

Χρήστος Α. Παπαδόπουλος

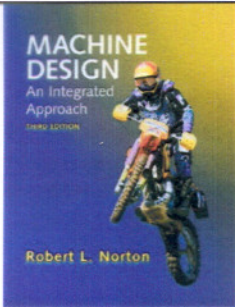

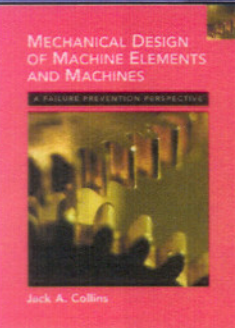
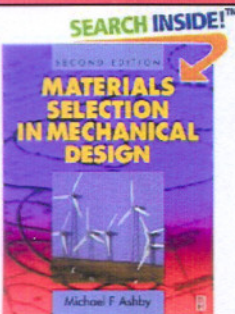
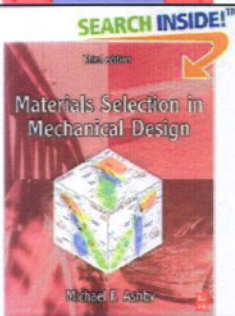



Εισαγωγή στο Σχεδιασμό Μηχανών

Πάτρα, 2009

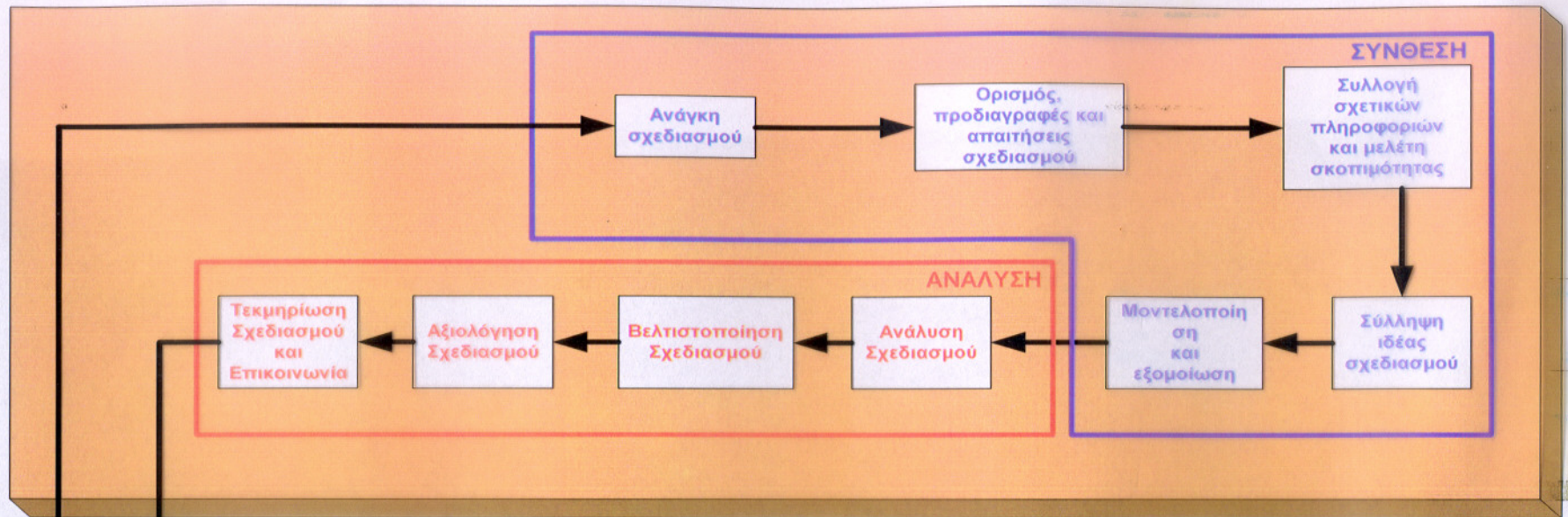
ΒΙΒΛΙΟΓΡΑΦΙΑ

	<p>Machine Design: A CAD Approach</p> <p>Προτεινόμενο (Μεταφρασμένο στα Ελληνικά)</p>	<p>By <u>Andrew D. Dimarogonas</u></p> <p>Wiley-Interscience; 1st edition (December 18, 2000)</p>
	<p>Mechanical Engineering Design</p>	<p>by <u>Joseph. Shigley</u>, <u>Charles R. Mischke</u>, <u>Richard G. Budynas</u> ,</p> <p>Mc Graw Hill.</p>
	<p>Design of Machine Elements (8th Edition) (Hardcover)</p>	<p>by <u>Merhyle F. Spotts</u>, <u>Terry E. Shoup</u>, <u>Lee E.</u> <u>Hornberger</u> ,</p> <p>Prentice Hall</p>
	<p>Fundamental of Machine Elements</p>	<p>by <u>Bernard J.</u> <u>Hamrock</u>, <u>Steven R.</u> <u>Schmid</u>, <u>Bo O</u> <u>Jacobson</u></p> <p>McGrawHill</p>
	<p>Fundamentals of Machine Elements 2/e w/ OLC Bind-in Card and Engineering Subscription Card (Hardcover)</p>	<p>by <u>Bernard J.</u> <u>Hamrock</u>, <u>Steven R.</u> <u>Schmid</u>, <u>Bo O</u> <u>Jacobson</u></p> <p>McGrawHill</p>

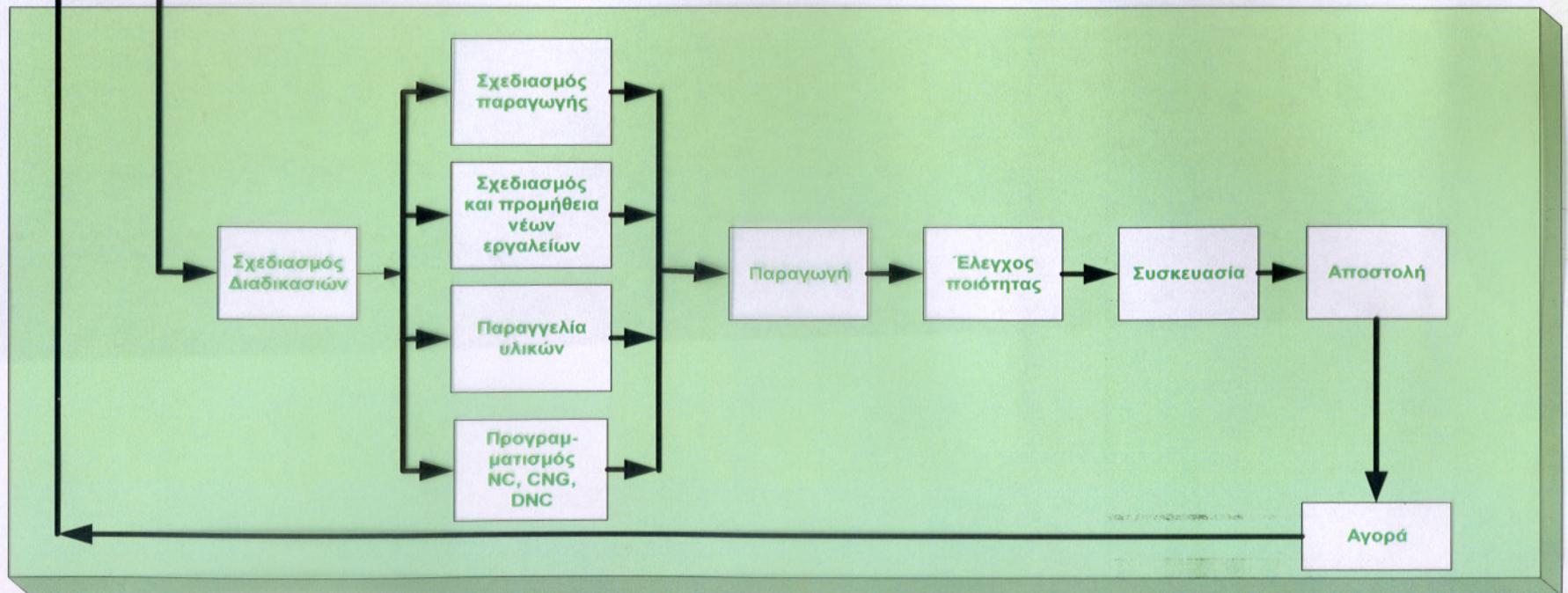
	<p>Machine Design : An Integrated Approach (3rd Edition) (Hardcover)</p>	<p>by <u>Robert L. Norton</u> , Prentice Hall</p>
	<p>Mechanical Design : An Integrated Approach (Hardcover)</p>	<p>by <u>Ansel Ugural</u> , <u>Ansel Ugural</u> McGrawHill</p>
	<p>Mechanical Design of Machine Elements and Machines : A Failure Prevention Perspective (Hardcover)</p>	<p>by <u>Jack A. Collins</u></p>
	<p>Materials Selection in Mechanical Design (Paperback)</p>	<p>by <u>Michael Ashby</u></p>
	<p>Materials Selection in Mechanical Design, Third Edition (Paperback)</p>	<p>by <u>Michael Ashby</u></p>
	<p><u>Materials and Design : The Art and Science of Material Selection in Product Design</u></p>	<p>by <u>Michael Ashby</u> Kara Johnson (Paperback - December 2002)</p>

ΤΥΠΙΚΟΣ ΚΥΚΛΟΣ ΣΧΕΔΙΑΣΜΟΥ ΚΑΙ ΠΑΡΑΓΩΓΗΣ ΠΡΟΪΟΝΤΟΣ

Η ΔΙΑΔΙΚΑΣΙΑ ΣΧΕΔΙΑΣΜΟΥ



Η ΔΙΑΔΙΚΑΣΙΑ ΚΑΤΑΣΚΕΥΗΣ



1.1 Μηχανολογικός σχεδιασμός

Ο μηχανολογικός σχεδιασμός απαιτεί καλή γνώση της επιστήμης του μηχανολόγου μηχανικού και δημιουργικότητα. Ο μηχανολογικός σχεδιασμός είναι εκείνη η διαδικασία που ακολουθούμενη καταλήγει στο σχεδιασμό μηχανών.

Μηχανή: Με τον όρο μηχανή εννοείται ο συνδυασμός εκείνων των στοιχείων και των μηχανισμών που μετασχηματίζουν, μεταφέρουν ή χρησιμοποιούν ενέργεια, φορτίο ή κίνηση για ένα συγκεκριμένο σκοπό.

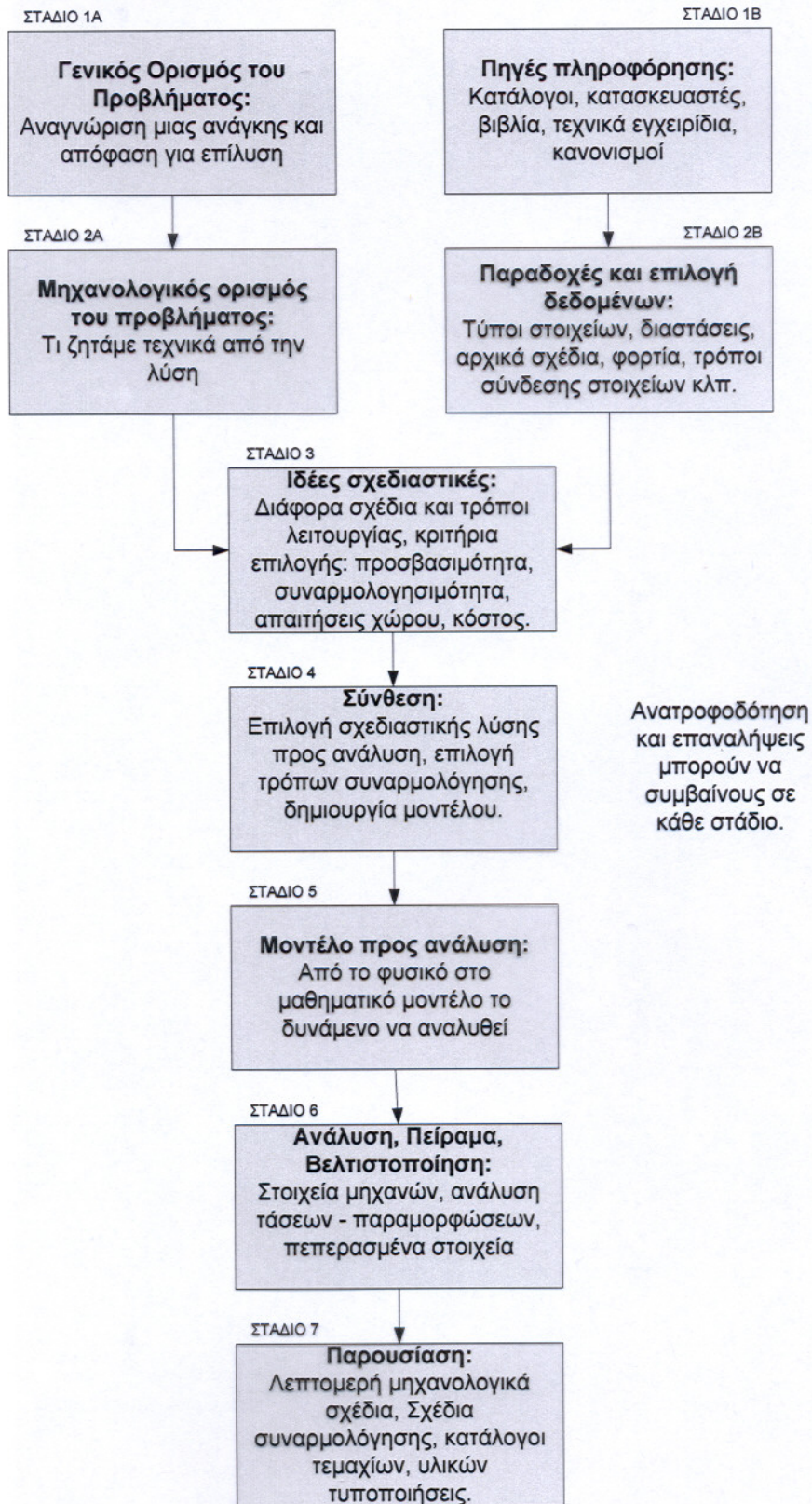
Μια μηχανή περιλαμβάνει πολλά διαφορετικά στοιχεία μηχανών με κατάλληλο σχεδιασμό και στην απαραίτητη διάταξη ώστε να αποτελέσει ένα λειτουργικό σύνολο. Μετά από αυτή την εισαγωγή γεννάται το ερώτημα πως θα μπορούσαμε να ορίσουμε τον μηχανολογικό σχεδιασμό.

Μηχανολογικός σχεδιασμός είναι η διαδικασία του μετασχηματισμού μιας νέας ιδέας ή μιας ανάγκης σε λεπτομερή πληροφορία, μέσω της οποίας το στοιχείο της μηχανής, η μηχανή ή η παραγωγική διαδικασία που ικανοποιεί επιθυμητές ανάγκες, μπορεί να κατασκευαστεί.

Ένας καλός σχεδιασμός πρέπει να ικανοποιεί όλες τις τεχνικές προδιαγραφές. Το καλό προϊόν πρέπει να λειτουργεί πάντα σύμφωνα με τις προδιαγραφές του, να ικανοποιεί τα κριτήρια του κόστους, να χρειάζεται λίγη ή καθόλου συντήρηση, να είναι ασφαλές στη χρήση ή στη λειτουργία του, να είναι ανταγωνιστικό οικονομικά, και να μην δημιουργεί ηθικά διλήμματα κατά την χρήση ή την εφαρμογή του. ①
②
③
④ ⑤
⑥

Τα στάδια του μηχανολογικού σχεδιασμού είναι ο καθορισμός των στόχων και των κριτηρίων, η σύνθεση, η ανάλυση, η κατασκευή, ο έλεγχος και η αξιολόγηση. Στο Σχήμα 1-2 που ακολουθεί φαίνεται η συνοπτική περιγραφή κάθε ενός από τα επτά βήματα του σχεδιασμού. Συντρέχων Σχεδιασμός (Concurrent Engineering) είναι εκείνη η προσέγγιση του σχεδιασμού, κατά την οποία όλα τα σχεδιαστικά στάδια που εμπλέκονται στο σχεδιασμό ενός προϊόντος προχωρούν παράλληλα, από την αρχή ως τον τελικό σχεδιασμό.

ΤΑ ΕΠΤΑ ΣΤΑΔΙΑ ΣΤΟ ΣΧΕΔΙΑΣΜΟ ΜΗΧΑΝΩΝ



Σχήμα 1-2 : Τα επτά στάδια στο σχεδιασμό μηχανών (Sandor, 1964)

1.3 Είδη σχεδιασμού

Ο σχεδιασμός προϊόντων μπορεί να καταταγεί σε δύο βασικά είδη : τον επαναστατικό και τον εξελικτικό.

Στην περίπτωση κατά την οποία ο σχεδιασμός καταλήγει σε ένα νέο προϊόν που δεν βασίζεται σε προϋπάρχοντα προϊόντα ή βασίζεται σε υπάρχοντα αλλά εφαρμόζει τελείως διαφορετικές τεχνολογίες ή ιδέες για την κατασκευή του τότε μπορούμε να τον ονομάσουμε επαναστατικό σχεδιασμό.

Ο επαναστατικός σχεδιασμός καταλήγει σε μια εντελώς νέα ιδέα, τεχνολογία ή νέο προϊόν.

Το πρώτο αυτοκίνητο, το αεροπλάνο, το υποβρύχιο, το κινητό τηλέφωνο, το παγκόσμιο δίκτυο ήταν επαναστατικοί σχεδιασμοί με την έννοια ότι έφεραν αναμφισβήτητα κάτι το νέο στην ζωή των ανθρώπων.

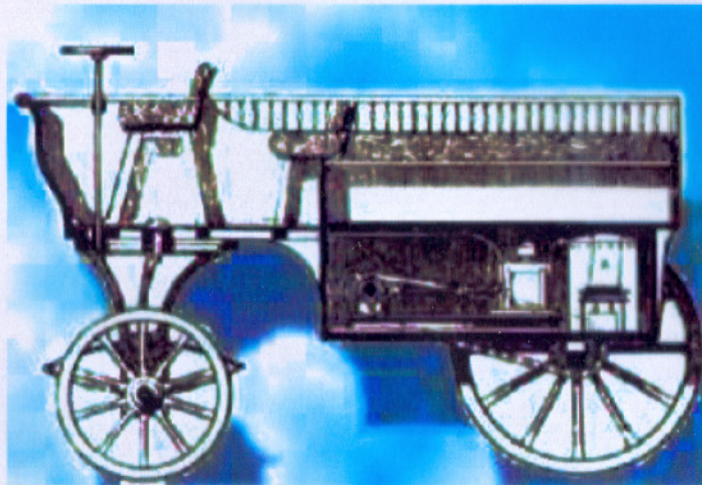
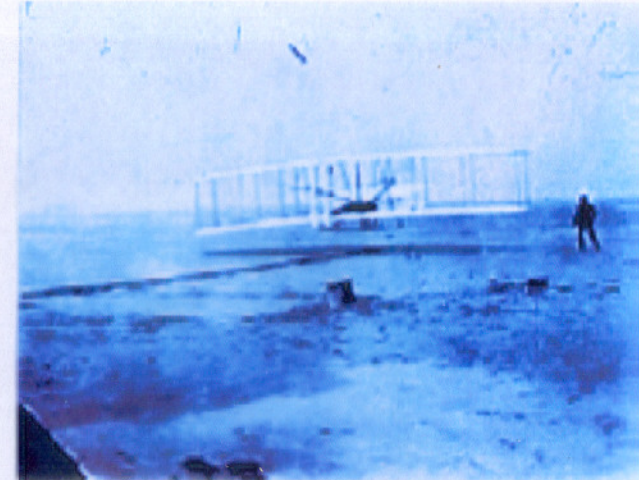
Η βελτίωση ενός προϊόντος πχ. του αυτοκινήτου ή του αεροπλάνου είναι ένα άλλο είδος σχεδιασμού. Αυτό ο σχεδιασμός καταλήγει σε προϋπάρχον προϊόν με συγκριτικά πλεονεκτήματα.

Ο εξελικτικός σχεδιασμός καταλήγει σε νέο προϊόν ή τεχνολογία που αποτελεί εξέλιξη προϋπάρχοντος προϊόντος ή τεχνολογίας.

Examples of Revolutionary Design

First Flight

Orville and Wilbur Wright, 1903, USA



Otto Combustion Engine

Nikolaus Otto, 1876, Germany

V-2 Rocket

Wernher von Braun, 1942,
Germany



Examples of Evolutionary Design



BMW 3 Series
1975

Source: BMW AG



BMW 3 Series
2003

Innovation Through Adaptations



- skates
-+ wheels



Περιγραφή Μηχανολογικοί Σχεδιασμοί

- Διαδικασία: Διαδικασία επινόησης ενός συστήματος, εξαρτήματος ή παραγωγικής διαδικασίας για την ικανοποίηση των επιθυμητών αναγκών
- Στοιχεία: Σύσταση στόχων και κριτηρίων, σύνθεση, ανάλυση, κατασκευή, έλεγχος και αξιολόγηση.

Περιλήψη Βιομηχανικού Σχεδιασμού

- Χρησιμότητα: Η χρήση του προϊόντος από τον άνθρωπο πρέπει να είναι ασφαλής, εύκολη, διαισθητική.
- Εμφάνιση: Φόρμα, γραφή, αναλογίες και χρώμα για θετική αίσθηση
- Εύκολη συντήρηση: Οδηγίες εύκολης συντήρησης και επισκευής.
- Χαμηλό κόστος: Φόρμα και χαρακτηριστικά επηρεάζουν το κόστος κατασκευής και παραγωγής
- Γνωστοποίηση: Το προϊόν να γνωστοποιεί την φιλοσοφία σχεδιασμού και την αποστολή της επιχείρησης από την φαινόμενη ποιότητα.

ΟΠΤΙΚΕΣ ΓΩΝΙΕΣ ΜΗΧΑΝΟΛΟΓΙΚΟΥ ΣΧΕΔΙΑΣΜΟΥ

1	ΑΝΤΟΧΗ	12	ΚΟΣΤΟΣ
2	ΑΞΙΟΠΙΣΤΙΑ	13	ΛΙΠΑΝΣΗ
3	ΑΣΦΑΛΕΙΑ	14	ΜΕΓΕΘΟΣ
4	ΒΑΡΟΣ	15	ΜΟΡΦΗ
5	ΔΙΑΒΡΩΣΗ	16	ΟΓΚΟΣ
6	ΕΛΕΓΧΟΣ ΠΟΙΟΤΗΤΑΣ	17	ΣΤΙΒΑΡΟΤΗΤΑ
7	ΕΠΙΦΑΝΕΙΑΚΗ ΚΑΤΕΡΓΑΣΙΑ	18	ΣΤΥΛ – ΕΜΦΑΝΙΣΗ
8	ΕΥΚΑΜΨΙΑ	19	ΣΥΝΤΗΡΗΣΗ
9	ΘΕΡΜΙΚΕΣ ΙΔΙΟΤΗΤΕΣ	20	ΤΡΙΒΗ
10	ΘΟΡΥΒΟΣ	21	ΦΘΟΡΑ
11	ΚΑΤΕΡΓΑΣΙΑ	22	ΧΡΟΝΟΣ ΖΩΗΣ

ΙΔΙΟΤΗΤΕΣ

ΜΗΧΑΝΟΛΟΓΙΚΩΝ

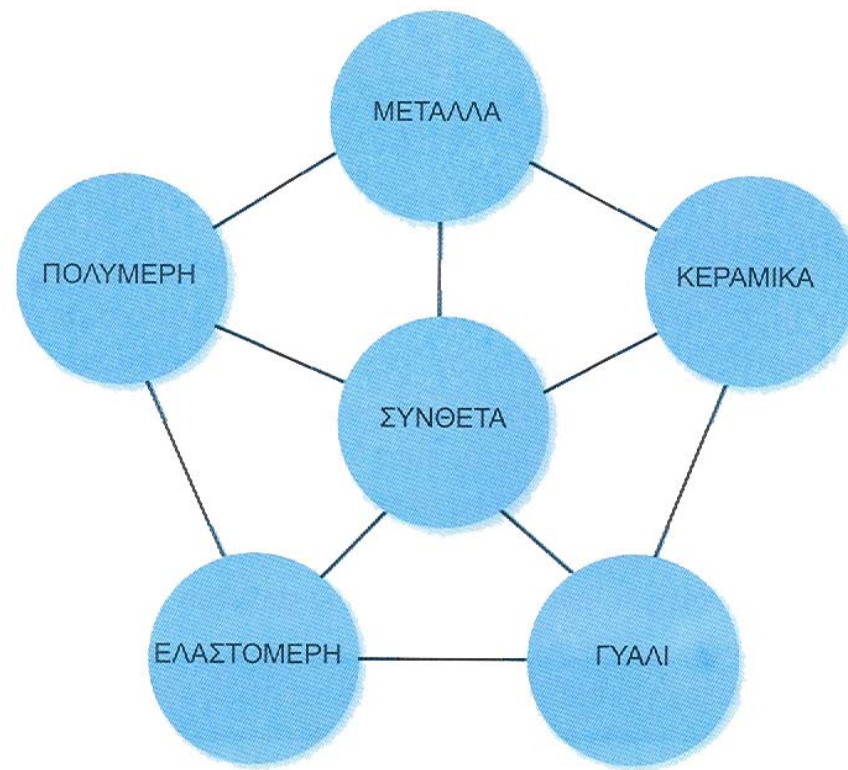
ΥΛΙΚΩΝ

ΙΔΙΟΤΗΤΕΣ ΥΛΙΚΩΝ

Οι ιδιότητες των υλικών γενικά χωρίζονται σε φυσικές ιδιότητες, σε μηχανικές και σε θερμικές.

- **Φυσικές** ιδιότητες είναι η πυκνότητα ρ (kg/m^3), η θερμοκρασία τήξης ($^{\circ}C$) και η θερμοκρασία βρασμού ($^{\circ}C$).
- **Μηχανικές** ιδιότητες είναι το όριο θραύσης σε εφελκυσμό S_u (MPa), το όριο διαρροής S_y (MPa), η επιμήκυνση θραύσης δ % , το όριο της διαρκούς αντοχής ή της αντοχής σε κόπωση S_n' (MPa), το Μέτρο Ελαστικότητας του Young E (GPa), το Μέτρο Διάτμησης ή Στρέψης G (GPa) και ο λόγος Poisson (ν). Η σχέση που συνδέει τα τρία τελευταία μεγέθη είναι: $E=2G(1+\nu)$
- Τέλος **θερμικές** ιδιότητες είναι ο συντελεστής γραμμικής διαστολής α ($mm/(mm^{\circ}C)$), και ο συντελεστής θερμικής αγωγιμότητας λ ($W/m^{\circ}C$).
- Επίσης το **κόστος** των υλικών ($\text{€}/kg$) είναι σημαντικός παράγοντας σχεδιασμού και όπως θα δούμε αργότερα και η αντίσταση στη **φθορά** και στη **οξειδωση**.

ΚΑΤΑΤΑΞΗ ΥΛΙΚΩΝ



Σχήμα 2.1: Επιλέξιμες κατηγορίες υλικών στο μηχανολογικό σχεδιασμό

Μια πλειάδα υλικών είναι διαθέσιμα στο σχεδιαστή μηχανικό κατά την διαδικασία του σχεδιασμού κατασκευών ή μηχανών.

Τα υλικά αυτά μπορούν να καταταγούν στις εξής κατηγορίες:

Μέταλλα, πολυμερή, ελαστομερή, γυαλί, κεραμικά και συνδυασμένα μεταξύ τους σε σύνθετα υλικά.

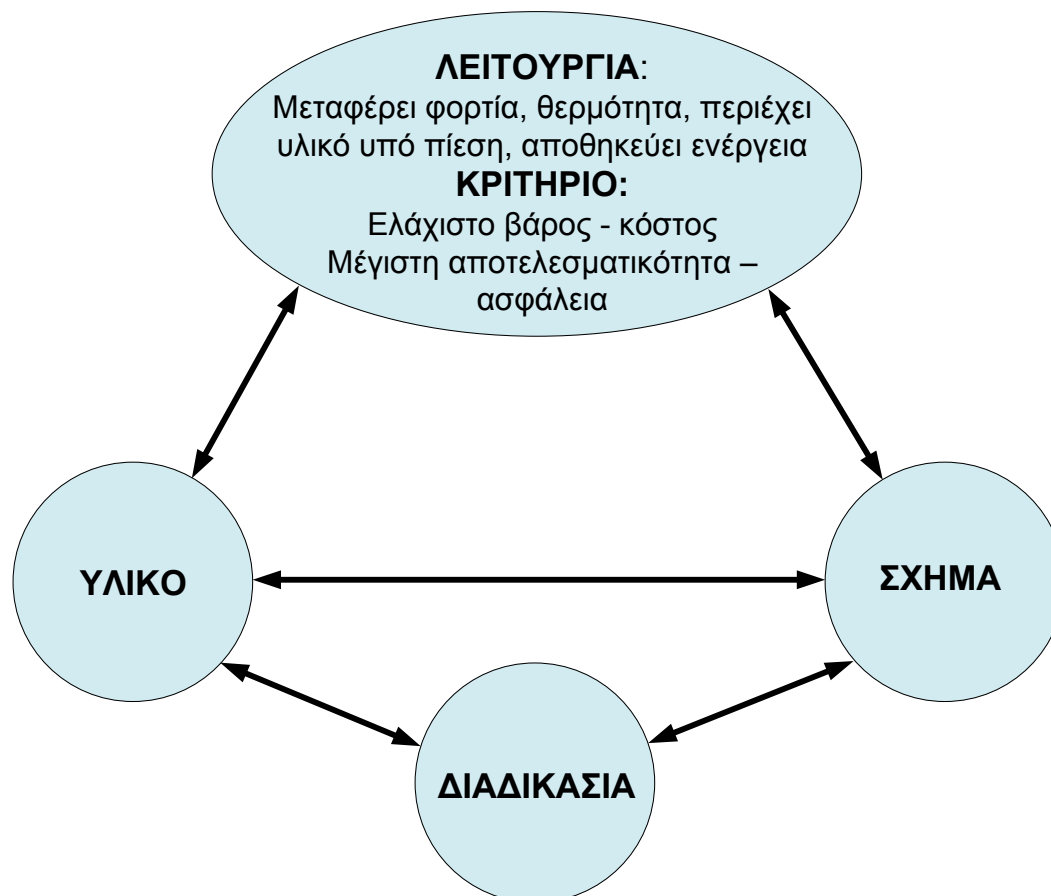
ΕΠΙΛΟΓΗ ΥΛΙΚΩΝ

Υπάρχει πλειάδα υλικών από τα οποία μπορούμε να επιλέξουμε (περίπου 80000 υλικά)

Η επιλογή του υλικού εξαρτάται από τον τρόπο κατασκευής, το τρόπο σύνδεσης των στοιχείων μεταξύ τους, την επιθυμητή εμφάνιση και τις κατεργασίες.

Η επιλογή του υλικού εξαρτάται και από το κόστος (υλικού και κατεργασιών)

Δεν υπάρχει μοναδικό υλικό κατάλληλο για κάθε εφαρμογή.



Ράβδος ελάχιστου βάρους-δοσμένης αντοχής

Να επιλεγεί **υλικό** για ράβδο μήκους L (**γεωμετρική προδιαγραφή**), με εφελκυστικό φορτίο F (**λειτουργική προδιαγραφή**) και συντελεστή ασφάλειας N , ώστε το βάρος της ράβδου να είναι ελάχιστο (**αντικειμενική**)

Λύση:

$$\text{Μάζα ράβδου:} \quad m = \rho V = \rho AL \quad (1)$$

$$\text{Επιφάνεια ικανή να φέρει το φορτίο:} \quad \frac{F}{A} = \frac{S_y}{N} \quad (2)$$

$$\text{Από (1) και (2) έχουμε:} \quad A = \frac{FN}{S_y} = \frac{m}{\rho L}$$

$$m = \underbrace{(FN)}_{\text{λειτουργικές προδιαγραφές}} \underbrace{(L)}_{\text{γεωμετρία}} \underbrace{\left(\frac{\rho}{S_y}\right)}_{\text{υλικό}} \quad (3)$$

Η μάζα ελαχιστοποιείται μεγιστοποιώντας τον συντελεστή συμπεριφοράς υλικού M :

$$M = \frac{S_y}{\rho}$$

Κολώνα ελάχιστου βάρους σε λυγισμό

Να επιλεγεί **υλικό** για κολώνα ύψους L (**γεωμετρική προδιαγραφή**), με θλιπτικό φορτίο F στο ελεύθερο άκρο της (**λειτουργική προδιαγραφή**), ώστε να αντέχει σε λυγισμό (**περιορισμός**), ενώ η μάζα της δοκού να είναι η ελάχιστη δυνατή (**αντικειμενική συνάρτηση**).

ΛΥΣΗ:
$$F \leq \frac{F_{cr}}{N} = \frac{\pi^2 EI}{NL^2} = \frac{\pi^2 E}{NL^2} \frac{\pi d^4}{64} \quad (1)$$

Η μάζα είναι:
$$m = AL\rho = \frac{\pi d^2}{4} L\rho \quad (2)$$

Λύνοντας την (1) ως προς τη διάμετρο και αντικαθιστώντας στην (2) έχουμε:

$$m = \underbrace{\sqrt{\frac{NF}{\pi}}}_{\text{λειτουργικές προδιαγραφές}} \underbrace{(2L^2)}_{\text{γεωμετρία}} \underbrace{\left(\frac{\rho}{\sqrt{E}}\right)}_{\text{υλικό}}$$

Η μάζα ελαχιστοποιείται όταν μεγιστοποιηθεί ο συντελεστής συμπεριφοράς του υλικού M :

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

Δοκός ελάχιστου βάρους-δοσμένης δυσκαμψίας

Να επιλεγεί **υλικό** για πρόβολη δοκό διατομής $b \times b$ (**γεωμετρική προδιαγραφή**), μήκους L (**γεωμετρική προδιαγραφή**), με φορτίο F στο ελεύθερο άκρο της (**λειτουργική προδιαγραφή**), ώστε η μετατόπισή της να μην είναι μεγαλύτερη από δ (**περιορισμός**), ενώ η μάζα της δοκού να είναι η ελάχιστη δυνατή (**αντικειμενική συνάρτηση**).

Λύση: Η μετατόπιση της δοκού είναι:
$$\delta = \frac{F}{k} \quad (1)$$

Η σταθερά ελατηρίου της δοκού είναι:
$$k = \frac{3EI}{L^3} \quad (2)$$

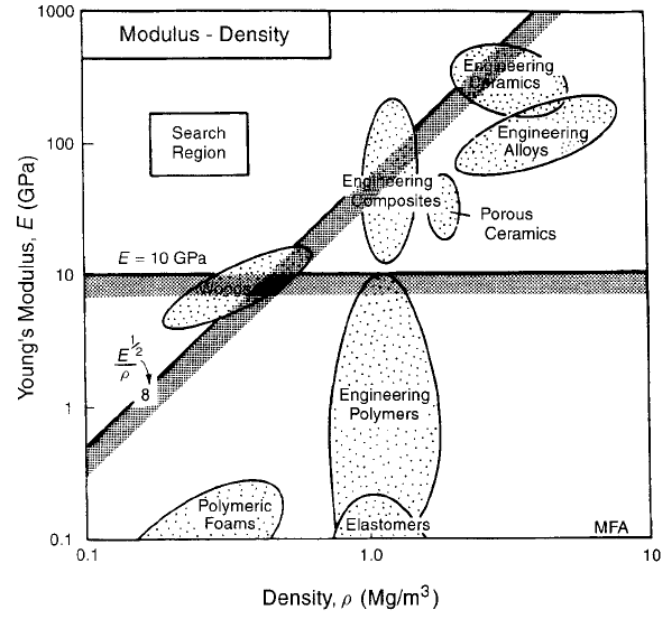
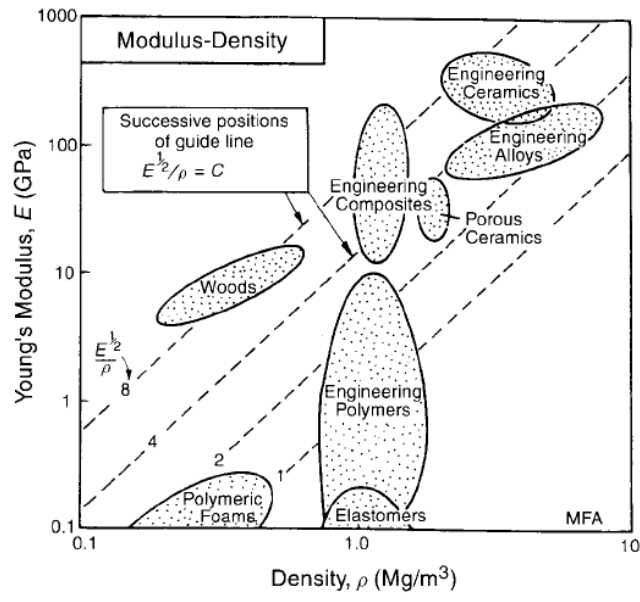
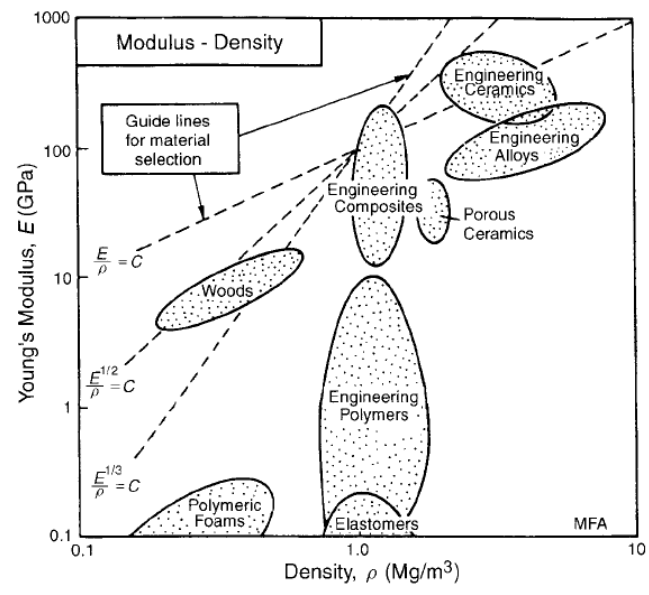
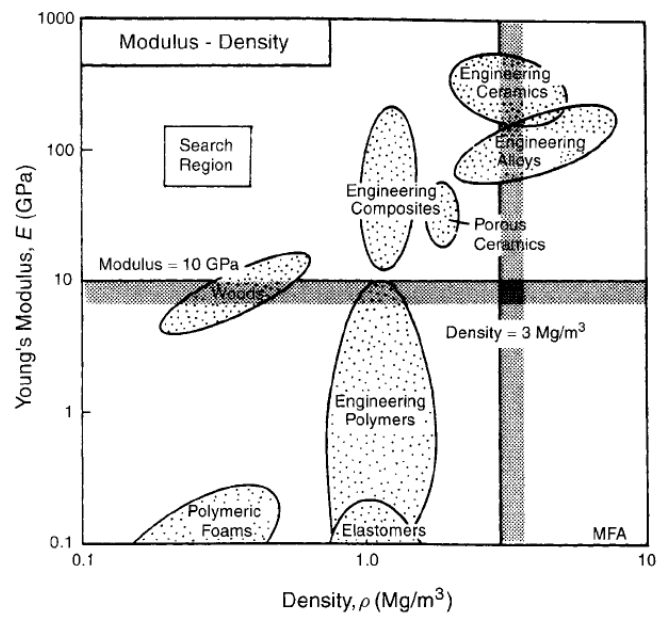
Από τις εξισώσεις (1) και (2) έχουμε:
$$\delta = \frac{FL^3}{3EI} \quad (3)$$

Επειδή $I = b^4/12 = A^2/12$:
$$\delta = \frac{FL^3}{3E(A^2/12)} = \frac{4FL^3}{EA^2} \quad (4)$$

Η μάζα της δοκού είναι:
$$m = \rho V = \rho AL \Rightarrow A = \frac{m}{\rho L} \quad (5)$$

$$\delta = \frac{4FL^3}{E(m/\rho L)^2} \Rightarrow \delta = \frac{4FL^3 \rho^2 L^2}{Em^2} \Rightarrow$$

$$m = \frac{\sqrt{4FL^5} \rho}{\sqrt{E} \sqrt{\delta}} = \underbrace{\left(\sqrt{\frac{4k}{L}} \right)}_{\text{λειτουργικές προδιαγραφές}} \underbrace{(L^3)}_{\text{γεωμετρία}} \underbrace{\left(\frac{\rho}{\sqrt{E}} \right)}_{\text{υλικο}} \Rightarrow M = \frac{\sqrt{E}}{\rho} \rightarrow \max$$



Διαγράμματα Ashby
 Log(E) συναρτήσει του Log(ρ)

Table 5.7 Examples of material indices

<i>Function, Objective and Constraint</i>	<i>Index</i>
Tie , minimum weight, stiffness prescribed	$\frac{E}{\rho}$
Beam , minimum weight, stiffness prescribed	$\frac{E^{1/2}}{\rho}$
Beam , minimum weight, strength prescribed	$\frac{\sigma_y^{2/3}}{\rho}$
Beam , minimum cost, stiffness prescribed	$\frac{E^{1/2}}{C_m \rho}$
Beam , minimum cost, strength prescribed	$\frac{\sigma_y^{2/3}}{C_m \rho}$
Column , minimum cost, buckling load prescribed	$\frac{E^{1/2}}{C_m \rho}$
Spring , minimum weight for given energy storage	$\frac{\sigma_y^2}{E \rho}$
Thermal insulation , minimum cost, heat flux prescribed	$\frac{1}{\lambda C_m \rho}$
Electromagnet , maximum field, temperature rise prescribed	$\kappa C_p \rho$

(ρ = density; E = Young's modulus; σ_y = elastic limit; C_m = cost/kg; λ = thermal conductivity; κ = electrical conductivity; C_p = specific heat)

ΥΛΙΚΑ ΜΕΤΑΛΛΙΚΑ

S_p : Όριο Αναλογίας
 S_{el} : Όριο Ελαστικότητας
 S_y : Όριο ροής
 S_u : Όριο Θραύσεως

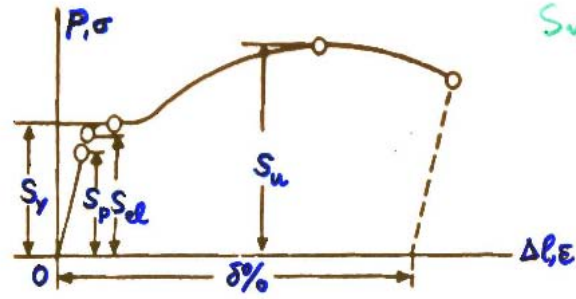
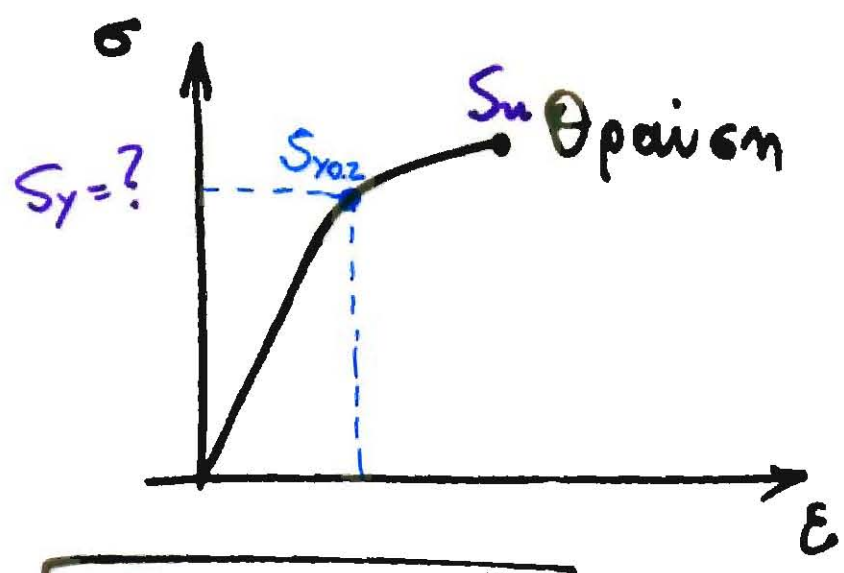


Figure 6.1 Stress-strain diagram for mild steel

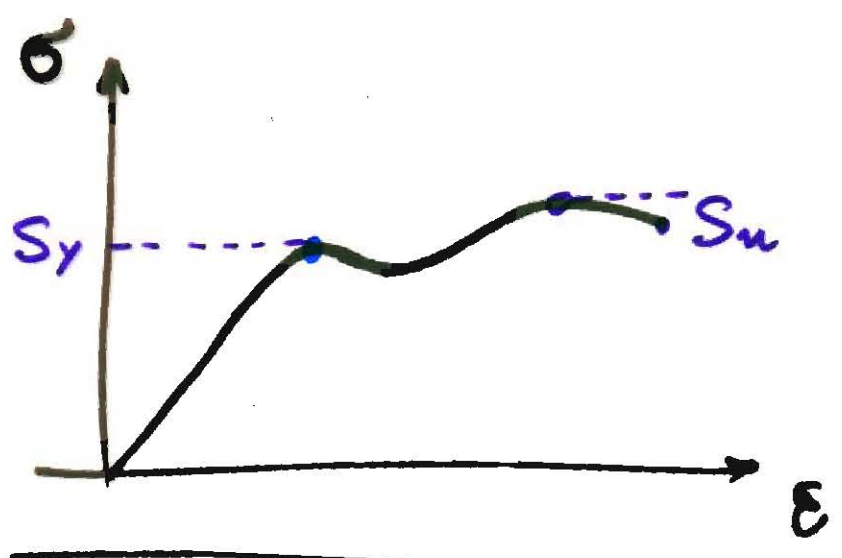
AISC
Επιτρεπόμενες
τάσεις.

{ Εφελκυσμός : $0,45 S_y \leq \sigma \leq 0,60 S_y$
Διόρθωση : $\tau \leq 0,40 S_y$
Καμψη : $0,60 S_y \leq \sigma \leq 0,75 S_y$
Επιφανειακή : $\sigma \leq 0,90 S_y$



Ψαθυρότητα

πχ. τσίφι
χυτοσίδηρος

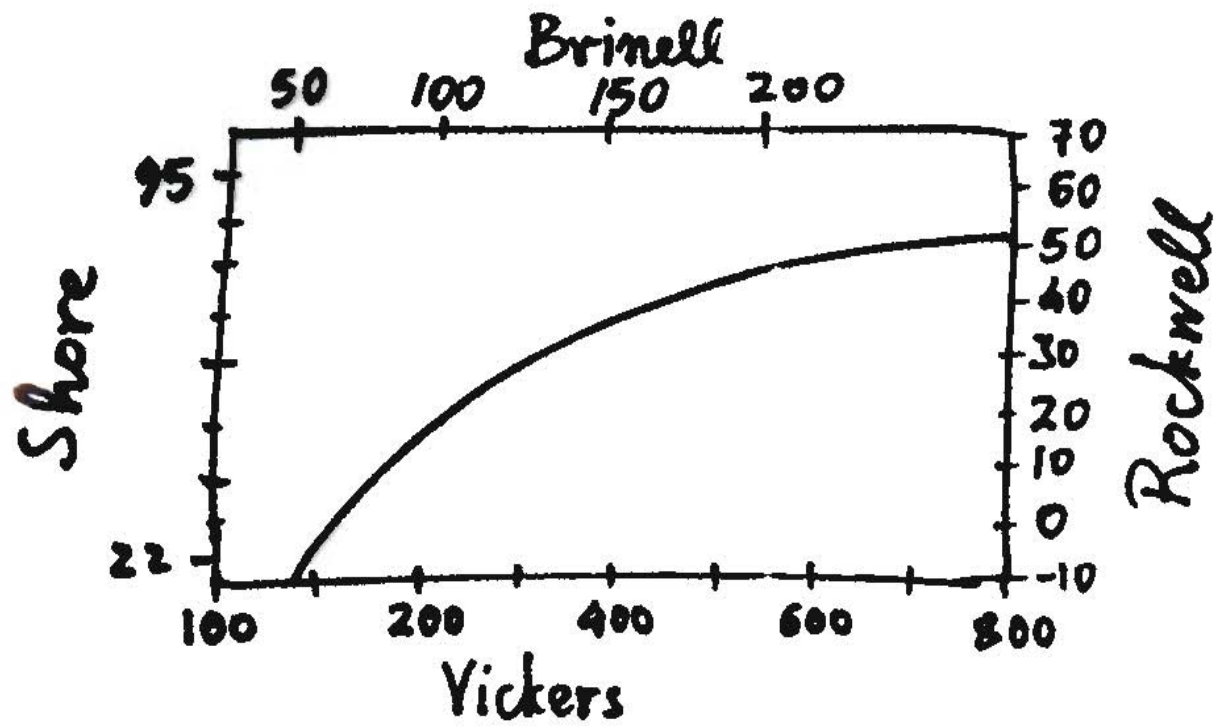


Συνεκτικότητα

πχ. χάλυβας

ΣΚΛΗΡΟΤΗΤΑ

Brinell
Rockwell
Vickers
Shore



Συγκριτικός πίναξ σκληροτήτων: Brinell (HB)-Vickers (HV)-Rockwell (HRB,HRC)

HB [daN/mm ²]	HV [daN/mm ²]	HRB [-]	HRC [-]
90	-	-	-
95	95	52,5	-
101	101	58	-
105	105	61	-
109	109	64	-
116	116	68	-
123	123	72	-
128	128	74	-
133	133	76	-
140	140	78	-
146	146	80	-
152	152	82	-
159	159	84	-
167	167	86	-
174	174	88	-
183	183	90	-
192	192	92	-
201	201	94	15
212	212	96	18
223	223	98	20
235	235	100	22
248	248	102	24
262	263	104	26
277	279	106	29
302	305	108	32
321	327	110	34
352	363	112	37
401	420	114	42
429	454	-	45
477	520	-	49
534	608	-	53
578	692	-	57
653	845	-	62
712	1000	-	66
780	1175	-	70

Σημείωση

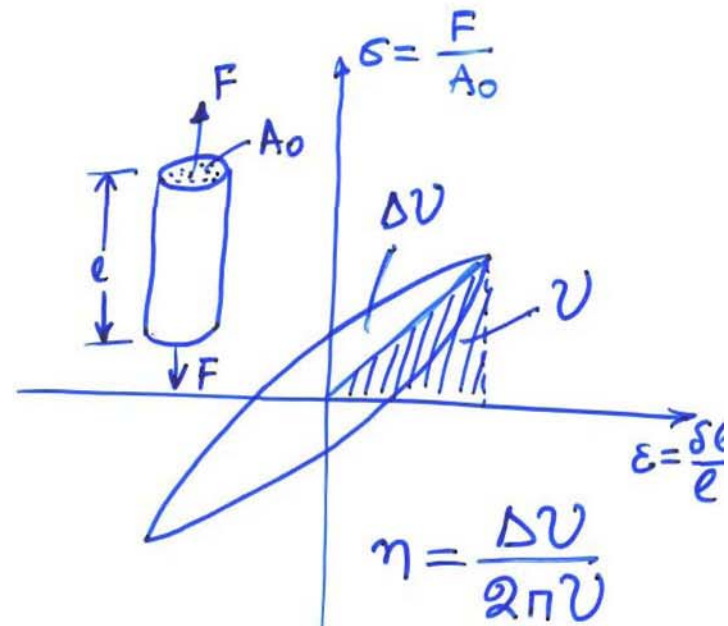
HB: Δοκιμή με δύναμιν P=3000 daN και σφαιρδίων διαμέτρου D= 10 mm

Απόσβεση

- Ο συντελεστής απόσβεσης μετρά το βαθμό έμφυσης ενέργειας κατά την ταλάντωση, του υλικού.

$$\eta = \frac{\Delta U}{2\pi U}$$

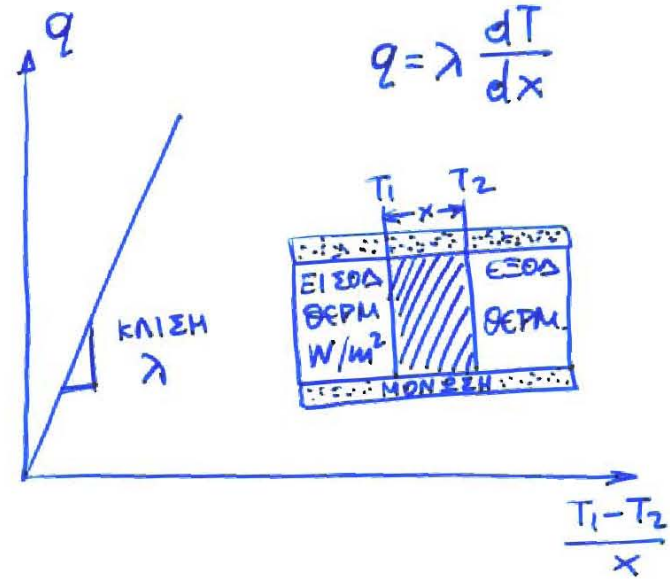
$$U = \int_0^{\sigma_{\max}} \sigma d\varepsilon = \frac{1}{2} \frac{\sigma^2}{E}$$



$$\Delta U = \oint \sigma d\varepsilon$$

Θερμική αγωγιμότητα

- Η θερμική αγωγιμότητα προσδιορίζει τον ρυθμό με τον οποίο η θερμότητα αχεται-διαδίδεται δια μέσου ενός στερεού στην σταθερή κατάσταση.



π.χ.	ΥΛΙΚΟ	W/(mk)	ΥΛΙΚΟ	W/(mk)
	Αλουμίνιο	204	Μολυβδένιο	35
	Χαλκός	384	Μολυβδαίνιο	145
	Μπράντζος	64	Νικέλιο	59
	Χυτοσίδηρος	58	Πλατίνα	70
	Ορείχαλκος	113	Ασημί	407
	Κεραμικά	~ 1	Χάλυβας	47-58
	Χρυσός	310	Ψευδάργυρος	113

ΘΕΡΜΙΚΕΣ ΚΑΤΕΡΓΑΣΙΕΣ ΥΛΙΚΩΝ

= Σειρά θερμάνσεων και αποψύξεων με σκοπό μεταβολή φάσεων ή της μικρογραφικής δομής, για επίτευξη καλών μηχανικών και χημικών ιδιοστ.

Επιβελτίωση

: Βαφή και επαναφορά εις τους 600 C, με σκοπόν την αύξησιν τής άντοχής ενός τεμαχίου πρό τής κατεργασίας αυτού διά κοπτικών εργαλείων.

Επαναφορά

: Θέρμανσις, εις θερμοκρασίαν 500°-600°C, ενός χάλυβος μετά την βαφήν. Έπακολουθεῖ απόψυξις εις τόν άέρα. Η δυσθραυστότης αύξάνει ένω σ_B , $\sigma_{0,2}$ και ή άποκτηθεῖσα σκληρότης έλαττοῦνται.

Βαφή

: Θέρμανσις ενός χάλυβος εις θερμοκρασίαν 750°C περίπου. Έπακολουθεῖ ταχεῖα απόψυξις. Ο χάλυψ παρουσιάζει μεγάλην σκληρότητα, άντοχήν εις τήν φθοράν αλλά είναι ευθραστος.

Γρανση

: Απόψυξις κράματος τό όποῖον από μονοφασικόν, φάσεως α, μετασχηματίζεται και λαμβάνομεν δύο φάσεις τήν α και νέαν φάσιν β. Έπιτυγχάνεται σκλήρυνσις τοῦ κράματος.

Πλήρης Ανόπτωσις

: Θέρμανσις τοῦ χάλυβος επί 1-4 ώρες. Έπακολουθεῖ βραδυτάτη απόψυξις.

: Έπιτυγχάνεται ή έξάλειψις έσωτερικῶν τάσεων μετά μηχανικήν κατεργασίαν έν θερμῷ ή κατόπιν συγκολλησεων, ή αύξησις τής δυσθραυστότητος καθώς και ή βελτίωσις τής άντοχής τοῦ χάλυβος.

Ανόπτωσις για εξομάλυνση

: Έχομεν ταχυτέραν απόψυξιν έν σχέσει πρός τήν πλήρην άνόπτωσιν. Έπιτυγχάνεται καλύτερευσις τής μικρογραφικής μορφής τοῦ χάλυβος και βελτίωσις τῶν μηχανικῶν ιδιοτήτων.

ΕΠΙΦΑΝΕΙΑΚΕΣ ΚΑΤΕΡΓΑΣΙΕΣ ΥΛΙΚΩΝ

Ενανθράκωση: Συνίσταται εις τόν έμποτισμόν διά διαχύσεως άτόμων άνθρακος εις έπιφανειακήν στιβάδα χαλυβίνου άντικειμένου. 'Ο χρησιμοποιούμενος χάλυψ είναι μαλακός ($C < 0,25\%$) - \rightarrow \rightarrow σκληρόσις επιτυγχάνεται μετά τήν ενανθράκωσιν διά καταλλήλου βαφής.

Εναζώτωση: Πρόκειται περί έμποτισμού του χάλυβος δι' άζώτου εις $500^{\circ}-540^{\circ}C$. 'Η κατεργασία αύτη είναι καί ή δίδουσα τήν σκλήρωσιν εις τήν στιβάδα της έμποτίσεως. Παρουσιάζει τό μέγα πλεονέκτημα νά μή παραμορφώνητά άντικείμενα λόγω της μικράς θερμοκρασίας κατά τήν κατεργασίαν καί διότι δέν έπακολουθεϊ βαφή. Τό βάθος της έμποτίσεως είναι μικρόν παρουσιάζει όμως μεγαλυτέρα σκληρότητα έν σχέσει προς τήν ενανθράκωσιν.

Ενανθρακωζώτωση: Γίνεται δι' αέριου μίγματος NH_3+CO καί πρόκειται περί ένδιαμέσου κατεργασίας μεταξύ της ενανθρακώσεως διά CO καί της έναζωτώσεως διά NH_3 . 'Η θερμοκρασία έμποτίσεως είναι $730^{\circ}-900^{\circ}C$.

Ενδοκυάνωση: Γίνεται μέ τήν βοήθεια έμποτιστικού άλατος, τό όποϊον εις τήν θερμοκρασίαν της κατεργασίας είναι τετηγμένον. Χρησιμοποιείται συνήθως $NaCN$ τό κύριον άλας 30%, μέ 40% Na_2CO_3 καί 30% $NaCl$. 'Η θερμοκρασία είναι $760^{\circ}-870^{\circ}C$ καί ή σκληρότης είναι σημαντική περιορισομένη όμως εις μικρόν βάθος.

Εναρχιλίωση: Έμποτισμός του χάλυβος δι' άλουμινίου εις θερμοκρασίαν $840^{\circ}-930^{\circ}C$, έντός καμίνου ούδετέρας άτμοσφαιρας. Δέν έπακολουθεϊ άλλη θερμική κατεργασία. Πάχος έμποτίσεως 0,05-0,2 mm καί διάρκεια έμποτίσεως 4-6 ώραι.

Ενχρωμίωση: Έμποτισμός του χάλυβος διά χρωμίου, εις θερμοκρασίαν $1300^{\circ}-1400^{\circ}C$, έντός καμίνου κατεργασίας ύδρογόνου. Διάρκεια έμποτίσεως 3-5 ώραι.

ΕΠΙΦΑΝΕΙΑΚΕΣ ΚΑΤΕΡΓΑΣΙΕΣ (6υνέχ.)

Ενδεικίωση : Έμποτισμός του χάλυβος διά πυριτίου, εἰς θερμοκρασίαν $930^{\circ}-1010^{\circ}\text{C}$, ἐντός καμίνου ἀτμοσφαιρῆς χλωρίου. Διάρκεια ἐμποτίσεως 2 ὥραι περίπου.

Σεραδίωση : Έμποτισμός του χάλυβος διά ψευδαργύρου, εἰς θερμοκρασίαν $350^{\circ}-380^{\circ}\text{C}$, ἐντός περιστρεφομένου θερμαινόμενου τυμπάνου κλεισμένου ἀεροστεγῶς. Διάρκεια ἐμποτίσεως 3 ὥραι περίπου.

Επιμετάλλωση με ἐμβάπτιση : Ὁ σίδηρος ἢ ὁ μαλακός χάλυψ μετά πλήρη καθαρισμόν καὶ ἀπωσκωρίωσιν ἐμβαπτίζονται εἰς λουτρόν: τετηγμένου ψευδαργύρου (γαλβάνισμα) τετηγμένου κασσιτέρου (ἐπικασσιτέρωσις).

Φωσφορίωση : Ὁ χάλυψ καθαρῶς ἐπιφανείας ἐμβαπτίζεται εἰς θερμόν διάλυμα φωσφορικοῦ ἁλατος $(\text{PO}_4 \text{H}_2)_2 \text{Mn}$ περιέχον καὶ ἐλεύθερον φωσφορικόν ὄξύ.

Επισμάλτωση : Εμαλτώδης ἐπίστρωσις με κατάλληλον ἐκλογήν τοῦ ὑαλώματος, μεγάλης ἀντοχῆς εἰς τὴν διάβρωσιν καὶ εἰς ὑψηλὰς θερμοκρασίας.

ΔΥΝΑΤΕΣ ΚΑΤΕΡΓΑΣΙΕΣ ΥΛΙΚΩΝ

Χάλυβες : Ὅλοι αἱ προαναφερθεῖσαι κατεργασίαι.

Χυτοσίδηρος : Πλήρης ἀνόπτησις, βαφή, ἐπινικέλωσις, ἐπισμάλτωσις.

Καὶ ἢ χυτοχάλυψ : Ἀνόπτησις, βαφή.

Μαλακὸς χυτοσίδηρος : Βαφή, ἐναζώτωσις, φωσφορίωσις, ἐνανθράκωσις καὶ βαφή ἠλεκτρολυτικῆ ἐπικασσιτέρωσις, ἠλεκτρολυτικῆ ἐπιψευδαργύρωσις καθὼς καὶ αἱ ἄλλαι ἠλεκτρολυτικαὶ ἐπιμεταλλώσεσις.

Χυτοσίδηρος με ξένα στοιχεία : Βαφή καὶ ἐπαναφορὰ (βελτίωσις τοῦ σ_{μ} καὶ τῆς σκληρότητος), ἀνόπτησις (βελτίωσις τῆς κατεργαστικότητος), ἀνόπτησις δι' ἐξομάλυνσιν.

Τιτάνιο : Ἀνόπτησις, βαφή καὶ ἐπαναφορὰ, γήρανσις, ἐναζώτωσις, ἠλεκτρολυτικῆ ἐπιμετάλλωσις καδμίου καὶ νικελίου.

Μαγνήσιο : ἠλεκτρολυτικῆ ἐπιχρωμίωσις.

Κράματα αργιλίου : Ἀνόπτησις, βαφή, ἠλεκτρολυτικῆ ἐπιχρωμίωσις.

Κράματα καλκού : Δι' ὀρισμένα ἔξ αὐτῶν, βαφή.

ΥΛΙΚΑ ΜΗΧΑΝΟΛΟΓΙΚΩΝ ΚΑΤΑΣΚΕΥΩΝ

Χάλυβες κατασκευών

Περιεκτικότητα σε άνθρακα (C)

0.10 ÷ 0.60%
St 33 ÷ St 70

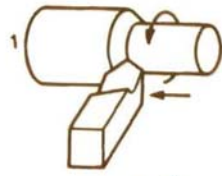
$\sigma_u = 33$ $\sigma_u = 70$ kp/mm^2

Αύξηση άνθρακα =
Αύξηση σκληρότητας
Αύξηση ψαθυρότητας
Αύξηση ορίου θραύσεως
Μείωση βυρκοσφαιρικότητας

Προσθίκες :
Χρόμιο (Cr) }
Νικέλιο (Ni) }
Μαγγάνιο (Mn) }
Μολυβδαίνιο (Mo) }
Βανάδιο (V) }
Αύξηση ανθεκτικότητας σε διάβρωση.

ΜΗΧΑΝΟΥΡΓΙΚΕΣ ΚΑΤΕΡΓΑΣΙΕΣ ΥΛΙΚΩΝ

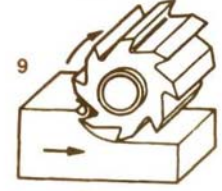
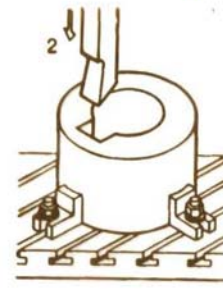
Τορνίρισμα



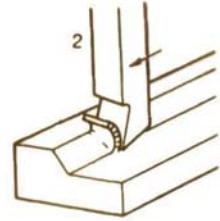
Εσωτ. Τορν. Τρύπημα



Κοπή εφινώδρους



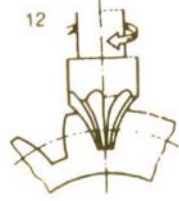
Φρεζάρισμα δίσκου



Πλάνισμα



Κοπή γραναζιά
στη φρέζα



Γραναζοκόπηση



(Hobbing)

ΜΗΧΑΝΟΥΡΓΙΚΕΣ ΚΑΤΕΡΓΑΣΙΕΣ ΥΛΙΚΩΝ

Είδη πετυγής

Λείανση με
αξοίφηση

Τρόχιστη
Λείανση

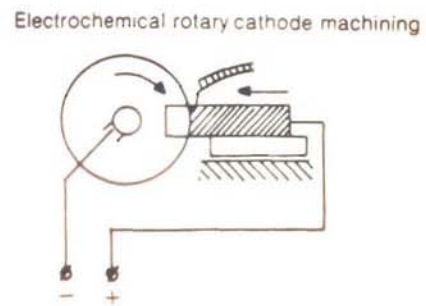
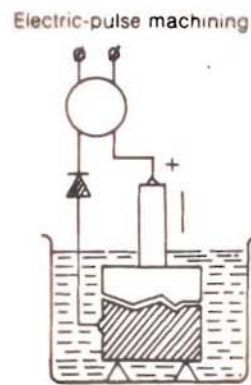
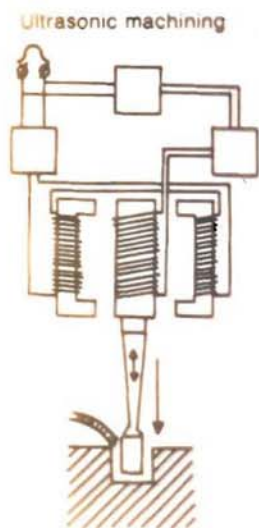
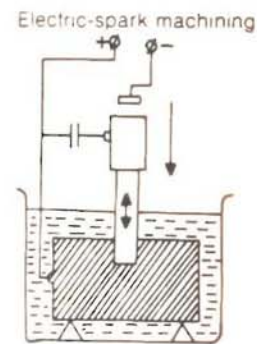
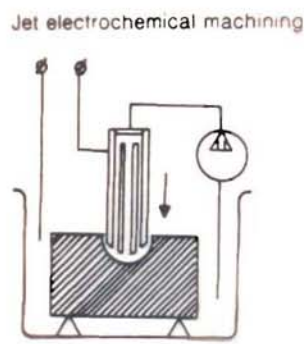
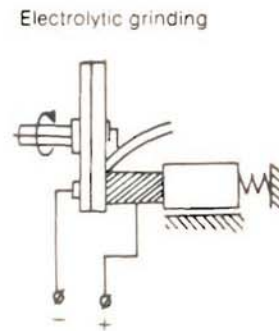
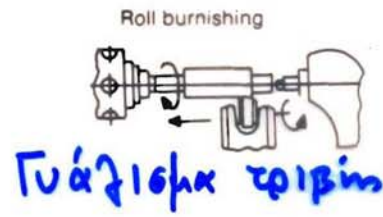
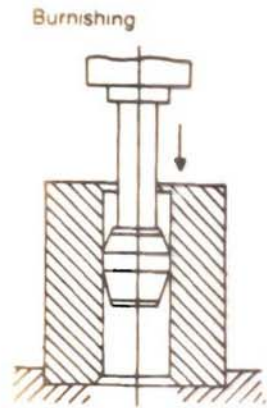
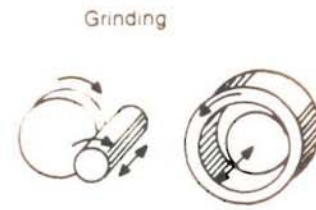
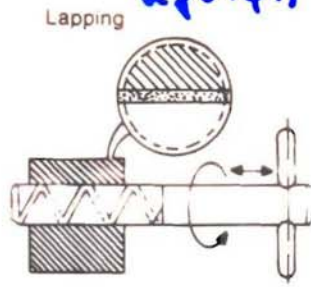
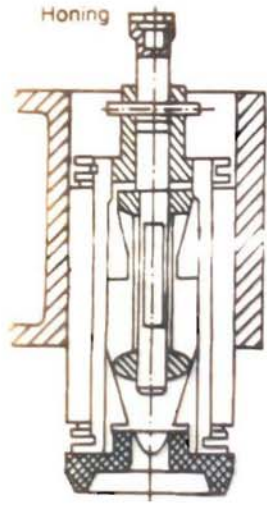
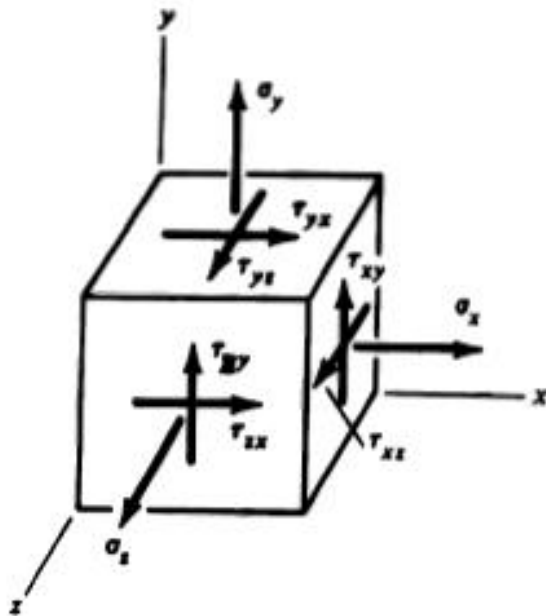
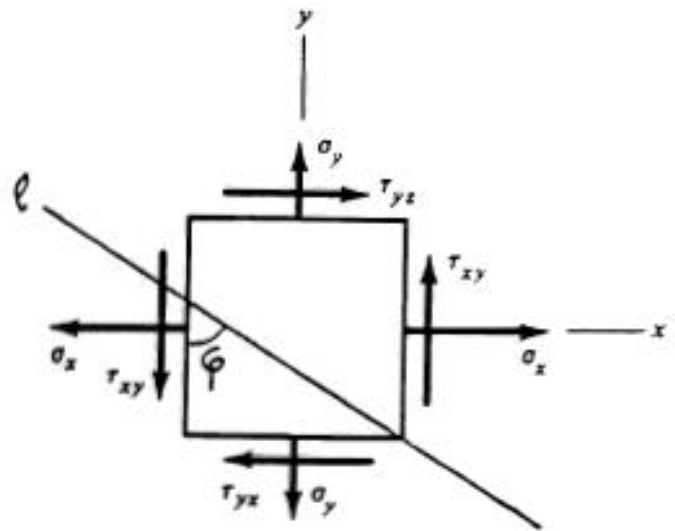


Figure 6.14 (a) Traditional chip-removal processes; (b) nontraditional machining processes: ultrasonic machining and electric-pulse machining.

ΤΑΣΕΙΣ



ΤΡΕΧΔΙΑΣΤΑΤΟ ΣΤΟΙΧΕΙΟ ΤΑΣΕΩΝ



ΔΥΕΧΔΙΑΣΤΑΤΟ ΣΤΟΙΧΕΙΟ ΤΑΣΕΩΝ

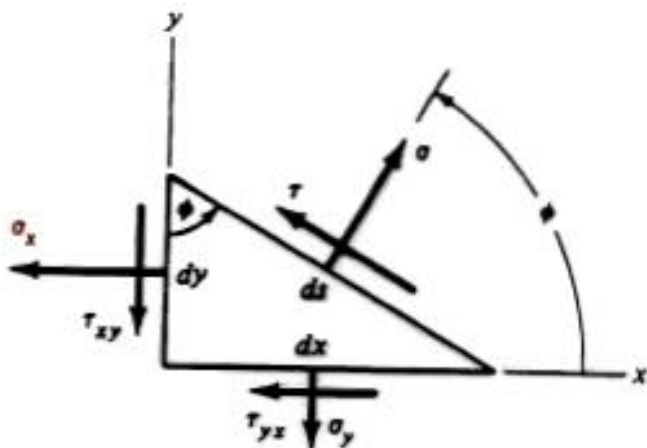
ΟΛΕΣ ΟΙ ΤΑΣΕΙΣ ΘΕΤΙΚΕΣ

ΕΞΙΣΩΣΕΙΣ ΤΑΣΕΩΝ

- Κορυφή ω διαστάσεων
- Ισορροπία δυνάμεων
- Προσδιορισμός σ , τ .

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

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

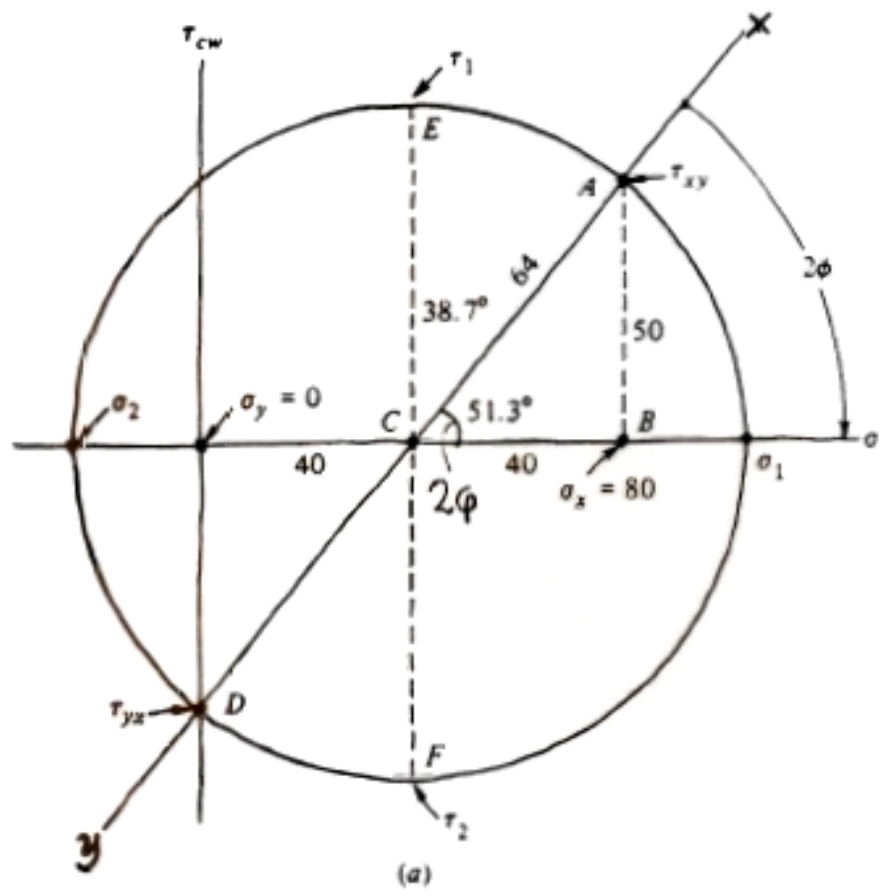


$$\bullet \frac{d\sigma}{d\varphi} = 0 \quad \eta \quad \tan 2\varphi = \frac{2\tau_{xy}}{\sigma_x - \sigma_y} \quad \text{οποτε} \quad \begin{cases} \sigma_1, \sigma_2 = \frac{\sigma_x + \sigma_y}{2} \pm \sqrt{\left(\frac{\sigma_x - \sigma_y}{2}\right)^2 + \tau_{xy}^2} \\ \tau = 0 \end{cases}$$

$$\bullet \frac{d\tau}{d\varphi} = 0 \quad \eta \quad \tan 2\varphi = -\frac{\sigma_x - \sigma_y}{2\tau_{xy}} \quad \text{οποτε} \quad \begin{cases} \tau_1, \tau_2 = \pm \sqrt{\left(\frac{\sigma_x - \sigma_y}{2}\right)^2 + \tau_{xy}^2} \\ \sigma = \frac{\sigma_x + \sigma_y}{2} \quad \eta \quad \sigma_1 = \sigma_2 \end{cases}$$

Παράδειγμα: $\sigma_x = 80 \text{ MPa}$, $\tau_{xy} = 50 \text{ MPa}$

- (α) $\sigma_1 = ?$, $\sigma_2 = ?$
 (β) $\tau_1 = ?$, $\tau_2 = ?$



$$AC = \sqrt{50^2 + 40^2} = 64$$

$$\sigma_1 = 40 + 64 = 104$$

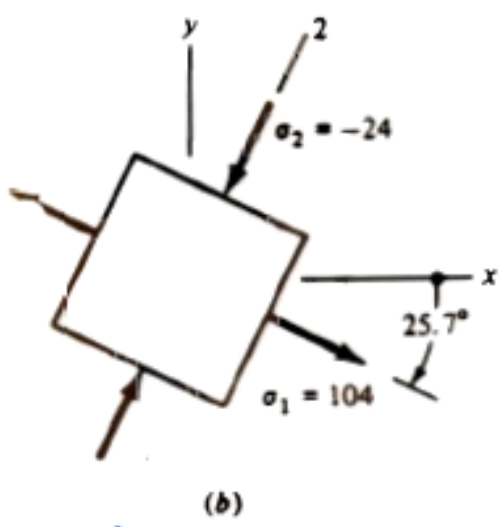
$$\sigma_2 = 40 - 64 = -24$$

$$2\phi = \tan^{-1} \frac{50}{40} = 51.3^\circ$$

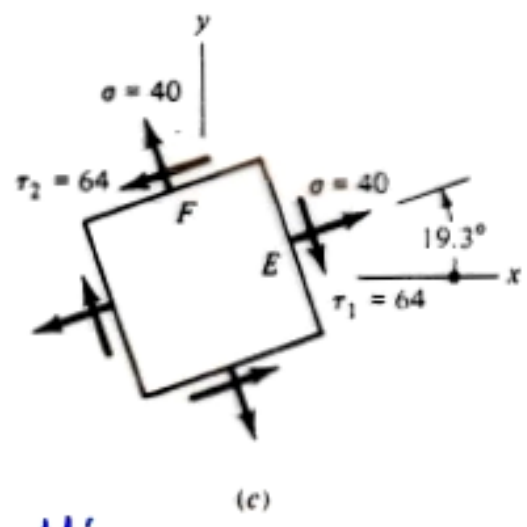
$$\eta \phi = 25.7^\circ$$

$$\tau_1 = 64$$

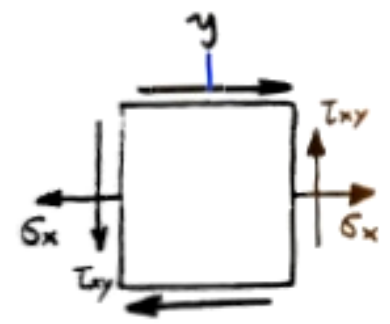
$$\tau_2 = -64$$



(b)
 Κύριες τάσεις
 Διαστρέψις = 0

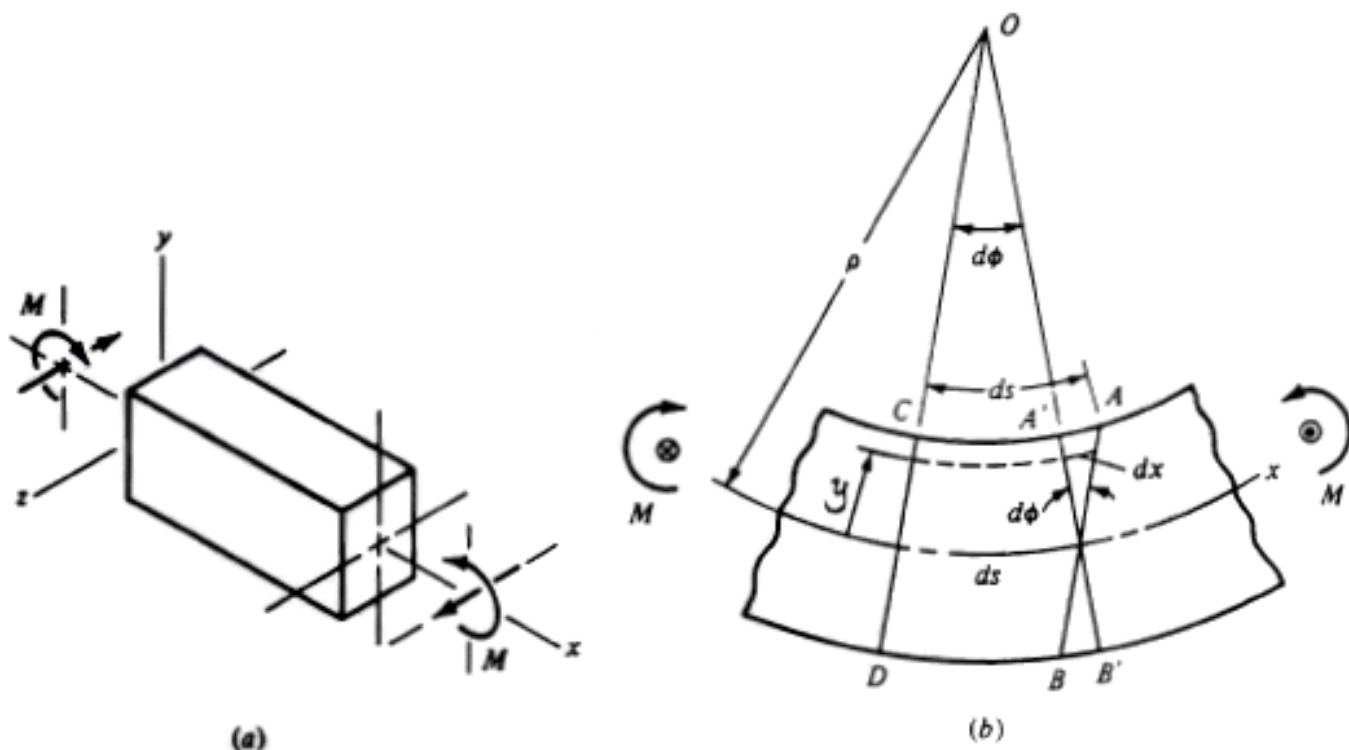


(c)
 Μέγιστη
 Διαστρέψις
 Τάση



Αρχικά
 Δεδομένα

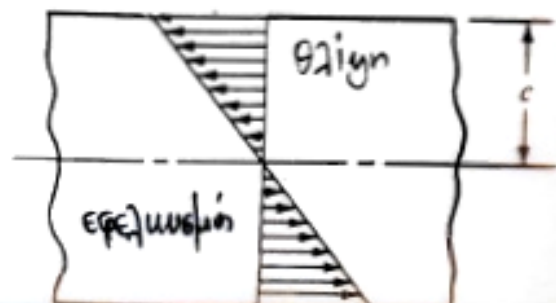
ΟΡΘΕΣ ΤΑΣΕΙΣ ΣΤΗΝ ΚΑΜΨΗ.



