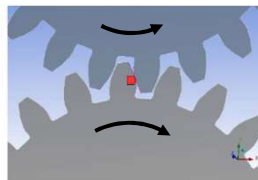
5

Αντοχή δοντιού



Διακρίνουμε δύο τύπους σημαντικής φόρτισης

Τάσεις στην περιοχή επαφής (Επιφανειακή αντοχή)



Τάσεις λόγω κάμψης (Αντοχή σε κάμψη)

Στοιχεία Μηχανών - Διάλεξη 8

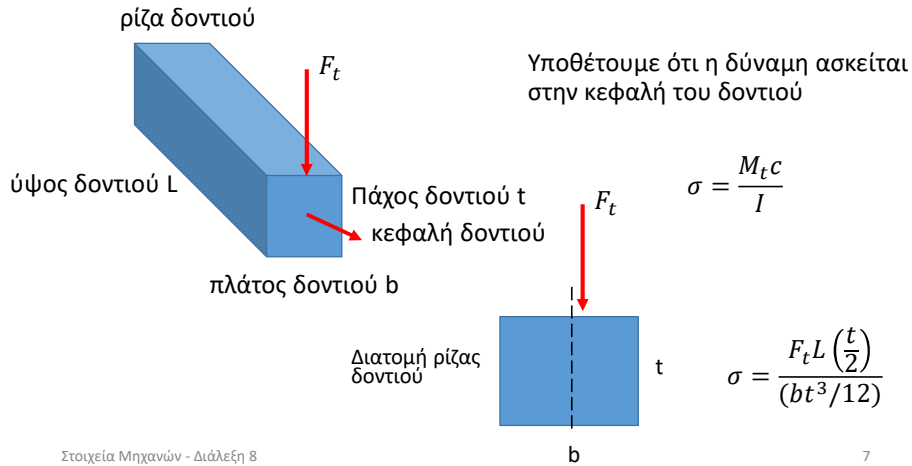
6

6

Κάμψη Lewis



Θεωρούμε το δόντι ως δοκό τετραγωνικής διατομής μεταβλητού πάχους σε κάμψη υπό την περιφερειακή δύναμη F_t .



7

Κάμψη Lewis



$$\sigma = \frac{F_t L \left(\frac{t}{2}\right)}{(bt^3/12)} = \frac{6F_t L}{bt^2}$$

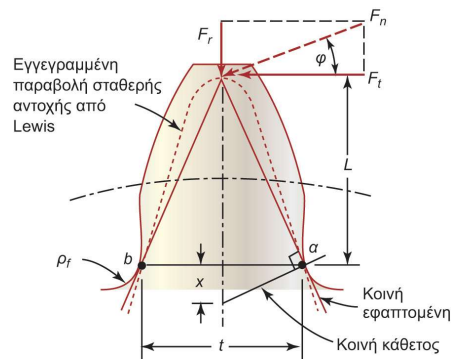
Όμοια τρίγωνα

$$\frac{x}{t/2} = \frac{t/2}{L} \Rightarrow L = \frac{t^2}{4x}$$

$$F_t = \frac{\sigma b t^2}{6L} \Rightarrow F_t = \sigma b \left(\frac{2x}{3p}\right) p$$

Συντελεστής Lewis $y = \frac{2x}{3p}$

$$Y = yp/m$$



$$F_t = \sigma b y p \Rightarrow F_t = \sigma b Y m$$

Άρα, έχω την δύναμη για ένα $\sigma_{\varepsilon\pi}$

Στοιχεία Μηχανών - Διάλεξη 8

8

8

Συντελεστής Lewis



$$F_t = \sigma_b \gamma m / k_f$$

Επιλογή από Πιν. 18.10 σελ.787

Αριθμός δοντιού	Φαγίτο στη κωνική 20°						Φαγίτο στη μέση 14.5°					
	Y	Y _{κλ}	Y	Y _{κλ}	Y	Y _{κλ}	Y	Y _{κλ}	Y	Y _{κλ}	Y	Y _{κλ}
10	0.176	0.094	0.201	0.104	0.261	0.081	0.238	0.076				
11	0.192	0.061	0.226	0.072	0.289	0.092	0.259	0.062				
12	0.218	0.067	0.241	0.078	0.311	0.099	0.277	0.080	0.355	0.113	0.415	0.132
13	0.223	0.071	0.260	0.084	0.324	0.103	0.291	0.093	0.372	0.120	0.443	0.141
14	0.238	0.075	0.276	0.088	0.339	0.108	0.307	0.098	0.399	0.127	0.468	0.149
15	0.245	0.078	0.289	0.093	0.349	0.111	0.320	0.102	0.415	0.132	0.490	0.156
16	0.255	0.081	0.295	0.094	0.360	0.115	0.332	0.106	0.430	0.137	0.503	0.160
17	0.264	0.084	0.302	0.096	0.368	0.117	0.342	0.109	0.446	0.142	0.512	0.163
18	0.270	0.086	0.308	0.098	0.372	0.120	0.352	0.112	0.459	0.146	0.522	0.166
19	0.277	0.088	0.314	0.100	0.386	0.123	0.361	0.115	0.471	0.150	0.534	0.170
20	0.283	0.090	0.320	0.102	0.393	0.125	0.369	0.117	0.481	0.153	0.544	0.173
21	0.289	0.092	0.326	0.104	0.399	0.127	0.377	0.120	0.490	0.156	0.552	0.176
22	0.292	0.093	0.330	0.105	0.404	0.129	0.384	0.122	0.496	0.158	0.559	0.178
23	0.296	0.094	0.333	0.106	0.408	0.130	0.390	0.124	0.502	0.160	0.565	0.180
24	0.302	0.096	0.337	0.107	0.411	0.131	0.396	0.126	0.509	0.162	0.572	0.182
25	0.305	0.097	0.340	0.108	0.416	0.132	0.402	0.128	0.515	0.164	0.580	0.185
26	0.308	0.098	0.344	0.109	0.421	0.134	0.407	0.130	0.522	0.166	0.584	0.186
27	0.311	0.099	0.348	0.111	0.426	0.135	0.413	0.132	0.528	0.168	0.588	0.187
28	0.314	0.100	0.352	0.112	0.430	0.137	0.417	0.133	0.534	0.170	0.592	0.188
29	0.316	0.101	0.355	0.113	0.434	0.138	0.421	0.134	0.537	0.171	0.599	0.191
30	0.318	0.101	0.358	0.114	0.437	0.139	0.425	0.135	0.540	0.172	0.606	0.193
31	0.320	0.102	0.361	0.115	0.440	0.140	0.429	0.137	0.544	0.173	0.611	0.194
32	0.322	0.102	0.364	0.116	0.443	0.141	0.433	0.138	0.547	0.174	0.617	0.196
33	0.324	0.103	0.367	0.117	0.445	0.142	0.436	0.139	0.550	0.175	0.623	0.198
34	0.326	0.104	0.371	0.118	0.447	0.142	0.440	0.140	0.553	0.176	0.628	0.200
35	0.327	0.104	0.373	0.119	0.449	0.143	0.443	0.141	0.556	0.177	0.633	0.201
36	0.329	0.105	0.377	0.120	0.451	0.144	0.446	0.142	0.559	0.178	0.639	0.203
37	0.330	0.105	0.380	0.121	0.454	0.145	0.450	0.143	0.563	0.179	0.645	0.205
38	0.331	0.106	0.384	0.122	0.455	0.145	0.454	0.145	0.568	0.181	0.651	0.208
39	0.333	0.107	0.386	0.123	0.457	0.146	0.457	0.145	0.570	0.181	0.655	0.208
40	0.334	0.107	0.389	0.124	0.459	0.146	0.461	0.146	0.574	0.183	0.660	0.211
43	0.339	0.108	0.397	0.126	0.467	0.149	0.468	0.149	0.578	0.184	0.678	0.216
45	0.340	0.108	0.399	0.127	0.468	0.149	0.468	0.149	0.578	0.184	0.678	0.216
50	0.346	0.110	0.408	0.130	0.474	0.151	0.477	0.152	0.588	0.187	0.694	0.221
55	0.352	0.112	0.415	0.132	0.480	0.153	0.484	0.154	0.596	0.190	0.704	0.224
60	0.355	0.113	0.421	0.134	0.484	0.154	0.484	0.154	0.596	0.190	0.704	0.224

Στοιχεία Μηχανών - Διάλεξη 8

Κάμψη Lewis



$$F_t = \sigma_b \gamma m / k_f$$

Εισάγουμε τον συντελεστή συγκέντρωσης τάσης στη ρίζα του δοντιού, k_f

$$k_f = H + \left(\frac{t}{r}\right)^P \left(\frac{t}{L}\right)^M$$

$$H = 0.340 - 0.458366 \varphi(\text{rad})$$

$$P = 0.316 - 0.458366 \varphi(\text{rad})$$

$$M = 0.290 - 0.458366 \varphi(\text{rad})$$

$F_d = K_u F_t$

ΔΥΝΑΜΗ ΣΧΕΔΙΑΣΜΟΥ

$$F_d = \frac{3 + u_p}{3} F_t$$

$$u_p = \frac{d \pi n}{60} \quad \text{Περιφερειακή ταχύτητα}$$

$$r = \frac{(h_\pi - \rho_f)^2}{\frac{d}{2} + h_\pi - \rho_f}$$

- $h_\pi = 1.25m$ το ύψος ποδός
- $d = mN$ η αρχική διάμετρος
- ρ_f ακτίνα καμπυλότητας στην ρίζα
- $L = 2.25m$ το ύψος του δοντιού
- $t = m\pi/2$ το πάχος του δοντιού

Στοιχεία Μηχανών - Διάλεξη 8

Παράδειγμα k_f



Υπολογισμός συντελεστή συγκέντρωσης τάσεων στη ρίζα του δοντιού

Αριθμός δοντιών, $N =$	40
module, $m =$	4
Γωνία εξείλιγμένης σε deg, $\varphi =$	20
Γωνία εξείλιγμένης σε rad, $\varphi_{rad} =$	0,3491
Ακτίνα καμπυλότητας στη ρίζα ρ_f , mm	1,0000
$H = 0.34 - 0.458366 \varphi =$	0,1800
$P = 0.316 - 0.458366 \varphi =$	0,1560
$M = 0.29 + 0.458366 \varphi =$	0,4500
$h_x = 1.25 m =$	5,00
$t = \pi m / 2 =$	6,28
$L = h_x + h_x = (1 + 1.25)m = 2.25m =$	9,00
$d = mN =$	160,00
$r = \frac{(h_x - \rho_f)^2}{d(2 + h_x - \rho_f)} =$	0,19
$k_f = H + \left(\frac{t}{r}\right)^P \cdot \left(\frac{t}{L}\right)^M =$	1,65

Στοιχεία Μηχανών - Διάλεξη 8

11

11

Αντοχή Υλικών



Πίνακας 18.11: Αντοχές υλικών για χρήση με μέθοδο Lewis

Υλικό	Τύπος	$S_{limp} \cdot$ kr/cm ²	$S_{limp} \cdot$ Μπα	Σκληρότητα Brinell
Χυτοσίδηρος	ASTM 25	560	56	174
	ASTM 35	900	90	212
	ASTM 50	1090	100	223
Χυτοχάλυβας	0.20% C χωρίς θερμική επεξεργασία	1400	140	180
	0.20% C με θερμική επεξεργασία	1750	175	250
Σφαιρήλατος ανθρακωχάλυβας	SAE 1020	1250	125	156
	SAE 1030	1400	140	180
	SAE 1035	1600	160	190
	SAE 1040	1750	175	202
	SAE 1045	2100	210	215
	SAE 1045 (σκληρό)	2250	225	205
	SAE 1050 (σκληρό)	2450	245	223
	SAE 2320	3500	350	225
Χαλκοβιοκράματα	SAE 2345	3500	350	475
	SAE 3115	2600	260	212
	SAE 3145	3700	370	475
	SAE 3245	4600	460	475
	SAE 3430	4600	460	475
	SAE 4640	3800	380	475
Μαγγανιούχος μπρούντζος	SAE 43 (ASTM B-147-52, 8A)	1400	140	100
	SAE 65 (ASTM B-144-52, 3C)	850	85	100
Αλουμινούχος μπρούντζος	SAE 68 (ASTM B-148-52, 98)	1550	155	180
Μη μέταλλα, βακελίτες, μίκα, κλπ.		560	56	---

Στοιχεία Μηχανών - Διάλεξη 8

12

12

Επιφανειακή Αντοχή



- Τάσεις στην επαφή βάσει επαφής Hertz

$$\sigma = \sqrt{\frac{F \left(\frac{1}{R_1} + \frac{1}{R_2} \right)}{\pi L \left[\frac{1 - \nu_1^2}{E_1} + \frac{1 - \nu_2^2}{E_2} \right]}}$$

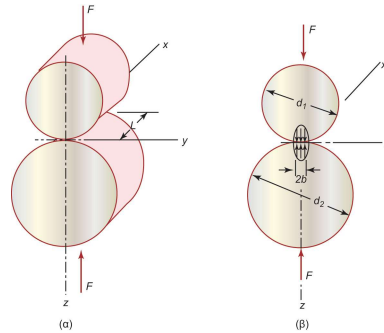
$$R_1 = r_1 \sin \varphi, R_2 = r_2 \sin \varphi$$

$\sigma = S_e$ λαμβάνω το όριο διαρκούς αντοχής

$F = F_n$ ίση με τη δύναμη επαφής

ν, E λόγος Poisson και μέτρο ελαστικότητας

$L = b$ ίσο με το πλάτος δοντιού



Στοιχεία Μηχανών - Διάλεξη 8

13

13

Επιφανειακή Αντοχή



$$F_n = \frac{S_e^2 b \sin \varphi \left(\frac{1}{E_1} + \frac{1}{E_2} \right)}{0.7 \left(\frac{d_1 + d_2}{d_1 d_2} \right)} \quad \text{Υποθέτοντας } \nu = 0.3$$

$$F_n = d_1 b Q K \quad \text{κατά Buckingham}$$

$$Q = \frac{2N_2}{N_1 + N_2} \quad \text{Εξαρτάται μόνο από τον αριθμό των δοντιών}$$

$$K = \frac{S_e^2 \sin \varphi \left(\frac{1}{E_1} + \frac{1}{E_2} \right)}{1.4} \quad \text{Λαμβάνεται από Πιν. 18.12 σελ. 791 αν δεν υπάρχουν άλλα δεδομένα}$$

Στοιχεία Μηχανών - Διάλεξη 8

14

14

Επιφανειακή Αντοχή Buckingham



$$F_n = d_1 b Q K$$

$$F_n = \frac{F_t}{\cos \varphi}$$

Χρησιμοποιώντας τις σχέσεις

$$F_t = \frac{2M_{t1}}{d_1} = 2 * 71620 \frac{N_{HP}}{n_1 d_1}$$

$$Q = \frac{2N_2}{N_1 + N_2} = \frac{2i}{i + 1}$$

$$\frac{71620 N_{HP} (i + 1)}{i n_1 K} = \left(\frac{b}{d_1} \right) N_1^3 m$$

Το πλάτος b λαμβάνεται $9m < b < 13m$

15

Αντοχή



$$\frac{71620 N_{HP} (i + 1)}{i n_1 K} = \left(\frac{b}{d_1} \right) N_1^3 m$$

κατά Buckingham

$$F_t = \sigma b Y m / k_f$$
$$\frac{2M_{t1}}{d_1} = \sigma b Y m / k_f$$

$$\frac{2 * 71620 N_{HP}}{n_1 d_1} = \frac{\sigma_{\epsilon\pi} b Y m}{k_f}$$

κατά Lewis

Συσχετίζουν τα χαρακτηριστικά της βαθμίδας d_1, m, N_1, b με την επιδιωκόμενη μεταφορά ισχύος N_{HP}, n_1, i και το υλικό $\sigma_{\epsilon\pi}, K$

16

Άσκηση



17

Ερωτήσεις?



18

Στοιχεία Μηχανών

Διάλεξη 8

Μετωπικοί Οδοντωτοί Τροχοί - Δυναμεις

Παναγιώτης Αλευράς
(palevras@tuc.gr)

1

Αντοχή δοντιού

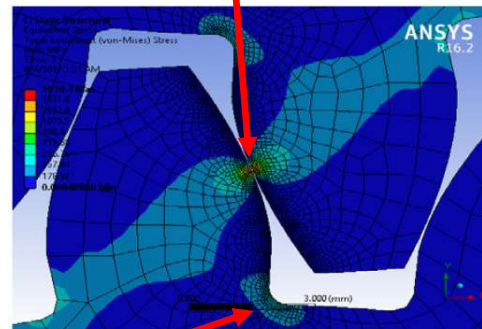
Διακρίνουμε δύο τύπους σημαντικής φόρτισης



Φθορά στην επιφάνεια επαφής (pitting)
https://doi.org/10.1007/978-0-387-92897-5_571

**Έλεγχος Αντοχής AGMA
(American Gear Manufacturers
Association)**

Τάσεις στην περιοχή επαφής (Επιφανειακή αντοχή
Buckingham)



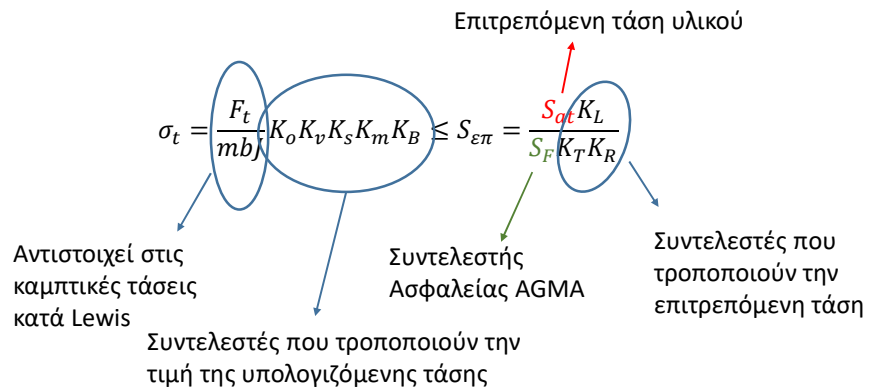
Τάσεις λόγω κάμψης (Αντοχή σε κάμψη Lewis)

2

Αντοχή σε Κάμψη - AGMA



$$\sigma_t = \frac{F_t}{mbJ} K_o K_v K_s K_m K_B \leq S_{\epsilon\pi} = \frac{S_{at} K_L}{S_F K_T K_R}$$



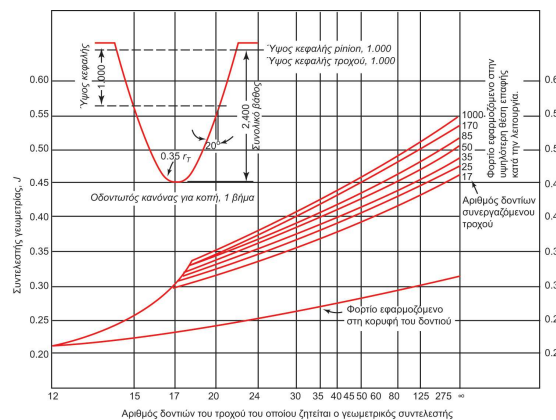
3

Συντελεστής Γεωμετρίας J



Αντίστοιχο του συντελεστή Lewis, Y. Περιέχει συντελεστή συγκέντρωσης τάσεων

$$\sigma_t = \frac{F_t}{mbJ} K_o K_v K_s K_m K_B \leq S_{\epsilon\pi} = \frac{S_{at} K_L}{S_F K_T K_R}$$



4

Συντελεστής Υπερφόρτισης K_o



$$\sigma_t = \frac{F_t}{mbJ} K_o K_v K_s K_m K_B \leq S_{\varepsilon\pi} = \frac{S_{at} K_L}{S_F K_T K_R}$$

Αποκλίσεις από το θεωρούμενο φορτίο F_t . Πιο έντονο σε εφαρμογές με περιοδικότητα (πχ μηχανές εσωτερικής καύσης)

Χαρακτηριστικά κινητήριας μηχανής	Χαρακτηριστικά κινούμενης μηχανής			
	Ομοιόμοφο φορτίο	Ελαφρές κρούσεις	Μέτριες κρούσεις	Ισχυρές κρούσεις
Ομοιόμορφη στρωτή λειτουργία (πχ. ηλεκτροκινητήρες, τουρμπίνες)	1.00	1.25	1.50	1.75
Ελαφρές κρούσεις (πχ. πολυκύλινδρες βενζινομηχανές)	1.20	1.40	1.75	2.25
Μέτριες κρούσεις (πχ. μονοκύλινδρες μηχανές)	1.30	1.70	2.00	2.75