- $\frac{1}{\rho} = \frac{d\phi}{ds}$, $dx = y d\phi$, $\epsilon = - \frac{dx}{ds}$
 - $\frac{1}{\rho} = \frac{d\phi}{ds} = \frac{dx}{y ds} = - \frac{\epsilon}{y}$ η $\epsilon = - \frac{y}{\rho}$
 - $\sigma = E\epsilon = E \left(- \frac{y}{\rho} \right) = - \frac{Ey}{\rho}$ ①
 - Δεν υπάρχουν αξονικές δυνάμεις, δηλαδή

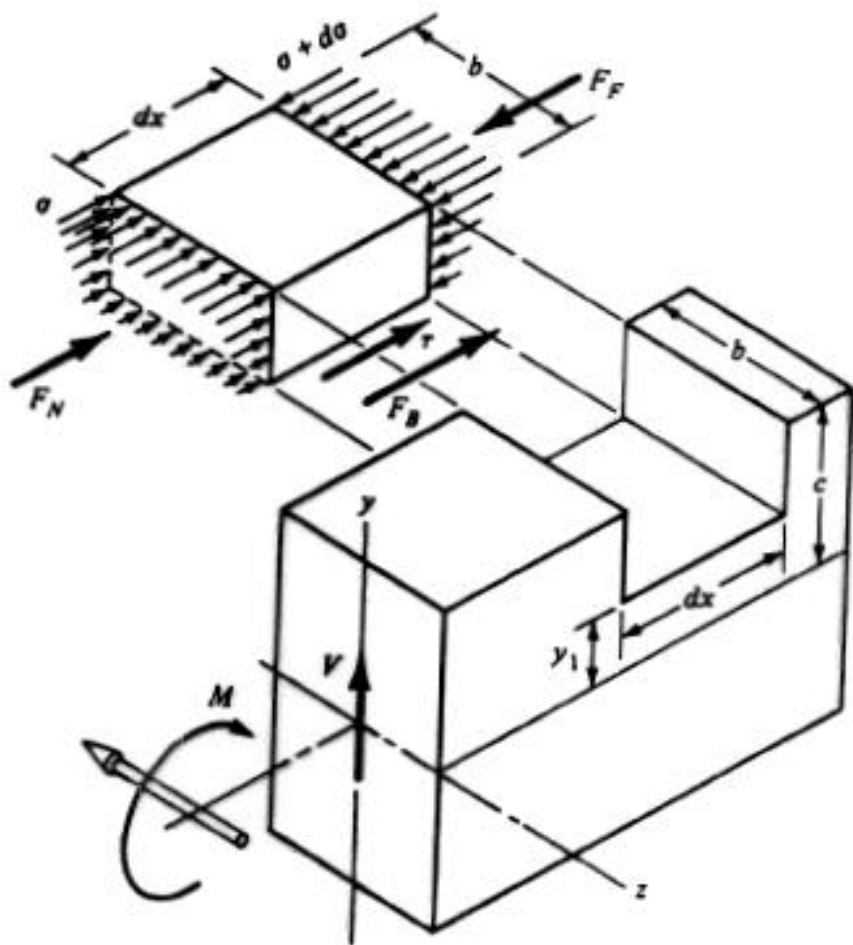
$$\int_A \sigma dA = - \frac{E}{\rho} \int_A y dA = 0$$
 - Οι δημιουργούμενες από τις τάσεις ροπές ισοούνται με M.

$$M = \int y \sigma dA = \int y \frac{Ey}{\rho} dA = \frac{E}{\rho} \int y^2 dA = \frac{EI}{\rho}$$
 η $\frac{1}{\rho} = \frac{M}{EI}$
- οπότε ① $\sigma = \frac{Mc}{I}$, $c = y_{\max}$



ΔΙΑΤΜΗΤΙΚΕΣ ΤΑΣΕΙΣ ΣΕ ΔΟΚΟΥΣ.

6



$$V = \frac{dM}{dx}$$

$$\bullet F_N = \int_{y_1}^c \sigma dA = \frac{M}{I} \int_{y_1}^c y dA$$

$$\bullet F_F = \int_{y_1}^c (\sigma + d\sigma) dA = \frac{M + dM}{I} \int_{y_1}^c y dA$$

$$\bullet F_B = \tau b dx \quad (1)$$

$$\underline{\sum F = 0 \text{ ή } F_N - F_F + F_B = 0}$$

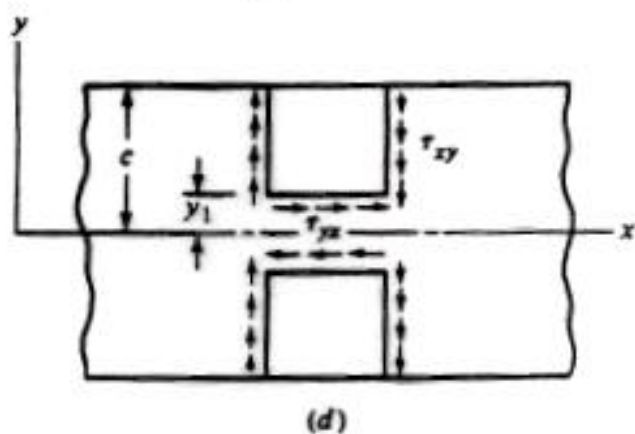
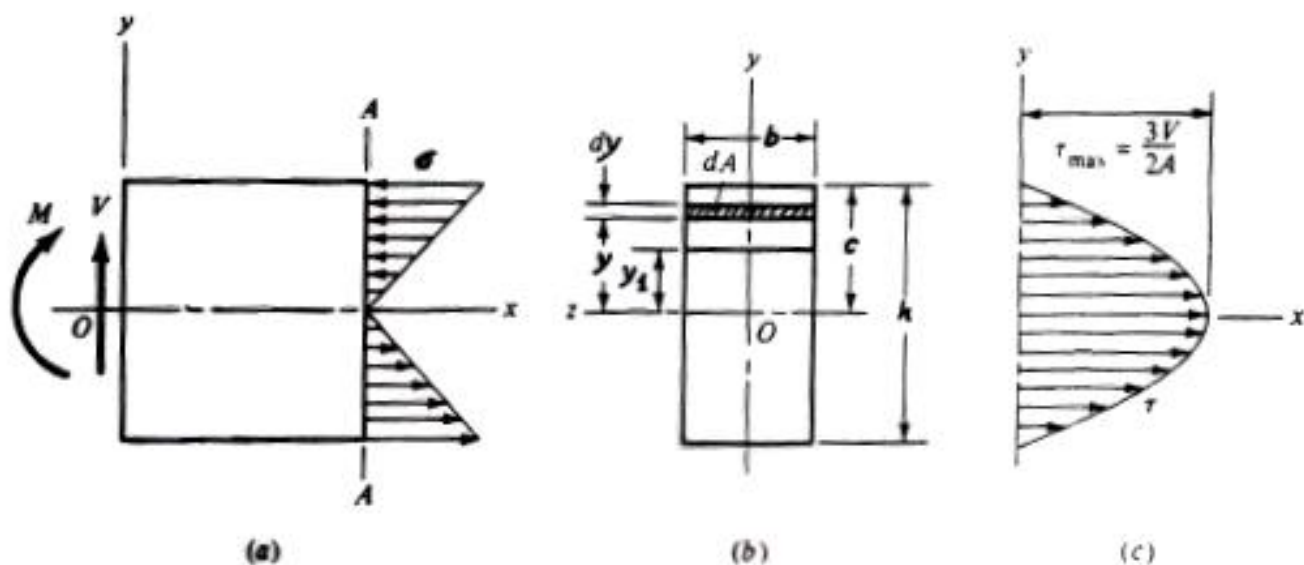
$$\text{ή } F_B = F_F - F_N = \dots =$$

$$= \frac{dM}{I} \int_{y_1}^c y dA \quad (2)$$

$$\bullet \tau = \frac{dM}{dx} \frac{1}{Ib} \int_{y_1}^c y dA$$

$$\text{ή } \tau = \frac{V}{Ib} \int_{y_1}^c y dA = \frac{VQ}{Ib}$$

ΔΙΑΤΜΗΤΙΚΕΣ ΤΑΣΕΙΣ ΣΕ ΟΡΘΟΓΩΝΙΚΗΣ ΔΙΑΤΟΜΗΣ ΔΟΚΟΥ



$$\bullet \quad Q = \int_{y_1}^c y dA = \int_{y_1}^c y b dy = \frac{by^2}{2} \Big|_{y_1}^c = \frac{b}{2} (c^2 - y_1^2)$$

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

$$\bullet \quad \tau = \frac{3V}{2A} \left(1 - \frac{y_1^2}{c^2} \right) \quad , \quad \text{επειδὴ} \quad I = \frac{bh^3}{12} = \frac{A4c^2}{12} = \frac{Ac^2}{3}$$



$$\tau_{max} = \frac{3V}{2A}$$



$$\tau_{max} = \frac{2V}{A}$$

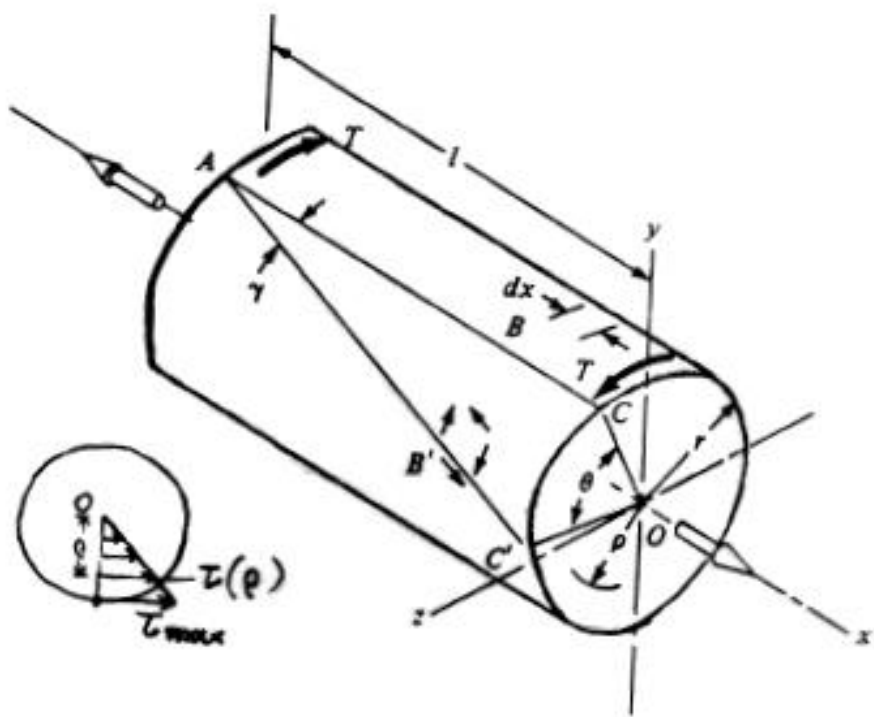


$$\tau_{max} = \frac{4V}{3A}$$



$$\tau_{max} = \frac{V}{A}$$

ΣΤΡΕΨΗ



$$\bullet \theta = \frac{Tl}{GJ}$$

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

$$\tau_{max} = \frac{T}{J} r$$

μόνο για κυλινδρική διατομή

$$J = \frac{\pi d^4}{32} \text{ ή } J = \frac{\pi}{32} (d_o^4 - d_i^4)$$

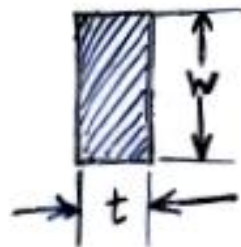
Σε άξονες περιστρεφόμενες με ω , μεταφέρονται ισχύ N

$$T = \frac{N}{\omega} \quad * \quad (\text{Nt m})$$

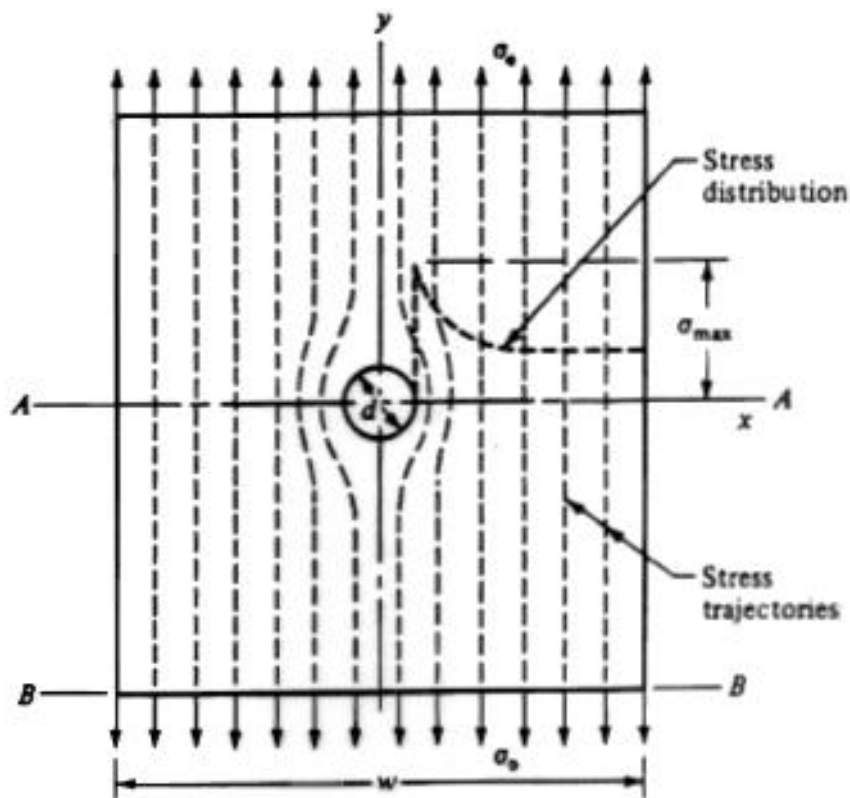
$$\text{ή } T = 71620 \frac{N}{\eta} \quad * \quad (\text{kp.cm}) = 71620 \frac{(\text{HP})}{(\text{RPM})}$$

- Για μη κυλινδρικές διατομές : πεπερασμένα στοιχεία
- Για ορθογωνική διατομή : προσεγγιστικά

$$\tau_{max} = \frac{T}{wt^2} \left(3 + 1.8 \frac{t}{w} \right)$$



ΣΥΓΚΕΝΤΡΩΣΗ ΤΑΣΕΩΝ

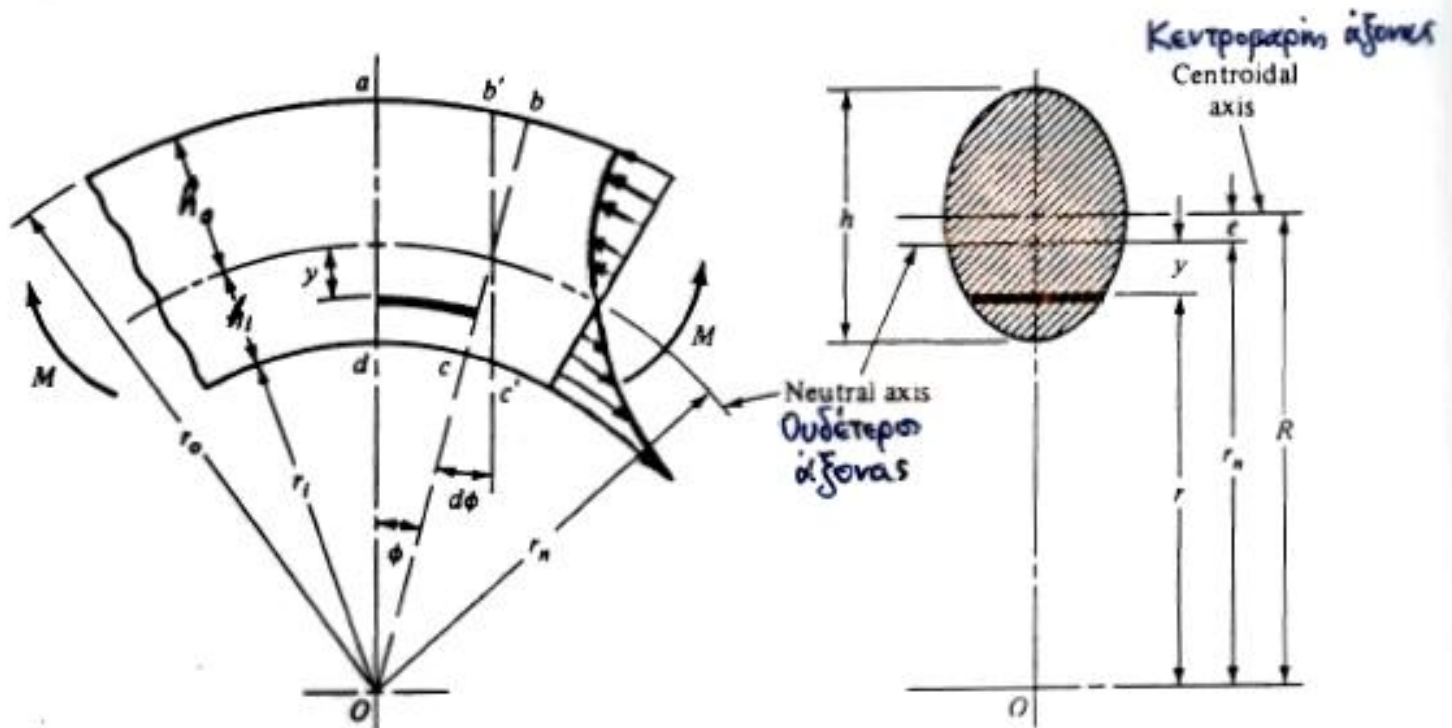


Θεωρητική ή γεωμετρική
λύση στην Συγκέντρωση Τάσεων

- $k_t = \frac{\sigma_{max}}{\sigma_0}$

- $k_{ts} = \frac{\tau_{max}}{\tau_0}$

ΤΑΣΕΙΣ ΣΕ ΚΑΜΠΤΟΜΕΝΕΣ, ΚΑΜΠΥΛΕΣ ΔΟΚΟΥΣ



- Κεντροβαρής και ουδέτερος άξονας δεν συμπίπτουν,

$$r_n = \frac{A}{\int \frac{dA}{r}} \quad \text{και} \quad e = R - r_n$$

- $\sigma = \pm \frac{My}{Ae(r_n \pm y)}$, $\sigma_i = \frac{Mh_i}{Aer_i}$ & $\sigma_o = -\frac{Mh_o}{Aer_o}$

$$r_i = r_n - h_i$$

$$r_o = r_n + h_o$$

ΣΥΓΚΕΝΤΡΩΣΗ ΤΑΣΗΣ ΣΕ ΕΛΛΙΠΤΙΚΗ ΟΠΗ

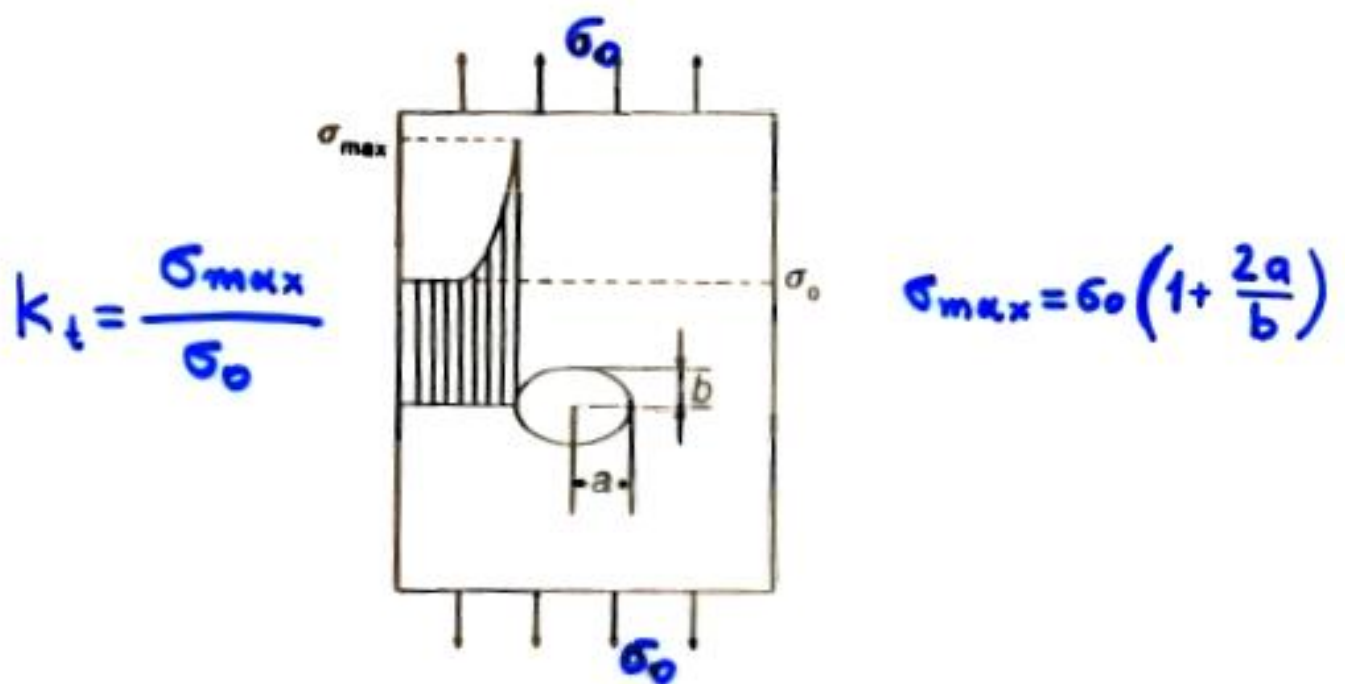


Figure 7.1 Stress concentration near an elliptic hole

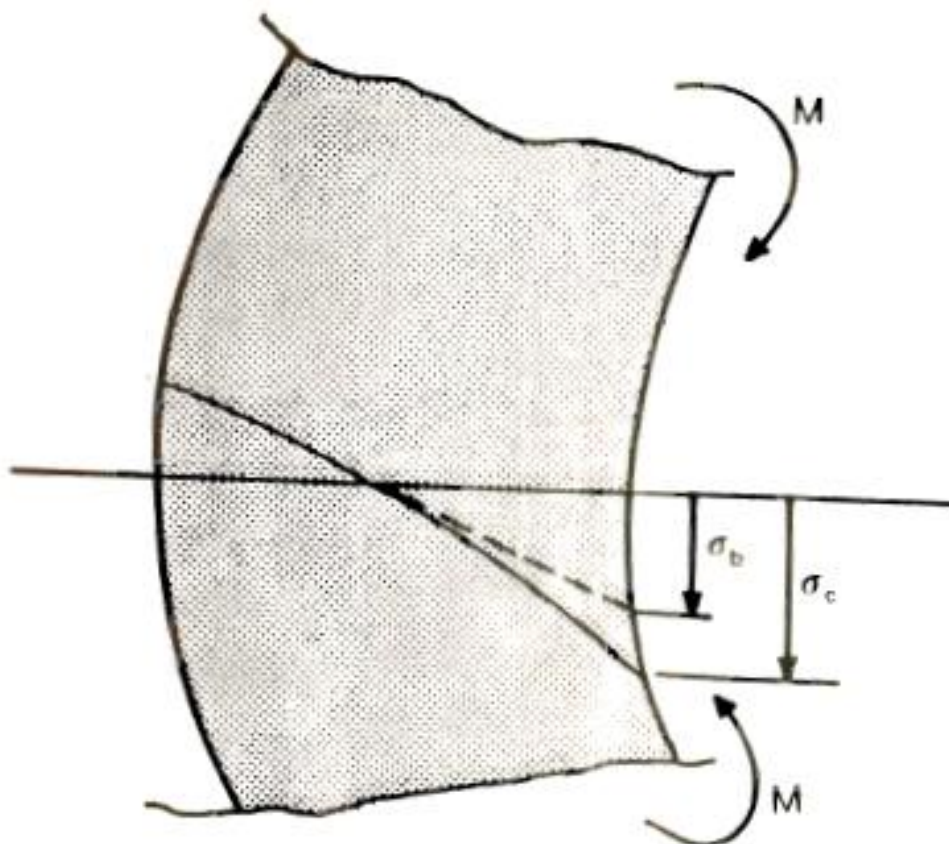


Figure 7.2 Stress concentration on a curved beam

Συγκέντρωση τάσεων σε επιφανειακή πίεση
(φωτοελαστική μέθοδος)

(a)

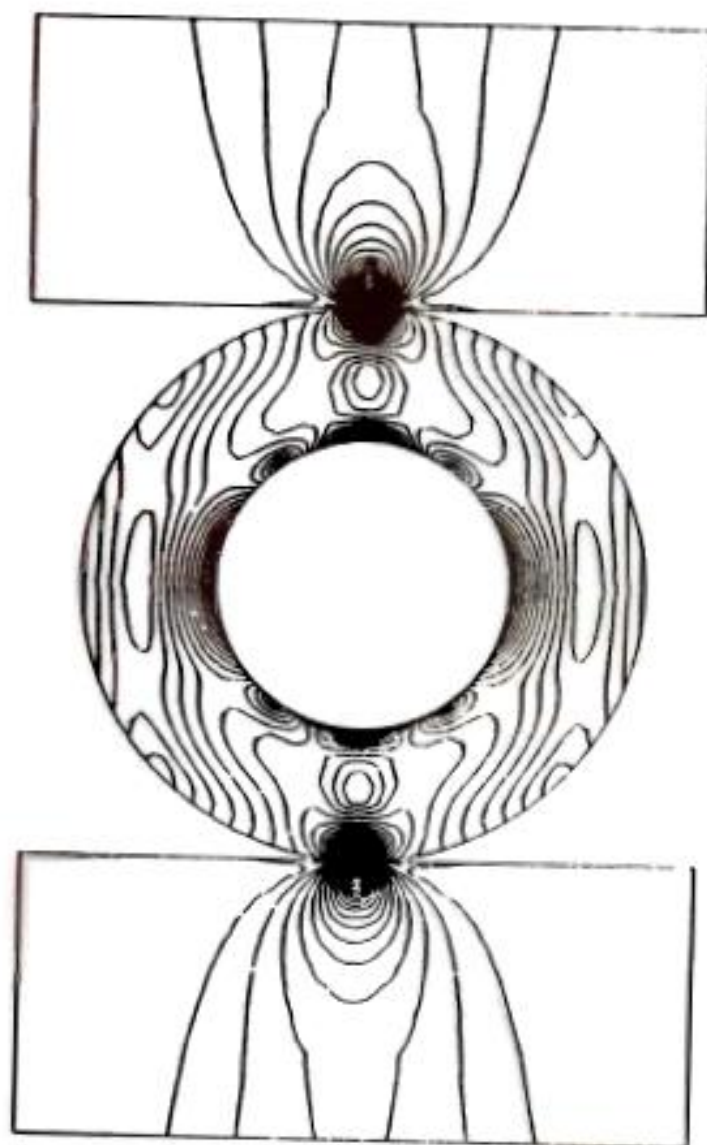
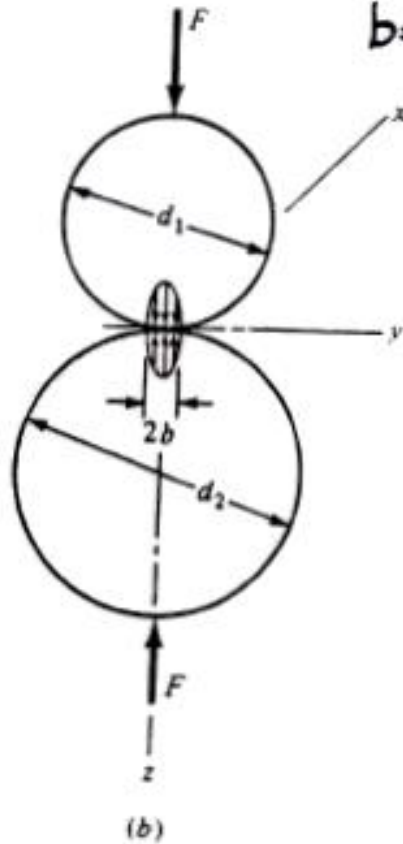
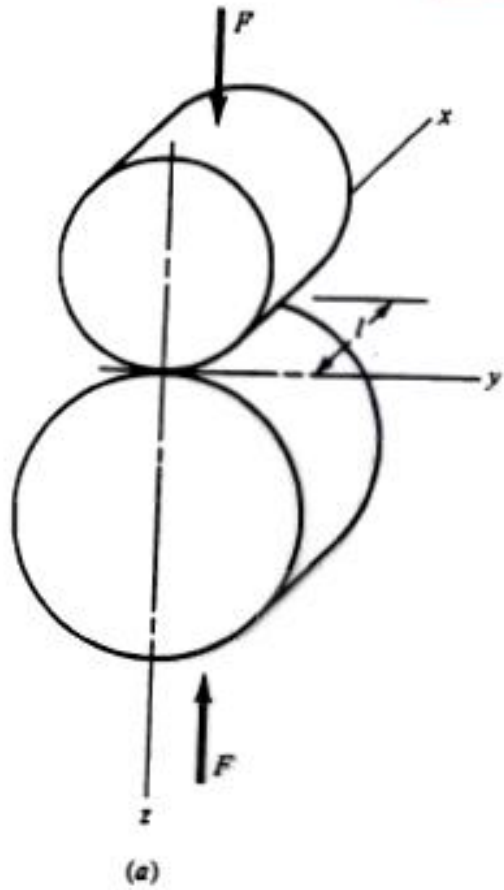


Figure 7.3 (a) Photoelastic demonstration for stress concentration; (b) Finite-element analysis for stress concentration. (Courtesy ASME)

ΕΠΙΦΑΝΕΙΑΚΕΣ ΤΑΣΕΙΣ (Hertz)

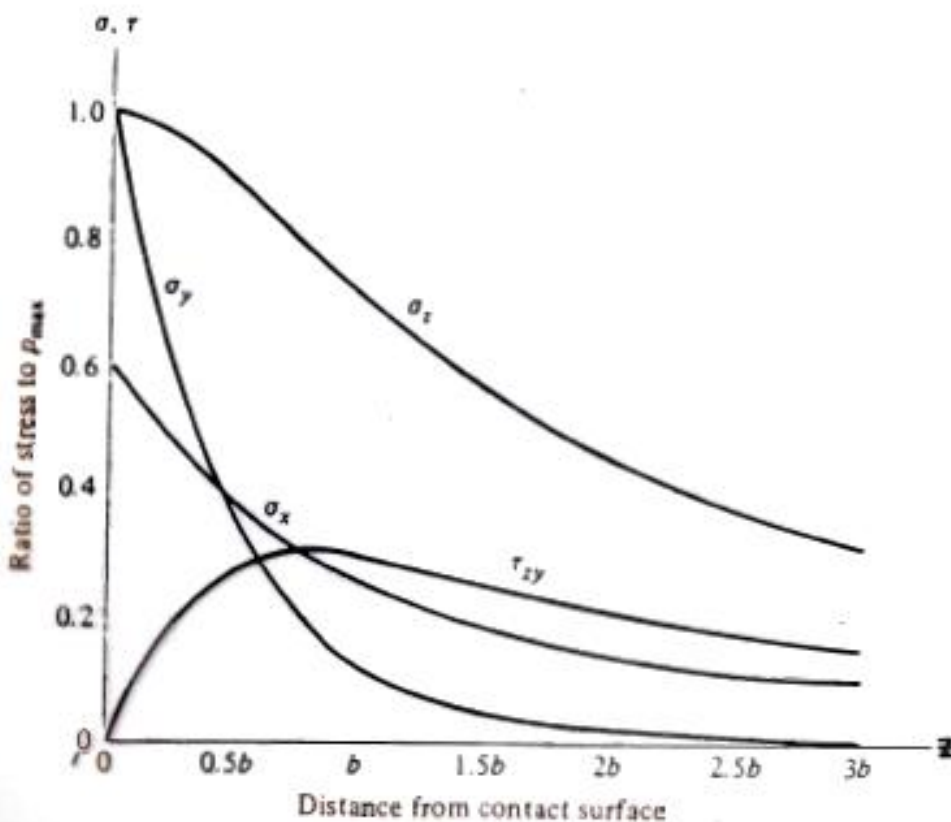
ΚΥΛΙΝΔΡΟΙ



$$b = \sqrt{\frac{2F(1-\nu_1^2)/E_1 + (1-\nu_2^2)/E_2}{n l (1/d_1 + 1/d_2)}}$$

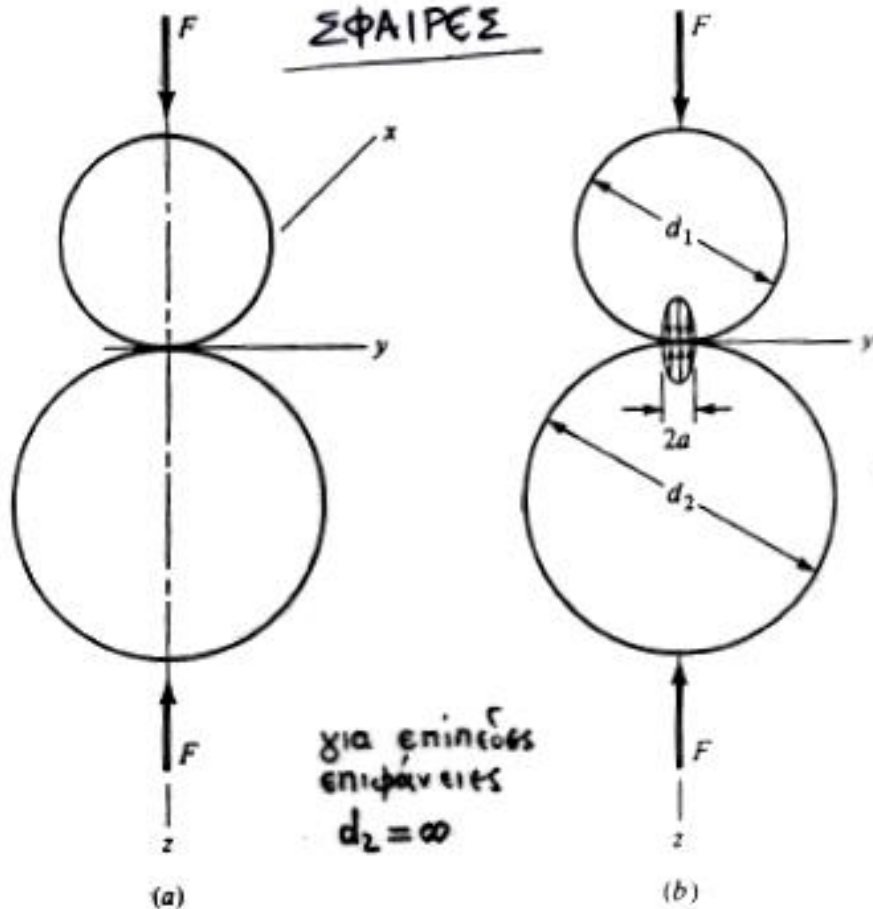
$$P_{max} = \frac{2F}{\pi b l}$$

$$\sigma_x = -2\nu P_{max} \left(\sqrt{1 + \frac{z^2}{b^2}} - \frac{z}{b} \right), \quad \sigma_y = -P_{max} \left[2 - \frac{1}{1 + \frac{z^2}{b^2}} \right] \sqrt{1 + \frac{z^2}{b^2}} - 2\frac{z}{b}, \quad \sigma_z = \frac{-P_{max}}{\sqrt{1 + \frac{z^2}{b^2}}}$$



ΕΠΙΦΑΝΕΙΑΚΕΣ ΤΑΣΕΙΣ (Hertz)

ΣΦΑΙΡΕΣ

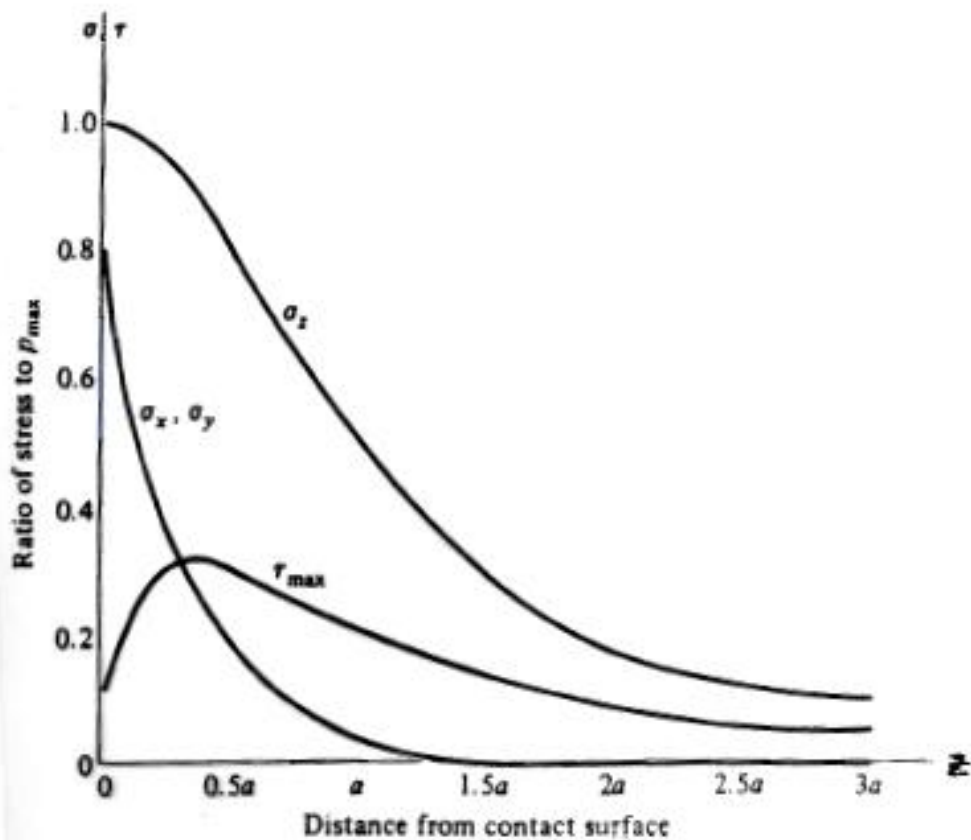


$$a = \sqrt[3]{\frac{3F}{8} \frac{(1-\nu_1^2)/E_1 + (1-\nu_2^2)/E_2}{1/d_1 + 1/d_2}}$$

$$P_{max} = \frac{3F}{2\pi a^2}$$

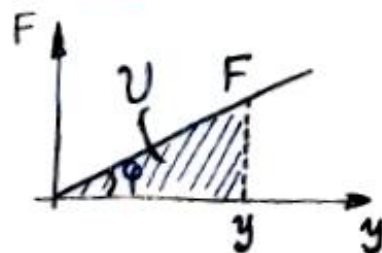
$$\sigma_x = \sigma_y = -P_{max} \left[\left(1 - \frac{z}{a} \tan^{-1} \frac{1}{z/a} \right) (1+\mu) - \frac{1}{2 \left(1 + \frac{z}{a} \right)} \right]$$

$$\sigma_z = -\frac{P_{max}}{1 + \frac{z^2}{a^2}}$$



ΕΝΕΡΓΕΙΑ ΕΛΑΣΤΙΚΗΣ ΠΑΡΑΜΟΡΦΩΣΗΣ.

$$U = \frac{1}{2} F y = \frac{1}{2} F^2 \left(\frac{y}{F} \right) = \frac{1}{2} \frac{F^2}{k}$$



$$U = \frac{1}{2} \frac{F^2 l}{AE} \quad \text{για εφελκυσμό}$$

$$U = \frac{1}{2} \frac{T^2 l}{GJ} \quad \text{για στρέψη}$$

$$U = \frac{1}{2} \frac{F^2 l}{AG} \quad \text{για διάτμηση}$$

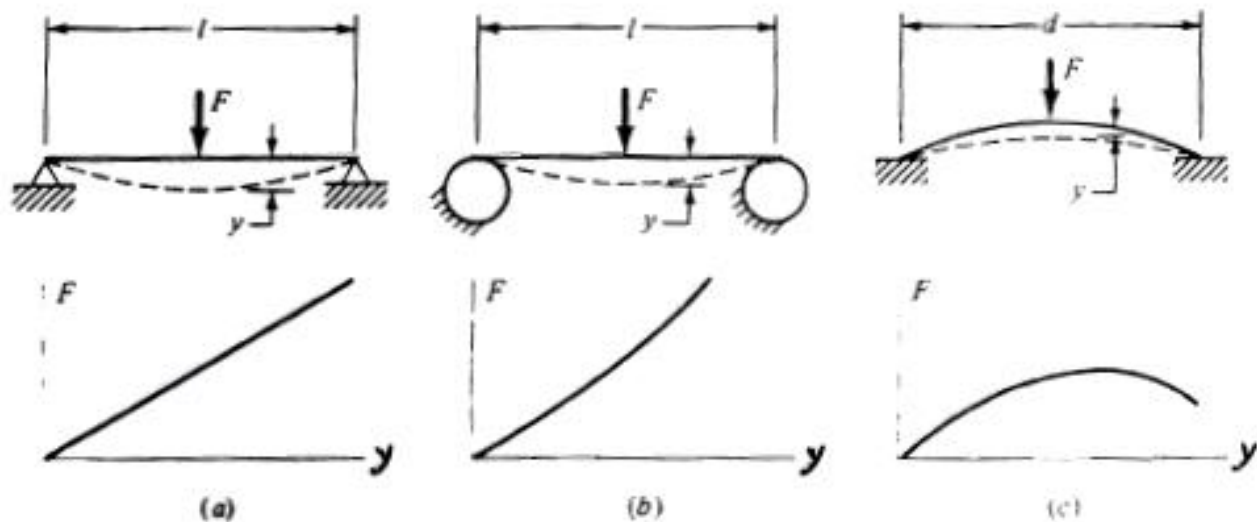
$$U = \frac{1}{2} \int_0^l \frac{M^2}{EI} dx \quad \text{για κάμψη}$$

ΘΕΩΡΗΜΑ CASTIGLIANO

$$\delta_i = \frac{\partial U}{\partial F_i}$$

$$\text{π.χ. } \theta = \frac{\partial}{\partial T} \left(\frac{1}{2} \frac{T^2 l}{GJ} \right) = \frac{T l}{GJ} \quad \left(\text{για την στρέψη} \right)$$

ΠΑΡΑΜΟΡΦΩΣΕΙΣ & ΔΥΣΚΑΜΨΙΑ



Αν $F = F(y)$ τότε $k(y) = \frac{dF}{dy}$

Ελαστικότητα : $\delta = \frac{Fl}{AE}$ ή $k = \frac{AE}{l}$

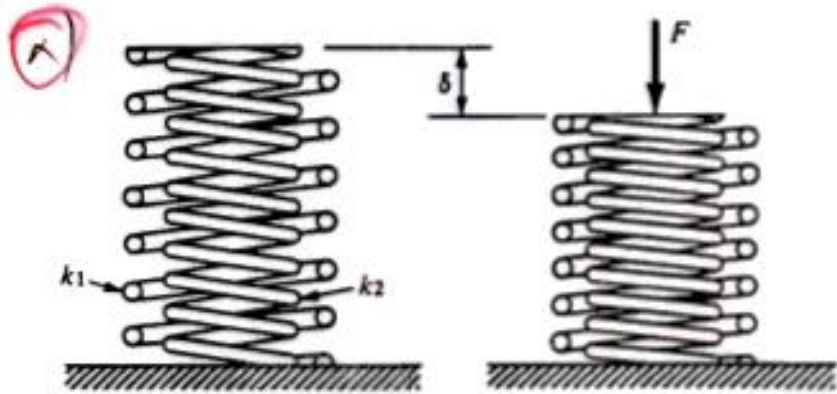
Στρέψη : $\theta = \frac{Tl}{GJ}$ ή $k = \frac{GJ}{l}$

Κλίση : $y = f(x)$ μετατόπιση
 $\theta = \frac{dy}{dx}$ κλίση

$\frac{M}{EI} = \frac{d^2y}{dx^2}$ ροπή

$\frac{V}{EI} = \frac{d^3y}{dx^3}$ τερμυσα δύναμη

$\frac{q}{EI} = \frac{d^4y}{dx^4}$ συνεχής φορτίο



$$\sum F = F - F_1 - F_2 = 0$$

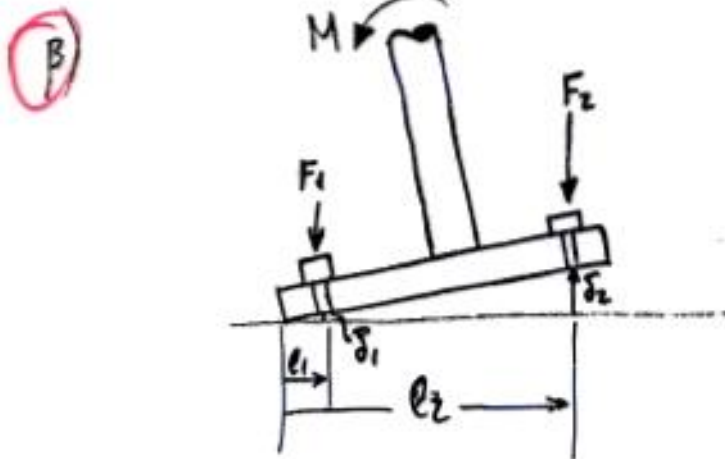
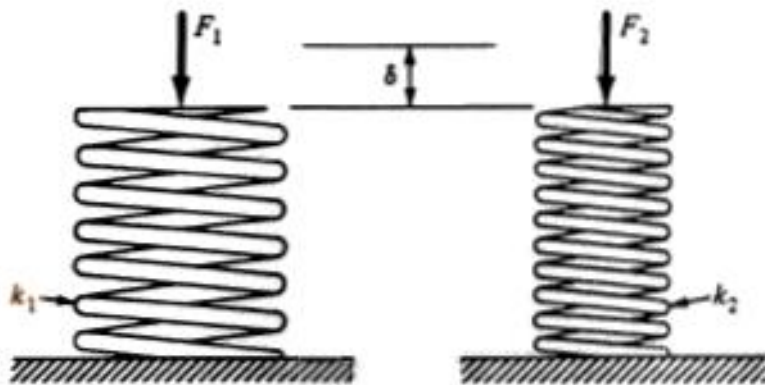
$$\delta_1 = \delta_2 = \delta$$

Εξίσωση
συμπίεσης
παραμορφώσεων

$$\frac{F_1}{k_1} = \frac{F_2}{k_2}$$

$$F_2 = \frac{k_2}{k_1 + k_2} F$$

$$F_1 = \frac{k_1}{k_1 + k_2} F$$



$$\sum M = M - F_1 l_1 - F_2 l_2 = 0$$

$$\frac{\delta_1}{l_1} = \frac{\delta_2}{l_2}$$

Εξίσωση
συμπίεσης
παραμορφώσεων

$$\frac{F_1}{k_1 l_1} = \frac{F_2}{k_2 l_2}$$

$$F_2 = \frac{k_2 l_2}{k_1 l_1^2 + k_2 l_2^2} M$$

$$F_1 = \frac{k_1 l_1}{k_1 l_1^2 + k_2 l_2^2} M$$

ΛΥΓΙΣΜΟΣ ΕΥΣΤΑΘΕΙΑ



$$M_z = -Py(z)$$

$$EI y''(z) = -Py(z)$$

$$y'' + \frac{P}{EI} y = 0, \quad \frac{P}{EI} = k^2$$

$$y'' + k^2 y = 0$$

Λύση : $y = C_1 \sin kz + C_2 \cos kz$

Ο.Σ. : $y(0) = 0$ και $y(l) = 0$ για άρθρωση-άρθρωση

Αρα : $y(0) = C_1 \sin 0 + C_2 \cos 0 = 0 \Rightarrow C_2 = 0$
 $y(l) = C_1 \sin kl + C_2 \cos kl = 0 \Rightarrow C_1 \sin kl = 0$

$C_1 = 0$ (απορρίπτεται) ή $\sin kl = 0$
 $kl = n\pi$

Αρα : $\sqrt{\frac{P}{EI}} l = n\pi \Rightarrow P = \eta^2 n^2 EI / l^2$

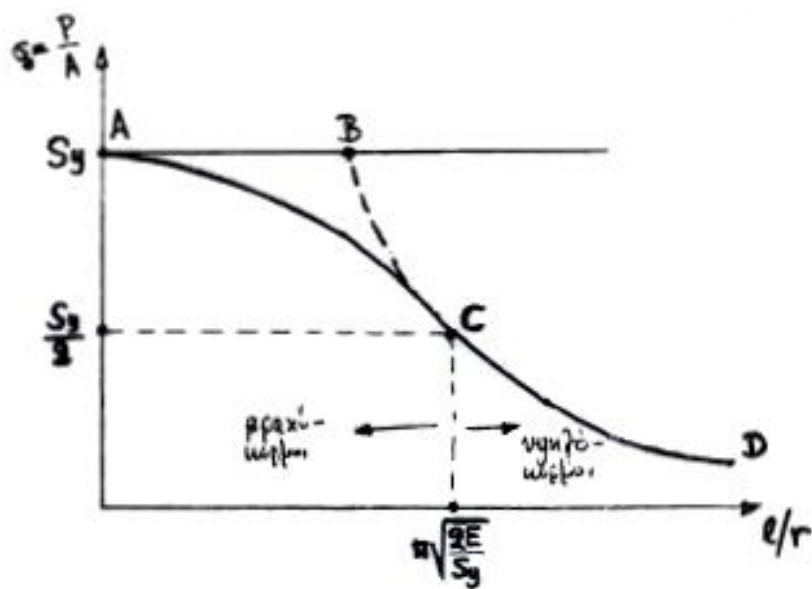
$\eta = 1$ $P_{cr} = \frac{\pi^2 EI}{l^2}$ κρίσιμο φορτίο Euler

Αν $I = Ar^2$, $P_{cr} = \frac{\pi^2 EA r^2}{l^2}$ ή $\frac{\pi^2 E}{(l/r)^2}$ Euler
κρίσιμη επιφάνεια βαθμίο φορμότητας

$\sigma_{cr} = \frac{P_{cr}}{A} = \frac{\pi^2 E}{(l/r)^2}$ Euler
βαθμίο φορμότητας

για $\sigma_0 = \frac{S_y}{2} \Rightarrow \left(\frac{l}{r}\right) = \sqrt{\frac{\pi^2 E}{S_y}} = n \sqrt{\frac{2E}{S_y}}$

AC \rightarrow Johnson.
 $\sigma_0 = S_y \left[1 - \frac{S_y (l/r)^2}{4\pi^2 E} \right]$ Johnson



Δίνονται $P, S_y, E, \ell, \sigma_y$ Ζητείται διατομή A είναι μικρότερη.

$$\frac{P}{A} = \frac{\pi^2 E}{(\ell/r)^2}, \quad A = \pi d^2/4, \quad r^2 = \frac{I}{A} = \frac{\pi d^4/4}{64\pi d^2} = \frac{d^2}{16} \Rightarrow r = \frac{d}{4}$$

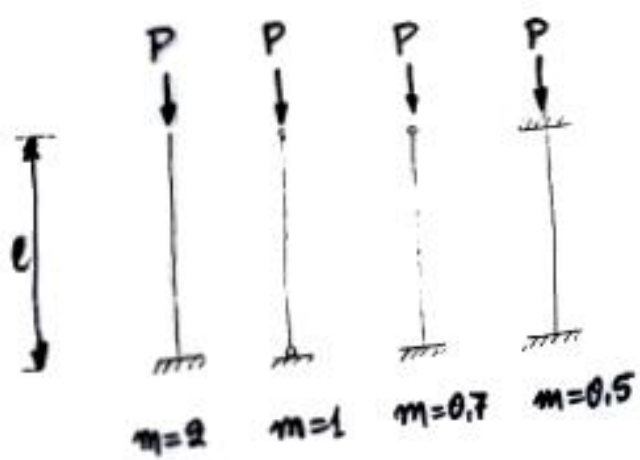
$$\frac{4P}{\pi d^2} = \frac{\pi^2 E d^2}{16 \ell^2} \Rightarrow \boxed{d = \sqrt[4]{\frac{4^3 P \ell^2}{\pi^3 E}}}$$

Ελεγχος τάσης: $\sigma_0 = \frac{P}{A}$ Αν $\sigma_0 < \frac{S_y}{2}$ Διατομή d είναι
 Αν $\sigma_0 > \frac{S_y}{2}$ Τότε:

$$\frac{P}{A} = S_y \left[1 - \frac{S_y (\ell/r)^2}{4\pi^2 E} \right]$$

$$\frac{4P}{\pi d^2} = S_y \left[1 - \frac{S_y \ell^2}{4\pi^2 E d^2} \right] \xrightarrow{\cdot \frac{d^2}{S_y}} \frac{4P}{\pi S_y} = d^2 - \frac{4S_y \ell^2}{\pi^2 E}$$

$$\Rightarrow \boxed{d = \sqrt{\frac{4P}{\pi S_y} + \frac{4S_y \ell^2}{\pi^2 E}}}$$



ℓ/r = βαθμίο φορτισμού
 Αν λ = βαθμίο φορτισμού κωδικοφ.

$$\lambda = m \frac{\ell}{r} \quad \text{για διαφόρ } \sigma \Sigma$$

$$\frac{P}{A} = \frac{\pi^2 E}{\lambda^2} \quad \text{Euler}$$

$$\frac{P}{A} = S_y \left[1 - \frac{S_y \lambda^2}{4\pi^2 E} \right] \quad \text{Johnson}$$

Μέθοδος ω (φωτιστική)

$$\sigma_{\text{eff}} = \frac{P_{\text{eff}}}{A} = \omega S_y \quad (\omega \text{ από πίνα } \epsilon.133)$$

↓
 συντελεστή ασφαλείας

ΠΛΑΚΕΣ - ΚΕΛΥΦΗ



Figure 4.7 Surface structures

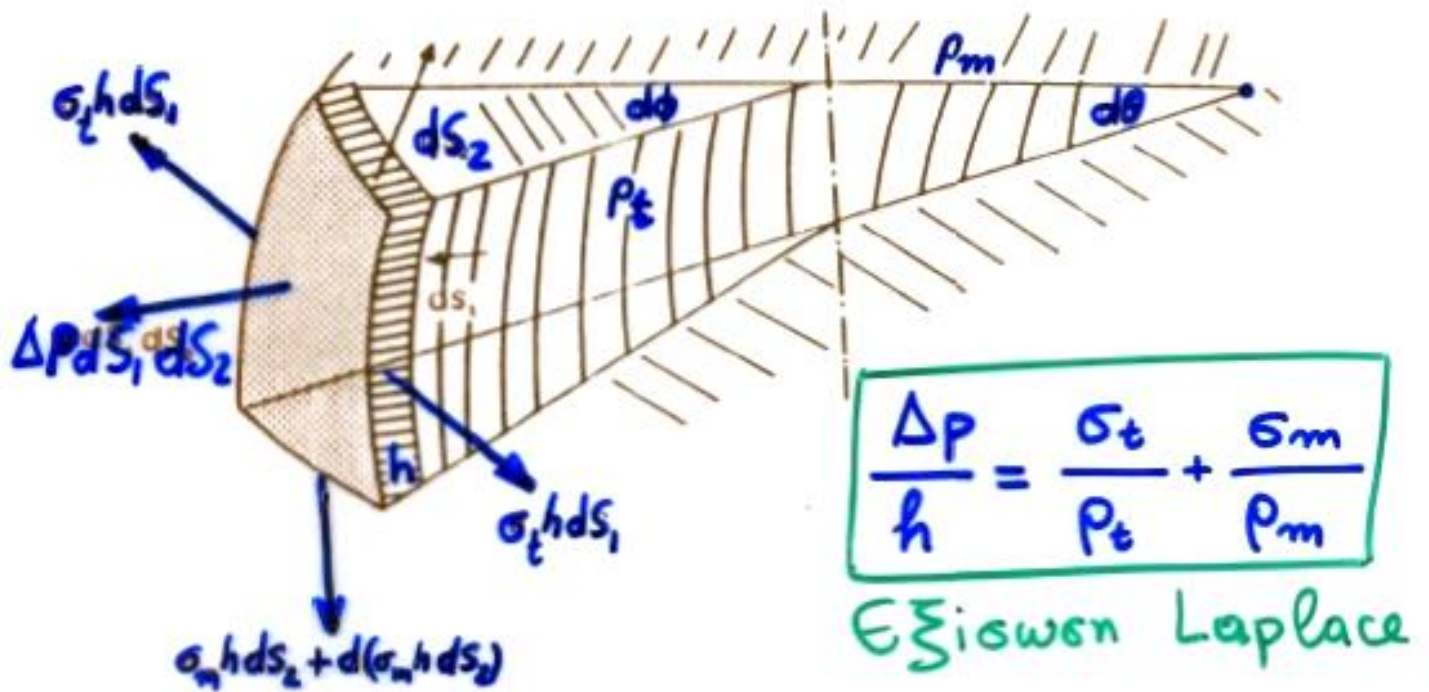


Figure 4.8 Equilibrium at a membrane element

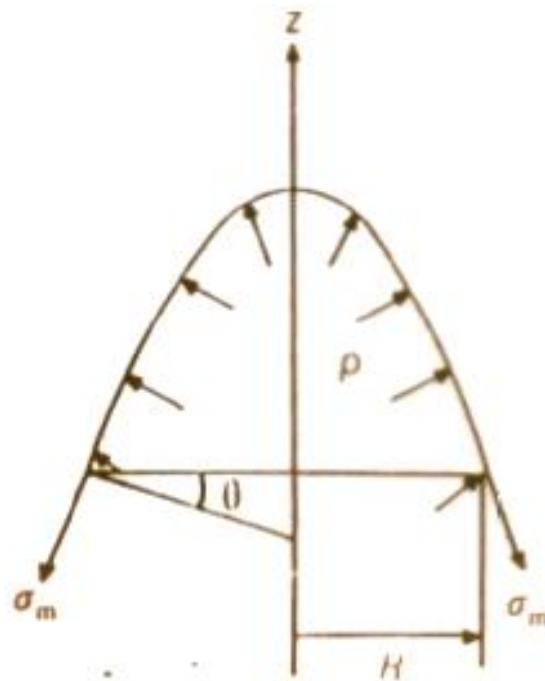
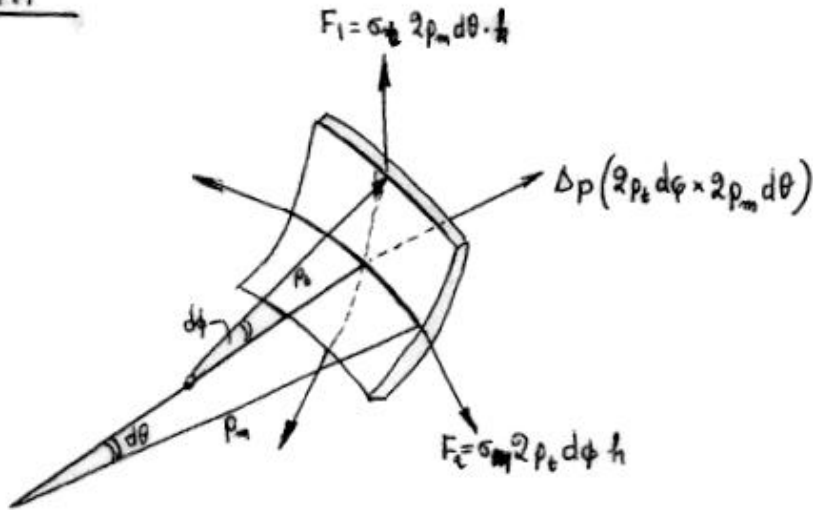


Figure 4.9 Membrane equilibrium along the axis of symmetry

ΚΕΛΥΦΗ

$$h = \pi R \sin \theta$$

Ισορροπία: $\Delta p (2r_t d\phi \cdot 2r_m d\theta) - 2F_1 \sin d\phi - 2F_2 \sin d\theta = 0$

$$\Delta p \cdot 2r_t d\phi \cdot 2r_m d\theta - 2\sigma_t \cdot 2r_m d\theta \cdot h d\phi - 2\sigma_m \cdot 2r_t d\phi \cdot h d\theta = 0$$

$$\Delta p r_t r_m - \sigma_t r_m h - \sigma_m r_t h = 0$$

$$\boxed{\frac{\Delta p}{h} = \frac{\sigma_t}{r_t} + \frac{\sigma_m}{r_m}}$$

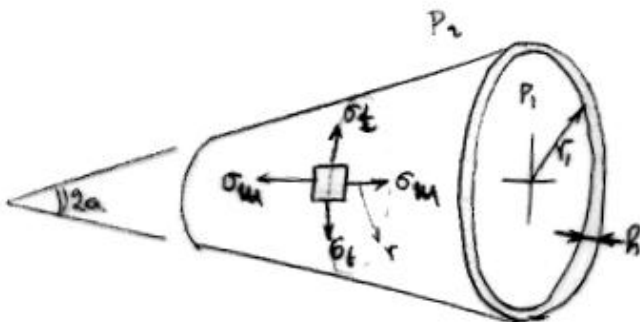
Εξίσωση Laplace.

ΚΩΝΙΚΟ ΚΕΛΥΦΟΣ

$$\Delta p = p_1 - p_2$$

$$\frac{\Delta p}{h} = \frac{\sigma_t}{r} + \frac{\sigma_m}{\infty} \Rightarrow$$

$$\boxed{\sigma_t = \Delta p \frac{r}{h \cos \alpha}}$$



$$\Delta p r \cos \alpha = \sigma_m \cdot 2r \cdot h \cos \alpha$$

$$\boxed{\sigma_m = \Delta p \frac{r}{2h \cos \alpha}}$$

ΕΛΑΣΤΙΚΗ ΠΑΡΑΜΟΡΦΩΣΗ

• ειδική παραμόρφωση $\epsilon = \frac{\delta}{L}$ \rightarrow μετατόπιση \rightarrow ολικό μήκος

• Νόμος Hooke $\sigma = E\epsilon$ ή $\tau = G\chi$

\rightarrow εις παραμ. \rightarrow μέτρο ελαστ. \rightarrow ορθή τάση.

\rightarrow γωνία στρέψης \rightarrow μέτρο διάτμησης \rightarrow διατμητική τάση.

• Λόγος Poisson $\nu = - \frac{\text{εγκάρσια παραμόρφωση}}{\text{αξονική παραμόρφωση}}$

• $E = 2G(1 + \nu)$

ΣΧΕΣΗ ΠΑΡΑΜΟΡΦΩΣΕΩΝ-ΤΑΣΕΩΝ

TYPE OF STRESS	PRINCIPAL STRAINS	PRINCIPAL STRESSES
Uniaxial	$\epsilon_1 = \frac{\sigma_1}{E}$ $\epsilon_2 = -\nu\epsilon_1$ $\epsilon_3 = -\nu\epsilon_1$	$\sigma_1 = E\epsilon_1$ $\sigma_2 = 0$ $\sigma_3 = 0$
Biaxial	$\epsilon_1 = \frac{\sigma_1}{E} - \frac{\nu\sigma_2}{E}$ $\epsilon_2 = \frac{\sigma_2}{E} - \frac{\nu\sigma_1}{E}$ $\epsilon_3 = \frac{\nu\sigma_1}{E} - \frac{\nu\sigma_2}{E}$	$\sigma_1 = \frac{E(\epsilon_1 + \nu\epsilon_2)}{1 - \nu^2}$ $\sigma_2 = \frac{E(\epsilon_2 + \nu\epsilon_1)}{1 - \nu^2}$ $\sigma_3 = 0$
Triaxial	$\epsilon_1 = \frac{\sigma_1}{E} - \frac{\nu\sigma_2}{E} - \frac{\nu\sigma_3}{E}$ $\epsilon_2 = \frac{\sigma_2}{E} - \frac{\nu\sigma_1}{E} - \frac{\nu\sigma_3}{E}$ $\epsilon_3 = \frac{\sigma_3}{E} - \frac{\nu\sigma_1}{E} - \frac{\nu\sigma_2}{E}$	$\sigma_1 = \frac{E\epsilon_1(1 - \nu) + \nu E(\epsilon_2 + \epsilon_3)}{1 - \nu - 2\nu^2}$ $\sigma_2 = \frac{E\epsilon_2(1 - \nu) + \nu E(\epsilon_1 + \epsilon_3)}{1 - \nu - 2\nu^2}$ $\sigma_3 = \frac{E\epsilon_3(1 - \nu) + \nu E(\epsilon_1 + \epsilon_2)}{1 - \nu - 2\nu^2}$

ΘΕΩΡΙΑΣ ΑΣΤΟΧΙΑΣ

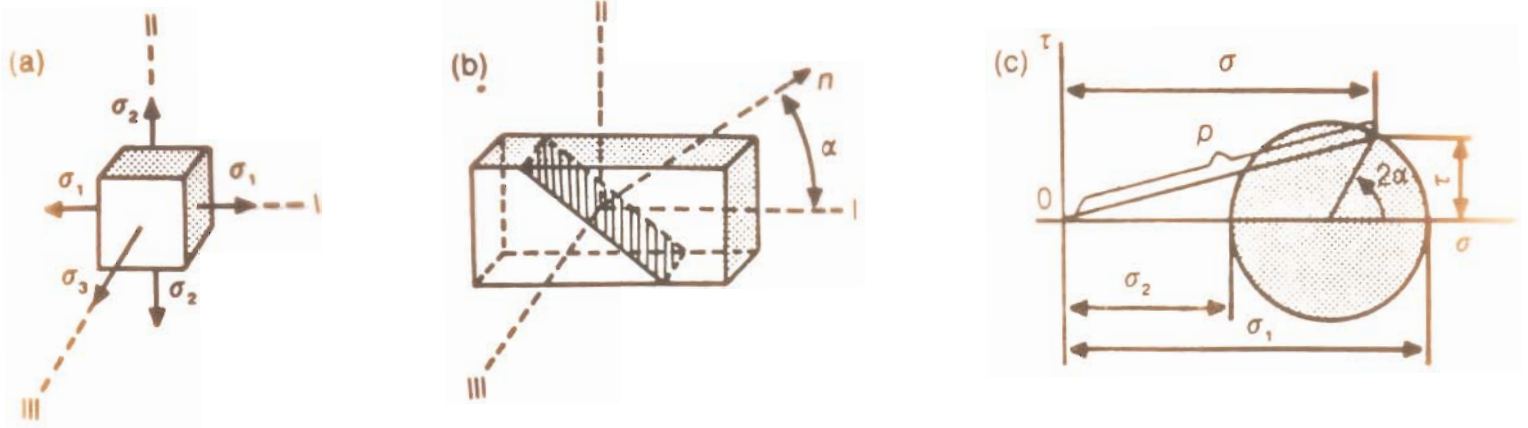


Figure 6.25 Stress state at planes parallel to axis III

$$\sigma_{eq} = \frac{S_y}{N}$$

ΘΕΩΡΙΕΣ ΑΣΤΟΧΙΑΣ

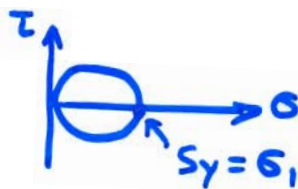
1) Θεωρία Μέγιστης Ορθης Τάσης (ΜΟΤ)

Αστοχία όταν η ΜΟΤ = $\begin{cases} S_y & (\text{Συνεκτικά}) \\ S_u & (\text{στατ. κατάνη ή γεωυρά}) \end{cases}$

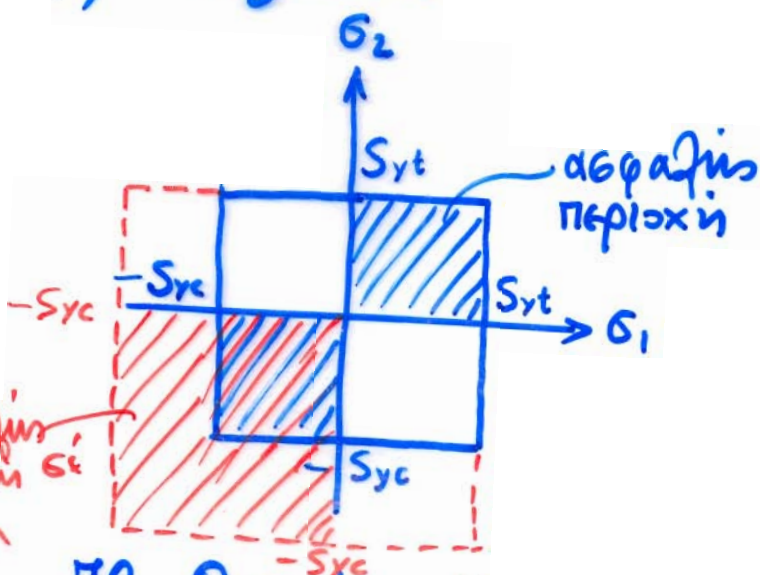
Αν $\sigma_1 > \sigma_2 > \sigma_3 \rightarrow$ αστοχία όταν $\begin{cases} \sigma_1 = S_y \\ \sigma_1 = S_u \end{cases}$

Αντιστοιχία συν. αεφάδεται $\begin{cases} N = S_y / \sigma_1 \\ N = S_u / \sigma_1 \end{cases}$

α) Μονοαξονική



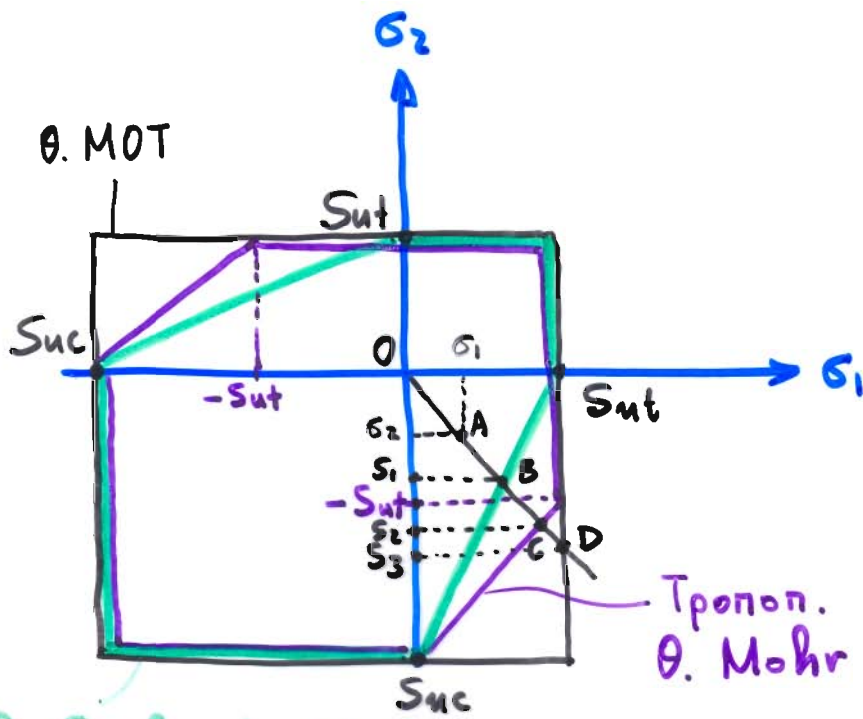
β) Διαξονική



Αστοχία για συνδιασμούς σ_1, σ_2 έξω από το τετράγωνο

Η θεωρία ΜΟΤ χρησιμοποιείται κυρίως για γεωυρά υλικά (κυττωσίδηρο)

ΑΣΤΟΧΙΑ ΨΑΘΥΡΩΝ ΥΛΙΚΩΝ (ΣΤΑΤΙΚΑ)



$$OA = \sqrt{\sigma_1^2 + \sigma_2^2}$$

$$OB = f_1(S_{ut}, S_{uc}, \theta)$$

$$OC = f_2(S_{ut}, S_{uc}, \theta)$$

$$OD = f_3(S_{ut}, S_{uc}, \theta)$$

θ. Coulomb-Mohr

Θεωρία Coulomb-Mohr: $N = \frac{OB}{OA} = \frac{S_1}{\sigma_2}$

Τρον. Θεωρία Mohr : $N = \frac{OC}{OA} = \frac{S_2}{\sigma_2}$

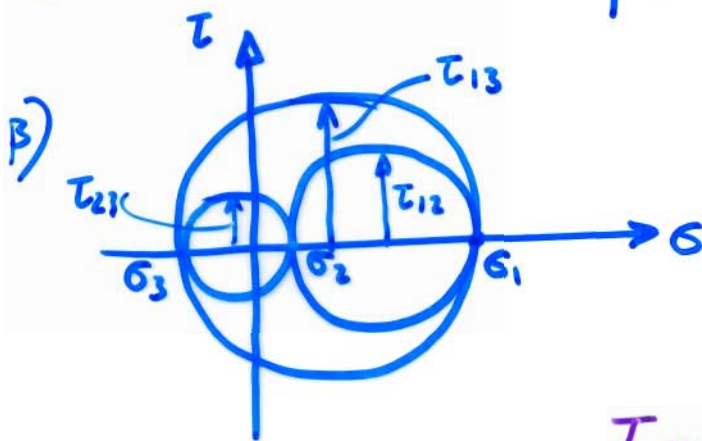
Θεωρία MOT : $N = \frac{OD}{OA} = \frac{S_3}{\sigma_2}$

ΘΕΩΡΙΑ ΜΕΓΙΣΤΗΣ ΔΙΑΤΜΗΤΙΚΗΣ ΤΑΣΗΣ

Αστοχία στον η ΜΔΤ ενός στοιχείου γίνεται ίση με των ΜΔΤ του περσφφματος του εφελλωσφφου στον το υηικό κρρική να ρέει.



$$\tau_{\max} = \frac{S_y}{2N}$$



$$\tau_{12} = (\sigma_1 - \sigma_2) / 2$$

$$\tau_{23} = (\sigma_2 - \sigma_3) / 2$$

$$\tau_{31} = (\sigma_1 - \sigma_3) / 2$$

$$\tau_{\max} = \max[\tau_{12}, \tau_{23}, \tau_{31}] = \frac{S_y}{2N}$$

Για μονοαξονική :

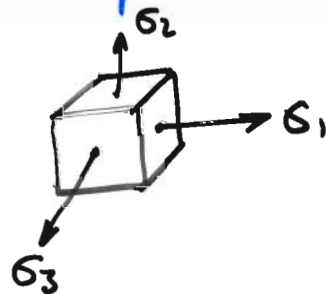
$$\tau_{\max} = \sqrt{\left(\frac{\sigma_x}{2}\right)^2 + \tau_{xy}^2} = \frac{S_{sy}}{N} \rightarrow \text{για συντετακτά} = \frac{S_y}{2N}$$

$$\eta) \left(\sigma_x^2 + 4\tau_{xy}^2\right)^{1/2} = \frac{S_y}{N}$$

Για συντετακτά υηικά (κάρφους)

ΘΕΩΡΙΑ ΕΡΓΟΥ ΠΑΡΑΜΟΡΦΩΣΗΣ

Αστοχία συμβαίνει όταν η ενέργεια παραμόρφ. φτάσει την ενέργεια παραμόρφ. ε' ένα πείραμα εφελκυσμού, όταν φτάσουμε το όριο ροής.