Στοιχεία Μηχανών - Διάλεξη 8

5

5

Δυναμικός Συντελεστής K_v



Αντίστοιχο του δυναμικού συντελεστή κατά Lewis. Πιο λεπτομερής συσχέτιση.

$$\sigma_t = \frac{F_t}{mbJ} K_o K_v K_s K_m K_B \leq S_{\varepsilon\pi} = \frac{S_{at} K_L}{S_F K_T K_R}$$

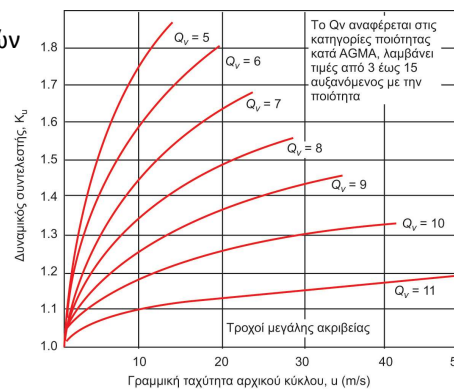
Εκφράζει αποκλίσεις από την ιδεατή σταθερή ταχύτητα λόγω κατασκευαστικών ατελειών

$$K_v = \left(\frac{A + \sqrt{200v_t}}{A} \right)^B$$

$$v_t = \frac{\pi n d}{60}$$

$$A = 50 + 56(1 - B)$$

$$B = \frac{(12 - Q_v)^2}{4}$$



Στοιχεία Μηχανών - Διάλεξη 8

6

6

Συντελεστές K_S και K_m



Συντελεστής Διανομής Φορτίου K_m

$$\sigma_t = \frac{F_t}{mbJ} K_o K_v K_S K_m K_B \leq S_{\varepsilon\pi} = \frac{S_{at} K_L}{S_F K_T K_R}$$

Ιδιότητες στήριξης και ακρίβειας κατασκευής τροχού	Πλάτος δοντιού, mm			
	Μικρότερο από 50 mm	Από 50 mm έως 150 mm	Από 150 mm έως 225 mm	Μεγαλύτερο από 400
Ακριβείς στήριξεις, μικρές ανοχές στα έδρανα, ελάχιστες παραμορφώσεις, ακριβής κατεργασία κατασκευής	1.3	1.4	1.5	1.8
Λιγότερο ακριβείς στήριξεις, μεγαλύτερες ανοχές στα έδρανα, λιγότερο ακριβής κατεργασία, πλήρης επαφή κατά πλάτος	1.6	1.7	1.8	2.2
Συνδυασμοί ιδιοτήτων στήριξεων και ακρίβειας κατασκευής που δεν δίνουν πλήρη επαφή κατά πλάτος των τροχών	2.2 ή μεγαλύτερο			

Συντελεστής Μεγέθους K_S

Module m	K_S κάμψης
≤ 5	1.00
6.0	1.05
8.0	1.15
12.0	1.25
20.0	1.40

Στοιχεία Μηχανών - Διάλεξη 8

7

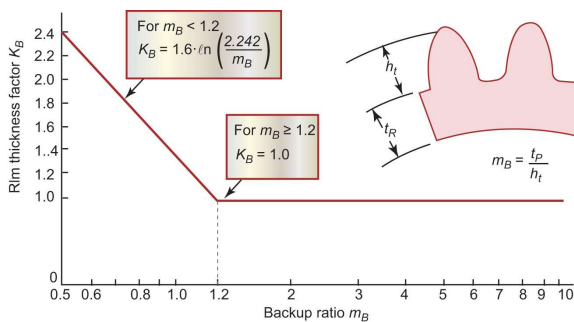
7

Συντελεστής Πάχους Στεφάνης K_B



$$\sigma_t = \frac{F_t}{mbJ} K_o K_v K_S K_m K_B \leq S_{\varepsilon\pi} = \frac{S_{at} K_L}{S_F K_T K_R}$$

Για μικρό πάχος στεφάνης το καμπτικό φορτίο μπορεί να οδηγήσει σε αστοχία στη στεφάνη αντί στη ρίζα του δοντιού



Στοιχεία Μηχανών - Διάλεξη 8

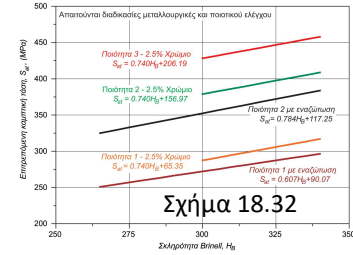
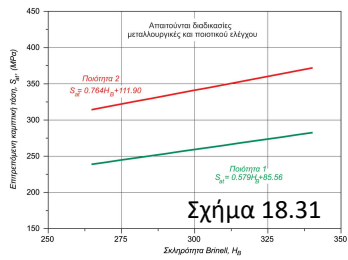
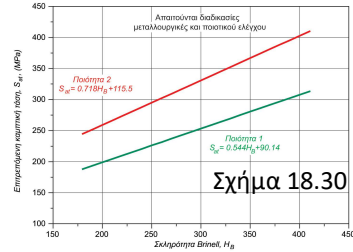
8

8

Αντοχή σε Κάμψη S_{at}



Υλικό	Θερμική επεξεργασία	Ελάχιστη απαιτούμενη σκληρότητα	Επιχειρησιακή καμπύλη τάση		
			Ποιάσει 1	Ποιάσει 2	Ποιάσει 3
Χάλυβας	Σκλήρυνση σε βόθος	Σχήμα 18.30	Σχήμα 18.30	Σχήμα 18.30	---
	Σκλήρυνση με σόδα ή επαγωγή με πεντάνα τύπου Α	Πίνακας 18.8 Σημ.	317	387	---
	Σκλήρυνση με σόδα ή επαγωγή με πεντάνα τύπου Β	Πίνακας 18.8 Σημ.	155	155	---
	Σκλήρυνση με ανασφράγιση	Πίνακας 18.9 Σημ.	387	458 ή 493	528
Νιτρίλλιο 135Μ, Νιτρίλλιο Ν and 25% Chrome (no ελαστικότητα)	Εναμίωση (Χώρες με σκλήρυνση σε βόθος)	83.5 HR15N	Σχήμα 18.31	Σχήμα 18.31	---
	Εναμίωση	87.5 HR15N	Σχήμα 18.32	Σχήμα 18.32	Σχήμα 18.32



Στοιχεία Μηχανών - Διάλεξη 8

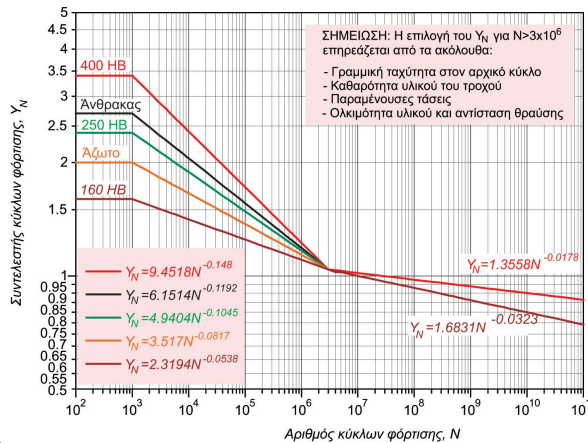
Συντελεστής Διάρκειας Ζωής K_L



Κόπωση από αριθμό κύκλων φόρτισης

Για 10^7 κύκλους $K_L = 1$

$$\sigma_t = \frac{F_t}{mbJ} K_o K_v K_s K_m K_B \leq S_{\epsilon\pi} = \frac{S_{at} K_L}{S_F K_T K_R}$$



Στοιχεία Μηχανών - Διαλέξη 8

ΣΥΝΤΕΛΕΣΤΕΣ



$$\sigma_t = \frac{F_t}{mbJ} K_o K_v K_s K_m K_B \leq S_{\varepsilon\pi} = \frac{S_{at} K_L}{S_F K_T K_R}$$

- Συντελεστής ασφαλείας S_F
 $S_F = 1.5 - 2.5$

- Συντελεστής Θερμοκρασίας K_T
 $K_T = 1$ για $T < 120^\circ C$

- Συντελεστής Αξιοπιστίας K_R

Απαίτηση	K_R κάμψης
0.9999	1.5
0.999	1.25
0.99	1
0.9	0.85
0.5	0.7

Στοιχεία Μηχανών - Διάλεξη 8

11

11

Αντοχή Επιφάνειας - AGMA



Βασίζεται στην ανάλυση κατά Buckingham με τροποποιητικούς συντελεστές στην υπολογιζόμενη τάση και την επιτρεπόμενη τάση

$$\sigma_c = C_p \sqrt{\frac{F_t}{b d_1 I} K_o K_v K_s K_m C_f} \leq S_{\varepsilon\pi} = \frac{S_{ac} Z_N C_H}{S_H K_T K_R}$$

όπου $C_p = \sqrt{\frac{1}{\pi \left[\frac{1-\nu_1^2}{E_1} + \frac{1-\nu_2^2}{E_2} \right]}}$ (Πιν. 18.19)

F_t η εφαπτομενική δύναμη

F_t το πλάτος του τροχού

d_1 η αρχική διάμετρος του πινιόν

Οι συντελεστές K_o, K_v, K_s, K_m και K_T, K_R βρίσκονται όπως στην αντοχή κάμψης AGMA, και έχουν το ίδιο νόημα.

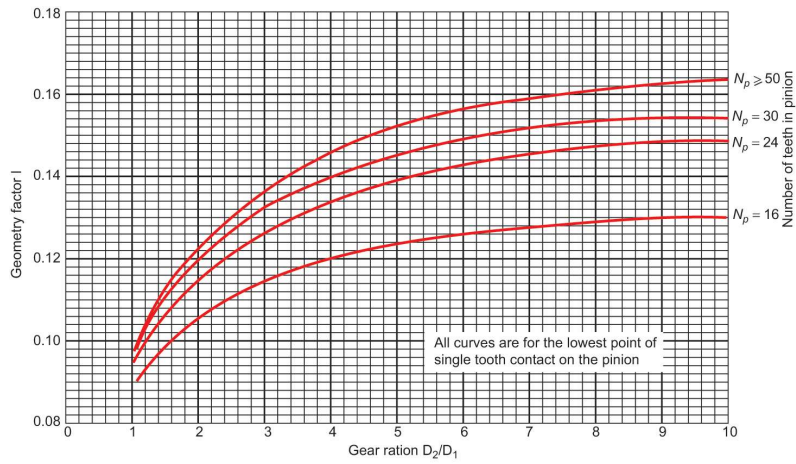
Επίσης, συνήθως $C_f = 1$

Στοιχεία Μηχανών - Διάλεξη 8

12

12

Συντελεστής Γεωμετρίας I



Στοιχεία Μηχανών - Διάλεξη 8

13

13

Επιτρεπόμενη Πίεση επαφής S_{ac}



Στοιχεία Μηχανών - Διάλεξη 8

14

14

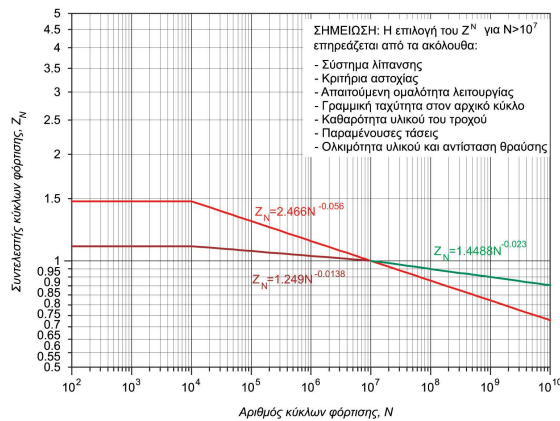
Συντελεστής Διάρκειας Ζωής Z_N



Κόπωση από αριθμό κύκλων φόρτισης

Για 10^7 κύκλους $Z_N = 1$

$$\sigma_c = C_p \sqrt{\frac{F_t}{bd_1 I} K_o K_v K_s K_m C_f} \leq S_{\epsilon\pi} = \frac{S_{ac} Z_N C_H}{S_H K_T K_R}$$



Στοιχεία Μηχανών - Διάλεξη 8

15

15

Συντελεστής λόγου σκληρότητας C_H

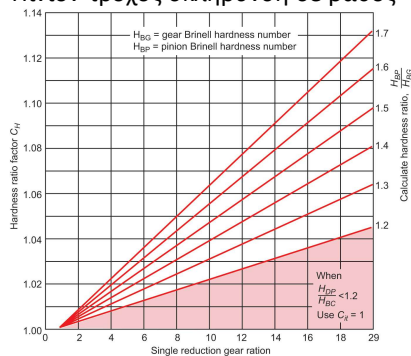


Συντελεστής επιφανειακών συνθηκών για αντίσταση σε φθορά.

Για το πινιόν, $C_H = 1$

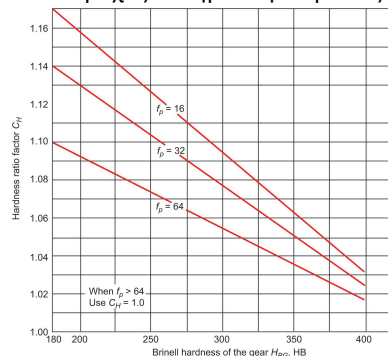
Για το τροχό από Σχ. 18.40 και 18.41

Πινιόν-τροχός σκλήρυνση σε βάθος



Στοιχεία Μηχανών - Διάλεξη 8

Πινιόν επιφανειακή σκλήρυνση
Τροχός σκλήρυνση σε βάθος




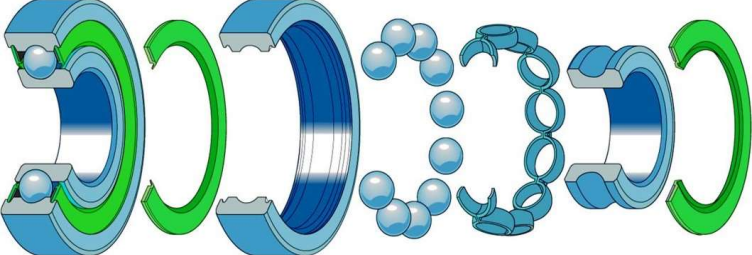


16

16

Ερωτήσεις?

20	Έδρανα κύλισης	 <p>13η Διάλεξη: Έδρανα κύλισης – Τοποθέτηση – Βλάβες - Υπολογισμοί</p>
19		
18		
17		
16		
15		
14		
13		
12		
11		
		http://www.m3.tuc.gr
		School of Production Eng. & Management Micromachining & Manufacturing Modeling Lab Prof. Aristomenis Antoniadis
		2014 1

1

20	Έδρανα κύλισης	 <p>Τα έδρανα κύλισης είναι βαρέων καθηκόντων στοιχεία μηχανών με κινούμενα μέρη υψηλής ακρίβειας. Προκειμένου να χρησιμοποιηθεί πλήρως η ικανότητά τους, ο Μηχανικός πρέπει να επιλέξει το κατάλληλο έδρανο και να ταιριάξει τις ιδιότητές του με εκείνες των εξαρτημάτων με τα οποία θα συνεργαστεί. Η συναρμολόγηση και αποσυναρμολόγηση, η λίπανση, η στεγανοποίηση και η συντήρηση είναι πολύ σημαντικές και πρέπει να τυχαίνουν ιδιαίτερης προσοχής.</p>  <p>Πηγή: FAG Industrial Bearings A G</p>
19		
18		
17		
16		
15		
14		
13		
12		
11		
		http://www.m3.tuc.gr
		School of Production Eng. & Management Micromachining & Manufacturing Modeling Lab Prof. Aristomenis Antoniadis
		2014 2

2

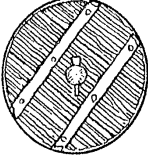
1

20
19
18
17
16
15
14
13
12
11

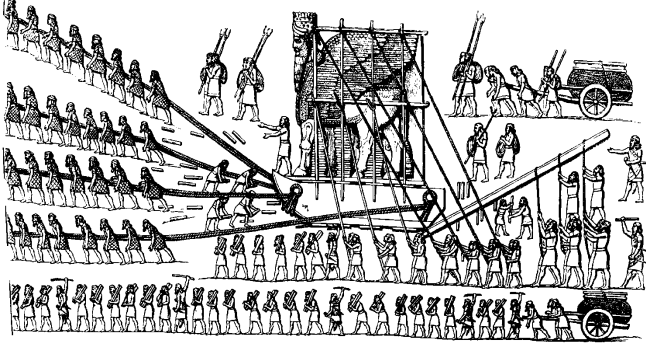
Έδρανα κύλισης

Με κύλιση σε ξύλινους κυλίνδρους οι πρόγονοί μας μείωσαν πολύ την προσπάθεια που χρειαζόταν για να μετακινηθεί ένα φορτίο. Αυτό ήταν μια πολύ σημαντική βελτίωση σε σχέση με την προσπάθεια που χρειαζόταν κατά την μετακίνηση των φορτίων με ολίσθηση. Το σύγχρονο έδρανο κύλισης βασίστηκε ακριβώς πάνω σε αυτό το ξεκίνημα.

3500 π.Χ.



700 π.Χ.



Μ3 Η «κύλιση» ανά τους αιώνες <http://www.m3.tuc.gr> 2014

School of Production Eng. & Management
Micromachining & Manufacturing Modeling Lab
Prof. Aristomenis Antoniadis

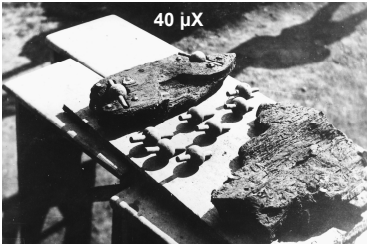
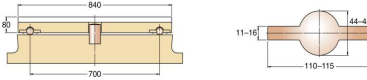
3

20
19
18
17
16
15
14
13
12
11

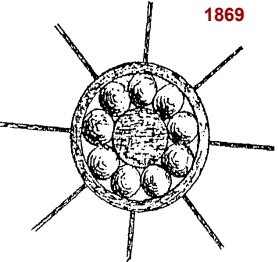
Έδρανα κύλισης

Αξονικό έδρανο κύλισης με ξύλινες σφαίρες από ναύαγιο ρωμαϊκού πλοίου.

40 μΧ

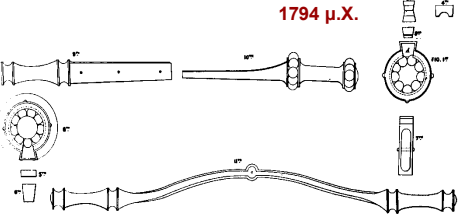



1869



Πρόγονοι των σημερινών εδράνων κύλισης που χρησιμοποιούνταν σε άμαξες.

1794 μ.Χ.



Μ3 Τα πρώτα έδρανα κύλισης <http://www.m3.tuc.gr> 2014

School of Production Eng. & Management
Micromachining & Manufacturing Modeling Lab
Prof. Aristomenis Antoniadis

4

20	Έδρανα κύλισης		
19			Steyr, Αυστρία Κιβώτιο ταχυτήτων: Ένσφαιρα έδρανα επαφής τεσσάρων σημείων
18			Mühlheim, Γερμανία Διαφορικό: Ειδικά βελονωτά έδρανα κύλισης
17			Thomey, Γαλλία Κιβώτιο ταχυτήτων και διαφορικό: Έδρανα κύλισης λεπτής διατομής
16			Fontenay, Γαλλία Μηχανή: Ένσφαιρα έδρανα κύλισης βαθέος αύλακος
15			Clevedon, Γαλλία Μηχανή και κιβώτιο ταχυτήτων: Σφαιρικά έδρανα κύλισης
14			Jamestown, ΗΠΑ Ρόδες: Ένσφαιρα έδρανα κύλισης γωνιακής επαφής μεγάλης ακρίβειας
13			Schweinfurt, Γερμανία Κιβώτιο ταχυτήτων και διαφορικό: Ειδικά κυλινδρικά έδρανα κύλισης Ειδικά ένσφαιρα έδρανα επαφής τεσσάρων σημείων
12			Cassino, Ιταλία Μηχανή: Ένσφαιρα έδρανα κύλισης βαθέος αύλακος
11			Villar Perosa, Ιταλία Μηχανή και κιβώτιο ταχυτήτων: Ένσφαιρα έδρανα κύλισης γωνιακής επαφής μεγάλης ακρίβειας
Διείδυση των εδράνων κύλισης στην σημερινή κατασκευαστική βιομηχανία		http://www.m3.tuc.gr 2014	
School of Production Eng. & Management Micromachining & Manufacturing Modeling Lab Prof. Aristomenis Antoniadis			

5

20	Έδρανα κύλισης	<div style="text-align: center;"> <p>Πλεονεκτήματα</p> <p>+</p> <ul style="list-style-type: none"> Χαμηλός συντελεστής τριβής. Εκκίνηση και στάση χωρίς φθορά Δεν έχουν ανάγκη συντήρησης, ελάχιστη ποσότητα λιπαντικού Μεγαλύτερο επιτρεπόμενο φορτίο στις ίδιες διαστάσεις Τα χαρακτηριστικά του στροφέα δεν επηρεάζουν την αντοχή τους Χαμηλότερο κόστος κατασκευής σε μικρές διαμέτρους στροφέων <p>Μειονεκτήματα</p> <p>-</p> <ul style="list-style-type: none"> Ευαισθησία σε κρουστικά φορτία και κραδασμούς Υψηλός θόρυβος κατά τη λειτουργία Περιορισμένη ταχύτητα περιστροφής σε μεγάλες διαμέτρους Υψηλότερο κόστος κατασκευής σε μεγάλες διαμέτρους Περιορισμένη διάρκεια ζωής Ευαισθησία σε ακαθαρσίες </div>	
19			
18			
17			
16			
15			
14			
13			
12			
11			
Πλεονεκτήματα & Μειονεκτήματα εδράνων κύλισης		http://www.m3.tuc.gr 2014	
School of Production Eng. & Management Micromachining & Manufacturing Modeling Lab Prof. Aristomenis Antoniadis		6	


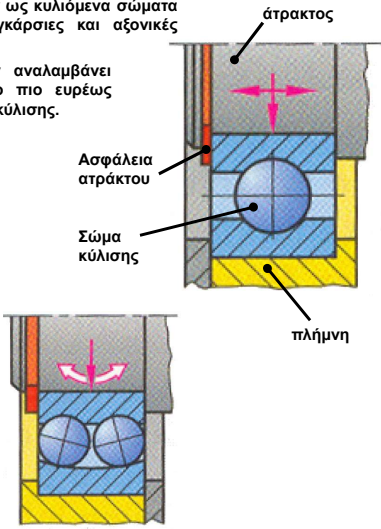
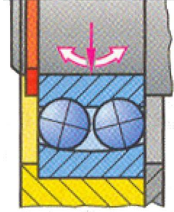

6

Εδρανα κύλισης	20	Σφαιρικά	Συμμετρικά Βαρελοειδή	Ασύμμετρα Βαρελοειδή
	19			
	18			
	17	Κυλινδρικά	Βελονοειδή	Κωνικά
	16			
	15			
	14	Θέσεις τριβής κατά την κύλιση		
	13			
	12			
	11			
		Είδη σωμάτων κύλισης - Τριβή		http://www.m3.tuc.gr 2014
		School of Production Eng. & Management Micromachining & Manufacturing Modeling Lab Prof. Aristomenis Antoniadis		7


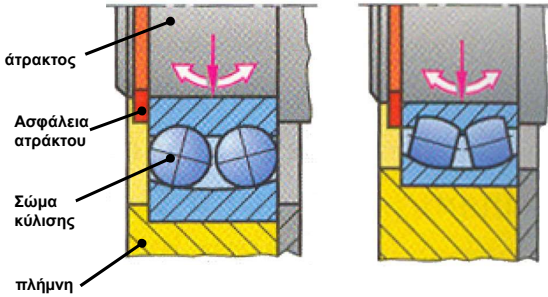

7

Εδρανα κύλισης	20	Στις περισσότερες εφαρμογές τα έδρανα κύλισης δεν παραλαμβάνουν ένα καθαρά εγκάρσιο ή ένα καθαρά αξονικό φορτίο, αλλά παραλαμβάνουν ένα συνδυασμένο φορτίο, που συντίθεται από ένα εγκάρσιο και ένα αξονικό φορτίο.		
	19			
	18	Εγκάρσια φόρτιση	Σύνθετη φόρτιση	
	17			
	16			
	15			
	14			
	13	Αξονική φόρτιση		
	12			
	11			
		Φορτίσεις εδράνων κύλισης		http://www.m3.tuc.gr 2014
		School of Production Eng. & Management Micromachining & Manufacturing Modeling Lab Prof. Aristomenis Antoniadis		8

8

20	Έδρανα κύλισης	 <p>Απλό ένασφαιρο δακτυλιοειδές βαθέος αύλακος έδρανο κύλισης Διαθέτει μία σειρά σφαιρών ως κυλιόμενα σώματα και μπορεί να δέχεται εγκάρσιες και αξονικές δυνάμεις. Τη στήριξη των σφαιρών αναλαμβάνει ισχυρός κλωβός. Είναι το πιο ευρέως χρησιμοποιούμενο έδρανο κύλισης.</p>	
19			
18			
17			
16			
15			
14			
13			
12			
11			
		<p>Διπλό ένασφαιρο δακτυλιοειδές έδρανο κύλισης Αποτελείται από δύο σειρές σφαιρών που κυλιόνται σε ξεχωριστές τροχιές. Παραλαμβάνουν υψηλά εγκάρσια και αξονικά φορτία σε όλες τις κατευθύνσεις. Πλεονέκτημά τους είναι ότι συγκριτικά με δύο απλά ένασφαιρα έδρανα της ίδιας συνολικής αντοχής, καταλαμβάνουν μικρότερο χώρο.</p>	
		<p>Απλό και διπλό ένασφαιρο δακτυλιοειδές βαθέος αύλακος έδρανο κύλισης</p> <p>http://www.m3.tuc.gr 2014</p> <p> School of Production Eng. & Management Micromachining & Manufacturing Modeling Lab Prof. Aristomenis Antoniadis</p>	


9

20	Έδρανα κύλισης	 <p>Αυτορρυθμιζόμενα έδρανα κύλισης Χρησιμοποιούνται προκειμένου να αντιμετωπίσουν μεγάλες αποκλίσεις του άξονα της ατράκτου. Αυτορρυθμίζονται λόγω της διαμόρφωσης των διαδρόμων κύλισης στους δακτυλίους περιορίζοντας όμως με τον τρόπο αυτό την αντοχή του εδράνου.</p>	
19			
18			
17			
16			
15			
14			
13			
12			
11			
		<p>Αυτορρυθμιζόμενα έδρανα</p> <p>http://www.m3.tuc.gr 2014</p> <p> School of Production Eng. & Management Micromachining & Manufacturing Modeling Lab Prof. Aristomenis Antoniadis</p>	

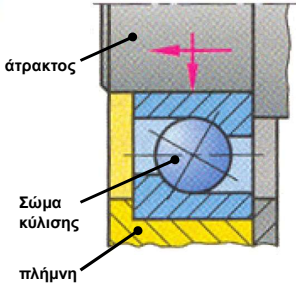
10

20
19
18
17
16
15
14
13
12
11

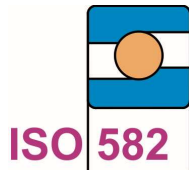
Έδρανα κύλισης



Έδρανα κύλισης πλάγιας επαφής
 Διαθέτουν υψηλή αντοχή σε αξονικά φορτία σε μία κατεύθυνση. Χρησιμοποιούνται συχνά ανά ζεύγη με σκοπό την υψηλή αντοχή σε αξονικά φορτία και προς τις δύο κατευθύνσεις.



άτρακτος
 Σώμα κύλισης
 πλήμνη



ISO 582

Μ3 Έδρανα πλάγιας επαφής <http://www.m3.tuc.gr>
 2014

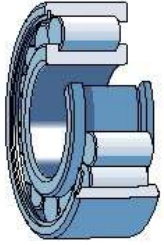
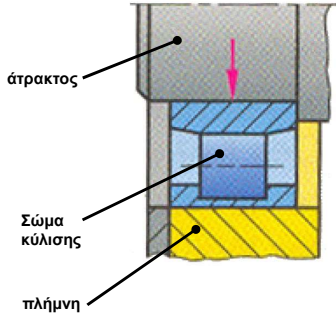
Μ3 School of Production Eng. & Management
 Micromachining & Manufacturing Modeling Lab
 Prof. Aristomenis Antoniadis

11

20
19
18
17
16
15
14
13
12
11

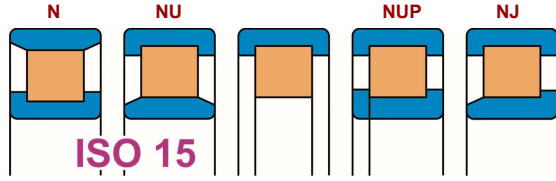
Έδρανα κύλισης

Κυλινδρικά έδρανα κύλισης
 Έχουν κυλινδρικά σώματα κύλισης τα οποία εργάζονται σε διαδρόμους κυλινδρικής μορφής. Μπορούν να παραλαμβάνουν μόνο εγκάρσια φορτία και χρησιμοποιούνται συνήθως εκεί που η έδραση επιλέγεται ελεύθερη ώστε να παραλαμβάνονται οι θερμικές διαστολές και οι μετατοπίσεις των ατράκτων λόγω φορτίων.

άτρακτος
 Σώμα κύλισης
 πλήμνη

N NU NUP NJ



ISO 15

Μ3 Κυλινδρικά έδρανα κύλισης <http://www.m3.tuc.gr>
 2014

Μ3 School of Production Eng. & Management
 Micromachining & Manufacturing Modeling Lab
 Prof. Aristomenis Antoniadis

12

20
19
18
17
16
15
14
13
12
11

Έδρανα κύλισης

Βαρελοειδή έδρανα κύλισης:
Έχουν διπλή σειρά βαρελοειδών σωμάτων κύλισης και μπορούν να παραλάβουν μεγάλα εγκάρσια φορτία καθώς και αξονικά φορτία. Είναι αυτορρυθμιζόμενα.

Τάπα εισόδου λιπαντικού

Σώμα κύλισης

Στεγανοποιητικό

άτρακτος

Περικόχλιο ατράκτου

λίπαντικό

πλήμνη

ISO 15

Μ3 Βαρελοειδή έδρανα κύλισης <http://www.m3.tuc.gr> 2014

Μ3 School of Production Eng. & Management
Micromachining & Manufacturing Modeling Lab
Prof. Aristomenis Antoniadis

13

20
19
18
17
16
15
14
13
12
11

Έδρανα κύλισης

Τα βελονοειδή έδρανα κύλισης
Είναι έδρανα κύλισης με κυλινδρικά σώματα κύλισης, όπου όμως το μήκος κύλισης είναι πολύ μεγαλύτερο από τη διάμετρο του σώματος κύλισης. Είναι γενικά ευαίσθητα στις παραμορφώσεις της ατράκτου και υπό κανονικές συνθήκες μπορούν να παραλάβουν πολύ μεγάλα εγκάρσια φορτία.

άτρακτος


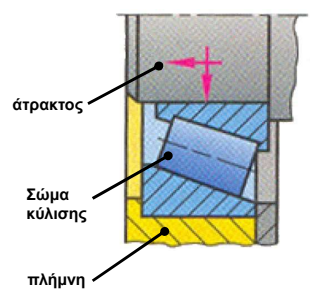
Σώμα κύλισης

πλήμνη

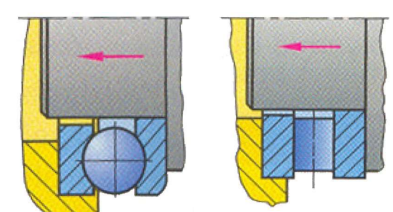
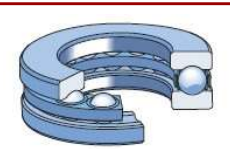
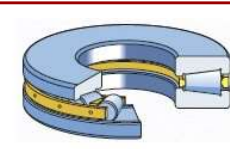
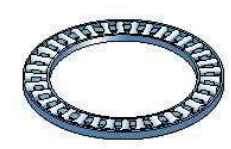
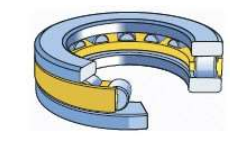
Μ3 Βελονοειδή έδρανα κύλισης <http://www.m3.tuc.gr> 2014

Μ3 School of Production Eng. & Management
Micromachining & Manufacturing Modeling Lab
Prof. Aristomenis Antoniadis

14

20 19 18 17 16 15 14 13 12 11	Έδρανα κύλισης		<p>Κωνικά έδρανα κύλισης Μπορούν να παραλάβουν υψηλά φορτία, τόσο εγκάρσια όσο και αξονικά. Βάσει της κατασκευής τους οι άξονες συμμετρίας των κωνικών κυλιόμενων σωμάτων τέμνονται σε κοινό σημείο του άξονα του εδράνου. Χρησιμοποιούνται συνήθως σε χαμηλές ταχύτητες.</p>		<p>http://www.m3.tuc.gr 2014</p>	
						<p>Κωνικά έδρανα κύλισης</p>
						<p>School of Production Eng. & Management Micromachining & Manufacturing Modeling Lab Prof. Aristomenis Antoniadis</p>

15

20 19 18 17 16 15 14 13 12 11	Έδρανα κύλισης	<p>Αξονικά έδρανα κύλισης Παραλαμβάνουν αξονικά μόνο φορτία. Οι διάδρομοι κύλισης των κυλιόμενων σωμάτων είναι κάθετοι στον άξονα του εδράνου. Τα σώματα κύλισης μπορεί να είναι σφαιρικά, κυλινδρικά ή βαρελοειδή και τα έδρανα αυτά μπορεί να είναι απλά ή διπλά.</p>		<p>σφαιρικά κυλιόμενα σώματα</p> 	<p>κωνικά κυλιόμενα σώματα</p> 	<p>βελονοειδή κυλιόμενα σώματα</p> 	<p>κυλινδρικά κυλιόμενα σώματα</p> 	<p>http://www.m3.tuc.gr 2014</p>	
									<p>Αξονικά έδρανα κύλισης</p>
									<p>School of Production Eng. & Management Micromachining & Manufacturing Modeling Lab Prof. Aristomenis Antoniadis</p>

16

20	Έδρανα κύλισης		
19			
18			
17			
16			
15			
14			
13			
12			
11			
		Σταθερή κινητή έδραση	http://www.m3.tuc.gr
		<small>School of Production Eng. & Management Micromachining & Manufacturing Modeling Lab Prof. Aristomenis Antoniadis</small>	2014 17

17

20	Έδρανα κύλισης		
19			
18			
17			
16			
15			
14			
13			
12			
11			
		Τοποθέτηση λοξών εδράνων κύλισης για εδράσεις με προένταση	http://www.m3.tuc.gr
		<small>School of Production Eng. & Management Micromachining & Manufacturing Modeling Lab Prof. Aristomenis Antoniadis</small>	2014 18

18

20	Έδρανα κύλισης	<p>Παραδείγματα έδρασης με προένταση Διάταξη X</p>	
19			
18			
17			
16			
15			
14			
13			
12			
11			
		Παραδείγματα εδράσεων με προένταση διάταξης X με λοξά έδρανα	http://www.m3.tuc.gr
		School of Production Eng. & Management Micromachining & Manufacturing Modeling Lab Prof. Aristomenis Antoniadis	2014 19

19

20	Έδρανα κύλισης	<p>Έδραση με προένταση Διάταξη X</p>	
19			
18			
17			
16			
15			
14			
13			
12			
11			
		Παραδείγματα εδράσεων με προένταση διάταξης X με κωνικά λοξά έδρανα	http://www.m3.tuc.gr
		School of Production Eng. & Management Micromachining & Manufacturing Modeling Lab Prof. Aristomenis Antoniadis	2014 20

20

20	Έδρανα κύλισης		http://www.m3.tuc.gr 2014 21
19			
18			
17			
16			
15			
14			
13			
12			
11			
		Παραδείγματα πλωτής έδρασης	http://www.m3.tuc.gr 2014 21
		School of Production Eng. & Management Micromachining & Manufacturing Modeling Lab Prof. Aristomenis Antoniadis	21

21

20	Έδρανα κύλισης	<p>Χρησιμοποιείται για την αξονική στερέωση στοιχείων μηχανών πάνω σε άξονες και ατράκτους που διαθέτουν ανάλογο σπείρωμα.</p>	http://www.m3.tuc.gr 2014 22
19			
18			
17			
16			
15			
14			
13			
12			
11			
		Περικόχλιο ατράκτου	http://www.m3.tuc.gr 2014 22
		School of Production Eng. & Management Micromachining & Manufacturing Modeling Lab Prof. Aristomenis Antoniadis	22

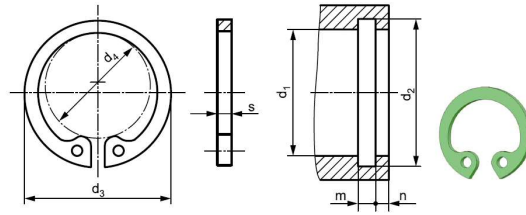
22

20	Έδρανα κύλισης		
19			
18			
17			
16			
15			
14			
13			
12			
11			
		Περίκοχλιο και ασφάλεια περικοχλίου ατράκτου	http://www.m3.tuc.gr
		<small>School of Production Eng. & Management Micromachining & Manufacturing Modeling Lab Prof. Aristomenis Antoniadis</small>	2014 23

23

20	Έδρανα κύλισης		
19			
18			
17			
16			
15			
14			
13			
12			
11			
		Μέθοδοι αξονικής στερέωσης εδράνων κύλισης	http://www.m3.tuc.gr
		<small>School of Production Eng. & Management Micromachining & Manufacturing Modeling Lab Prof. Aristomenis Antoniadis</small>	2014 24

24



d ₁	Ασφάλεια			Αυλάκι		
	s	d ₅	d ₄	d ₂	m	n
8	0,8	8,7	3	8,4	0,9	0,6
10	1	10,8	3,3	10,4	1,1	0,6
12	1	13	4,9	12,5	1,1	0,8
14	1	15,1	6,2	14,6	1,1	0,9
16	1	17,3	8	16,8	1,1	1,2
18	1	19,5	9,4	19	1,1	1,5
20	1	21,5	11,2	21	1,1	1,5
22	1	23,5	13,2	23	1,1	1,5
25	1,2	26,9	15,5	26,2	1,3	1,8
28	1,2	30,1	17,9	29,4	1,3	2,1
32	1,2	34,4	20,6	33,7	1,3	2,6
36	1,5	38,8	24,6	38	1,6	3
40	1,75	43,5	27,0	42,5	1,85	3,8
45	1,75	48,5	32	47,5	1,85	3,8
50	2	54,2	36,3	53	2,15	4,5

(διαστάσεις σε mm)



Ασφάλειες ατράκτων κατά DIN 472

<http://www.m3.tuc.gr>

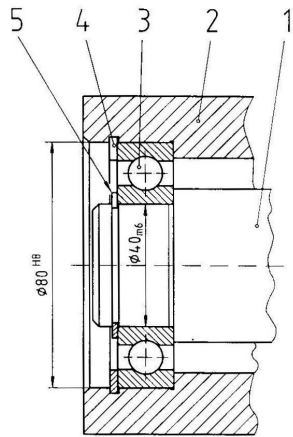
2014



School of Production Eng. & Management
Micromachining & Manufacturing Modeling Lab
Prof. Aristomenis Antoniadis

27

27



1. Άξονας
2. Πλήμνη (φωλιά)
3. Ρουλιμάν
4. Ασφάλεια
5. Ασφάλεια άξονα



Έδραση άξονα

<http://www.m3.tuc.gr>

2014



School of Production Eng. & Management
Micromachining & Manufacturing Modeling Lab
Prof. Aristomenis Antoniadis

28

28

20
19
18
17
16
15
14
13
12
11

Έδρανα κύλισης

FAG

2014

Πηγή: **FAG Industrial Bearings A G** <http://www.m3.tuc.gr>

School of Production Eng. & Management
Micromachining & Manufacturing Modeling Lab
Prof. Aristomenis Antoniadis

29

20
19
18
17
16
15
14
13
12
11

Έδρανα κύλισης

Ο βασικός συμβολισμός των εδράνων κύλισης συντίθεται από το συμβολισμό της σειράς του εδράνου και το συμβολισμό της εσωτερικής οπής του εδράνου ενώ μπορεί να τοποθετούνται χαρακτηριστικά προτιθέμενα ή ακολουθούντα σύμβολα.