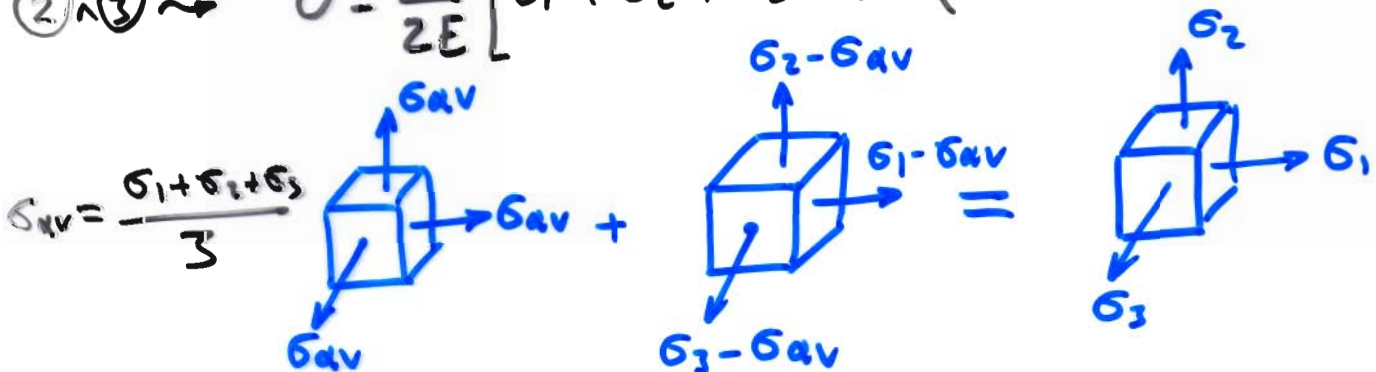
$$\sigma_1 > \sigma_2 > \sigma_3$$

$$U_n = \frac{1}{2} \sigma_n \epsilon_n, \quad n=1,2,3 \quad (1)$$

$$U = \frac{1}{2} (\sigma_1 \epsilon_1 + \sigma_2 \epsilon_2 + \sigma_3 \epsilon_3) \quad (2)$$

$$\epsilon_1 = \frac{1}{E} (\sigma_1 - \nu \sigma_2 - \nu \sigma_3) \quad (3)$$

$$(2) \wedge (3) \leadsto U = \frac{1}{2E} [\sigma_1^2 + \sigma_2^2 + \sigma_3^2 - 2\nu(\sigma_1 \sigma_2 + \sigma_2 \sigma_3 + \sigma_3 \sigma_1)] \quad (4)$$

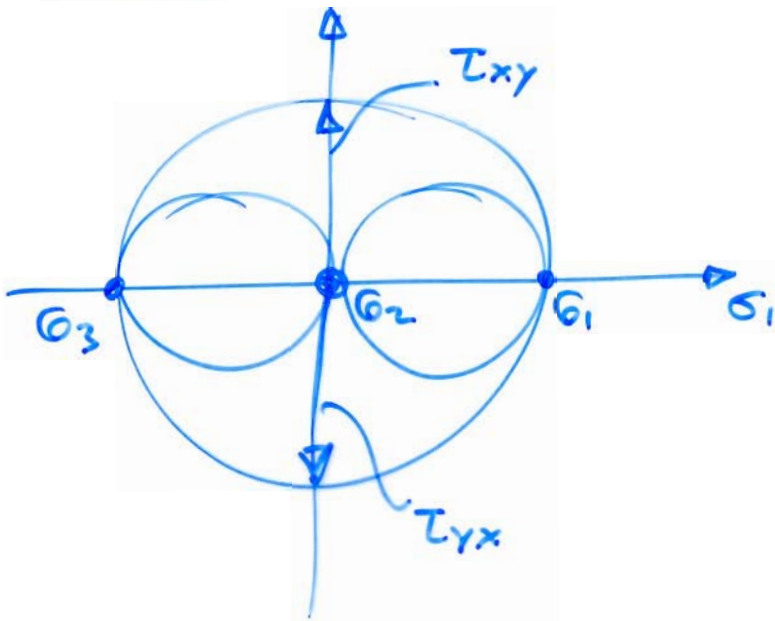


Μεταβολή όγκου + Παραμόρφωση.

$$U_{av} = \frac{3(1-2\nu)}{2E} \sigma_{av}^2 = \frac{1-2\nu}{6E} (\sigma_1 + \sigma_2 + \sigma_3)^2$$

$$U_d = U - U_{av} = \frac{1+\nu}{3E} (\sigma_1^2 + \sigma_2^2 + \sigma_3^2 - \sigma_1 \sigma_2 - \sigma_2 \sigma_3 - \sigma_3 \sigma_1) \quad (5)$$

Στην περίπτωση ΚΑΘΑΡΗΣ ΣΤΡΕΨΗΣ :



$$\sigma_1 = -\sigma_3 \quad \text{και} \quad \sigma_2 = 0$$

Τότε :

$$\begin{aligned} S_y^2 &= \sigma_1^2 - \sigma_1 \sigma_3 + \sigma_3^2 = \\ &= \sigma_1^2 - \sigma_1(-\sigma_1) + (-\sigma_1)^2 = \\ &= 3\sigma_1^2 \end{aligned}$$

$$\eta \quad S_y = \sqrt{3} \cdot \sigma_1 \quad \eta$$

$$\sigma_1 = \frac{S_y}{\sqrt{3}} = \boxed{0,577 S_y = \tau_{max}}$$

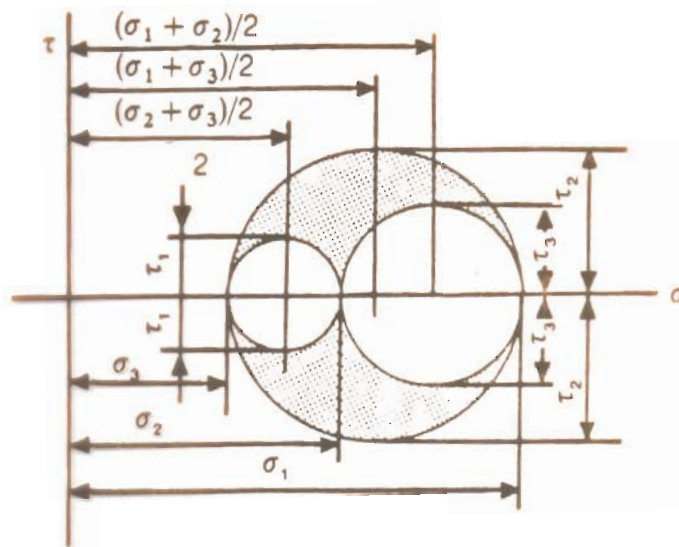


Figure 6.26 Mohr circles for general state of stress

I. MOT : $\sigma_{eq} = \max(\sigma_i) , i=1,2,3$

II. MDT : $\sigma_{eq} = \max |\sigma_i - \sigma_j| , i,j=1,2,3$

III. ΘΕΠ : $\sigma_{eq} = \frac{1}{2} \left[(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 + (\sigma_3 - \sigma_1)^2 \right]$

IV. ΤΜΔΤ : $\sigma_{eq} = \max |\sigma_i - k \sigma_j| , i,j=1,2,3$

ΕΠΙΠΕΔΗ ΚΑΤΑΣΤΑΣΗ

$$k = \frac{S_{ut}}{S_{uc}}$$

$$\sigma_{eq} = \sqrt{\sigma_x^2 + a \tau_{xy}^2}$$

$$\leq \frac{S_y}{N}$$

$a=3$ (ΘΕΠ) $S_{sy} = 0,577 S_y$
 $a=4$ (ΜΔΤ) $S_{sy} = 0,5 S_y$

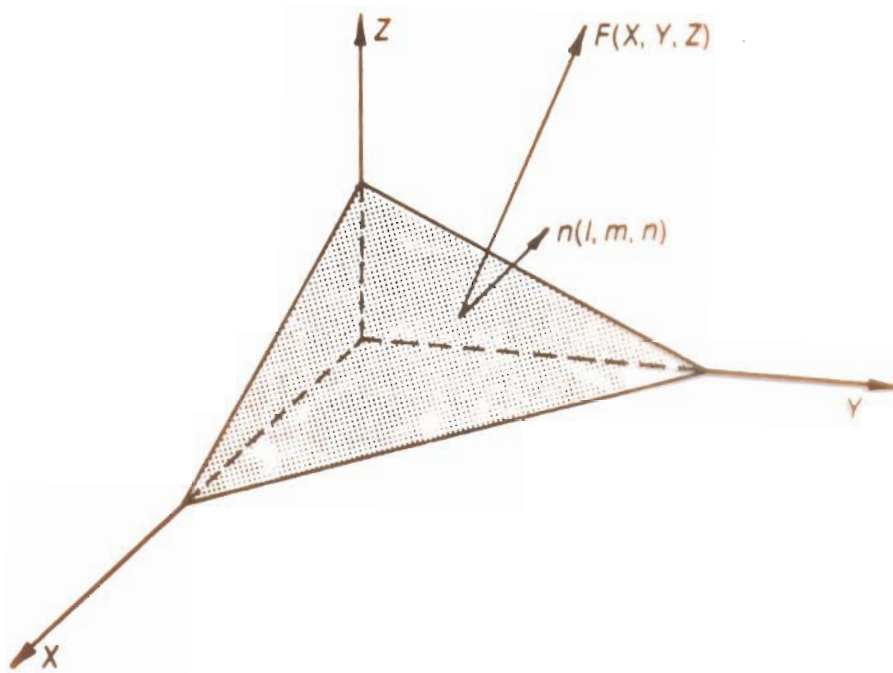


Figure 6.30 Stresses at a diagonal section

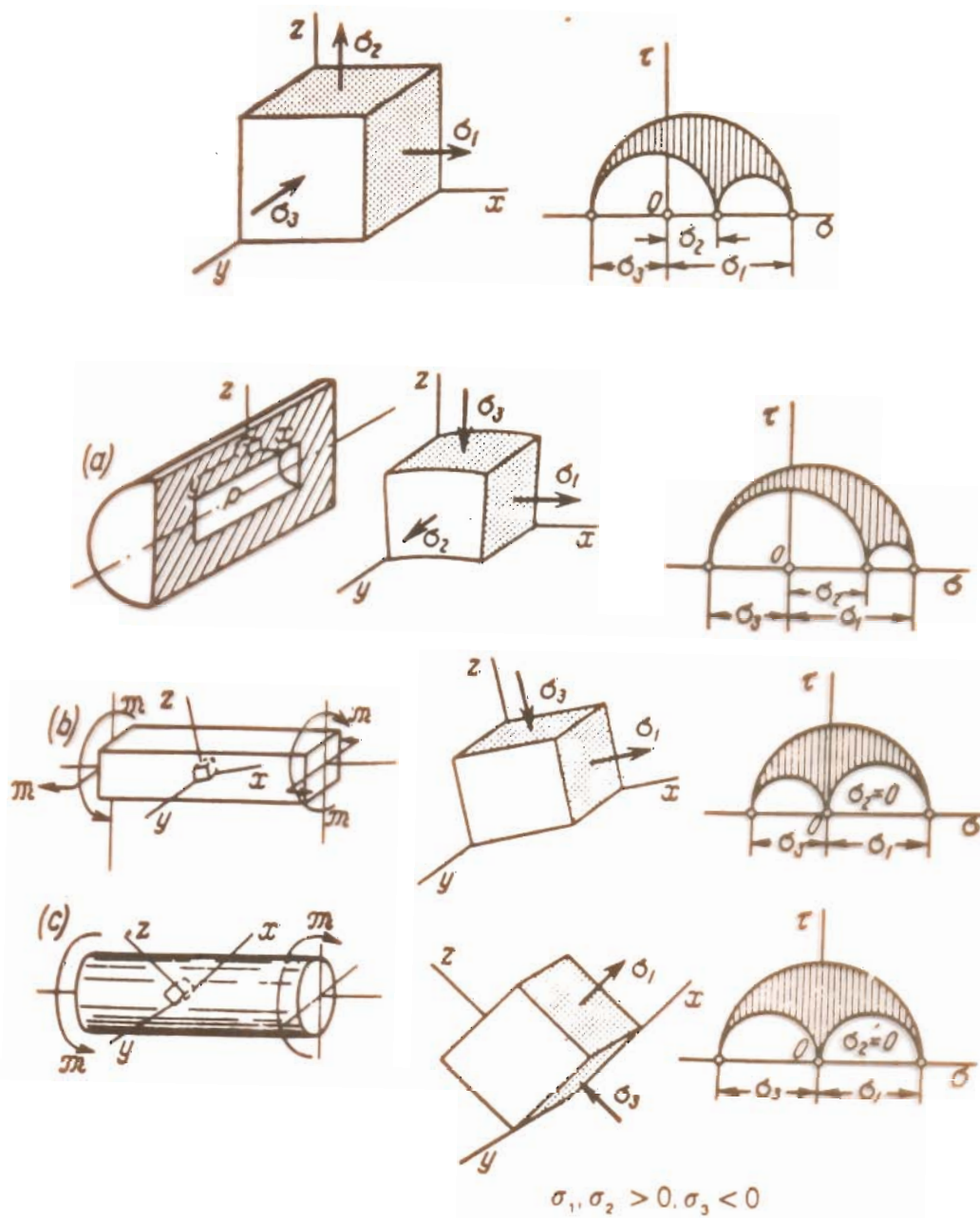


Figure 6.29 Complex states of stress, general loading. (From Feodosyev, *Strength of Materials*, by permission of Mir Publishers, Moscow)

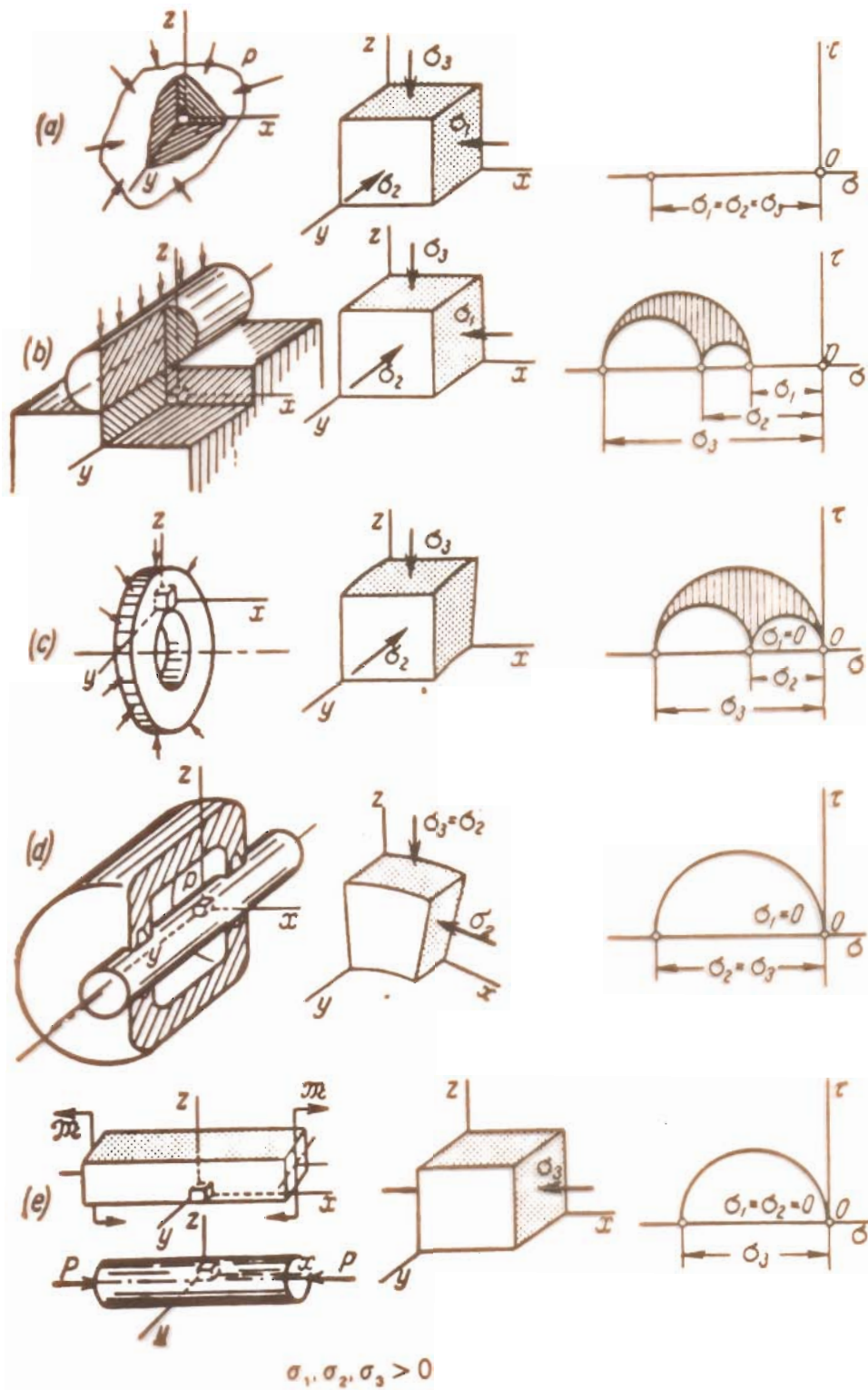


Figure 6.28 Complex states of stress-torsion. (From Feodosyev, *Strength of Materials*, by permission of Mir Publishers, Moscow)

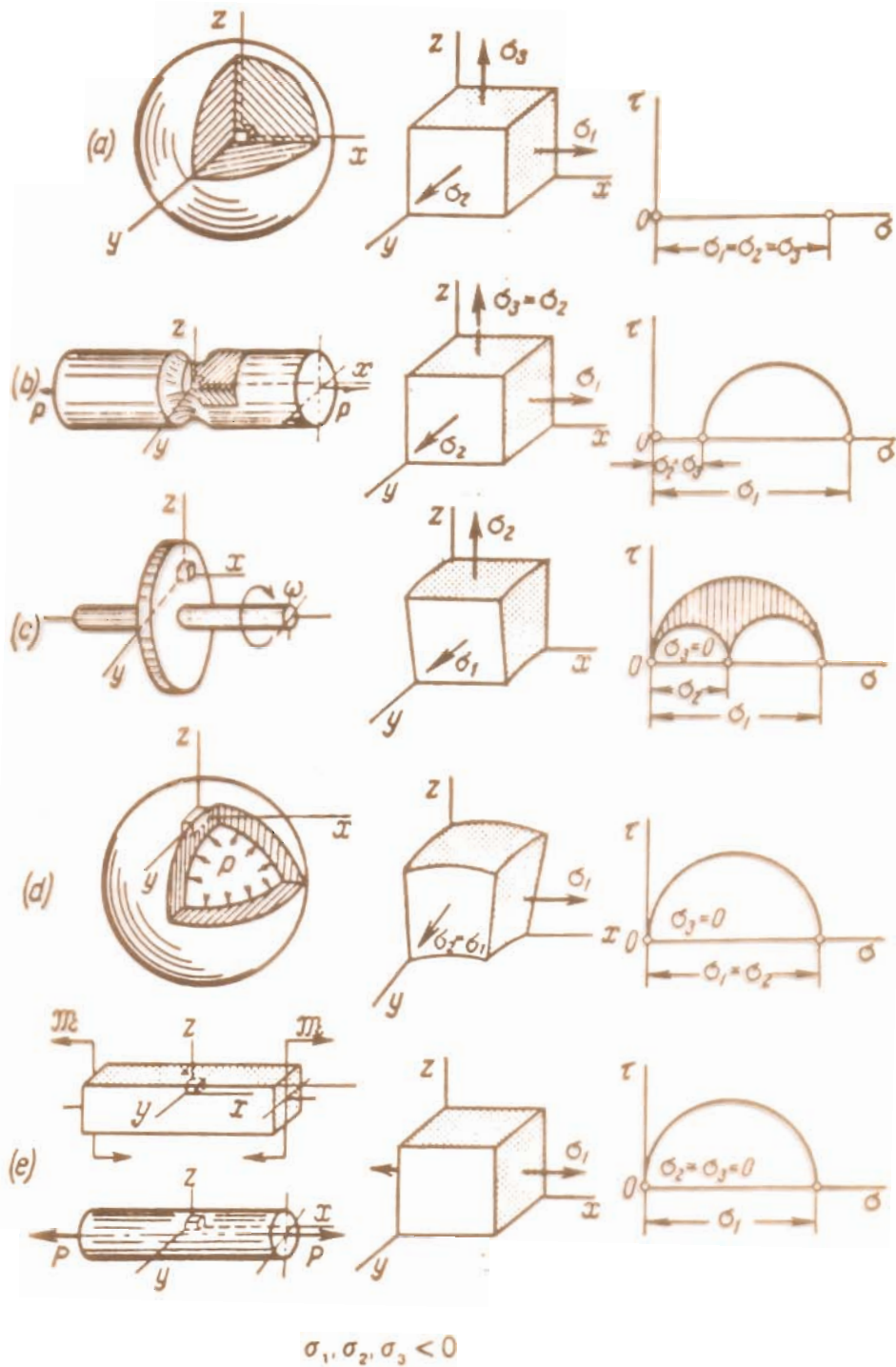
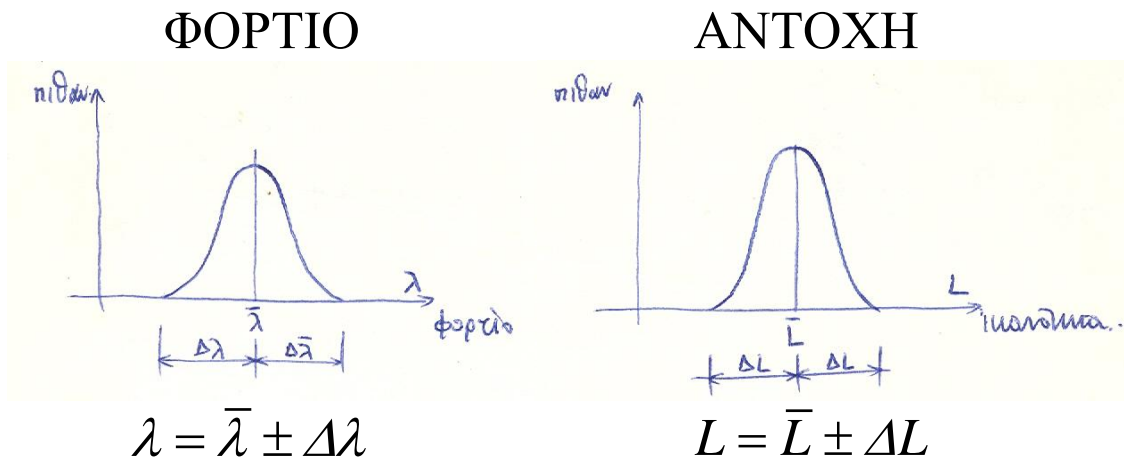


Figure 6.27 Complex states of stress–tension, shear, bending. (from Fedosyev, *Strength of Materials*, by permission of Mir Publishers, Moscow)

Στατιστικός συντελεστής ασφάλειας

Έστω ότι η τάση λ ενός στοιχείου εκφράζεται στατιστικά από τη μέση τιμή $\bar{\lambda}$ και από την διακύμανση $\Delta\lambda$ του φορτίου.

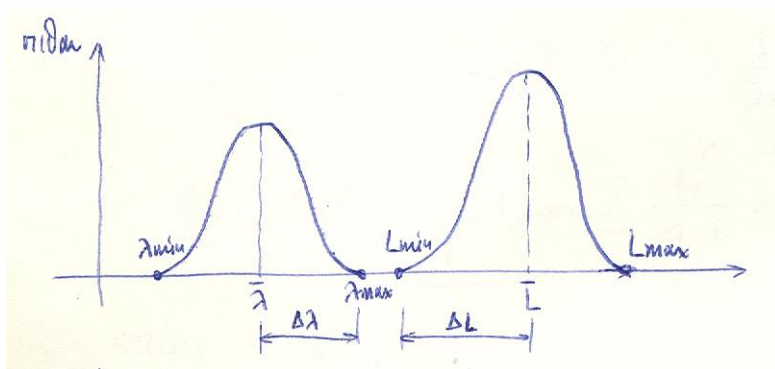
Έστω επίσης ότι η αντοχή του υλικού του εν λόγω στοιχείου επίσης εκφράζεται από την μέση τιμή \bar{L} και από την διακύμανση ΔL της αντοχής.



Σχήμα 6-1: Κανονική κατανομή φορτίου και αντοχής υλικού

Αν θεωρήσουμε ότι δεν υπάρχει επικάλυψη μεταξύ των δύο κατανομών τότε μπορούμε να ορίσουμε σαν μέσο συντελεστή ασφαλείας το λόγο της μέσης τιμής της αντοχής προς την μέση τιμή του φορτίου:

$$\bar{N} = \frac{\bar{L}}{\bar{\lambda}}$$

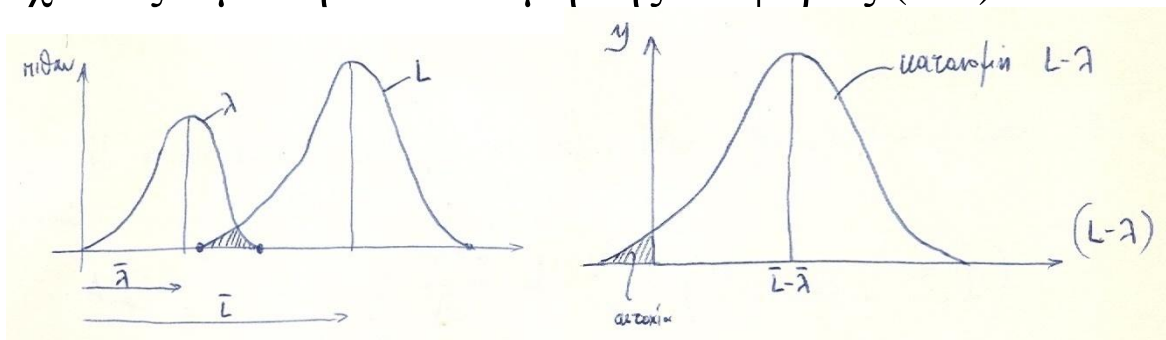


Σχήμα 6-2: Μη επικαλυπτόμενες κατανομές φορτίου και αντοχής

Είναι προφανές ότι:

$$N_{\max} = \frac{L_{\max}}{\lambda_{\min}} \quad \text{και} \quad N_{\min} = \frac{L_{\min}}{\lambda_{\max}}$$

Αν τώρα υπάρχει επικάλυψη μεταξύ των κανονικών κατανομών τότε σχεδιάζουμε την κατανομή της διαφοράς ($L-\lambda$).



Σχήμα 6-3: Επικαλυπτόμενες κατανομές φορτίου και αντοχής

Παρατηρούμε ότι αστοχία έχουμε όταν $(L-\lambda) < 0$. Η επιφάνεια της διαγραμμισμένης περιοχής μας δίνει την πιθανότητα αστοχίας.

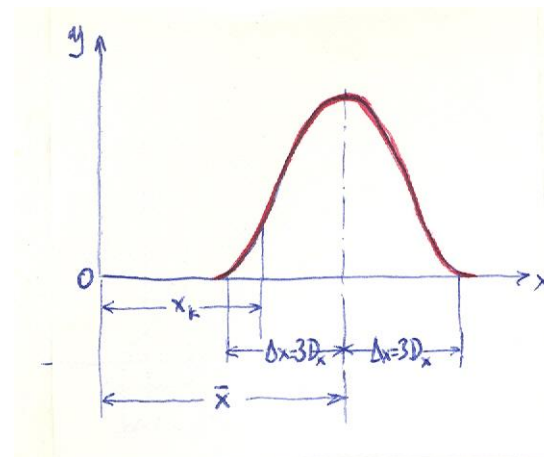
Κανονική κατανομή Gauss

Έστω τώρα ότι η κατανομή $L-\lambda$ ακολουθεί την γνωστή κανονική κατανομή Gauss η οποία περιγράφεται από την ακόλουθη εξίσωση,

$$y_x = \frac{1}{D_x \sqrt{2\pi}} e^{-\frac{(x-\bar{x})^2}{2D_x^2}}$$

όπου η μέση τιμή και η κανονική απόκλιση αντίστοιχα είναι,

$$\bar{x} = \lim_{n \rightarrow \infty} \sum_{k=1}^n \frac{x_k}{n}, \quad D_x^2 = \lim_{n \rightarrow \infty} \sum_{k=1}^n \frac{(x_k - \bar{x})^2}{n-1}$$



Σχήμα 6-4: Κανονική κατανομή Gauss

Έστω η κανονική τιμή της στατιστικής μεταβλητής,

$$t = \frac{x - \bar{x}}{D_x}$$

για την οποία ισχύει:

$$\bar{t} = \lim_{n \rightarrow \infty} \sum_{k=1}^n \frac{t_k}{n} = \lim_{n \rightarrow \infty} \sum_{k=1}^n \frac{x_k - \bar{x}}{nD_x} = \frac{1}{D_x} \left(\lim_{n \rightarrow \infty} \sum_{k=1}^n \frac{x_k}{n} - \lim_{n \rightarrow \infty} \sum_{k=1}^n \frac{\bar{x}}{n} \right) = 0$$

$$D_t^2 = \lim_{n \rightarrow \infty} \sum_{k=1}^n \frac{(t_k - \bar{t})^2}{n-1} = \lim_{n \rightarrow \infty} \sum_{k=1}^n \frac{t_k^2}{n-1} = \lim_{n \rightarrow \infty} \sum_{k=1}^n \frac{(x_k - \bar{x})^2}{D_x^2 (n-1)} = 1$$

οπότε

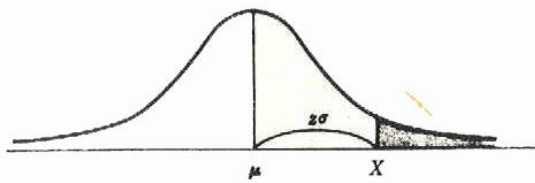
$$y_t = \frac{1}{\sqrt{2\pi}} e^{-\frac{t^2}{2}}$$

Η πιθανότητα να βρίσκεται η μεταβλητή t μεταξύ $-\infty$ και $-t$ είναι,

$$A_{-\infty}^{-t} = \int_{-\infty}^{-t} y_t dt = \int_{-\infty}^{-t} \frac{e^{-t^2/2}}{\sqrt{2\pi}} dt$$

Επίσης λόγω συμμετρίας ισχύει $A_{-\infty}^{-t} = A_t^{\infty}$. Η τιμή του ολοκληρώματος δίνεται από τον ακόλουθο πίνακα:

Πίνακας πιθανοτήτων κανονικής κατανομής Gauss



z	.00	.01	.02	.03	.04	.05	.06	.07	.08	.09
0.0	.5000	.4960	.4920	.4880	.4840	.4801	.4761	.4721	.4681	.4641
0.1	.4602	.4562	.4522	.4483	.4443	.4404	.4364	.4325	.4286	.4247
0.2	.4207	.4168	.4129	.4090	.4052	.4013	.3974	.3936	.3897	.3859
0.3	.3821	.3783	.3745	.3707	.3669	.3632	.3594	.3557	.3520	.3483
0.4	.3446	.3409	.3372	.3336	.3300	.3264	.3228	.3192	.3156	.3121
0.5	.3085	.3050	.3015	.2981	.2946	.2912	.2877	.2843	.2810	.2776
0.6	.2743	.2709	.2676	.2643	.2611	.2578	.2546	.2514	.2483	.2451
0.7	.2420	.2389	.2358	.2327	.2296	.2266	.2236	.2206	.2177	.2148
0.8	.2119	.2090	.2061	.2033	.2005	.1977	.1949	.1922	.1894	.1867
0.9	.1841	.1814	.1788	.1762	.1736	.1711	.1685	.1660	.1635	.1611
1.0	.1587	.1562	.1539	.1515	.1492	.1469	.1446	.1423	.1401	.1379
1.1	.1357	.1335	.1314	.1292	.1271	.1251	.1230	.1210	.1190	.1170
1.2	.1151	.1131	.1112	.1093	.1075	.1056	.1038	.1020	.1003	.0985
1.3	.0968	.0951	.0934	.0918	.0901	.0885	.0869	.0853	.0838	.0823
1.4	.0808	.0793	.0778	.0764	.0749	.0735	.0721	.0708	.0694	.0681
1.5	.0668	.0655	.0643	.0630	.0618	.0606	.0594	.0582	.0571	.0559
1.6	.0548	.0537	.0526	.0516	.0505	.0495	.0485	.0475	.0465	.0455
1.7	.0446	.0436	.0427	.0418	.0409	.0401	.0392	.0384	.0375	.0367
1.8	.0359	.0351	.0344	.0336	.0329	.0322	.0314	.0307	.0301	.0294
1.9	.0287	.0281	.0274	.0268	.0262	.0256	.0250	.0244	.0239	.0233
2.0	.0228	.0222	.0217	.0212	.0207	.0202	.0197	.0192	.0188	.0183
2.1	.0179	.0174	.0170	.0166	.0162	.0158	.0154	.0150	.0146	.0143
2.2	.0139	.0136	.0132	.0129	.0125	.0122	.0119	.0116	.0113	.0110
2.3	.0107	.0104	.0102	.0099	.0096	.0094	.0091	.0089	.0087	.0084
2.4	.0082	.0080	.0078	.0075	.0073	.0071	.0069	.0068	.0066	.0064
2.5	.0062	.0060	.0059	.0057	.0055	.0054	.0052	.0051	.0049	.0048
2.6	.0047	.0045	.0044	.0043	.0041	.0040	.0039	.0038	.0037	.0036
2.7	.0035	.0034	.0033	.0032	.0031	.0030	.0029	.0028	.0027	.0026
2.8	.0026	.0025	.0024	.0023	.0023	.0022	.0021	.0021	.0020	.0019
2.9	.0019	.0018	.0018	.0017	.0016	.0016	.0015	.0015	.0014	.0014
3.0	.0013	.0013	.0013	.0012	.0012	.0011	.0011	.0011	.0010	.0010

Στον ανωτέρω πίνακα για τη τιμή πχ. 2.56 της κανονικής μεταβλητής, πάμε στη γραμμή που αντιστοιχεί στο 2.5 και στη στήλη που αντιστοιχεί στο 0.06 και βρίσκουμε την πιθανότητα (δηλαδή το εμβαδόν της γραμμοσκιασμένης επιφάνειας ίσο με $A = 0.0052$ ή 0.52%. Προσεγγιστικά ισχύει η ακόλουθη σχέση που συνδέει την πιθανότητα με την τιμή της κανονικής μεταβλητής,

$$t_f = \frac{1.29}{\left(A_{-\infty}^{-t_f}\right)^{0.128}}$$

Αστοχία μηχανολογικών συστημάτων

Έστω η τυπική απόκλιση της διαφοράς

$$D_{L-\lambda}^2 = D_L^2 + D_\lambda^2$$

της μέσης τιμής

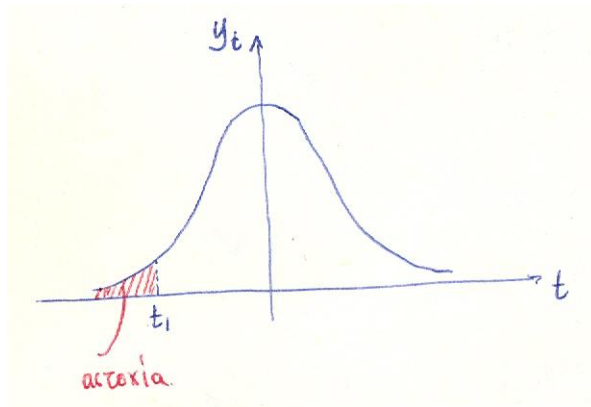
$$\overline{L-\lambda} = \bar{L} - \bar{\lambda}$$

και η κανονική τιμή της στατιστικής μεταβλητής

$$t = \frac{(L-\lambda) - (\bar{L} - \bar{\lambda})}{D_{L-\lambda}}$$

Αστοχία υπάρχει όταν $L - \lambda = 0$ ή $t_1 = \frac{0 - (\bar{L} - \bar{\lambda})}{D_{L-\lambda}} = -\frac{\bar{L} - \bar{\lambda}}{D_{L-\lambda}}$

και η πιθανότητα αστοχίας είναι $A_{-\infty}^{t_1}$



Αν ορίσουμε με N τον στατιστικό συντελεστή ασφάλειας, και με $N = \bar{L} / \bar{\lambda}$ τον μέσο συντελεστή ασφάλειας έχουμε,

$$t_1 = \frac{\bar{L} - N\bar{\lambda}}{D_{L-\lambda}} = \frac{\bar{L} - N\bar{\lambda}}{\sqrt{D_\lambda^2 + D_L^2}} = \frac{3(\bar{L} - N\bar{\lambda})}{\sqrt{\Delta\lambda^2 + \Delta L^2}} = \frac{3(\bar{N} - N)}{\sqrt{(\Delta\lambda / \bar{\lambda})^2 + (\Delta L / \bar{L})^2}}$$

και επιλύοντας ως προς N έχουμε για τον στατιστικό συντελεστή ασφάλειας,

$$N = \bar{N} - \frac{t_1}{3} \sqrt{(\Delta\lambda / \bar{\lambda})^2 + \bar{N}^2 (\Delta L / \bar{L})^2}$$

Προσεγγιστικά μπορούμε να πάρουμε την εξής σχέση για τον στατιστικό συντελεστή ασφάλειας αν απαλείψουμε την μεταβλητή t_1 .

$$t_1 = \frac{\bar{L} - N\bar{\lambda}}{D_{L-\lambda}} = \frac{1.29}{\left(A_{-\infty}^{-t_1}\right)^{0.128}} \Rightarrow$$

$$\bar{L} - N\bar{\lambda} = \frac{1.29 D_{L-\lambda}}{\left(A_{-\infty}^{-t_1}\right)^{0.128}} \Rightarrow$$

$$N\bar{\lambda} = \bar{L} - \frac{1.29 D_{L-\lambda}}{\left(A_{-\infty}^{-t_1}\right)^{0.128}} \Rightarrow$$

$$N = \bar{N} - \frac{1.29 \sqrt{D_{\lambda}^2 + D_L^2}}{\bar{\lambda} \left(A_{-\infty}^{-t_1}\right)^{0.128}}$$

και επειδή $D_{\lambda} = \Delta\lambda/3$ και $D_L = \Delta L/3$

$$N = \bar{N} - \frac{0.43 \sqrt{\Delta\lambda^2 + \Delta L^2}}{\bar{\lambda} \left(A_{-\infty}^{-t_1}\right)^{0.128}} \Rightarrow$$

$$N = \bar{N} - \frac{0.43 \sqrt{\left(\Delta\lambda/\bar{\lambda}\right)^2 + \left(\Delta L/\bar{L}\right)^2} \bar{N}^2}{\left(A_{-\infty}^{-t_1}\right)^{0.128}}$$

ΑΣΚΗΣΗ: Στατιστική επεξεργασία δείγματος

Σε μια παρτίδα από 250 ράβδους η αντοχή εφελκυσμού S_y βρέθηκε 3200 kp/cm^2 με μια κανονική απόκλιση 300 kp/cm^2 . Αν υποθέσουμε ότι η αντοχή ακολουθεί την κανονική κατανομή,

(α) Πόσες ράβδοι έχουν αντοχή μικρότερη από 2900 kp/cm^2 ;

(β) Πόσες ράβδοι έχουν αντοχή μεταξύ 2900 και 4000 kp/cm^2 ;

ΛΥΣΗ:

$$(α) \quad \bar{x} = \bar{L} = 3200, \quad D_x = 300$$

Ζητείται ο αριθμός των κομματιών με αντοχή 2899 ή μικρότερη.

$$t_1 = \frac{x - \bar{x}}{D_x} = \frac{2899 - 3200}{300} = -1$$

Η επιφάνεια κάτω από την καμπύλη κανονικής κατανομής αριστερά από $t_1 = -1$, είναι λόγω συμμετρίας όση και η επιφάνεια δεξιά από $t_1 = 1$. Από τον Πίνακα πιθανοτήτων κανονικής κατανομής Gauss, λαμβάνουμε,

$$A = 0.1587$$

Άρα 15.87% του δείγματος έχει αντοχή μικρότερη από 2900 kp/cm^2 , ή

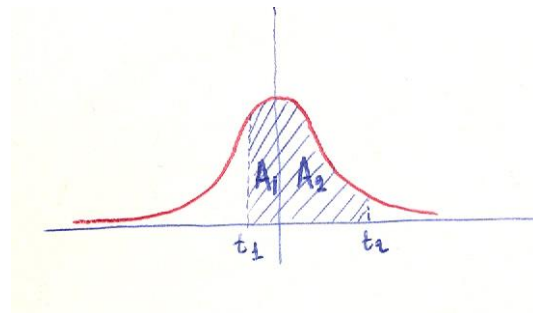
$$N = 250 \times 0.1587 = 39.675 = 40 \text{ ράβδοι.}$$

(β) Όμοια

$$t_2 = \frac{x - \bar{x}}{D_x} = \frac{3999 - 3200}{300} = 2.66 \quad \text{και}$$

$$t_1 = \frac{x - \bar{x}}{D_x} = \frac{2901 - 3200}{300} = -0.99$$

Αναζητούμε την επιφάνεια κάτω από την κανονική καμπύλη μεταξύ t_1 και t_2 .



$$A_{t_1} = 0.1611 \Rightarrow A_1 = 0.5 - A_{t_1} = 0.3389$$

$$A_{t_2} = 0.0039 \Rightarrow A_2 = 0.5 - A_{t_2} = 0.4961$$

$$A = A_1 + A_2 = 0.3389 + 0.4961 = 0.8350$$

Άρα μεταξύ 2900 και 4000 βρίσκεται η αντοχή, $N = 250 \times 0.8350 = 208.75 = 208$ ράβδων.

4 Σχεδιασμός για στατική αντοχή

Όταν δυνάμεις επιδρούν επί ενός στοιχείου τότε αναπτύσσονται σ' αυτό τάσεις που είναι μονοαξονικές, διαξονικές ή τριαξονικές. Η περίπτωση της μονοαξονικής καταπόνησης είναι φυσικά η πιο απλή. Αρκεί να προσδιοριστεί η τάση και να συγκριθεί με την επιτρεπόμενη τάση του υλικού. Στις περιπτώσεις όμως της διαξονικής ή ακόμα και της τριαξονικής εντατικής κατάστασης, ποια είναι εκείνη η ισοδύναμη μονοαξονική εντατική κατάσταση που φέρει το ίδιο εντατικό αποτέλεσμα με την πολυαξονική; Η εύρεση μιας τέτοιας ισοδύναμης τάσης διευκολύνει την επίλυση σύνθετων φορτίσεων. Στο ερώτημα αυτό απάντηση έρχονται να δώσουν οι διάφορες θεωρίες αστοχίας.

Θεωρίες αστοχίας

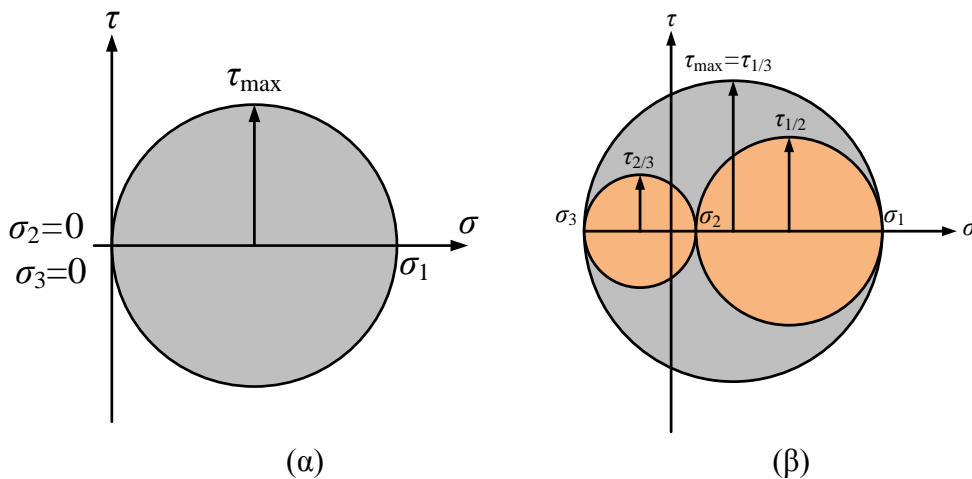
Οι θεωρίες αστοχίας χωρίζονται σε δύο κατηγορίες:

1. Αυτές που αφορούν όλκιμα υλικά
 - a. Θεωρία Μέγιστης Διατμητικής Τάσης (ΜΔΤ)
 - b. Θεωρία Έργου Παραμόρφωσης (ΘΕΠ)
2. Αυτές που αφορούν ψαθυρά υλικά
 - a. Θεωρία Μέγιστης Ορθής Τάσης (ΜΟΤ)
 - b. Θεωρία Coulomb-Mohr για ψαθυρά υλικά
 - c. Τροποποιημένη θεωρία Coulomb-Mohr για ψαθυρά υλικά

4.1 Θεωρία Μέγιστης Διατμητικής Τάσης (ΜΔΤ)

Σύμφωνα με τη θεωρία της Μέγιστης Διατμητικής Τάσης (ΜΔΤ) αστοχία με την έννοια της διαρροής συμβαίνει όταν η μέγιστη διατμητική τάση για ένα συνδυασμό κύριων τάσεων ισούται ή ξεπερνάει την τιμή που λαμβάνεται για την διατμητική τάση κατά την πλαστική διαρροή στο πείραμα εφελκυσμού.

Στην μονοαξονική περίπτωση (δοκίμιο σε εφελκυσμό) υπάρχει μόνο η σ_1 (ενώ $\sigma_2 = \sigma_3 = 0$) η οποία ισούται με S_y στην πλαστική διαρροή.



Σχήμα 4-1: Κύκλος Mohr για μονοαξονική και γενική εντατική κατάσταση

Επομένως από τον κύκλο του Mohr:
$$\tau_{\max} = \frac{1}{2} \sigma_1 = \frac{S_y}{2}$$

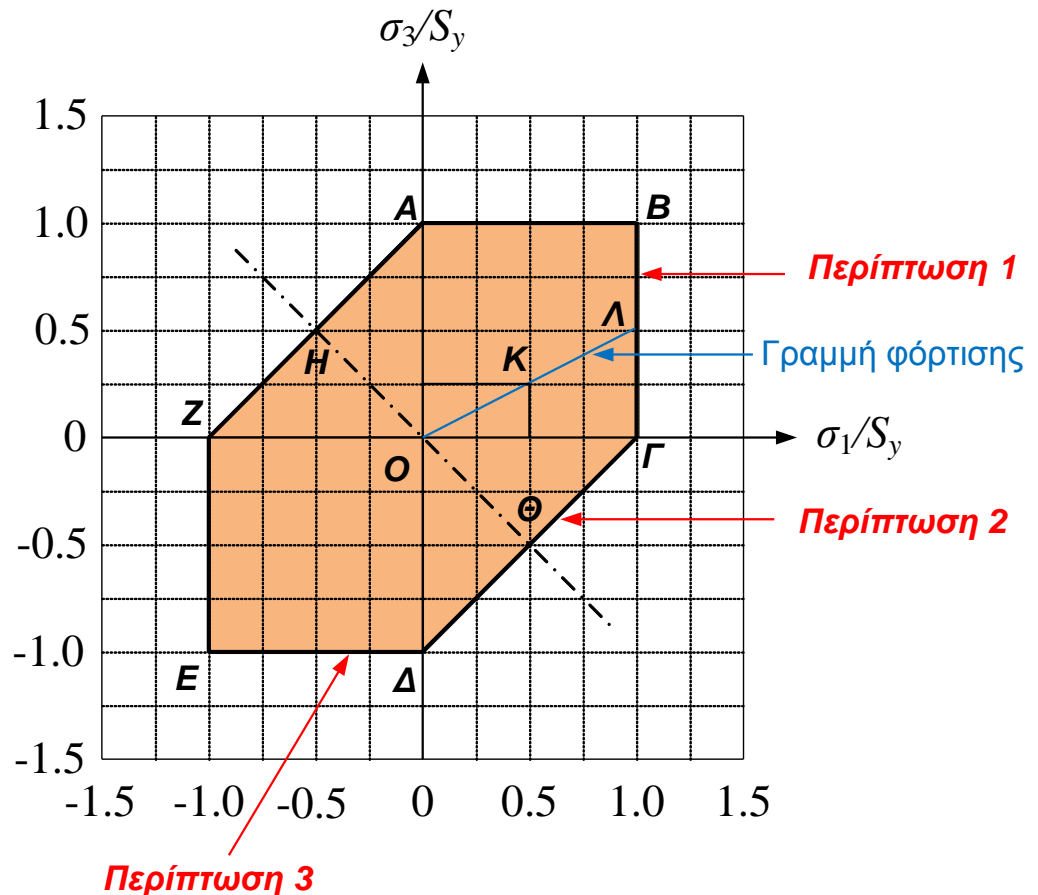
Σε μια γενική εντατική κατάσταση και αν $\sigma_1 \geq \sigma_2 \geq \sigma_3$ τότε η μέγιστη διατμητική τάση είναι:

$$\tau_{\max} = \tau_{1/3} = \frac{\sigma_1 - \sigma_3}{2} \leq S_{sy} = \frac{S_y}{2}$$

Πολύ συνηθισμένα είναι τα προβλήματα επίπεδης τάσης, όπου μια από τις τρεις κύριες τάσεις είναι μηδέν, έστω $\sigma_2 = 0$. Εδώ μπορούμε να διακρίνουμε τις εξής τρεις περιπτώσεις.

1. **Περίπτωση 1^η**: $\sigma_1 \geq \sigma_3 \geq 0$ (και οι δύο τάσεις θετικές). Ο δυσμενέστερος συνδυασμός είναι όταν $\sigma_3 = 0$. Αστοχία έχουμε εδώ όταν $\sigma_1/S_y \geq 1$ (δεξιά από την ευθεία ΒΓ,). Βεβαίως αν η σ_3 είναι η μεγαλύτερη τότε αστοχία θα συμβεί πάνω από την ΑΒ.
2. **Περίπτωση 2^η**: $\sigma_1 \geq 0 \geq \sigma_3$ (μια θετική και μια αρνητική). Αστοχία συμβαίνει όταν $\sigma_1 - \sigma_3 \geq S_y$ (δεξιά από την ευθεία ΓΔ).
3. **Περίπτωση 3^η**: $0 \geq \sigma_1 \geq \sigma_3$ (και οι δυο τάσεις αρνητικές). Εδώ έχουμε αστοχία αν $\sigma_3 \geq -S_y$ (κάτω από την ευθεία ΕΔ).

Να παρατηρήσουμε ότι η ευθεία $H\Theta$ αντιπροσωπεύει την περίπτωση της καθαρής διάτμησης. Τα σημεία H και Θ αντιστοιχούν σε $S_y/2$, πάνω από την οποία έχουμε αστοχία λόγω καθαρής διάτμησης.

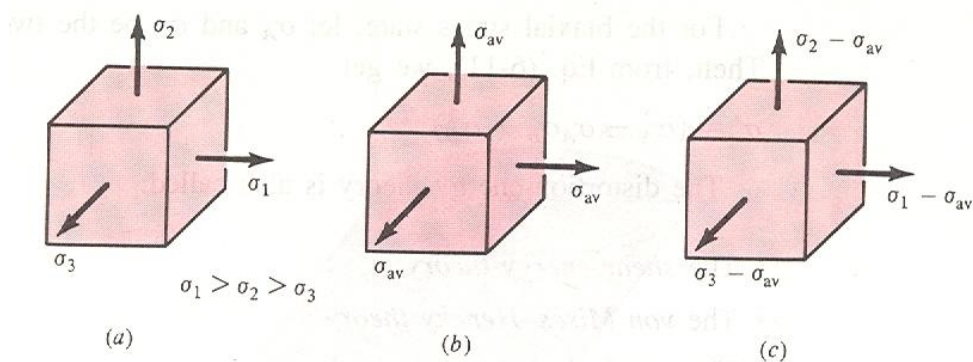


Έστω τώρα $K(\sigma_1/S_y, \sigma_3/S_y)$ το σημείο που αντιπροσωπεύει την εντατική κατάσταση του υπο εξέταση στοιχείου. Σε κάθε περίπτωση ορίζεται ως συντελεστής ασφάλειας N ο αριθμός που εκφράζει την απόσταση του σημείου K από το σημείο αστοχίας A ($N = OA/OK$).

4.2 Θεωρία έργου παραμόρφωσης (ΘΕΠ)

Η θεωρία του έργου παραμόρφωσης προβλέπει ότι αστοχία σε διαρροή θα συμβεί, όταν η ενέργεια παραμόρφωσης ανά μονάδα όγκου φθάσει ή ξεπεράσει την ενέργεια παραμόρφωσης ανά μονάδα όγκου που αντιστοιχεί σε τάση ίση με το όριο διαρροής, στο πείραμα του εφελκυσμού ή της θλίψης.

Η θεωρία του έργου παραμόρφωσης προέρχεται από την παρατήρηση ότι όλκιμα υλικά σε υδροστατική τάση εμφανίζουν αντοχή σε διαρροή πολύ μεγαλύτερη από τις τιμές που δίνονται για απλό εφελκυσμό. Έτσι θεωρήθηκε ως δεδομένο ότι η διαρροή υλικού δεν είναι απλά ένα φαινόμενο εφελκυσμού ή θλίψης, αλλά μάλλον συνδέεται κάπως με την γωνιακή παραμόρφωση του υπό τάση στοιχείου. Για να δείξουμε τη θεωρία ας θεωρήσουμε το Σχήμα 4-2(α), όπου φαίνεται ένα στοιχείο μοναδιαίου όγκου με τρεις κύριες τάσεις τέτοιες ώστε $\sigma_1 > \sigma_2 > \sigma_3$. Η εντατική κατάσταση στο Σχήμα 4-2(β) είναι υδροστατικού τύπου, εφελκυστική λόγω των τάσεων $\sigma_{av} = (\sigma_1 + \sigma_2 + \sigma_3)/3$. Επομένως το στοιχείο (β) υφίσταται καθαρή μεταβολή όγκου, χωρίς γωνιακές παραμορφώσεις. Αν αφαιρέσουμε το (β) από το (α) θα λάβουμε το (γ), το οποίο παρουσιάζει καθαρή γωνιακή παραμόρφωση, χωρίς αλλαγή στον όγκο του.



Σχήμα 4-2: (α) Μοναδιαίο στοιχείο με τρεις διαφορετικές κύριες τάσεις, (β) Το στοιχείο με ομοιόμορφη τάση (μέσον όρο των κυρίων τάσεων) υφίσταται μόνο μεταβολή όγκου, (γ) Στοιχείο με γωνιακή παραμόρφωση χωρίς μεταβολή όγκου

Η συνολική ενέργεια παραμόρφωσης σε στοιχείο μοναδιαίου όγκου με τρεις κύριες τάσεις είναι:

$$U = \frac{1}{2}(\sigma_1 \varepsilon_1 + \sigma_2 \varepsilon_2 + \sigma_3 \varepsilon_3)$$

όπου

$$\varepsilon_1 = \frac{1}{E}(\sigma_1 - \nu\sigma_2 - \nu\sigma_3), \quad \varepsilon_2 = \frac{1}{E}(\sigma_2 - \nu\sigma_3 - \nu\sigma_1), \quad \varepsilon_3 = \frac{1}{E}(\sigma_3 - \nu\sigma_1 - \nu\sigma_2)$$

Οπότε αντικαθιστώντας έχουμε,

$$U = \frac{1}{2E}[\sigma_1^2 + \sigma_2^2 + \sigma_3^2 - 2\nu(\sigma_1\sigma_2 + \sigma_2\sigma_3 + \sigma_3\sigma_1)]$$

Αν θεωρήσουμε ότι το στοιχείο καταπονείται από

$$\sigma_{av} = (\sigma_1 + \sigma_2 + \sigma_3)/3$$

και $\sigma_1 - \sigma_{av}$, $\sigma_2 - \sigma_{av}$, $\sigma_3 - \sigma_{av}$, αντίστοιχα τότε η ενέργεια λόγω μεταβολής όγκου είναι:

$$U_{av} = \frac{3(1-2\nu)}{2E} \sigma_{av}^2 = \frac{1-2\nu}{6E} (\sigma_1 + \sigma_2 + \sigma_3)^2$$

Έτσι η ενέργεια που οφείλεται στη παραμόρφωση μόνο θα είναι:

$$U_d = U - U_{av} = \frac{1+\nu}{3E}[\sigma_1^2 + \sigma_2^2 + \sigma_3^2 - \sigma_1\sigma_2 - \sigma_2\sigma_3 - \sigma_3\sigma_1]$$

Η ενέργεια παραμόρφωσης στο πείραμα του εφελκυσμού, όταν η τάση έχει φτάσει το όριο διαρροής S_y είναι:

$$U_d = \frac{1+\nu}{3E} S_y^2$$

Εξισώνοντας τα δεξιά μέλη των δύο τελευταίων εξισώσεων, και λαμβάνοντας υπ' όψη ότι η ισοδύναμη τάση πρέπει να απέχει N φορές από το όριο διαρροής έχουμε:

$$\sigma_{eq} = \sqrt{\sigma_1^2 + \sigma_2^2 + \sigma_3^2 - \sigma_1\sigma_2 - \sigma_2\sigma_3 - \sigma_3\sigma_1} \leq \frac{S_y}{N}$$

(για τρισδιάστατη εντατική κατάσταση)

$$\text{ή} \quad \sigma_{eq} = \sqrt{\frac{(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 + (\sigma_3 - \sigma_1)^2}{2}} \leq \frac{S_y}{N}$$

$$\text{ή } \sigma_{eq} = \sqrt{2\left(\frac{\sigma_1 - \sigma_2}{2}\right)^2 + 2\left(\frac{\sigma_2 - \sigma_3}{2}\right)^2 + 2\left(\frac{\sigma_3 - \sigma_1}{2}\right)^2} \leq \frac{S_y}{N}$$

$$\sigma_{eq} = \sqrt{\sigma_1^2 - \sigma_1\sigma_3 + \sigma_3^2} \leq \frac{S_y}{N}$$

(για επίπεδη εντατική κατάσταση)

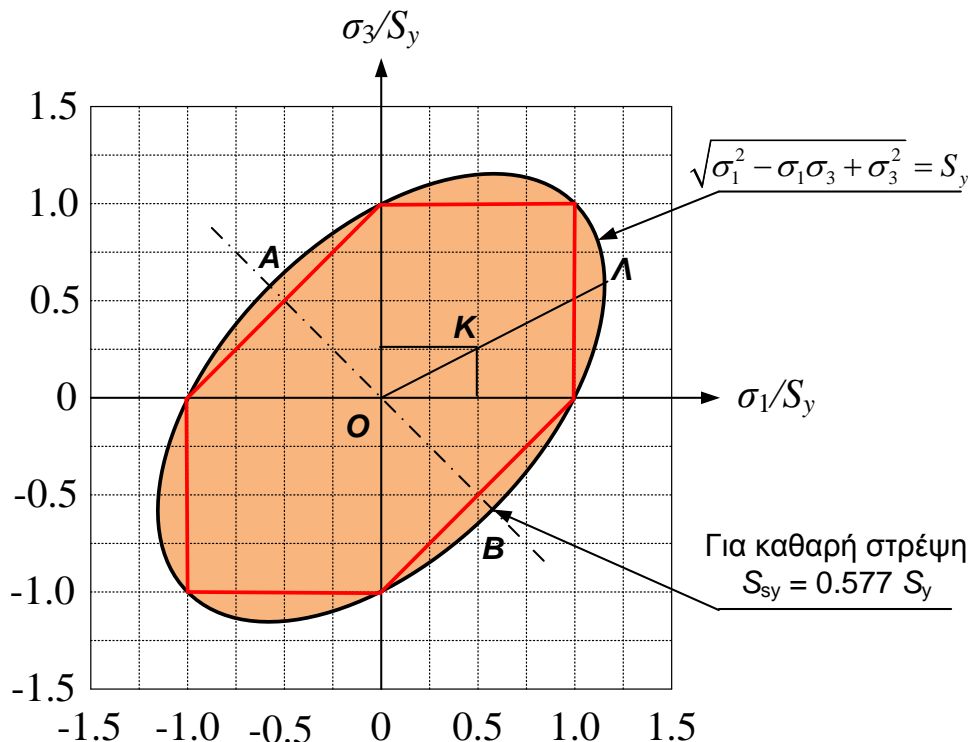
Χρησιμοποιώντας xyz συντεταγμένες η ισοδύναμη τάση μπορεί να γραφεί:

$$\sigma_{eq} = \frac{1}{\sqrt{2}} \sqrt{(\sigma_x - \sigma_y)^2 + (\sigma_y - \sigma_z)^2 + (\sigma_z - \sigma_x)^2 + 6(\tau_{xy}^2 + \tau_{yz}^2 + \tau_{zx}^2)} \leq \frac{S_y}{N}$$

$$\sigma_{eq} = \sqrt{\sigma_x^2 - \sigma_x\sigma_y + \sigma_y^2 + 3\tau_{xy}^2} \leq \frac{S_y}{N}$$

$$\sigma_{eq} = \sqrt{\sigma_x^2 + 3\tau_{xy}^2} \leq \frac{S_y}{N}$$

(για μονοαξονική εντατική κατάσταση)



Σχήμα 4-3: Θεωρία Έργου Παραμόρφωσης, σε επίπεδη εντατική κατάσταση (Η κόκκινη γραμμή παριστάνει την θεωρία Μέγιστης Διατμητικής Τάσης)

Στην περίπτωση της καθαρής διάτμησης όπου $\sigma_x = \sigma_y = 0$, αντικαθιστώντας λαμβάνουμε:

$$\sqrt{\sigma_x^2 - \sigma_x \sigma_y + \sigma_y^2 + 3\tau_{xy}^2} = S_y \Rightarrow \tau_{xy} = \frac{S_y}{\sqrt{3}} = 0.577S_y \Rightarrow$$

$$S_{sy} = 0.577S_y$$

Από την τελευταία σχέση προκύπτει ότι σύμφωνα με την ΘΕΠ το όριο διαρροής σε διάτμηση είναι το 57.7% του ορίου διαρροής σε εφελκυσμό. Αυτό δείχνεται στο Σχήμα 4-3, στο σημείο Β, ενώ η αντίστοιχη τιμή της ΜΔΤ (πιο συντηρητική), είναι 50%.

4.3 Θεωρία Μέγιστης Ορθής Τάσης (MOT)

Η θεωρία της μέγιστης ορθής τάσης προβλέπει αστοχία του υλικού όταν η μεγαλύτερη από τις κύριες τάσεις γίνει ίση με το όριο διαρροής S_y ή το όριο θραύσης S_u . Εφαρμόζεται κυρίως σε ψαθυρά υλικά οπότε σαν βάση λαμβάνεται συνήθως το όριο θραύσης S_u .

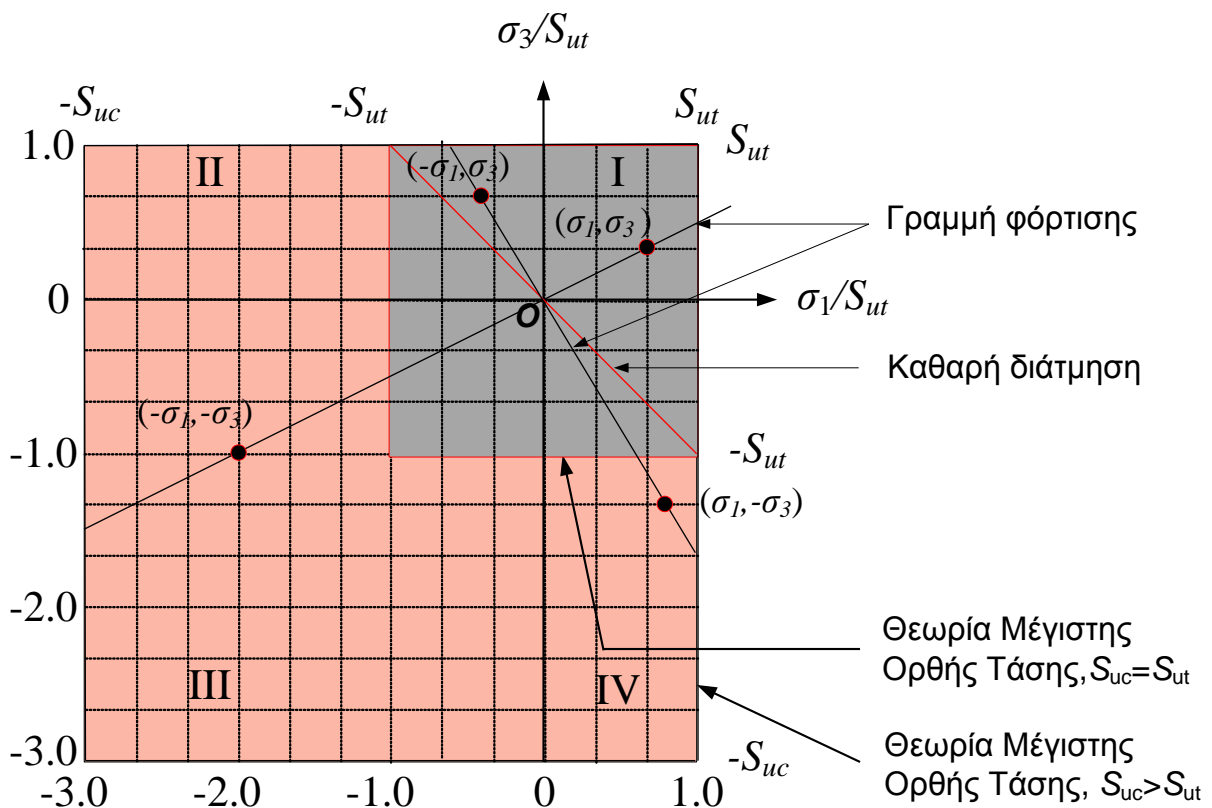
Αν η γραμμή φόρτισης βρίσκεται στο I ή III τεταρτημόριο, τότε αστοχία συμβαίνει όταν η μέγιστη θετική κύρια τάση υπερβεί το όριο αντοχής του υλικού σε εφελκυσμό, ή όταν η μέγιστη κατ'απόλυτη τιμή αρνητική κύρια τάση υπερβεί την απόλυτη τιμή του ορίου αντοχής σε θλίψη:

$$\max(\sigma_1, \sigma_3) \geq S_{ut} \quad \text{ή} \quad \max(|\sigma_1|, |\sigma_3|) \geq |S_{uc}|$$

Και επομένως αν N ο συντελεστής ασφαλείας, οι αντίστοιχες εξισώσεις σχεδιασμού είναι:

$$\max(\sigma_1, \sigma_3) \leq \frac{S_{ut}}{N} \quad \text{ή} \quad \max(|\sigma_1|, |\sigma_3|) \leq \frac{|S_{uc}|}{N}$$

Αν η γραμμή φόρτισης βρίσκεται στο II ή στο IV τεταρτημόριο, όπου υπάρχει εφελκυσμός και θλίψη στις δύο κύριες διευθύνσεις τότε η θεωρία δεν είναι αξιόπιστη, διότι παρατηρείται αστοχία εντός της «ασφαλούς περιοχής». Για τον λόγο αυτό διατυπώθηκε η θεωρία Coulomb-Mohr.



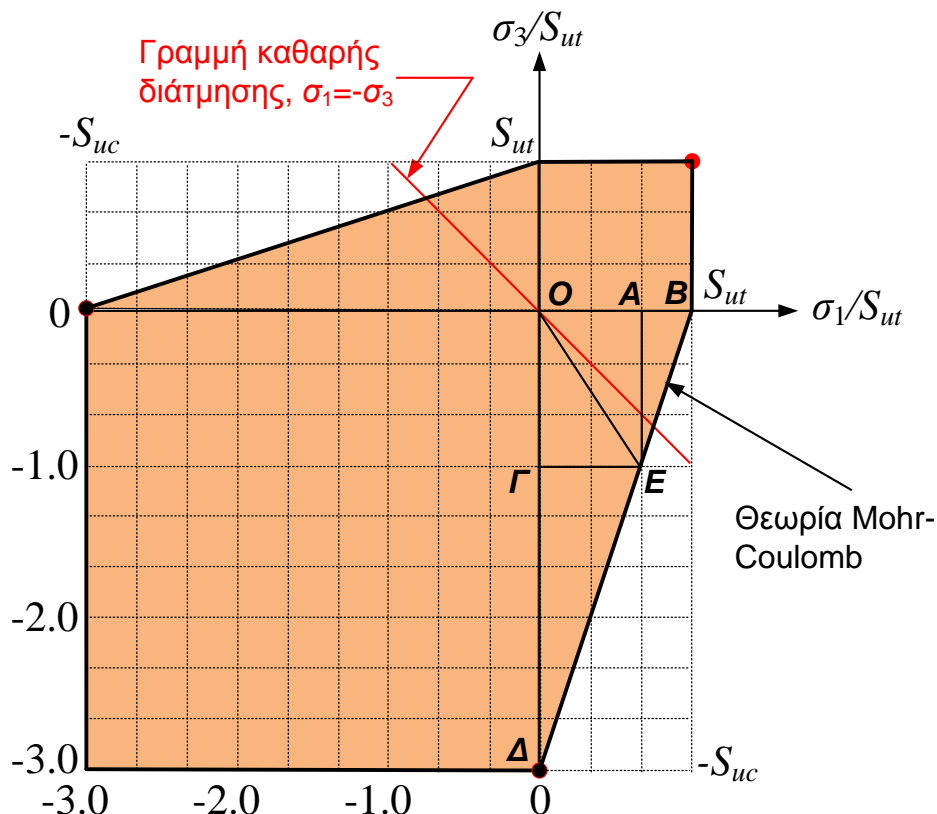
4.4 Θεωρία των Coulomb-Mohr

Στο Σχήμα 4-4 φαίνεται η περιοχή ασφαλούς φόρτισης σύμφωνα με τη θεωρία. Παρατηρούμε ότι οι διαφοροποιήσεις αφορούν τα τεταρτημόρια II και IV. Έστω ΟΓ η γραμμή φόρτισης. Τότε από την ομοιότητα των τριγώνων ΑΒΕ και ΟΒΔ έχουμε:

$$\frac{AB}{OB} = \frac{AE}{OD} \Rightarrow \frac{S_{ut} - \sigma_1}{S_{ut}} = \frac{\sigma_3}{S_{uc}} \Rightarrow$$

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

Άρα αστοχία έχουμε όταν το άθροισμα των λόγων των κυρίων τάσεων προς τα αντίστοιχα όρια αστοχίας υπερβεί τη μονάδα.



Σχήμα 4-4: Θεωρία Coulomb-Mohr

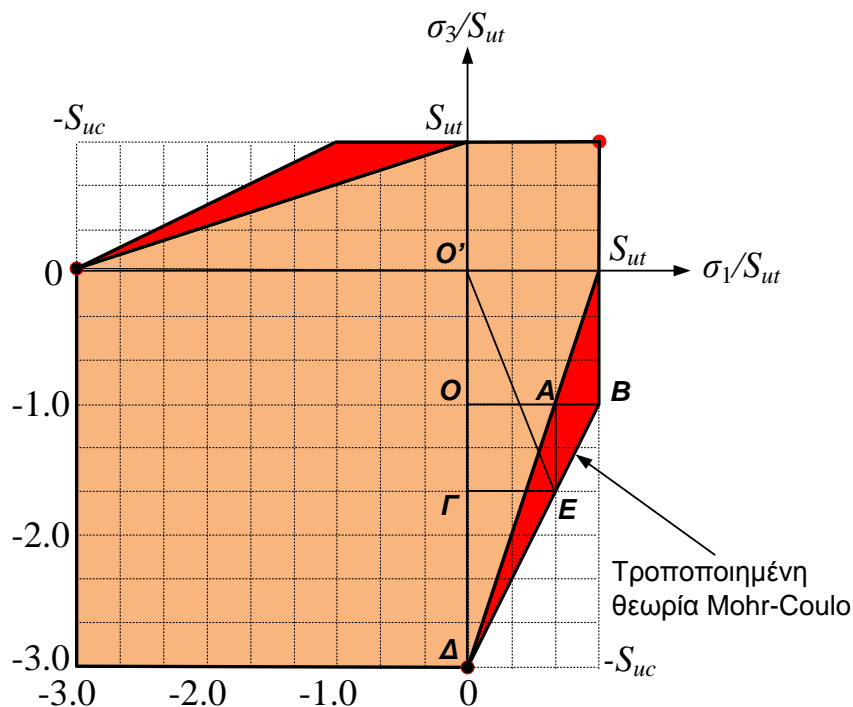
4.4 Τροποποιημένη θεωρία των Coulomb-Mohr

Η τροποποιημένη θεωρία των Mohr-Coulomb όπως φαίνεται στο Σχήμα 4-5, προσθέτει στην ασφαλή περιοχή της θεωρίας των Mohr-Coulomb, δύο επί πλέον μικρές περιοχές (τα δύο κόκκινα τρίγωνα). Έστω $O'E$ η γραμμή φόρτισης και $OA = \sigma_1$, και $OG = \sigma_3$. Τότε από την ομοιότητα των τριγώνων ABE και $OB\Delta$ έχουμε:

$$\frac{AB}{OB} = \frac{AE}{O\Delta} \Rightarrow \frac{S_{ut} - \sigma_1}{S_{ut}} = \frac{\sigma_3 - S_{ut}}{S_{uc} - S_{ut}} \Rightarrow$$

$$\frac{\sigma_1}{S_{ut}} + \frac{\sigma_3}{S_{uc} - S_{ut}} = \frac{S_{uc}}{S_{uc} - S_{ut}} = \lambda$$

Έτσι βάσει της ανωτέρω σχέσης αστοχία έχουμε όταν το άθροισμα των λόγων των τάσεων προς τις αντίστοιχες τιμές των αντοχών ξεπεράσει το λόγο ανομοιομορφίας των αντοχών θλίψης και εφελκυσμού λ .