Συμβολισμός εδράνων κύλισης

Προτιθέμενα σύμβολα

Συμβολισμός σειράς εδράνου

Συμβολισμός εσωτερικής διαμέτρου

Ακολουθούντα σύμβολα

Τα **προτιθέμενα σύμβολα** καθορίζουν ότι ο συμβολισμός δεν αναφέρεται σε όλο το έδρανο αλλά σε τμήμα αυτού (**K**: Κλωβός με σώματα κύλισης, **L**: Ελεύθερο δακτύλιο, **R**: Έναν από τους δακτυλίους, τον κλωβό και τα σώματα κύλισης)

Ο **συμβολισμός της σειράς** των εδράνων κύλισης ορίζει το είδος του εδράνου και τη σειρά διαστάσεων του κατά DIN 616 από την οποία προκύπτουν το πλάτος και η εξωτερική διάμετρος της σειράς του εδράνου.

Ο **συμβολισμός της εσωτερικής διαμέτρου** των εδράνων κύλισης ορίζει τη διάσταση της εσωτερικής οπής του εδράνου.

Τα **ακολουθούντα σύμβολα** προσδιορίζουν αποκλίσεις από τις βασικές προτυποποιήσεις. Χρησιμοποιούνται τα σύμβολα :

- **A, B, C, D** για παρεκκλίσεις εσωτερικής μορφής ή κατασκευής,
- **D, J, K, N, NR, P** για παρεκκλίσεις εξωτερικής μορφής
- **RS, Z, ZN** για προσδιορισμό του ειδικού τρόπου στεγανοποίησης

2014

Συμβολισμός εδράνων κύλισης <http://www.m3.tuc.gr>

School of Production Eng. & Management
Micromachining & Manufacturing Modeling Lab
Prof. Aristomenis Antoniadis

30

20
19
18
17
16
15
14
13
12
11

Εδρανα κύλισης

Σειρές πλάτους: 0, 1, 2, 3

Σειρές διαμέτρου

Σειρές διαστάσεων

Οπή

OD

10 σειρές πλάτους B
7, 8, 9, 0, 1, 2, 3, 4, 5 και 6

9 σειρές εξωτερικής διαμέτρου D
7, 8, 9, 0, 1, 2, 3, 4 και 5

		Σειρές εξωτερικής διαμέτρου D									
		7	8	9	0	1	2	3	4	5	
Σειρές πλάτους B ή ύψους H	7	-	-	-	70	71	72	73	74	-	
	8	-	-	-	-	-	82	83	-	-	
	9	-	-	-	90	91	92	93	94	95	
	0	-	08	09	00	01	02	03	04	-	
	1	17	18	19	10	11	12	13	14	-	
	2	-	28	29	20	21	22	23	24	-	
	3	37	38	39	30	31	32	33	-	-	
4	-	48	49	40	41	42	-	-	-		
5	-	58	59	50	-	-	-	-	-		
6	-	68	69	60	-	-	-	-	-		

http://www.m3.tuc.gr

2014

31

Μ3 Συμβολισμός σειράς του εδράνου

School of Production Eng. & Management
Micromachining & Manufacturing Modeling Lab
Prof. Aristomenis Antoniadis

31

20
19
18
17
16
15
14
13
12
11

Εδρανα κύλισης

Διάμετρος εσωτερικής οπής 0.6 έως 9mm	
Δακτυλοειδή με ακέραια διάσταση οπής	Η διάσταση της οπής τοποθετείται αμέσως μετά το συμβολισμό σειράς
Παράδειγμα : 625	Απλό ένσφαιρο δακτυλοειδές έδρανο της σειράς 62 με εσωτερική διάμετρο 5mm
Δακτυλοειδή με μη ακέραια διάσταση οπής	Η διάσταση της οπής τοποθετείται αμέσως μετά το συμβολισμό σειράς αφού παρεμβληθεί μια κάθετος
Παράδειγμα : 512/8	Απλό ένσφαιρο δισκοειδές έδρανο της σειράς 512 με εσωτερική διάμετρο 8mm
Διάμετρος εσωτερικής οπής 10 έως 17mm	
Συμβολισμός	για διάμετρο
00	10mm
01	12mm
02	15mm
03	17mm
Παράδειγμα : 6201	Απλό ένσφαιρο δακτυλοειδές έδρανο της σειράς 62 με εσωτερική διάμετρο 12mm
Διάμετρος εσωτερικής οπής 20 έως 480mm	
Αμέσως μετά τον αριθμό σειράς του εδράνου τοποθετείται το 1/5 της αριθμητικής τιμής της διαμέτρου εσωτερικής οπής. Αν το 1/5 της διαμέτρου αυτής είναι μονοψήφιος αριθμός τότε τοποθετείται πριν από αυτόν το 0	
Παράδειγμα : 23224	Διπλό βαρελωτό αυτορρυθμιζόμενο δακτυλοειδές έδρανο της σειράς 232 με εσωτερική διάμετρο 120mm
Παράδειγμα : 7306	Απλό ένσφαιρο λοξό έδρανο της σειράς 73 με εσωτερική διάμετρο 30mm

http://www.m3.tuc.gr

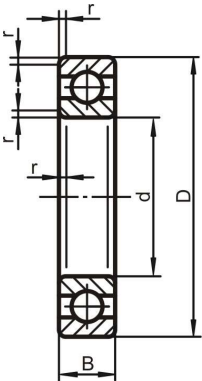
2014

32


Μ3 Συμβολισμός εσωτερικής διαμέτρου

School of Production Eng. & Management
Micromachining & Manufacturing Modeling Lab
Prof. Aristomenis Antoniadis

32

20	Έδρανα κύλισης		Σειρά εδράνου 63 Σειρά διαστάσεων 03				
19			Συμβολισμός	d	D	B	r
18			6300	10	35	11	1
17			6301	12	37	12	1.5
16			6302	15	42	13	1.5
15			6303	17	47	14	1.5
14			6304	20	52	15	2
13			63/22	22	56	16	2
12			6305	25	62	17	2
11			63/28	28	68	18	2
		6306	30	72	19	2	
		63/32	32	75	20	2	
		6307	35	80	21	2.5	
		6308	40	90	23	2.5	
		6309	45	100	25	2.5	
		6310	50	110	27	3	
		6311	55	120	29	3	
		6312	60	130	31	3.5	
		6313	65	140	33	3.5	
		6314	70	150	35	3.5	

33

20	Έδρανα κύλισης	<p>Αντίθετα με τα έδρανα ολίσθησης, των οποίων η διάρκεια ζωής με κανονικές συνθήκες λειτουργίας είναι απεριόριστη, η διάρκεια ζωής των εδράνων κύλισης περιορίζεται είτε από την κόπωση του υλικού είτε από ένα ανώτατο επιτρεπόμενο όριο φθοράς των επιφανειών κύλισης των δακτυλίων και των σωμάτων κύλισης.</p> <p>Η εκλογή του καταλλήλου είδους και μεγέθους του εδράνου καθορίζεται βασικά από το είδος και το μέγεθος της ονομαστικής φόρτισης, που πρέπει να παραλάβει, από την ταχύτητα περιστροφής του στρόφου και τέλος από διάφορες ειδικές συνθήκες λειτουργίας, όπως π.χ. το είδος λίπανσης, τη θερμοκρασία λειτουργίας, τις αυξομειώσεις του ονομαστικού φορτίου (κρούσεις) κ.λπ..</p> <p>Ουσιαστικά η αντοχή ενός εδράνου κύλισης εξαρτάται βασικά από τις μηχανικές ιδιότητες του υλικού του, από τη μορφή, το μέγεθος και τον αριθμό των σωμάτων κύλισης, από τη μορφή και το μέγεθος των αυλακίων κύλισης των δακτυλίων ή δίσκων, από τον συνολικό αριθμό κυλίσεων των σωμάτων κύλισης σε κάθε ένα σημείο των αυλακίων κύλισης και από την κατανομή του φορτίου στα σώματα κύλισης.</p>		
19				
18				
17				
16				
15				
14				
13				
12				
11				

34

17

20
19
18
17
16
15
14
13
12
11

Έδρανα κύλισης

Ένα έδρανο κύλισης, που έχει κατασκευαστεί σύμφωνα με τις σχετικές προτυποποιήσεις διαστάσεων και ανοχών, που έχει συναρμολογηθεί σύμφωνα με τις σχετικές οδηγίες και τέλος που λιπαίνεται κανονικά και είναι σωστά στεγανοποιημένο, ανάλογα με τη λίπανση και τις συνθήκες του περιβάλλοντος του, μπορεί για ένα συγκεκριμένο φορτίο και ένα συγκεκριμένο αριθμό στροφών να λειτουργήσει επί ένα επίσης συγκεκριμένο χρονικό διάστημα, μετά την πάροδο του οποίου στις καταπονούμενες επιφάνειες των σωμάτων κύλισης και των αυλακίων κύλισης εμφανίζονται διάφορα σημεία κόπωσης, όπως ρωγμές, πόροι και εκκοιλάνσεις μικρού ή και μεγάλου μεγέθους.

Ο συνολικός αριθμός στροφών ή ωρών λειτουργίας ενός εδράνου κύλισης, κατά τον οποίο ένα έδρανο μπορεί να λειτουργήσει κανονικά, έως ότου εμφανιστούν τα πρώτα σημεία κόπωσης, ονομάζεται **διάρκεια ζωής του εδράνου**.

Η ονομαστική διάρκεια ζωής σε ώρες λειτουργίας υπολογίζεται από τον τύπο:

$$L_h = \frac{L \cdot 10^6}{60 \cdot n}$$

όπου L : η ονομαστική διάρκεια ζωής σε εκατομμύρια στροφές
n : αριθμός στροφών σε min⁻¹

Για τον υπολογισμό ενός εδράνου κύλισης πρέπει να είναι γνωστός ο **αριθμός δυναμικής αντοχής C**. Ο αριθμός αυτός είναι το σταθερό εκείνο φορτίο, για το οποίο η ονομαστική διάρκεια ζωής του εδράνου είναι ένα εκατομμύριο στροφές (L = 1) ή 500 ώρες (L_h = 500 h) για αριθμό στροφών n = 33 1/3 min⁻¹.

Μ3 Διάρκεια ζωής του εδράνου – Αριθμός δυναμικής αντοχής <http://www.m3.tuc.gr> 2014

Μ3 School of Production Eng. & Management
Micromachining & Manufacturing Modeling Lab
Prof. Aristomenis Antoniadis

35

20
19
18
17
16
15
14
13
12
11

Έδρανα κύλισης

Για τον υπολογισμό μελέτης, όταν δηλαδή πρόκειται να εκλεγεί το κατάλληλο έδρανο για μία συγκεκριμένη περίπτωση έδρασης, τότε από πίνακα εκλέγεται το κατάλληλο μέγεθος διάρκειας ζωής για τη συγκεκριμένη εφαρμογή και τότε ο απαιτούμενος **αριθμός δυναμικής αντοχής** σε κρ υπολογίζεται με τον τύπο:

Θέση τοποθέτησης εδράνου κύλισης	L _h σε ώρες	Θέση τοποθέτησης εδράνου κύλισης	L _h σε ώρες
Οχήματα			
Μοτοσκλέτες	1.500 - 3.500	Αξόνες τροχών	13.500 - 32.000
Μικρά αυτοκίνητα I.X.	2.000 - 4.500	- Όχημάτων μεταφοράς φορτίων	45.000 - 83.000
Μεγάλα αυτοκίνητα I.X.	2.500 - 5.500	- Τρέιμ	32.000 - 62.500
Μικρά φορτηγά	2.500 - 5.500	- Όχημάτων τραινών	21.000 - 32.000
Μεγάλα φορτηγά	4.000 - 9.000	για μεταφορά ανθρώπων	21.000 - 32.000
Λεωφορεία	4.000 - 9.000	για μεταφορά φορτίων	32.000 - 62.500
Ελκυστήρες	2.000 - 5.500	- Όχημάτων καθαρισμού	32.000 - 83.000
Ερπυστιοφόρα οχήματα	4.500 - 10.000	- Μηχανών κίνησης τραινών	46.000 - 83.000
Ηλεκτρικοί κινητήρες			
Για συσκευές οικιακής χρήσης	2.000 - 4.000	- Αυτοκινηταξιών	21.000 - 46.000
Μικροί κινητήρες σεαράς	8.000 - 21.000	Μειωτήρες σιδηροδρομικών μηχανών	13.500 - 32.000
Μέσοι κινητήρες σεαράς	13.500 - 32.000	Μηχανήματα μορφοποίησης μετάλλων	
Κινητήρες μεγάλου μεγέθους	21.000 - 46.000	Μηχανήματα ψυχρήλασας ή θερμήλασας	4.000 - 8.000
Κινητήρες σιγμάτων	13.500 - 32.000	Μειωτήρες οδοντωτών τροχών	13.500 - 62.500
Γενική μηχανολογία			
Μειωτήρες οδοντωτών τροχών γενικής χρήσεως		Ναυπηγία	
- μικρού μεγέθους	8.000 - 21.000	Οστικά έδρανα ελικοφόρων ατράκτων	12.000 - 23.000
- μέσου μεγέθους	13.500 - 32.000	Έγκάρσια έδρανα ελικοφόρων ατράκτων	> 110.000
Ανεμιστήρες		Μεγάλοι μειωτήρες οδοντωτών τροχών	9.000 - 32.000
- μικρού μεγέθους	8.000 - 21.000		
- μέσου μεγέθους	13.500 - 46.000		
- μεγάλου μεγέθους	46.000 - 83.000		

$$C = P \cdot \left(\frac{60 \cdot n \cdot L_h}{10^6} \right)^{\frac{1}{k}}$$

Όπου:
P : ισοδύναμο φορτίο σε κρ
L_h : η διάρκεια ζωής σε ώρες
n : αριθμός στροφών σε min⁻¹
k : 3 για άξονα και 10/3 για όλα τα άλλα έδρανα

Ο Πίνακας συστάσεων για την εκλογή της διάρκειας ζωής L_h συνεχίζεται στο βιβλίο...

Μ3 Υπολογισμός μελέτης εδράνου κύλισης <http://www.m3.tuc.gr> 2014

Μ3 School of Production Eng. & Management
Micromachining & Manufacturing Modeling Lab
Prof. Aristomenis Antoniadis

36

18

Σειρά εδράνου	160		60		62		63		64		42'	
	C	C ₀	C	C ₀	C	C ₀	C	C ₀	C	C ₀	C	C ₀
00	-	-	290	156	400	224	630	360	-	-	655	520
01	-	-	315	176	540	300	765	430	-	-	720	585
02	405	224	440	255	610	355	890	520	-	-	800	685
03	440	255	465	285	750	440	1060	630	1800	1100	1060	950
04	510	310	735	450	1000	630	1250	765	2400	1560	1400	1290
/22	-	-	-	-	1020	655	1430	900	-	-	-	-
05	560	375	780	500	1100	710	1660	1040	2800	1900	1530	1500
/28	-	-	-	-	1320	850	1900	1200	-	-	-	-
06	880	600	1000	670	1530	1000	2200	1460	3350	2320	1860	2000
/32	-	-	-	-	1530	1020	2360	1560	-	-	-	-
07	965	710	1250	865	2000	1370	2600	1760	4300	3050	2360	2600
08	1040	800	1320	950	2280	1600	3150	2200	5000	3750	2800	3200
09	1225	950	1560	1160	2650	1880	4150	3000	6000	4400	2800	3250
10	1250	1020	1630	1270	2750	2000	4800	3550	6800	5000	2900	3550
11	1530	1250	2200	1730	3400	2550	5800	4250	7800	6000	3600	4500
12	1560	1340	2160	1760	3750	2850	6400	4800	8500	6700	4300	5500
13	1660	1500	2240	1860	4400	3450	7200	5500	9300	7650	5100	6700
14	2040	1830	3000	2500	4800	3800	8150	6300	10200	9150	5500	7200
15	2080	1930	3100	2650	5200	4150	8300	7200	12000	11000	5300	7350
16	2500	2360	3750	3200	5700	4550	9000	7560	12700	12000	6200	8650
17	2500	2360	3900	3400	6550	5400	9800	8500	13400	13200	6550	9300
18	3050	2900	4550	4000	7200	6100	10600	9150	14600	14600	8650	12000
19	3150	3100	4750	4250	8500	7100	11200	10200	-	-	-	-
20	3450	3350	4750	4250	9650	8000	12900	12200	-	-	-	-
21	3150	3250	5600	5100	10400	9150	13700	13400	-	-	-	-
22	4500	4300	6300	5700	11200	10200	15000	15000	-	-	-	-
24	4800	4800	6550	6100	11400	10200	16300	17000	-	-	-	-
26	6100	6200	8300	7800	12200	11400	18000	19600	-	-	-	-
28	5500	6000	8500	8500	12900	12500	20000	22400	-	-	-	-
30	6700	7200	9650	9650	13400	13200	21600	25500	-	-	-	-
32	7100	7650	10800	11000	14300	15000	-	-	-	-	-	-
34	9800	9800	13200	13700	16600	18300	-	-	-	-	-	-
36	10800	11400	14600	15600	17800	20000	-	-	-	-	-	-
38	11600	12700	15300	17000	18600	21600	-	-	-	-	-	-
40	13200	14600	16600	19000	21200	25500	-	-	-	-	-	-

37

Σειρά εδράνου	160		60		62		63		64		42'	
	C	C ₀	C	C ₀	C	C ₀	C	C ₀	C	C ₀	C	C ₀
00	-	-	290	156	400	224	630	360	-	-	655	520
01	-	-	315	176	540	300	765	430	-	-	720	585
02	405	224	440	255	610	355	890	520	-	-	800	685
03	440	255	465	285	750	440	1060	630	1800	1100	1060	950
04	510	310	735	450	1000	630	1250	765	2400	1560	1400	1290
/22	-	-	-	-	1020	655	1430	900	-	-	-	-
05	560	375	780	500	1100	710	1660	1040	2800	1900	1530	1500
/28	-	-	-	-	1320	850	1900	1200	-	-	-	-
06	880	600	1000	670	1530	1000	2200	1460	3350	2320	1860	2000
/32	-	-	-	-	1530	1020	2360	1560	-	-	-	-
07	965	710	1250	865	2000	1370	2600	1760	4300	3050	2360	2600
08	1040	800	1320	950	2280	1600	3150	2200	5000	3750	2800	3200
09	1225	950	1560	1160	2650	1880	4150	3000	6000	4400	2800	3250
10	1250	1020	1630	1270	2750	2000	4800	3550	6800	5000	2900	3550
11	1530	1250	2200	1730	3400	2550	5800	4250	7800	6000	3600	4500
12	1560	1340	2160	1760	3750	2850	6400	4800	8500	6700	4300	5500
13	1660	1500	2240	1860	4400	3450	7200	5500	9300	7650	5100	6700
14	2040	1830	3000	2500	4800	3800	8150	6300	10200	9150	5500	7200
15	2080	1930	3100	2650	5200	4150	8300	7200	12000	11000	5300	7350
16	2500	2360	3750	3200	5700	4550	9000	7560	12700	12000	6200	8650
17	2500	2360	3900	3400	6550	5400	9800	8500	13400	13200	6550	9300
18	3050	2900	4550	4000	7200	6100	10600	9150	14600	14600	8650	12000
19	3150	3100	4750	4250	8500	7100	11200	10200	-	-	-	-
20	3450	3350	4750	4250	9650	8000	12900	12200	-	-	-	-
21	3150	3250	5600	5100	10400	9150	13700	13400	-	-	-	-
22	4500	4300	6300	5700	11200	10200	15000	15000	-	-	-	-
24	4800	4800	6550	6100	11400	10200	16300	17000	-	-	-	-
26	6100	6200	8300	7800	12200	11400	18000	19600	-	-	-	-
28	5500	6000	8500	8500	12900	12500	20000	22400	-	-	-	-
30	6700	7200	9650	9650	13400	13200	21600	25500	-	-	-	-
32	7100	7650	10800	11000	14300	15000	-	-	-	-	-	-
34	9800	9800	13200	13700	16600	18300	-	-	-	-	-	-
36	10800	11400	14600	15600	17800	20000	-	-	-	-	-	-
38	11600	12700	15300	17000	18600	21600	-	-	-	-	-	-
40	13200	14600	16600	19000	21200	25500	-	-	-	-	-	-

38

37

38

20

19

18

17

16

15

14

13

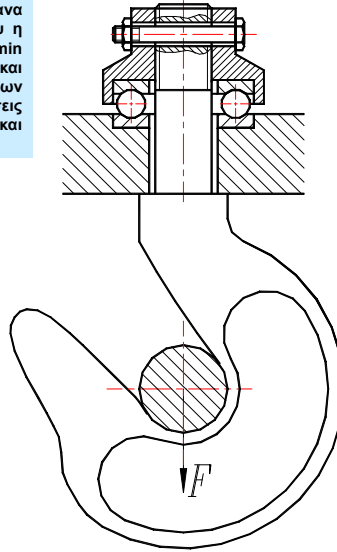
12

11

Έδρανα κύλισης

Ο υπολογισμός στατικής αντοχής εφαρμόζεται σε έδρανα που δεν περιστρέφονται ή ακόμη και σε έδρανα που η ταχύτητα περιστροφής τους δεν υπερβαίνει τις 20 στρ/μίν και η φορά περιστροφής τους είναι πάντοτε η ίδια ή και εναλλασσόμενη, όπως π.χ. στις εδράσεις άγκιστρων γερανών, στις εδράσεις συρομένων θυρών, στις εδράσεις της περιστρεφόμενης υπερκατασκευής ραντάρ και γερανών κ.λπ..

Ο στατικός αυτός υπολογισμός βασίζεται στην απλή σύγκριση του αριθμού στατικής αντοχής C_0 και του ισοδύναμου στατικού φορτίου P ενός εδράνου ($C_0 \geq P$). Ο αριθμός στατικής αντοχής C_0 είναι εκείνο το εγκάρσιο (αξονικό) φορτίο ενός εγκάρσιου (αξονικού) εδράνου, το οποίο σε ένα ακίνητο έδρανο δημιουργεί στη θέση μέγιστης καταπόνησης (μέγιστης επιφανειακής πίεσης) των σωμάτων κύλισης του μία πλαστική παραμόρφωση, που είναι ίση με το 1/10.000 της διαμέτρου των σωμάτων κύλισης του εδράνου αυτού.



Υπολογισμός στατικής αντοχής

<http://www.m3.tuc.gr>

2014



School of Production Eng. & Management
Micromachining & Manufacturing Modeling Lab
Prof. Aristomenis Antoniadis

39

20

19

18

17

16

15

14

13

12

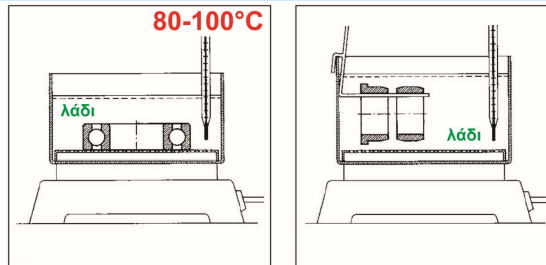
11

Έδρανα κύλισης

Κατά την τοποθέτηση ενός εδράνου κύλισης στη θέση λειτουργίας του χρειάζεται ιδιαίτερη προσοχή, γιατί μία λανθασμένη τοποθέτηση μπορεί να έχει ως αποτέλεσμα τη μείωση της διάρκειας ζωής ενός εδράνου.

Όταν ο εσωτερικός δακτύλιος με τον στρόφα ή ο εξωτερικός δακτύλιος με την οπή του εδράνου έχουν κατασκευαστεί με ελεύθερη συναρμογή τότε δεν παρουσιάζεται κανένα πρόβλημα κατά την τοποθέτησή τους. Όταν όμως ή συναρμογή μεταξύ στρόφα και εσωτερικού δακτυλίου είναι αμφίβολης σύμφιξης ή κανονικής σύμφιξης, τότε πρέπει ολόκληρο το έδρανο ή στην περίπτωση των εκ κατασκευής λυομένων εδράνων μόνο ο εσωτερικός δακτύλιος να θερμανθεί μέχρι τη θερμοκρασία των 80 έως 100°C (για έδρανα υψηλής θερμοκρασίας λειτουργίας έως το πολύ 120°C), ώστε μετά τη σχετική θερμική διαστολή να είναι δυνατή η εύκολη συναρμολόγηση.

Η θέρμανση αυτή πρέπει να γίνει σε λουτρό λαδιού, ώστε να εξασφαλιστεί η ισομερής θέρμανση του εδράνου. Η θέρμανση αυτή απαγορεύεται να γίνει με τη βοήθεια ελεύθερης φλόγας, διότι έτσι διατρέχεται ο κίνδυνος της τοπικής υπερθέρμανσης και επομένως της τοπικής ανόπτησης του υλικού του εδράνου με αποτέλεσμα τη μείωση της αντοχής του.



Τοποθέτηση εδράνων κύλισης

<http://www.m3.tuc.gr>

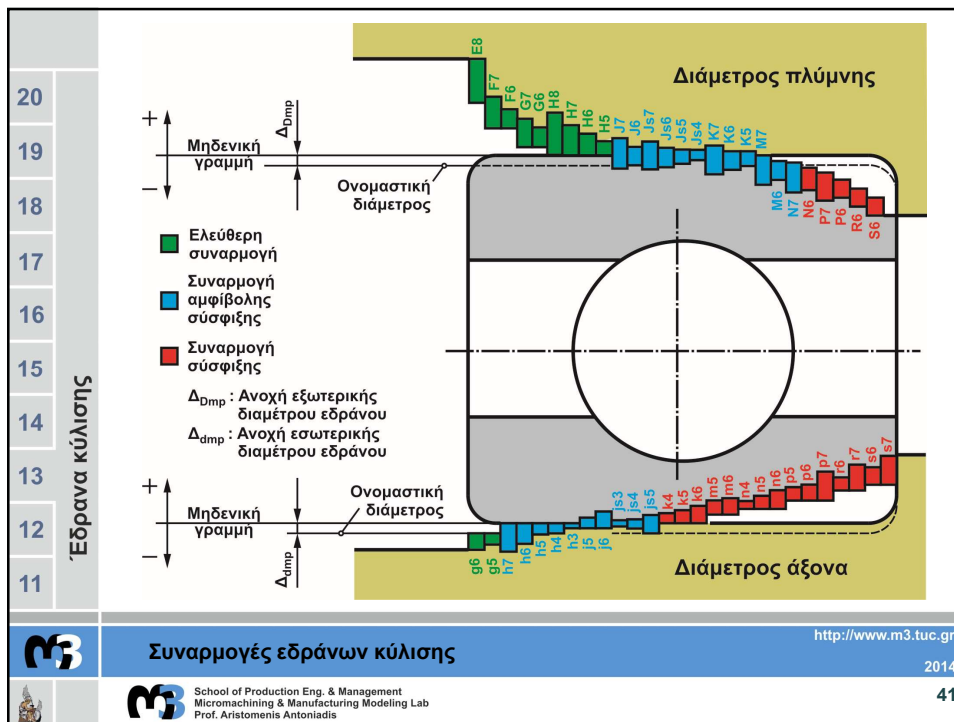
2014



School of Production Eng. & Management
Micromachining & Manufacturing Modeling Lab
Prof. Aristomenis Antoniadis

40

20



41

20
19
18
17
16
15
14
13
12
11

Έδρανα κύλισης

Αν είναι αναγκαίο για την τοποθέτηση ενός εδράνου να χρησιμοποιηθεί μία χειροκίνητη ή υδραυλική πρέσσα, τότε η δύναμη πίεσης πρέπει να εφαρμοστεί απ' ευθείας στον εσωτερικό δακτύλιο. Αν εφαρμοστεί στον εξωτερικό δακτύλιο, τότε η ροή της δύναμης θα περάσει αναγκαστικά από τα σώματα και τις αλμακές κύλισης, οπότε υπάρχει κίνδυνος αυτά να τραυματιστούν και έτσι να μειωθεί η διάρκεια ζωής του εδράνου.

Όταν σ' ένα μηχανουργείο δεν υπάρχουν τα κατάλληλα μέσα και η τοποθέτηση ενός εδράνου γίνει με ελαφρές κρούσεις ενός σφυριού, τότε πρέπει ο δακτύλιος που πρόκειται να συναρμολογηθεί, να τοποθετηθεί με τη βοήθεια ενός σωλήνα, έτσι ώστε η κατανομή των κρούσεων να είναι ισομερής σε ολόκληρη την περιφέρεια του δακτυλίου. Και σε αυτή την περίπτωση πρέπει οπωσδήποτε να αποφευχθεί η κρουστική φόρτιση των σωμάτων και των αυλακίων κύλισης που μπορεί σαν αποτέλεσμα να έχει τον τραυματισμό τους και επομένως τη μείωση της διάρκειας ζωής του εδράνου.

λάθος

σωστό

20
19
18
17
16
15
14
13
12
11

Συναρμολόγηση - Αποσυναρμολόγηση

http://www.m3.tuc.gr

2014

School of Production Eng. & Management
Micromachining & Manufacturing Modeling Lab
Prof. Aristomenis Antoniadis

42

21

20
19
18
17
16
15
14
13
12
11

Έδρανα κύλισης

λάθος

M3 Αποσυναρμολόγηση με εξολκέα <http://www.m3.tuc.gr>
2014

M3 School of Production Eng. & Management
Micromachining & Manufacturing Modeling Lab
Prof. Aristomenis Antoniadis

43

20
19
18
17
16
15
14
13
12
11

Έδρανα κύλισης

Bearing type	Bearing bore	Bearing size	Mounting		without heating	Dismounting			Hydraulic method	Symbols
			with heating	without heating		Hydraulic method	with heating	without heating		
Deep groove ball bearing	tapered roller bearing	small								
Angular contact ball bearing		medium								
Spherical roller bearing	tapered roller bearing	large								
Self-aligning ball bearing		large								
Cylindrical roller bearing	tapered roller bearing	small								
Needle roller bearing		large								
Thrust ball bearing	tapered roller bearing	small								
Angular contact thrust ball bearing		medium								
Cylindrical roller thrust bearing	tapered roller bearing	large								
Spherical roller thrust bearing		large								
Self-aligning ball bearing with adapter sleeve	tapered roller bearing	small								
Angular contact ball bearing with adapter sleeve		medium								
Spherical roller bearing with adapter sleeve	tapered roller bearing	large								
Cylindrical roller bearing with adapter sleeve		large								
Cylindrical roller bearing double row	tapered roller bearing	small								
Large										

Πηγή: FAG Industrial Bearings A.G.

M3 Προτεινόμενοι μέθοδοι συναρμολόγησης & αποσυναρμολόγησης εδράνων κύλισης <http://www.m3.tuc.gr>
2014

M3 School of Production Eng. & Management
Micromachining & Manufacturing Modeling Lab
Prof. Aristomenis Antoniadis

44

20 19 18 17 16 15 14 13 12 11	Έδρανα κύλισης	 <p>Η ονομαστική διάρκεια ζωής των εδράνων κύλισης που φορτίζονται με δυναμική καταπόνηση εξαρτάται βασικά από την περιστροφική τους ταχύτητα και από το φορτίο τους. Το τέλος της πραγματικής διάρκειας ζωής ενός εδράνου κύλισης επισημαίνεται με την εμφάνιση του συμπτώματος της κόπωσης του υλικού, που είναι οι εκκοιλάνσεις οι οποίες δημιουργούνται κυρίως στην αύλακα κύλισης του εσωτερικού δακτυλίου.</p> <p>Φθορά του εσωτερικού δακτυλίου εδράνου κύλισης από κόπωση. Η φθορά αυτή είναι αναμενόμενη στο τέλος της διάρκειας ζωής του εδράνου</p> <p>Θραύση του εσωτερικού δακτυλίου εδράνου κύλισης από κόπωση. Η φθορά αυτή είναι αναμενόμενη στο τέλος της διάρκειας ζωής του εδράνου</p> <p>Πηγή: FAG Industrial Bearings A G</p> <p>Παρά το ότι τα σώματα κύλισης δέχονται μεγαλύτερο αριθμό φορτίσεων αυτά παρουσιάζουν μεγαλύτερη αντοχή !</p>				
					Φυσιολογική φθορά εδράνων κύλισης	http://www.m3.tuc.gr
					School of Production Eng. & Management Micromachining & Manufacturing Modeling Lab Prof. Aristomenis Antoniadis	2014 45

45

20 19 18 17 16 15 14 13 12 11	Έδρανα κύλισης	 <p>Χάραγμα δακτυλίου από ακάθαρτο λιπαντικό</p> <p>Θραύσεις από δύναμη συναρμολόγησης</p> <p>Εγκοπές από δύναμη συναρμολόγησης</p> <p>Απολεπίσεις λόγω κακής ευθυγράμμισης</p> <p>Αυλάκωση λόγω κακής συναρμολόγησης</p> <p>Πηγή: FAG Industrial Bearings A G</p>	   			
					Αστοχίες λόγω λανθασμένης τοποθέτησης	http://www.m3.tuc.gr
					School of Production Eng. & Management Micromachining & Manufacturing Modeling Lab Prof. Aristomenis Antoniadis	2014 46

46

20
19
18
17
16
15
14
13
12
11

Έδρανα κύλισης

Η οξείδωση οφείλεται κυρίως στην παρουσία υγρασίας, στη συμπύκνωση ατμών, σε ατμούς οξέων ή στην παρουσία οξέων στο λιπαντικό.

Ομοιόμορφη οξείδωση λόγω μη προστασίας από υγρασία

Σημάδια λόγω οξείδωσης

Σημάδια από κραδασμούς

Σημάδια λόγω οξείδωσης

Πηγή: FAG Industrial Bearings A O

M3 Αστοχίες λόγω κακής συντήρησης <http://www.m3.tuc.gr>

School of Production Eng. & Management
Micromachining & Manufacturing Modeling Lab
Prof. Aristomenis Antoniadis

2014
47

47

20
19
18
17
16
15
14
13
12
11

Έδρανα κύλισης

Σημάδια από διέλευση ηλεκτρικού ρεύματος

Σημάδια από διέλευση ηλεκτρικού ρεύματος

Πηγή: FAG Industrial Bearings A O

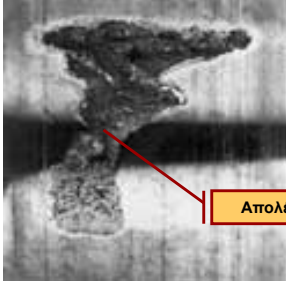
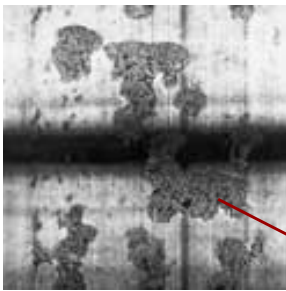


Τα σημάδια έχουν συνήθως καφέ χρώμα και εμφανίζονται τόσο στους δακτυλίους όσο και στα σώματα κύλισης.

M3 Αστοχίες λόγω διέλευσης ηλεκτρικού ρεύματος στα έδρανα κύλισης <http://www.m3.tuc.gr>

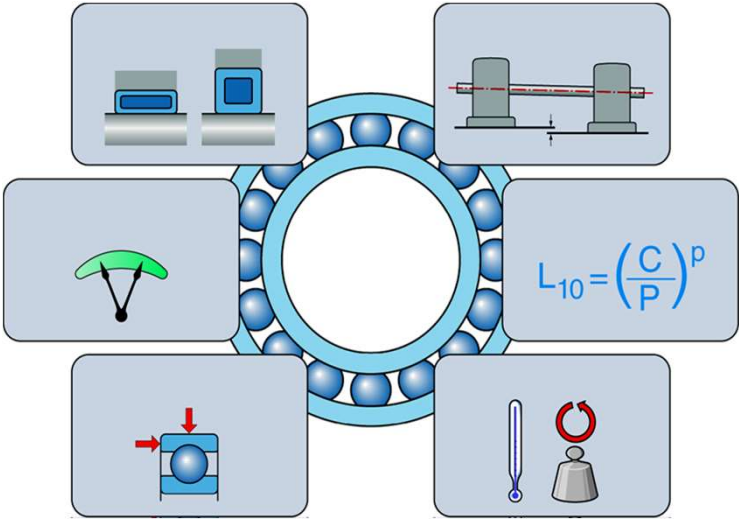


School of Production Eng. & Management
Micromachining & Manufacturing Modeling Lab
Prof. Aristomenis Antoniadis

2014
48


48

20	Έδρανα κύλισης		<p>Απολέπιση</p>	<p>Η υπερθέρμανση του λιπαντικού μέσου μειώνει το ιξώδες του και κατά συνέπεια τις λιπαντικές του ικανότητες. Έτσι, οι μεταλλικές επιφάνειες έρχονται σε άμεση επαφή και λόγω της τριβής αυξάνεται η θερμοκρασία, συγκολλώνται και στη συνέχεια αποχωρίζονται. Η συγκόλληση και λύση των συγκολλητών δεσμών αυτών, έχει σαν αποτέλεσμα την απολέπιση των επιφανειών ιδιαίτερα των τροχιών.</p>
19				
18				
17				
16				
15				
14				
13				
12				
11				
				
		<p>Πηγή: FAG Industrial Bearings A G</p>		
		Αστοχίες λόγω υπερθέρμανσης του λιπαντικού μέσου	http://www.m3.tuc.gr	
			2014	
		School of Production Eng. & Management Micromachining & Manufacturing Modeling Lab Prof. Aristomenis Antoniadis	49	

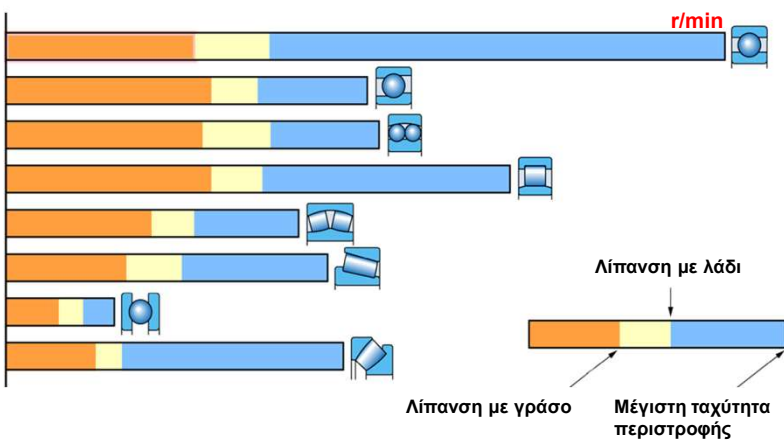
49

20	Έδρανα κύλισης		<p>$L_{10} = \left(\frac{C}{P}\right)^p$</p>
19			
18			
17			
16			
15			
14			
13			
12			
11			
			2014
		School of Production Eng. & Management Micromachining & Manufacturing Modeling Lab Prof. Aristomenis Antoniadis	

50

20 19 18 17 16 15 14 13 12 11	Έδρανα κύλισης	 <p>90% με γράσο 9,5% με λάδι 0,5% με στερεά λιπαντικά</p>	<p>Η λίπανση δεν παίζει τόσο σπουδαίο ρόλο στα έδρανα κύλισης όσο στα έδρανα ολίσθησης στα οποία η εκλογή του κατάλληλου λιπαντικού είναι μεγάλης σπουδαιότητας. Στις συνήθεις εφαρμογές η λίπανση μπορεί να γίνει με λίπος ή λάδι χωρίς να έχει το ένα είδος λίπανσης πλεονεκτήματα ή μειονεκτήματα έναντι του άλλου.</p> <p>Και τα δύο είδη λιπαντικού εξασφαλίζουν με την ίδια αποτελεσματικότητα την απαιτούμενη λίπανση μεταξύ των σωμάτων κύλισης και των αυλακιών κύλισης ή του κλωβού.</p> <p>Η λίπανση με ορυκτέλαιο προτιμάται στις έξι περιπτώσεις:</p> <p>Όταν η λίπανση ενός μηχανήματος, στο οποίο περιλαμβάνονται τα έδρανα, γίνεται με ορυκτέλαιο, όπως π.χ. στους μειωτήρες, τότε είναι ευνόητο ότι και η λίπανση των εδράνων πρέπει να γίνει με το ίδιο ορυκτέλαιο, διότι δεν θα συνέφερε οικονομικά ή στεγανοποίηση και λίπανση τους με λίπος.</p> <p>Όταν η ποσότητα θερμότητας που παράγεται από την τριβή του εδράνου ή που διοχετεύεται στο έδρανο από άλλα στοιχεία είναι τόσο μεγάλη ώστε να υπάρχει κίνδυνος υπερθέρμανσης. Στην περίπτωση αυτή μπορεί το ορυκτέλαιο να τειεί με ειδική αντλία σε αναγκαστική κυκλοφορία, για να απομακρυνθεί έτσι η ποσότητα εκείνη της θερμότητας που μπορεί να προκαλέσει επικίνδυνη ανύψωση της θερμοκρασίας του εδράνου. Σε ακραίες περιπτώσεις στο σύστημα αναγκαστικής κυκλοφορίας παρεμβάλλεται και ειδική συσκευή ψύξης (π.χ. ψυγείο αέρα, νερού κ.λπ.).</p> <p>Όταν η θέση στην οποία έχει τοποθετηθεί ένα έδρανο, δεν είναι εύκολα προσιτή και παρ' όλα αυτά πρέπει σε ορισμένα χρονικά διαστήματα να γίνεται μία συντήρηση και αλλαγή λιπαντικού του εδράνου αυτού, τότε το λάδι είναι προτιμότερο από το λίπος. Στην περίπτωση αυτή μπορεί το λάδι σαν ρευστό υλικό να απομακρυνθεί και ανανεωθεί με τη βοήθεια οπών, που έχουν προβλεφθεί ειδικά γι' αυτό το σκοπό.</p>		
				<p>Λίπανση εδράνων κύλισης</p> <p>http://www.m3.tuc.gr</p> <p>2014</p>	
				<p>School of Production Eng. & Management Micromachining & Manufacturing Modeling Lab Prof. Aristomenis Antoniadis</p>	