Σχήμα 4-5: Τροποποιημένη θεωρία Mohr

ΔΥΝΑΜΙΚΗ ΚΑΤΑΠΟΝΗΣΗ : ΚΟΠΟΣ

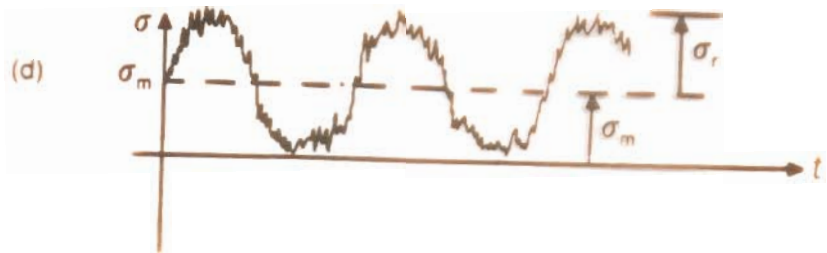
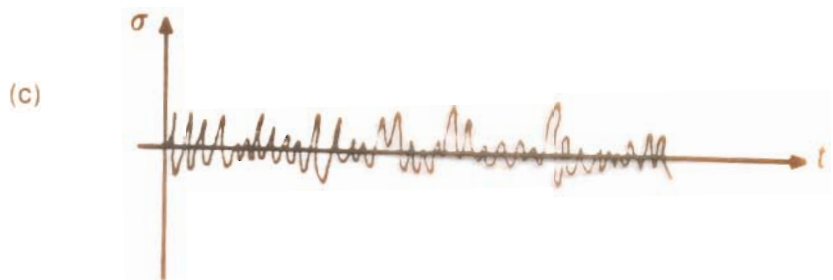
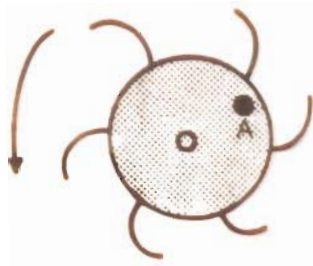
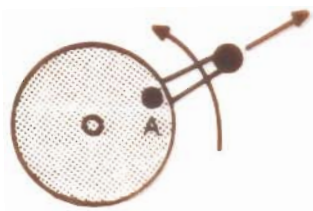
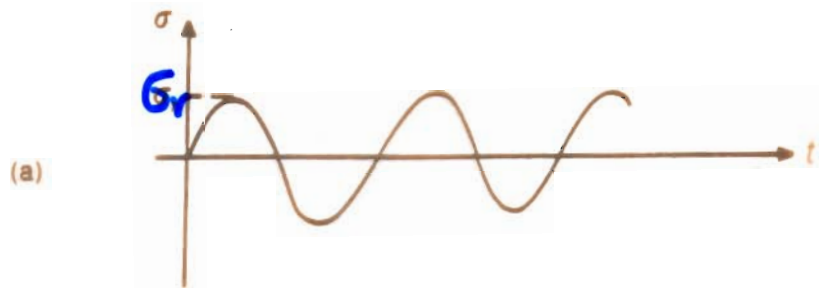
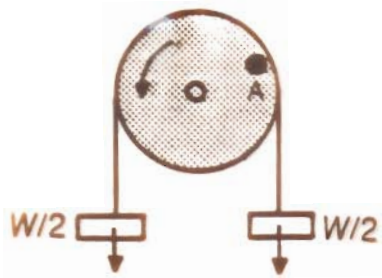


Figure 7.4 Modes of dynamic loading

ΚΑΜΠΥΛΕΣ ΚΟΠΩΣΗΣ

(Woehler)

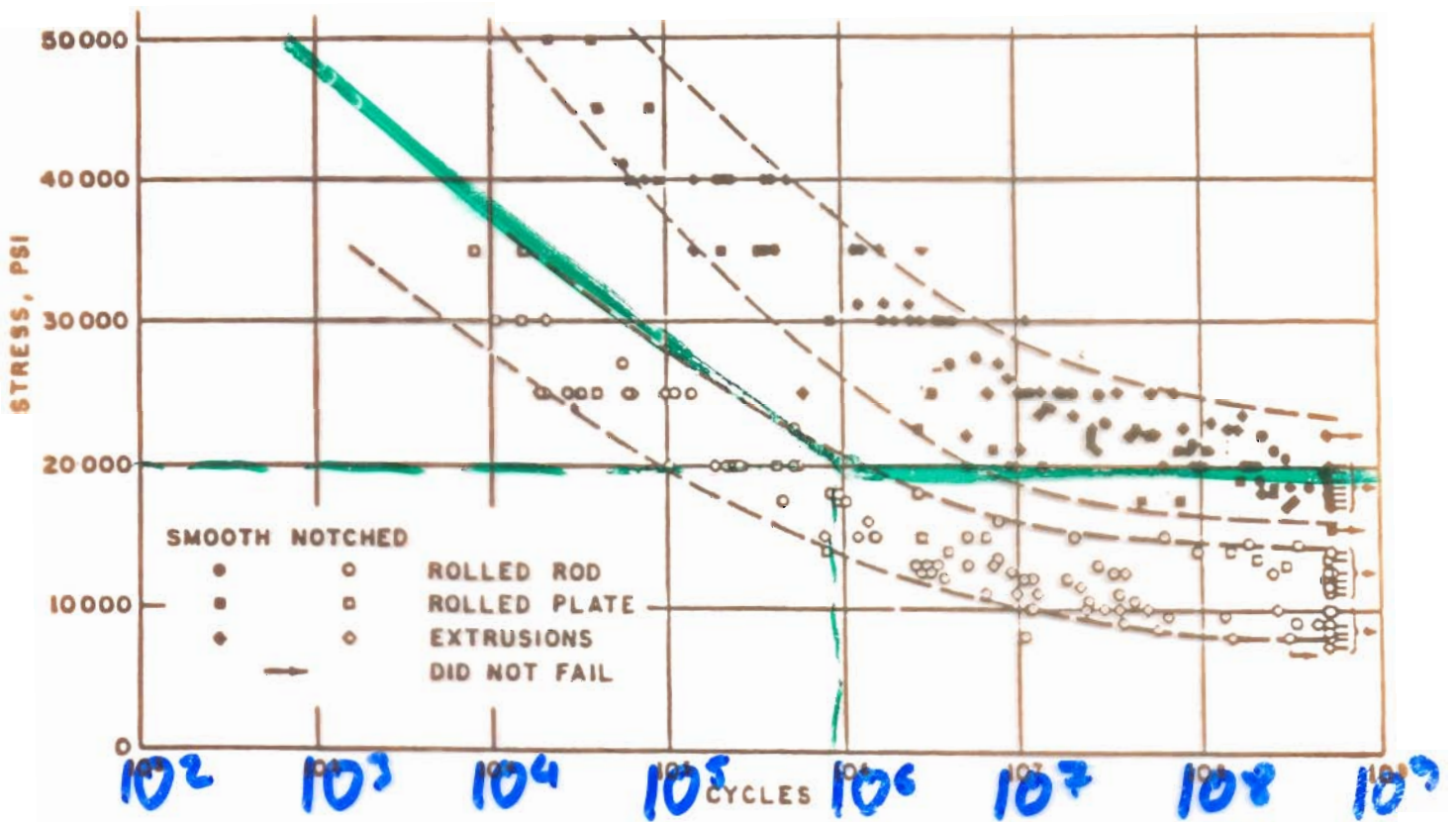
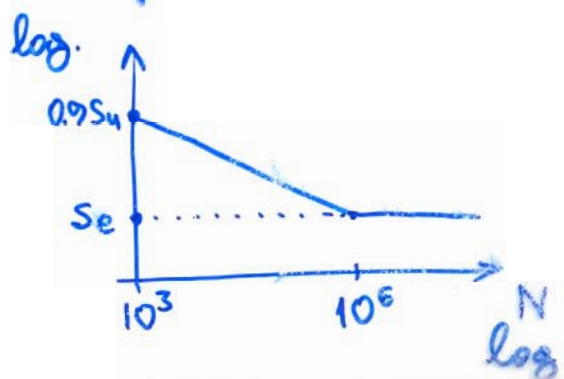


Figure 7.5 Fatigue curves (Woehler). (Courtesy ASME)

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



C_F

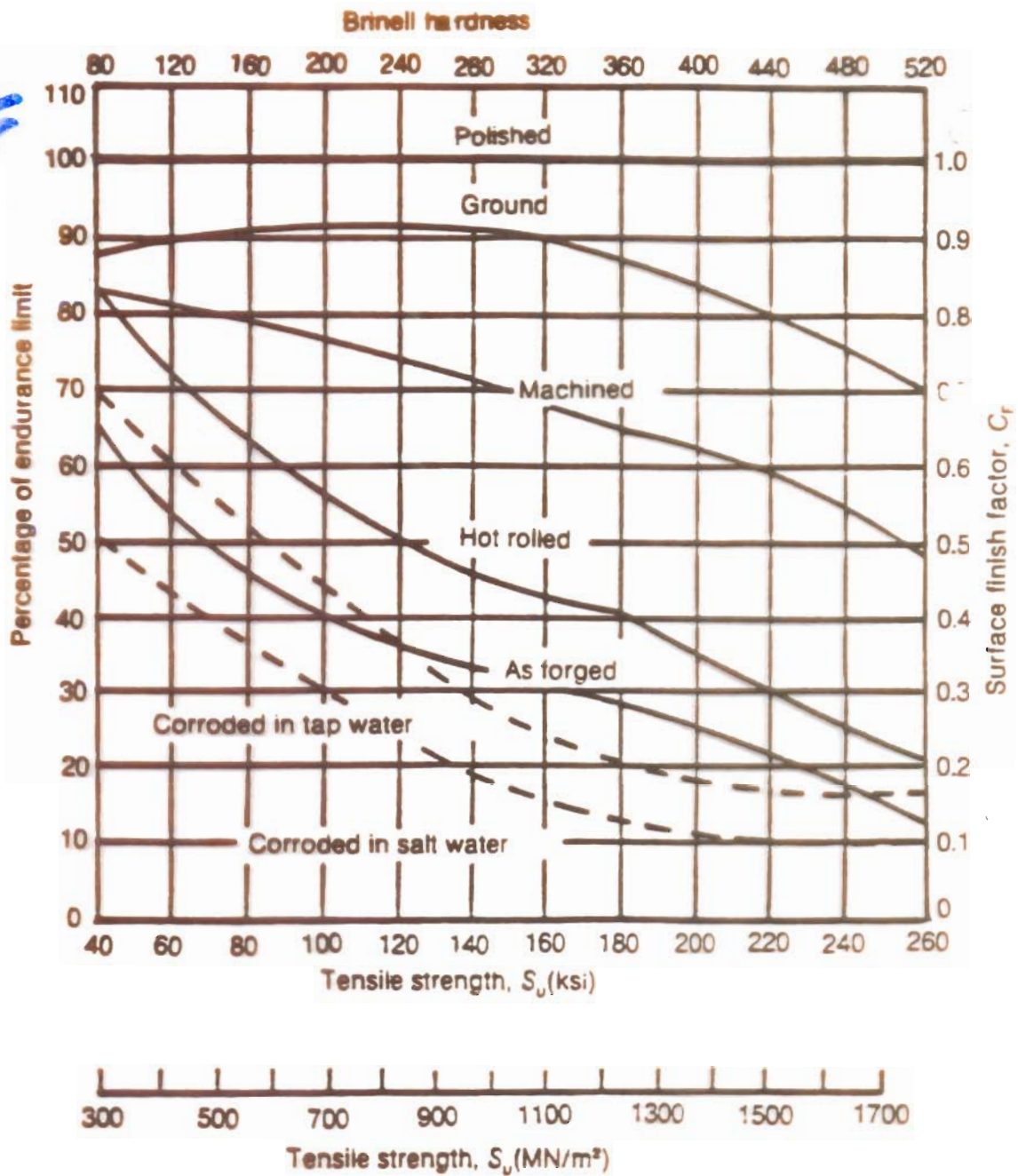


Figure 7.7 Surface finish factor. (Courtesy ASME)

C_s

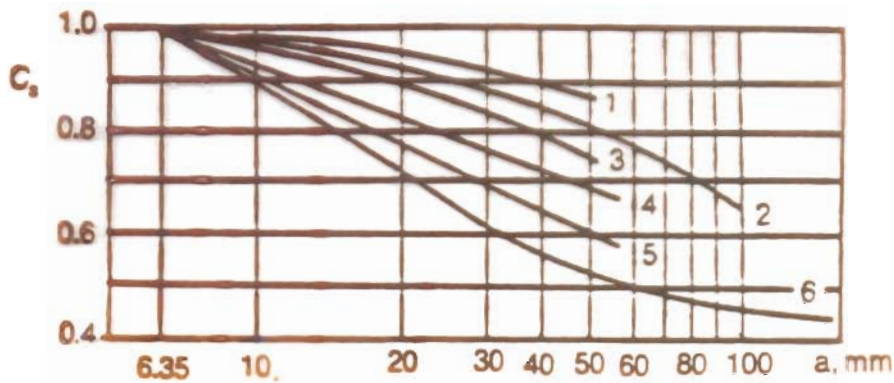


Figure 7.8 Size factor. (From Mirolyubov *et al.*, Mir Publishers, Moscow)

$$K_f = 1 + q(K_t - 1)$$

9

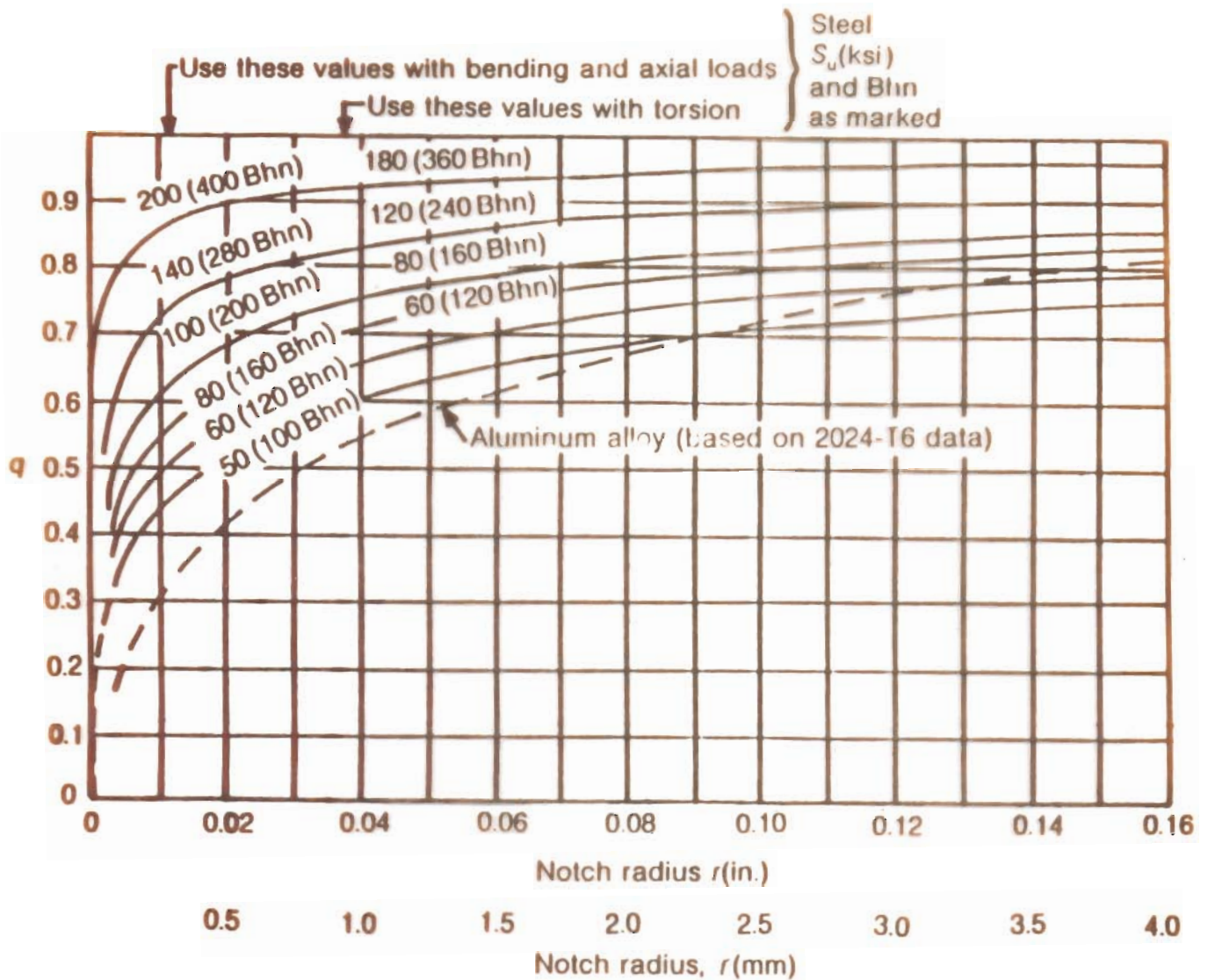


Figure 7.9 Notch sensitivity factor. (Courtesy ASME)

9

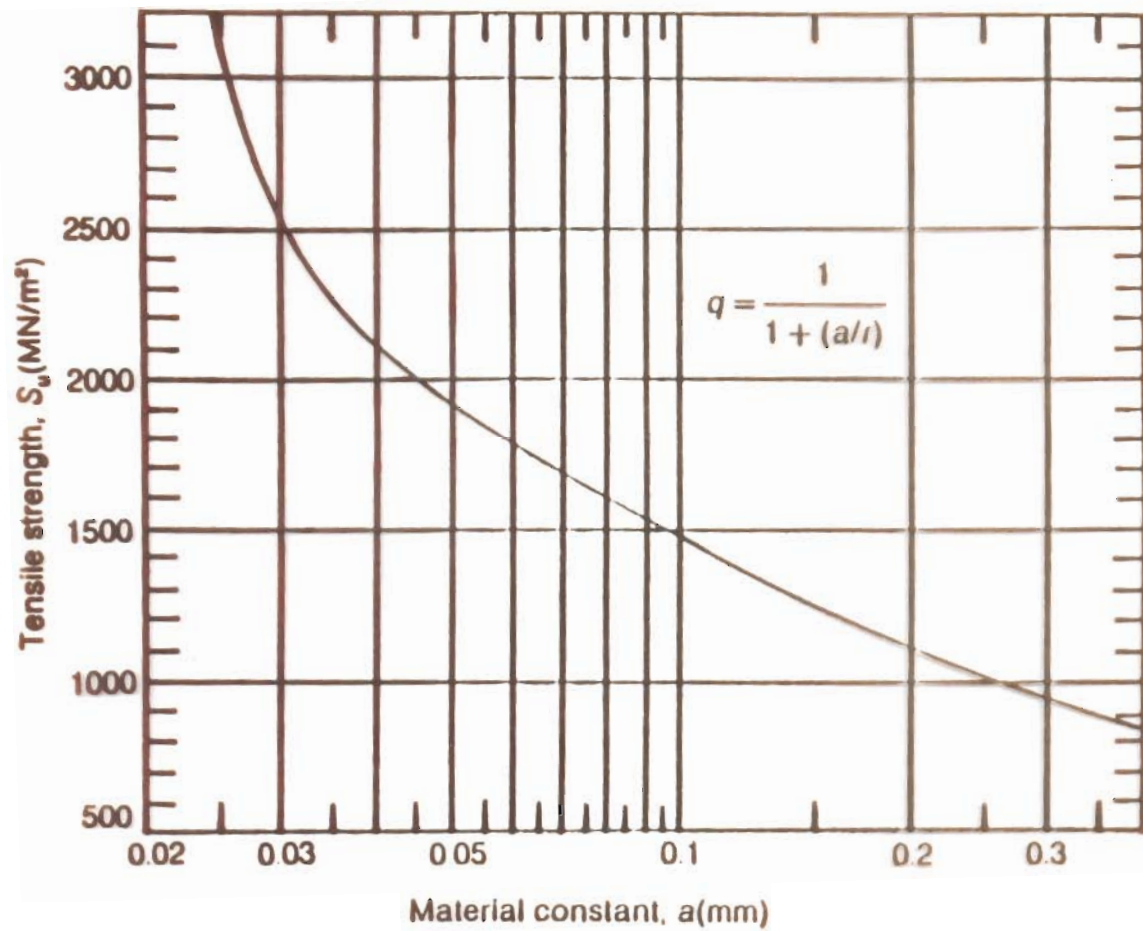
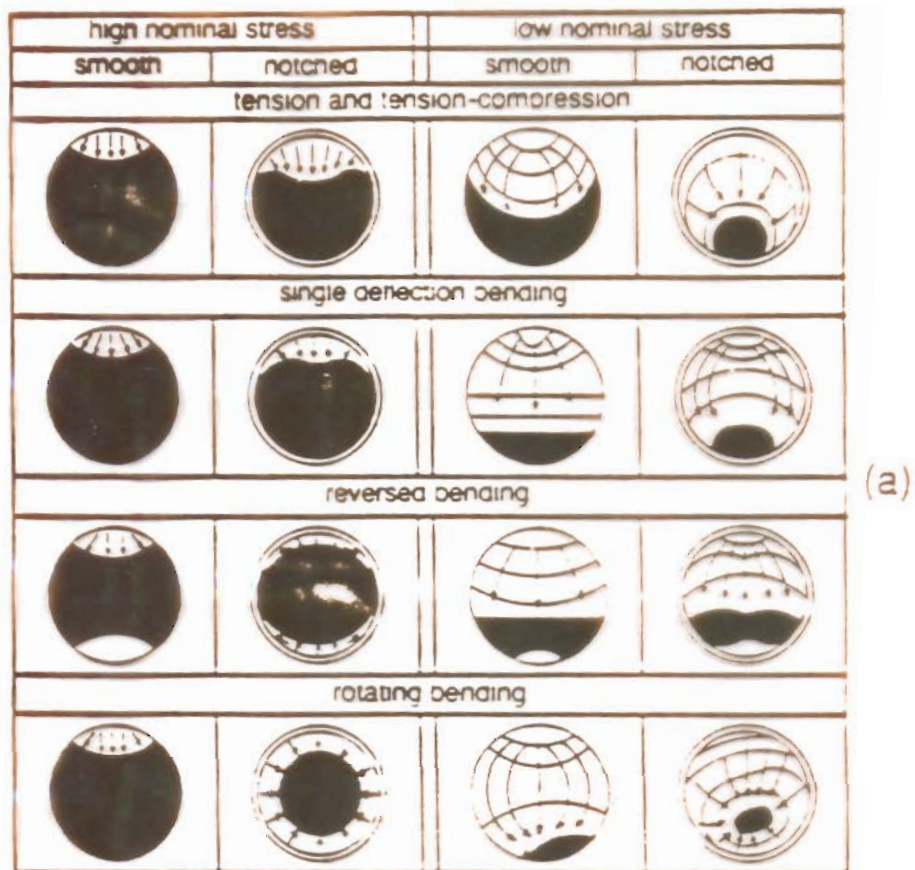
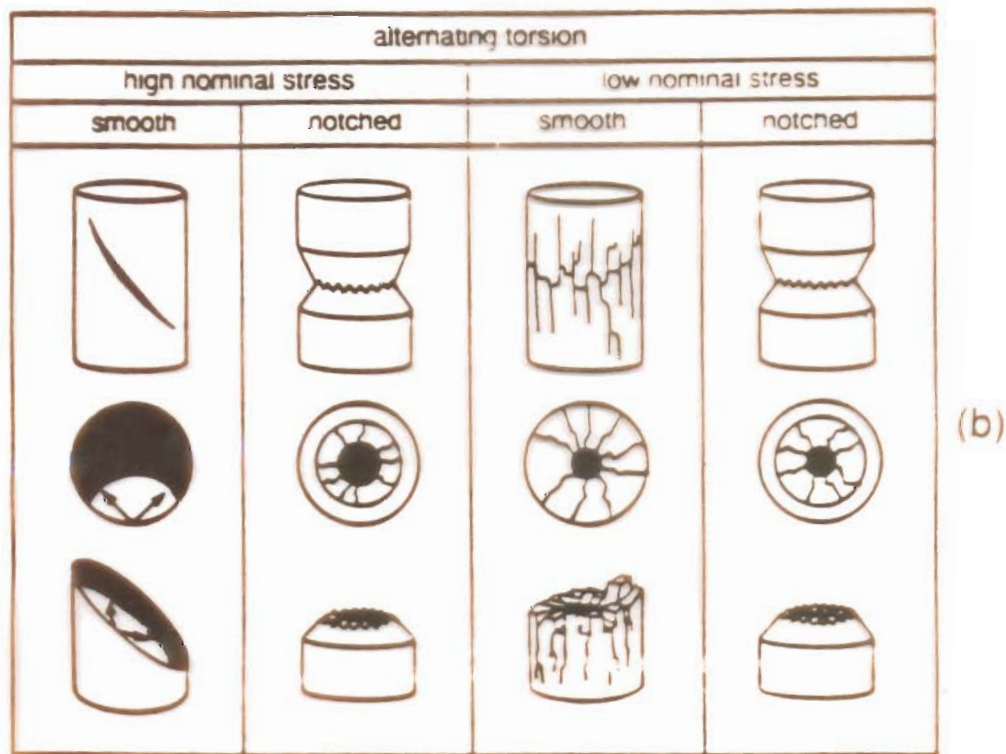


Figure 7.10 Notch sensitivity factor according to Neuber. (Courtesy ASME)



(a)



(b)

Figure 7.6 Effect of stress state on fatigue fracture origin, location and appearance. (From Engel, L. and Klingele, K., *An Atlas of Metal Damage*, Hansen Verlag, Munich, 1981)

$$\sigma_m = (\sigma_{max} + \sigma_{min}) / 2$$

$$\sigma_r = (\sigma_{max} - \sigma_{min}) / 2$$

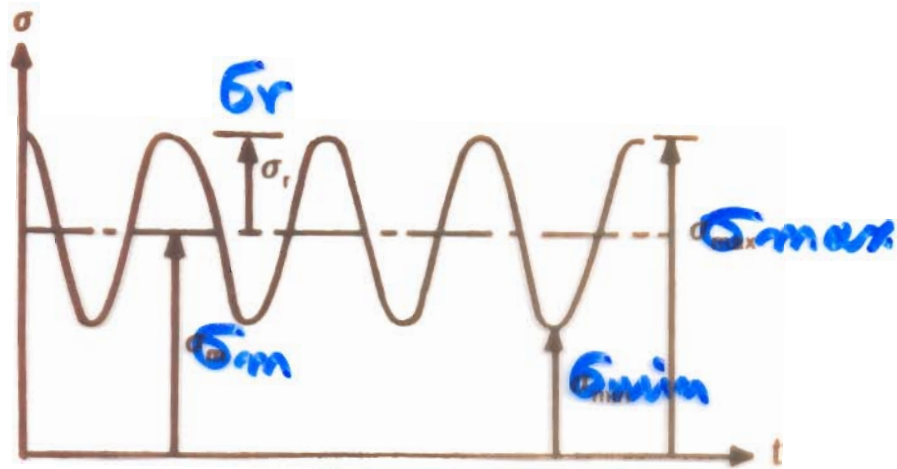


Figure 7.11 Static and alternating stress

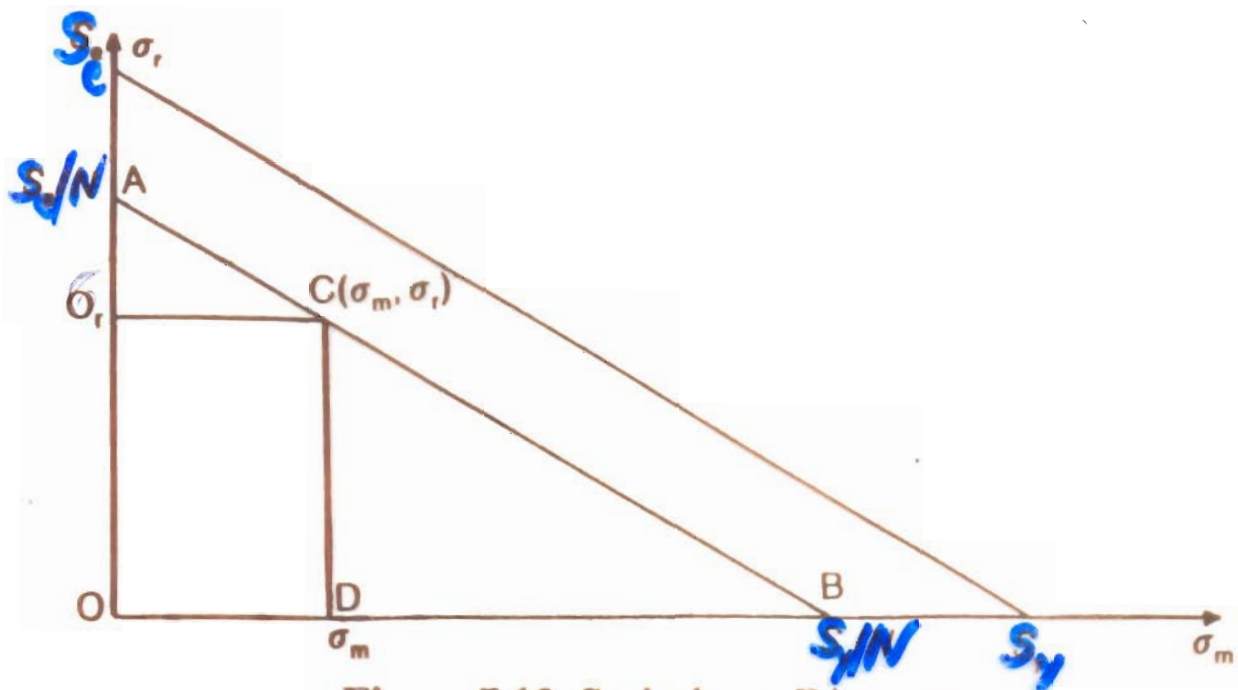


Figure 7.12 Soderberg Diagram

$$(\sigma_{eq})_{st} = \sigma_m + \sigma_r \frac{S_y}{S_e} \leq \frac{S_y}{N}$$

$$(\sigma_{eq})_{dyn} = \sigma_r + \sigma_m \frac{S_e}{S_y} \leq \frac{S_e}{N}$$

ΔΙΑΓΡΑΜΜΑΤΑ GOODMAN

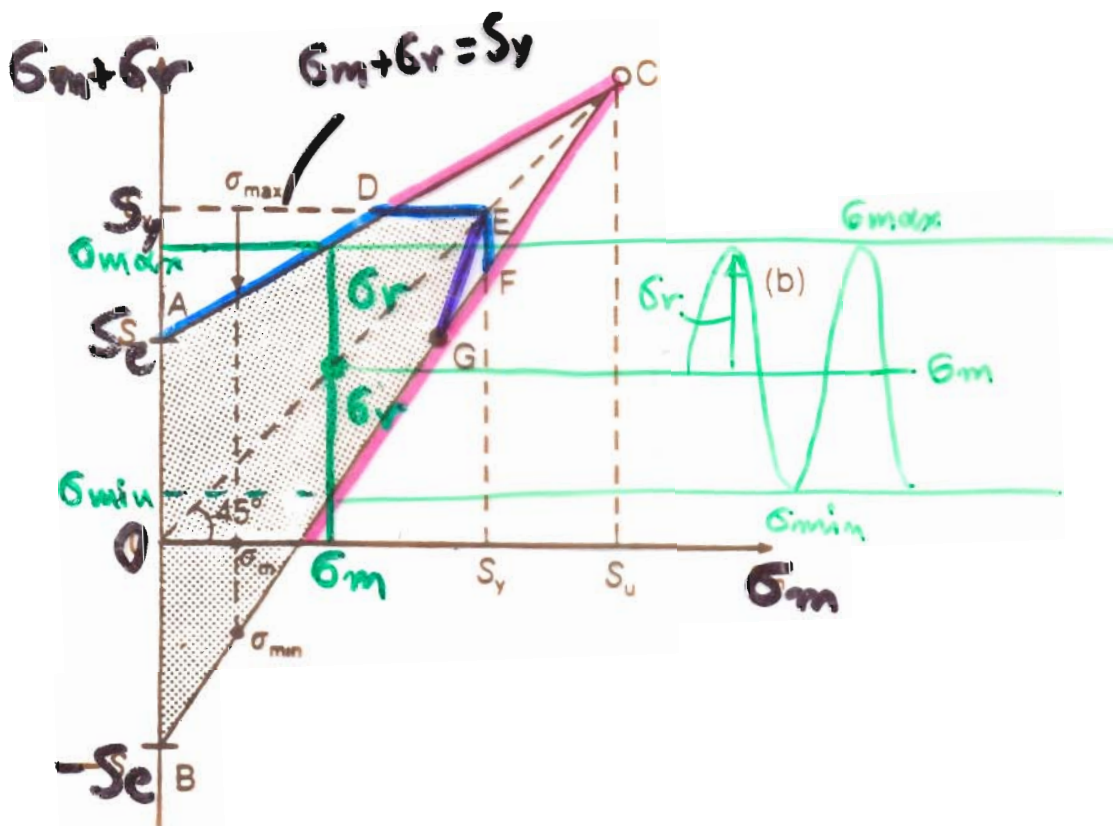
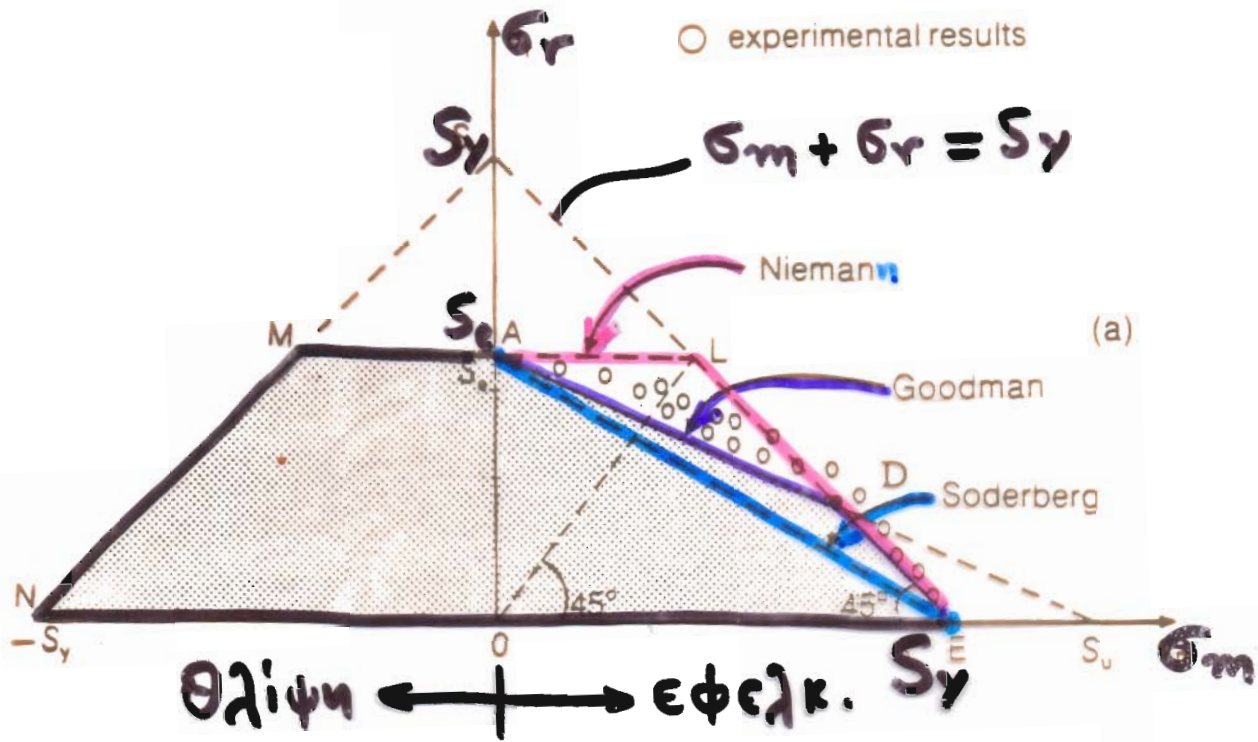


Figure 7.13 Goodman Diagrams

ΚΑΝΟΝΑΪ ΜΙΝΕΡ

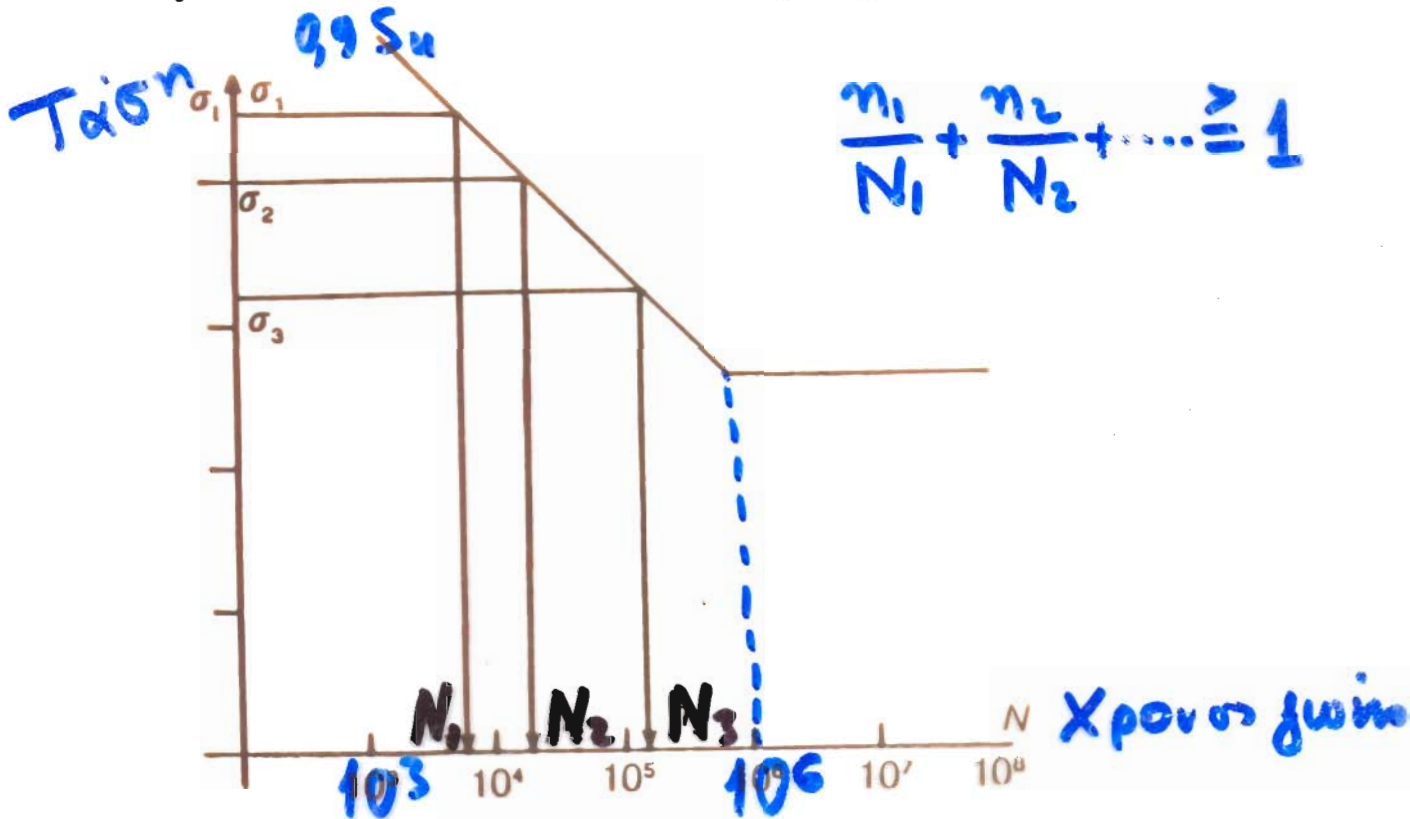


Figure 7.14 Miner's Rule

ΟΛΙΓΟΚΥΚΛΙΚΗ ΚΟΠΟΣΗ

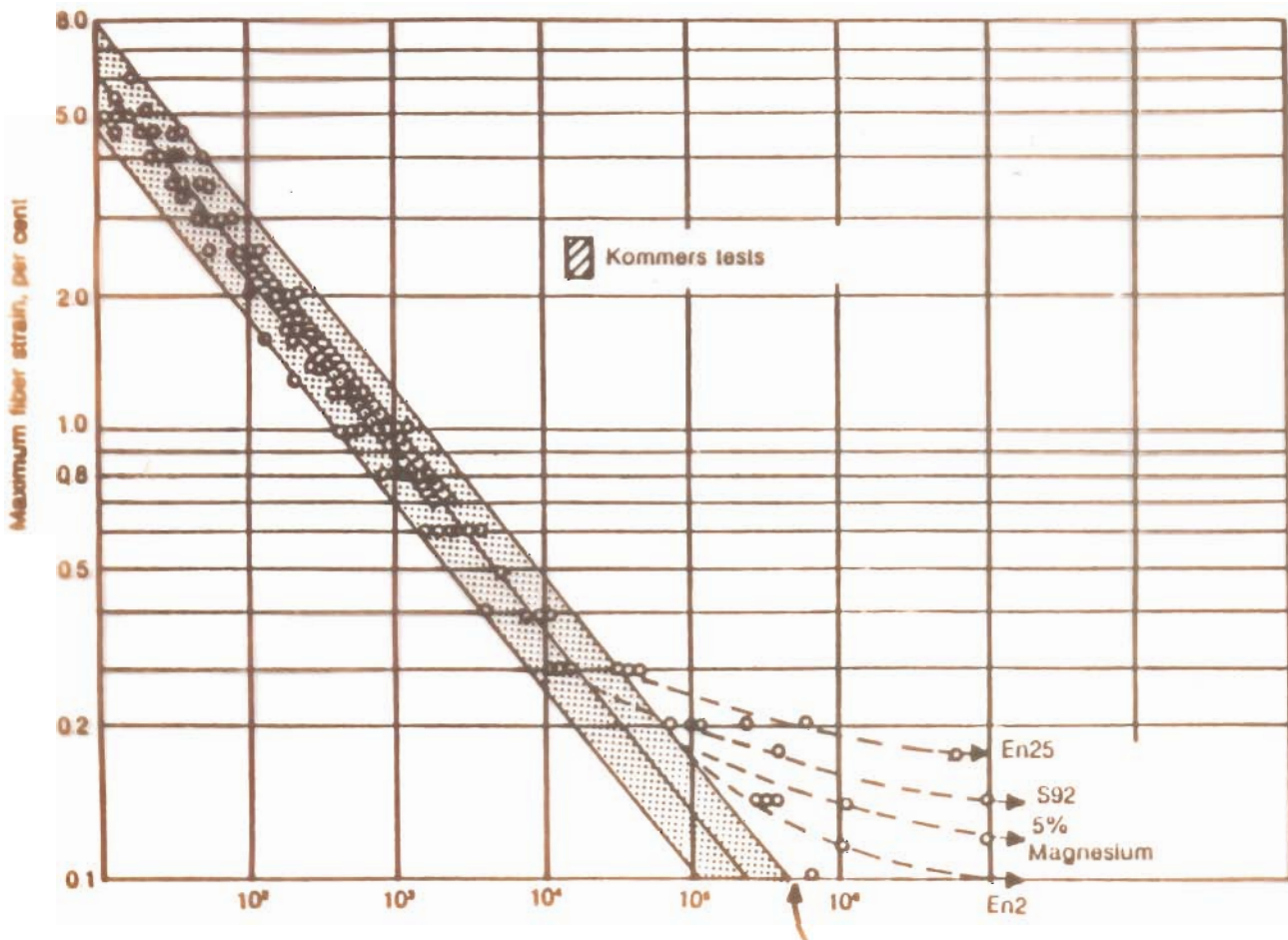
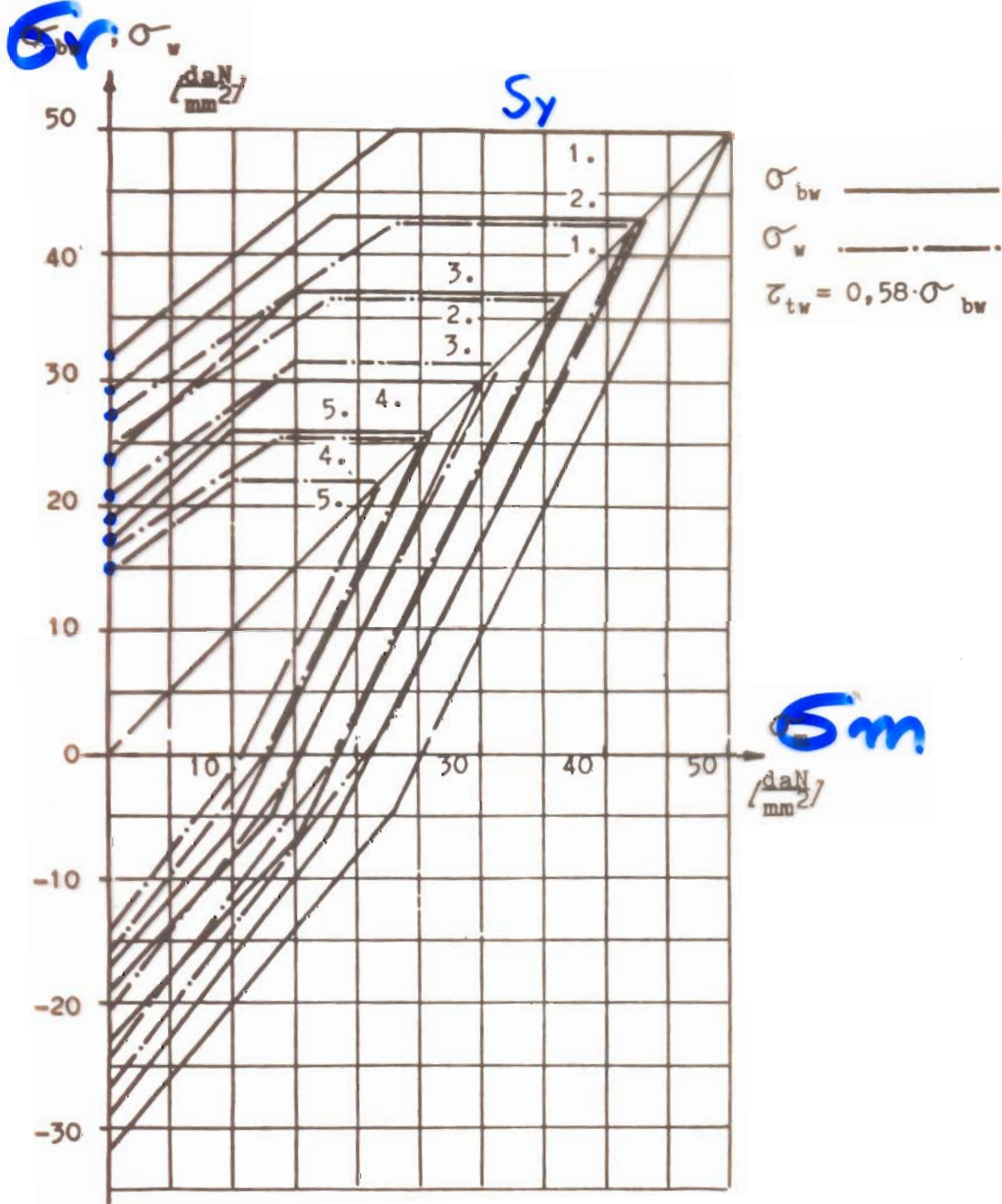


Figure 7.15 Low cycle fatigue tests. (Courtesy ASME)

Διαγράμματα Smith ή Goodman

Διαγράμματα του SMITH



S_v

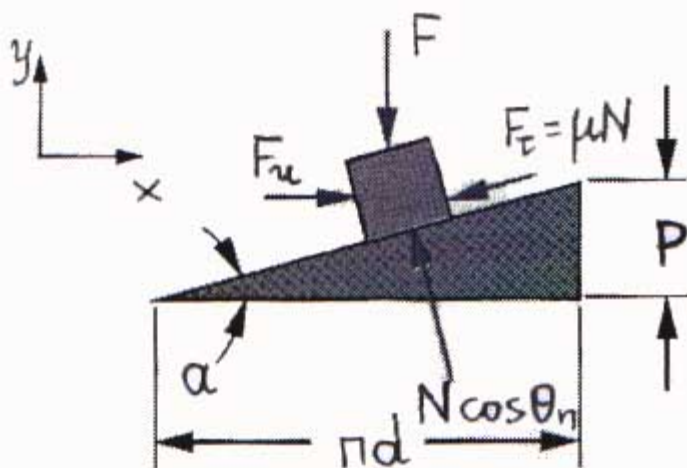
S_y

σ_m

- | | | | |
|----|---------|--------------|------|
| 1. | St 70.2 | $\bar{\eta}$ | C 60 |
| 2. | St 60.2 | $\bar{\eta}$ | C 45 |
| 3. | St 50.2 | $\bar{\eta}$ | C 35 |
| 4. | St 42.2 | $\bar{\eta}$ | C 22 |
| 5. | St 37 | $\bar{\eta}$ | C 15 |

ΚΕΦΑΛΑΙΟ 7

ΚΟΧΛΙΕΣ

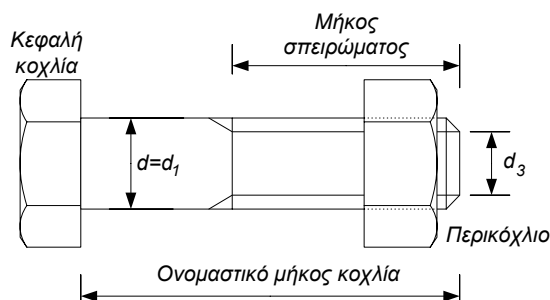


7 Κοχλίες

Οι κοχλίες διακρίνονται σε δύο κατηγορίες ως προς την αποστολή τους: τους κοχλίες συνδέσεως και τους κοχλίες κινήσεως. Οι **κοχλίες συνδέσεως** έχουν ως αποστολή την ασφαλή και λυόμενη (μή μόνιμη) σύνδεση, ανεξάρτητων στοιχείων μιας κατασκευής ή μηχανής μεταξύ τους. Οι **κοχλίες κινήσεως** μετατρέπουν την περιστροφική κίνηση του κορμού τους σε ευθύγραμμη κίνηση του περικοχλίου τους (π.χ. τόννος, ανυψωτήρας αυτοκινήτων κλπ).

7.1 Είδη και τυποποίηση κοχλιών

Ένας τυπικός κοχλίας διαμέτρου d , εξαγωνικής κεφαλής φαίνεται στο Σχήμα 7-1. Οι χαρακτηριστικές διαμέτροι του κοχλίας είναι: η διάμετρος d του κορμού, βάσει της οποίας τυποποιείται ο κοχλίας, η εξωτερική διάμετρος d_1 του σπειρώματος που είναι συνήθως ίση με τη d , η εσωτερική διάμετρος d_3 του σπειρώματος που αντιστοιχεί στη μικρότερη καταπονούμενη επιφάνεια του κοχλίας. Υπάρχουν κοχλίες όπου η διάμετρος του κορμού είναι ίση με την εσωτερική διάμετρο του σπειρώματος $d = d_3$.



Σχήμα 7-1: Βασικά τμήματα κοχλία-περικοχλίου

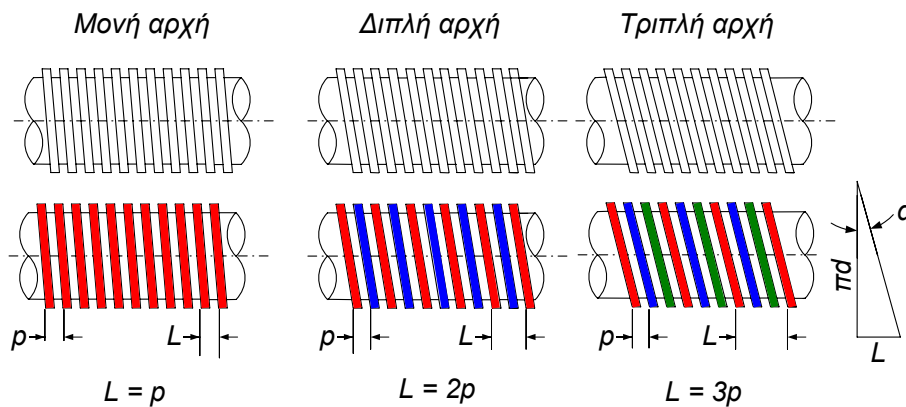
Τρία είδη κοχλιών μπορούμε να διακρίνουμε ανάλογα με τη μορφή και τη χρήση τους: (α) το σύστημα κοχλία-περικοχλίου (bolt-nut), που χρησιμοποιείται για να συνδέσει δύο ή περισσότερα αναξάρτητα στοιχεία, περνώντας τον κοχλία από τις αντίστοιχες οπές και βιδώνοντας το περικόχλιο. (β) τον βιδωτό κοχλία (screw), δηλαδή αυτόν που βιδώνεται σε τρύπα με σπείρωμα αντί του περικοχλίου, για να δημιουργήσει τη σύνδεση, και τέλος (γ) τον ακέφαλο κοχλία με σπείρωμα και στις δυο άκρες, όχι συμμετρικοί κατ' ανάγκη.



Σχήμα 7-2: Ακέφαλοι κοχλίες

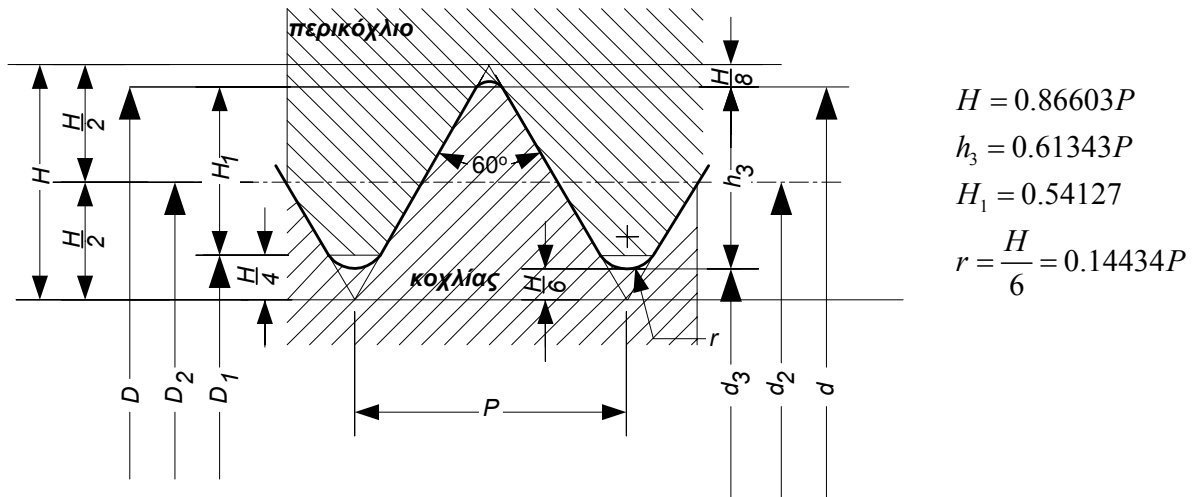
7.1.1 Σπειρώματα

Η αρχή λειτουργίας του κοχλίου είναι η μετατροπή της περιστροφικής κίνησης σε ευθύγραμμη, και στηρίζεται στην ύπαρξη του σπειρώματος. Το σπείρωμα λειτουργεί σαν κεκλιμένο επίπεδο γύρω από τον κορμό του κοχλίου. Μπορεί να έχει μια, δυο ή τρεις αρχές (Σχήμα 7-3). Με μια πλήρη περιστροφή του, πd , ο κοχλίας προχωρεί κατά L , όπου $L=p$ για απλή αρχή, $L=2p$ για διπλή αρχή και $L=3p$ για τριπλή αρχή. Η γωνία κλίσης του σπειρώματος α βρίσκεται από τη σχέση: $\tan \alpha = L / (\pi d)$.



Σχήμα 7-3: Σπειρώματα με μονή, διπλή και τριπλή αρχή

Τα σπειρώματα διακρίνονται σε Μετρικά (M) κανονικά ή λεπτά, Τραπεζοειδή (Tr), Πριονωτά (S), Τετραγωνικά, Στρογγυλά (R_d).



Σχήμα 7-4: Γεωμετρία μετρικού σπειρώματος

Πίνακας 7-1: Τυποποίηση κοχλίων κανονικών μετρικών σπειρωμάτων

ΤΥΠΟΣ	Βήμα σπειρώματος, P	Κυρία διάμετρος, d = D	Μέση διάμετρος, d ₂ = D ₂	Εσωτερική διάμετρος κοχλία, d ₃	Εσωτερική διάμετρος περικοχλίου, D ₁	Βάθος σπειρώματος, h ₃	Φορτιζόμενη επιφάνεια, A, 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	0.503	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	1.221	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	2.387	2.459	0.307	5.03
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	4.013	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	245
M 22	2.50	22.00	20.376	18.933	19.294	1.534	303
M 24	3.00	24.00	22.051	20.320	20.752	1.840	353
M 27	3.00	27.00	25.051	23.320	23.752	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	34.903	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	2022
M 60	5.50	60.00	56.428	53.177	54.046	3.374	2360

Η καταπονούμενη επιφάνεια του κοχλία είναι

$$A = \frac{\pi}{4} \left(\frac{d_2 + d_3}{2} \right)^2 \quad \text{αν η φόρτιση είναι στατική, και} \quad A = \frac{\pi d_3^2}{4} \quad \text{αν είναι δυναμική}$$

Πίνακας 7-2: Τυποποίηση κοχλιών λεπτών μετρικών σπειρωμάτων

Seite 2 DIN 13 Blatt 33

Tabelle 2. Nennmaße für Feingewinde

Gewinde-Nenn-durchmesser ¹⁾ $d = D$		Steigung P	Flanken-durchmesser $d_2 = D_2$	Kerndurchmesser		Gewindetiefe		Rundung r ²⁾	Spannungs-querschnitt A_s mm ² ³⁾
Spalte 1	Spalte 2			d_3	D_1	h_3	H_1		
8		1	7,350	6,773	6,917	0,613	0,541	0,144	39,2
10		1,25	9,188	8,466	8,647	0,767	0,677	0,180	61,2
12		1,25	11,188	10,466	10,647	0,767	0,677	0,180	92,1
	12 ⁴⁾	1,5	11,026	10,160	10,376	0,920	0,812	0,217	88,1
	14	1,5	13,026	12,160	12,376	0,920	0,812	0,217	125
16		1,5	15,026	14,160	14,376	0,920	0,812	0,217	167
	18	1,5	17,026	16,160	16,376	0,920	0,812	0,217	216
20		1,5	19,026	18,160	18,376	0,920	0,812	0,217	272
	22	1,5	21,026	20,160	20,376	0,920	0,812	0,217	333
24		2	22,701	21,546	21,835	1,227	1,083	0,289	384
	27	2	25,701	24,546	24,835	1,227	1,083	0,289	496
30		2	28,701	27,546	27,835	1,227	1,083	0,289	621
	33	2	31,701	30,546	30,835	1,227	1,083	0,289	761
36		3	34,051	32,319	32,752	1,840	1,624	0,433	865
	39	3	37,051	35,319	35,752	1,840	1,624	0,433	1030

1) Für Gewinde-Nenndurchmesser unter M 3 gilt DIN 13 Blatt 1 und Blatt 12.

2) Errechnete Werte für eine kreisförmige Rundung $r = \frac{H}{6}$

3) Der Spannungsquerschnitt ist errechnet aus der Formel $A_s = \frac{\pi}{4} \cdot \left(\frac{d_2 + d_3}{2} \right)^2$. Hierin sind d_2 und d_3 Nennmaße. Die auf A_s bezogene Bruchlast entspricht für Stahl der Zugfestigkeit des gewindefreien Stabes mit dem Querschnitt A_s .

4) Schrauben und Muttern mit Gewinde M 12 × 1,5 sind nur für die Luftfahrttechnik vorgesehen.

Πίνακας 7-3: Τυποποίηση κοχλιών Whitworth

DK 621.882.082.22

Juni 1966

Whitworth-Rohrgewinde

Zylindrisches Innen- und zylindrisches Außengewinde

Nennmaße

DIN

259

Blatt 1

Whitworth pipe threads; parallel internal and parallel external threads, basic sizes
 Zusammenhang mit der ISO-Empfehlung ISO/R 228 — 1961 siehe Erläuterungen.

Maße in mm

Anwendung: Diese Norm gilt nur für nicht selbstdichtende Gewindeverbindungen zwischen Gewinderohren und deren Verbindungsteilen.
 Whitworth-Rohrgewinde für Gewinderohre und Fittings, zylindrisches Innengewinde und kegeliges Außengewinde, siehe DIN 2999.

$$p = \frac{25,4}{z}$$

$$r = 0,137329 P$$

$$H = 0,960491 P$$

$$H_1 = 0,640327 P$$

Bezeichnung eines Whitworth-Rohrgewindes von Gewindegröße R 3/4" 1):
 R 3/4

Gewindegröße 2) Zoll	Gewindemaße						
	Außen- durchmesser d = D	Flanken- durchmesser d ₂ = D ₂	Kern- durchmesser d ₁ = D ₁	Steigung P	Gangzahl auf 1 Zoll z	Gewinde- tiefe H ₁	Rundung r ≈
R 1/8	9,728	9,147	8,566	0,907	28	0,581	0,125
R 1/4	13,157	12,301	11,445	1,337	19	0,856	0,184
R 3/8	16,662	15,806	14,950	1,337	19	0,856	0,184
R 1/2	20,955	19,793	18,631	1,814	14	1,162	0,249
(R 5/8)	22,911	21,749	20,587	1,814	14	1,162	0,249
R 3/4	26,441	25,279	24,117	1,814	14	1,162	0,249
(R 7/8)	30,201	29,039	27,877	1,814	14	1,162	0,249
R 1	33,249	31,770	30,291	2,309	11	1,479	0,317
(R 1 1/8)	37,897	36,418	34,939	2,309	11	1,479	0,317
R 1 1/4	41,910	40,431	38,952	2,309	11	1,479	0,317
(R 1 3/8)	44,323	42,844	41,365	2,309	11	1,479	0,317
R 1 1/2	47,803	46,324	44,845	2,309	11	1,479	0,317
(R 1 3/4)	53,746	52,267	50,788	2,309	11	1,479	0,317
R 2	59,614	58,135	56,656	2,309	11	1,479	0,317
(R 2 1/4)	65,710	64,231	62,752	2,309	11	1,479	0,317
R 2 1/2	75,184	73,705	72,226	2,309	11	1,479	0,317
(R 2 3/4)	81,534	80,055	78,576	2,309	11	1,479	0,317
R 3	87,884	86,405	84,926	2,309	11	1,479	0,317
(R 3 1/4)	93,980	92,501	91,022	2,309	11	1,479	0,317
R 3 1/2	100,330	98,851	97,372	2,309	11	1,479	0,317
(R 3 3/4)	106,680	105,201	103,722	2,309	11	1,479	0,317
R 4	113,030	111,551	110,072	2,309	11	1,479	0,317
(R 4 1/2)	125,730	124,251	122,772	2,309	11	1,479	0,317
R 5	138,430	136,951	135,472	2,309	11	1,479	0,317
(R 5 1/2)	151,130	149,651	148,172	2,309	11	1,479	0,317
R 6	163,830	162,351	160,872	2,309	11	1,479	0,317

Eingeklammerte Gewinde möglichst vermeiden; die Gewinde R 1 3/8", R 3 1/4" und R 3 3/4" sind nicht in der ISO/R 228 — 1961 enthalten.

1) Für Außengewinde ohne Toleranzangabe gilt Toleranz „mittel“. Wird Toleranz „grob“ zugelassen, so ist dem Kurzzeichen der Kennbuchstabe g hinzuzufügen, z. B. R 3/4" g. (Beachte auch Fußnote 1 auf DIN 259 Blatt 2, Ausgabe Juni 1966)

2) Die Bezeichnung der Gewindegröße entspricht den Nennweiten der Gewinderohre, z. B. nach DIN 2440.
 Für eingeklammerte Gewinde sind die entsprechenden Gewinderohre nicht genormt.

Whitworth-Rohrgewinde; Zylindrisches Innen- und zylindrisches Außengewinde, Toleranzen, siehe DIN 259 Blatt 2
 Whitworth-Rohrgewinde; Zylindrisches Innen- und zylindrisches Außengewinde, Grenzmaße, siehe DIN 259 Blatt 3

Ausschuß Gewinde im Deutschen Normenausschuß (DNA)
 Fachnormenausschuß Rohrleitungen im DNA

Erläuterungen Seite 2

Πίνακας 7-4: Τοποποίηση κοχλιών τραπεζοειδών σπειρωμάτων

DK 621.882.082.4

Dezember 1971

Metrisches ISO-Trapezgewinde

Nennmaße

DIN

103

Blatt 4

Metric ISO-trapezoidal screw thread; basic sizes

Maße in mm

Nennprofile

$$D_1 = d - 2H_1 = d - P$$

$$H_1 = 0,5 P$$

$$H_4 = H_1 + a_c = 0,5 P + a_c$$

$$h_3 = H_1 + a_c = 0,5 P + a_c$$

$$z = 0,25 P = H_1 / 2$$

$$D_4 = d + 2 a_c$$

$$d_3 = d - 2 h_3$$

$$d_2 = D_2 = d - 2 z = d - 0,5 P$$

$$a_c = \text{Spiel}$$

$$R_1 = \text{max. } 0,5 a_c$$

$$R_2 = \text{max. } a_c$$

Bezeichnung eines eingängigen Metrischen Trapezgewindes von $d = 40$ mm Nenndurchmesser mit $P = 7$ mm Steigung⁴⁾ :
Tr 40 x 7

Tabelle 1. Maße für die Gewindeprofile

P	1,5	2	3	4	5	6	7	8	9	10	12	14	16	18	20	22	24	28	32	36	40	44
a_c	0,15	0,25	0,25	0,25	0,25	0,5	0,5	0,5	0,5	0,5	0,5	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1
$h_3 = H_4$	0,9	1,25	1,75	2,25	2,75	3,5	4	4,5	5	5,5	6,5	8	9	10	11	12	13	15	17	19	21	23
H_1	0,75	1	1,5	2	2,5	3	3,5	4	4,5	5	6	7	8	9	10	11	12	14	16	18	20	22
$R_{1 \text{ max}}$	0,075	0,125	0,125	0,125	0,125	0,25	0,25	0,25	0,25	0,25	0,25	0,5	0,5	0,5	0,5	0,5	0,5	0,5	0,5	0,5	0,5	0,5
$R_{2 \text{ max}}$	0,15	0,25	0,25	0,25	0,25	0,5	0,5	0,5	0,5	0,5	0,5	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1

- 1) Es wird empfohlen, eine Rundung R_1 oder eine Fase am Außendurchmesser des Bolzenschneides vorzusehen.
- 2) Die größtzulässige Kantenrundung am Außendurchmesser des Muttergewindes infolge Abnutzung des neuen, scharfkantigen Werkzeuges an dieser Stelle darf nicht größer als das Maß a_c sein.
- 3) Bei gerollten Bolzenschneiden kann das Profil im Kerndurchmesser geändert werden, um eine hier notwendige größere Rundung im Kern des Gewindes zu erhalten. Der Kerndurchmesser des Bolzenschneides kann in diesem Fall um $0,15 \cdot P$ kleiner werden als Nennmaß d_3 .
- 4) Für Gewinde ohne Toleranzangabe gilt Toleranzklasse mittel, und zwar Toleranzfeld 7e beim Bolzenschneide und Toleranzfeld 7H beim Muttergewinde. Wird ein anderes Toleranzfeld gewünscht, dann ist dies anzugeben; die Bezeichnung lautet dann z. B. für ein Bolzenschneide mit dem Toleranzfeld 8e :
Tr 40 x 7 – 8e

Bezeichnung eines mehrgängigen Trapezgewindes siehe DIN 103 Blatt 2.

Metrisches ISO-Trapezgewinde, Gewindeprofile siehe DIN 103 Blatt 1
 Metrisches ISO-Trapezgewinde, Gewindereihen siehe DIN 103 Blatt 2
 Metrisches ISO-Trapezgewinde, Abmaße und Toleranzen für Trapezgewinde allgemeiner Anwendung siehe DIN 103 Blatt 3 (Vornorm)
 Metrisches ISO-Trapezgewinde, Lehrung des Außengewindes, Lehrenmaße siehe DIN 103 Blatt 9 (Vornorm)
 Metrisches ISO-Trapezgewinde, Lehrung des Innengewindes, Lehrenmaße siehe DIN 103 Blatt 10 (Vornorm)

Fortsetzung Seite 2 bis 4

Ausschuß Gewinde im Deutschen Normenausschuß (DNA)

Πίνακας 7-5: Τυποποίηση κοχλιών τραπεζοειδών σπειρωμάτων (συνέχεια)

Seite 2 DIN 103 Blatt 4

Tabelle 2. Gewinde-Nennmaße

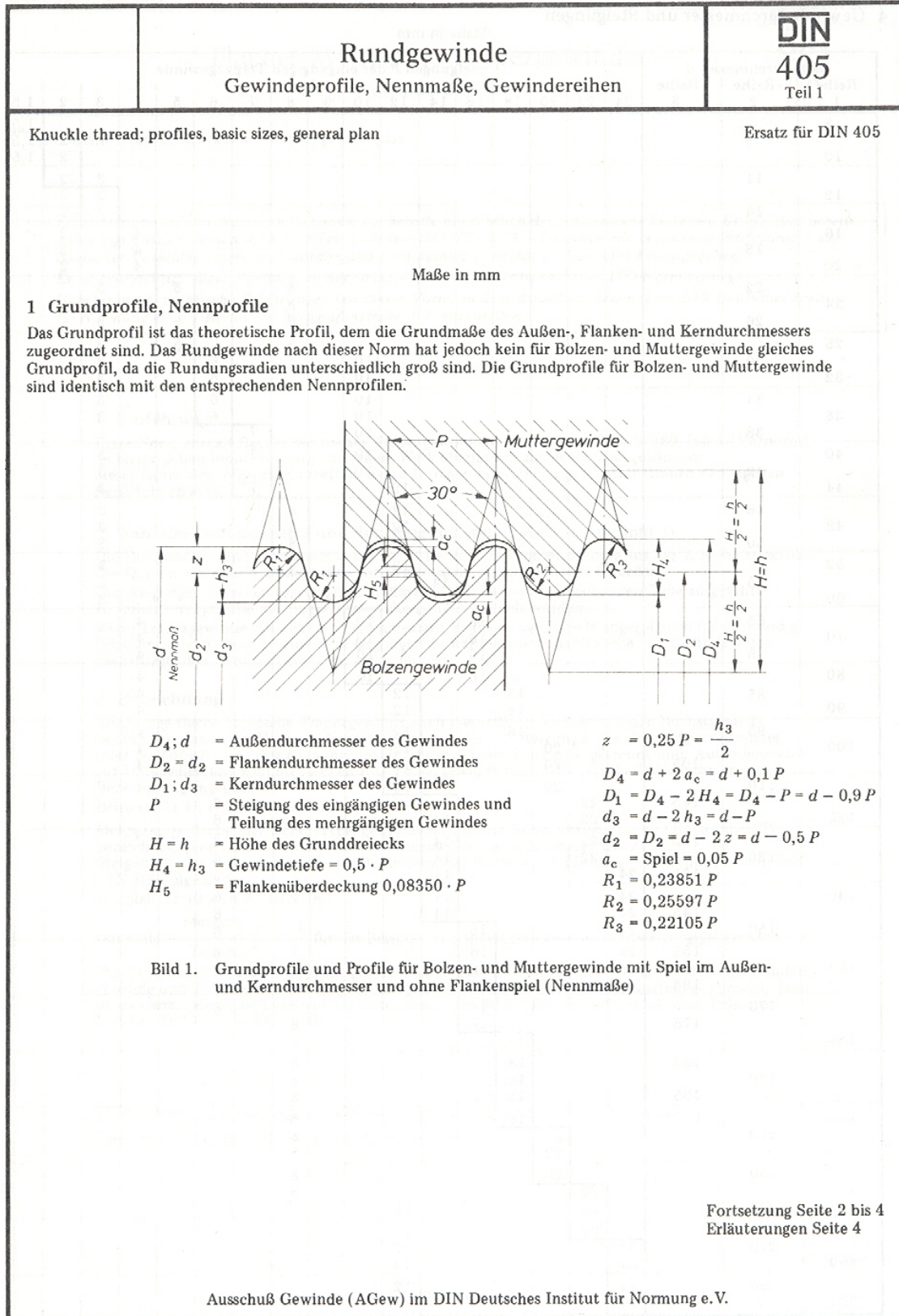
Gewinde-Nenndurchmesser <i>d</i>			Steigung <i>P</i>	Flanken- durchmesser <i>d</i> ₂ = <i>D</i> ₂	Außen- durchmesser <i>D</i> ₄	Kerndurchmesser	
Reihe 1	Reihe 2	Reihe 3				<i>d</i> ₃	<i>D</i> ₁
8			1,5	7,250	8,300	6,200	6,500
	9		1,5	8,250	9,300	7,200	7,500
			2	8,000	9,500	6,500	7,000
10			1,5	9,250	10,300	8,200	8,500
			2	9,000	10,500	7,500	8,000
	11		2	10,000	11,500	8,500	9,000
			3	9,500	11,500	7,500	8,000
12			2	11,000	12,500	9,500	10,000
			3	10,500	12,500	8,500	9,000
	14		2	13,000	14,500	11,500	12,000
			3	12,500	14,500	10,500	11,000
16			2	15,000	16,500	13,500	14,000
			4	14,000	16,500	11,500	12,000
	18		2	17,000	18,500	15,500	16,000
			4	16,000	18,500	13,500	14,000
20			2	19,000	20,500	17,500	18,000
			4	18,000	20,500	15,500	16,000
	22		3	20,500	22,500	18,500	19,000
			5	19,500	22,500	16,500	17,000
			8	18,000	23,000	13,000	14,000
24			3	22,500	24,500	20,500	21,000
			5	21,500	24,500	18,500	19,000
			8	20,000	25,000	15,000	16,000
	26		3	24,500	26,500	22,500	23,000
			5	23,500	26,500	20,500	21,000
			8	22,000	27,000	17,000	18,000
28			3	26,500	28,500	24,500	25,000
			5	25,500	28,500	22,500	23,000
			8	24,000	29,000	19,000	20,000
	30		3	28,500	30,500	26,500	27,000
			6	27,000	31,000	23,000	24,000
			10	25,000	31,000	19,000	20,000
32			3	30,500	32,500	28,500	29,000
			6	29,000	33,000	25,000	26,000
			10	27,000	33,000	21,000	22,000
	34		3	32,500	34,500	30,500	31,000
			6	31,000	35,000	27,000	28,000
			10	29,000	35,000	23,000	24,000
36			3	34,500	36,500	32,500	33,000
			6	33,000	37,000	29,000	30,000
			10	31,000	37,000	25,000	26,000
	38		3	36,500	38,500	34,500	35,000
			7	34,500	39,000	30,000	31,000
			10	33,000	39,000	27,000	28,000
40			3	38,500	40,500	36,500	37,000
			7	36,500	41,000	32,000	33,000
			10	35,000	41,000	29,000	30,000
	42		3	40,500	42,500	38,500	39,000
			7	38,500	43,000	34,000	35,000
			10	37,000	43,000	31,000	32,000
44			3	42,500	44,500	40,500	41,000
			7	40,500	45,000	36,000	37,000
			12	38,000	45,000	31,000	32,000
	46		3	44,500	46,500	42,500	43,000
			8	42,000	47,000	37,000	38,000
			12	40,000	47,000	33,000	34,000
48			3	46,500	48,500	44,500	45,000
			8	44,000	49,000	39,000	40,000
			12	42,000	49,000	35,000	36,000

Die Durchmesser sind vorzugsweise aus der 1. Reihe und wenn notwendig aus der 2. Reihe zu wählen. Die Durchmesser der 3. Reihe sollen für Neukonstruktionen vermieden werden.

Πίνακας 7-6: Τυποποίηση κοχλίων στρογγυλών σπειρωμάτων

DK 621.882.082.6

November 1975



Πίνακας 7-7: Τυποποίηση κοχλιών στρογγυλών σπειρωμάτων (συνέχεια)

5 Gewinde-Nennmaße, Gewindereihen

Tabelle 2. Gewinde-Nennmaße

Gewinde-Nenndurchmesser 1)		Gangzahl auf 1 inch	Steigung P	Flanken-durchmesser $d_2 = D_2$	Außen-durchmesser D_4	Kerndurchmesser	
Reihe 1	Reihe 2					d_3	D_1
8		10	2,540	6,730	8,254	5,460	5,714
9		10	2,540	7,730	9,254	6,460	6,714
10		10	2,540	8,730	10,254	7,460	7,714
11		10	2,540	9,730	11,254	8,460	8,714
12		10	2,540	10,730	12,254	9,460	9,714
14		8	3,175	12,412	14,318	10,825	11,142
16		8	3,175	14,412	16,318	12,825	13,142
18		8	3,175	16,412	18,318	14,825	15,142
20		8	3,175	18,412	20,318	16,825	17,142
22		8	3,175	20,412	22,318	18,825	19,142
24		8	3,175	22,412	24,318	20,825	21,142
26		8	3,175	24,412	26,318	22,825	23,142
28		8	3,175	26,412	28,318	24,825	25,142
30		8	3,175	28,412	30,318	26,825	27,142
32		8	3,175	30,412	32,318	28,825	29,142
36	34	8	3,175	32,412	34,318	30,825	31,142
		8	3,175	34,412	36,318	32,825	33,142
	38	8	3,175	36,412	38,318	34,825	35,142
40	42	6	4,233	37,883	40,423	35,767	36,190
		6	4,233	39,883	42,423	37,767	38,190
		6	4,233	41,883	44,423	39,767	40,190
48	46	6	4,233	43,883	46,423	41,767	42,190
	50	6	4,233	45,883	48,423	43,767	44,190
		6	4,233	47,883	50,423	45,767	46,190
52	58	6	4,233	49,883	52,423	47,767	48,190
		6	4,233	52,883	55,423	50,767	51,190
		6	4,233	55,883	58,423	53,767	54,190
60	62	6	4,233	57,883	60,423	55,767	56,190
		6	4,233	59,883	62,423	57,767	58,190
		6	4,233	62,883	65,423	60,767	61,190
70	68	6	4,233	65,883	68,423	63,767	64,190
	72	6	4,233	67,883	70,423	65,767	66,190
		6	4,233	69,883	72,423	67,767	68,190
75	78	6	4,233	72,883	75,423	70,767	71,190
		6	4,233	75,883	78,423	73,767	74,190
		6	4,233	77,883	80,423	75,767	76,190
85	82	6	4,233	79,883	82,423	77,767	78,190
	88	6	4,233	82,883	85,423	80,767	81,190
		6	4,233	85,883	88,423	83,767	84,190
90	92	6	4,233	87,883	90,423	85,767	86,190
		6	4,233	89,883	92,423	87,767	88,190
		6	4,233	92,883	95,423	90,767	91,190
100	98	6	4,233	95,883	98,423	93,767	94,190
	105	6	4,233	97,883	100,423	95,767	96,190
		4	6,350	101,825	105,635	98,650	99,285
110	115	4	6,350	106,825	110,635	103,650	104,285
		4	6,350	111,825	115,635	108,650	109,285
		4	6,350	116,825	120,635	113,650	114,285

1) Die Durchmesser sind vorzugsweise aus der Reihe 1 zu wählen.

Πίνακας 7-8: Τυποποίηση κοχλιών στρογγυλών σπειρωμάτων (συνέχεια)

Tabelle 2. Gewinde-Nennmaße (Fortsetzung)

Gewinde-Nenndurchmesser		Gangzahl auf 1 inch	Steigung P	Flanken- durchmesser $d_2 = D_2$	Außen- durchmesser D_4	Kerndurchmesser	
Reihe 1	Reihe 2					d_3	D_1
130	125	4	6,350	121,825	125,635	118,650	119,285
	135	4	6,350	126,825	130,635	123,650	124,285
		4	6,350	131,825	135,635	128,650	129,285
140	145	4	6,350	136,825	140,635	133,650	134,285
150		4	6,350	141,825	145,635	138,650	139,285
		4	6,350	146,825	150,635	143,650	144,285
160	155	4	6,350	151,825	155,635	148,650	149,285
	165	4	6,350	156,825	160,635	153,650	154,285
		4	6,350	161,825	165,635	158,650	159,285
170	175	4	6,350	166,825	170,635	163,650	164,285
180		4	6,350	171,825	175,635	168,650	169,285
		4	6,350	176,825	180,635	173,650	174,285
190	185	4	6,350	181,825	185,635	178,650	179,285
	195	4	6,350	186,825	190,635	183,650	184,285
		4	6,350	191,825	195,635	188,650	189,285
200		4	6,350	196,825	200,635	193,650	194,285

Erläuterungen

Im Zuge der Erarbeitung der Neufassung der Normen DIN 103 über Trapezgewinde und DIN 380 Flaches Trapezgewinde wurde auch die Möglichkeit in Erwägung gezogen, das Rundgewinde nach DIN 405 zu verändern und in ein Rundgewinde mit metrischen Steigungen umzuwandeln. Man hätte sich dann relativ einfach am Trapezgewinde nach DIN 103 orientieren können, indem man die Durchmesser und Steigungen unverändert übernommen und die Trapezform des Profils stark gerundet hätte. Damit wäre ein neues Rundgewinde oder ein gerundetes Trapezgewinde entstanden. DIN 405 hätte aber dennoch in der alten Form weiter bestanden, weil es aus einigen Fachbereichen auch heute noch nicht wegzudenken ist. Im Ausschuß Gewinde hat man sich deshalb entschlossen, das Rundgewinde nach DIN 405 unverändert beizubehalten und die Norm in Anlehnung an den modernen Aufbau der anderen Gewindenormen nur redaktionell zu überarbeiten.

Das Rundgewinde nach dieser Norm hat kein für Bolzen- und Muttergewinde gleiches Grundprofil, weil die Rundungsradien R_1 beim Bolzen und R_2 und R_3 bei der Mutter unterschiedlich sind. Auf eine separate Darstellung der Grundprofile wurde verzichtet, weil diese identisch sind mit den Nennprofilen ohne Flankenspiel. Die Darstellung der Nennprofile wurde um die fehlenden Maße des Grundprofils ergänzt.

Diese Norm wurde als DIN 405 Teil 1 herausgegeben, um eine etwaige Erweiterung der Normenreihe analog DIN 103 oder DIN 513 zu ermöglichen.

Πίνακας 7-9: Τυποποίηση κοχλιών πριονωτών σπειρωμάτων

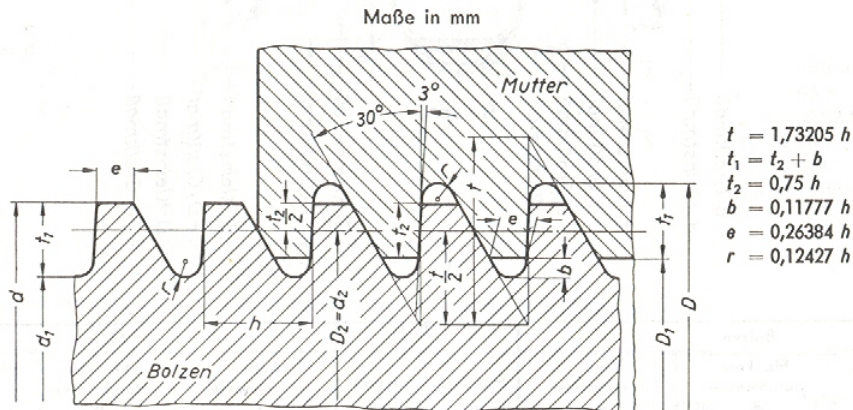
DK 621.882.082.5:622

April 1960

Sägengewinde
mit Steigung 0,8 bis 2 mm

DIN
20 401
Blatt 1

Das Sägengewinde ist für solche Bauteile, z. B. Schlitzbolzen nach DIN 22 412, bestimmt, bei denen die durch das Andrehen der Mutter hervorgerufenen Axialkräfte nur zu einem geringen Anteil in Radialkräfte umgewandelt werden sollen.



Bezeichnung eines Sägengewindes von Nenndurchmesser $d = 25$ mm und Steigung $h = 1,5$ mm:
Sägengewinde S 25 × 1,5 DIN 20 401

Bolzen			Flanken- durchmesser $D_2 = d_2$ 1)	Mutter		Steigung h	Gewinde- tiefe t_1	Trag- tiefe t_2	Rundung r
Gewinde- Nenn- durchmesser d	Kern- durch- messer d_1 1)	Kern- quer- schnitt mm ² 1)		Außen- durchmesser D 1)	Kern- durchmesser D_1 1)				
6	4,6	16,8	5,4	6,2	4,8	0,8	0,69	0,6	0,11
7	5,6	24,8	6,4	7,2	5,8				
8	6,3	30,8	7,3	8,2	6,5				
9	7,3	41,4	8,3	9,2	7,5	1	0,87	0,75	0,12
10	8,3	53,6	9,3	10,2	8,5				
11	9,3	67,3	10,3	11,2	9,5				
12	9,8	75,7	11,1	12,3	10,1	1,25	1,09	0,94	0,16
14	11,8	109,7	13,1	14,3	12,1				
16	13,8	149,9	15,1	16,3	14,1				
18	15,4	185,7	16,9	18,4	15,7	1,5	1,31	1,13	0,19
20	17,4	237,1	18,9	20,4	17,7				
22	19,4	294,8	20,9	22,4	19,7				
24	21,4	358,8	22,9	24,4	21,7	2	1,74	1,5	0,25
25	22,4	393,1	23,9	25,4	22,7				
27	23,5	434,2	25,5	27,5	24,0				
28	24,5	471,2	26,5	28,5	25,0	2	1,74	1,5	0,25
30	26,5	551,3	28,5	30,5	27,0				
32	28,5	637,6	30,5	32,5	29,0				
34	30,5	731,2	32,5	34,5	31,0	2	1,74	1,5	0,25
36	32,5	829,1	34,5	36,5	33,0				
38	34,5	934,3	36,5	38,5	35,0				
40	36,5	1046	38,5	40,5	37,0				

1) Bei einem Teil der hier angegebenen Werte ist die letzte Stelle aufgerundet.

Gewindengrenzmaße für Sägengewinde siehe DIN 20 401 Blatt 2 (z. Z. noch Entwurf).

Fachnormenausschuß Bergbau im Deutschen Normenausschuß (DNA)
Ausschuß Gewinde im DNA

7.2 Κατηγορίες υλικών κοχλιών

Οι χαλύβδινοι κοχλίες κατατάσσονται σε κατηγορίες ως προς την αντοχή τους. Το σύμβολο της κατηγορίας αντοχής των κοχλιών αποτελείται από δύο ψηφία, x και y, χωρισμένα με τελεία (x.y). Το πρώτο ψηφίο μας δίνει, αν πολλαπλασιαστεί με το 100, το όριο θραύσης του υλικού των κοχλιών σε MPa. Το δεύτερο ψηφίο μας δίνει το όριο διαρροής ως ποσοστό του ορίου θραύσης. Για παράδειγμα: κατηγορία (x.y) = (4.8) σημαίνει: $S_u = x*100 = 4*100 = 400$ MPa, και $S_y = (y*10)\%*S_u = (8*10)\% *400 = 320$ MPa.

Πίνακας 7-10: Μηχανικές ιδιότητες χαλύβδινων κοχλιών μετρικών σπειρωμάτων (DIN-ISO_898_part_1)

ΚΑΤΗΓΟΡΙΑ ΚΟΧΛΙΑ	S_u	S_y	$S_{y0.2}$	δ_u (% επιμήκυνση μετά τη θραύση)	ΚΑΤΗΓΟΡΙΑ ΠΕΡΙ-ΚΟΧΛΙΟΥ	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

Οι συντελεστές τριβής στους κοχλίες εξαρτώνται από την ποιότητα των επιφανειών και κατεργασία και την λίπανση ή όχι των σπειρωμάτων.

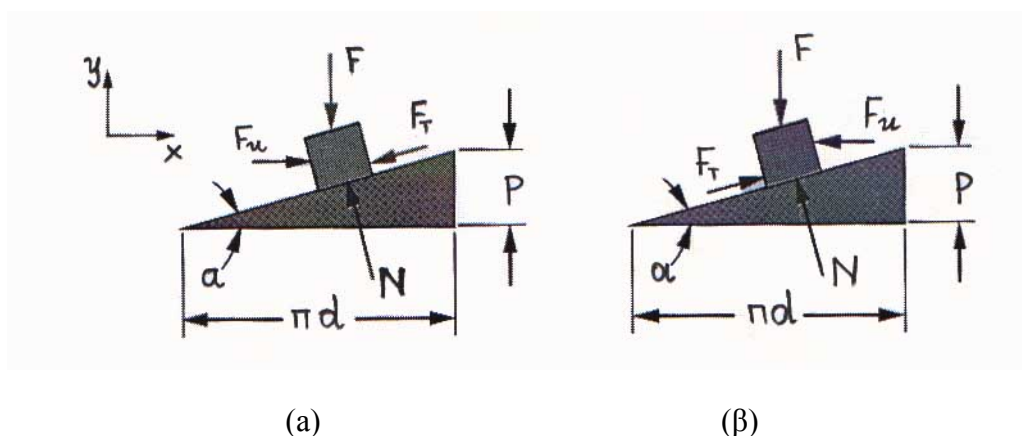
Πίνακας 7-11: Συντελεστές τριβής κοχλιών

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	-

7.3 Ανάλυση δυνάμεων στους κοχλίες

7.3.1 Ροπή σύσφιγξης σε κοχλίες

Είναι χρήσιμο να συσχετίσουμε την δύναμη σύσφιγξης F_u ενός περικοχλίου στον κοχλία του, με την αναπτυσσόμενη εφελκυστική δύναμη στο σώμα του κοχλία F , η οποία αναπτύσσεται λόγω της σύσφιγξης. Στο Σχήμα 7-5, μια σπείρα κοχλία αναπτύσσεται σε ορθογώνιο τρίγωνο με γωνία κεκλιμένου επιπέδου, α . Το κινούμενο πάνω της σώμα είναι το περικόχλιο πάνω στο οποίο σχεδιάζονται οι ασκούμενες δυνάμεις.



Σχήμα 7-5: Στατική του κοχλία-περικοχλίου με τριβή κατά την σύσφιγξη και αποσύσφιγξη

Δείχνονται εκτός των δύο προαναφερθεισών δυνάμεων και η αντίδραση N του κεκλιμένου σπειρώματος και η δύναμη τριβής $F_\tau = \mu N$, όπου μ είναι ο συντελεστής τριβής μεταξύ των σπειρωμάτων κοχλία-περικοχλίου. Οι δυνάμεις σύσφιγξης και τριβής αλλάζουν φορά κατά την αποσύσφιγξη. Η ισορροπία των δυνάμεων μας δίνει για την σύσφιγξη (Σχήμα 7-5(α)),

$$\sum F_x = F_u - N \sin \alpha - F_\tau \cos \alpha = 0 \Rightarrow F_u = N(\mu \cos \alpha + \sin \alpha)$$

$$\sum F_y = -F + N \cos \alpha - F_\tau \sin \alpha = 0 \Rightarrow F = N(\cos \alpha - \mu \sin \alpha)$$

ενώ κατά την αποσύσφιγξη, Σχήμα 7-5(β), έχουμε:

$$\sum F_x = -F_u - N \sin \alpha + F_\tau \cos \alpha = 0 \Rightarrow F_u = N(\mu \cos \alpha - \sin \alpha)$$

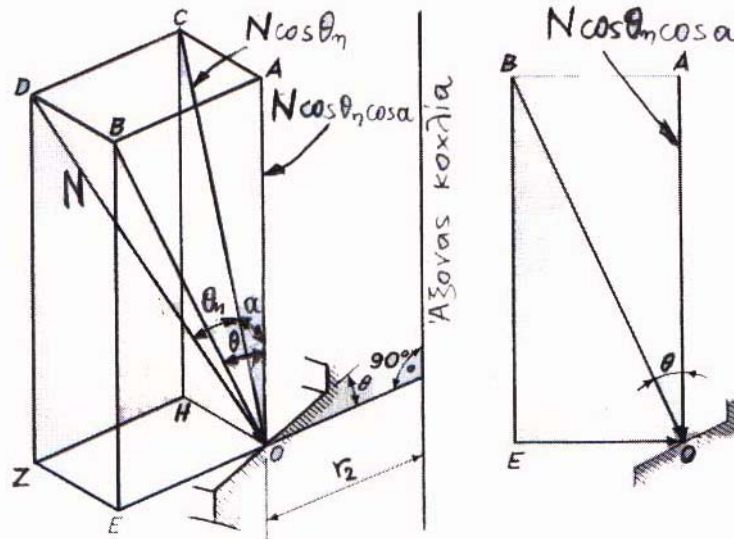
$$\sum F_y = -F + N \cos \alpha + F_\tau \sin \alpha = 0 \Rightarrow F = N(\cos \alpha + \mu \sin \alpha)$$

Αν διαιρέσουμε τις παραπάνω εξισώσεις κατά μέλη, θεωρώντας ότι ο συντελεστής τριβής αντιστοιχεί σε επιπρόσθετη γωνία ρ του κεκλιμένου επιπέδου όπου $\tan \rho = \mu$,

$$F_u = F \frac{\mu \cos \alpha \pm \sin \alpha}{\cos \alpha \mp \mu \sin \alpha} = F \frac{\tan \rho \pm \tan \alpha}{1 \mp \tan \rho \tan \alpha} = F \tan(\rho \pm \alpha)$$

όπου το άνω πρόσημο αναφέρεται στην σύσφιγξη και το κάτω πρόσημο στην αποσύσφιγξη. Η απαιτούμενη ροπή σύσφιγξης M_σ και αποσύσφιγξης M_α υπολογίζονται από την ανωτέρω δύναμη επί την απόσταση στην οποία αυτή εφαρμόζεται:

$$M_\sigma = F \tan(\rho + \alpha) \frac{d_2}{2} \quad \text{και} \quad M_\alpha = F \tan(\rho - \alpha) \frac{d_2}{2}$$



(α) Παραλληλεπίπεδο δυνάμεων (β) αξονική τομή

Σχήμα 7-6: Η αντίδραση στο σπείρωμα λόγω της κλίσης α και $\theta = \beta / 2$ του σπειρώματος

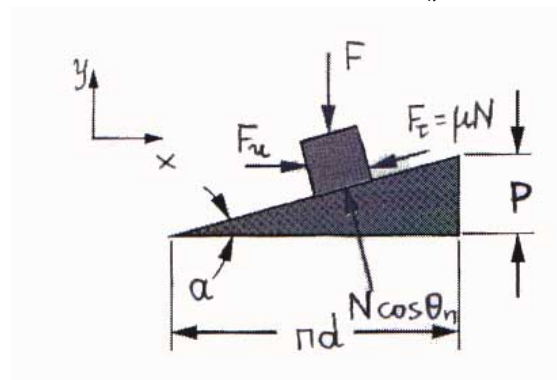
Η ανάλυση που παρατέθηκε πιο πάνω ισχύει για τετραγωνικά σπείρωματα. Στην γενική περίπτωση το σπείρωμα έχει κλίση και ως προς το άλλο επίπεδο πχ τραπεζοειδές σπείρωμα, ή κανονικό μετρικό. Στο πιο πάνω σχήμα έχει σχεδιαστεί η αντίδραση του κεκλιμένου επιπέδου η $N = OD$. Η προβολή της στο επίπεδο OAC είναι η $N \cos \theta_n = OC$. Η δύναμη αυτή στο επόμενο σχήμα χρησιμοποιείται στην ισορροπία δυνάμεων.

$$\sum F_x = F_u - N \cos \theta_n \sin a - \mu N \cos a = 0 \Rightarrow F_u = N(\cos \theta_n \sin a + \mu \cos a)$$

$$\sum F_y = -F + N \cos \theta_n \cos a - \mu N \sin a = 0 \Rightarrow F = N(\cos \theta_n \cos a - \mu \sin a)$$

διαιρούμε κατά μέλη και αφού αντικαταστήσουμε $\mu = \tan \rho$ και όπου $\tan \rho' = \frac{\tan \rho}{\cos \theta_n}$ λαμβάνουμε,

$$\frac{F_u}{F} = \frac{\cos \theta_n \sin a + \mu \cos a}{\cos \theta_n \cos a - \mu \sin a} = \frac{\cos \theta_n \tan a + \tan \rho}{\cos \theta_n - \tan \rho \tan a} = \frac{\frac{\tan \rho}{\cos \theta_n} + \tan a}{1 - \frac{\tan \rho}{\cos \theta_n} \tan a} = \frac{\tan \rho' + \tan a}{1 - \tan \rho' \tan a} = \tan(\rho' + \alpha)$$



Σχήμα 7-7: Ισορροπία δυνάμεων λόγω της κλίσης α και $\theta = \beta / 2$ του σπειρώματος

Η σχέση των γωνιών όπως προκύπτουν από το σχήμα είναι:

$$\tan \theta_n = \frac{CD}{OC} = \frac{AB}{OC} = \frac{AB}{OA} \frac{OA}{OC} = \tan \theta \cos \alpha$$

όπου $\theta = \beta / 2$ είναι η γωνία του σπειρώματος και θ_n η γωνία μεταξύ της καθέτου αντίδρασης στο κεκλιμένο κατά α και $\theta/2$ σπείρωμα σχετικά με το επίπεδο του εξεταζόμενου κεκλιμένου επιπέδου.

Αρα η ροπή σύσφιξης του κοχλίου μπορεί να υπολογιστεί από την σχέση,

$$M = F_u \frac{d_2}{2} = F \tan(\rho' \pm \alpha) \frac{d_2}{2}$$

Αν λάβουμε υπ' όψη μας και την τριβή μεταξύ περικοχλίου και ελάσματος, με μ_π τον συντελεστή τριβής, και $d_m = (d_1 + d_\pi) / 2$, όπου d_π η διάμετρος του περικοχλίου, τότε η συνολική ροπή σύσφιξης θα είναι,

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

7.3.2 Απόδοση κοχλιών

Σαν απόδοση ενός συστήματος κοχλίου περικόχλιου ορίζεται το πηλίκο της απαιτούμενης ροπής, για την σύσφιξη ή την αποσύσφιξη, όταν αγνοήσουμε την τριβή, προς την απαιτούμενη ροπή όταν λάβουμε υπ' όψιν την τριβή. Έτσι οι αποδόσεις για την σύσφιξη ή την αποσύσφιξη δίνονται αντίστοιχα από τις σχέσεις,

$$\eta = \frac{\text{ΡΟΠΗ ΧΩΡΙΣ ΤΡΙΒΗ}}{\text{ΡΟΠΗ ΜΕ ΤΡΙΒΗ}}$$

$$\eta_\sigma = \frac{\tan \alpha}{\tan(\alpha + \rho')} = \frac{\cos \theta_n - \mu \tan \alpha}{\cos \theta_n + \mu \cot \alpha}$$

$$\eta_a = \frac{\tan \alpha}{\tan(\alpha - \rho')} = \frac{\cos \theta_n + \mu \tan \alpha}{\cos \theta_n - \mu \cot \alpha}$$

7.3.3 Ευστάθεια κοχλιών

Αν για την αποσύσφιξη χρειάζεται ροπή θετική, δηλαδή τότε ο κοχλίας είναι ευσταθής (ασφαλής ως προς την αποσύσφιξη).

$$M_a > 0 \quad \text{ή} \quad \tan(\rho - \alpha) > 0 \quad \text{ή} \quad \tan \rho - \tan \alpha > 0 \quad \text{ή} \quad \mu > \tan \alpha$$

Αν δεν λάβουμε υπ' όψη μας την γωνία κλίσης του σπειρώματος $\beta / 2$, και

$$\tan(\rho' \pm \alpha) \frac{d_2}{2} > 0 \Rightarrow \frac{\tan \rho' - \tan \alpha}{1 + \tan \rho' \tan \alpha} > 0 \Rightarrow \frac{\frac{\tan \rho}{\cos \theta_n} - \tan \alpha}{1 + \frac{\tan \rho}{\cos \theta_n} \tan \alpha} > 0 \Rightarrow \frac{\mu}{\cos \theta_n} > \tan \alpha$$

αν την λάβουμε. Η σχέση αυτή μας λέει ότι το σύστημα κοχλίου-περικόχλιου είναι ασφαλές ως προς αποσύσφιξη εφ' όσον ο συντελεστής τριβής μ ή ο $\mu / \cos \theta_n$ είναι μεγαλύτερος από την εφαπτομένη της γωνίας του σπειρώματος.

7.4 Κοχλίες υπό πρόταση σε στατική φόρτιση

7.4.1 Πρόταση κοχλιών

Η τιμή της πρότασης κατά Niemann είναι 1.5 φορές το στατικό φορτίο ή 2 έως 2.5 φορές το δυναμικό. Μια προσεγγιστική, βασισμένη σε πειράματα, σχέση για την εκτίμηση της μέγιστης πρότασης σε ένα κοχλία διαμέτρου d cm, είναι,

$$F_i = 2840d \text{ kp}$$

και η απαιτούμενη ροπή σύσφιγξης M_i ,

$$M_i = CdF_i \text{ kpcm}$$

όπου $C = 0.2$ για σπείρωμα χωρίς λιπαντικό $C = 0.18$ για σπείρωμα με λιπαντικό.

7.4.2 Κοχλίες υπό πρόταση – Στατική φόρτιση

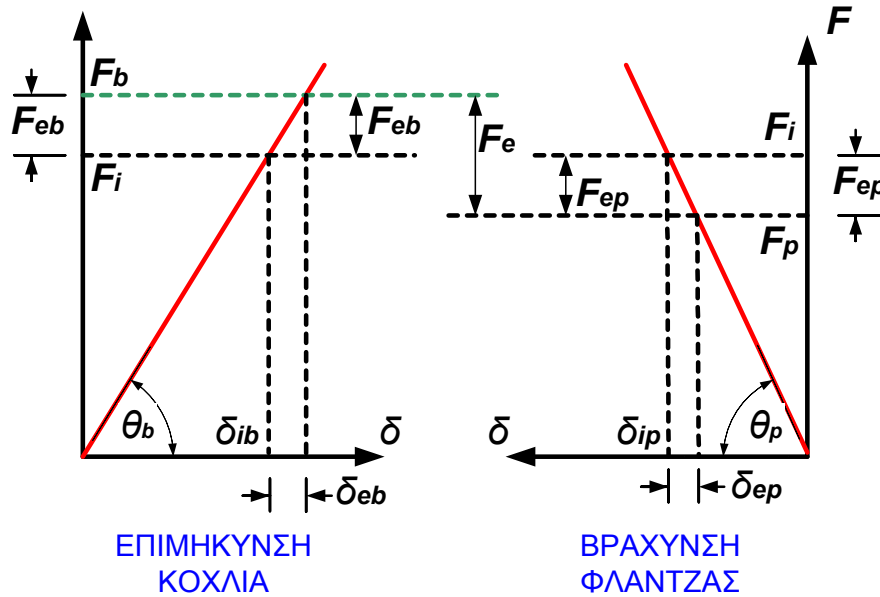
Ας υποθέσουμε ότι ένας κοχλίας που συνδέει δύο φλάντζες έχει υποστεί αρχική πρόταση F_i . Θεωρώντας ότι ο κοχλίας δέχεται δυνάμεις ώστε να λειτουργεί στην ελαστική περιοχή σχεδιάζουμε στο Σχήμα 7-8, το διάγραμμα δύναμης παραμόρφωσης του κοχλία (αριστερά) και της φλάντζας (δεξιά). Μετά την επιβολή της πρότασης F_i ο κοχλίας έχει υποστεί μια αρχική επιμήκυνση δ_{ib} , ενώ οι συμπιεζόμενες φλάντζες μια αρχική βράχυνση δ_{ip} . Αν k_b και k_p οι σταθερές ελατηρίου του κοχλία και των φλαντζών αντίστοιχα, τότε η πρόταση μπορεί να εκφραστεί με τις σχέσεις:

$$F_i = k_b \delta_{ib}, \quad k_b = \frac{A_b E_b}{L_b}$$

$$F_i = k_p \delta_{ip}, \quad k_p = \frac{A_p E_p}{L_p}$$

όπου k_b και k_p οι σταθερές ελατηρίου του κοχλία και των φλαντζών αντίστοιχα, A_b και A_p οι καταπονούμενες επιφάνειες κοχλία και φλαντζών αντίστοιχα, E_b και E_p τα αντίστοιχα μέτρα ελαστικότητας και L_b και L_p τα μήκη του εφελκυσμένου τμήματος του κοχλία και του συμπιεζόμενου πάχους των φλαντζών.

Έστω τώρα ότι εφαρμόζουμε στις φλάντζες κάποιο εξωτερικό φορτίο λειτουργίας F_e . Τότε ο κοχλίας θα υποστεί επιπρόσθετη επιμήκυνση κατά δ_{eb} ενώ οι φλάντζες θα υποστούν μείωση της αρχικής τους συμπίεσης κατά δ_{ep} . Εφόσον δεν υπάρχει απομάκρυνση των φλαντζών, οι δύο μεταβολές μήκους πρέπει να είναι ίσες. Επομένως ένα μέρος της δύναμης λειτουργίας F_e , η δύναμη F_{eb} , επιμηκύνει τον κοχλία και το υπόλοιπο F_{ep} μειώνει την συμπίεση των φλαντζών.



Σχήμα 7-8: Διάγραμμα πρότασης σε σύστημα κοχλία-φλάντζας

$$F_e = F_{eb} + F_{ep} \quad (\alpha)$$

Επίσης η επιμήκυνση του κοχλία και η βράχυνση των φλάντζων είναι ίσες, εφόσον δεν υπάρχει αποκόλληση των φλάντζων.

$$\delta_{eb} = \delta_{ep} \quad \text{ή} \quad \frac{F_{eb}}{k_b} = \frac{F_{ep}}{k_p} \quad (\beta)$$

οπότε από τις (α) και (β) έχουμε:

$$F_{eb} = \frac{k_b}{k_b + k_p} F_e = C_b F_e$$

$$F_{ep} = \frac{k_p}{k_b + k_p} F_e = C_p F_e = (1 - C_b) F_e$$

Όπως φαίνεται και από το σχήμα οι δυνάμεις που καταπονούν κοχλία και φλάντζες, όταν υπάρχει πρόταση είναι αντίστοιχα:

$$F_b = F_{eb} + F_i$$

$$F_p = F_i - F_{ep}$$

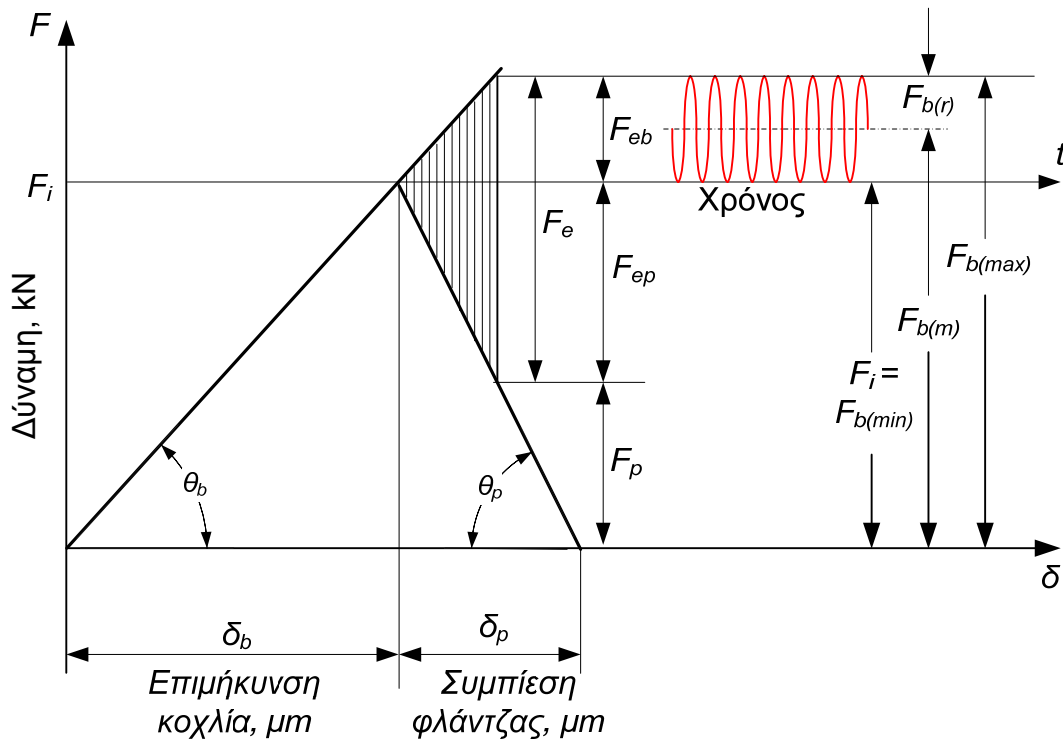
7.5 Κοιλίες υπό πρόταση σε δυναμική φόρτιση

Αν το φορτίο λειτουργίας F_e είναι μεταβαλλόμενο τότε έχει μέγιστη και ελάχιστη τιμή. Ο κοιλίας θα παραλαμβάνει φορτίο από F_i μέχρι $F_i + F_{eb}$. οπότε το μέγιστο και ελάχιστο φορτίο λειτουργίας του κοιλία θα είναι:

$$F_{b(max)} = F_{eb} + F_i \quad \text{και} \quad F_{b(min)} = F_i$$

Άρα η μέση τιμή του μεταβαλλόμενου φορτίου του κοιλία, καθώς και το εύρος εναλλαγής θα είναι:

$$F_{b(m)} = F_{eb} / 2 + F_i \quad \text{και} \quad F_{b(r)} = F_{eb} / 2$$



Σχήμα 7-9: Δυναμική φόρτιση κοιλιών υπό πρόταση

Η μέση τιμή της τάσης και το εύρος εναλλαγής της θα είναι:

$$\sigma_m = \frac{F_{b(m)}}{A_3} \quad \text{και} \quad \sigma_r = \frac{F_{b(r)}}{A_3}$$

και από την γνωστή σχέση του Soderberg, η ισοδύναμη στατική καταπόνηση θα είναι

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

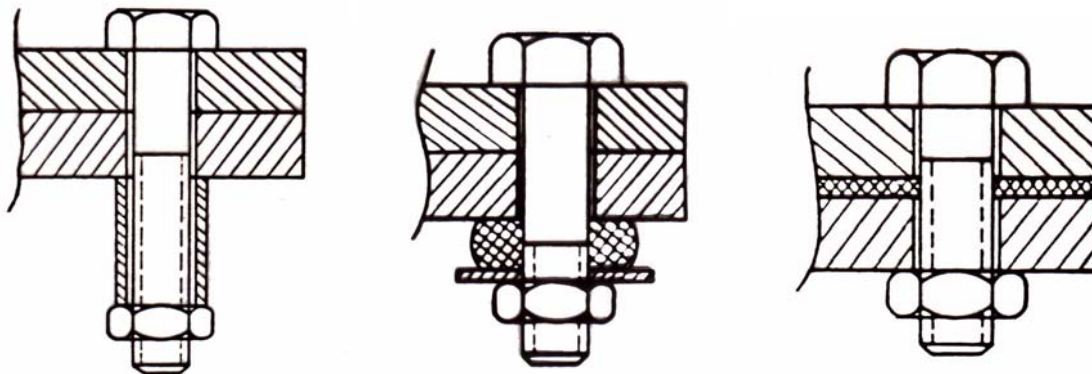
Αντίστοιχες σχέσεις ισχύουν και για τις φλάντζες.

Όταν μεταξύ των συσφιγγομένων φλάντζων υπάρχει κάποιο παρέμβυσμα (ελατήρια σε σειρά), τότε η σταθερά ελατηρίου της φλάντζας υπολογίζεται από την σχέση

$$\frac{1}{k_p} = \frac{1}{k_{p1}} + \frac{1}{k_g} + \frac{1}{k_{p2}}$$

όπου k_{p_1} και k_{p_2} οι σταθερές ελατηρίου των δύο φλαντζών. Προφανώς όταν το υλικό του παρεμβύσματος είναι κατά πολύ μαλακότερο από το υλικό των φλαντζών τότε ισχύει,

$$k_p \approx k_g$$



Σχήμα 7-10: Περαστοί κοχλίες με παρεμβύσματα

7.5.1 Συντελεστές συγκέντρωσης τάσεων k_f

Όταν ένας κοχλίας υπόκειται σε δυναμική καταπόνηση, πρέπει να υπολογίζεται λαμβάνοντας υπ' όψη τον συντελεστή συγκέντρωσης τάσεων. Τα κρίσιμα σημεία για αστοχία είναι (α) το σημείο αλλαγής της διαμέτρου κάτω από την κεφαλή του κοχλίου, (β) το σημείο αρχής του σπειρώματος, και (γ) κατά μήκος του σπειρώματος μέσα στο περικόχλιο.

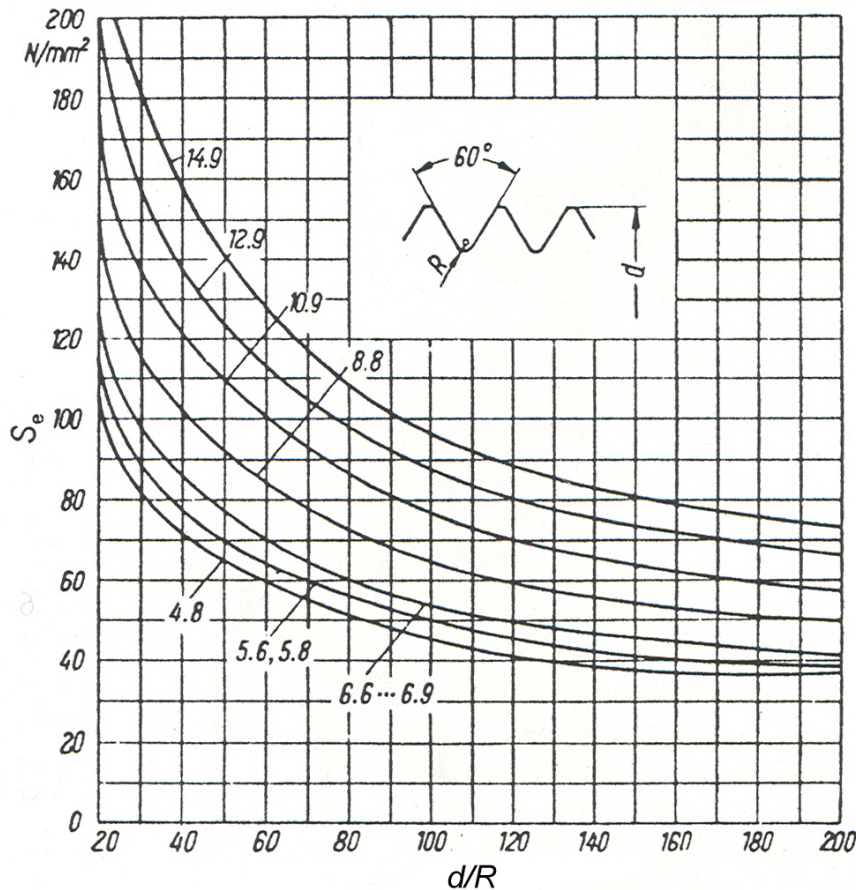
ΥΛΙΚΟ

Χυτοχάλυβας	3.0 ÷ 4.5	1.5 ÷ 4.0
	5.5 ÷ 6.0	3.0 ÷ 5.5

Μεγαλύτερες τιμές λαμβάνονται για διάμετρο κοχλίου μεγαλύτερη από 25 mm.

7.6 Τάσεις κοχλιών

Για τον προσδιορισμό της διαμέτρου του κοχλίου μιας κοχλιωτής σύνδεσης πρέπει να ληφθούν υπ' όψη τόσο τα στατικά όσο και τα δυναμικά φορτία. Κατά την σύσφιγξη ενός κοχλίου παρουσιάζονται οι ακόλουθες τάσεις: (α) εφελκυστική τάση στον κορμό του κοχλίου, (β) στρεπτική τάση στον κορμό λόγω της αντίστασης της τριβής κατά την σύσφιγξη του κοχλίου, (γ) διατμητική τάση στο σπείρωμα, (δ) επιφανειακή τάση στο σπείρωμα, (ε) καμπτική τάση



Σχήμα 7-11: Διάγραμμα διαρκούς δυναμικής αντοχής S_e για χαλύβδινους κοχλίες διαφόρων κατηγοριών

στο σπείρωμα, και (σ_t) καμπτική τάση στον κοχλία αν η κεφαλή του κοχλία και το περικόχλιο δεν είναι ακριβώς κάθετα στον άξονα του κοχλία.

7.6.1 Εφελκυστική τάση στον κορμό του κοχλία

Η μέση εφελκυστική τάση σε ένα κοχλία με πρόταση F_i , είναι

$$\sigma = \frac{F_i}{A_s}$$

όπου η διατομή A_s είναι $A_s = \frac{\pi d_3^2}{4}$, για δυναμικά φορτία και $A_s = \frac{\pi d_m^2}{4}$ όπου $d_m = \frac{d_2 + d_3}{2}$, για στατικά.

7.6.2 Καμπτική τάση στον κορμό του κοχλία

Αν οι εξωτερικές επιφάνειες των συνδεομένων μερών δεν είναι παράλληλες μεταξύ τους, τότε ο κοχλίας θα υποστεί καμπτική καταπόνηση. Η καμπτική τάση μπορεί να υπολογιστεί από την σχέση,

$$\sigma = \frac{\delta E}{2L}$$

όπου L είναι το ενεργό μήκος του κοχλία, E το μέτρο ελαστικότητας του υλικού του κοχλία και δ η μέγιστη απόσταση μεταξύ των γωνιών του κοχλία στην διεύθυνση του άξονα.

7.6.3 Διατμητική τάση κοχλία λόγω στρέψης

Η διατμητική τάση στον κορμό του κοχλία λόγω της στρεπτικής ροπής που απαιτείται για την σύσφιξη του μπορεί να υπολογιστεί από την σχέση

$$\tau = \frac{16M}{\pi d_3^3}$$

7.6.4 Σύνθετη καταπόνηση

Στην περίπτωση κατά την οποία θα έχουμε συνδυασμό ορθών ($\sigma_{ολ}$) και διατμητικών ($\tau_{ολ}$) τάσεων σε μονοαξονική καταπόνηση, η ισοδύναμη (σ_{eq}) υπολογίζεται με την βοήθεια του κριτηρίου της Μέγιστης Διατμητικής Τάσης (ΜΔΤ) ή της Θεωρίας Έργου Παραμόρφωσης (ΘΕΠ).

$$\sigma_{eq} = \sqrt{\sigma_{ολ}^2 + \alpha \tau_{ολ}^2} \leq \frac{S_y}{N}$$

όπου $\alpha = 3$ για ΘΕΠ και $\alpha = 4$ για ΜΔΤ.

7.6.5 Διατμητική τάση σπειρώματος

Η μέση διατμητική τάση στο σπείρωμα του κοχλία είναι

$$\tau_\kappa = \frac{F_i}{\pi d_3 n b}$$

όπου d_3 η εσωτερική διάμετρος του σπειρώματος του κοχλία, n ο αριθμός των σπειρών που συνεργάζονται και b το ύψος της σπείρας στην εσωτερική διάμετρο. Επίσης η μέση διατμητική τάση στο σπείρωμα του περικοχλίου είναι,

$$\tau_\pi = \frac{F_i}{\pi d_1 n b}$$

7.6.6 Επιφανειακή τάση σπειρώματος

Κατά τη φόρτιση ενός ζεύγους κοχλία-περικοχλίου, οι σπείρες του περικοχλίου παραλαμβάνουν τη δύναμη από τις σπείρες του κοχλία. Αν το περικόχλιο αποτελείται από n σπείρες, και έχει ύψος h_π τότε επειδή το βήμα του σπειρώματος είναι P , θα ισχύει: $h_\pi = n P$. Επίσης η επιφάνεια του σπειρώματος που θα παραλαμβάνει τη δύναμη θα είναι:

$$A_\sigma = n (\pi d_2 H_1)$$

όπου H_1 το ύψος του σπειρώματος και επομένως

$$A_\sigma = h_\pi (\pi d_2 H_1) / P$$

Τα σπειρώματα καταπονούνται σε επιφανειακή πίεση σ_b . Ο Πίνακας 7-12, περιλαμβάνει τις επιτρεπόμενες επιφανειακές πιέσεις για διάφορους συνδυασμούς υλικών σπειρωμάτων (σ_b)_{επ}. Τότε:

$$\sigma_b = \frac{F}{A_\sigma} = \frac{F}{h_\pi (\pi d_2 H_1) / P} \leq \frac{S_b}{N} = (\sigma_b)_{επ}$$

Από την τελευταία σχέση μπορούμε να υπολογίσουμε το απαραίτητο ύψος του περικοχλίου h_π .

$$h_{\pi} = \frac{F}{(\sigma_b)_{\varepsilon\pi} (\pi d_2 H_1) / P}$$

Πίνακας 7-12: Επιτρεπόμενη επιφανειακή πίεση σπειρωμάτων κοχλιών-περικοχλίων

ΚΟΧΛΙΑΣ - ΠΕΡΙΚΟΧΛΙΟ	Επιτρεπόμενη επιφανειακή πίεση $\sigma_{\varepsilon\pi}$ (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

7.6.7 Καμπτική τάση σπειρώματος

$$\sigma = \frac{3F_i h}{\pi d_m n b^2}$$

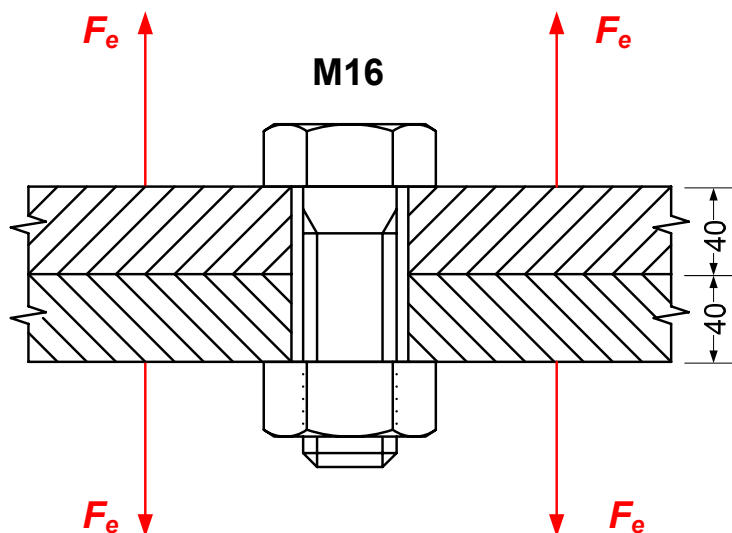
όπου $d_m = \frac{1}{2}(d_2 + d_3)$, h το ύψος του δοντιού, n ο αριθμός των σπειρών μέσα στο περικόχλιο και b το πλάτος του δοντιού.

7.7 Λυμένες ασκήσεις κοχλιών

7.7.1 ΑΣΚΗΣΗ

Ενας κοχλίας μετρικού σπειρώματος M16, συνδέει δύο τμήματα πάχους 40 mm έκαστο, και του ίδιου υλικού μιας κατασκευής, που υφίστανται μια μεταβαλλόμενη δύναμη F_e από 5 kN έως 40 kN. Ο κοχλίας και η φλάντζα είναι από το ίδιο υλικό, με $S_y = 500$ MPa και $S_e = 220$ MPa. Έστω συντελεστής συγκέντρωσης τάσης στο σπείρωμα 3.8.

- Είναι ασφαλής ο κοχλίας για συνεχή λειτουργία;
- Αν εφαρμόσουμε πρόταση 50 kN, είναι ασφαλής για συνεχή λειτουργία;
- Το ίδιο αν η εφαρμοζόμενη πρόταση είναι 80 kN.



Σχήμα 7-12: Περαστός κοχλίας υπό πρόταση με εξωτερικό φορτίο

ΛΥΣΗ: (α) Ο Πίνακας 7-1, μας δίνει για κοχλία μετρικού σπειρώματος **M16**:

$P = 2$ mm, $d = 16$ mm, $d_2 = 14.071$ mm, $d_3 = 13.546$ mm, $D_1 = 13.835$ mm, $h_3 = 1.227$ mm, $A = 157$ mm².

Η εξωτερικά εφαρμοζόμενη δύναμη έχει μέση τιμή και εύρος εναλλαγής:

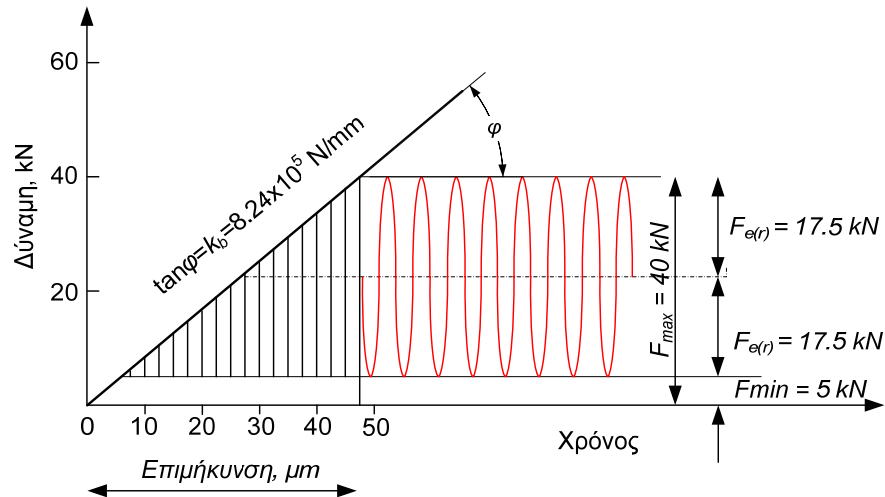
$$F_{e(m)} = \frac{40+5}{2} = 22.5 \text{ kN} \quad \text{και} \quad F_{e(r)} = \frac{40-5}{2} = 17.5 \text{ kN}$$

Κατασκευάζουμε υπό κλίμακα ένα διάγραμμα δύναμης-επιμήκυνσης (Σχήμα 7-13) όπου φαίνεται η μέση δύναμη λειτουργίας και το εύρος εναλλαγής της. Η κλίση της καμπύλης δύναμης-επιμήκυνσης είναι η σταθερά ελατηρίου του κοχλίας.

$$k_b = \frac{A_b E_b}{\ell_b} = \frac{(157 \text{ mm}^2) \times (2.1 \times 10^5 \text{ N/mm}^2)}{40 \text{ mm}} = 8.24 \times 10^5 \text{ N/mm}$$

Οι επιμηκύνσεις του κοχλίας που αντιστοιχούν σε 5 και 40 kN είναι:

$$\delta_b = \frac{F_{\min} \div F_{\max}}{k_b} = \frac{(5000 \div 40000) \text{ N}}{8.24 \times 10^5 \text{ N/mm}} = (6.07 \div 48.5) \mu\text{m}$$



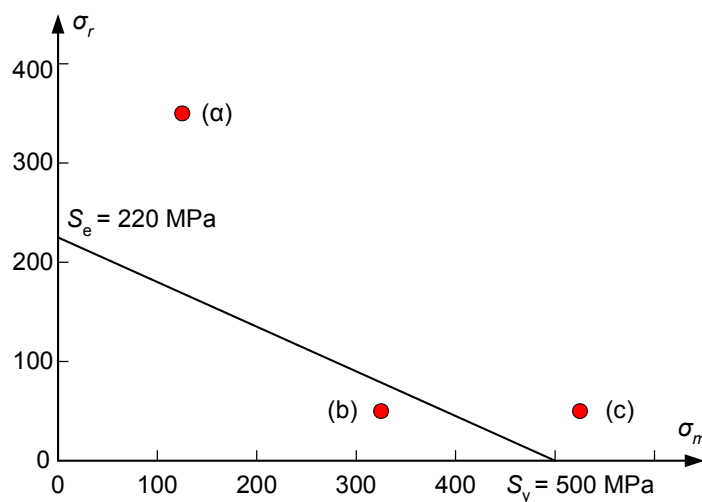
Σχήμα 7-13: Διάγραμμα δύναμης-επιμήκυνσης κοχλία χωρίς πρόταση

Αντίστοιχα οι αναπτυσσόμενες τάσεις θα είναι:

$$\sigma_m = \frac{F_{e(m)}}{A} = \frac{22.5 \times 10^3 \text{ N}}{157 \text{ mm}^2} = 143.3 \text{ MPa}$$

$$k_t \sigma_r = k_t \frac{F_{e(r)}}{A} = 3.8 \times \frac{17.5 \times 10^3 \text{ N}}{157 \text{ mm}^2} = 423.5 \text{ MPa}$$

Κατασκευάζουμε το διάγραμμα Soderberg και τοποθετούμε το σημείο (α) που αντιστοιχεί στην πρώτη εντατική κατάσταση $(\sigma_m, \sigma_r) = (143.3, 423.5)$. Όπως φαίνεται από το Σχήμα 7-14, δεν έχουμε ασφαλή λειτουργία.



Σχήμα 7-14: Συνδυασμοί δυναμικών φορτίσεων ασφαλούς λειτουργίας (b) και αστοχίας (a,c) κατά Soderberg

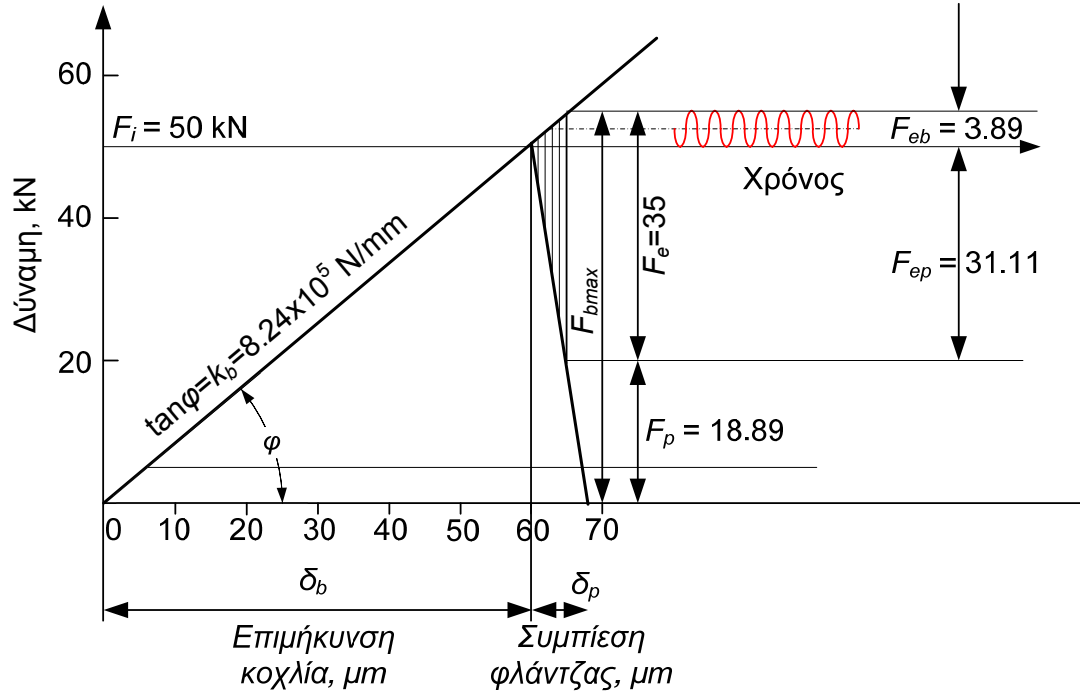
β) Αν εφαρμόσουμε αρχική πρόταση $F_i = 50 \text{ kN}$, τότε ο κοχλίας θα επιμηκυνθεί κατά

$$\delta_b = \frac{F_i}{k_b} = \frac{50000 \text{ N}}{8.24 \times 10^5 \text{ N/mm}} = 60.7 \mu\text{m}$$

Ενώ τα συμπιεζόμενα ελάσματα θα βραχυνθούν κατά

$$\delta_p = \frac{F_i}{k_p} = \frac{50000\text{N}}{6.59 \times 10^6 \text{ N/mm}} = 7.58\mu\text{m}$$

Σχεδιάζουμε το Σχήμα 7-15.



Σχήμα 7-15: Διάγραμμα δύναμης-επιμήκνσης κοχλίας με πρόταση 50kN

Ως συμπιεζόμενη επιφάνεια της φλάντζας A_p , δεχόμαστε τον δακτύλιο με εξωτερική διάμετρο $3d$ και εσωτερική d .

$$A_p = \frac{\pi}{4} \left[(3d)^2 - d^2 \right] = 9A - A = 8A, \text{ οπότε: } k_p = \frac{A_p E_p}{\ell_p} = \frac{8AE}{\ell}, \text{ και επομένως}$$

$$C_b = \frac{k_b}{k_b + k_p} = \frac{AE/\ell}{AE/\ell + 8AE/\ell} = \frac{1}{1+8} = \frac{1}{9}$$

τότε η εξωτερική δύναμη F_e , μοιράζεται στο τμήμα που παραλαμβάνει ο κοχλίας F_{eb} και η φλάντζα F_{ep} :

$$F_{eb} = C_b F_e = \frac{1}{9} \times 35\text{kN} = 3.89\text{kN} \text{ και } F_{ep} = (1 - C_b) F_e = \frac{8}{9} \times 35\text{kN} = 31.11\text{kN}$$

$$F_{b(m)} = \frac{F_{eb}}{2} + F_i = 1.95 + 50.0\text{kN} = 51.95\text{kN} \quad \text{και}$$

$$F_{b(r)} = \frac{k_b}{k_b + k_p} F_{e(r)} = C_b F_{e(r)} = \frac{1}{9} 17.5 = 1.95\text{kN}$$

Οπότε

$$\sigma_{b(m)} = \frac{51950\text{N}}{157\text{mm}^2} = 330.9\text{MPa} \quad \text{και} \quad \sigma_{b(r)} = \frac{3.8 \times 1950\text{N}}{157\text{mm}^2} = 47.2\text{MPa}$$

Από το διάγραμμα Soderberg η εντατική κατάσταση $(\sigma_m, \sigma_r) = (330.9, 47.2)$ αντιστοιχεί στο σημείο (β) και φαίνεται ότι τώρα έχουμε ασφαλή λειτουργία.

γ) Αν τώρα η πρόταση γίνει 80 kN, τότε:

$$F_{b(m)} = 1.95 + 80.0 = 81.95 \text{ kN} \quad \text{και} \quad F_{b(r)} = \frac{17.5}{9} = 1.95 \text{ kN}$$

Οπότε

$$\sigma_{b(m)} = \frac{81.95 \times 10^3 \text{ N}}{157 \text{ mm}^2} = 522 \text{ MPa} \quad \text{και} \quad \sigma_{b(r)} = \frac{3.8 \times 1.95 \times 10^3 \text{ N}}{157 \text{ mm}^2} = 47.2 \text{ MPa}$$

Η εντατική αυτή κατάσταση $(\sigma_m, \sigma_r) = (522, 47.2)$, παριστάνεται από το σημείο (c) στο διάγραμμα Soderberg. Η κατάσταση είναι εκτός της γραμμής ασφαλούς λειτουργίας.

7.7.2 ΑΣΚΗΣΗ

Σε μια κοχλιωτή σύνδεση οι κοχλίες **M12** συνδέουν δύο φλάντζες ίδιου υλικού και ίδιου πάχους. Οι φλάντζες έχουν μέτρο ελαστικότητας $E_p = 160$ GPa. Οι κοχλίες είναι κατηγορίας 8.8 με $E_b = 210$ GPa, και υφίστανται πρόταση 26 kN. Αν η εξωτερική δύναμη κυμαίνεται από 0 - 13 kN ανά κοχλία, ποιός ο συντελεστής ασφαλείας των κοχλιών;

ΛΥΣΗ:

Αφού οι κοχλίες είναι M12 και κατηγορίας 8.8, ο Πίνακας 7-1, ο Πίνακας 7-10 και το Σχήμα 7-11, δίνουν: $d_1 = 12$ mm, $d_2 = 10.863$ mm, $d_3 = 9.853$ mm, $d/R = 6d/H = 47$, $A_3 = 84$ mm², $S_{y,0.2} = 640$ MPa, και $S_e = 92$ MPa.

$$F_e = (0 \div 13) \text{ kN} \Rightarrow \begin{cases} F_{e(m)} = 6.5 \text{ kN} \\ F_{e(r)} = 6.5 \text{ kN} \end{cases}$$

Ο λόγος των σταθερών ελατηρίων, φλάντζας προς κοχλία είναι:

$$\frac{k_p}{k_b} = \frac{A_p E_p}{L} \frac{L}{A_b E_b} = \frac{A_p E_p}{A_b E_b} = \left(\frac{8}{1} \times \frac{160}{210} \right) = 6.095$$

$$C = \frac{k_b}{k_b + k_p} = \frac{1}{1 + \frac{k_p}{k_b}} = \frac{1}{1 + 6.095} = 0.141$$

$$\begin{cases} F_{b(m)} = CF_{e(m)} + F_i = 0.141 \times 6.5 + 26 = 26.9 \text{ kN} \\ F_{b(r)} = CF_{e(r)} = (0.141)(6.5) = 0.92 \text{ kN} \end{cases}$$

$$\sigma_m = \frac{F_{b(m)}}{A_3} = \frac{26.9 \times 10^3 \text{ N}}{84 \text{ mm}^2} = 320 \text{ MPa}$$

$$\sigma_r = \frac{0.92 \times 10^3 \text{ N}}{84 \text{ mm}^2} = 11 \text{ MPa}$$

$$\sigma_m + \sigma_r \frac{S_y}{S_e} \leq \frac{S_y}{N}$$

$$\frac{1}{N} = \frac{\sigma_m}{S_y} + \frac{\sigma_r}{S_e} = \frac{320}{640} + \frac{11}{92} = \frac{1}{1.6}$$

Αρα ο συντελεστής ασφαλείας των κοχλιών είναι $N = 1.6$.

7.7.3 ΑΣΚΗΣΗ

Σε μια κοχλιωτή σύνδεση, κοχλίες M12 συνδέουν δύο φλάντζες διαφορετικού υλικού ($E_{p_1} = 100 \text{ GPa}$ και $E_{p_2} = 160 \text{ GPa}$) αλλά του ίδιου πάχους. Οι κοχλίες είναι χαλύβδινοι κατηγορίας 8.8. Αν η εξωτερική δύναμη μεταβάλλεται από 0 μέχρι 13 kN, βρήτε την αναγκαία πρόταση F_i , ώστε ο συντελεστής ασφάλειας των κοχλίων να είναι 1.6.

ΛΥΣΗ:

Ο Πίνακας 7-1, για κοχλία **M12** δίνει τα ακόλουθα στοιχεία: $P = 1.75 \text{ mm}$, $d_1 = 12 \text{ mm}$, $d_2 = 10.863 \text{ mm}$, $d_3 = 9.858 \text{ mm}$, $A = 84 \text{ mm}^2$. Επίσης $H = 0.866P = 0.866 \times 1.75 = 1.5155 \text{ mm}$ και $r = H/6 = 1.5155/6 = 0.253 \text{ mm}$.

Για υλικό κατηγορίας 8.8 έχουμε (Πίνακας 7-10), $S_u = 800 \text{ MPa}$, $S_y = 640 \text{ MPa}$ και από το Σχήμα 7-11, επειδή $d/r = 12/0.253 = 47.4$, ευρίσκουμε για το όριο διαρκούς αντοχής $S_e = 95 \text{ MPa}$.

Το φορτίο του κοχλία είναι:

$$F_e = (0 \div 13) \text{ kN} = (6.5 \pm 6.5) \text{ kN} \quad \text{ή} \quad F_{e(m)} = 6.5 \text{ kN}, \quad F_{e(r)} = 6.5 \text{ kN}$$

Η σταθερά ελατηρίου της φλάντζας είναι:

$$\frac{1}{k_p} = \frac{1}{k_{p_1}} + \frac{1}{k_{p_2}} \Rightarrow k_p = \frac{k_{p_1} k_{p_2}}{k_{p_1} + k_{p_2}} = \frac{k_{p_1}}{k_{p_1}/k_{p_2} + 1} = k_{p_1} \frac{1}{100/160 + 1} = 0.615 \frac{A_p E_{p_1}}{L}$$

Ενώ του κοχλία:

$$k_b = \frac{A_b E_b}{2L}$$

$$m = \frac{k_p}{k_b} = \frac{0.615 \frac{A_p E_{p_1}}{L}}{\frac{A_b E_b}{2L}} = 2 \times 0.615 \times \frac{A_p}{A_b} \times \frac{E_{p_1}}{E_b} = \frac{2 \times 0.615 \times A_p E_{p_1}}{A_b E_b} = 1.23 \times 8 \times \frac{100}{210} = 4.686$$

$$C = \frac{1}{1+m} = \frac{1}{1+4.686} = 0.176$$

Οπότε,

$$F_{eb(m)} = CF_{e(m)} + F_i = (0.176 \times 6.5 + F_i) \text{ kN} = (1.144 + F_i) \text{ kN}$$

$$F_{eb(r)} = CF_{e(r)} = (0.176 \times 6.5) \text{ kN} = 1.144 \text{ kN}$$

Οι ορθές τάσεις είναι

$$\sigma_m = \frac{(1.144 + F_i) \times 10^3}{\pi \times 9.858^2 / 4} \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} = (15 + 13F_i) \text{ MPa}$$

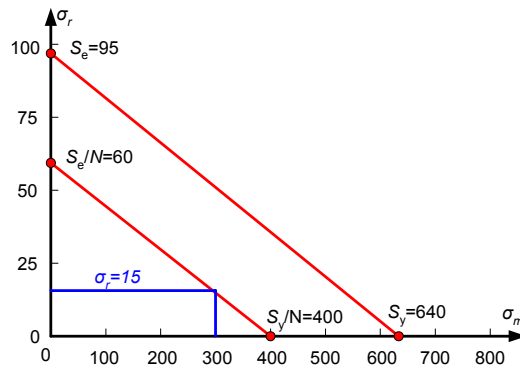
$$\sigma_r = \frac{1.144 \times 10^3}{\pi \times 9.853^2 / 4} \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} = 15 \text{ MPa}$$

Από Soderberg έχουμε

$$\sigma_m + \sigma_r \frac{S_y}{S_e} \leq \frac{S_y}{N} \Rightarrow (15 + 13F_i) + 15 \frac{640}{95} = \frac{640}{1.6} \Rightarrow F_i = 21.8 \text{ kN}$$

Η ζητούμενη πρόταση είναι $F_i = 21.8 \text{ kN}$.

Γραφική λύση:



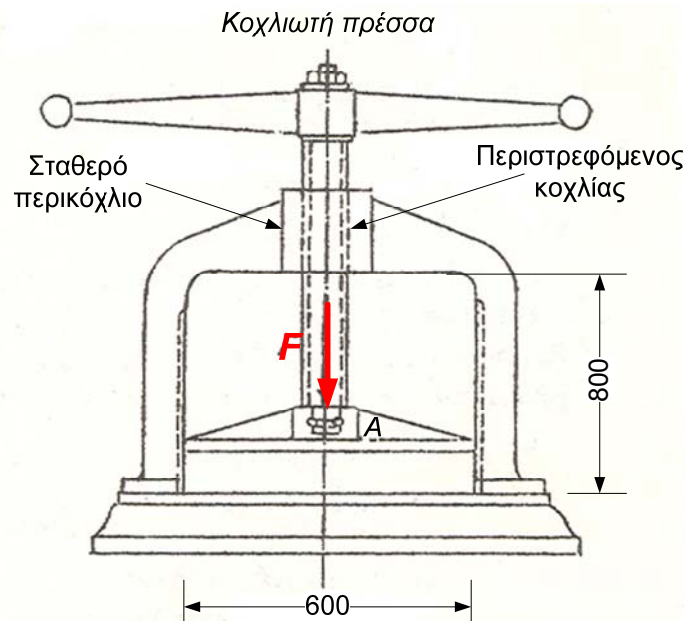
Σχήμα 7-16: Διάγραμμα Soderberg – Γραφική λύση

Σχεδιάζω το διάγραμμα του Soderberg. Φέρω την (S_y, S_e) και την $(\frac{S_y}{N}, \frac{S_e}{N})$. Από $\sigma_r = 15$ MPa, παράλληλο στην σ_m , μέχρις ότου τμήσει την ευθεία ασφαλούς λειτουργίας κατά Soderberg, και από εκεί κάθετο στην σ_m . Τότε $\sigma_m \approx 300$ MPa. Αλλά $\sigma_m = 15 + 13 F_i$, οπότε $F_i = 21.9$ kN.

7.7.4 ΑΣΚΗΣΗ

Μικρή κοιλωτή χειροπρέσα αποτελείται από τραπεζοειδή κοιλία και ορειχάλκινο περικόχλιο. Αν ο τραπεζοειδής κοιλίας έχει διάμετρο $d = 20^{\phi}$, είναι από υλικό με $\sigma_{επ} = S_y / N = 210 / 1.5 = 140 \text{ MPa}$, και ο συντελεστής τριβής χάλυβα – ορειχάλκου είναι $\mu = 0.15$, να βρεθούν:

- Η μέγιστη θλιπτική δύναμη F που μπορεί να φέρει ο κοιλίας, με ασφάλεια και χωρίς να υποστεί λυγισμό.
- Το ύψος του περικοχλίου.
- Οι ροπές σύσφιγξης και αποσύσφιγξης, αμελώντας την τριβή στο A .



Σχήμα 7-17: Μικρή κοιλωτή χειροπρέσα

ΛΥΣΗ:

α) Από την τυποποίηση των τραπεζοειδών σπειρωμάτων (Πίνακας 7-5), έχουμε για τον **Tr 20 x 4**: $d_1 = 20$, $d_2 = 18$, $d_3 = 15.5$, $P = 4$, και $H_1 = 2$.

Η επιφάνεια που αντιστοιχεί στην εσωτερική διάμετρο d_3 είναι $A_3 = \pi d_3^2 / 4 = 189 \text{ mm}^2$.

Η θλιπτική τάση που αντιστοιχεί σε θλιπτική δύναμη F είναι:

$$\sigma = \frac{F}{A_3} = \frac{F}{189} = 0.0053F \text{ (N/mm}^2\text{)}$$

Η γωνία του σπειρώματος είναι $\alpha = 4^\circ$ επειδή $\tan \alpha = P / (\pi d_2) = 4 / (\pi \times 18) = 0.707$. Η επιπρόσθετη κλίση του κεκλιμένου επιπέδου που ισοδυναμεί με την επίδραση της τριβής είναι: $\tan \rho = \mu = 0.15$ ή $\rho = 8.5^\circ$. Εξ αιτίας της επίδρασης της γωνίας $\beta = 30^\circ$ του τραπεζοειδούς σπειρώματος η γωνία ρ' προκύπτει:

$$\tan \rho' = \frac{\tan \rho}{\cos(\beta/2)} = \frac{\tan 8.5}{\cos(30/2)} = 0.155 \quad \text{ή} \quad \rho' = 8.83^\circ.$$

Τότε η διατμητική τάση λόγω της στρεπτικής ροπής κατά τη σύσφιγξη (αγνοώντας την τριβή στο A) θα είναι:

$$\tau = \frac{M_\sigma}{J_p / r} = \frac{F(d_2/2) \tan(\alpha + \rho')}{\pi d_3^3 / 16} = \frac{F(18/2) \tan(4 + 8.83)}{\pi \times 15.5^3 / 16} = 0.0028F \text{ (N/mm}^2\text{)}$$

$$\sigma_{eq} = \sqrt{\sigma^2 + 4\tau^2} = \sqrt{(0.0053F)^2 + 4(0.0028F)^2} = 0.00771F = \sigma_{\varepsilon\pi}$$

$$F = \frac{\sigma_{\varepsilon\pi}}{0.00771} = \frac{140}{0.00771} = 18157\text{N} = 18\text{kN}$$

Επομένως σύμφωνα με τον έλεγχο ταυτόχρονης θλιπτικής και στρεπτικής τάσης η μέγιστη δύναμη είναι 18 kN. Αρκεί η δύναμη αυτή να μην υπερβαίνει το κρίσιμο φορτίο λυγισμού. Διαφορετικά το κρίσιμο φορτίο λυγισμού θα είναι το άνω φράγμα της προς υπολογισμό δύναμης.

Έλεγχος λυγισμού:

Ο κρίσιμος βαθμός λυγηρότητας είναι:

$$\lambda_c = \pi \sqrt{\frac{2E}{S_y}} = \pi \sqrt{\frac{2 \times 2.1 \times 10^{11} \text{ Pa}}{210 \times 10^6 \text{ Pa}}} = 140$$

Αν δεχθούμε τις δυσμενέστερες δυνατές οριακές συνθήκες, δηλ. άρθρωση-άρθρωση, οπότε $m = 1$, τότε ο ισοδύναμος βαθμός λυγηρότητας της υπό εξέταση ράβδου θα είναι:

$$\lambda = m \frac{\ell}{r} = 1 \frac{800}{15.5/4} = 206.$$

Όπου $r = \sqrt{\frac{I}{A}} = \sqrt{\frac{\pi d^4}{64} \frac{4}{\pi d^2}} = \frac{d}{4}$ είναι η ακτίνα αδρανείας, και ως διάμετρος λαμβάνεται η

μικρότερη, δηλ. η d_3 , και ως μήκος ℓ λαμβάνεται η απόσταση των 800mm που δίνεται στο σχήμα, αν και αυτή είναι αρκετά συντηρητική παραδοχή.

Επειδή $\lambda \geq \lambda_c$ ο κοχλίας θεωρείται λεπτόκορμη δοκός, και για το λυγισμό της ισχύει η εξίσωση Euler. Επομένως το κρίσιμο φορτίο λυγισμού θα βρίσκεται στα:

$$P_{cr} = \frac{\pi^2 EA}{\lambda^2} = \frac{\pi^2 (2.1 \times 10^{11} \text{ N/m}^2) (\pi (0.0155\text{m})^2 / 4)}{206^2} = 9220\text{N} \cong 9\text{kN}$$

Άρα θα έχω λυγισμό. Επομένως η μέγιστη δύναμη δεν μπορεί να είναι μεγαλύτερη από το κρίσιμο φορτίο λυγισμού, διαιρεμένο με ένα συντελεστή ασφαλείας έναντι λυγισμού.

Έστω $N_\lambda = 1.3$. Τότε, $F = P_{cr} / N_\lambda = 7 \text{ kN}$

β) Κατά τη φόρτιση οι σπείρες του περικοχλίου παραλαμβάνουν τη δύναμη από τις σπείρες του κοχλίου και τη μεταβιβάζουν στη κατασκευή σχήματος Π. Αν το περικόχλιο αποτελείται από n σπείρες, και έχει ύψος h_π τότε επειδή το βήμα του σπειρώματος είναι $P = 4 \text{ mm}$, θα ισχύει: $h_\pi = n P$. Επίσης η επιφάνεια του σπειρώματος που θα παραλαμβάνει τη δύναμη θα είναι: $A_\sigma = n (\pi d_2 H_1)$ και επομένως $A_\sigma = h_\pi (\pi d_2 H_1) / P$. Τα σπειρώματα καταπονούνται σε επιφανειακή πίεση. Έστω η επιτρεπόμενη επιφανειακή πίεση των σπειρωμάτων $(\sigma_b)_{\varepsilon\pi} = 10 \text{ MPa}$ (Πίνακας 7-12).

Τότε:

$$\sigma_b = \frac{F}{A_\sigma} = \frac{F}{h_\pi (\pi d_2 H_1) / P} \leq (\sigma_b)_{\varepsilon\pi} = 10 \text{ MPa}$$

$$h_\pi = \frac{Fh}{(\sigma_b)_{\varepsilon\pi} (\pi d_2 H_1)} = \frac{7000\text{N} \times 4\text{mm}}{10\text{MPa} (\pi \times 18\text{mm} \times 2\text{mm})} = 24 \text{ mm}$$

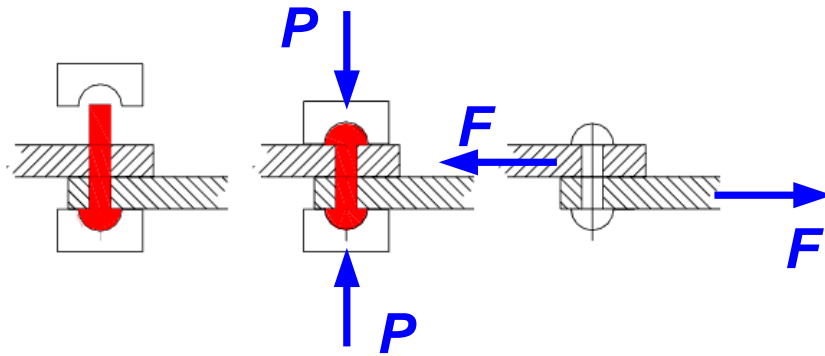
Άρα το απαιτούμενο ελάχιστο ύψος του περικοχλίου, ώστε να μην έχουμε αστοχία των σπειρών σε επιφανειακή πίεση, είναι $h_{\pi} = 24 \text{ mm}$.

γ) Οι απαιτούμενες ροπές για τη σύσφιγξη M_{σ} και αποσύσφιγξη M_{α} είναι αντίστοιχα:

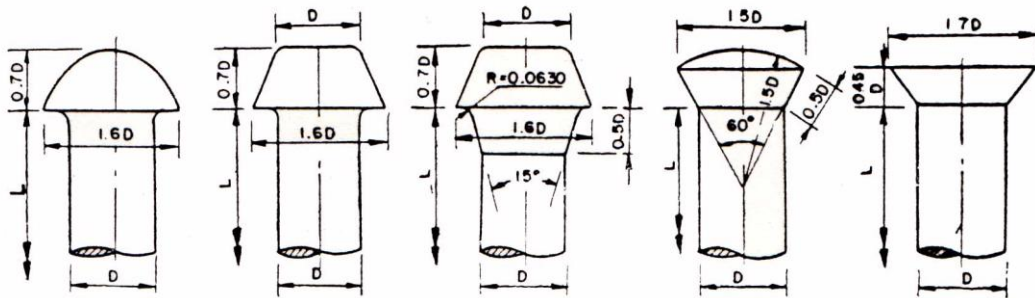
$$M_{\sigma} = F \frac{d_2}{2} \tan(\alpha + \rho') = 7 \text{ kN} \times \frac{18}{2} \tan(4 + 8.83) \cong 14.3 \text{ Nm (δεξιόστροφη)}$$

$$M_{\alpha} = F \frac{d_2}{2} \tan(\alpha - \rho') = 7 \text{ kN} \times \frac{18}{2} \tan(4 - 8.83) = -5.3 \text{ Nm (αριστερόστροφη)}$$

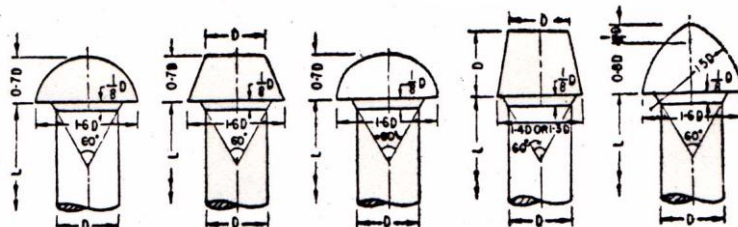
ΗΛΩΣΕΙΣ



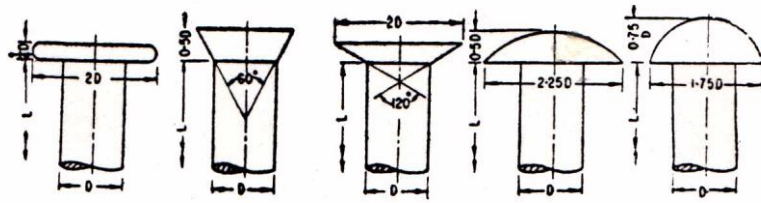
Σχήμα 1: Τρόπος τοποθέτησης των ήλων



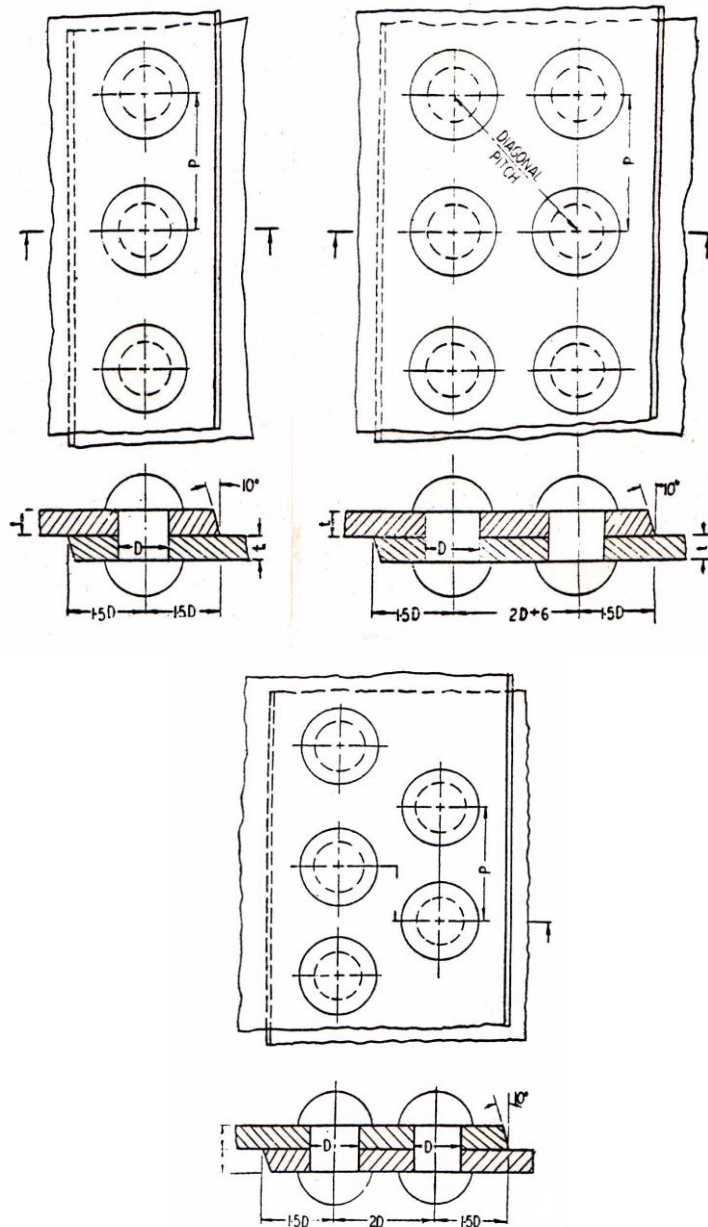
Σχήμα 2: Ήλοι σιδηρών κατασκευών



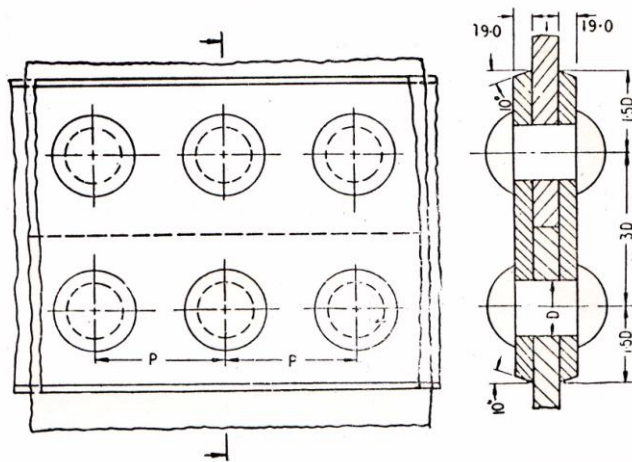
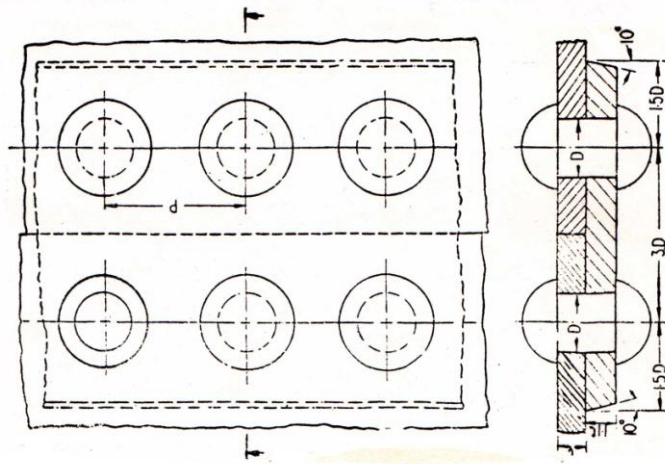
Σχήμα 3: Ήλοι καζανιών.



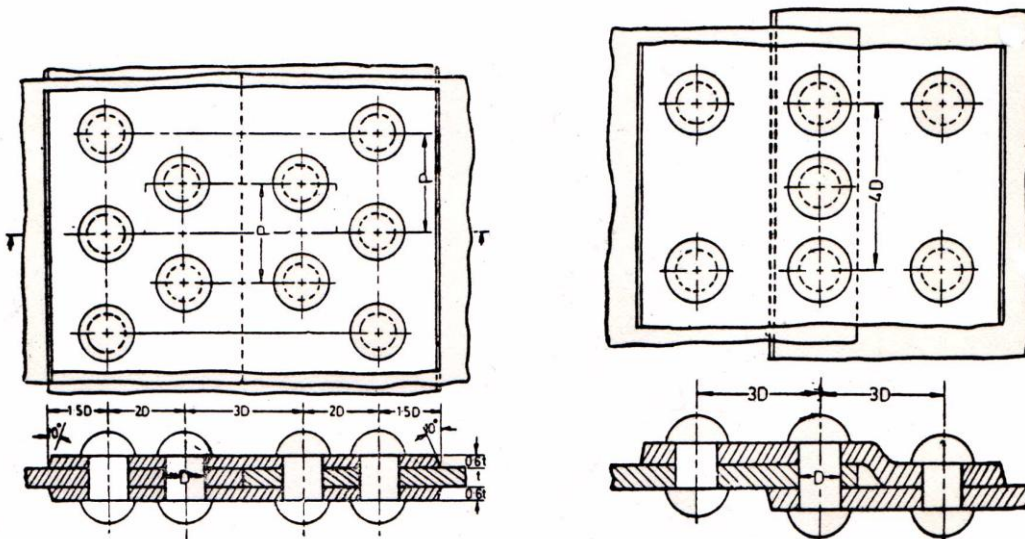
Σχήμα 4: Ήλοι ελαφρών κατασκευών.



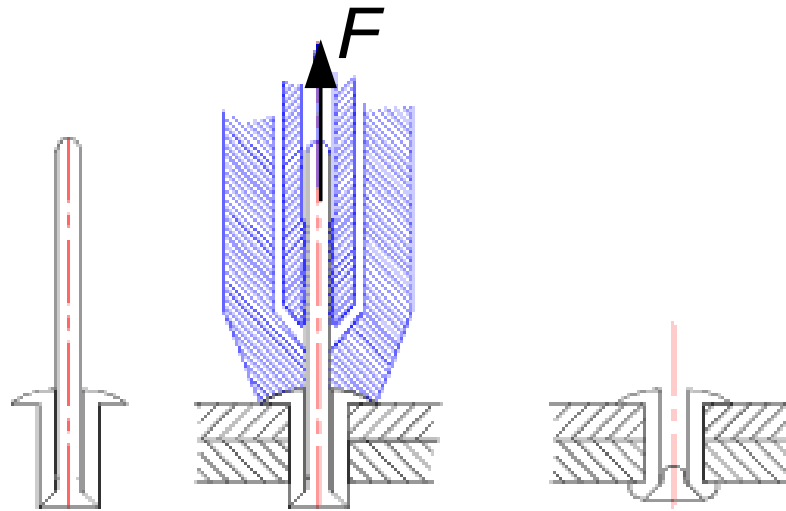
Σχήμα Error! No text of specified style in document.-5:(α) Ήλωση επικάλυψης με απλή σειρά ήλων. (β) Ήλωση επικάλυψης με διπλή σειρά ήλων. (γ) Ήλωση επικάλυψης με διπλή (zig-zag) σειρά ήλων.



Σχήμα 6: Ήλωση με (α) μονή, και (β) διπλή αρμοκαλύπτρα, απλής σειράς ήλων.



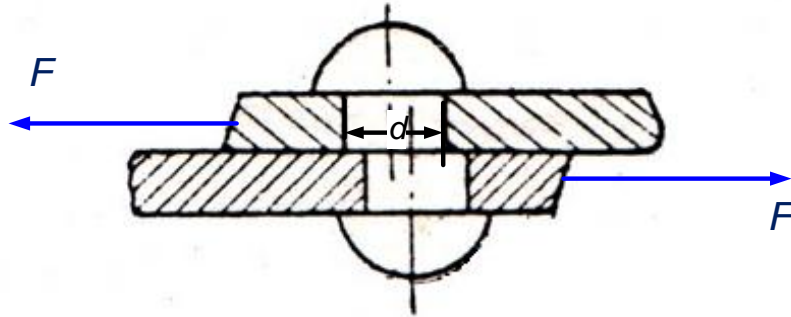
Σχήμα Error! No text of specified style in document.-7:(α) Ήλωση με διπλή αρμοκαλύπτρα και διπλή (zig-zag) σειρά ήλων, (β) Ήλωση συνδασμαμένης αρμοκαλύπτρας και επικάλυψης.



Σχήμα 8: Σύνδεση ελασμάτων με πιρτσίνι

9.1.1 Αστοχία ήλου σε διάτμηση

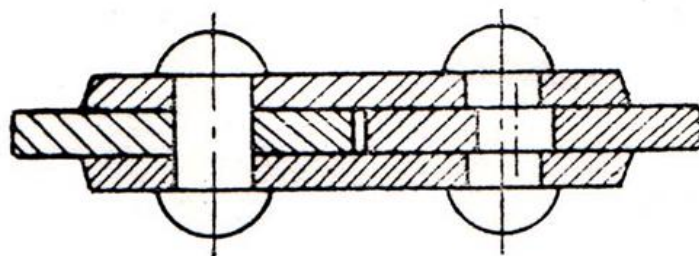
Έστω η σύνδεση του σχήματος που φορτίζεται δύναμη F . Αν ο ήλος έχει διάμετρο d , υπάρχουν στη σύνδεση n ήλοι, και m καταπονούμενες διατομές (στο σχήμα φαίνεται μόνο μία) η εξίσωση σχεδιασμού είναι η ακόλουθη:



Σχήμα 9: Απλή ήλωση δύο ελασμάτων

$$\tau = \frac{4F}{nm\pi d^2} \leq \left(\frac{S_{sy}}{N} \right)_{\text{ήλου}} = \left(\frac{S_y}{2N} \right)_{\text{ήλου}}$$

όπου S_{sy} και S_y τα όρια ροής σε διάτμηση και εφελκυσμό του υλικού του ήλου και N ο συντελεστής ασφάλειας. Στο επόμενο σχήμα φαίνεται μια σύνδεση δύο ελασμάτων με διπλή αρμοκαλύπτρα, όπου κάθε ήλος έχει δύο διατομές που παραλαμβάνουν διατμητικό φορτίο.