51

20 19 18 17 16 15 14 13 12 11	Έδρανα κύλισης	 <p>Λίπανση με λάδι</p> <p>Λίπανση με γράσο</p> <p>Μέγιστη ταχύτητα περιστροφής</p> <p>r/min</p>	<p>Περιστροφή εδράνων κύλισης – Αριθμός στροφών</p> <p>http://www.m3.tuc.gr</p> <p>2014</p>		
				<p>School of Production Eng. & Management Micromachining & Manufacturing Modeling Lab Prof. Aristomenis Antoniadis</p>	

52

Στοιχεία Μηχανών

Διάλεξη 9

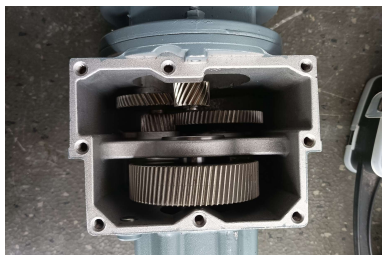
Ελικοειδείς, Κωνικοί Οδοντωτοί Τροχοί & Ατέρμονας Κοχλίας

Παναγιώτης Αλευράς
(palevras@tuc.gr)

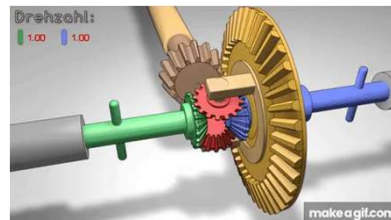
1

Οδοντωτοί τροχοί

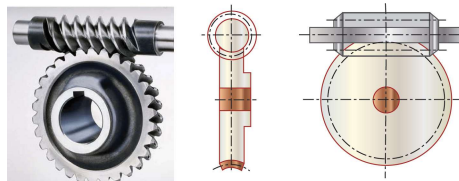
Ελικοειδείς τροχοί



Κωνικοί τροχοί

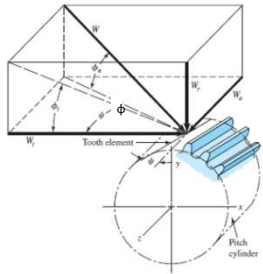


Ατέρμονας
Κοχλίας



2

Ελικοειδείς



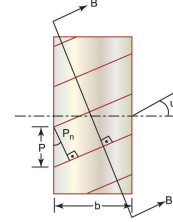
Στοιχεία Μηχανών - Διάλεξη 9

Τα δόντια είναι κομμένα σε γωνία ψ (γωνία ελίκωσης)

$$p_n = p \cos \psi$$

$$m_n = m \cos \psi$$

Το m_n είναι τυποποιημένο όπως το module των μετωπικών με ευθεία δόντια



$$\text{Διάμετρος ελικοειδούς } d = mN = \frac{m_n N}{\cos \psi}$$

Αναπτύσσεται εκτός από την εφαπτομενική (F_t) και την ακτινική (F_r) και μία αξονική δύναμη (F_a)

$$\tan \varphi_n = \tan \varphi \cos \psi \quad \text{με } \varphi_n = 20^\circ \text{ την γωνία πίεσης}$$

$$\text{Ελάχιστος αριθμός δοντιών } N = \frac{2 c_o}{\sin^2 \varphi}$$

3

3

Ελικοειδείς

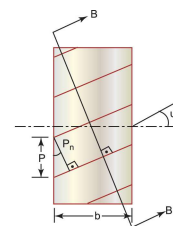


$$\text{Αριθμός δοντιών ισοδύναμου μετωπικού: } N_n = \frac{N}{\cos^3 \psi}$$

$$\text{Δυνάμεις ελικοειδούς: } F_t = F_n \cos \varphi_n \cos \psi$$

$$F_r = F_t \tan \varphi = F_n \sin \varphi_n$$

$$F_a = F_t \tan \psi = F_n \cos \varphi_n \sin \psi$$



Οι τροχοί με ελικοειδή οδόντωση είναι μικρότεροι, με χαμηλότερο θόρυβο και μεγαλύτερο λόγο επαφής.

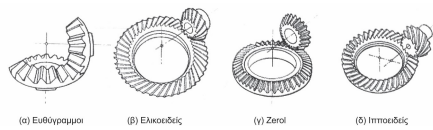
Η αντοχή τους υπολογίζεται κατά Lewis/Buckingham και κατά AGMA όπως και στους μετωπικούς, με μόνη διαφορά τον γεωμετρικό συντελεστή J (Σχ. 18.25-18,29). Ο συντελεστής I υπολογίζεται με τον Πιν. 19.2

Στοιχεία Μηχανών - Διάλεξη 9

4

4

Κωνικοί

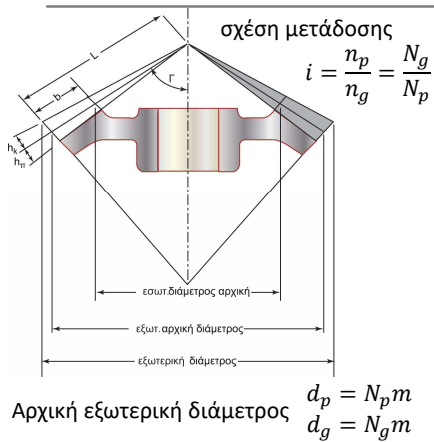


Στοιχεία Μηχανών - Διάλεξη 9

5

5

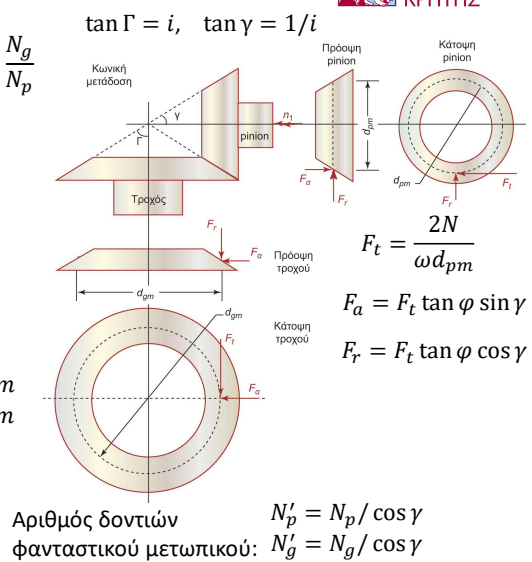
Γεωμετρία Κωνικών



Μέση διάμετρος

$$d_{pm} = d_p - b \sin \gamma$$

$$d_{gm} = d_g - b \sin \Gamma$$



$$F_t = \frac{2N}{\omega d_{gm}}$$

$$F_a = F_t \tan \varphi \sin \gamma$$

$$F_r = F_t \tan \varphi \cos \gamma$$

Στοιχεία Μηχανών - Διάλεξη 9

6

6

Αντοχή Lewis-Buckingham



- Εξίσωση Lewis (καμψη)

$$F_b = SYmb \left(1 - \frac{b}{L} \right)$$

Δυναμικός συντελεστής $K_u = \frac{6+u}{6}$

$$F_d = K_u F_b$$

$$L = 0.25 \sqrt{d_p^2 + d_g^2}$$

m module στην εξωτερική διάμετρο

Υ υπολογίζεται όπως στους μετωπικούς χρησιμοποιώντας N'_p, N'_g

$b \leq L/3$ το πλάτος του τροχού

- Πίεση Buckingham

$$F_w = \frac{d_p K Q' b}{\cos \gamma}$$

όπου $Q' = \frac{2N'_g}{N'_p + N'_g}$

Στοιχεία Μηχανών - Διάλεξη 9

7

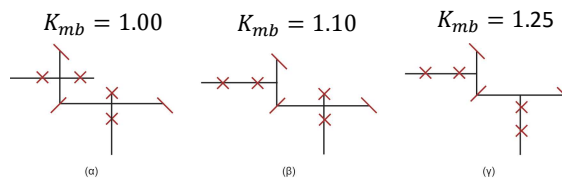
7

Αντοχή AGMA - Κάμψη



$$\sigma_t = \frac{F_t}{mbj} \frac{K_o K_v K_s K_m}{K_x} \leq S_{\varepsilon\pi} = \frac{S_{at} K_L}{S_F K_T K_R}$$

- Συντελεστής καμπυλότητας $K_x = 1.15$ για ελικοειδή οδόντωση, 1.0 για άλλους τύπους
- Συντελεστής διανομής φορτίου $K_m = K_{mb} + 5.6 \cdot 10^{-6} b^2$



Στοιχεία Μηχανών - Διάλεξη 9

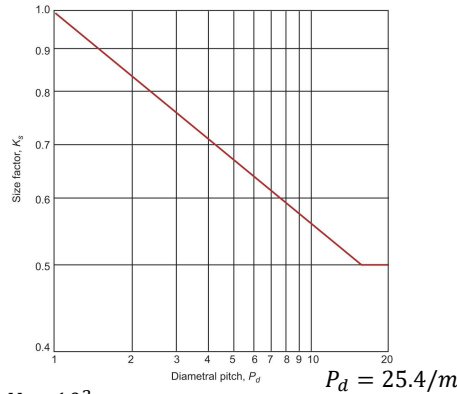
8

8

Αντοχή AGMA - Κάμψη



- Συντελεστής μεγέθους K_S
- Συντελεστής διάρκειας ζωής K_L (Σχ. 18.24)



Για ανθρακούχους χάλυβες

$$K_L = \begin{cases} 2.7, & 10^2 \leq N \leq 10^3 \\ 6.1514N^{-0.1182}, & 10^3 \leq N \leq 3 \cdot 10^6 \\ 1.6831N^{-0.0323}, & 3 \cdot 10^6 \leq N \leq 10^{10} \end{cases}$$

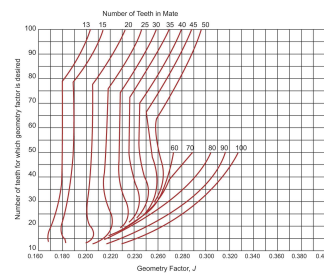
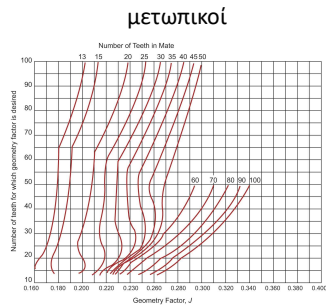
9

Αντοχή AGMA - Κάμψη

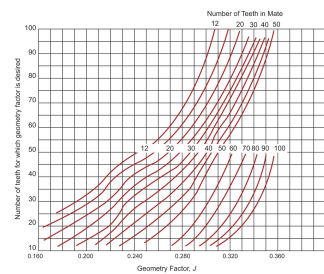


- Γεωμετρικός Συντελεστής J

Για $\phi=20^\circ$ και άξονες τροχών κάθετους



Zerol



ελικοειδείς

10

Αντοχή AGMA – Επιφανειακή Πίεση



$$\sigma_c = C_p \sqrt{\frac{F_t}{bd_1 I} K_o K_v K_s K_m C_f} \leq S_{\epsilon\pi} = \frac{S_{ac} Z_N C_H}{S_H K_T K_R}$$

- Συντελεστής μεγέθους $K_S = \begin{cases} 0.5, & b < 12.7\text{mm} \\ 0.00429b + 0.4375, & 12.7 \leq b \leq 114.3 \\ 1, & 114.3 < b \end{cases}$
- Συντελεστής διανομής φορτίου K_m όπως στην κάμψη κωνικών
- Γεωμετρικός συντελεστής I (επόμενη διαφάνεια)
- Υπόλοιποι συντελεστές κατά τα γνωστά των μετωπικών

Στοιχεία Μηχανών - Διάλεξη 9

11

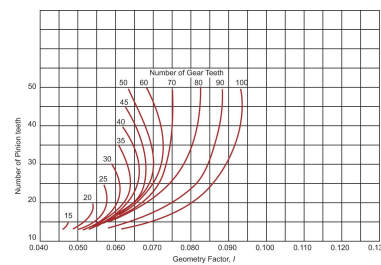
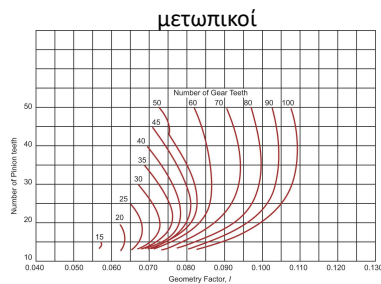
11

Αντοχή AGMA – Επιφανειακή Πίεση

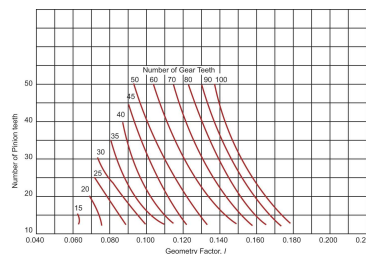


- Γεωμετρικός Συντελεστής I

Για $\phi=20^\circ$ και άξονες τροχών κάθετους



Zerol



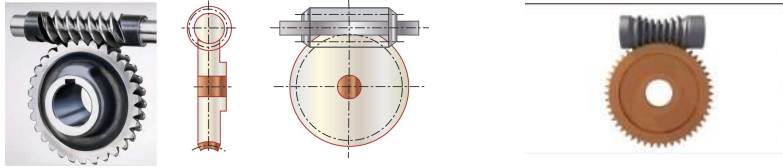
ελικοειδείς

Στοιχεία Μηχανών - Διάλεξη 9

12

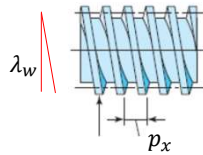
12

Ατέρμονας Κοχλίας – Κορώνα



Χρησιμοποιείται σε κάθετους και ασύμβατους άξονες με μεγάλη επιθυμητή σχέση μετάδοσης και σταθερή φορά περιστροφής.

$$\text{σχέση μετάδοσης} \quad i = \frac{N_g}{N_w} = \frac{\pi d_g}{L}$$



N_g αριθμός δοντιών κορώνας

N_w αρχές σπειρώματος κοχλίας (1,2 ή 3)

d_g η αρχική διάμετρος της κορώνας

$L = p_x N_w$ το βήμα του κοχλίας

$\tan \lambda_w = \frac{N_w L}{\pi d_w}$ η γωνία του ατέρμονα

Στοιχεία Μηχανών - Διάλεξη 9

13

13

Ατέρμονας Κοχλίας – Κορώνα



Στο ζεύγος αναπτύσσονται 3 δυνάμεις λόγω της γωνίας του ατέρμονα, εφαπτομενική, ακτινική και αξονική

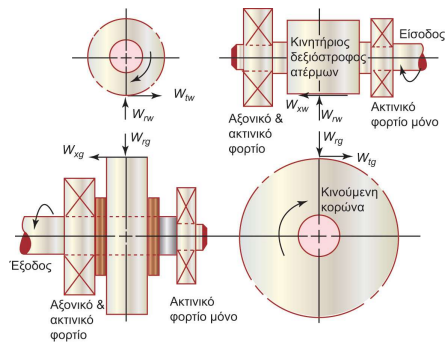
$$W_{tw} = \frac{2N}{\omega_w d_w} \quad W_{tg} = \frac{2N}{\omega_g d_g}$$

$$W_{xg} = W_{tg} \frac{\cos \varphi_n \sin \lambda_w + \mu \cos \lambda_w}{\cos \varphi_n \cos \lambda_w - \mu \sin \lambda_w}$$

$$W_{rg} = W_{tg} \frac{\sin \varphi_n}{\cos \varphi_n \cos \lambda_w - \mu \sin \lambda_w}$$

Όπου μ ο συντελεστής τριβής στην επιφάνεια της σπείρας του ατέρμονα.

$$W_f = W_{tg} \frac{\mu}{\cos \varphi_n \cos \lambda_w - \mu \sin \lambda_w}$$



$$\text{Βαθμός απόδοσης:} \quad \eta = \frac{P_{εξ}}{P_{εισ}} = \frac{\cos \varphi_n - \mu \tan \lambda_w}{\cos \varphi_n + \mu \cot \lambda_w}$$

Στοιχεία Μηχανών - Διάλεξη 9

14

14

AGMA 6034-B92

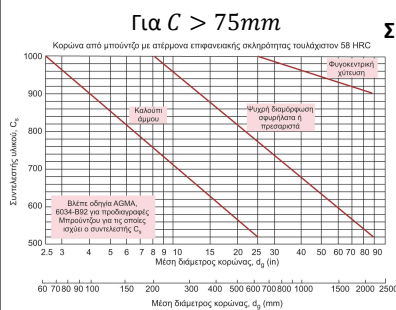


Διαδικασία σχεδιασμού ζεύγους ατέρμονα-κορώνας.

1. Ορίζουμε αρχικά μεγέθη: Διάκεντρο C , αρχές κοχλία N_w , σχέση μετάδοσης, δόντια κορώνας N_g και γωνία πίεσης ϕ_n . $N_{g,min} = 21$ για $\phi_n = 20^\circ$.
2. Διάμετρος ατέρμονα $d_w = 0.681C^{0.875}$, Διάμετρος κορώνας $d_g = 2C - d_w$, πλάτος κορώνας $b \leq 0.67d_w$
3. Βήμα κοχλία $L = \pi d_g N_w / N_g$ και γωνία ατέρμονα $\tan \lambda_w = L / \pi d_w$
4. Ταχύτητα ολίσθησης $u_t = \pi d_w n / 60 \cos \lambda_w$
5. Περιφερειακή δύναμη

$$W_{tg} (kp) = \frac{C_s C_m C_u d_g^{0.8} (mm) b (mm)}{743.23}$$

Συντελεστές



Συντελεστής γλικού C_s

Για $C \leq 75mm$

$$C_s = \min[\text{διαγραμμα}, 720 + 6.6368 \cdot 10^{-4} C^3]$$

Συντελεστής σχέσης μετάδοσης

$$C_m = \begin{cases} 0.02\sqrt{i^2 + 40i - 76} + 0.46, & 3 \leq i \leq 20 \\ 0.0107\sqrt{i^2 + 56i - 5145}, & 20 < i \leq 76 \\ 1.1483 - 0.00658i, & i > 76 \end{cases}$$

Δυναμικός Συντελεστής

$$C_u = \begin{cases} 0.6590e^{-0.21615u}, & 0 \leq u \leq 3.5m/s \\ 0.65197u^{-0.571}, & 3.5 < u \leq 15 \\ 1.09828u^{-0.774}, & u > 15 \end{cases}$$

6. Συντελεστής τριβής

$$\mu = \begin{cases} 0.15, & u = 0 \text{ m/s} \\ 0.124e^{-2.233u^{0.645}}, & 0 < u \leq 0.05 \\ 0.103e^{-1.18 \cdot 0.45} + 0.012, & u > 0.05 \end{cases}$$

7. Δύναμη Τριβής

$$W_f = \frac{\mu W_t}{\cos \lambda \cos \varphi_n}$$

8. Ισχύς εισόδου και βαθμός απόδοσης

$$P_i(\text{HP}) = \frac{n_w W_t d_g}{1454727} + \frac{u W_f}{76.2} \quad \eta = P_o / P_i$$

Στοιχεία Μηχανών - Διάλεξη 9

Ισχύς εξόδου P_o

Ισχύς που καταναλώνει η τριβή

17

17

Ερωτήσεις?

Στοιχεία Μηχανών - Διάλεξη 9

18

18

Στοιχεία Μηχανών

Διάλεξη 10

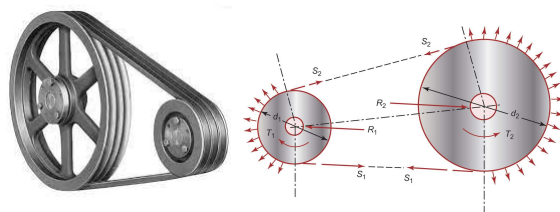
Ιμάντες & Αλυσοκίνηση

Παναγιώτης Αλευράς
(palevras@tuc.gr)





1

Ιμαντοκίνηση

- Μεταφορά ισχύος με ελαστικά στοιχεία (ιμάντες) μεταξύ τροχαλιών



Τύποι ιμάντα

Belt Type	Figure
Flat	
Round	
V	
Timing	

Η λειτουργία του ιμάντα προϋποθέτει την ύπαρξη δύναμης πρότασης S_0

Κατά τη λειτουργία, ο έλκοντας κλάδος του ιμάντα καταπονείται με δύναμη $S_1 > S_0$, ενώ ο ελκόμενος κλάδος με δύναμη $S_2 < S_0$, λόγω τριβής.

Η μεταφερόμενη στρεπτική ροπή είναι $T_1 = \frac{(S_1 - S_2)d_1}{2}$ και $T_2 = \frac{(S_1 - S_2)d_2}{2}$

2

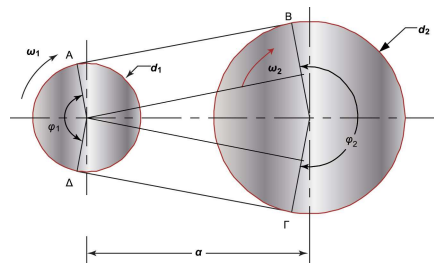
Γεωμετρία



Γωνίες τύλιξης:

$$\varphi_1 = \pi - 2 \sin^{-1}\left(\frac{d_2 - d_1}{2a}\right)$$

$$\varphi_2 = \pi + 2 \sin^{-1}\left(\frac{d_2 - d_1}{2a}\right)$$



Συνολικό Μήκος Ιμάντα:

$$L = \sqrt{4a^2 - (d_2 - d_1)^2} + \frac{1}{2}(d_2\varphi_2 + d_1\varphi_1)$$

$$\text{Διάκεντρος: } a = \frac{1}{2} \sqrt{\left(L - \frac{1}{2}(d_2\varphi_2 + d_1\varphi_1)\right)^2 + (d_2 - d_1)^2}$$

3

Ανάλυση Δυνάμεων



$$\frac{S_1 - S_c}{S_2 - S_c} = e^{f\varphi}$$

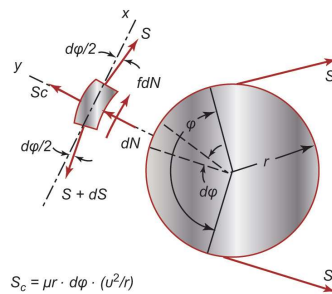
$S_c = \mu u^2$ η δύναμη λόγω φυγόκεντρου φ το ενεργό τμήμα της γωνίας τύλιξης της μικρής τροχαλίας
 μ μάζα ανά μονάδα μήκους του ιμάντα
 $u = \omega r$ περιφερειακή ταχύτητα ιμάντα

Μέγιστη μεταφερόμενη ισχύς εξαρτάται από την δύναμη πρότασης

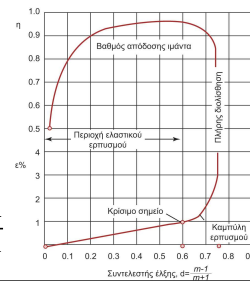
$$N = \frac{S_0 d n}{71620 C_{ολ}} \quad C_{ολ} \text{ από Πιν. 14-1}$$

Ερπυσμός: τμήμα του τυλιγμένου ιμάντα ολισθαίνει χωρίς να μεταφέρει ροπή, εκφράζεται ως ποσοστό ϵ , βάσει του συντελεστή έλξης d

$$d = \frac{ef\varphi - 1}{ef\varphi + 1}$$



$$S_c = \mu r \cdot d\varphi \cdot (u^2/r)$$



4

Πίνακας 14.1



Συντελεστής υπερφόρτισης, C1																	
Στρατή λειτουργία, φορτίο γνωστό με ακρίβεια								1.00... 1.10									
Φυγοκεντρικές ανελκυστράτες, ανεμιστήρες								1.10... 1.20									
Ρεκταρά, φριξές, μικρές εργαλειομηχανές								1.20... 1.25									
Τόρνοι, ψυκτικά μηχανήματα								1.25... 1.35									
Μεγάλες εργαλειομηχανές, χυλοοργικά και υφαντοοργικά μηχανήματα								1.33... 1.45									
Παλινδρομικές μηχανές, κρίσεις								1.45... 1.55									
Σταυτήρες, σφίρες								1.55... 2.00									
Μηχανές με εξαιρετικά μεγάλες κρούσεις, βαρείς ελαστροί								2.00... 2.50									
Συντελεστής περιβάλλοντος, C2																	
Λειτουργία μάντα σε ξηρό περιβάλλον και σε κινούμενες θερμοκρασίες								1.00									
Λειτουργία μάντα σε περιβάλλον υγρασίας, μεγάλες διαφορές θερμοκρασιών								1.10									
Απαρό περιβάλλον								1.25									
Νερό ή μεγάλη υγρασία								1.30									
Συντελεστής διάρκειας ζωής, C3																	
B / B _{nom} B=σZ/L (ε=αριθμός τροχαλίων)																	
Λειτουργία άριστη / ήμερα	0,16	0,24	0,32	0,40	0,48	0,60	0,80	1,00									
3...4	0,95	1,00	1,03	1,06	1,11	1,16	1,28	1,45									
8...10	1,00	1,02	1,05	1,09	1,14	1,19	1,33	1,51									
16...18	1,03	1,07	1,11	1,18	1,25	1,33	1,54	1,89									
24	1,07	1,14	1,22	1,32	1,43	1,56	1,93	2,38									
Συντελεστής τάρου τάσης, C4																	
Επίπεδη τάση	70	80	90	100	110	120	130	140	150	160	170	180	190	200	210	220	
Επίπεδη τάση, C4				1,40	1,33	1,27	1,21	1,16	1,12	1,08	1,05	1,02	1,00	0,98	0,96	0,94	0,93
Προσαρμοστές μάντες C4				1,73	1,59	1,47	1,37	1,28	1,22	1,16	1,12	1,08	1,05	1,02	1,00		
Συντελεστής είδους τάνυσης, C5																	
C5 = 1,0	όταν η τάνυση γίνεται με κολλίες																
C5 = 1,2	όταν η τάνυση γίνεται με μόνιμα																
C5 = 0,8	όταν έχουμε αντοχή																
Συντελεστής για τροποποιητές μάντες, C6 και C7																	
C6 = 1,00	για	d ₁ = d _{nom}	και	c ₁ = d _{nom} / d ₁	στην	d _{nom} = d ₁											
C7 = 1,00	για	raj = 1															
C7 = 1,25	για	raj > 1															

Στοιχεία Μηχανών - Διάλεξη 10

5

5

Υπολογισμός Ιμαντοκίνησης



- Επιλογή τύπου μάντα (πχ HG)

Επίπεδο μάντες	Αντοχή		Διαστάσεις		Τύπος υπολογισμού				Όμοια									
	E	σB	s	b	γ	μ	E s	($\frac{d_1}{s}$) _{nom}	B _{nom}	v _{max}								
	kr/mm ²	kr/mm ²	mm	mm	kg/dm ³	kr/mm ²	συν. τριβής	kr/mm ²	1/s	m/s								
Δέρμα HG (καλό είδαμα)	45	3.0	a) 3...7	20... 600	0.90	0.44		3	20	25	50							
			b) 8...12	1800				5	25									
			c) 14...20	1800				7	35									
Δέρμα G (εσομα)	35	3.0	a) 3...7	20... 600	0.95	0.44	0.3 + $\frac{v}{100}$	4	25	10	40							
			b) 8...12	1800				6	30									
			c) 14...20	1800				8	40									
Δέρμα F ή S (όχι εσομα)	25	2.5	a) 3...7	20... 600	1.00	0.39		5	30	5	30							
			b) 8...12	1800				7	35									
			c) 14...20	1800				9	45									
Δέρμα-Βαμβάκι (Ελαστικό-Βαμβάκι)	35... 120	4.5... 6.0	(3...7) * 1.1	20... 300	1.20	0.39	0.5	5	30	9... 6	40							
								+ 1.2	20... 300			1.25	0.44	0.5	5	25	10... 5	40
Βαλάτα-Βαμβάκι (Βαλάτα-Βαμβάκι)	90... 150	5... 6.5	(3...8) * 1.2	20... 300	1.25	0.44	0.5	5	25	10... 5	40							
								+ 0.6	20... 300			1.25	0.44	0.5	5	25	10... 5	40
Βαλάτα-Σελισινό (Βαλάτα-Σελισινό)	4 αλε 5	60... 270	1.25	0.55	0.5	0.3	3	20	20... 15	40								
								Καυσίσιδα ίππετρα (Παργασι μεθύδι)	5.0		2... 18	1.00	0.39	0.35	4	25	25	
																Ζελινόσι ίππετρα (Παργασι βόμβα)		4.5... 5.0
Βαμβάκι (Βαμβάκι)	3.0... 5.0	4... 12	1.30	0.39	0.3	4	20	20										
							Καμπίνα (τροχαλι σπύλι)		3.0... 4.0	(3... 6) x 1.8	1.15	0.44	0.3	4	20	20		
															Επίδες gewebe (επίδες βραστή)		>10	0.4... 12
Καυσίσιδα Verbandsstoffe (Παργασι Σιδόνιας μάντας - Ελαστικά)	A) 55	20.0	(1... 2) x 0.5	10... 250	1.2 + $\frac{1}{s}$	2.0	0.3 + $\frac{v}{100}$	80	55	90	60							
								B) 55				20.0	(1... 2) x 0.7	10... 500	1.2 + $\frac{1}{s}$	2.0	0.3 + $\frac{v}{100}$	100
																		C) 55
Μάντες πολυβιθάνης τάνυσης σε τροχαλίες με επίθεση φρένου	21000	150.0	0.6... 1.1	20... 250	7.80	33	0.25	21000	1000	45								

Στοιχεία Μηχανών - Διαλέξη 10

6

6

Υπολογισμός Ιμαντοκίνησης



- Υπολογισμός Διαμέτρων

μικρής τροχαλίας $d_1 = y_1 \sqrt[3]{\frac{d_1}{s} \frac{NC_{ολ}}{\sigma_{επ} n_1}}$

$y_1 = 80$ έως 100

$\frac{d_1}{s} = (1.5 \text{ έως } 2) \left(\frac{d_1}{s}\right)_{min}$

μεγάλης τροχαλίας $d_2 = (1 - \varepsilon)d_1 i$

ε ποσοστό ερπυσμού (1.5%)

i σχέση μετάδοσης

Τυποποιημένες διαμέτροι τροχαλιών για επίπεδους (DIN 111) και τραπεζοειδείς (DIN 2217) μάντες																			
20	22	25	28	31.5	35.5	40	45	50	56	63	71	80	90	100	112	125	140	160	180
200	224	250	280	315	355	400	450	500	560	630	710	800	900	1000	1120	1250	1400	1600	1800
2000	2240	2500	2800	3150	3550	4000	4500	5000											

Τυποποιημένα πλάτη τροχαλιώνsb																			
20		25		32		40		50		63		80		100		125	140	160	180
200	224	250	280	315	355	400	450	500	560	630									

Στοιχεία Μηχανών - Διάλεξη 10

7

7

Υπολογισμός Ιμαντοκίνησης



- Πάχος Ιμάντα $s = \frac{d_1/s}{d_1}$ και τυποποίηση
- Ταχύτητα Ιμάντα $u_1 = \frac{\pi d_1 n_1}{60000}$ $u_2 = \frac{\pi d_2 n_2}{60000}$ $5 < u < 10m/s$
- Διάκεντρος $a = \max\left[\left(\frac{3d_1}{2} + \frac{d_2}{2}\right), d_2\right]$
- Μήκος ιμάντα $L = 2a + \pi \left(\frac{d_1 + d_2}{2}\right) + \frac{1}{a} \left(\frac{d_1 + d_2}{2}\right)^2$
- Γωνίες τύλιξης $\varphi_1 = \pi - 2 \sin^{-1}\left(\frac{d_2 - d_1}{2a}\right)$ $\varphi_2 = \pi + 2 \sin^{-1}\left(\frac{d_2 - d_1}{2a}\right)$
- Πλάτος ιμάντα $b = NC_{ολ}/N_0$ Για N_0 δεξ επόμενη διαφάνεια
- Πλάτος τροχαλίας $b_{τρ} = 1.12b$

Στοιχεία Μηχανών - Διάλεξη 10

8

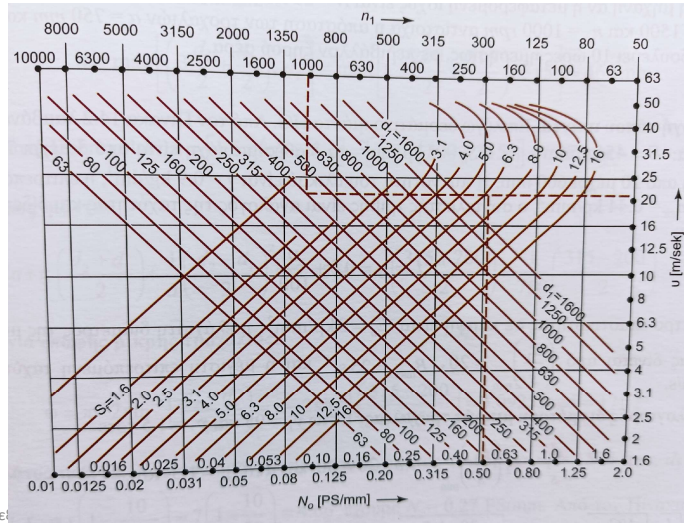
8

Υπολογισμός Ιμαντοκίνησης



$$s_f = s[1 - 10/(d_1/s)]$$

N_0 για ιμάντες HG



Στοιχεία Μηχανών - Διάλεξη 10

Υπολογισμός Ιμαντοκίνησης



- Δυνάμεις

$$S_1 + S_2 = 2S_0$$

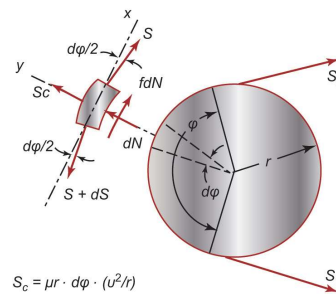
$$\frac{S_1 - S_2}{S_2 - S_c} = e^{f\varphi} \quad \text{Όπου } S_c = \mu u^2$$

Ροπή που μεταφέρει η τροχαλία

$$U = S_1 - S_2 = 71620 \frac{2N}{n_1 d_1}$$

Δύναμη που κάμπτε τον άξονα της τροχαλίας

$$R = \sqrt{S_1^2 + S_2^2 - 2S_1 S_2 \cos \varphi}$$



$$S_c = \mu r \cdot d\varphi \cdot (u^2/r)$$

Στοιχεία Μηχανών - Διάλεξη 10

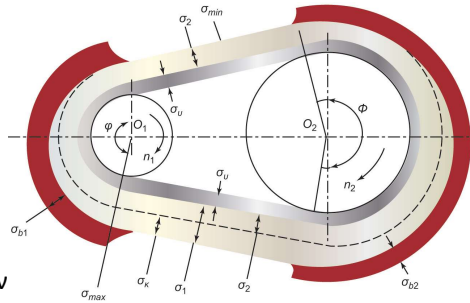
Υπολογισμός Ιμαντοκίνησης



• Τάσεις

Ο ιμάντας καταπονείται από την πρόταση (σ_0), από την μεταφερόμενη ροπή (σ_κ), από την κάμψη στις περιοχές τύλιξης γύρω από τις τροχαλίες (σ_b) και από τις φυγόκεντρες δυνάμεις (σ_u)

Μέγιστη τάση εμφανίζεται κατά την είσοδο στην μικρή τροχαλία



$$\sigma_{max} = \sigma_0 + \frac{\sigma_\kappa}{2} + \sigma_{b1} + \sigma_u = \frac{S_0}{bs} + \frac{U}{2bs} + \frac{\gamma u^2}{1000g} + E_b \frac{s}{d_1} \leq \sigma_{\epsilon\pi}$$

Υπολογισμός Ιμαντοκίνησης



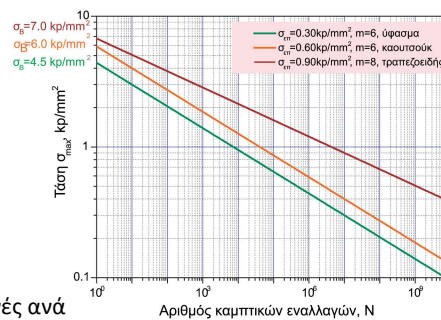
• Διάρκεια Ζωής

$$N = N_b \left(\frac{\sigma_{\epsilon\pi}}{\sigma_{max}} \right)^m \text{ σε κύκλους}$$

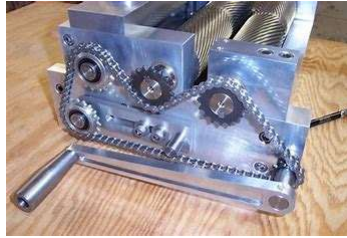
$$H = \frac{N_b}{3600B} \left(\frac{\sigma_{\epsilon\pi}}{\sigma_{max}} \right)^m \text{ σε ώρες λειτουργίας}$$

Όπου $N_b = 10^7$ κύκλοι, $B=zu/L$ (εναλλαγές ανά sec), z αριθμός τροχαλιών

$$H \text{ τιμή του εκθέτη } m, \text{ επιλέγεται για } \sigma_{\epsilon\pi} = \begin{cases} 30 \text{kp/cm}^2 & \text{υφασματινος} & m = 6 \\ 60 \text{kp/cm}^2 & \text{καουτσουκ} & m = 6 \\ 90 \text{kp/cm}^2 & \text{τραπεζοειδης} & m = 8 \end{cases}$$



Αλυσοκίνηση

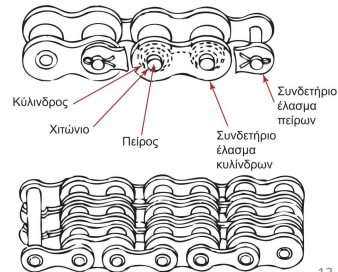


- ✓ Ακρίβεια στη σχέση μετάδοσης
- ✓ Χωρίς ολίσθηση
- ✓ Αποδοτική >98%
- ✗ Θορυβώδης λειτουργία
- ✗ Μεταβλητότητα λόγω φθοράς
- ✗ Ανάγκη λίπανσης



TYPES OF CHAIN DRIVE

Στοιχεία Μηχανών - Διάλεξη 10



13

13

Αλυσοκίνηση



- Η επιτρεπόμενη ταχύτητα της αλυσίδας είναι αντιστρόφως ανάλογη με το βήμα της αλυσίδας
- Γενικά, η μέγιστη ταχύτητα δεν πρέπει να ξεπερνάει τα 25 m/s
- Παρά το σχετικά μεγαλύτερο βάρος σε σχέση με τους ιμάντες, οι φυγόκεντρες δυνάμεις αγνοούνται λόγω της αρκετά μεγαλύτερης εφελκυστικής δύναμης που φέρουν οι αλυσίδες.
- Η ισχύς που μπορεί να μεταφέρει μια αλυσίδα εξαρτάται από τον αριθμό των δοντιών.
- Υπάρχει δυνατότητα χρήσης πολλών αλυσίδων ταυτόχρονα για την μεταφορά ενός φορτίου.