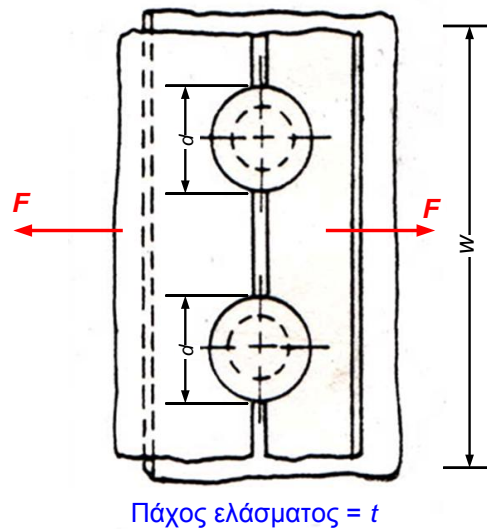


Σχήμα 10: Σύνδεση δύο ελασμάτων με διπλή αρμοκαλύπτρα

9.1.2 Αποκοπή ελάσματος κατά μήκος της ήλωσης

Εκτός από την αστοχία του ήλου ενδεχομένως να αστοχήσει το έλασμα. Μια μορφή αστοχίας του ελάσματος είναι η αποκοπή του ελάσματος κατά μήκος της ήλωσης. Αυτή η μορφή αστοχίας του ελάσματος συμβαίνει συχνότερα από τις άλλες που θα περιγράψουμε πιο κάτω. Η αναπτυσσόμενη εφελκυστική τάση στο έλασμα θα είναι:

$$\sigma_t = k_t \frac{F}{(w - nd)t} \leq \left(\frac{S_y}{N} \right)_{\text{ελάσματος}}$$



Σχήμα 11: Αστοχία ελάσματος σε αποκοπή

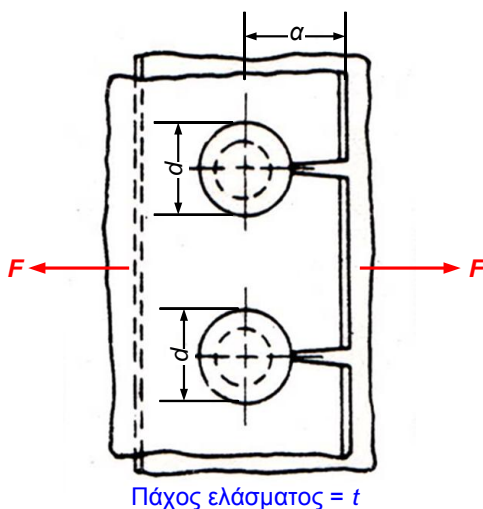
όπου F η δύναμη που εφελκύνει το έλασμα, w το πλάτος του, d η διάμετρος της οπής, n ο αριθμός των οπών, t το πάχος του ελάσματος, k_t ο συντελεστής συγκέντρωσης τάσεων λόγω της οπής στο έλασμα λαμβανόμενος υπόψη σε δυναμικές καταπονήσεις ή σε έλασμα από ψαθυρό υλικό, S_y το όριο ροής σε εφελκυσμό του υλικού του ελάσματος και N ο συντελεστής ασφάλειας.

9.1.3 Αστοχία ελάσματος σε απόσχιση

Το έλασμα ενδέχεται να αστοχήσει σε απόσχιση. Αν a η απόσταση του κέντρου του ήλου από το άκρο του ελάσματος, και t το πάχος του τότε αν η διατμητική τάση απόσχισης υπερβεί την επιτρεπόμενη διατμητική τάση του υλικού του ελάσματος τότε θα έχουμε αστοχία σε απόσχιση. Η τάση απόσχισης δίνεται από τη σχέση:

$$\tau_t = k_t \frac{F}{2at} \leq \left(\frac{S_{sy}}{N} \right)_{\text{ελάσματος}}$$

όπου a η απόσταση του κέντρου του ήλου από το άκρο του ελάσματος στη διεύθυνση της δύναμης. Η δύναμη F στην πιο πάνω σχέση αντιστοιχεί σε έναν ήλο. Όταν υπάρχουν περισσότεροι το φορτίο μοιράζεται σ' αυτούς.

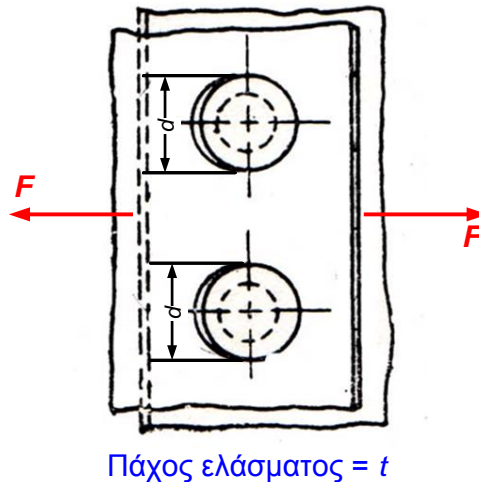


Σχήμα 12: Αστοχία ελάσματος σε απόσχιση

Αν δεν υπάρχουν στοιχεία για τον συντελεστή συγκέντρωσης τάσεων, τότε $S_{sy} = 0.3 S_y$. Η απόσταση των ήλων μεταξύ τους πρέπει να είναι $3d$, ενώ η απόστασή τους από τα άκρα $2d$.

9.1.4 Αστοχία σε επιφανειακή πίεση

Άλλη μια μορφή αστοχίας του ελάσματος (ή του ήλου αν $S_{b(\text{ήλου})} < S_{b(\text{ελάσμι})}$) συμβαίνει όταν η επιφανειακή πίεση σ_b υπερβεί την επιτρεπόμενη επιφανειακή πίεση του υλικού ή του ήλου.



Σχήμα 13: Αστοχία ελάσματος ή ήλου σε επιφανειακή πίεση

Η τάση εδώ είναι ίση προς τη δύναμη ως προς την προβολή της επιφάνειας επαφής σε κάθετο επίπεδο. Δηλαδή:

$$\sigma_b = \frac{P}{(td)} \leq \left(\frac{S_b}{N} \right)_{\text{ελάσμι}} \quad \text{ή} \quad \sigma_b = \frac{P}{(td)} \leq \left(\frac{S_b}{N} \right)_{\text{ήλου}}$$

όπου σ_b η επιφανειακή τάση, και S_b η επιτρεπόμενη επιφανειακή πίεση. Αν δεν έχουμε άλλα στοιχεία τότε

$$S_b = \frac{S_y}{0.9} \cdot$$

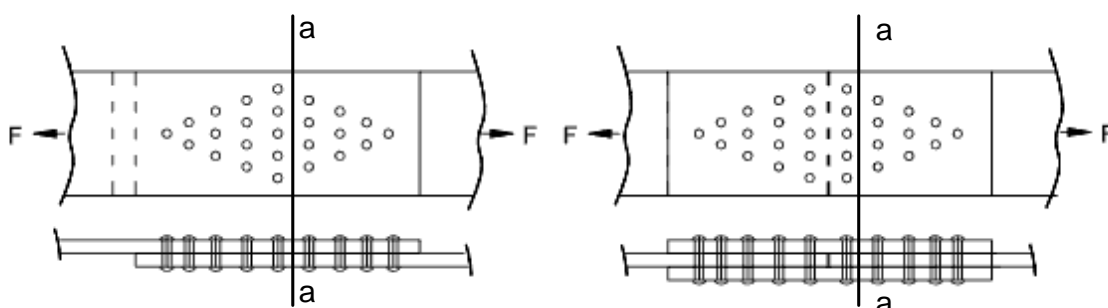
9.1.5 Διάταξη ήλων σε σχήμα ρόμβου

Στο σχήμα που ακολουθεί φαίνεται η σύνδεση δύο ελασμάτων, απλής υπέρθεσης και διπλής επικάλυψης, με πολλαπλούς ήλους. Η διάταξη που προτιμάται είναι αυτή του ρόμβου. Οι διάμετροι των ήλων είναι ίσες. Η δύναμη F στο εφελκόμενο έλασμα μειώνεται μετά κάθε σειρά ήλων, ενώ αυξάνεται στο συνδεδεμένο έλασμα. Σε μια τυχαία διατομή aa η δύναμη θα είναι:

$$F_t = \frac{n - n'}{n} F$$

Όπου n ο συνολικός αριθμός ήλων και n' ο αριθμός των ήλων δεξιά από την aa , πχ στο αριστερό σχήμα $F_t = (25-10)/25 \times F = (3 / 5) F$. Η δύναμη αυτή καταπονεί το κάτω έλασμα ανάμεσα στην 4^η και την 5^η σειρά ήλων.

Στη δεύτερη σύνδεση με τη διπλή επικάλυψη, όπου n είναι εδώ ο αριθμός των ήλων που συνδέουν το δεξιό έλασμα, η πιό πάνω σχέση θα γίνει: $F_t = (15-10)/15 \times F = (1 / 3) F$.

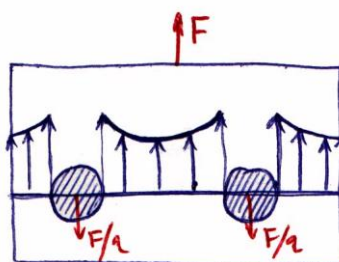


Σχήμα 14: Η δύναμη περνά από το ένα έλασμα στο άλλο σταδιακά μέσω των ήλων

Τα ανωτέρω ισχύουν όταν δεχθούμε ότι οι ήλοι παραλαμβάνουν ισομερώς τη δύναμη, παραδοχή που συχνά χρησιμοποιείται στο σχεδιασμό ηλώσεων. Στην πραγματικότητα αποδεικνύεται ότι οι ήλοι στα άκρα παραλαμβάνουν μεγαλύτερο ποσοστό από τους ενδιάμεσους.

9.1.6 Συντελεστής συγκέντρωσης τάσεων

Ως συντελεστής συγκέντρωσης τάσης σε έλασμα με οπή ορίζεται ο λόγος της τάσης του ελάσματος με την οπή, προς την τάση που θα επικρατούσε στο έλασμα χωρίς την οπή. Ο συντελεστής αυτός είναι πάντοτε μεγαλύτερος της μονάδας.



Σχήμα 15:

9.1.7 Συντελεστής εξασθένησης

Συντελεστής εξασθένησης ορίζεται ο λόγος της μέγιστης δύναμης που ένα έλασμα με ήλους μπορεί να φέρει, προς την δύναμη που θα μπορούσε να παραλάβει αν δεν είχε τις οπές. Εστω P_t η μέγιστη δύναμη που το έλασμα μπορεί να παραλάβει, P_s η μέγιστη διατμητική δύναμη που ο ήλος μπορεί να παραλάβει και P_b η μέγιστη δύναμη που η επιτρεπόμενη επιφανειακή τάση επιτρέπει

$$P_t = \sigma_t (w - d)t \quad P_s = \tau_s \pi d^2 / 4 \quad P_b = \sigma_b dt$$

και P η δύναμη που το έλασμα χωρίς οπές μπορεί να παραλάβει

$$P_b = \sigma_b dt \quad P = \sigma_t wt$$

τότε ο συντελεστής εξασθένησης ν ορίζεται σαν

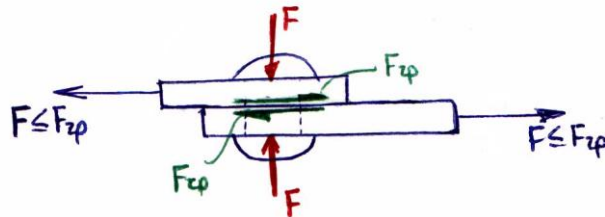
$$\nu = \min [P_t, P_s, P_b] / P$$

Κατανομή δυνάμεων σε διαδοχικούς ήλους: Σε μία ήλωση με n ήλους στη σειρά στη διεύθυνση του φορτίου F , η δύναμη P που εφελκεί το έλασμα μετά από n' ήλους, είναι

$$P = F (n - n') / n$$

9.1.8 Θερμές ηλώσεις

Όταν μιά ήλωση γίνεται εν θερμώ, σε θερμοκρασία T_1 , τότε κατά την ψύξη του ήλου στην θερμοκρασία περιβάλλοντος T_α , ο ήλος υφίσταται βράχυνση $\Delta L = \alpha L \Delta T$, όπου α ο συντελεστής γραμμικής διαστολής του υλικού του ήλου, L το μήκος του ήλου και $\Delta T = T_1 - T_\alpha$.



Σχήμα 16:

Επειδή σύμφωνα με τον νόμο του Hooke $\sigma = E\varepsilon$, και $\varepsilon = \Delta L / L$, η αναπτυσσόμενη εφελκυστική τάση στον κορμό του ήλου θα είναι

$$\sigma = E\varepsilon = E\Delta L / L = \alpha E\Delta T$$

Οπότε η δύναμη που θα συμπιέζει τα ελάσματα της ήλωσης θα είναι

$$F = \sigma A = \alpha E\Delta T \cdot \frac{\pi d^2}{4}$$

και η δύναμη που λόγω τριβής μπορεί να παραληφθεί από την ήλωση, αν ο συντελεστής τριβής είναι f

$$F_{\tau\rho} = fF = f\alpha E\Delta T \cdot \frac{\pi d^2}{4}$$

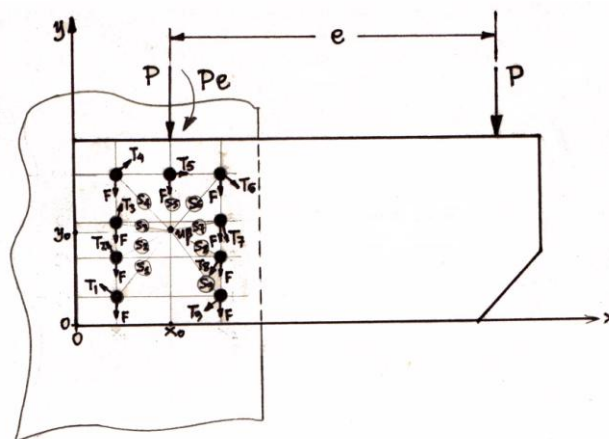
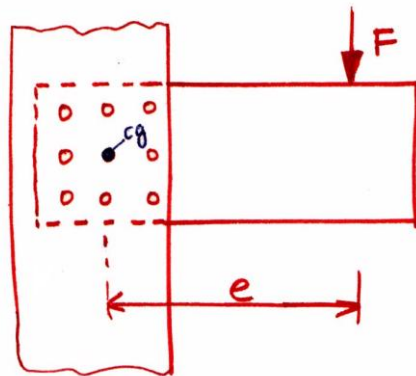
Αν δεχθούμε ότι το υλικό φθάνει κατά την ψύξη του το όριο ροής του, τότε $S_y = \alpha E\Delta T$, και επομένως

$$F_{\tau\rho} = fS_y \cdot \frac{\pi d^2}{4} \quad \text{ή} \quad d = \sqrt{\frac{4F_{\tau\rho}}{f\pi S_y}}$$

9.1.9 Έκκεντρη φόρτιση ηλώσεων

Έκκεντρη φόρτιση σε μιά ήλωση έχουμε όταν η δύναμη P που την καταπονεί δεν διέρχεται από το κέντρο βάρους της ήλωσης, αλλά σε μιά κάθετη απόσταση e . Έτσι η ήλωση δέχεται διατμητικά φορτία λόγω της δύναμης P , και δευτερευόντως λόγω της ροπής Pe , που τείνει να περιστρέψει την ήλωση γύρω από το κέντρο βάρους της. Η διαδικασία που ακολουθούμε στις περιπτώσεις αυτές είναι η εξής:

α) Προσδιορίζουμε το κέντρο βάρους (κ.β.) της ήλωσης, ως προς ένα σύστημα συντεταγμένων



Σχήμα 17: Έκκεντρη φόρτιση ηλώσεων

$$x_0 = \frac{\sum A_i x_i}{\sum A_i} \quad \text{και} \quad y_0 = \frac{\sum A_i y_i}{\sum A_i}$$

όπου x_0 και y_0 οι συντεταγμένες του κέντρου βάρους της ήλωσης, x_i και y_i οι συντεταγμένες του i ήλου, και A_i η επιφάνεια του i ήλου. Επειδή οι διάμετροι των n ήλων που χρησιμοποιούμε σε μιά ήλωση είναι ίσες μεταξύ τους,

$$x_0 = \frac{1}{n} \sum x_i \quad \text{και} \quad y_0 = \frac{1}{n} \sum y_i$$

β) Αντικαθιστούμε το φορτίο P , με μιά δύναμη P που διέρχεται από το κ.β. της ήλωσης, και μιά ροπή Pe που τείνει να περιστρέψει την σύνδεση περί το κ.β.

γ) Υπολογίζουμε το διατμητικό φορτίο λόγω της P . Το φορτίο αυτό πρέπει να είναι ανάλογο με την επιφάνεια των ήλων. Για ήλους με ίση διατομή το φορτίο αυτό σε κάθε ήλο είναι

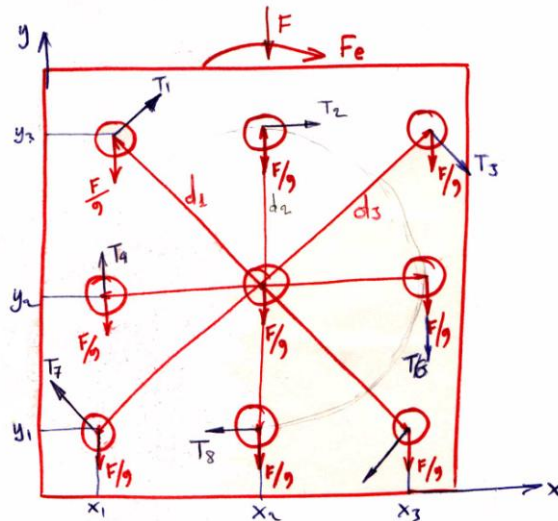
$$F = \frac{P}{n}$$

και είναι παράλληλο με την P .

δ) Για τον προσδιορισμό των διατμητικών φορτίων λόγω της ροπής Pe , εφαρμόζουμε την θεωρία της στρέψης που λέει ότι το διατμητικό φορτίο είναι ανάλογο με την απόσταση από το σημείο που θεωρούμε ως το κ.β.

Εστω $s_1, s_2, s_3, \dots, s_n$ οι αποστάσεις των ήλων από το κ.β., και $T_1, T_2, T_3, \dots, T_n$ οι διατμητικές δυνάμεις που ενεργούν σε κάθε ήλο, λόγω της ροπής Pe . Οι δυνάμεις αυτές είναι κάθετες στην ακτίνα που ενώνει το κ.β. με τον i ήλο, και έχουν φορά που καθορίζεται από την φορά της ροπής.

$$P_e = T_1 s_1 + T_2 s_2 + \dots + T_n s_n$$



Σχήμα 18: Έκκεντρη φόρτιση ηλώσεων

$$\frac{T_1}{s_1} = \frac{T_2}{s_2} = \dots = \frac{T_n}{s_n}$$

$$T_i = \frac{P e s_i}{\sum_{j=1}^n s_j^2}$$

Έτσι προσδιορίζουμε τα φορτία T_1, T_2, \dots, T_n . Το μέγιστο φορτίο T_i εφαρμόζεται στον ήλο του οποίου η απόσταση s_i από το κ.β. είναι μέγιστη.

ε) Η συνισταμένη σε κάθε ήλο θα είναι

$$R_i = \sqrt{T_i^2 + F^2 + 2T_i F \cos \theta_i}$$

όπου θ_i είναι η γωνία μεταξύ των δυνάμεων T_i και F . Προφανώς η συνισταμένη R_i είναι μέγιστη, όταν η γωνία θ_i είναι ελάχιστη.

στ) Τέλος βρίσκουμε την διάμετρο του ήλου με το μεγαλύτερο φορτίο, και χρησιμοποιούμε ίδιους ήλους στη σύνδεση. Επίσης ελέγχοντας την αστοχία σε επιφανειακή πίεση, προσδιορίζουμε το πάχος του ελάσματος t .

9.2 Αντοχή υλικών ηλώσεων

Οι χρησιμοποιούμενοι ήλοι για μηχανολογικές-κατασκευαστικές εφαρμογές είναι γενικά από συνεκτικό μαλακό χάλυβα (χαμηλής περιεκτικότητας σε άνθρακα). Σε εφαρμογές όπου το βάρος, η διάβρωση έχουν σημαντικό ρόλο ή υπάρχουν περιορισμοί στη χρήση υλικών, οι ήλοι μπορούν να κατασκευάζονται από κράματα χαλκού ή αλουμινίου.

Τρεις αντοχές χρειαζόμαστε στις ηλώσεις. Την αντοχή σε εφελκυσμό των συνδεομένων ελασμάτων, τη αντοχή σε διάτμηση των ήλων και την επιτρεπόμενη επιφανειακή πίεση των ελασμάτων και των ήλων. Για ήλους κατασκευών και λεβητοποιίας κλπ. οι τάσεις σχεδιασμού καθορίζονται από τους αντίστοιχους κανονισμούς. Για ήλους χρησιμοποιούμενους στο μηχανολογικό σχεδιασμό, οι αντίστοιχες επιτρεπόμενες τιμές διατίθενται σε πίνακες υλικών όπως ο Πίνακας 1.

Σε εγχειρίδια μηχανολογίας αναφέρονται για τον όλκιμο (συνεκτικό) χάλυβα οι εξής επιτρεπόμενες τιμές, που μπορούν να χρησιμοποιούνται για τον αρχικό σχεδιασμό: Εφελκυσμός 75 MPa, διάτμηση 60 MPa και επιφανειακή πίεση 130 MPa.

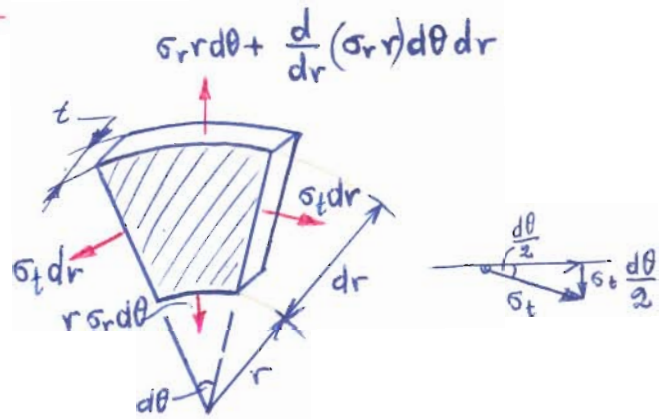
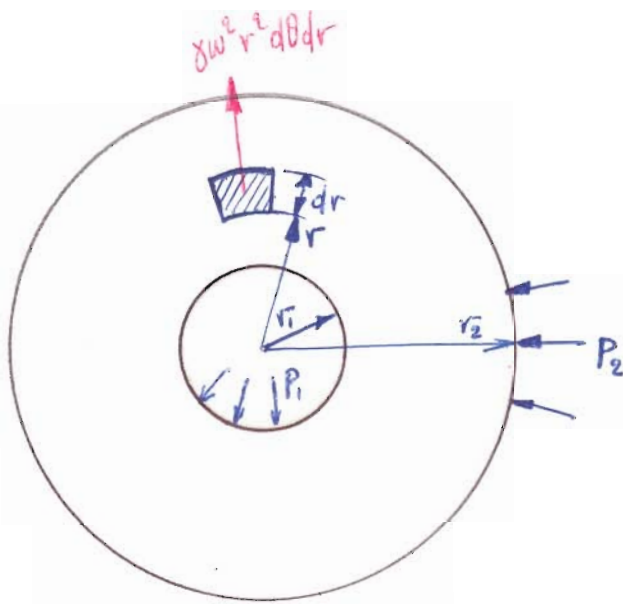
Πίνακας 1: Τιμές αντοχής για ήλους διαφόρων κατηγοριών και φορτίσεων

Φόρτιση	Διάτμηση			Κάμψη			Εφελκυσμός		
	A284	A570	A572	A572	A570	A572	A284	A570	A572
	GrC	GrD	Gr50	Gr60	GrD	Gr50	GrC	GrD	Gr50
Στατική	140	180	225	280	360	440	70	90	110
Μεταβαλλόμενη	100	140	170	200	280	340	50	70	85
Εναλλασσόμενη	85	110	130	170	220	260	40	55	65

Σφιχτή λυγαρή (Τένση - Παραμόρφωση)

①

Κύβινδρος με παχύ τοίχωμα.



(Επίπεδη ελαστική κατάσταση)
Πάχος $t=1$.

Εσωτερική πίεση : P_1 , Εξωτερική πίεση : $-P_2$
 Εσωτερική ακτίνα : r_1 , Εξωτερική ακτίνα : r_2

Η ισορροπία των παραμορφωμένων δυνάμεων δίνει:

$$\cancel{\sigma_r r d\theta + \frac{d}{dr}(\sigma_r r) d\theta dr} - \cancel{\sigma_r r d\theta} - \cancel{2 \sigma_t dr d\theta / 2} + \gamma \omega^2 r^2 dr d\theta = 0$$

$$\boxed{\sigma_t = \frac{d}{dr}(r\sigma_r) + \gamma \omega^2 r^2} \quad (1)$$

Αν u η αξονική μετατόπιση τότε:

$$\boxed{\epsilon_r = \frac{du}{dr}} \quad \text{και} \quad \boxed{\epsilon_t = \frac{u}{r}} \quad (2)$$

Σχέση τάσης - παραμόρφωσης σε δύο άξονες. (Νόμος Hooke)

$$\boxed{\epsilon_r = \frac{1}{E}(\sigma_r - \nu \sigma_t)} \quad \text{και} \quad \boxed{\epsilon_t = \frac{1}{E}(\sigma_t - \nu \sigma_r)} \quad (3)$$

$$\frac{du}{dr} = \frac{1}{E} (\sigma_r - \nu \sigma_t) \quad \text{και} \quad u = \frac{r}{E} (\sigma_t - \nu \sigma_r)$$

$$\frac{du}{dr} = \frac{1}{E} \left(\sigma_t + r \frac{d\sigma_t}{dr} - \nu \sigma_r - \nu r \frac{d\sigma_r}{dr} \right)$$

$$r \frac{d\sigma_t}{dr} - \nu r \frac{d\sigma_r}{dr} + (1+\nu)(\sigma_t - \sigma_r) = 0 \quad (4)$$

① και ④ δίνω ο άν $w=0$:

$$\frac{d^2 \sigma_r}{dr^2} + \frac{3}{r} \frac{d\sigma_r}{dr} = 0 \quad (5)$$

Λύση (γενική) των παραπάνω τών (5) είναι η :

$$\sigma_r = C_1 + \frac{C_2}{r^2} \quad (6)$$

Ορίστη συνθήκες

$$\left. \begin{aligned} \sigma_r(r_1) &= P_1 \\ \sigma_r(r_2) &= P_2 \end{aligned} \right\} \Rightarrow \begin{aligned} C_1 + C_2/r_1^2 &= P_1 \\ C_1 + C_2/r_2^2 &= P_2 \end{aligned} \quad (7)$$

Αρα :

$$\sigma_r(r) = \frac{P_1 r_1^2 - P_2 r_2^2 - (r_1^2 r_2^4 / r^2)(P_1 - P_2)}{r_2^2 - r_1^2} \quad (8)$$

$$\sigma_t(r) = \frac{P_1 r_1^2 - P_2 r_2^2 + (r_1^2 r_2^4 / r^2)(P_1 - P_2)}{r_2^2 - r_1^2} \quad (9)$$

και

$$u(r) = \frac{r(1-\nu)(P_1 r_1^2 - P_2 r_2^2) + (1+\nu)(P_1 - P_2)(r_1^2 r_2^4 / r)}{E(r_2^2 - r_1^2)} \quad (10)$$

Η δε άφημ κοφής :

3

$$\sigma_r(r) = \frac{r_1^2 - \frac{r_1^2 r_2^2}{r^2}}{r_2^2 - r_1^2} P_1 + \frac{-r_2^2 + \frac{r_1^2 r_2^2}{r^2}}{r_2^2 - r_1^2} P_2$$

$$\sigma_t(r) = \frac{r_1^2 + \frac{r_1^2 r_2^2}{r^2}}{r_2^2 - r_1^2} P_1 + \frac{-r_2^2 - \frac{r_1^2 r_2^2}{r^2}}{r_2^2 - r_1^2} P_2$$

$$u(r) = a_1(r) P_1 + a_2(r) P_2$$

$$\text{όπου : } a_1(r) = \left[r \left(r_1^2 + \frac{r_1^2 r_2^2}{r^2} \right) - r \nu \left(r_1^2 - \frac{r_1^2 r_2^2}{r^2} \right) \right] / E (r_2^2 - r_1^2)$$

$$a_2(r) = \left[-r \left(r_2^2 + \frac{r_1^2 r_2^2}{r^2} \right) + r \nu \left(r_2^2 - \frac{r_1^2 r_2^2}{r^2} \right) \right] / E (r_2^2 - r_1^2)$$

ΕΠΙΔΡΑΣΗ ΤΗΣ ΤΑΧΥΤΗΤΑΣ ΠΕΡΙΣΤΡΟΦΗΣ

Για μία σφαιρική συνάρτηση χωρίς εξωτερική πίεση ($P_2=0$):

$$\sigma_r = \frac{-r_1^2 P_1 \left(\frac{r_2^2}{r^2} - 1 \right)}{r_2^2 - r_1^2} + \rho \omega^2 \left(\frac{3+\nu}{8} \right) \left(r_1^2 + r_2^2 - \frac{r_1^2 r_2^2}{r^2} - r^2 \right)$$

$$\sigma_t = \frac{r_1^2 P_1 \left(\frac{r_2^2}{r^2} + 1 \right)}{r_2^2 - r_1^2} + \rho \omega^2 \left(\frac{3+\nu}{8} \right) \left[r_1^2 + r_2^2 + \frac{r_1^2 r_2^2}{r^2} - \left(\frac{1+3\nu}{3+\nu} \right) r^2 \right]$$

$$u = \frac{r_1^2 P_1}{E(r_2^2 - r_1^2)} \left[r(1-\nu) + \frac{r_2^2(1+\nu)}{r} \right] +$$

$$+ \frac{\rho \omega^2 r}{E} \left(\frac{3+\nu}{8} \right) \times \left[(r_1^2 + r_2^2)(1-\nu) + \frac{r_1^2 r_2^2}{r^2} (1+\nu) - \left(\frac{1-\nu^2}{3+\nu} \right) r^2 \right]$$

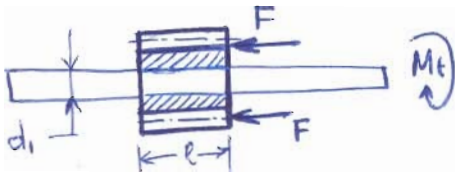
Η δε ελάχιστη απαιτούμενη αρχική διαφύξη e_{min} :

$$e_{min} = r_1 P_1 \left[\frac{\frac{r_2^2 + r_1^2}{r_2^2 - r_1^2} + \nu}{E_h} + \frac{1-\nu}{E_s} \right] + r_1 \rho \omega^2 \left[\frac{(1-\nu)r_1^2 + (3+\nu)r_2^2}{4E_h} \right]$$

↑
πυκνότητα

Εφαρμογή πίεσης. (ή αναρρόφιση με εφαρμόσιμη αμορφιστική).

Έστω M_t η μεταφορέμενη εστρεπτική ροπή και F η αξονική δύναμη. Αν p_i η εφαρμόσιμη πίεση τότε:



$$M_t = \left\{ [p_i' (n d_1 l)] f \right\} \frac{d_1}{2}$$

$$F = p_i'' (n d_1 l) f$$

όπου $p_i = p_i' + p_i''$ ή

$$p_i = \frac{2 M_t}{f n d_1^2 l} + \frac{F}{f n d_1 l}$$

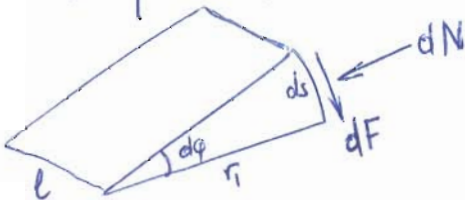
1^ο κριτήριο. Αναρρόφιση με εφαρμόσιμη αμορφιστική

$$p \cong p_1$$

$$u_s = \frac{(1-\nu_s) r_2 p_0}{E_s}$$

$$\begin{aligned} r_1 &= 0 \\ p_{ext} &\neq 0 \\ p_{int} &= 0 \end{aligned}$$

και η διαμέτρηση μώνυμεται σε υαρία:
 Ληψίματα:



$$dF = f dN$$

$$dN = p_i l ds$$

$$dM_t = dF \frac{d_1}{2}$$

$$dM_t = f p_i l \frac{d_1}{2} ds = (f p_i l d_1 / 2) r d\phi$$

$$M_t = \int_0^{2\pi} f p_i l \frac{d_1}{2} r d\phi$$

$$\Rightarrow M_t = p_i n d_1^2 l f / 2$$

Η δε ελάχιστη σύσφιξη ^{σφαίρισμα} θα είναι (τόσο P_1)

$$e_{min} = u_h - u_s + R_h + R_s$$

$$u_s = \frac{-(1-\nu_s)r_i P_1}{E_s} \quad (\text{παραμόρφωση άξονα})$$

$$u_h = \frac{r_i P_1}{E_h} \left(\frac{r_2^2 + r_1^2}{r_2^2 - r_1^2} + \nu_h \right) \quad (\text{παραμόρφωση πηξίμης δίσκου})$$

Η μέγιστη πίεση (συνερχομή με μέγιστη σύσφιξη.)

$$P_{max} = \frac{r_2^2 - r_1^2}{r_2^2 + r_1^2} \sigma_{ση}$$

οπότε

$$e_{max} = \frac{r_i P_{max}}{E_h} \left(\frac{r_2^2 + r_1^2}{r_2^2 - r_1^2} + \nu_h \right)$$

$$R = 40 \div 2,5 \mu\text{m} \quad \text{για τωρήτριά.$$

{	εγκάρσια	$16 \div 40$	<u>μικρά.</u>
	λεπτό τωρήτ.	$6 \div 16$	
	ψήκων.	$25 \div 6$	
	είδη ψήκων	$1 \div 25 \mu$	

Πιθανότητα αεροχίαν ενσφύγις

άξονας $d_{min} \div d_{max}$.

πύξη $D_{min} \div D_{max}$.

Ελάχιστη σίεφγις όταν

$$e_{min} = d_{min} - D_{max}$$

Μέγιστη σίεφγις όταν

$$e_{max} = d_{max} - D_{min}$$

Μέση σίεφγις $e_m = \frac{1}{2}(e_{min} + e_{max})$

Η μέγιστη ήεση σίεφγις για 100% αξονοχία είναι

$$e_{max} = e_m + \frac{1}{2}(e_{max} + e_{min})$$

ενί για πριδαίωμα p

$$e_p = e_m + \frac{c}{2} \sqrt{t_d^2 + t_D^2}$$

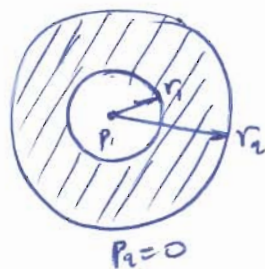
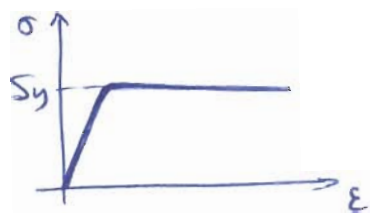
όπου $t_d = d_{max} - d_{min}$ & $t_D = d_{max} - d_{min}$.

Συρροή σε πλαστική παραμόρφωση.

8

$$\sigma_r = \frac{-r_1^2 p_1 \left(\frac{r_2^2}{r^2} - 1 \right)}{r_2^2 - r_1^2}$$

$$\sigma_t = \frac{r_1^2 p_1 \left(\frac{r_2^2}{r^2} + 1 \right)}{r_2^2 - r_1^2}$$



$$\tau_{max} = \frac{\sigma_t - \sigma_r}{2}$$

για

$$r = r_1$$

$$\tau_{max} = \frac{r_1^2 r_2^2 p_1}{r^2 (r_1^2 - r_2^2)}$$

Αρα

$$\tau_{max} = \frac{r_2^2 p_1}{r_2^2 - r_1^2} = \frac{S_y}{2} \Rightarrow$$

$$p_1 = \frac{S_y}{2} \frac{r_2^2 - r_1^2}{r_2^2}$$

Εδώ αρχίζει η βία.

$$\sigma_t - \sigma_r = S_y \Rightarrow \frac{d}{dr}(r \sigma_r) - \sigma_r = S_y$$

$$\sigma_r + r \frac{d\sigma_r}{dr} - \sigma_r = S_y \Rightarrow \frac{d\sigma_r}{dr} = \frac{S_y}{r}$$

$$\sigma_r = S_y (\ln r + C) \quad \text{γενική λύση}$$

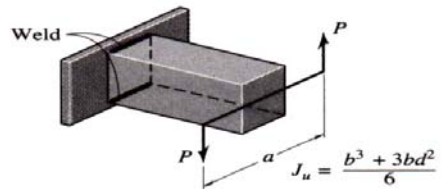
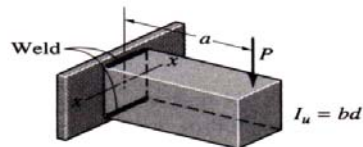
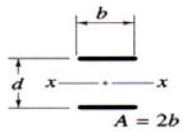
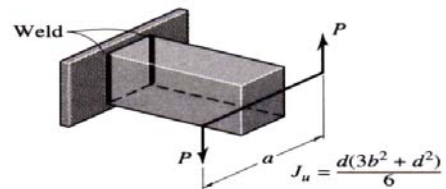
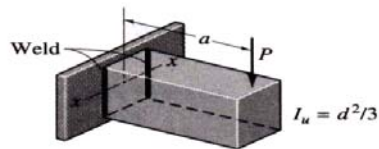
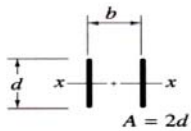
$$\sigma_r(r_2) = 0 \Rightarrow C = -\ln r_2$$

$$\sigma_r = -2 S_y \ln \frac{r_2}{r}$$

Για ενταξιακή πλαστική κίνηση.

ΚΕΦΑΛΑΙΟ 8

ΣΥΓΚΟΛΛΗΣΕΙΣ



8 Συγκολλήσεις

Συγκόλληση είναι η διαδικασία της μόνιμης τοπικής ένωσης μεταλλικών μερών σε ημιτετηγμένη μορφή με εφαρμογή πίεσης ή την ένωση των μερών σε κατάσταση τήξης. Η συγκόλληση είναι ο φθηνότερος και ο πλατύτερα χρησιμοποιούμενος τρόπος σύνδεσης στις κατασκευές.

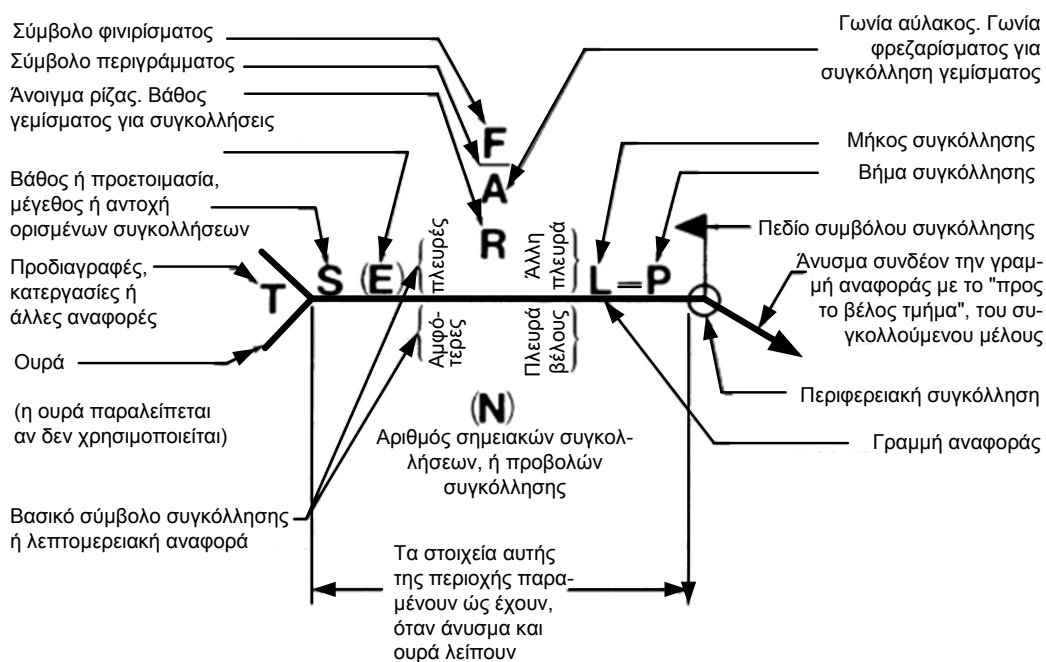
8.1 Συμβολισμός συγκολλήσεων

Η τυποποίηση στο συμβολισμό των συγκολλήσεων στο μηχανολογικό σχέδιο, βοηθά στην σαφέστερη επικοινωνία μεταξύ του σχεδιαστή και κατασκευαστή μηχανικού. Στο Σχήμα 8-1, φαίνεται η τυποποίηση της AWS (American Welding Society) στο συμβολισμό των συγκολλήσεων, η οποία χρησιμοποιείται και στην Ευρώπη με ελάχιστες διαφορές.

Η γραμμή αναφοράς του συμβολισμού συγκολλήσεων περιγράφει τον τύπο της συγκόλλησης, τη θέση της, τις διαστάσεις της, το περίγραμμά της και άλλες συμπληρωματικές πληροφορίες. Κάθε συγκόλληση όπως υποδεικνύεται από τον συμβολισμό της, έχει πάντα μια πλευρά "προς το βέλος" και μια προς την "άλλη της πλευρά". Ως εκ τούτου, οι όροι πλευρά βέλους, άλλη πλευρά και αμφοτέρες πλευρές (βλ. Σχήμα 8-1) χρησιμοποιούνται για τον καθορισμό της συγκόλλησης σε σχέση με την σύνδεση.

Η ουρά του συμβόλου χρησιμοποιείται για την υπόδειξη των διαδικασιών συγκόλλησης και κοπής καθώς επίσης και των προδιαγραφών, του πρωτοκόλου ή των συμπληρωματικών πληροφοριών που θα χρειαστούν κατά τη συγκόλληση. Οι πληροφορίες αυτές αναγράφονται στην ουρά του συμβόλου και λαμβάνονται υπόψη από το συγκολλητή.

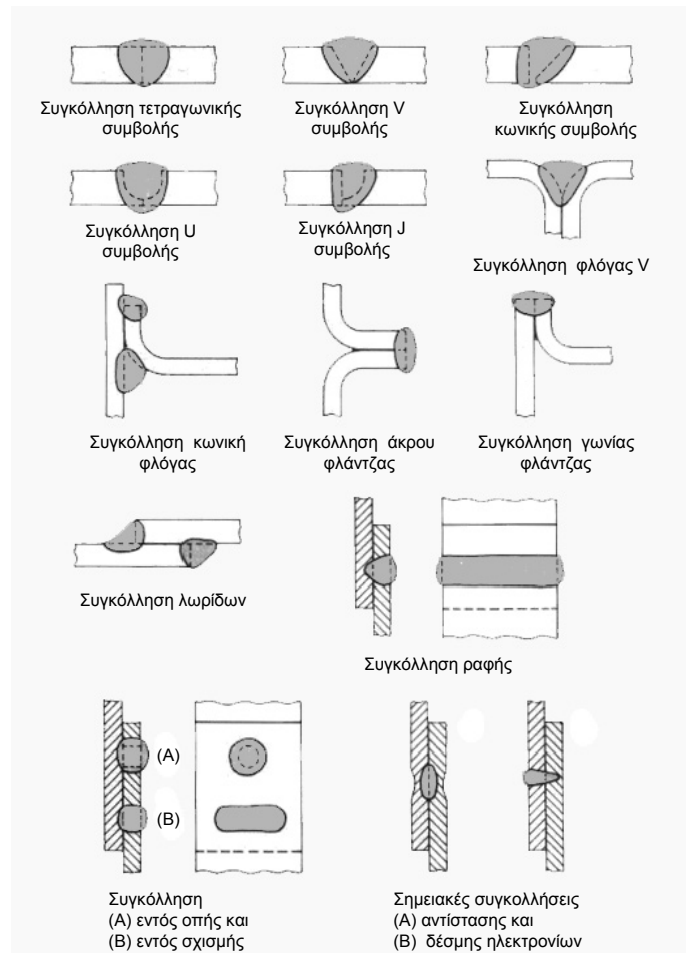
Ο συμβολισμός των συγκολλήσεων αποτελείται από τα ακόλουθα οκτώ μέρη: 1) τη γραμμή αναφοράς, 2) το βέλος, 3) τα βασικά σύμβολα των συγκολλήσεων, 4) τις διαστάσεις και άλλα στοιχεία, 5) τα συμπληρωματικά στοιχεία, 6) τα σύμβολα φινιρίσματος, 7) την ουρά, και 8) τις προδιαγραφές, κατεργασίες ή άλλες αναφορές.



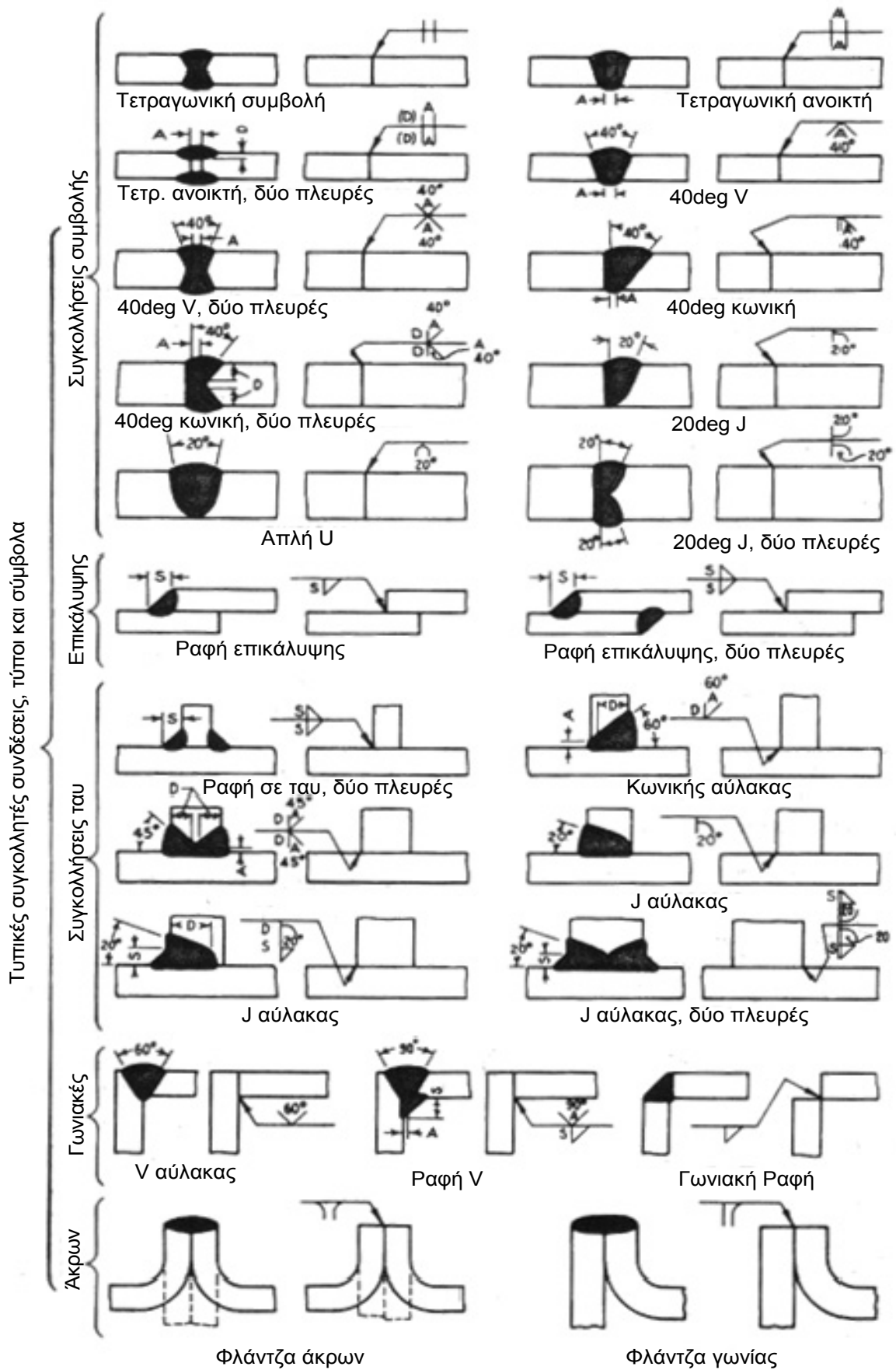
Σχήμα 8-1: Συμβολισμός συγκολλήσεων (AWS)

Γωνιακή συγκόλληση	Επικάλυψης ή εισδοχής	Σημειακή συγκόλληση	Συγκόλληση Συρραφής	Συγκόλληση ράχης	Τήξη σε όλο το πλάτος	Συγκόλληση επιφανειακή	Φλάντζας	
							Άκρο	Γωνίας
Συγκόλληση συμβολής ή αύλακας								
Τετράγωνη	Συγκ. V	Κωνική	Συγκ. U	Συγκ. J	Φλόγα V	Φλόγα κωνική		
Βασικοί συμβολισμοί συγκολλήσεων τόξου ή αερίων								
Περιφερειακή συγκόλληση	Σημεία προς την ουρά, πεδίο συγκόλλησης	Περίγραμμα						
		Επίπεδο	Κυρτό	Κοίλο				

Σχήμα 8-2: Βασικά και συμπληρωματικά σύμβολα συγκολλήσεων τόξου ή αερίων

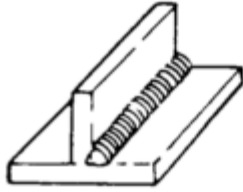


Σχήμα 8-3: Είδη συγκολλήσεων



Σχήμα 8-4: Ταξινόμηση τύπων συγκολλήσεων και αντίστοιχων συμβόλων

Παραδείγματα συμβολισμών συγκολλήσεων:

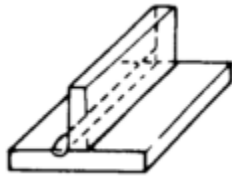


Επιθυμητή συγκόλληση



Συμβολισμός

Σχήμα 8-5: Επιθυμητή συγκόλληση και συμβολισμός της σε σύνδεση ταυ.

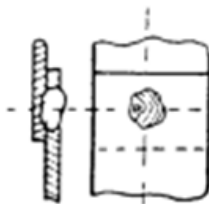


Επιθυμητή συγκόλληση

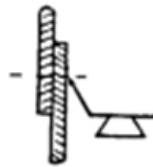


Συμβολισμός

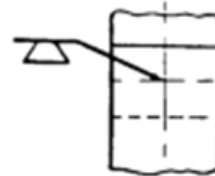
Σχήμα 8-6: Καθορισμός πλευράς συγκόλλησης



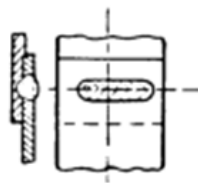
Επιθυμητή συγκόλληση



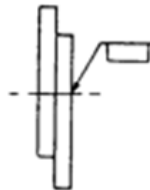
Συμβολισμός πλάγια όψη και κάτοψη



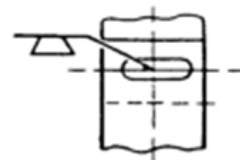
Σχήμα 8-7: Σημειακή συγκόλληση



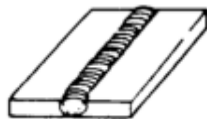
Επιθυμητή συγκόλληση



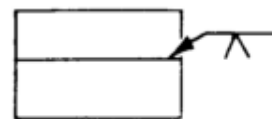
Συμβολισμός πλάγια όψη και κάτοψη



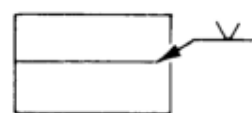
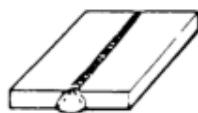
Σχήμα 8-8: Συγκόλληση εντός σχισμής και συμβολισμός της



Επιθυμητή συγκόλληση



Συμβολισμός

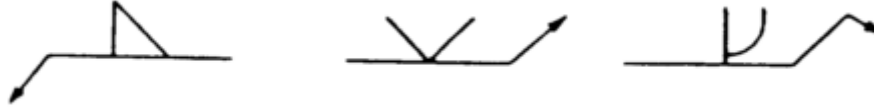


Σχήμα 8-9: Συγκολλήσεις συμβολής σχήματος V (πλευράς βέλους και άλλης πλευράς)

Α. Πλευρά ανύστατος: Το σύμβολο κάτω από τη γραμμή αναφοράς δείχνει τη μορφή της συγκόλλησης και ότι θα τοποθετηθεί στη πλευρά του βέλους.



β. Άλλη πλευρά: Το σύμβολο πάνω από τη γραμμή αναφοράς δείχνει τη μορφή της συγκόλλησης και ότι θα τοποθετηθεί στη άλλη πλευρά από αυτή του βέλους.



Γ. Δύο πλευρές: Το σύμβολο πάνω και κάτω από τη γραμμή αναφοράς δείχνει τη μορφή της συγκόλλησης και ότι θα τοποθετηθεί και στις δυο πλευρές.



Σχήμα 8-10: Συμβολισμός συνδρασμένων συνεχών και διακοπτόμενων συγκολλήσεων

Πίνακας 8-1: Συνιστώμενες συγκολλητικές διεργασίες βάσει υλικού και τύπου σύνδεσης

		Τόσο επενδεδυμένου ηλεκτροδίου (SMAW)	Βυθιζόμενου τόξου (SAW)	Atomic hydrogen	Τόσο αδρανούς αερίου μετάλλου (MIG)	Τόσο αερίου βολφράμιου (TIG)	Συγκόλ. Φλόγας	Σημειακή συγκόλληση	Διαμήκης συγκόλληση	Θερμική συγκόλληση	Οξυγονοκόλληση (οξυγόνο-ασετυλίνη)	Χαλκοκόλληση (εστίας)	Χαλκοκόλληση (φλόγας)	
Βασισμένες στο υλικό	C10, C20	R	R	S	S	S	R	R	R	S	R	R	S	
	C30, C50	"	"	"	"	"	"	"	S	"	"	"	"	
	Ni-Cr, Χαλυβοκράματα	"	"	"	"	"	"	"	"	"	S	S	"	
	Ανώτερα κράματα, Ανοξείδωτος χάλυβας,	AISI-309	"	"	R	R	R	"	"	R	"	"	"	S
		AISI-301	"	"	"	"	"	"	"	"	"	"	"	"
		AISI-316	"	"	"	"	"	"	"	"	"	"	"	"
	Ανοξείδωτος χάλυβας, AISI 405, 430	"	S	S	S	S	S	S	S	"	"	"	"	
	Κράματα υψηλών θερμοκρασιών	"	"	"	"	"	"	"	"	R	"	"	"	
	Φαϊός χυτοσίδηρος	S	"	"	"	"	"	"	"	"	R	"	R	
	Κράματα αλουμινίου	"	"	S	R	R	S	R	S	"	S	R	"	
Κράματα Νικελίου	R	S	"	"	"	"	"	"	"	"	S	"		
Κράματα χαλκού	"	"	"	"	"	"	"	S	"	"	"	"		
Κράματα Τιτανίου	"	"	"	"	"	"	"	"	"	"	"	S		
Βασισμένες στη σύνδεση	ΣΥΝΔΕΣΗ	ΠΛΑΤΟΣ ΠΛΑΚΑΣ												
	Συγκόλληση μετωπική	0.125 - 3mm	S	S	R		R				R		S	
		πάνω από 3mm	R	R	S	R	S	R			R	S	"	
	Συγκόλληση επικάλυψης	0.125 - 3	"	S	"		R		R	R		R	R	
		πάνω από 3mm	"	R	"	R	S	"	"	"		S	"	
	Συγκόλληση ραφής	0.125 - 3	"	S	"		R					R	"	
		πάνω από 3mm	"	R	R	R	S					S	"	
Συγκόλληση άκρων	0.125 - 3	"	"	"		R			R		R	S		
	πάνω από 3mm	R	S	S	S	S			"		S	"		

R = Συνιστώμενη, S = Ικανοποιητική, " = ομοιωματικά (ότι και το από πάνω), κενό = δεν συνιστάται

8.2 Αντοχή υλικών συγκολλήσεων

Πίνακας 8-2: Όριο θραύσης, όριο ροής & επιμήκυνση, ASTM ορισμός A233-64T

Ταξινόμηση AWS-ASTM	Όριο θραύσης MPa	Όριο ροής, MPa	Επιμήκυνση, σε 5 mm, min %
Σειρά E60			
E6010	435	350	22
E6011	435	350	22
E6012	470	385	17
E6013	470	385	17
E6020	435	350	25
E6027	435	350	25
Σειρά E70			
E7014	505	420	17
E7015	505	420	22
E7016	505	420	22
E7018	505	420	22
E7024	505	420	17
E7028	505	420	22

Πίνακας 8-3: Επιτρεπόμενες τάσεις κατά τον κανονισμό της AISC για συγκολλήσεις μετάλλων

Τύπος φόρτισης	Τύπος συγκόλλησης	Επιτρεπόμενη τάση	Συντελεστές ασφαλείας
Εφελκυσμός	μετωπική συγκόλληση	$0.60S_y$	1.67
Επιφανειακή πίεση	μετωπική συγκόλληση	$0.90S_y$	1.11
Κάμψη	μετωπική συγκόλληση	$0.60-0.66S_y$	1.52 - 1.67
Απλή θλίψη	μετωπική συγκόλληση	$0.60S_y$	1.67
Διάτμηση	μετωπική ή ραφή	$0.30S_y$	

Πίνακας 8-4: Μέγιστη επιτρεπόμενη τάση $\sigma_{επ}$ MPa

Τύπος συγκόλλησης	Ποιότητα συγκόλλησης	Είδος φόρτισης	Είδος χάλυβα			
			St 37		St 52	
			H	HZ	H	HZ
Εσωραφή K, συγκόλληση με διπλή εξωραφή, συγκόλληση μισό V με συγκόλληση ρίζας	Όλες οι ποιότητες	Θλίψη, κάμψη και θλίψη	160	180	240	270
	Χωρίς ρωγμές, σφάλματα ρίζας και διεισδύσεως (ακτινογραφία)	Εφελκυσμός και κάμψη από εφελκυσμό. Εγκάρσια στη διεύθυνση της συγκόλλησης	135	150	170	190
	Ποιότητα συγκολλήσεως αναπόδεικτη		135	150	170	190
Συγκόλληση K στη ψύχα της δοκού	Όλες οι ποιότητες	Θλίψη, κάμψη και θλίψη, εφελκυσμός, εφελκυσμός και κάμψη, ισοδύναμη τάση	135	150	170	190
Όλες οι συγκολλήσεις		Διάτμηση	135	150	170	190

Πίνακας 8-5: Συντελεστές συγκέντρωσης τάσεων

Υλικό συγκόλλησης	Συντελεστής συγκέντρωσης τάσεων
Συγκόλληση άκρων με πλήρη εισδοχή	1.2 - 1.4
Ραφή άκρων	2.0 - 2.5
Συγκόλληση παραλλήλων ραφών	3.5 - 4.5
Συγκολλούμενο υλικό	
Δακτύλιος συγκόλλησης άκρων με κατεργασία	1.2 - 1.4
Δακτύλιος συγκόλλησης άκρων χωρίς κατεργασία	1.5 - 1.9
Δακτύλιος επιμελημένης ραφής άκρων	2.0 - 2.5
Παράλληλες ραφές συγκόλλησης	3.5 - 4.5
Τμηματικές συγκολλήσεις	1.5 - 1.9
Με ραφές άκρων με ομαλή μετάβαση στους δακτυλίους	2.7 - 3.3
Γωνιακές συγκολλήσεις άκρων ή ταύ	2.7 - 3.3
Γωνιακές συγκολλήσεις άκρων ή ταύ με ομαλή μετάβαση	1.5 - 1.9
Γωνιακές συγκολλήσεις πλακών με αρμοκαλύπτρα	2.7 - 3.3

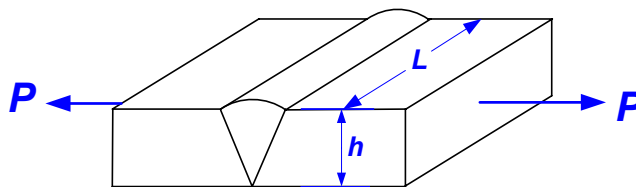
8.3 Φόρτιση και υπολογισμός συγκολλήσεων

Οι συγκολλήσεις καταπονούνται ανάλογα με τη θέση των συγκολλούμενων στοιχείων και το φορτίο, σε εφελκυσμό διάτμηση, κάμψη, στρέψη και συνδυασμό αυτών.

8.3.1 Εφελκυσμός

Στο Σχήμα 8-11 φαίνονται δυο ελάσματα πάχους h , συγκολλημένα σε μήκος L , με υλικό συγκόλλησης ορίου ροής S_y , που εφελκύνονται με δύναμη P . Αν το πάχος της συγκόλλησης είναι h , τότε η αναπτυσσόμενη στο υλικό της συγκόλλησης εφελκυστική τάση είναι σ και η εξίσωση σχεδιασμού της συγκόλλησης είναι:

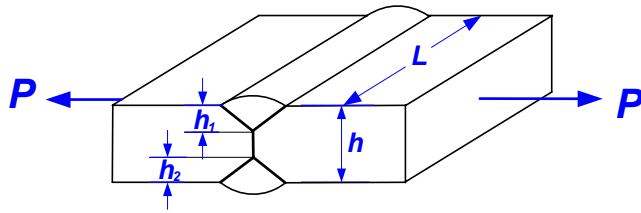
$$\sigma = \frac{P}{hL} \leq \frac{S_y}{N}$$



Σχήμα 8-11: Καταπόνηση συγκόλλησης σε εφελκυσμό

Όπου N ο συντελεστής ασφάλειας της συγκόλλησης. Η μέγιστη τιμή που μπορεί να πάρει το πάχος της συγκόλλησης είναι το πάχος του ελάσματος h . Αν η συγκόλληση γίνει κατά τμήματα h_1 και h_2 (Σχήμα 8-12) τότε η εξίσωση σχεδιασμού γίνεται:

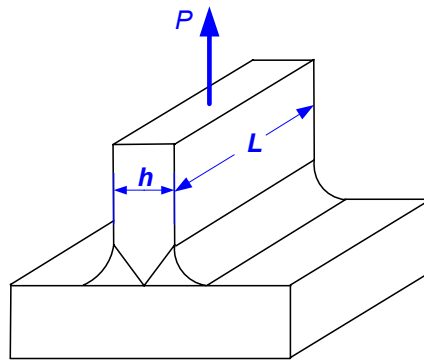
$$\sigma = \frac{P}{(h_1 + h_2)L} \leq \frac{S_y}{N}$$



Σχήμα 8-12: Καταπόνηση τμηματικής συγκόλλησης σε εφελκυσμό

Στο Σχήμα 8-13, φαίνεται μια συγκόλληση σχήματος ταυ, πάχους h και μήκους L , καταπονούμενη με μια εφελκυστική δύναμη P . Η ορθή τάση στη συγκόλληση είναι:

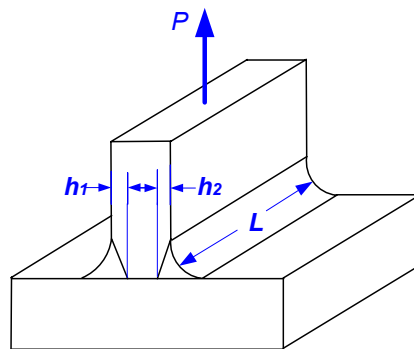
$$\sigma = \frac{P}{hL} \leq \frac{S_y}{N}$$



Σχήμα 8-13: Συγκόλληση σχήματος ταυ καταπονούμενη σε εφελκυσμό

Αντίστοιχα αν η συγκόλληση γίνει από τις δύο πλευρές του κατακόρυφου ελάσματος (Σχήμα 8-14) σε πάχη h_1 και h_2 τότε η αντίστοιχη εξίσωση σχεδιασμού γίνεται:

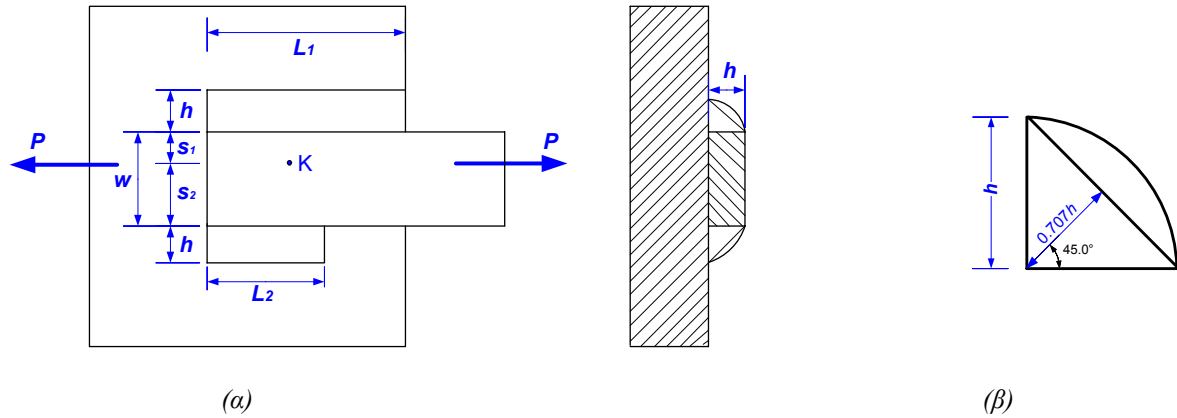
$$\sigma = \frac{P}{(h_1 + h_2)L} \leq \frac{S_y}{N}$$



Σχήμα 8-14: Συγκόλληση με διάκενο ελασμάτων σε σχήμα T, καταπονούμενη σε εφελκυσμό

8.3.2 Διάτμηση

Έστω τώρα μια συγκόλληση επικάλυψης όπως στο Σχήμα 8-15α, με δύο ραφές L_1 και L_2 , καταπονούμενη σε διάτμηση από μια δύναμη P . Το φαινόμενο πάχος της συγκόλλησης είναι h ενώ η παραλαμβάνουσα τη δύναμη διατομή βρίσκεται σε γωνία 45° και έχει πάχος $0.707h$, όπως προκύπτει από τη γεωμετρία στο Σχήμα 8-15β.



Σχήμα 8-15: Διάτμηση συγκόλλησης επικαλυπτόμενων ελασμάτων

Τότε η αναπτυσσόμενη διατμητική τάση του υλικού της συγκόλλησης θα είναι τ , και θα δίνεται από τη σχέση:

$$\tau = \frac{1.414P}{h(L_1 + L_2)} \leq \frac{S_{sy}}{N}$$

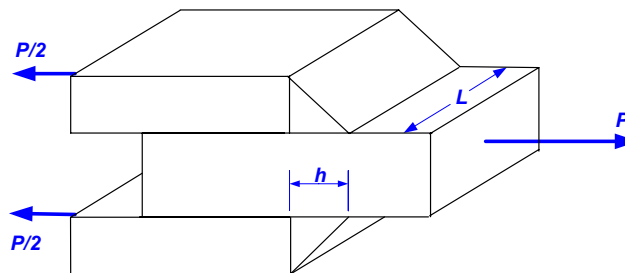
όπου S_{sy} είναι το όριο διαρροής του υλικού. Αυτό θα συμβεί με την προϋπόθεση ότι η δύναμη θα διέρχεται από το κέντρο επιφάνειας της συγκόλλησης K, ώστε να μη προκαλεί έκκεντρη φόρτιση. Για τις αποστάσεις s_1 και s_2 θα ισχύει: $s_1 + s_2 = w$, και $s_1 / s_2 = L_2 / L_1$.

Το κέντρο βάρους μιας συγκόλλησης μπορεί να βρεθεί χρησιμοποιώντας τις ακόλουθες σχέσεις:

$$\bar{x} = \frac{1}{\sum_{i=1}^n L_i} \sum_{i=1}^n L_i x_i \quad \text{και} \quad \bar{y} = \frac{1}{\sum_{i=1}^n L_i} \sum_{i=1}^n L_i y_i$$

Στο Σχήμα 8-16, δύο συμμετρικές ραφές παραλαμβάνουν με διάτμηση την δύναμη P και τη μοιράζουν εξ ίσου στα δύο συνδεδεμένα ελάσματα. Αν η διατμητική τάση των συγκολλήσεων είναι τ , τότε η εξίσωση σχεδιασμού της συγκόλλησης είναι:

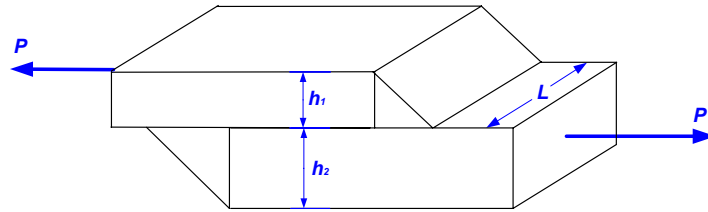
$$\tau = \frac{P}{2 \times 0.707h \times L} = \frac{0.707P}{hL} \leq \frac{S_{sy}}{N}$$



Σχήμα 8-16: Διάτμηση συγκολλήσεων διπλής επικάλυψης

Στο επόμενο Σχήμα 8-17, τα πάχη των ελασμάτων και των συγκολλήσεων είναι διαφορετικά, h_1 και h_2 . Η παραλαμβάνουσα διατομή είναι $0.707h_1$ και $0.707h_2$. Άρα η διατμητική τάση δίνεται από τη σχέση:

$$\tau = \frac{P}{0.707(h_1 + h_2)L} = \frac{1.414P}{(h_1 + h_2)L} \leq \frac{S_{sy}}{N}$$



Σχήμα 8-17: Διάτμηση συγκόλλησης ελασμάτων απλής επικάλυψης

Αν και οι δύο πλάκες έχουν το ίδιο πάχος $h_1 = h_2 = h$, τότε η προηγούμενη τάση γίνεται:

$$\tau = \frac{P}{0.707 \times 2hL} = \frac{0.707P}{hL} \leq \frac{S_{sy}}{N}$$

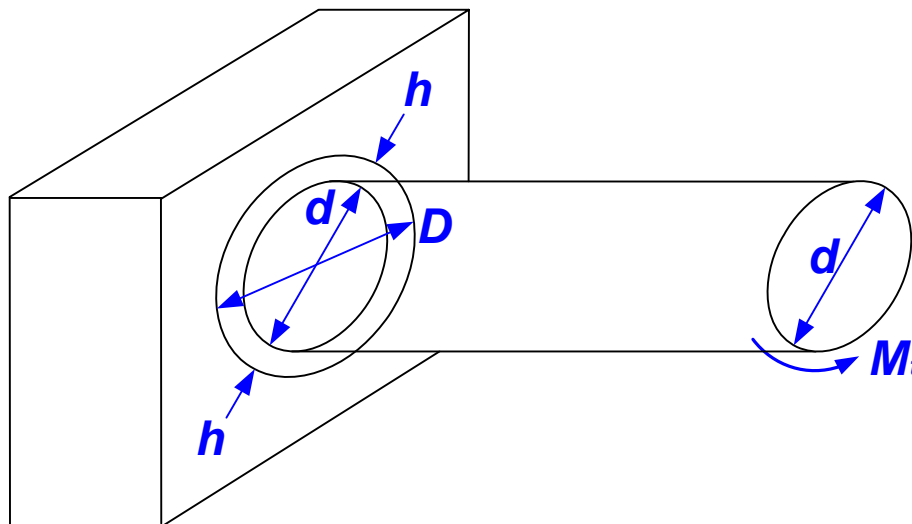
8.3.3 Στρέψη

Ράβδος κυλινδρικής διατομής (Σχήμα 8-18), διαμέτρου d , συγκολλάται σε ακλόνητη πλάκα με συγκόλληση ραφής φαινόμενου πάχους h . Όταν στη ράβδο ασκείται στρεπτική ροπή M_t , τότε η συγκόλληση καταπονείται σε στρέψη. Η διατμητική τάση λόγω της στρεπτικής ροπής που αναπτύσσεται στη συγκόλληση δίνεται από τη σχέση:

$$\tau = \frac{M_t}{J_p} r = \frac{M_t}{\frac{1}{4} \pi d^3 (0.707h)} \frac{d}{2} = \frac{2.83M_t}{\pi d^2 h}$$

όπου η πολική ροπή αδράνειας υπολογίζεται ως εξής:

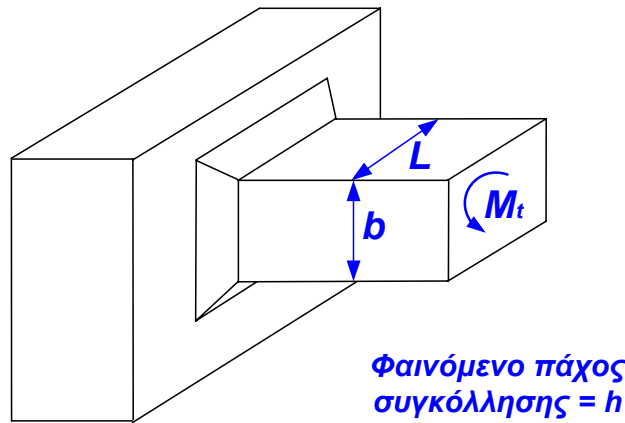
$$J_p = \frac{\pi}{32} (D^4 - d^4) = \frac{\pi}{32} (D^2 + d^2)(D + d)(D - d) \approx \frac{\pi}{32} (2d^2)(2d)(2h) = \frac{1}{4} \pi d^3 h$$



Σχήμα 8-18: Στρέψη συγκόλλησης δακτυλοειδούς σχήματος

Έστω δοκός τετραγωνικής διατομής $L \times b$ (Σχήμα 8-19), δεχόμενη στρεπτική ροπή M_t , συγκολλημένη περιφερειακά με ραφή φαινόμενου πάχους h . Η στρεπτική τάση στη συγκόλληση είναι:

$$\tau = \frac{M_t}{J_p} r$$



Σχήμα 8-19: Κάμψη συγκόλλησης τετραγωνικού σχήματος

όπου r η απόσταση από το κέντρο της επιφάνειας της συγκόλλησης και J_p η δευτεροβάθμια πολική ροπή αδράνειας που υπολογίζεται ως εξής:

$$I_{xx} = \frac{1}{12} \left[(L+2h)(b+2h)^3 - Lb^3 \right] = \frac{1}{6} h \left(b^3 + 6b^2h + 12bh^2 + 8h^3 + 3b^2L + 6bhL + 4h^2L \right)$$

$$I_{yy} = \frac{1}{6} hb \left[b^2 + 6bh + 3L(b+2h) \right] \quad \text{και αναλογα} \quad I_{yy} = \frac{1}{6} hL \left[L^2 + 6Lh + 3b(L+2h) \right]$$

και

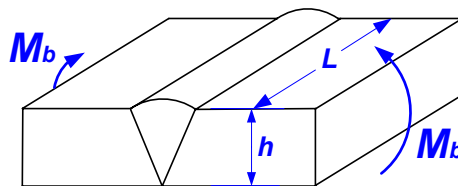
$$J_p = I_{xx} + I_{yy}$$

Οι δυνάμεις του h παραλείπονται θεωρούμενες ως πολύ μικροί αριθμοί, και τέλος να μη ξεχάσουμε ότι η φαινόμενη διατομή έχει πάχος h αλλά η παραλαμβάνουσα την ροπή διατομή έχει αντίστοιχα πάχος $0.707h$.

8.3.4 Κάμψη

Στο Σχήμα 8-20 φαίνονται δύο ελάσματα πάχους h , συγκολλημένα σε μήκος L , με υλικό συγκόλλησης ορίου ροής S_y , που κάμπτονται με ροπή M_b . Αν το πάχος της συγκόλλησης είναι $a = h$, τότε η αναπτυσσόμενη στο υλικό της συγκόλλησης μέγιστη καμπτική τάση είναι σ_b και η εξίσωση σχεδιασμού της συγκόλλησης είναι:

$$\sigma_b = \frac{M_b}{\left(\frac{Lh^3}{12} \right) 2} \frac{h}{2} = \frac{6M_b}{Lh^2} \leq \frac{S_y}{N}$$

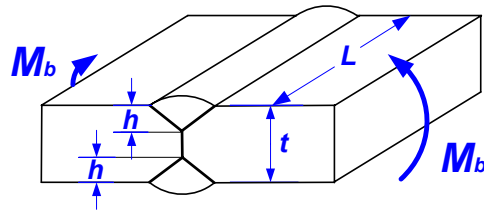


Σχήμα 8-20: Καταπόνηση μετωπικής συγκόλλησης σε εφελκυσμό

Όπου N ο συντελεστής ασφάλειας της συγκόλλησης. Η μέγιστη τιμή που μπορεί να πάρει το a είναι το πάχος του ελάσματος h .

Αν η συγκόλληση έχει τη μορφή που φαίνεται στο Σχήμα 8-21, το πάχος του ελάσματος συμβολίζεται με t και το δε πάχος της συγκόλλησης με h , τότε η μέγιστη καμπτική τάση υπολογίζεται ίση με:

$$\sigma_b = \frac{M_b}{I} y_{\max} = \dots = \frac{3tM_b}{hL(3t^2 - 6th + 4h^2)} \leq \frac{S_y}{N}$$



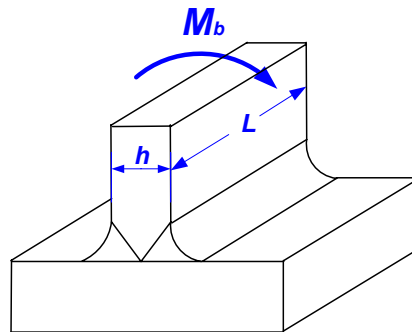
Σχήμα 8-21: Καταπόνηση μετωπικής τμηματικής συγκόλλησης σε κάμψη

Η ανωτέρω σχέση προκύπτει, αν λάβουμε υπ' όψη τη ροπή αδράνειας της φέρουσας διατομής που είναι:

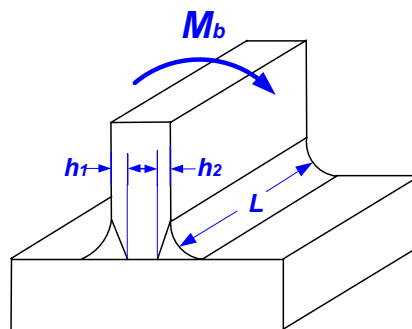
$$I = \frac{Lt^3}{12} - \frac{L(t-2h)^3}{12}$$

Στο Σχήμα 8-22, φαίνεται μια συγκόλληση σχήματος ταυ, πάχους h και μήκους L , καταπονούμενη σε κάμψη με ροπή M_b . Η καμπτική τάση στη συγκόλληση, και ως εκ τούτου η εξίσωση σχεδιασμού της συγκόλλησης είναι:

$$\sigma_b = \frac{M_b}{(Lh^3/12)} \frac{h}{2} = \frac{6M_b}{Lh^2} \leq \frac{S_y}{N}$$



Σχήμα 8-22: Συγκόλληση σχήματος T, καταπονούμενη σε κάμψη



Σχήμα 8-23: Συγκόλληση με διάκενο ελασμάτων σε σχήμα T, καταπονούμενη σε κάμψη

Η καμπτική τάση στη διατομή της συγκόλλησης υπολογίζεται ίση με:

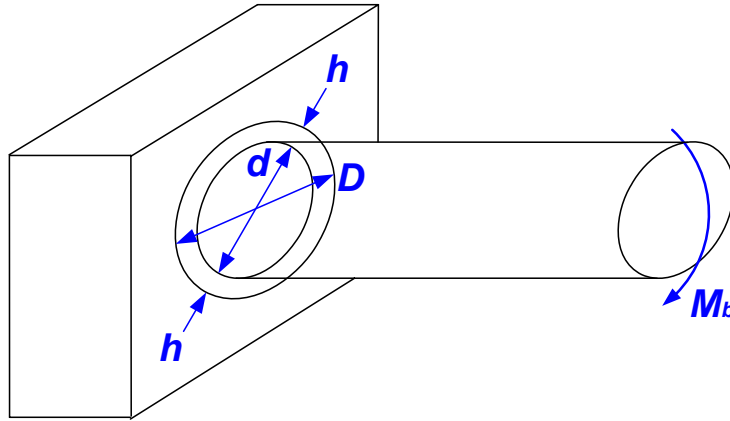
$$\sigma_b = \frac{3tM_b}{hL(3t^2 - 6th + 4h^2)} \leq \frac{S_y}{N}$$

Ράβδος κυλινδρικής διατομής (Σχήμα 8-24), διαμέτρου d , συγκολλάται σε ακλόνητη πλάκα με συγκόλληση ραφής φαινόμενου πάχους h . Όταν στη ράβδο ασκείται καμπτική ροπή M_b , τότε η συγκόλληση καταπονείται σε κάμψη. Η ορθή τάση λόγω της καμπτικής ροπής που αναπτύσσεται στη συγκόλληση δίνεται από τη σχέση:

$$\sigma_b = \frac{M_b}{I} y_{\max} = \frac{M_b}{\frac{1}{8}\pi d^3 (0.707h)} \frac{d}{2} = \frac{5.66M_b}{\pi d^2 h}$$

όπου η πολική ροπή αδράνειας υπολογίζεται ως εξής:

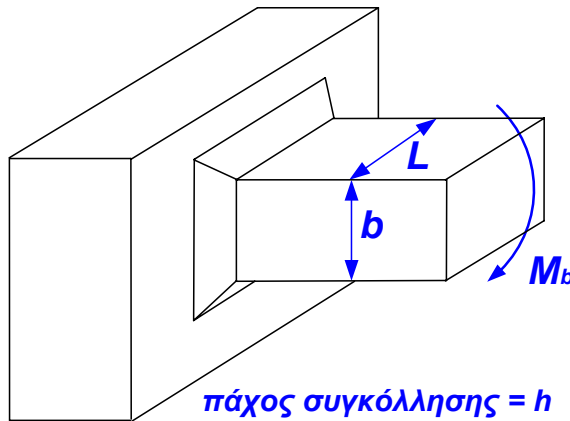
$$I = \frac{\pi}{64}(D^4 - d^4) = \frac{\pi}{64}(D^2 + d^2)(D + d)(D - d) \approx \frac{\pi}{64}(2d^2)(2d)(2h) = \frac{1}{8}\pi d^3 h$$



Σχήμα 8-24: Κάμψη συγκόλλησης δακτυλιοειδούς σχήματος

Έστω δοκός τετραγωνικής διατομής $L \times b$ (Σχήμα 8-25), δεχόμενη καμπτική ροπή M_b , συγκολλημένη περιφερειακά με ραφή πάχους h . Η καμπτική τάση στη συγκόλληση είναι:

$$\sigma_b = \frac{M_b}{I} y_{\max} = \frac{4.24M_b}{h[b^2 + 3L(b + 2h)6bh]}$$



Σχήμα 8-25: Κάμψη συγκόλλησης τετραγωνικού σχήματος

όπου $y_{\max} \approx b/2$ και η δευτεροβάθμια ροπή αδράνειας υπολογίζεται ως εξής:

$$I = \frac{1}{12}[(L + 2h)(b + 2h)^3 - Lb^3] = \frac{1}{6}h(b^3 + 6b^2h + 12bh^2 + 8h^3 + 3b^2L + 6bhL + 4h^2L)$$

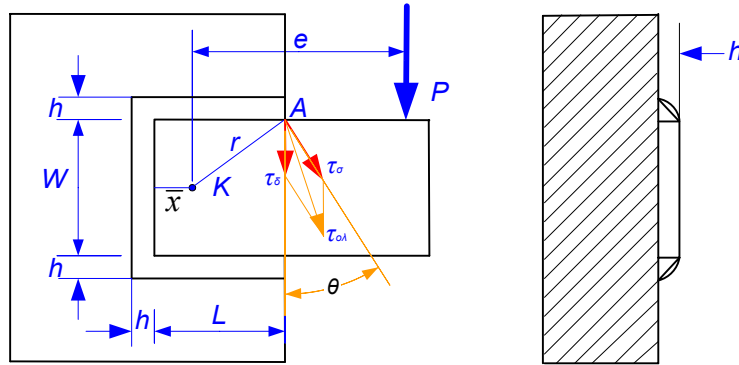
$$I = \frac{1}{6}hb[b^2 + 6bh + 3L(b + 2h)]$$

Οι δυνάμεις του h παραλείπονται θεωρούμενες ως πολύ μικροί αριθμοί, και τέλος αντικαθιστούμε την τιμή του h με το $0.707h$.

8.3.5 Στρέψη και διάτμηση συγκόλλησης

$$\tau = \frac{P}{A} + \frac{Pe}{J_p} r$$

Η δύναμη P είναι ομοεπίπεδη με την συγκόλληση, και απέχει απόσταση e από το κέντρο βάρους της συγκόλλησης. Η συγκόλληση καταπονείται σε διάτμηση λόγω του φορτίου P και λόγω της ροπής Pe . Εστω L το πλάτος, W το ύψος και h το πάχος της συγκόλλησης, όπως φαίνεται στο Σχήμα 8-26.



Σχήμα 8-26: Έκκεντρη φόρτιση συγκόλλησης

Αν $L_{ολ} = 2L + W$ και επειδή $A = 0.707hL_{ολ}$ η διατμητική τάση λόγω της P , είναι,

$$\tau_{\delta} = \frac{P}{A} = \frac{1.414P}{hL_{ολ}}$$

Θεωρούμε ότι η διατμητική τάση που οφείλεται στην ροπή Pe , είναι σε κάθε σημείο της συγκόλλησης ανάλογη με την απόσταση από το κέντρο βάρους. Άρα θα πρέπει να αναζητήσουμε τα σημεία των μέγιστων τάσεων, στις μέγιστες αποστάσεις. Όταν η απόσταση από το κέντρο βάρους είναι r , τότε η τάση είναι,

$$\tau_{\sigma} = \frac{Per}{J_p}$$

όπου J_p είναι η πολική ροπή αδράνειας της επιφάνειας της συγκόλλησης.

Η πολική ροπή αδράνειας της καταπονούμενης επιφάνειας της συγκόλλησης βρίσκεται από τη σχέση:

$$J_p = I_{xx} + I_{yy}$$

Ο υπολογισμός των ροπών αδράνειας των διαφόρων διατομών των συγκολλήσεων είναι αντικείμενο διαπραγμάτευσης της Στατικής.

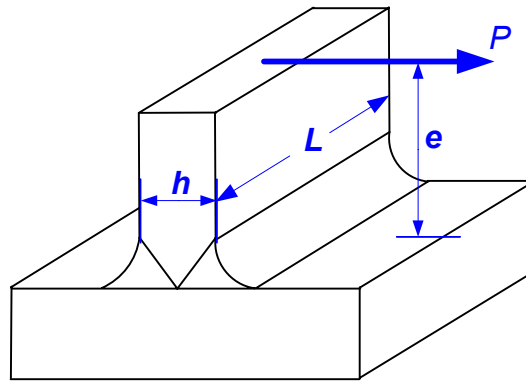
Επομένως η συνισταμένη διατμητική τάση στο σημείο A θα είναι

$$\sigma_{ολ} = \sqrt{\tau_{\delta}^2 + \tau_{\sigma}^2 + 2\tau_{\delta}\tau_{\sigma} \cos \theta}$$

όπου θ η γωνία μεταξύ τ_{δ} και τ_{σ} . Εδώ από το Σχήμα 8-26 είναι $\sin \theta = w / 2r$.

8.3.6 Κάμψη και διάτμηση συγκολλήσεων

Στην περίπτωση που η δύναμη P δεν είναι ομοεπίπεδη αλλά είναι παράλληλη στο επίπεδο της συγκόλλησης σε απόσταση e (Σχήμα 8-27), τότε στο πακτωμένο άκρο ασκούνται μια διατμητική δύναμη και μια καμπτική ροπή, λόγω του φορτίου P . Εδώ η συγκόλληση καταπονείται σε κάμψη και διάτμηση.



Σχήμα 8-27: Έκκεντρη καταπόνηση συγκολλήσεων.

Αν I η ροπή αδράνειας της επιφάνειας της συγκόλλησης, η αναφερόμενη στη διεύθυνση της κάμψης, και y_{max} η απόσταση του ουδέτερου άξονα της διατομής της συγκόλλησης από το άκρο της, τότε η καμπτική τάση σ_b θα είναι:

$$\sigma_b = \frac{M}{I} y_{max} = \frac{Pe}{Lh^3} \frac{h}{2} = \frac{6Pe}{Lh^2}$$

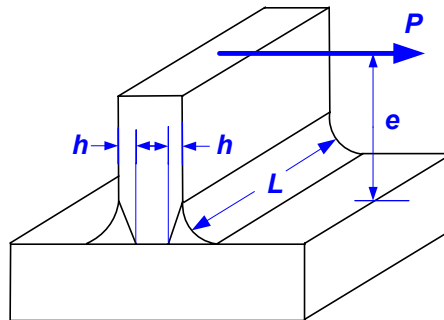
Επίσης η επιφάνεια της συγκόλλησης υποβάλλεται σε μια μέση διατμητική τάση λόγω της διατμητικής δύναμης P ίση με:

$$\tau_\delta = \frac{P}{A} = \frac{P}{hL}$$

όπου h το πάχος της συγκόλλησης και L το μήκος της.

Η ισοδύναμη τότε κατά ISO τάση θα είναι:

$$\sigma_{eq} = \sqrt{\sigma_b^2 + 1.8\tau_\delta^2} \leq \frac{S_y}{N}$$



Σχήμα 8-28: Έκκεντρη καταπόνηση συγκολλήσεων.

Στο Σχήμα 8-28, η δύναμη P καταπονεί τη συγκόλληση σε κάμψη και διάτμηση, και οι αντίστοιχες τάσεις είναι οι εξής:

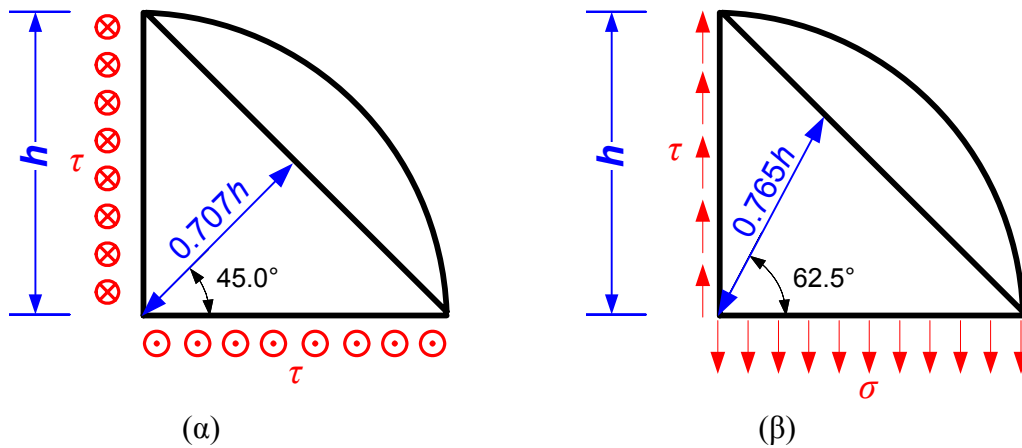
$$\sigma_b = \frac{3tPe}{hL(3t^2 - 6th + 4h^2)}$$

$$\tau_\delta = \frac{P}{2hL}$$

8.4 Προτεινόμενη διαδικασία σχεδιασμού από την American Welding Society (AWS).

Τα γεωμετρικά στοιχεία της διατομής και το πάχος της συγκόλλησης που, όπως είδαμε, χρησιμοποιούνται στην εξίσωση σχεδιασμού, εισέρχονται σ' αυτή μέσω της επιφάνειας, της δευτεροβάθμιας ροπής αδράνειας και της πολικής ροπής αδράνειας. Αυτό έχει σαν αποτέλεσμα να παρουσιάζονται πολυώνυμα ως προς τα γεωμετρικά στοιχεία σχεδιασμού που δυσκολεύουν την επίλυση του προβλήματος με απλά μέσα. Για την αντιμετώπιση του προβλήματος αυτού η American Welding Society (AWS) πρότεινε έναν απλούστερο τρόπο σχεδιασμού, ο οποίος θεωρεί το ζητούμενο πάχος της συγκόλλησης ως μονάδα. Εισάγονται οι έννοιες: ειδική επιφάνεια (μήκος συγκόλλησης), ειδική ροπή αδράνειας και ειδική πολική ροπή αδράνειας, που υπολογίζονται με το πάχος της συγκόλλησης ίσο με τη μονάδα. Ακολούθως εισάγονται οι ειδικές ή ανηγμένες τάσεις που και αυτές αναφέρονται σε μοναδιαίο πάχος συγκόλλησης, και έχουν μονάδες δύναμης ανά μήκος, που μπορούν να υπολογιστούν. Τέλος βρίσκεται με τα γνωστά κριτήρια ή θεωρίες η ειδική ισοδύναμη τάση στο πλέον επικίνδυνο σημείο της συγκόλλησης, και από τον ορισμό της, το πραγματικό πάχος της συγκόλλησης.

Το Σχήμα 8-29(α), δείχνει τη συγκόλληση να καταπονείται με διάτμηση, ενώ το (β) σε εφελκυσμό. Έστω h το φαινόμενο πάχος της συγκόλλησης. Τότε η διατομή που παραλαμβάνει το διατμητικό φορτίο βρίσκεται σε γωνία 45° , και έχει πάχος $0.707h$, ενώ η διατομή που παραλαμβάνει το εφελκυστικό φορτίο (Σχήμα 8-29(β)) βρίσκεται σε γωνία 62.5° και έχει πάχος $0.765h$.



Σχήμα 8-29: Γεωμετρία τομής συγκόλλησης

Η επιφάνεια της συγκόλλησης A , και η ειδική επιφάνεια A_l (ή το μήκος) μπορούν να εκφραστούν από τις σχέσεις:

$$A = (0.707h) \sum_{i=1}^n L_i \Rightarrow A_l = \frac{A}{0.707h} = \sum_{i=1}^n L_i$$

Αντίστοιχα η ροπή αντίστασης σε κάμψη W , και η πολική ροπή αδράνειας σε στρέψη J , καθώς επίσης και οι ειδικές ή ανηγμένες τιμές τους δίνονται από τις σχέσεις:

$$W = W_l (0.707h) \Rightarrow W_l = \frac{W}{0.707h}$$

$$J = J_l (0.707h) \Rightarrow J_l = \frac{J}{0.707h}$$

όπου W_l και J_l , οι ειδικές ή ανηγμένες αντίστοιχες τιμές.

Οι τάσεις σε μία συγκόλληση μπορούν να είναι εφελκυστικές σ_φ , διατμητικές τ_δ , καμπτικές σ_b , στρεπτικές τ_σ ή συνδυασμός αυτών. Αν ονομάσουμε με f τις αντίστοιχες ειδικές τάσεις τότε:

$$\sigma_{\varepsilon\phi} = \frac{P}{A} = \frac{P}{(0.707h) \sum L_i} \quad \text{ή} \quad f_{\varepsilon\phi} = \sigma_{\varepsilon\phi} (0.707h) = \frac{P}{\sum L_i}$$

$$\tau_{\delta} = \frac{P}{A} = \frac{P}{(0.707h) \sum L_i} \quad \text{ή} \quad f_{\delta} = \tau_{\delta} (0.707h) = \frac{P}{\sum L_i}$$

$$\sigma_b = \frac{M}{W} = \frac{M}{(0.707h)W_1} \quad \text{ή} \quad f_{\kappa} = \sigma_b (0.707h) = \frac{M}{W_1}$$

$$\tau_{\sigma} = \frac{Tr}{J} = \frac{Tr}{(0.707h)J_1} \quad \text{ή} \quad f_{\sigma} = \tau_{\sigma} (0.707h) = \frac{Tr}{J_1}$$

Αν τώρα f_{σ} και f_{τ} , οι ολικές ορθές και διατμητικές τάσεις ανα μονάδα μήκους στο επικίνδυνο για αστοχία σημείο, τότε η ισοδύναμη f_{eq} θα είναι,

$$f_{eq} = \sqrt{f_{\sigma}^2 + 1.8f_{\tau}^2} \quad \text{οπότε,} \quad f_{eq} = \sigma_{eq} (0.707h) \quad \text{ή} \quad \sigma_{eq} = \frac{f_{eq}}{0.707h} \leq \frac{S_y}{N}$$

και το πάχος της συγκόλλησης μπορεί να υπολογιστεί από την σχέση,

$$h \geq \frac{f_{eq} N}{0.707 S_y}$$

Ο Πίνακας 8-6 δίνει τα κέντρα βάρους, το μήκος των συγκολλήσεων A_1 , την ειδική ροπή αντίστασης W_1 , και την ειδική πολική ροπή αδράνειας, για διάφορα σχήματα συγκολλήσεων συχνά χρησιμοποιούμενα.

Για να υπολογίσουμε τις εξισώσεις του πίνακα, πχ. για την ορθογωνική διατομή, ακολουθούμε την εξής διαδικασία. Βρίσκουμε τη ροπή αδράνειας των γραμμών περί τον άξονα $x-x$, περί τον άξονα $y-y$, και ακολούθως το W_1 και το J_l .

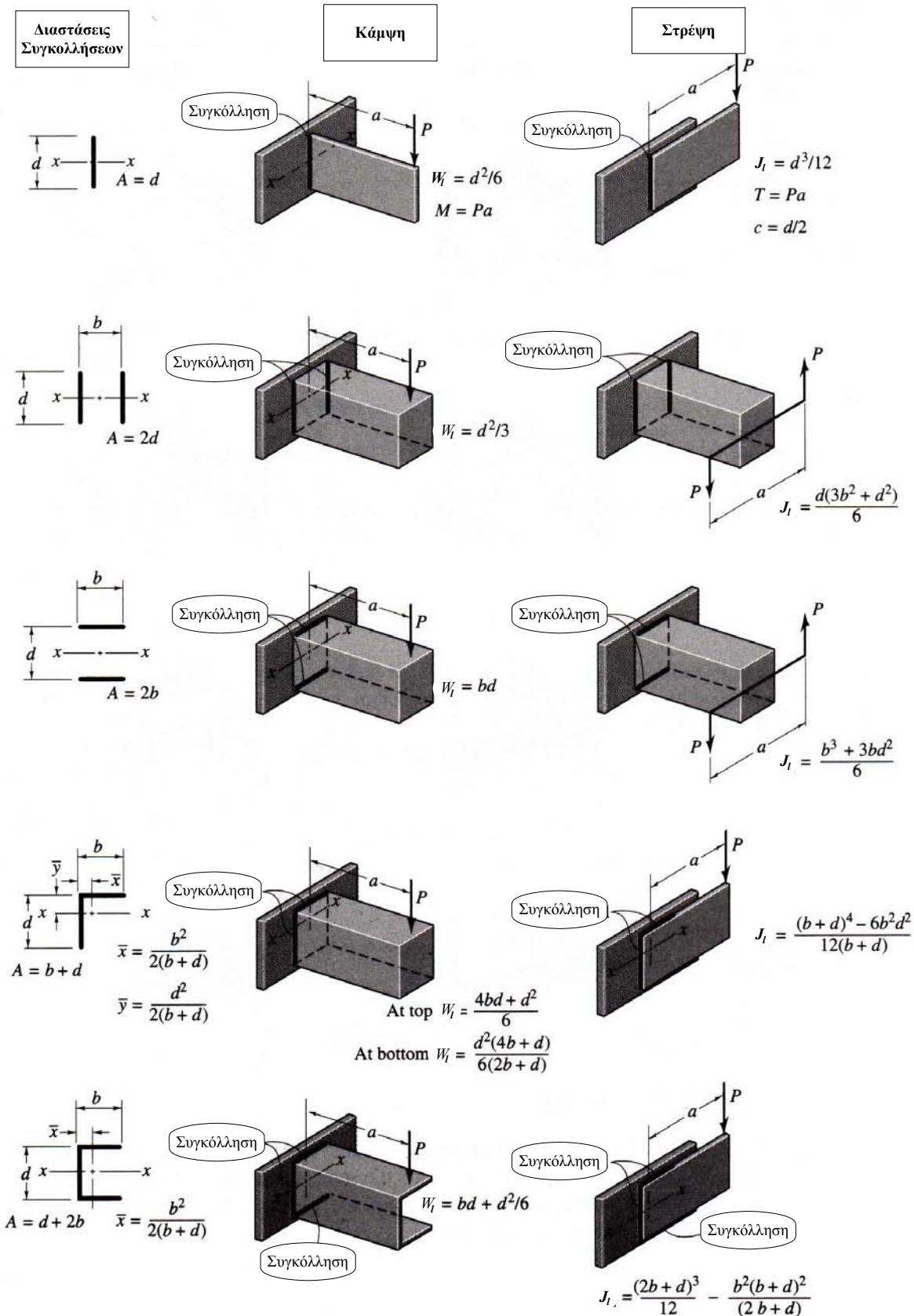
$$I_{xx} = (I_b + I_d) = \left[2b \left(\frac{d}{2} \right)^2 + 2 \int_{-d/2}^{d/2} y^2 dy \right] = \frac{bd^2}{2} + \frac{d^3}{6}$$

$$I_{yy} = (I_b + I_d) = \frac{db^2}{2} + \frac{b^3}{6}$$

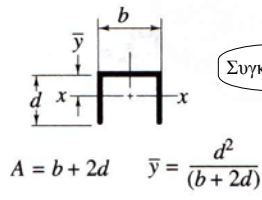
$$W_1 = I_{xx} / y_{\max} = \left(\frac{bd^2}{2} + \frac{d^3}{6} \right) / (d/2) = bd + \frac{d^2}{3}$$

$$J_l = I_{xx} + I_{yy} = \left(\frac{bd^2}{2} + \frac{d^3}{6} \right) + \left(\frac{db^2}{2} + \frac{b^3}{6} \right) = \frac{1}{6} (d+b)^3$$

Πίνακας 8-6: Ροπή αντίστασης και πολική ροπή αδράνειας για διάφορες συγκολλήσεις.

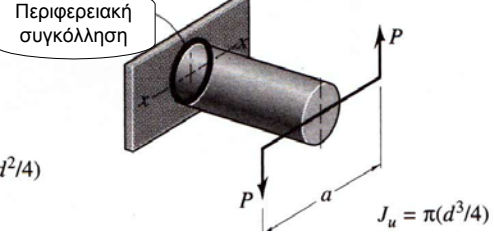
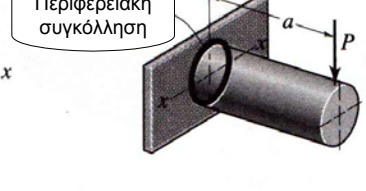
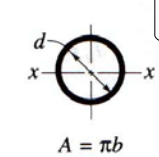
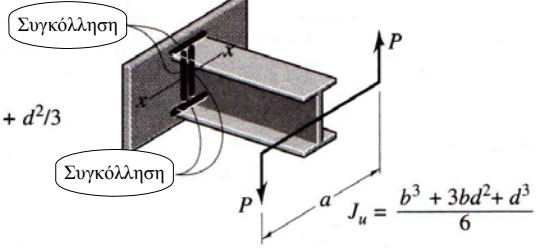
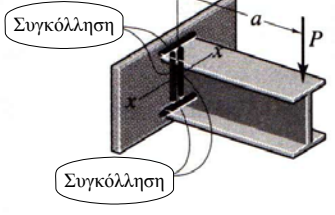
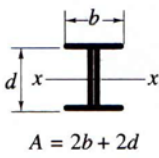
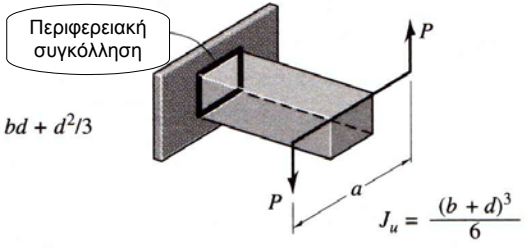
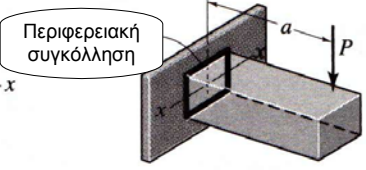
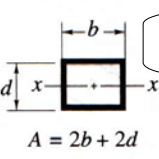
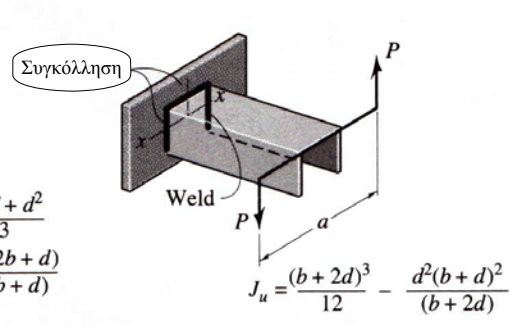
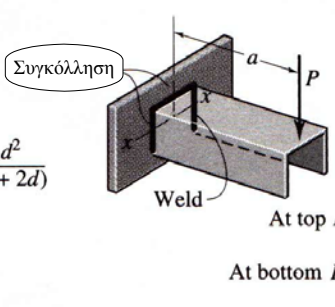


Διαστάσεις Συγκολλήσεων



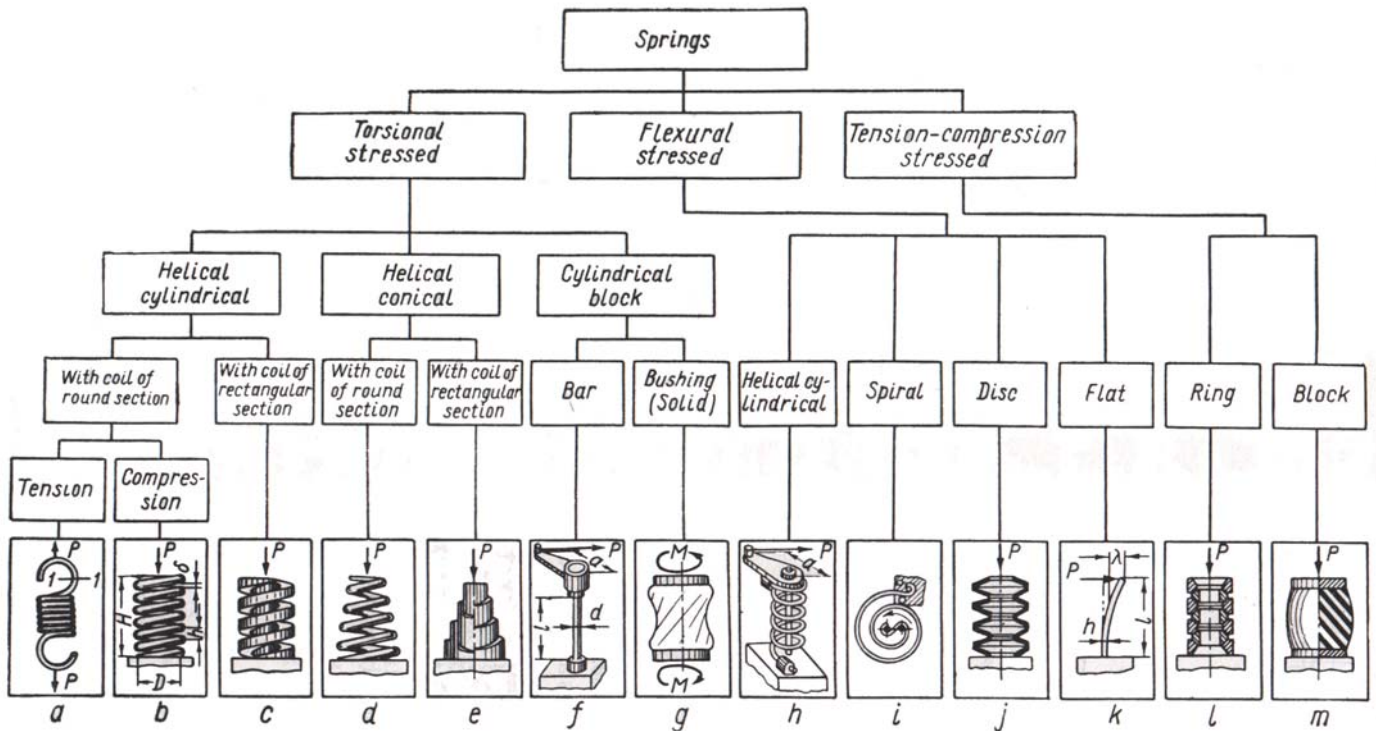
Κάμψη

Στρέψη



ΕΛΑΤΗΡΙΑ





Υλικά ελατηρίων

Η αντοχή σε θραύση για υλικά ελατηρίων δίνεται στο σχήμα 1. Αν δεν υπάρχουν άλλα στοιχεία:

$$S_{ut} = \frac{A}{d^m}$$

όπου A , m σταθερές του υλικού και d η διάμετρος του σύρματος. Το όριο ροής βρίσκεται από την προσεγγιστική σχέση:

$$S_y = 0.75 S_{ut}$$

και το όριο ροής σε διάτμηση:

$$S_{sy} = 0.577 S_y \text{ (θεωρία ισοδύναμου έργου παραμόρφωσης)}$$

Οι σταθερές A και m βρίσκονται από τον πίνακα:

ΥΛΙΚΟ	Διάμετρος (mm)	Εκθέτης M	Σταθερή A (MPa)
Music wire	0.10 - 6.5	0.146	2170
Oil tempered wire	0.50 - 12	0.186	1880
Harddrawn wire	0.70 - 12	0.192	1750
Chrome - Vanadium	0.80 - 12	0.167	2000
Chrome - Silicon	1.60 - 10	0.112	2000

Η διαρκής αντοχή δίνεται από τα διαγράμματα SMITH. Αν δεν υπάρχουν άλλα στοιχεία σύμφωνα με τον Zimmerli για χάλυβες ελατηρίων και άπειρη διάρκεια ζωής:

$S'_{sn} = 310MPa$ για ελατήρια χωρίς σφυρηλασία

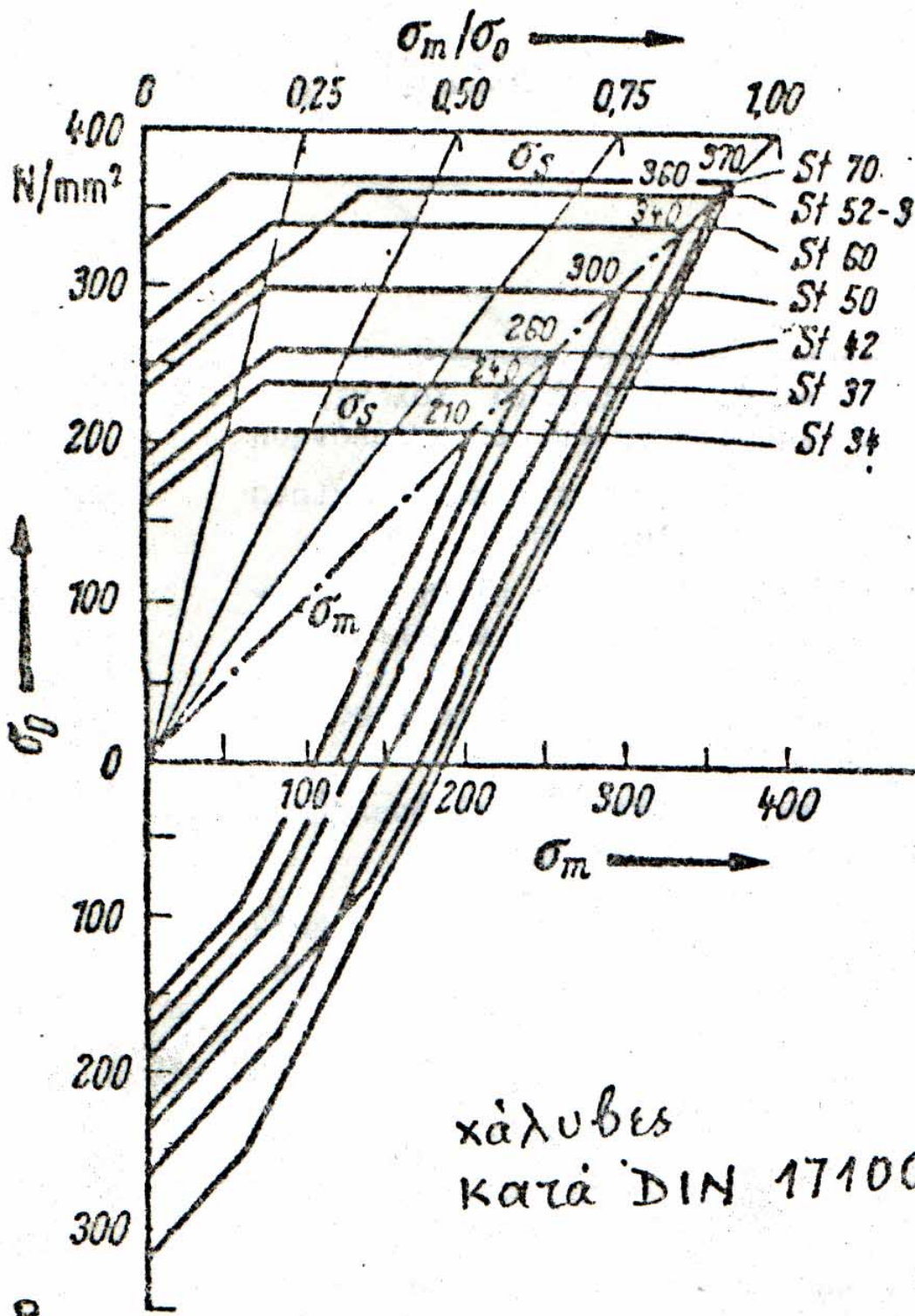
$S'_{sn} = 465MPa$ για ελατήρια που έχουν υποστεί σφυρηλασία

ΠΙΝΑΚΑΣ: ΧΑΛΥΒΕΣ ΕΛΑΤΗΡΙΩΝ

Χαρακτηρισμ ός	Τιμές αντοχής ⁴ σ_B^* MPa	δ_5 %	Είδος	Χρήση
A ¹	1570...1890	40	Χαλύβδινο σύρμα ελατηρίων	μέχρι 10 mm \emptyset , για σπάνια ταλαντευόμενη και λιγοστή σε ηρεμία, καταπόνηση
B ¹	1900...2260	40	Ελατό πατενταρισμένο	μέχρι 17 mm \emptyset , για ήρεμη και ελάχιστα ταλαντευόμενη καταπόνηση
C ¹	2270...2510	40	Μη κραματούχος με	μέχρι 17 mm \emptyset , ελατήρια πίεσης, έντασης, αρμών και μορφών σε υψηλή καταπόνηση
Π ¹	2450...2750	40	0,6 - 1% C	μέχρι 2 mm \emptyset , και για ταλαντευόμενη καταπόνηση
FD ²	1770...1960	45 ³	Ελατός και βαμμένος χάλυβας ελατηρίων	μέχρι 14 mm \emptyset , ελατήρια που δουλεύουν στα όρια χρονικής αντοχής
VD ²	1670...1810	45 ³		μέχρι 7,5 mm \emptyset , σύρμα ελατηρίων βαλβίδων για ελατήρια δύσκολα στο τύλιγμα
38Si6	1180...1370	6	Θερμοδιαμορφωμένος	για μεγαλύτερες διατομές, δισκοειδή
46Si7	1280...1470	6	χάλυβας ποιότητας	ελατήρια και φυλλοειδή ελατήρια οχημάτων
51Si7	1280...1470	6		βαθύτερη σκλήρυνση με προσθήκη Mn
65Si7	1280...1470	6		
60SiMn5	1320...1520	6		
67SiCr7	1470...1670	5	Θερμοδιαμορφωμένος	Ισχυρά καταπονούμενα φυλλοειδή ελατήρια
50CrV4	1320...1670	6	χάλυβας ανώτερης ποιότητας	κοχλίων, ελατήρια σχήματος ράβδου περιστροφής
C53	1180...1370	6	Ψυχροελατός χάλυβας	μη κραματούχος χάλυβας για πιο λεπτές
C67	1180...1370	6	ποιότητας σε λωρίδες	λωρίδες
55Si7	1570...1960	6		Φυλλοειδή ελατήρια φορτηγών αυτοκινήτων μέχρι 7 mm πάχος
65Si7	1670...2160	6		Φυλλοειδή ελατήρια φορτηγών αυτοκινήτων άνω των 7 mm πάχος
Ck53	1180...1370	7	Χάλυβας ανώτερης ποιότητας	λεπτότερες λωρίδες
Ck67	1370...1620	6	Ψυχροελατή λωρίδα	ισχυρά καταπονούμενα φυλλοειδή ελατήρια. Φυλλοειδή ελατήρια σε μέγιστη καταπόνηση
Mk101	1770...2350	5		Φυλλοειδή ελατήρια σε μέγιστη
67SiCr5	1860...2350	4		καταπόνηση
50CrV4	1670...2260	5		Φυλλοειδή ελατήρια σε μέγιστη καταπόνηση
X12CrNi17 7	1570...1770 ⁵	-	Ψυχροελκόμενα	ανθεκτικός σε οξείδωση άλλα ιδιαίτερα χημικά είδη βλ. DIN 17224
65WMo34 8	1370...1670	-		θερμανθεκτικός, όριο διαρροής μεχρι τους 550°C στα 200 N/mm ²

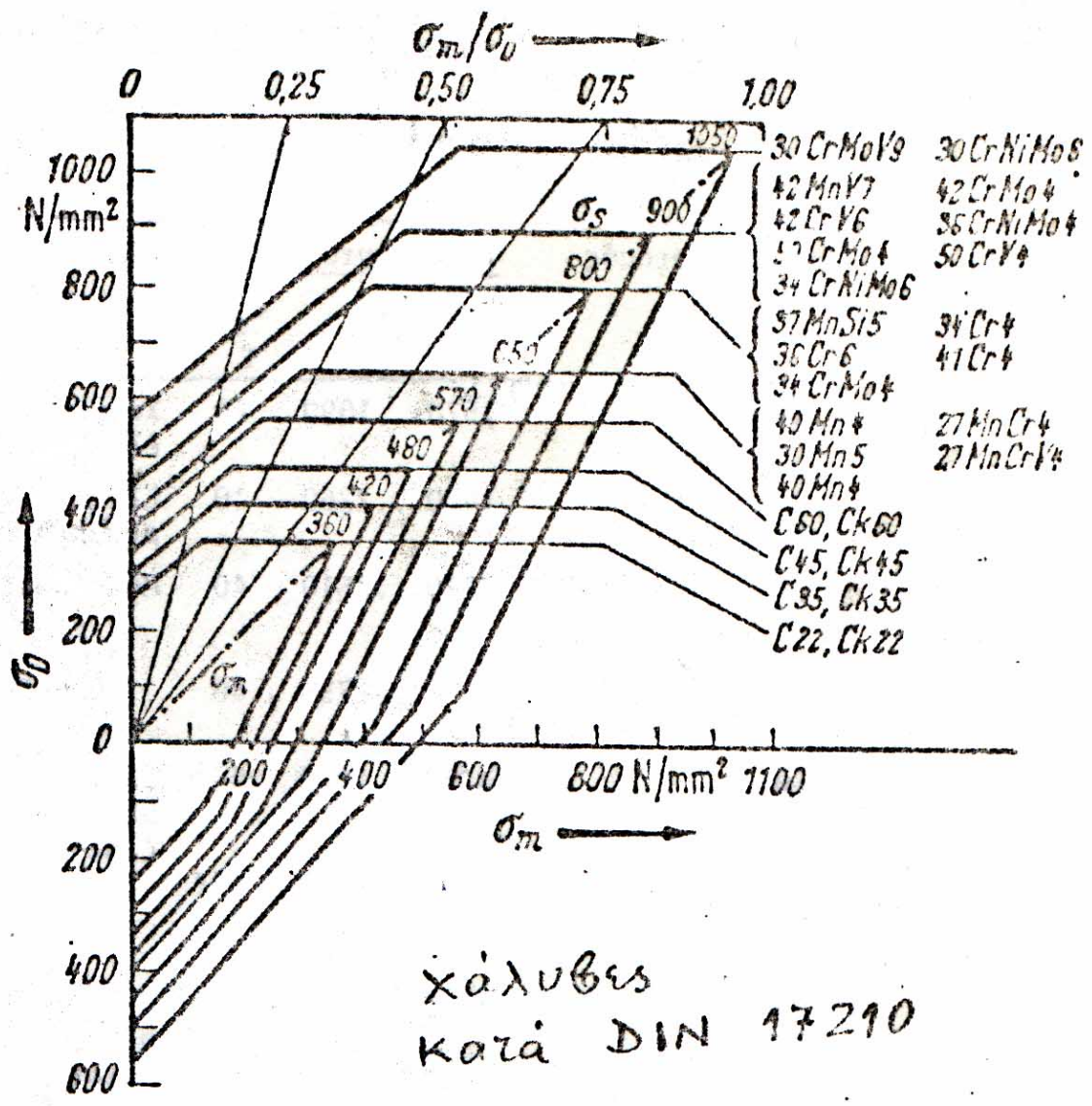
ΥΛΙΚΑ ΓΙΑ ΣΥΡΜΑΤΑ ΕΛΑΤΗΡΙΩΝ

ΟΝΟΜΑ ΚΑΝΟΝΙΣΜΟΙ	ΙΔΙΟΤΗΤΕΣ - ΧΡΗΣΗ
Music wire Μουσικό σύρμα UNS G10850 AISI 1085 (ή SAE-1085) ASTM A228	Είναι το καλύτερο, ανθεκτικότερο και ευρέως χρησιμοποιούμενο υλικό για μικρά ελατήρια. Σε εναλλασσόμενη φόρτιση παρουσιάζει τη μεγαλύτερη διάρκεια ζωής απ' όλα τα άλλα υλικά. Διαθέσιμο σε διαμέτρους από 0.12 έως 3 mm. Δεν χρησιμοποιείται σε θερμοκρασίες μεγαλύτερες από 120°C και κάτω του μηδενός.
Oil tempered wire Σύρμα βαμμένο σε λάδι UNS G10660 AISI 1065 (ή SAE-1065) ASTM 229	Είναι χάλυβας ελατηρίων γενικής χρήσης. Χρησιμοποιείται για μεγαλύτερες διαμέτρους σύρματος. Διαθέσιμος σε διαμέτρους από 3 έως 12 mm. Ακατάλληλος για κρουστικά φορτία και για θερμοκρασίες κάτω του μηδενός ή πάνω από 180°C.
Hard-drawn wire Σύρμα ψυχρού τραβήγματος UNS G10660 AISI 1066(ή SAE-1066) ASTM A227	Αυτός είναι ο φθηνότερος γενικής χρήσης χάλυβας ελατηρίων και πρέπει να χρησιμοποιείται όπου η διάρκεια ζωής, ακρίβεια και παραμόρφωση δεν παίζουν σημαντικό ρόλο. Διαθέσιμος σε διαμέτρους από 0.8 έως 12 mm. Ακατάλληλος για θερμοκρασίες κάτω του μηδενός και πάνω από 120°C.
Chrome – Vanadium Χρωμοβαναδιούχος χάλυβας UNS G61500 AISI 6150(ή SAE-6150) ASTM 231	Είναι το πιο κοινό κράμα χάλυβα ελατηρίων για συνθήκες υψηλής τάσης, κατάλληλο και για κρούσεις. Χρησιμοποιείται για ελατήρια βαλβίδων μηχανών αεροπλάνων και για θερμοκρασίες μέχρι 220°C. Διαθέσιμος σε ανοπτημένη ή προβαμμένη μορφή και σε διαμέτρους από 0.8 έως 12 mm.
Chrom – Silicon Χρωμοπυριτιούχος χάλυβας UNS G92540 AISI 9254	Εξοχο υλικό για ελατήρια που καταπονούνται σε μεγάλες τάσεις, έχουν μεγάλη διάρκεια ζωής και φορτίζονται σε κρούση. Διαθέσιμο σε διαμέτρους από 0.8 έως 12 mm και χρησιμοποιείται σε θερμοκρασίες μέχρι 250°C.

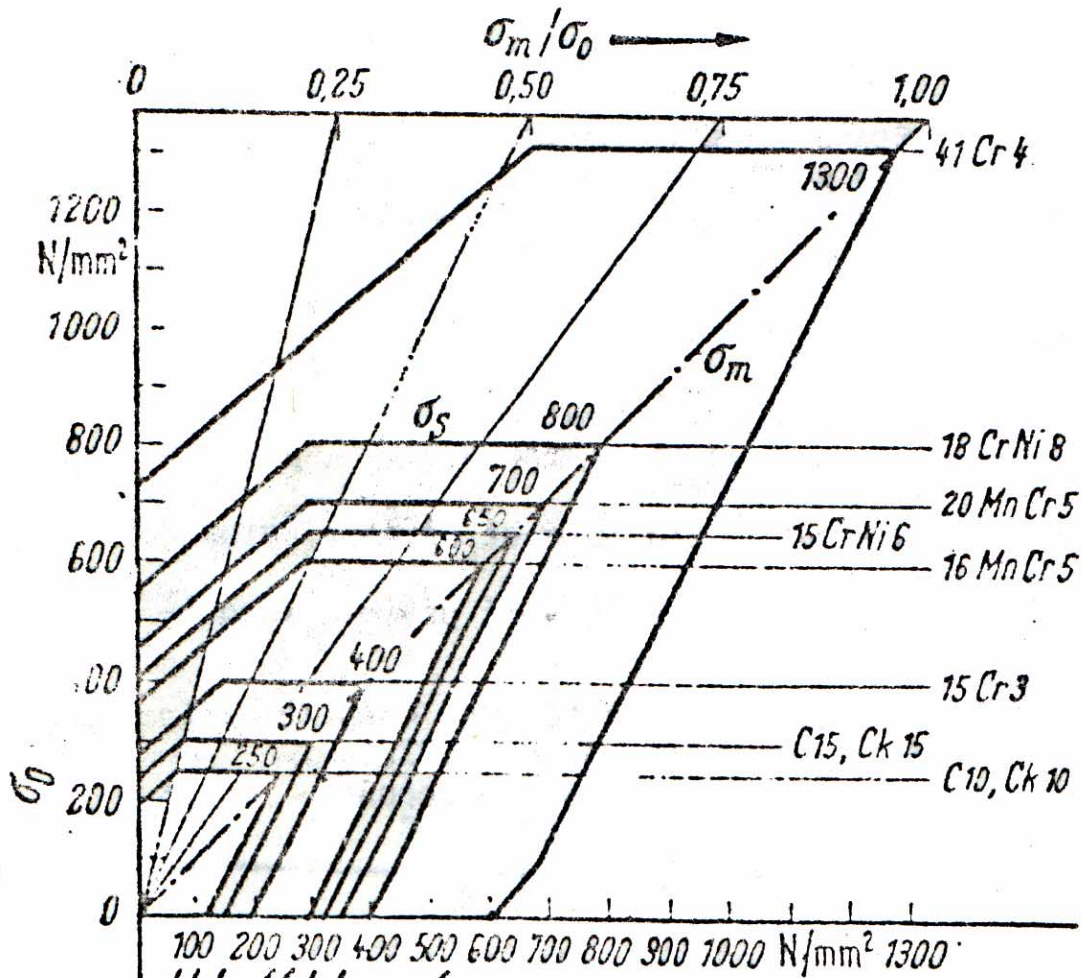


χάλυβες
κατά DIN 17100

a

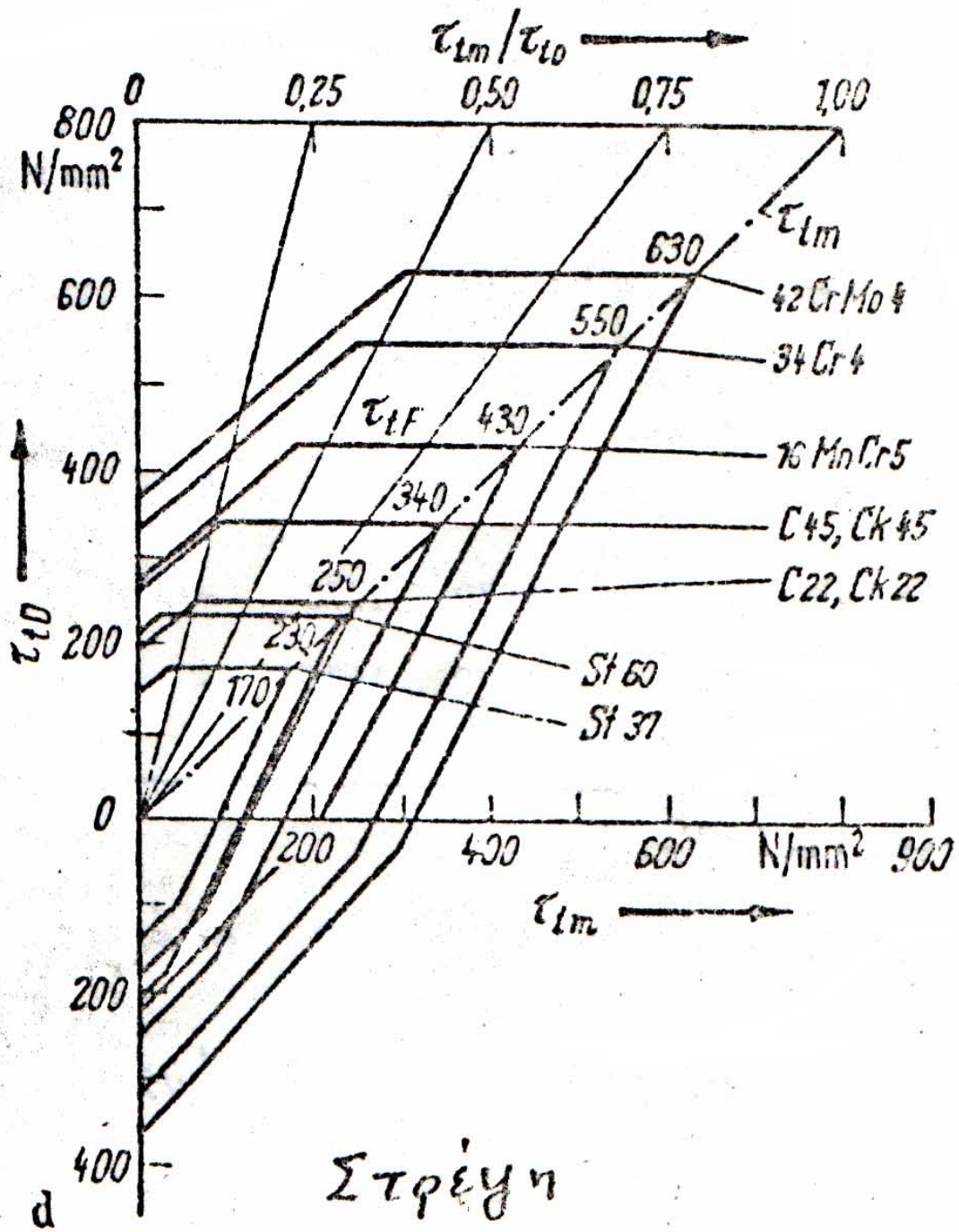


χαλυβες
 κατά DIN 17210



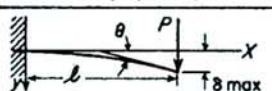
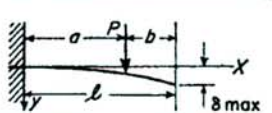
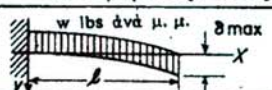

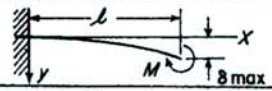
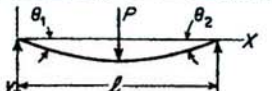
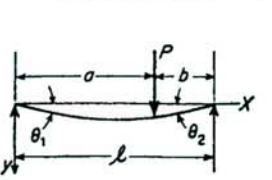

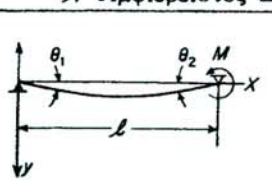
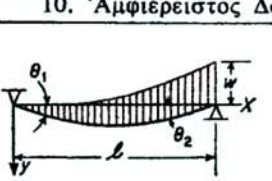
DIN 47200

b



Σχήμα 1-1: Διαγράμματα Smith (Γερμανικές Προδιαγραφές).

ΤΥΠΟΙ ΒΕΛΩΝ ΚΑΜΨΕΩΣ ΔΟΚΩΝ

ΤΥΠΟΣ ΔΟΚΟΥ	ΚΛΙΣΙΣ ΕΙΣ ΕΛΕΥΘΕΡ ΑΚΡΟΝ	ΒΕΛΟΣ ΕΙΣ ΟΙΑΝΔΗΠΟΤΕ ΤΟΜΗΝ ΟΡΙΖΟΜΕΝΗΝ ΔΙΑ ΤΟΥ x: y ΘΕΤΙΚΟΝ ΠΡΟΣ ΤΑ ΚΑΤΩ	ΜΕΓΙΣΤΟΝ ΒΕΛΟΣ ΚΑΜΨΕΩΣ
1. Πρόβολος Δοκός — Συγκεντρωμένον φορτίον P εις τὸ ἐλεύθερον ἄκρον		$\theta = \frac{Pl^2}{2EI}$ $y = \frac{Px^2}{6EI} (3l - x)$	$\delta_{\max} = \frac{Pl^3}{3EI}$
2. Πρόβολος Δοκός — Συγκεντρωμένον φορτίον P εις οἰονδήποτε σημεῖον		$\theta = \frac{Pa^2}{2EI}$ $y = \frac{Px^2}{6EI} (3a - x)$ διὰ $0 < x < a$ $y = \frac{Pa^2}{6EI} (3x - a)$ διὰ $a < x < l$	$\delta_{\max} = \frac{Pa^2}{6EI} (3l - a)$
3. Πρόβολος Δοκός — Ὅμοιομόρφως κατανεμημένον φορτίον w lb ἀνά μονάδα μήκους		$\theta = \frac{wl^3}{6EI}$ $y = \frac{wx^2}{24EI} (x^2 + 6l^2 - 4lx)$	$\delta_{\max} = \frac{wl^4}{8EI}$
4. Πρόβολος Δοκός — Ὅμοιομόρφως μεταβαλλόμενον φορτίον' μέγιστη ἔντασις w lb ἀνά μονάδα μήκους		$\theta = \frac{wl^3}{24EI}$ $y = \frac{wx^2}{120lEI} (10l^3 - 10l^2x + 5lx^2 - x^3)$	$\delta_{\max} = \frac{wl^4}{30EI}$
5. Πρόβολος Δοκός — Ζεύγος M ἐφηρμοσμένον εις τὸ ἐλεύθερον ἄκρον		$\theta = \frac{Ml}{EI}$ $y = \frac{Mx^2}{2EI}$	$\delta_{\max} = \frac{Ml^2}{2EI}$
6. Ἀμφιέριστος Δοκός εις τὰ Ἄκρα. — Συγκεντρωμένον φορτίον P εις τὸ Μέσον		$\theta_1 = \theta_2 = \frac{Pl^2}{16EI}$ $y = \frac{Px}{12EI} \left(\frac{3l^2}{4} - x^2 \right)$ διὰ $0 < x < \frac{l}{2}$	$\delta_{\max} = \frac{Pl^3}{48EI}$
7. Ἀμφιέριστος Δοκός εις τὰ Ἄκρα — Συγκεντρωμένον φορτίον εις οἰονδήποτε σημεῖον		Ἀριστερ Ἄκρον $\theta_1 = \frac{Pb(l^2 - b^2)}{6lEI}$ Δεξιὸν Ἄκρον $\theta_2 = \frac{Pab(2l - b)}{6lEI}$ $y = \frac{Pbx}{6lEI} (l^2 - x^2 - b^2)$ [$0 < x < a$] $y = \frac{Pb}{6lEI} \left[\frac{l}{b}(x - a)^3 + (l^2 - b^2)x - x^3 \right]$ [$a < x < l$]	$\delta_{\max} = \frac{Pb(l^2 - b^2)^{3/2}}{9\sqrt{3}lEI}$ at $x = \sqrt{\frac{l^2 - b^2}{3}}$ εις τὸ κέντρον, ἐὰν $a > b$ $\delta = \frac{Pb}{48EI} (3l^2 - 4b^2)$
8. Ἀμφιέριστος Δοκός εις τὰ Ἄκρα — Ὅμοιομόρφως κατανεμημένον φορτίον w lb (λιβρῶν) ἀνά μονάδα μήκους		$\theta_1 = \theta_2 = \frac{wl^3}{24EI}$ $y = \frac{wx}{24EI} (l^3 - 2lx^2 + x^3)$	$\delta_{\max} = \frac{5wl^4}{384EI}$
9. Ἀμφιέριστος Δοκός εις τὰ Ἄκρα = Ζεύγος M εις τὸ δεξιὸν ἄκρον		$\theta_1 = \frac{Ml}{6EI}$ $\theta_2 = \frac{Ml}{3EI}$ $y = \frac{Mlx}{6EI} \left(1 - \frac{x^2}{l^2} \right)$	$\delta_{\max} = \frac{Ml^2}{9\sqrt{3}EI}$ at $x = l/\sqrt{3}$ εις τὸ κέντρον. $\delta = \frac{Ml^2}{16EI}$
10. Ἀμφιέριστος Δοκός εις τὰ Ἄκρα = Ὅμοιομόρφως μεταβαλλόμενον φορτίον: μέγιστη ἔντασις w		$\theta_1 = \frac{7wl^3}{360EI}$ $\theta_2 = \frac{wl^3}{45EI}$ $y = \frac{wx}{360lEI} (7l^4 - 10l^2x^2 + 3x^4)$	$\delta_{\max} = .00652 \frac{wl^4}{EI}$ at $x = 0.519l$ εις τὸ κέντρον $\delta = .00651 \frac{wl^4}{EI}$

Άξονες - Άτρακτοι

Σφήνες και Πολύσφηνα

Άξονας είναι ένα περιστρεφόμενο στοιχείο συνήθως κυκλικής διατομής (πλήρους ή σωληνωτής) που χρησιμοποιείται για να μεταφέρει ισχύ ή κίνηση.

Άτρακτος είναι ένα μη περιστρεφόμενο στοιχείο που δεν μεταφέρει ροπή και χρησιμοποιείται για να στηρίζει περιστρεφόμενους τροχούς, τροχαλίες κλπ.

Λειτουργικές Παράμετροι

Παραμόρφωση και ακαμψία

- Καμπτική παραμόρφωση
- Στρεπτική παραμόρφωση
- Κλίση στα έδρανα και στοιχεία επί του άξονα.
- Διατμητικές παραμορφώσεις οφειλόμενες σε εγκάρσια φόρτιση αξόνων μικρού μήκους

Τάση και αντοχή

- Στατική αντοχή
- Αντοχή σε κόπωση
- Αξιοπιστία

Γεωμετρία

Οι άξονες γενικά έχουν τη γεωμετρία ενός κυλίνδρου με διαφορετικές διαμέτρους κατά μήκος.

Οι διαφορετικές διαμέτροι κάθε βήματος χρησιμοποιούνται για να εξασφαλίσουν με ακρίβεια την ακτινική θέση των εδράνων, των γραναζιών, των τροχαλιών κλπ.

Οι μεταβολές διαμέτρων κάθε βήματος χρησιμοποιούνται για να εξασφαλίσουν με ακρίβεια την αξονική θέση των εδράνων, γραναζιών τροχαλιών κλπ.

Υλικά αξόνων

Οι άξονες κατασκευάζονται συνήθως από χάλυβα γενικής χρήσεως ή ειδικούς σκληρημένους χάλυβες ανάλογα με την εφαρμογή. Οι μηχανολογικές τους ιδιότητες παρουσιάζονται εν συντομία στον πίνακα που ακολουθεί.

Χαρακτηρισμός	Αντοχή εφελκυσμού N/mm ²	Σκληρότητα Vickers	Όριο διαρκούς Αντοχής N/mm ²	Όριο διαρκούς αντοχής σε στρέψη, N/mm ²	
St 42-2	420...500 ⁽¹⁾	115 (450)*	220	150	180
St 50-2	500...600 ⁽¹⁾	135 (530)	260	180	210
St 60-2	600...720 ⁽¹⁾	165 (720)	300	210	230
St 70-2	700...850 ⁽¹⁾	190	340	240	260
C 22, Ck 22	500...650 ⁽²⁾	150	280	190	250
C 35, Ck 35	590...740 ⁽²⁾	140 (530)	330	230	300
C 15, Ck 45	670...820 ⁽²⁾	170 (720)	370	260	340
25Cr, Mo 4	800...950 ⁽²⁾	186 (610)	430	300	450
34Cr, 4	900...1100 ⁽²⁾	229 (670)	480	330	550
C 15, Ck 15	500...650 ⁽³⁾	140 (840)	260	180	210
16Mn Cr 5	800...1100 ⁽³⁾	210 (840)	390	270	430

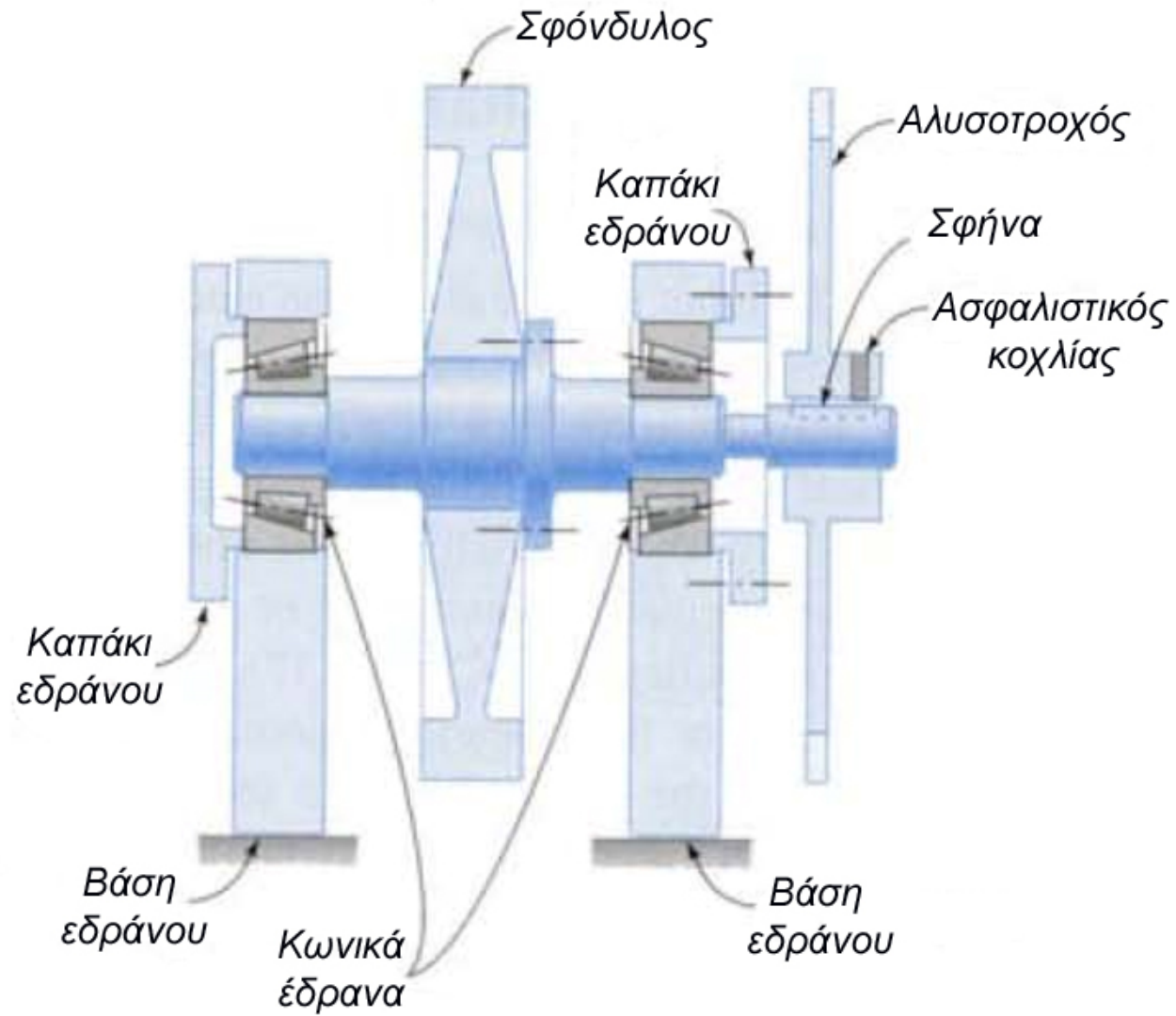
1 = Χάλυβας γενικής χρήσης
2 = Χάλυβας βελτιωμένος
3 = Ειδικός χάλυβας

* σε παρένθεση το όριο επιφανειακής σκλήρυνσης

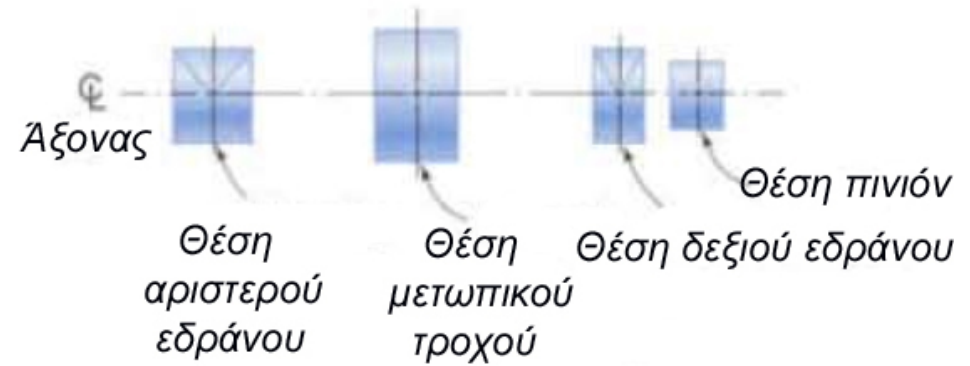
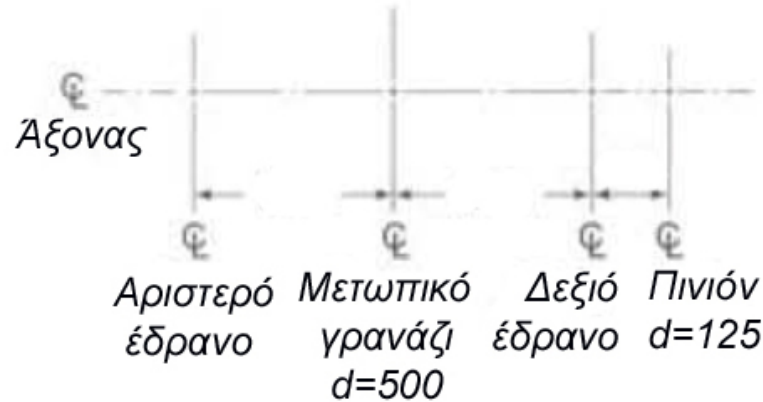
Πίνακας 12-1(α): Ιδιότητες χαλύβων κατασκευών

Χάλυβες Κατασκευών													
Euronorm	Germany	UK	USA	France									
EN10025	Din 17100	BS4360	ASTM	NFA 35-501	%C	%Mn	%Si	%S	%P	Yield min	Tensile		
S185	St33		A283B	A33									
S235		40A	A283C		0.22max	1.60 max	0.50 max	.050 max	.050 max	185	310/540		
S235JR	St37-2	40B	A283C-A		0.17max	1.40max	-	0.045	0.045	235	360/510		
S235JO	St37-3 U	40C		E 24-2	0.17max	1.40max	-	0.04	0.04	235	360/510		
S235J2G3	St37-3 N	40D		E24-4	0.17max	1.40max	-	0.035	0.035	235	360/510		
S275		43A			0.25max	1.60 max	0.50 max	.050 max	.050 max	275	430/580		
S275JR	St44-2	43B	A283D-A		0.21max	1.50max	-	0.045max	0.045max	275	430/580		
S275JO	St44-3 U	43C	A578Gr70	E28-3	0.18max	1.50max	-	0.040max	0.040max	275	430/580		
S355		50A	A572Gr50		0.23max	1.60max	0.50max	0.050max	0.050max	355	490/630		
S355JR		50B	-		0.23max	1.60max	0.55max	0.045max	0.045max	355	490/630		
S355JO	St52-3 U	50C	A441		0.22max	1.60 max	0.60 max	0.40 max	0.040 max	355	490/630		
S355J2G3	St 52-3 N	50D			0.20max	1.60max	0.55max	0.035max	0.035max	355	490/630		
S355J2G4					0.20max	1.60max	0.55max	0.035max	0.035max	355	490/630		
Χάλυβες Υψηλής Αντοχής													
Euronorm	Germany	UK	USA	France									
EN 10149-2	SEW 092	BS1449		NFA 36-231	%C	%Mn	%Si	%S	%P	Yield min	Tensile	V	
S315MC	QSTE340 TM	40/30	045XLF	E315D	0.12max	1.30max	0.50max	0.020max	0.025max	315	390/510	0.20max	
S355MC	QSTE380 TM	43/35	050XLF	E355D	0.12max	1.50max	0.50max	0.020max	0.025max	355	430/550	0.20max	
S420MC	QSTE420 TM	46/40	060XLF	E420D	0.12max	1.60max	0.50max	0.015max	0.025max	420	480/620	0.20max	
S460MC	QSTE460 TM	50/45	-	-	0.12max	1.60max	0.50max	0.015max	0.025max	460	520/670	0.20max	
S315MC	-	40F30	-	E315D	0.12max	1.30max	0.50max	0.015max	0.025max	315		0.20max	
S355MC	-	40F35	-	E355D	0.12max	1.50max	0.50max	0.015max	0.025max	355		0.20max	
-	-	46F40	-	-	0.12max	1.50max	0.50max	0.015max	0.025max	355		0.20max	
S420MC	QSTE420 TM	-	-	E420D	0.12max	1.60max	0.50max	0.015max	0.025max	420		0.20max	
S460MC	QSTE460 TM	-	Gr65	-	0.12max	1.60max	0.50max	0.015max	0.025max	460		0.20max	
S500MC	QSTE500 TM	E490D	070XLK	-	0.12max	1.70max	0.50max	0.015max	0.025max	500	550/700	0.20max	
S550MC	QSTE550 TM	-	080XLK	-	0.12max	1.80max	0.50max	0.015max	0.025max	550	600/760	0.20max	
BS EN 10025: 1993						BS4360: 1986							
Grade	Tensile Strength	Min Yield Strength at 16mm N/mm ²	Max Thk for Specified Yield N/mm ²	Temp °C	Impact Energy (J°C)		Grade	Tensile Strength >3mm N/mm ²	Min Yield Strength at 16mm N/mm ²	Max Thk for Specified Yield N/mm ² (2)	Temp °C	Impact Energy (J°C)	
					Nominal Thickness							Nominal Thickness	
					<150mm	>150mm						<100mm	>100mm
					-1	<250mm -1						-3	
S185 (4)	290/510	185	25	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
S235 (5)	340/470	235	250	-	-	-	40A	340/500	235	150	-	-	-
S235JR (4)	340/470	235	25	20	27	-	-	-	-	-	-	-	-
S235JRG1 (4)	340/470	235	25	+20 (6)	27	-	-	-	-	-	-	-	-
S235JR2	340/470	235	250	+20 (6)	27	23	40B	340/500	235	150	+20 (6)	27	
S235JO	340/470	235	250	0	27	23	40C	340/500	235	150	0	27	
S235J2G3	340/470	235	250	-20	27	23	40D	340/500	235	150	-20	27	
S235J2G4	340/470	235	250	-20	27	23	40D	340/500	235	150	-20	27	
S275 (5)	410/560	275	250	-	-	-	43A	430/580	275	150	-	-	
S275JR	410/560	275	250	+20 (6)	27	23	43B	430/580	275	150	+20 (6)	27	
S275JO	410/560	275	250	0	27	23	43C	430/580	275	150	0	27	
S275J2G3	410/560	275	250	-20	27	23	43D	430/580	275	150	-20	27	
S275J2G4	410/560	275	250	-20	27	23	43D	430/580	275	150	-20	27	
S355 (5)	490/630	355	250	-	-	-	50A	490/640	355	150	-	-	
S355JR	490/630	355	250	+20 (6)	27	23	50B	490/640	355	150	+20 (6)	27	
S355JO	490/630	355	250	0	27	23	50C	490/640	355	150	0	27	
S355J2G3	490/630	355	250	-20	27	23	50D	490/640	355	150	-20	27	
S355J2G4	490/630	355	250	-20	27	23	50D	490/640	355	150	-20	27	
S355K2G3	490/630	355	250	-20	40	33	50DD	490/640	355	150	-30	27	
S355K2G4	490/630	355	250	-20	40	33	50DD	490/640	355	150	-30	27	
E295	470/610	295	250	-	-	-	-	-	-	-	-	-	
E335	570/710	335	250	-	-	-	-	-	-	-	-	-	

Παράδειγμα: Άξονας

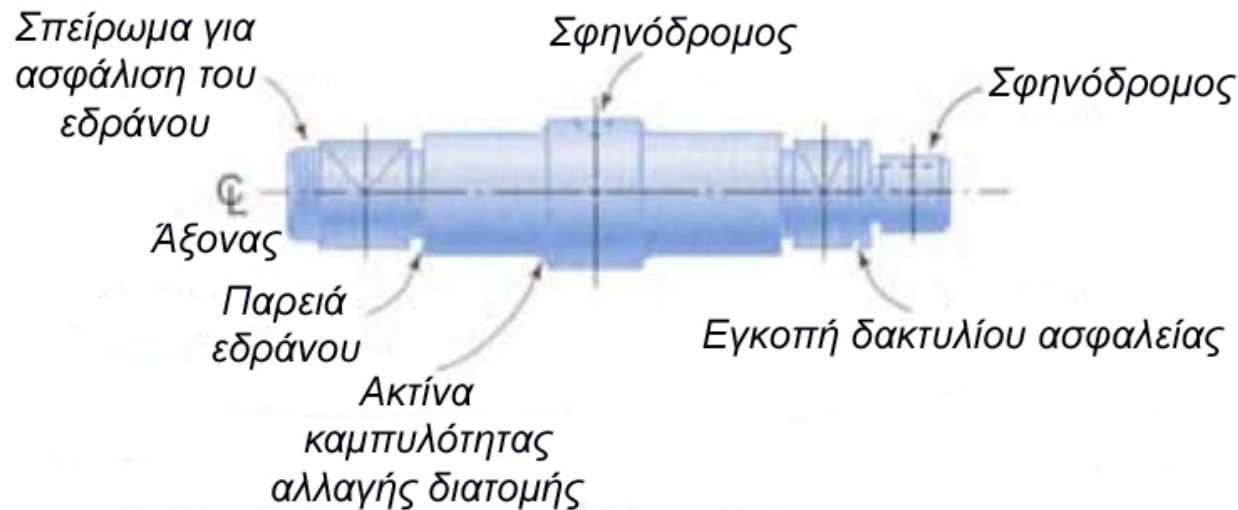


Προκαταρκτικός σχεδιασμός αξόνων



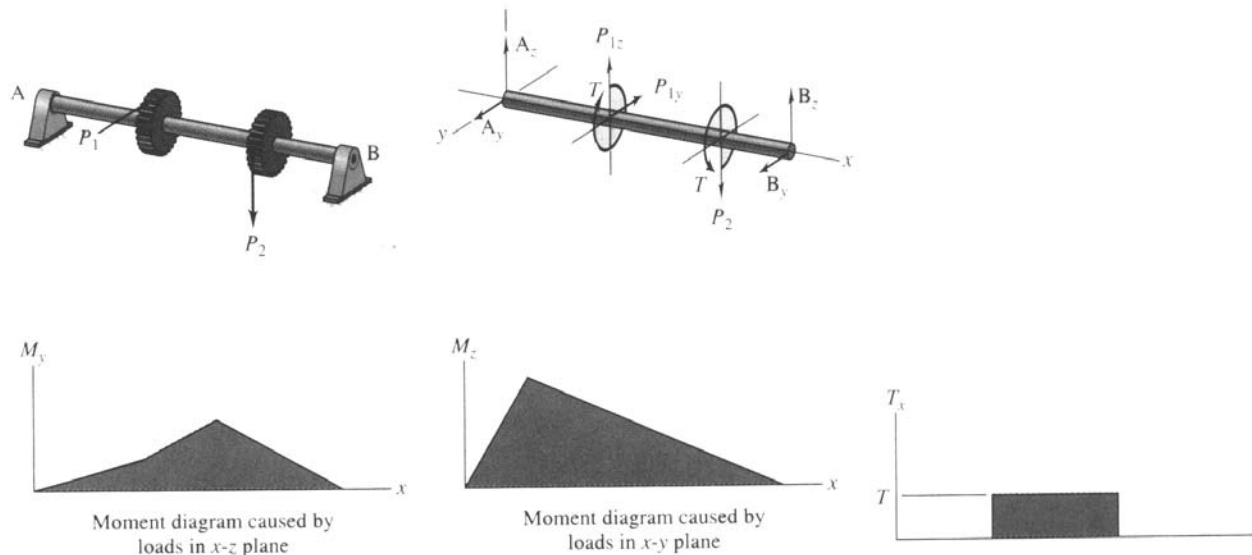
(α) Σκαρίφημα θέσεων γραναζιών και εδράνων όπως επιτάσσουν οι λειτουργικές προδιαγραφές της μηχανής

(β) Πραγματικές διαστάσεις και θέσεις γραναζιών και εδράνων στον άξονα



Υπολογισμός σε αντοχή αξόνων

Οι άξονες που καταπονούνται σε στατικό φορτίο σε ένα ή δύο επίπεδα υπολογίζονται όπως μια δοκός κυκλικής διατομής, ενώ για τον υπολογισμό αξόνων σε δυναμική καταπόνηση δηλαδή σε τάσεις που μεταβάλλονται με τον χρόνο χρησιμοποιούμε κριτήρια ή θεωρίες από τις οποίες προκύπτει η ισοδύναμη στατική τάση με την οποία γίνεται ο υπολογισμός.



Αν ένας άξονας καταπονείται στατικά σε κάμψη M και στρέψη T τότε οι ορθές τάσεις σ_x δίνονται από τη σχέση,

$$\sigma_x = \frac{M}{I} y_{\max} = \frac{M}{\pi d^4 / 64} \times \frac{d}{2} = \frac{32M}{\pi d^3}$$

ενώ οι διατμητικές τάσεις τ_{xy} από την,

$$\tau_{xy} = \frac{T}{J} r = \frac{T}{\pi d^4 / 32} \times \frac{d}{2} = \frac{16T}{\pi d^3}$$

Κατά Mohr οι κύριες τάσεις είναι,

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

η μέγιστη διατμητική τάση (μικρότερη ή ίση από την επιτρεπόμενη διατμητική) δίνεται από τη σχέση,

$$\tau_{\max} = \frac{\sigma_A - \sigma_B}{2} = \sqrt{\left(\frac{\sigma_x}{2}\right)^2 + \tau_{xy}^2} \leq \frac{S_{sy}}{N} = \frac{S_y}{2N}$$

ΟΠΌΤΕ:

$$2\tau_{\max} = \sqrt{\sigma_x^2 + 4\tau_{xy}^2} \leq \frac{S_y}{N}$$

ενώ η θεωρία του έργου παραμόρφωσης ή Von Mises δίνει:

$$\sigma' = \sqrt{\sigma_A^2 - \sigma_A \sigma_B + \sigma_B^2} = \sqrt{\sigma_x^2 + 3\tau_{xy}^2} \leq \frac{S_y}{N}$$

Μετά την αντικατάσταση των τιμών των σ_x και τ_{xy} στις πιο πάνω δύο θεωρίες λαμβάνουμε,

$$\frac{32}{\pi d^3} \sqrt{M^2 + \frac{a}{4} T^2} \leq \frac{S_y}{N}$$

Όπου $\alpha = 4$ ή 3 , για τις θεωρίες ΜΔΤ και ΘΕΠ αντίστοιχα.