Στοιχεία Μηχανών - Διάλεξη 10

14

14

Υπολογισμός Αλυσοκίνησης



- Επιλογή τύπου αλυσίδας (κυλίνδρου – DIN 8187 & 8180, χιτωνίων, οδοντωτές DIN 8190, χαλύβδινων πύρων DIN 654)

Πίνακας 14-20: Αλυσίδες κατά DIN 8180

DIN	Αλυσίδες ANSI No	Βήμα t	Εσωτερικό Πλάτος, b_i	Πείρος d_B	Χιτώνιο d_K	Ωφέλιμη Διατομή, j	Αντοχή αλυσίδας σε kp			Βάρος G
		mm	mm	mm	mm	mm ²	απλή	διπλή	τριπλή	kg/m
8180		6.00	2.80	1.85	4.00	7	300	--	--	0.12
		8.00	3.00	2.30	5.00	10	500	900	--	0.18
		12.70	3.30	3.65	7.75	22	800	--	--	0.40
			4.88	3.65	7.75	28	800	--	--	0.44
		25.40	17.02	8.27	15.88	210	4500	8000	11500	2.70
		31.75	19.56	10.17	19.05	295	5500	10000	14000	3.60
		38.10	25.40	14.63	25.40	554	12000	21500	30000	6.70
		44.45	30.99	15.87	27.94	740	14000	25000	36000	8.30
		50.80	30.99	17.80	29.21	837	18000	32000	45000	10.50
		63.50	38.10	22.87	39.37	1275	27000	48000	68000	16.00
		76.20	45.75	29.22	48.26	2061	40000	70000	100000	25.00

Στοιχεία Μηχανών - Διάλεξη 10

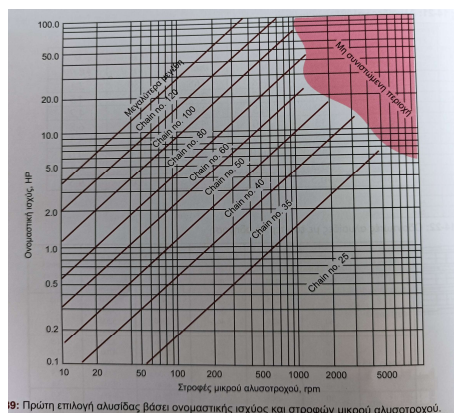
15

15

Υπολογισμός Αλυσοκίνησης



- Επιλογή βήματος t



18: Πρώτη επιλογή αλυσίδας βάσει ονομαστικής ισχύος και στροφών μικρού αλυστροχού.

Στοιχεία Μηχανών - Διάλεξη 10

16

16

Υπολογισμός Αλυσοκίνησης



- Επιλογή αλυσοτροχών

$$D_t = \frac{z_1 t}{\pi}$$

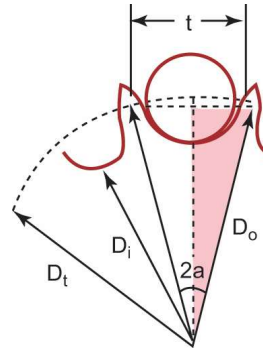
Αριθμός δοντιών z_1

Σχ. μετάδοσης	1	2	3	4	5	6	7
Κυλίνδρων	31	27	25	23	21	17	15
Οδόντων	40	35	31	27	23	19	15

$$u = \frac{z_1 t n}{60000} \left(\frac{m}{s} \right)$$

Δύναμη στην αλυσίδα: $U = 71620 \frac{2N}{D_t n_1}$ (στις αλυσίδες δεν εφαρμόζεται πρόταση αφού η ροπή δεν μεταφέρεται με τριβή)

Επιλογή μεγάλου αλυσοτροχού από: $i = \frac{n_1}{n_2} = \frac{z_2}{z_1}$



Στοιχεία Μηχανών - Διάλεξη 10

17

17

Υπολογισμός Αλυσοκίνησης



- Απόσταση αξόνων a

$$a_{min} = (30 \div 60)t \quad \text{ή} \quad a_{min} = 1.2 \frac{d_1 + d_2}{2} + (30 \div 50)mm$$

- Αριθμός κρίκων (πρέπει να είναι άρτιος)

$$x = \frac{z_1 + z_2}{2} + \frac{2a}{t} + \left(\frac{z_2 - z_1}{2\pi} \right)^2 \frac{t}{a}$$

- Διόρθωση απόστασης αξόνων

$$a = \frac{t}{4} \left[x - \frac{z_1 + z_2}{2} + \sqrt{\left(x - \frac{z_1 + z_2}{2} \right)^2 - 8 \left(\frac{z_2 - z_1}{2\pi} \right)^2} \right]$$

- Πολλαπλότητα αλυσίδας

Υπολογίζω συντελεστή λειτουργίας $C_{ολ} = \frac{19}{z_1} \frac{C_s}{C_1 C_2 C_3}$

Στοιχεία Μηχανών - Διάλεξη 10

18

18

Υπολογισμός Αλυσοκίνησης



Πίνακας 14-24: Συντελεστές λειτουργίας C_2 για αλυσίδες

Είδη κινούμενων μηχανών	Είδη κινήτριων μηχανών		
	Μετάδοση με ηλεκτροκίνητρα	Σπρίβλος, πολυκλιμάκρες μηχανές	Μονοκλιμάκρες εμβολοφόρες μηχανές
Φόρτιση σχεδόν χωρίς κρούση, Γρανάζια, ελαφρά ανάλυση, βοηθητικές κινήσεις εργαλειομηχανών	1.00	1.25	1.50
Φόρτιση με μέτριες κρούσεις, Γρανάζια, βαρείς ανάλυση, κύριες κινήσεις εργαλειομηχανών	1.25	1.50	1.75
Φόρτιση ελαφρών, κρούσε ελασμάτων, ψαλίδια, εμβολοφόροι αντλίες, εκκαυφείς	1.75	2.00	2.25

Πίνακας 14-25: Συντελεστές C_1 , C_2 και C_3 (κατά Niemann)

Συντελεστής	Περιβάλλον		Λείψανση
	Χωρίς σκόνη	Με σκόνη	
$C_1 =$	1.000		Εξαιρετική
	0.900		Καλή
	0.700		Μέτρια
	0.500	για $v < 4m/s$	Κακή
	0.300	για $v < 7m/s$	Μέτρια
	0.150	για $v < 4m/s$	Κακή
$C_2 =$	1.000	για αλυσίδες DIN 8187	
	0.800	για αλυσίδες DIN 8180 και 8188	
	0.200	για αλυσίδες DIN 8181	
$C_3 =$	$\sqrt{\frac{x-1}{90x+1}}$	όπου $x = z_2 / z_1$ η σχέση μετάδοσης και x ο αριθμός των κρίκων της αλυσίδας	

19

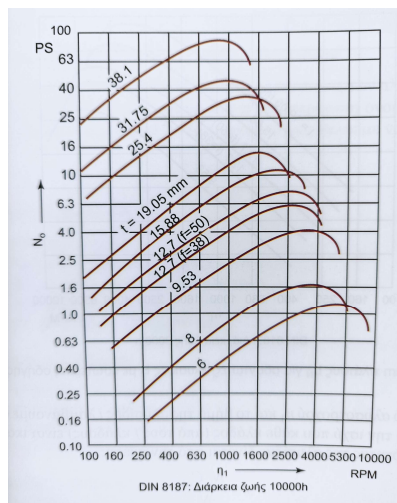
Υπολογισμός Αλυσοκίνησης



Επιλέγω ειδική ισχύ N_0 βάσει ωρών λειτουργίας και στροφών

Έτσι, ο αναγκαίος αριθμός αλυσίδων είναι

$$j = \frac{NC_{0\lambda}}{N_0}$$



20

Υπολογισμός Αλυσοκίνησης



- Έλεγχος δυνάμεων

$$S = U + S_c + S_g$$

$U <$ Αντοχή θραύσης, η δύναμη που μεταφέρει τη ροπή

$$S_c = \mu u^2 = \frac{G u^2}{9.81} \text{ η φυγόκεντρος δύναμη}$$

$$S_g = k_f G A \text{ με } k_f = (2 \div 6) \text{ για } \gamma < 40^\circ \text{ και } k_f = (1.5 \div 2) \text{ για } \gamma > 40^\circ$$

γ η γωνία της διακέντρου των αλυσοτροχών με το οριζόντιο επίπεδο

Επιτρεπόμενη πίεση:

$$p = \frac{S}{f} \leq p_{\text{επ}}$$

f η ωφέλιμη διατομή

21

Ερωτήσεις?

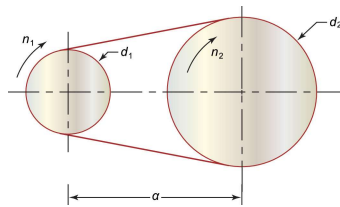


22

Παράδειγμα (14.6.5)



Η μετάδοση κίνησης από Η/Κ σε μία μικρή εργαλειομηχανή γίνεται με επίπεδο ιμάντα. Η μεταφερόμενη ισχύς είναι 16 kW, οι στροφές του Η/Κ 960 rpm και της μηχανής 300rpm. Μία τροχαλία διαμέτρου 800 mm και πλάτους 140 mm είναι ήδη συναρμολογημένη στη μηχανή. Να επιλεγεί κατάλληλος ιμάντας για 10 ώρες λειτουργίας ημερησιώς όταν η τάνυση του ιμάντα γίνεται με κοχλίες. Η απόσταση των αξόνων είναι 1000 mm. Να γίνει έλεγχος τάσεων και να υπολογιστεί η διάρκεια ζωής.



Στοιχεία Μηχανών

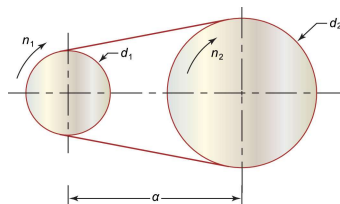
Ασκήσεις

Παναγιώτης Αλευράς
(palevras@tuc.gr)

1

Άσκηση (14.6.5)

Η μετάδοση κίνησης από Η/Κ σε μία μικρή εργαλειομηχανή γίνεται με επίπεδο ιμάντα. Η μεταφερόμενη ισχύς είναι 16 kW, οι στροφές του Η/Κ 960 rpm και της μηχανής 300rpm. Μία τροχαλία διαμέτρου 800 mm και πλάτους 140 mm είναι ήδη συναρμολογημένη στη μηχανή. Να επιλεγεί κατάλληλος ιμάντας για 10 ώρες λειτουργίας ημερησιώς όταν η τάνυση του ιμάντα γίνεται με κοχλίες. Η απόσταση των αξόνων είναι 1000 mm. Να γίνει έλεγχος τάσεων και να υπολογιστεί η διάρκεια ζωής.



2

Άσκηση (14.6.3)



Ένας επίπεδος δερμάτινος ιμάντας, πλάτους 250 mm και πάχους 8 mm, κινείται από μία τροχαλία 400 mm και κινεί μια άλλη 900 mm. Και οι δύο τροχαλίες είναι από χυτοσίδηρο με συντελεστή τριβής 0.28. Αν η απόσταση των κέντρων είναι 1550 mm, η μέγιστη επιτρεπόμενη τάση στον ιμάντα είναι 44 kN/cm², και η ταχύτητα του ιμάντα είναι 22 m/s, υπολογίστε τη μέγιστη ισχύ που μπορεί να μεταφερθεί από τον ιμάντα για διάρκεια ζωής 5 χρόνια θεωρώντας λειτουργία 4 ώρες/εργάσιμη.

3

Άσκηση (19.1.2)



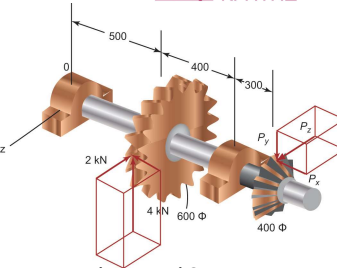
Πόση ισχύς μπορεί να μεταφερθεί με ασφάλεια από ένα ζεύγος ελικοειδών οδοντωτών τροχών, γωνίας εξελιγμένης 20°, γωνία έλικας 25° με module κανονικής οδόντωσης $m_n=5$ mm, κατασκευασμένων από SAE 1040 με πλάτος 75 mm. Το πινιόν περιστρέφεται με 2000 rpm και έχει 20 δόντια και η σχέση μετάδοσης είναι 1:5. Χρησιμοποιήστε τις εξισώσεις Lewis και Buckingham θεωρώντας συντελεστή συγκέντρωσης τάσεων στη ρίζα του δοντιού 1.66.

4

Άσκηση (12.7.3)



Το παρακάτω σύστημα μεταφοράς ισχύος αποτελείται από ένα κωνικό (είσοδος) και έναν ελικοειδή (έξοδος) οδοντωτό τροχό, έναν άξονα περιστρεφόμενο στις 600 rpm και δύο ρουλεμάν. Να υπολογιστεί η μεταφερόμενη ισχύς N και να υπολογιστεί η δύναμη $P = -0.5Pi - 0.41Pj + 0.44Pk$.



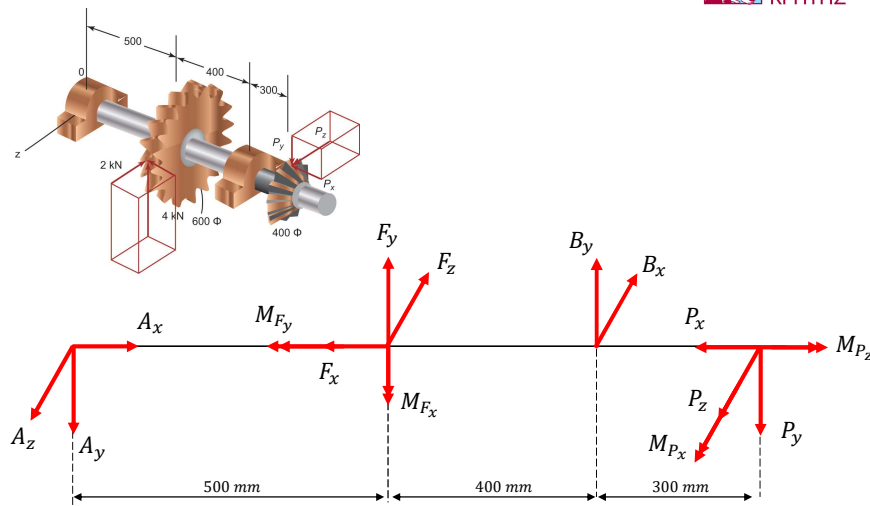
1. Να σχεδιαστούν τα διαγράμματα δυνάμεων και ροπών του άξονα και να υπολογιστούν τα φορτία στα κρίσιμα σημεία.
2. Να υπολογιστεί η διάμετρος του άξονα στις θέσεις των τροχών και των ρουλεμάν με υλικό άξονα St70.
3. Να επιλεγεί το αριστερό ρουλεμάν για 10000 ώρες λειτουργίας με αξιοπιστία 98% εάν μόνο αυτό παραλαμβάνει αξονικά φορτία.
4. Αν το υλικό του ελικοειδούς είναι σκληρημένος χάλυβας με 300 BHN, να υπολογίσετε το πλάτος του ώστε να αντέχει σε κάμψη και επιφανειακή πίεση κατά AGMA, με γωνία ελίκωσης $\psi = 30^\circ$ και 60 δόντια

Στοιχεία Μηχανών - Διάλεξη 10

5

5

Διάγραμμα Ελεύθερου Σώματος



Στοιχεία Μηχανών - Διάλεξη 10

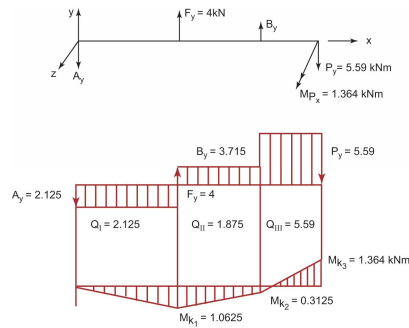
6

6

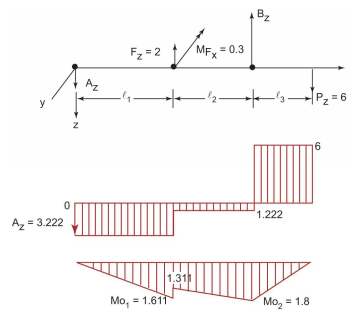
Διαγράμματα Q, M



ΚΑΤΑΚΟΡΥΦΟ ΕΠΙΠΕΔΟ



ΟΡΙΖΟΝΤΙΟ ΕΠΙΠΕΔΟ



Στοιχεία Μηχανών - Διάλεξη 10

7

7

Επιλογή Ρουλεμάν



Πίνακας 17-1b: Εξόραση κύλισης γυαλιάς επαφής, όπλης σταθός (d = 60 - 110)

Boundary dimensions	Basic load ratings	Limiting speeds	Mass	Designation
d D B	C Cr	min max	kg	
60 110 36.5	84 000	62 000 3 800	5 000	3212
130 54	150 000	95 000 3 600	4 500	3212
130 54	100 000	88 000 3 400	4 900	3212 D
65 130 38.1	88 000	68 000 3 600	4 800	3215
142 62.7	118 000	110 000 3 500	4 300	3215
142 62.7	70 000	60 000 3 200	4 400	3215 D
70 125 36.7	88 000	68 000 3 200	4 300	3214
152 63.5	134 000	127 000 2 800	3 800	3214
152 63.5	125 000	112 000 2 800	3 800	3214 D
75 130 41.3	75 000	78 000 3 200	4 200	3215
160 68.3	140 000	137 000 2 500	3 500	3216
160 68.3	95 000	85 000 2 800	3 600	3216
170 140 44.1	95 000	85 000 2 800	3 600	3216
170 140 44.1	160 000	156 000 2 400	3 400	3216
85 160 49.2	88 000	104 000 2 800	3 400	3217
180 75	178 000	176 000 2 200	3 200	3217
90 180 52.4	118 000	125 000 2 400	3 400	3218
190 75	300 000	268 000 2 000	2 600	3218
95 170 55.6	134 000	146 000 2 200	3 200	3219
200 77.8	216 000	239 000 1 900	2 800	3219
180 180 60.3	143 000	169 000 2 000	3 000	3220
215 82.6	232 000	260 000 1 800	2 600	3220
110 200 62.8	173 000	183 000 1 900	2 800	3222
240 95.1	285 000	315 000 1 700	2 400	3222

Στοιχεία Μηχανών - Διάλεξη 10

Πίνακας 17-1b: Εξόραση κύλισης γυαλιάς επαφής, όπλης σταθός (d = 60 - 110) (συνέχεια)

Dimensions	Abutment and fillet dimensions	Calculation factors	static
d d1 D1 r a	da max ra max	e	Y0
60 76.1	86.3 2.5 71	0.89	1.17
130 114	124 3.5 85	1	0.82
130 54	115 3.5 123	1.29	0.81
65 83.7	105 2.5 76	1.29	0.81
142 82.5	122 3.5 92	1.29	0.81
142 62.7	121 3.5 102	1.29	0.81
70 90.6	111 2.5 81	1.29	0.81
152 92.3	131 3.5 94	1.29	0.81
152 63.5	130 3.5 102	1.29	0.81
75 94.7	116 2.5 84	1.29	0.81
160 95.8	136 3.5 97	1.29	0.81
160 68.3	135 3.5 107	1.29	0.81
170 102	127 3 91	1.29	0.81
170 140	149 3.5 111	1.29	0.81
85 107	128 3 97	1.29	0.81
180 120	137 4 119	1.29	0.81
90 115	143 3 104	1.29	0.81
190 132	160 4 123	1.29	0.81
95 124	154 3.5 112	1.29	0.81
200 135	179 4 133	1.29	0.81
180 138	160 3.5 118	1.29	0.81
190 142	187 4 139	1.29	0.81
110 143	178 3.5 122	1.29	0.81
240 152	200 4 154	1.29	0.81

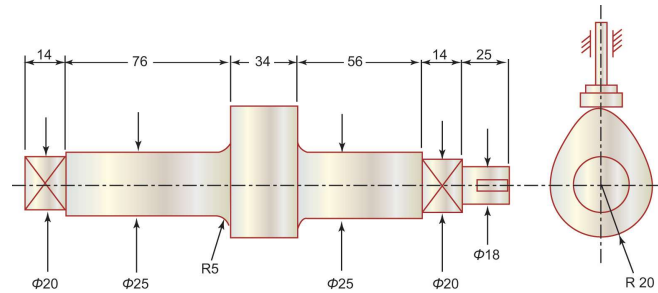
8

8

Άσκηση (5.6.10)



Ο εκκεντροφόρος άξονας ανήκει σ' ένα μηχανισμό που κινεί ένα ακόλουθο με δύναμη 400 kρ στη θέση μέγιστης μετατόπισης. Η κάμα φορτίζει τον ακόλουθο στην περιοχή της γωνίας περιστροφής από 0° έως 180° , ενώ στην υπόλοιπη περιοχή δεν τον φορτίζει. Η στρέψη θεωρείται αμελητέα. Αν το υλικό του άξονα είναι St60 και η αξιοπιστία 99.9%, να υπολογιστεί ο συντελεστής ασφαλείας κατά Soderberg Goodman για διαρκή αντοχή. Οι ακτίνες καμπυλότητας στις διαβαθμίσεις είναι 2 mm.



Στοιχεία Μηχανών - Διάλεξη 10

9