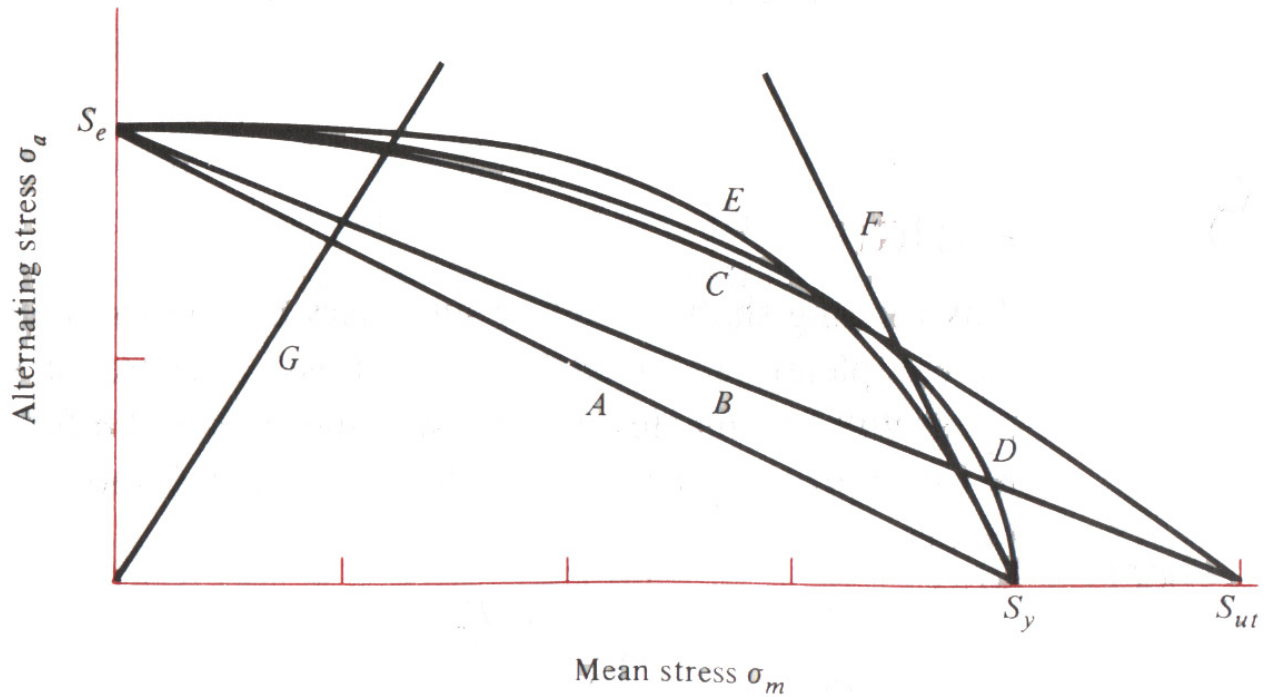
Επιλύοντας ως προς d έχουμε:

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

Αν ο άξονας φορτίζεται σε δύο επίπεδα τότε η ανάλυση γίνεται ξεχωριστά στο οριζόντιο και κατακόρυφο επίπεδο, και μετά συνθέτονται διανυσματικά. Σε κάθε σημείο του άξονα η συνισταμένη ροπή προκύπτει από το διανυσματικό άθροισμα των ροπών στο οριζόντιο και στο κατακόρυφο επίπεδο.

$$M_{eq} = \sqrt{M_{οριζ}^2 + M_{κατ}^2} .$$

ΚΡΙΤΗΡΙΑ ΑΣΤΟΧΙΑΣ ΑΞΟΝΩΝ ΣΕ
ΕΝΑΛΛΑΣΣΟΜΕΝΗ ΦΟΡΤΙΣΗ



Soderberg:

$$A: \frac{N\sigma_r}{S_e} + \frac{N\sigma_m}{S_y} = 1$$

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

Συνδυασμός ορθών και διατμητικών εναλλαγών τάσεων:

$$A: \sigma_{eq} = \sqrt{\left(\sigma_m + \sigma_r \frac{S_y}{S_e}\right)^2 + \alpha \left(\tau_m + \tau_r \frac{S_{sy}}{S_{se}}\right)^2} \leq \frac{S_y}{N}$$

Goodman:

$$\text{B: } \frac{N\sigma_r}{S_e} + \frac{N\sigma_m}{S_{ut}} = 1 \quad \sigma_{eq} = \sigma_m + \frac{S_{ut}}{S_e} \sigma_r = \frac{S_{ut}}{N}$$

Συνδυασμός ορθών και διατμητικών εναλλαγών τάσεων:

$$\sigma_{eq} = \sqrt{\left(\sigma_m + \sigma_r \frac{S_{ut}}{S_e}\right)^2 + \alpha \left(\tau_m + \tau_r \frac{S_{sut}}{S_{se}}\right)^2} \leq \frac{S_{ut}}{N}$$

Gerber:

$$\text{C: } \frac{N\sigma_r}{S_e} + \left(\frac{N\sigma_m}{S_{ut}}\right)^2 = 1 \quad \sigma_{eq} = \sigma_m^2 \frac{N}{S_{ut}} + \sigma_r \frac{S_{ut}}{S_e} = \frac{S_{ut}}{N}$$

Συνδυασμός ορθών και διατμητικών εναλλαγών τάσεων:

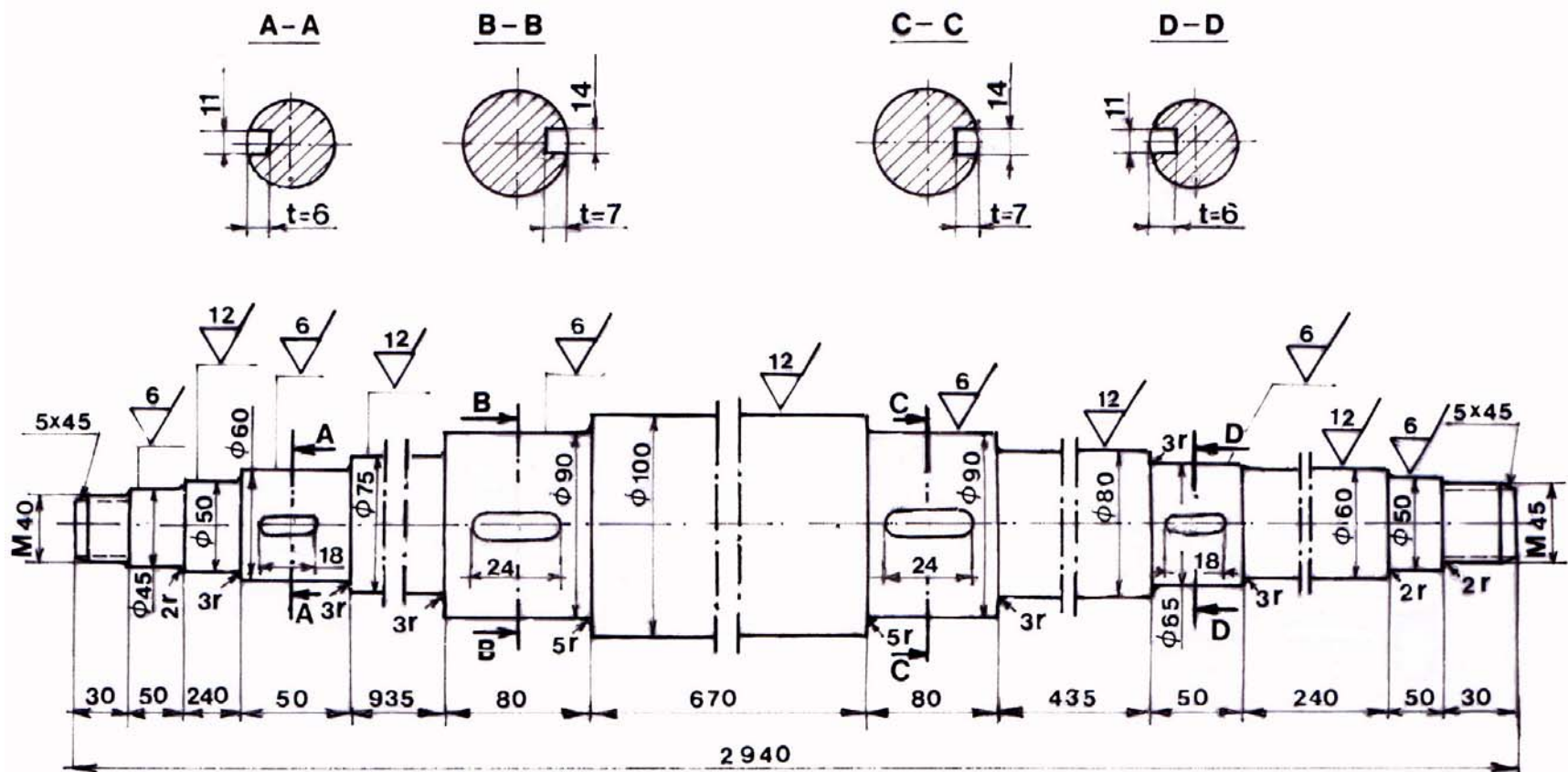
$$\sigma_{eq} = \sqrt{\left(\sigma_m^2 \frac{N}{S_{ut}} + \sigma_r \frac{S_{ut}}{S_e}\right)^2 + \alpha \left(\tau_m^2 \frac{N}{S_{sut}} + \tau_r \frac{S_{sut}}{S_{se}}\right)^2} \leq \frac{S_{ut}}{N}$$

ASME elliptic:

$$\text{D: } \left(\frac{N\sigma_r}{S_e}\right)^2 + \left(\frac{N\sigma_m}{S_y}\right)^2 = 1, \quad \sigma_{eq}^2 = \sigma_m^2 + \sigma_r^2 \left(\frac{S_y}{S_e}\right)^2 = \left(\frac{S_y}{N}\right)^2$$

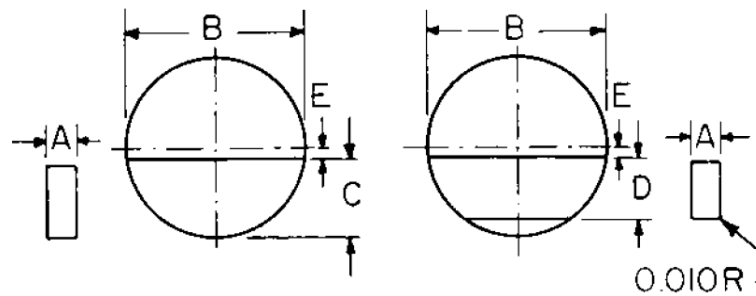
$$\sigma_{eq} = \sqrt{\sigma_m^2 + \sigma_r^2 \left(\frac{S_y}{S_e}\right)^2 + \alpha \left(\tau_m^2 + \tau_r^2 \left(\frac{S_{sy}}{S_{se}}\right)^2\right)} \leq \frac{S_y}{N}$$

ΜΗΧΑΝΟΛΟΓΙΚΟ ΣΧΕΔΙΟ ΑΞΟΝΑ





 τραχυτητα
 R : 6 μ m

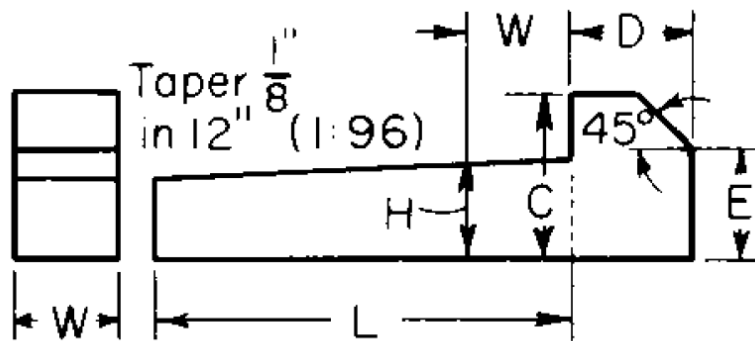


Σχήμα 13.7: Γεωμετρία σφηνών Woodruff

Πίνακας 13.3: Τυποποιημένες διαστάσεις σφηνών Woodruff

Diameter	A x C	Length
7	2 x 2,6	6,75
10	2 x 3,7	9,66
10	3 x 3,7	9,66
13	3 x 5	12,65
13	4 x 5	12,65
16	3 x 6,5	15,72
16	4 x 6,5	15,72
16	5 x 6,5	15,72
19	4 x 7,5	18,57
19	5 x 7,5	18,57
19	6 x 7,5	18,57

Diameter	A x C	Length
22	5 x 9	21,63
22	6 x 9	21,63
22	8 x 9	21,63
25	5 x 10	24,49
25	6 x 10	24,49
28	6 x 11	27,35
28	8 x 11	27,35
28	10 x 11	27,35
32	8 x 13	31,43
32	10 x 13	31,43



Σχήμα 13.8: Γεωμετρία τετραγωνικών και επίπεδων σφηνών

Πίνακας 13.4: Τυποποιημένες διαστάσεις τετραγωνικών και επίπεδων σφηνών

Κωνική σφήνα με κεφαλή τερματισμού				
Μέγιστο πλάτος, W	Ύψος, H	Ύψος, C	Διάμετρος άξονα, d	Βάθος σφηνοδρόμο υ στον άξονα, t
5	5	8	12 - 17	2.9
6	6	10	17 - 22	3.5
8	7	11	22 - 30	4.1
10	8	12	30 - 38	4.7
12	8	12	38 - 44	4.9
14	9	14	44 - 50	5.5
16	10	16	50 - 58	6.2
18	11	18	58 - 65	6.8
20	12	20	65 - 75	7.4
22	14	22	75 - 85	8.5
25	14	22	85 - 95	8.7

Το μήκος L διατίθεται σε διάφορα μήκη από 40 έως 100 ανά 10 mm.

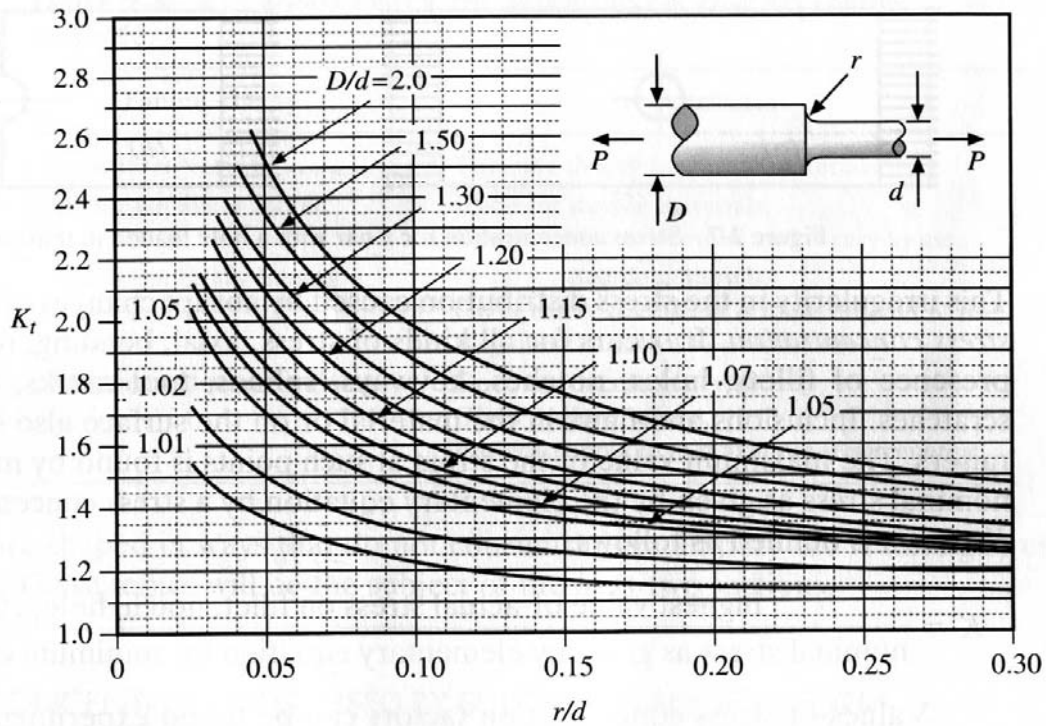


Σχήμα 13.9: Γεωμετρία τετραγωνικών και επίπεδων σφηνών

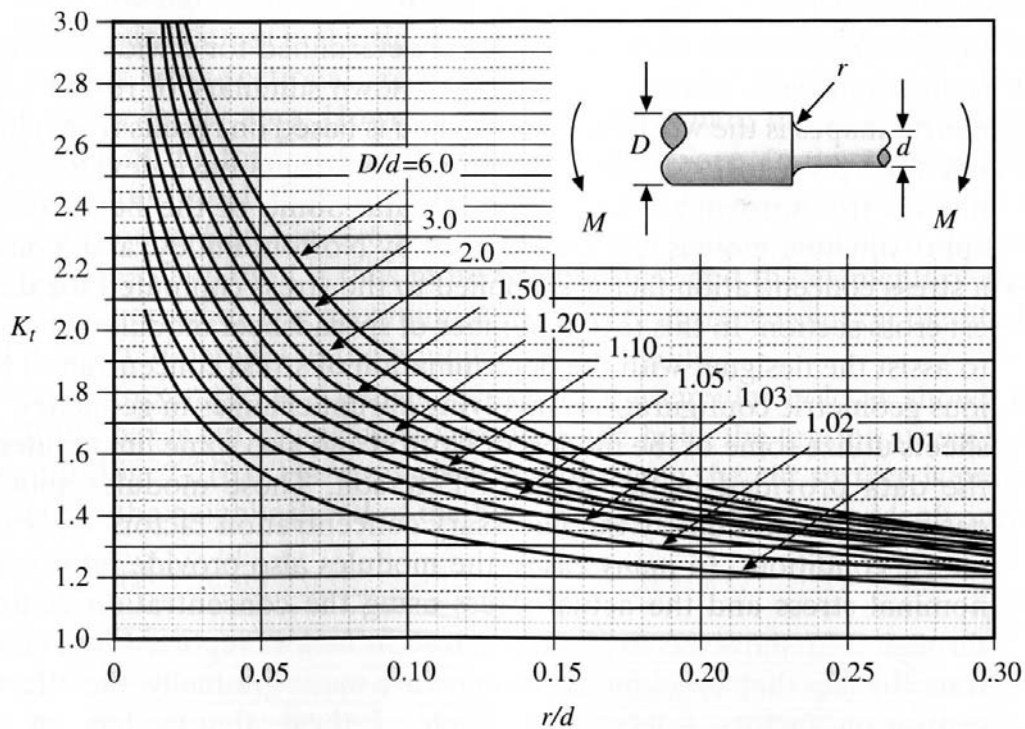
Πίνακας 13.5: Τυποποιημένες διαστάσεις τετραγωνικών και επίπεδων σφηνών

Πλάτος σφήνας, W	Ύψος σφήνας, H	Περιοχή μηκών σφήνας, L	Κατάλληλη διάμετρος άξονα, d
2	2	10 - 22	6 έως 8
3	3	8 - 40	9 έως 10
4	4	8 - 25	11 έως 12
5	5	10 - 50	13 έως 17
6	6	12 - 50	18 έως 22
8	7	18 - 50	23 έως 30
10	8	20 - 50	31 έως 38
12	8	40 - 60	39 έως 44
14	9	50 - 70	45 έως 50

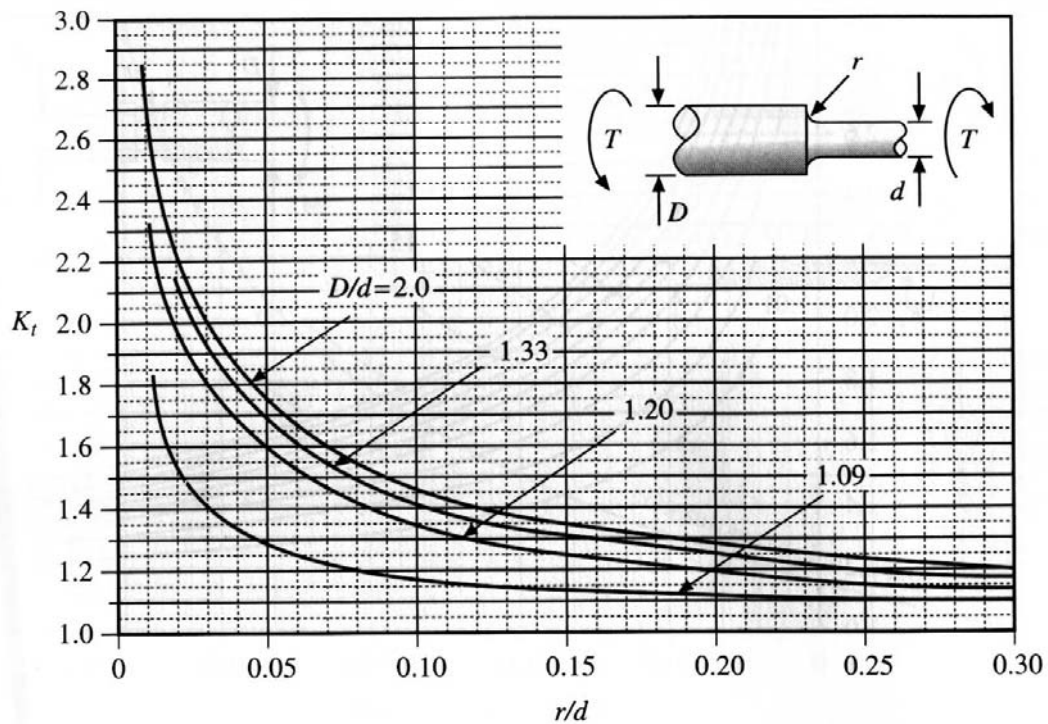
Συντελεστής συγκέντρωσης τάσεων, σε εφελκυόμενον άξονα, στην αλλαγή διατομής με ακτίνα καμπυλότητας r .



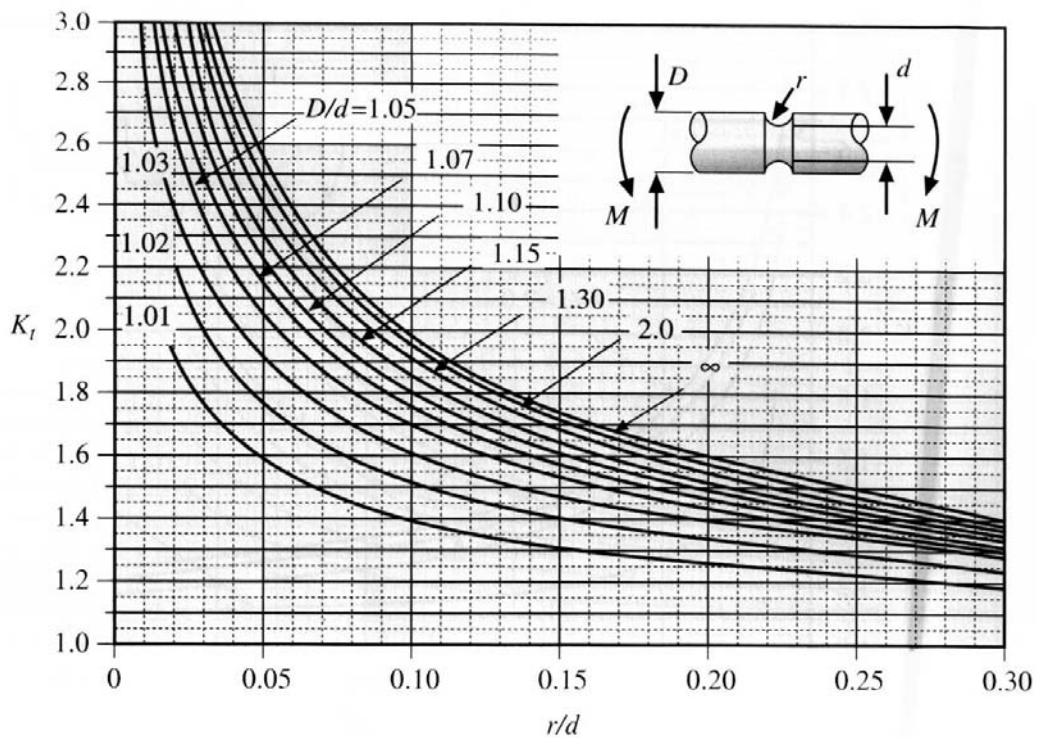
Συντελεστής συγκέντρωσης τάσεων, σε καμπτόμενον άξονα, στην αλλαγή διατομής με ακτίνα καμπυλότητας r .



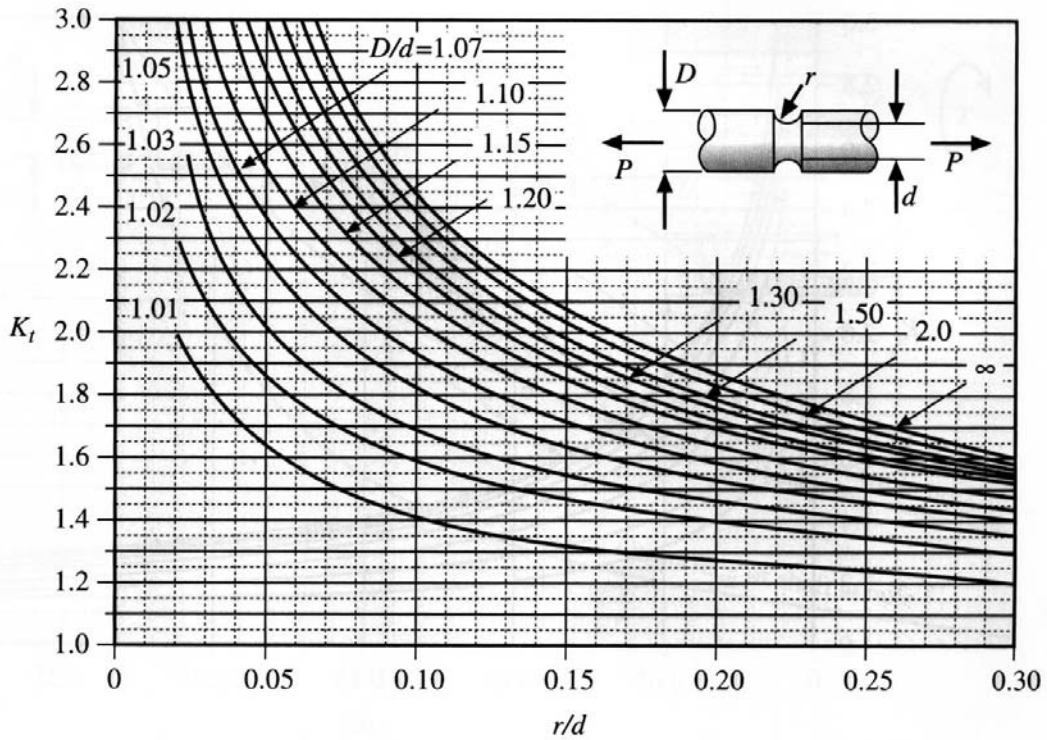
Συντελεστής συγκέντρωσης τάσεων, σε στρεπτόμενον άξονα, στην αλλαγή διατομής με ακτίνα καμπυλότητας r .



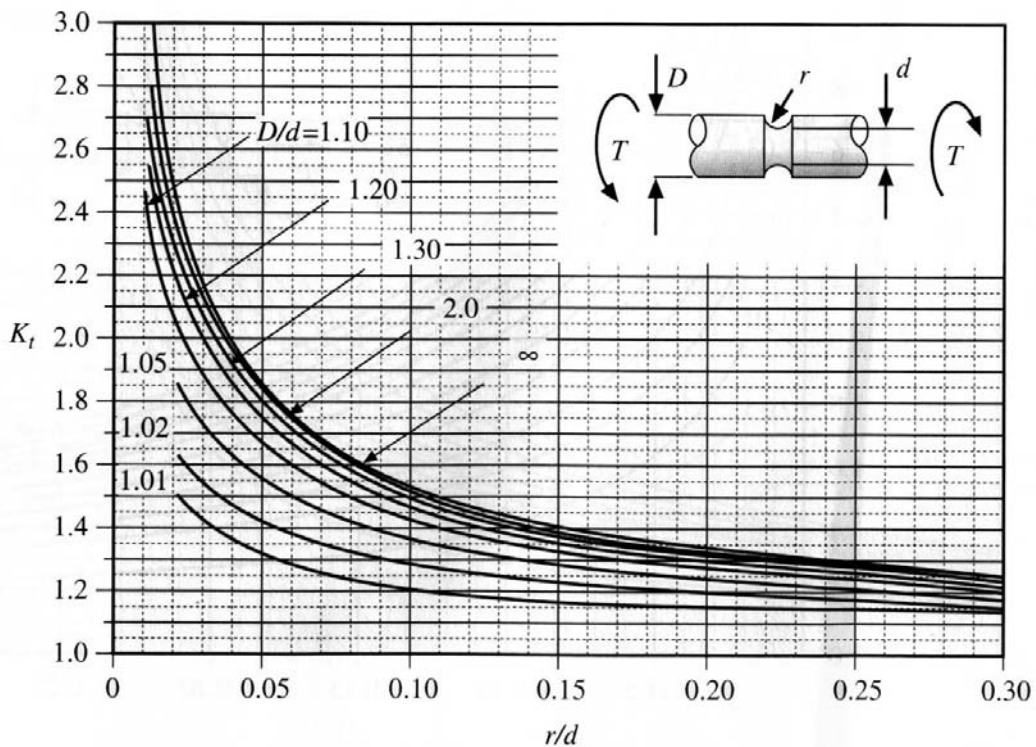
Συντελεστής συγκέντρωσης τάσεων, σε καμπτόμενον άξονα, στην εγκοπή με ακτίνα καμπυλότητας r .



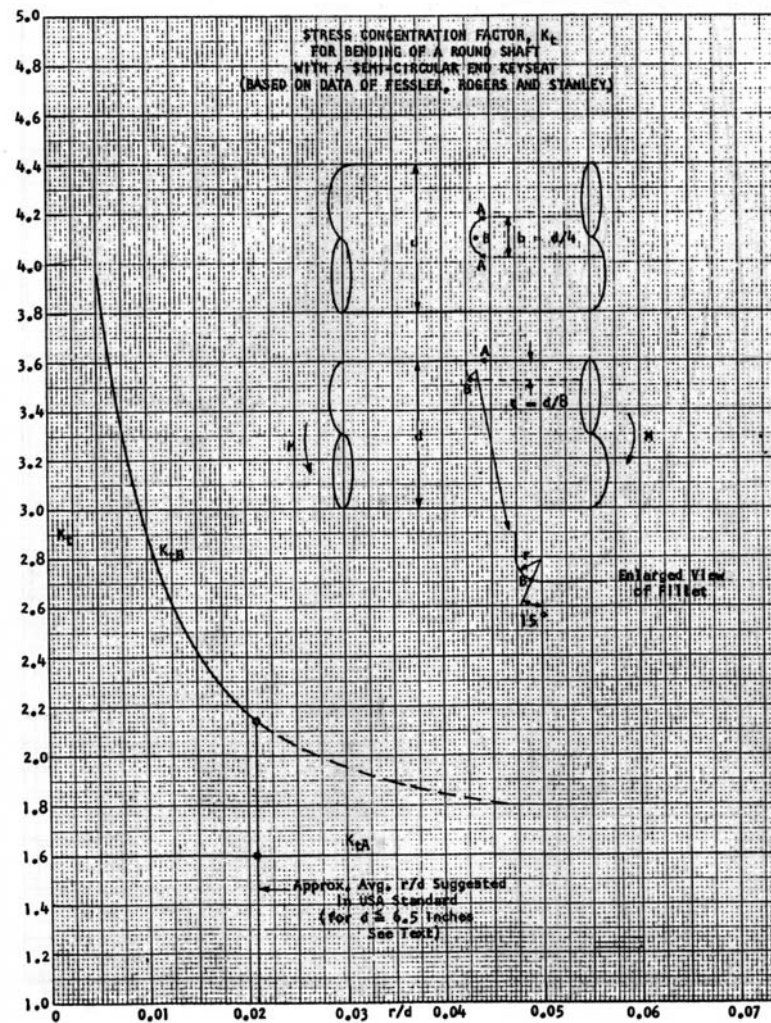
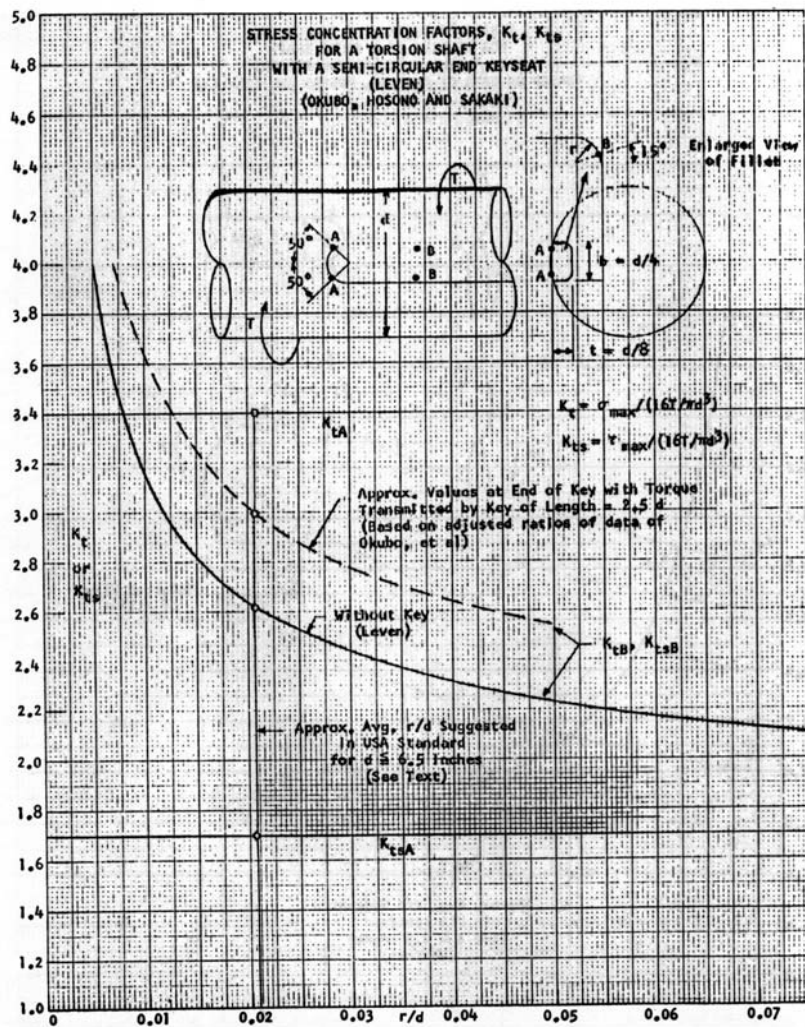
Συντελεστής συγκέντρωσης τάσεων, σε εφελκυόμενον άξονα, στην εγκοπή με ακτίνα καμπυλότητας r .



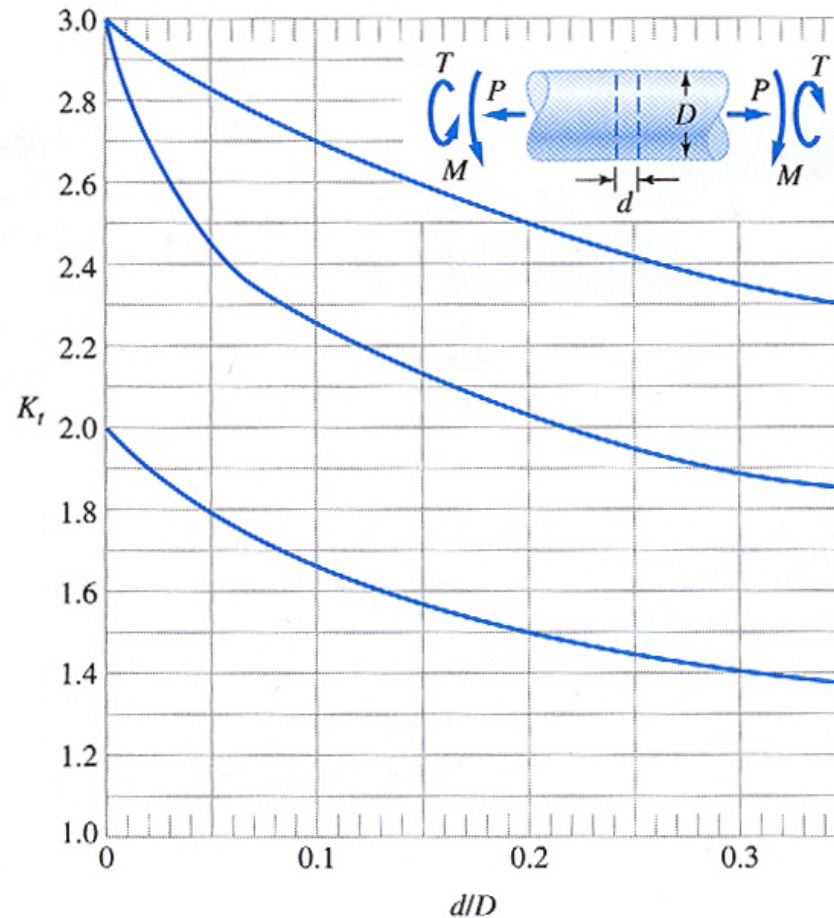
Συντελεστής συγκέντρωσης τάσεων, σε στρεπτόμενον άξονα, στην εγκοπή με ακτίνα καμπυλότητας r .



Συντελεστής συγκέντρωσης τάσεων, σε στρεπτόμενον και καμπτόμενο άξονα, στον σφηνόδρομο με ακτίνα καμπυλότητας r .



Συντελεστής συγκέντρωσης τάσεων άξονα διαμέτρου D
με διαμπερή οπή διαμέτρου d .



Αξονικό φορτίο:

$$\sigma_{\text{nom}} = \frac{P}{A} \approx \frac{P}{(\pi D^2/4) - Dd}$$

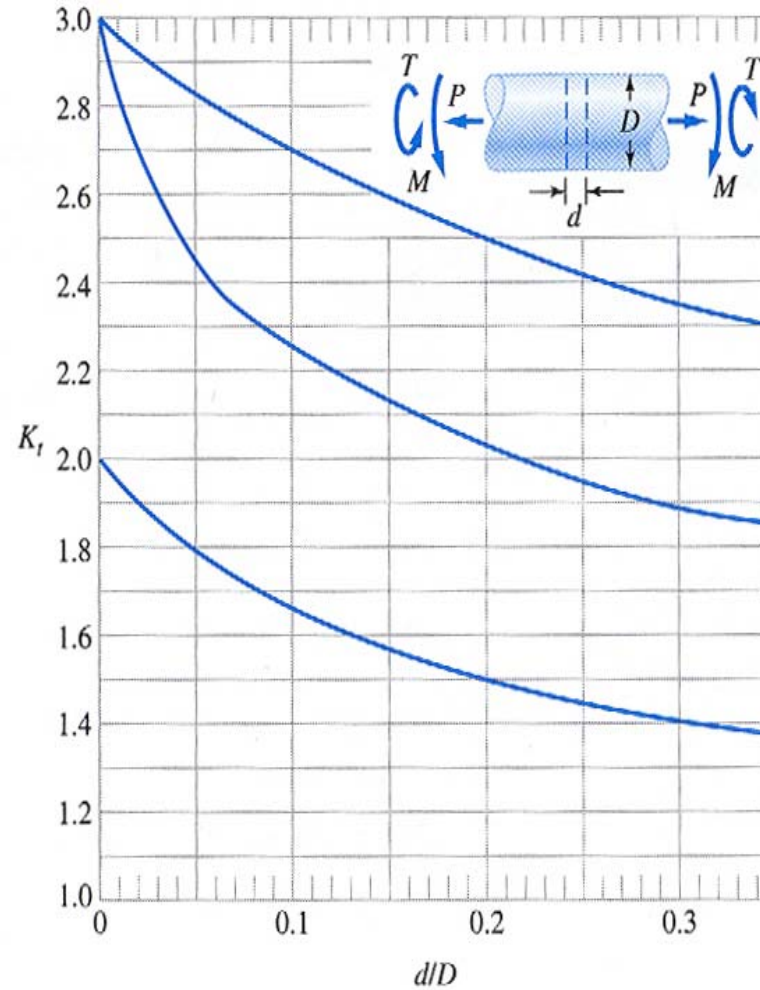
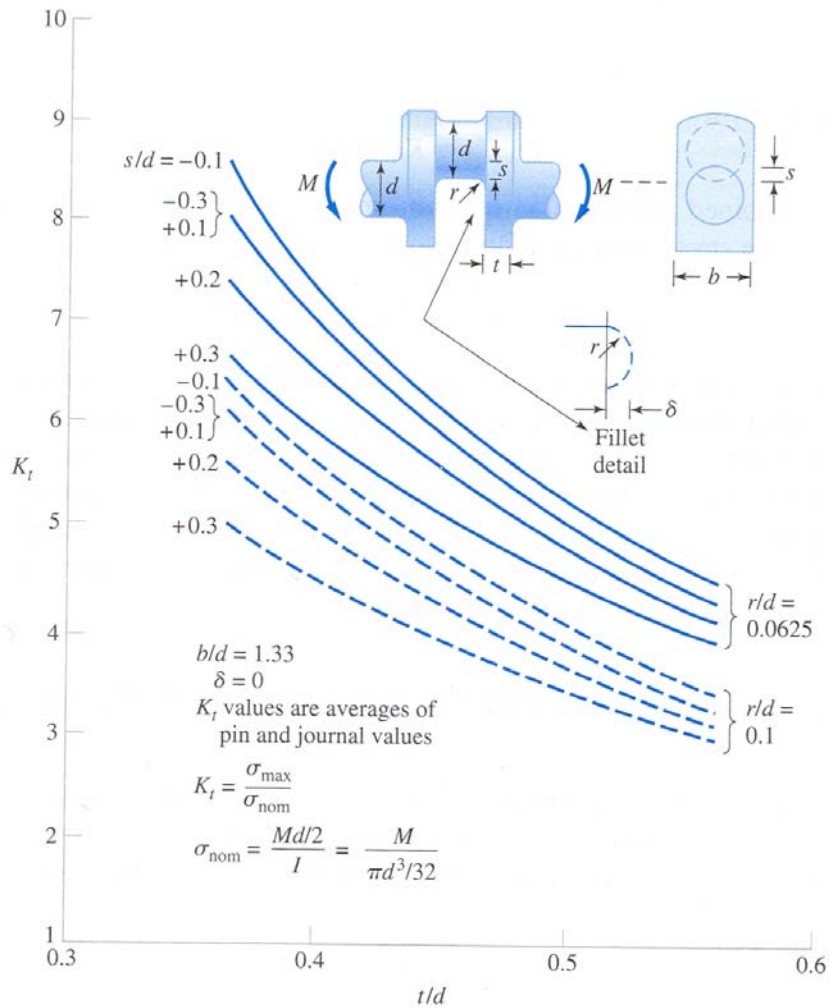
Κάμψη στο επίπεδο των αξόνων:

$$\sigma_{\text{nom}} = \frac{Mc}{I} \approx \frac{M}{(\pi D^3/32) - dD^2/6}$$

Στρέψη:

$$\tau_{\text{nom}} = \frac{Tc}{J} \approx \frac{T}{(\pi D^3/16) - dD^2/6}$$

Συντελεστής συγκέντρωσης τάσεων σε στροφαλοφόρο άξονα



Αξονικό φορτίο:

$$\sigma_{\text{nom}} = \frac{P}{A} \approx \frac{P}{(\pi D^2/4) - Dd}$$

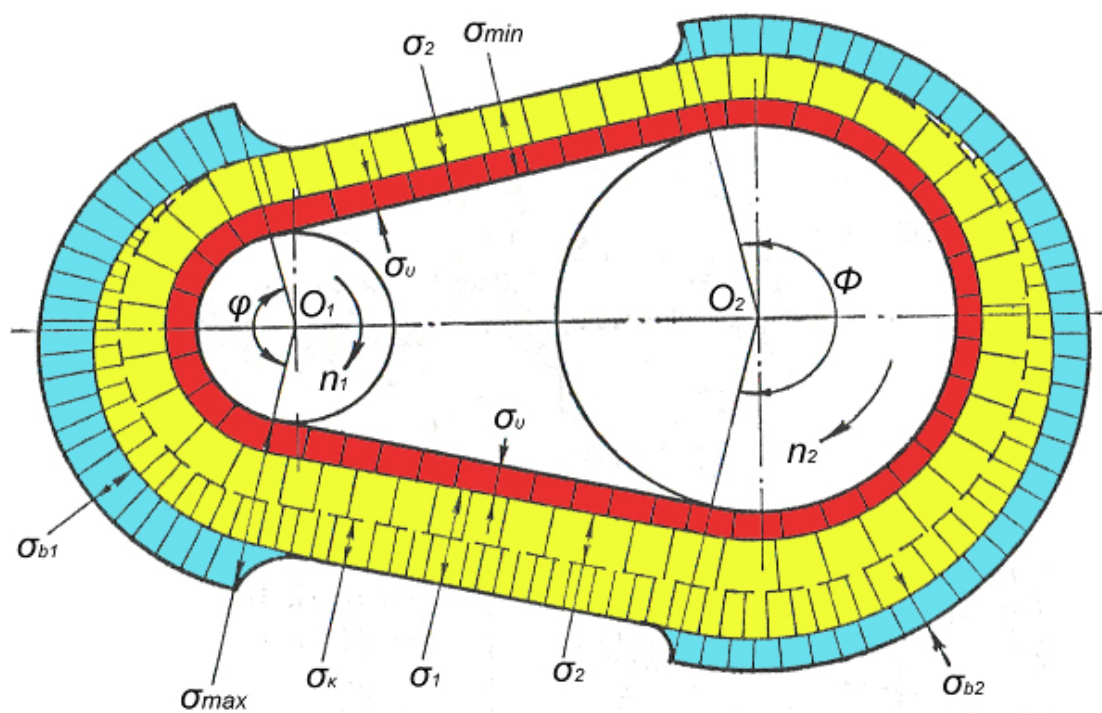
Κάμψη στο επίπεδο των αξόνων:

$$\sigma_{\text{nom}} = \frac{Mc}{I} \approx \frac{M}{(\pi D^3/32) - dD^2/6}$$

Στρέψη:

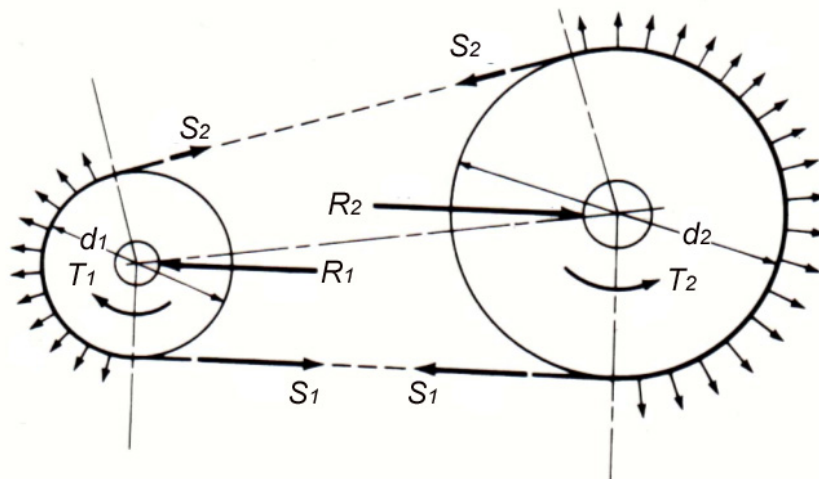
$$\tau_{\text{nom}} = \frac{Tc}{J} \approx \frac{T}{(\pi D^3/16) - dD^2/6}$$

ΕΠΙΠΕΔΟΙ ΙΜΑΝΤΕΣ

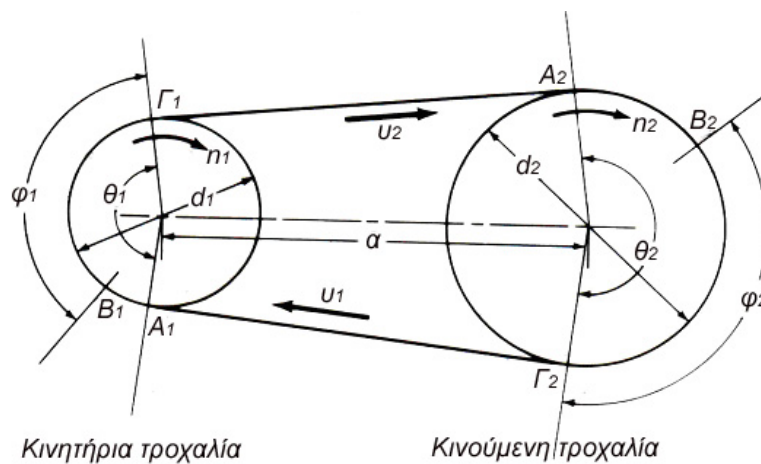




Σχήμα 1: Ιμάντες διαφόρων ειδών



Σχήμα 2: Δυνάμεις και αντιδράσεις σε μαντοκίνηση



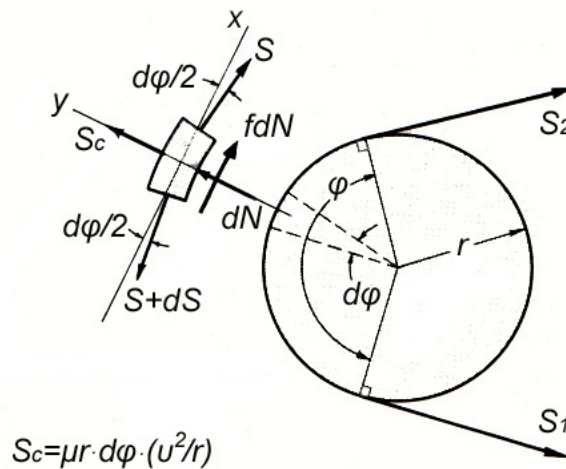
Σχήμα 3: Ερπυσμός και ενεργές γωνίες

Δυνάμεις

Οι δυνάμεις σε ένα στοιχείο του ιμάντα φαίνονται στο σχήμα που ακολουθεί. Αν x, y το τοπικό σύστημα συντεταγμένων τότε η ισορροπία δυνάμεων, χωρίς να ληφθούν υπ' όψη οι φυγόκεντρες δυνάμεις, στις δύο διευθύνσεις δίνει:

$$F_x = 0 \quad f dN = dS$$

$$F_y = 0 \quad dN = S d\theta$$



Σχήμα 4: Νόμος του Euler για ιμαντοκινήσεις

$$\frac{dS}{S} = f d\theta \Rightarrow \int_{S_1}^{S_2} \frac{dS}{S} = \int_0^\varphi f d\theta \Rightarrow \ln \frac{S_1}{S_2} = f \varphi$$

οπότε

$$\boxed{\frac{S_1}{S_2} = e^{f\varphi}}$$

Νόμος του Euler

Αν ληφθούν υπόψη οι φυγόκεντρες τότε:

$$\boxed{\frac{S_1 - S_c}{S_2 - S_c} = e^{f\varphi}}$$

όπου $S_c = \mu v^2$ με μ (kg/m) η γραμμική πυκνότητα του ιμάντα.

Αν S_0 η αρχική πρόταση τότε η γραμμική προσέγγιση σχέσεων τάσεων και παραμορφώσεων καταλήγει στην σχέση:

$$2S_0 = S_1 + S_2$$

ενώ η παραβολική προσέγγιση δίνει την

$$\sqrt{S_1} + \sqrt{S_2} = 2\sqrt{S_0}$$

Η μεταδιδόμενη μέσω της μαντοκίνησης ισχύς N δίνεται στο SI από την σχέση:

$$N = M_t \omega = (S_1 - S_2)(d/2) \times \frac{v}{(d/2)} = (S_1 - S_2)v$$

ενώ σε μικτό σύστημα μονάδων η ροπή και η ισχύς συνδέονται με την σχέση:

$$M_t = 71620 \frac{N}{n} \quad \text{ή}$$

$$N = \frac{M_t n}{71620} = \frac{(S_1 - S_2)(d/2)n}{71620} = \frac{(S_1 - S_2)dn}{2 \times 71620}$$

όπου το M_t σε $kp.cm$, n σε rpm και N σε HP .

Η μέγιστη ισχύς που μπορεί να μεταφερθεί αντιστοιχεί στην οριακή περίπτωση όπου $S_2 = 0$ και επομένως η S_1 λαμβάνει την μέγιστη τιμή της που είναι $S_1 = 2S_0$. Στην περίπτωση αυτή η μέγιστη ισχύς είναι:

$$N_{\max} = S_1 v = 2S_0 v = 2S_0 \omega \frac{d}{2}$$

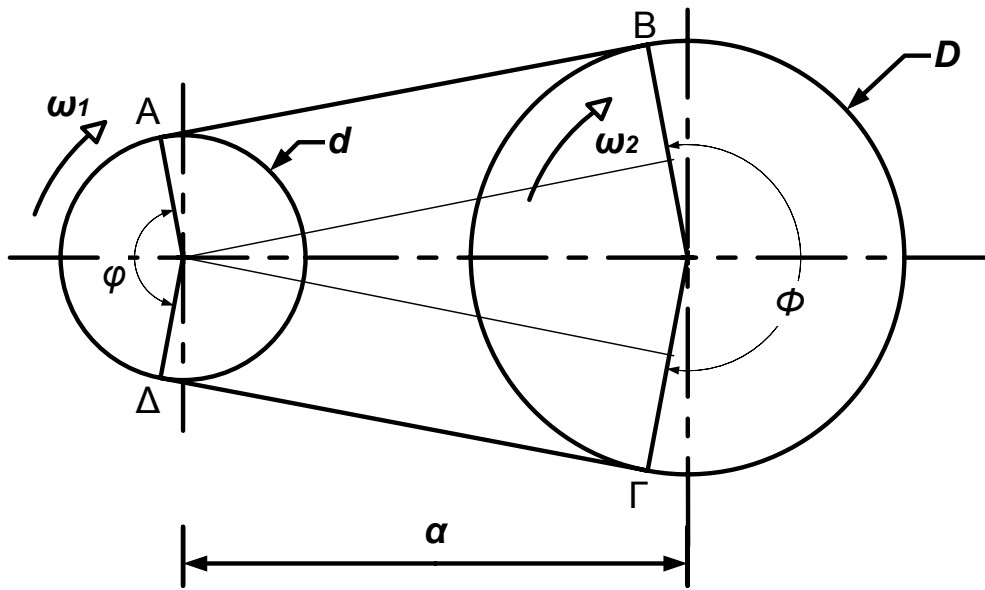
$$N = \frac{S_0 dn}{71620} \frac{1}{C_{o\lambda}} \quad \text{ή} \quad S_0 = 71620 \frac{NC_{o\lambda}}{dn}$$

$$C_{ολ} = \prod_{i=1}^7 C_i = C_1 C_2 C_3 C_4 C_5 C_6 C_7$$

Πίνακας 1: Συντελεστές ασφαλείας για ιμάντες

Πίνακας 1: Συντελεστές ασφαλείας για ιμάντες																
Συντελεστής υπερφόρτισης, C_1																
Στρωτή λειτουργία, φορτίο γνωστό με ακρίβεια														1.00....1.10		
Φυγοκεντρικές αντλίες, ανεμιστήρες														1.10....1.20		
Ρεκτιφιέ, φραιζες, μικρές εργαλειομηχανές														1.20....1.25		
Τόρνοι, ψυκτικά μηχανήματα														1.25....1.35		
Μεγάλες εργαλειομηχανές, ξυλουργικά και υφαντουργικά μηχανήματα														1.33....1.45		
Παλλινδρομικές μηχανές, πρέσες														1.45....1.55		
Σπαστήρες, σφύρες														1.55....2.00		
Μηχανές με εξαιρετικά μεγάλες κρούσεις, βαρεία έλαστρα														2.00....2.50		
Συντελεστής περιβάλλοντος, C_2																
Λειτουργία ιμάντα σε ξηρό περιβάλλον και σε κανονικές θερμοκρασίες														1.00		
Λειτουργία ιμάντα σε περιβάλλον υγρασίας, μεγάλες διαφορές θερμοκρασίας														1.10		
Λιπαρό περιβάλλον														1.25		
Νερό ή μεγάλη υγρασία														1.30		
Συντελεστής διάρκειας ζωής, C_3																
Λειτουργία ώρες / ημέρα	B / B_{max}															
	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 τόξου τύλιξης, C_4																
Γωνία τύλιξης	70	80	90	100	110	120	130	140	150	160	170	180	190	200	210	220
Επίπεδοι ιμάντες C_4			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	0.935
Τραπεζοειδείς ιμάντες C_4	1.73	1.59	1.47	1.37	1.28	1.22	1.16	1.12	1.08	1.05	1.02	1.00				
Συντελεστές είδους τάνυσης, C_5																
$C_5 = 1.0$	όταν η τάνυση γίνεται με κοχλίες															
$C_5 = 1.2$	όταν η τάνυση γίνεται με μάζεμα															
$C_5 = 0.8$	όταν έχουμε αυτοτάνυση															
Συντελεστές για τραπεζοειδείς ιμάντες, C_6 και C_7																
$C_6 = 1.00$	για	$d_1 \geq d_{min}$ κ $C_6 = d_{min} / d_1$ όταν $d_{min} > d_1$														
$C_7 = 1.00$	για $j = 1$															
$C_7 = 1.25$	για $j > 1$															

Γεωμετρικές σχέσεις



Σχήμα 6: Γεωμετρικές σχέσεις σε μαντοκίνηση

$$\varphi = \pi - 2 \sin^{-1} \left(\frac{D-d}{2\alpha} \right) \quad \text{και} \quad \Phi = \pi + 2 \sin^{-1} \left(\frac{D-d}{2\alpha} \right)$$

$$L = \sqrt{4\alpha^2 - (D-d)^2} + \frac{1}{2}(D\Phi + d\varphi)$$

ή και

$$L = 2\alpha + \pi \left(\frac{D+d}{2} \right) + \frac{1}{a} \left(\frac{D-d}{2} \right)^2$$

επίσης

$$a = \frac{1}{2} \sqrt{\left(L - \frac{1}{2}(D\Phi + d\varphi) \right)^2 + (D-d)^2}$$

Επειδή όμως λόγω της αρχικής πρότασης του μάντα, το αρχικό του μήκος αυξάνεται από L_0 σε $L_0 + \Delta L$ που αντιστοιχεί σε αύξηση της απόστασης α σε $\alpha + \Delta\alpha$. Αν

λοιπόν S_0 η αρχική πρόταση του ιμάντα τότε επειδή $\sigma = E\varepsilon$ η επιμήκυνση του ιμάντα υπολογίζεται σε,

$$\Delta L = \varepsilon L_0 = \frac{\sigma L_0}{E} = \frac{S_0 L_0}{A_0 E} = \left(\frac{L_0}{A_0 E} \right) S_0$$

όπου E το μέτρο ελαστικότητας του υλικού του ιμάντα και A_0 η διατομή του ιμάντα.

Πίνακας 2: Δεδομένα για τον υπολογισμό επιπέδων ιμάντων (Niemann)

Επίπεδοι ιμάντες		Αντοχή		Διαστάσεις		Τιμές υπολογισμού				Όρια		
		E	σ_B	s	b	γ	$\sigma_{\epsilon\pi}$	μ	E_b	$(d_1/s)_{min}$	B_{max}	u_{max}
		kp/mm^2	kp/mm^2	mm	mm	kg/dm^3	kp/mm^2		kp/mm^2		1/s	m/s
Δέρμα	Δέρμα HG	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	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	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		
Λάστιχο - ύφασμα	Gummi-Baumwolle	35...120	4.5...6.0	$\times 1.3$	20...300	1.20	0.39	0.5	5	30	9...6	40
				$(3...7) \times 1.1$							9...6	
				$\times 0.7$							30...20	
Balata-Baumwolle	90...150	5...6.5	$(3...8) \times 1.2$	20...300	1.25	0.44	0.5	5	25	10...5	40	
Balata-Seilcord			4 oder 5	60...270	1.25	0.55	0.5	3	20	20...15	40	
Υφασμα	Kunstseide impragn.		5.0	2...18		1.00	0.39	0.35	4	25		
	Zellwolle igelitiert		4.5...5.0	2...10		1.10	0.39	0.8	4	25		
	Baumwolle		3.0...5.0	4...12		1.30	0.39	0.3	4	20		
	Kamelhaar		3.0...4.0	$(3...6) \times 1.8$		1.15	0.44	0.3	4	20		
	Endlos gewebt		>10	0.4...12	10...2000	0.90	0.88	0.3	4	15	80	60
Ενισχ. Πλαστικό	Kunststoff - Verbundriemen (Extremultus)	A)	20.0	$(1...2) \times 0.5$	10...250	$1.2 + \frac{q}{s}$	2.0	$0.3 + \frac{v}{100}$	55	80	60	
		B) 55		$(1...2) \times 0.7$	10...500					90		
		C)		$(1...4) \times 0.9$	10...750					100		
Ενισχυμένοι με χάλυβα, βάση φελλού		21000	150.0	0.6...1.1	20...250	7.80	33	0.25	21000	1000	45	

2. Υπολογισμός διαμέτρου μεγάλης τροχαλίας:

$$d_2 = (1 - \varepsilon) d_1 i = 0.985 d_1 i$$

3. Πάχος ιμάντα: $s = \frac{d_1}{(d_1/s)}$

4. Ταχύτητα ιμάντα: Η γραμμικές ταχύτητες v_1 του έλκοντα και v_2 του ελκόμενου κλάδου του ιμάντα δίνονται από τις σχέσεις:

$$v_1 = \frac{\pi d_1 n_1}{60 \times 1000} \text{ m/s,}$$

$$v_2 = \frac{\pi d_2 n_2}{60 \times 1000} = v_1 \frac{100 - \varepsilon}{100} \approx 0.985 v_1 \text{ m/s}$$

Οι ταχύτητες ενδείκνυται να κείνται στο διάστημα
 $10 < v < 20 \text{ m/s}$

5. Απόσταση τροχαλιών:

$$\alpha = \max \left[(3d/2 + D/2), D \right] \text{ κατά Deutschman}$$

$$\alpha = \left[1.5 \times (d + D) \right] \text{ κατά Dobrovolski.}$$

6. Μήκος ιμάντα:

$$L = 2a + \pi \left(\frac{D+d}{2} \right) + \frac{1}{a} \left(\frac{D-d}{2} \right)^2$$

7. Γωνία τύλιξης:

$$\varphi = \pi - 2 \sin^{-1} \left(\frac{D-d}{2a} \right) \text{ και } \varphi = \pi + 2 \sin^{-1} \left(\frac{D-d}{2a} \right)$$

8. Πλάτος ιμάντα

$$b = \frac{NC_{o\lambda}}{N_o}$$

όπου $C_{o\lambda} = C_1 C_2 C_3 C_4 C_5$, $b_{\tau\varphi} = 1.12 \times b$ $s_f = s(1 - 10s/d_1)$.

9. Δυνάμεις : $S_1 + S_2 = 2S_0$,

$$S_1 - S_2 = U = 71620 \frac{2N}{n_1 d_1}$$

$$\frac{S_1}{S_2} = e^{f\varphi} \quad \text{ή} \quad \frac{S_1 - S_C}{S_2 - S_C} = e^{f\varphi}$$

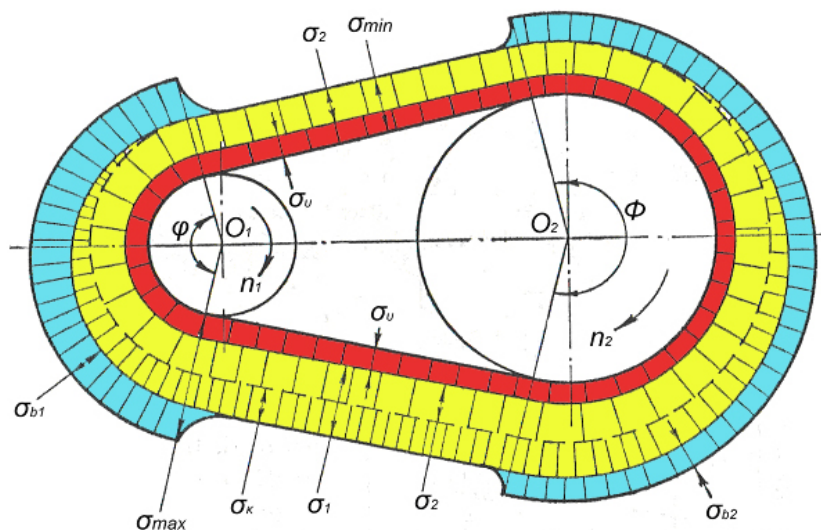
$$\text{όπου} \quad S_C = \mu v^2$$

$\mu = \text{γραμμική πυκνότητα}$)

Η δύναμη που καταπονεί τον άξονα που φέρει την τροχαλία στο σημείο επαφής είναι

$$R = \sqrt{S_1^2 + S_2^2 - 2S_1 S_2 \cos a}$$

10. Έλεγχος τάσεων:



Σχήμα 9: Κατανομή των τάσεων κατά μήκος του ιμάντα

Η αναπτυσσόμενη συνολική τάση στον ιμάντα δίνεται από την σχέση

$$\sigma_{\max} = \sigma_o + \sigma_k + \sigma_v + \sigma_{b1} \leq \sigma_{\varepsilon\pi}$$

όπου

$$\sigma_o = \frac{S_0}{bs} = \varepsilon E \text{ η τάση λόγω της αρχικής πρότασης,}$$

$$\sigma_\kappa = \frac{U}{bs} \text{ η ωφέλιμη τάση λόγω της } U,$$

$$\sigma_\nu = \left[\gamma_{(kg/dm^3)} \nu_{(m/s)}^2 / 1000 g_{(m/s^2)} \right]_{(kp/mm^2)} \text{ τάση λόγω}$$

φυγοκέντρων δυνάμεων

$$\sigma_{b1} = E_b \left(\frac{s}{d_1} \right) \text{ και } \sigma_{b2} = E_b (s/d_2) \text{ στον ιμάντα που}$$

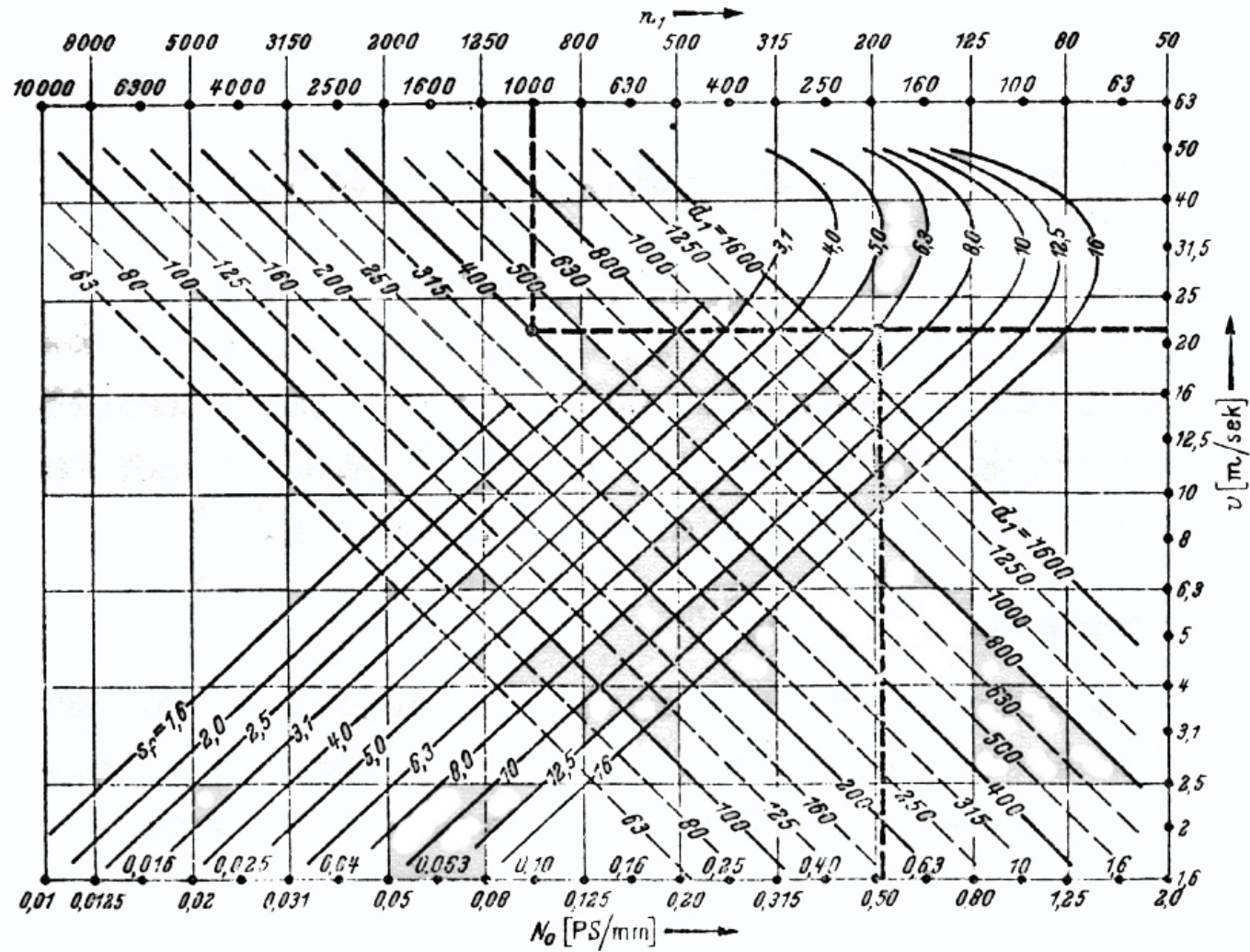
προκαλούνται από την τύλιξη του στην μικρή και μεγάλη τροχαλία αντίστοιχα.

11. Διάρκεια ζωής σε ώρες

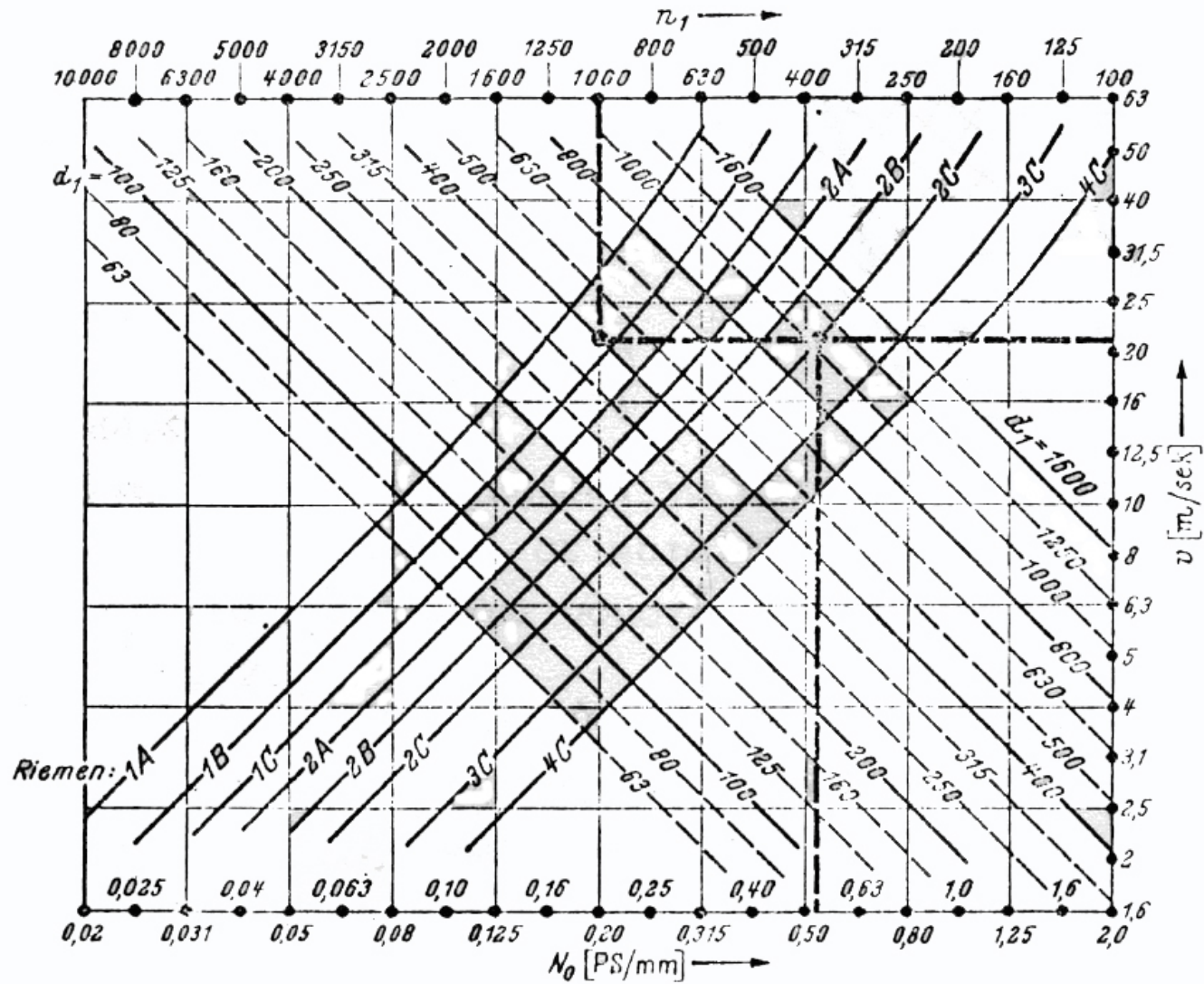
$$H = \frac{N_b}{3600B} \left(\frac{\sigma_f}{\sigma_{\max}} \right)^m \text{ (κατά Dobronovski)}$$

όπου $N_b = 10^7$ κύκλοι, $B = z v / L$ (εναλ/s), $z =$ αριθμός τροχαλιών

$$\sigma_f = \begin{cases} 60kp/cm^2 & \text{καουτσουκ} & m = 6 \\ 30kp/cm^2 & \text{υφασματινος} & m = 6 \\ 90kp/cm^2 & \text{τραπεζοειδης} & m = 8 \end{cases}$$

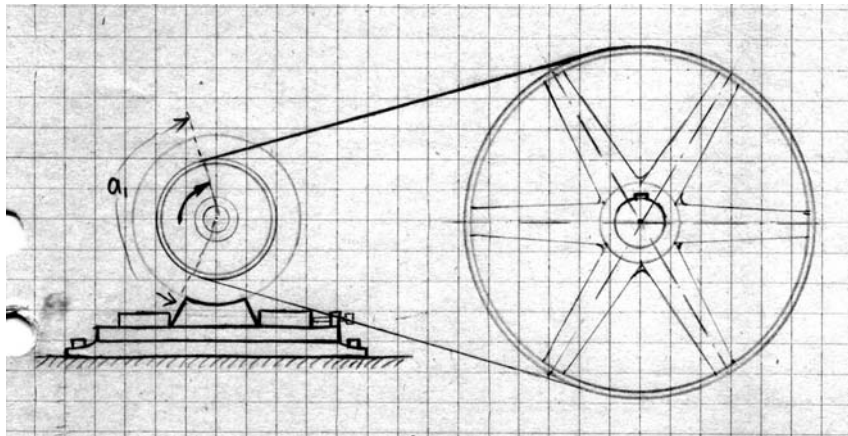


Σχήμα 10: Νομογράφημα ειδικής ισχύος N_0 για δερμάτινους μάντες HG.



Σχήμα 12: Νομογράφημα ειδικής ισχύος N_0 για μάντες Extremultus.

Παράδειγμα: Να υπολογιστεί επίπεδη ιμαντοκίνηση από ηλεκτροκινητήρα με ολισθητήρες τάνυσης σε ξυλουργική μηχανή αν η μεταφερόμενη ισχύς είναι $N = 20 \text{ HP}$, οι στροφές του κινητήρα και της μηχανής είναι $n_1 = 1500$ και $n_2 = 1000 \text{ rpm}$ αντίστοιχα η απόσταση των τροχαλιών $a = 750 \text{ mm}$ και η ξυλουργική μηχανή δουλεύει 10 ώρες ημερησίως, σε περιβάλλον ξηρού αέρα.



Σχήμα 13: Επίπεδη ιμαντοκίνηση ξυλουργικής μηχανής

Λύση:

1) **Επιλογή τύπου ιμάντα από Πίν. 2.3:** Επιλέγω δερμάτινο ιμάντα HG. Από τον Πίνακα λαμβάνεται για τον ιμάντα: $E = 45 \text{ kp/mm}^2$, $\sigma_B = S_u = 45 \text{ kp/mm}^2$, τα διατειθέμενα πάχη είναι από 3 μέχρι 7mm και τα πλάτη από 20 μέχρι 600 mm. Η πυκνότητα του υλικού είναι $\gamma = 0.9 \text{ kg/dm}^3$, η επιτρεπόμενη τάση είναι $\sigma_{\varepsilon\pi} = 0.44 \text{ kp/mm}^2$, ο συντελεστής τριβής είναι ανάλογος της ταχύτητας και δίδεται από την σχέση: $f = \mu = 0.3 + \frac{v}{100}$, το μέτρο ελαστικότητας σε κάμψη είναι $E_b = 3 \text{ kp/mm}^2$, η ελάχιστη διάμετρος της μικρής τροχαλίας δίνεται από $\left(\frac{d_1}{s}\right)_{\min} = 20$, $B_{\max} = 25 \text{ s}^{-1}$ και η μέγιστη επιτρεπόμενη ταχύτητα είναι 50 m/s.

2) Υπολογισμός διαμέτρου μικρής τροχαλίας: Έστω

$$\boxed{y_1 = 95} \text{ και } \boxed{y_2 = 1.5} \text{ τότε } \frac{d_1}{s} = y_2 \left(\frac{d_1}{s} \right)_{\min} = 1.5 \times 20 = 30$$

και αν $C_{o\lambda} = 1.5$ τότε

$$d_1 = y_1 \sqrt{\frac{d_1}{s}} \sqrt[3]{\frac{NC_{o\lambda}}{(\sigma_{\varepsilon\pi} n_1)}} = 95 \sqrt{30} \sqrt[3]{\frac{20 \times 1.5}{(0.44 \times 1500)}} = 186 \text{ mm}$$

και τυποποιώντας $\boxed{d_1 = 200 \text{ mm}}$.

$$\text{όπου } \boxed{y_1 = 80 \div 100}, \frac{d_1}{s} = y_2 \left(\frac{d_1}{s} \right)_{\min}$$

$$\text{με } \boxed{y_2 = 1.5 \div 2} \text{ και } C_{o\lambda} = \prod_{i=1}^5 C_i = C_1 C_2 C_3 C_4 C_5$$

3) Υπολογισμός διαμέτρου μεγάλης τροχαλίας: Η σχέση μετάδοσης είναι $i = 1500/1000 = 1.5$ και αν δεχθούμε διολίσθηση 1.5% τότε:

$$d_2 = (1 - \varepsilon) d_1 i = 0.985 d_1 i = 0.985 \times 200 \times 1.5 = 295.5 \text{ και τυποποιώντας } \boxed{d_2 = 315 \text{ mm}}$$

4) Πάχος ιμάντα:

$$s = \frac{d_1}{(d_1/s)} = \frac{200}{30} = 6.66 \text{ mm} \xrightarrow{\text{τυποποιώντας}} s = 7 \text{ mm}$$

$$5) \text{ Ταχύτητα ιμάντα: } v = \frac{\pi d_1 n_1}{60 \times 1000} = \frac{\pi 200 \times 1500}{60 \times 1000} = 15.7 \text{ m/s} < 20 \text{ m/s},$$

6) Απόσταση τροχαλιών: Η απόσταση των τροχαλιών είναι δεδομένη και ίση με $\boxed{a=750 \text{ mm}}$. Αν δεν ήταν, τότε κατά Deutschman:

$$a = \max \left[(3R_1 + R_2), 2R_2 \right] = \max \left[\left(3 \frac{200}{2} + \frac{315}{2} \right), 2 \frac{315}{2} \right] \approx 460 \text{ mm}$$

και κατά Dobrovolski

$$a = \left[1.5 \times (d_1 + d_2) \right] = \left[1.5 \times (200 + 315) \right] = 772 \text{ mm}$$

7) Μήκος ιμάντα:

$$L = 2a + \pi \left(\frac{D+d}{2} \right) + \frac{1}{a} \left(\frac{D-d}{2} \right)^2 = 2 \times 750 + \pi \left(\frac{315+200}{2} \right) + \frac{1}{750} \left(\frac{315-200}{2} \right)^2 = 2313 \text{ mm}$$

8) Γωνία επαφής μικρής τροχαλίας:

$$\varphi = \pi - 2 \sin^{-1} \left(\frac{D-d}{2a} \right) = \pi - 2 \sin^{-1} \left(\frac{315-200}{2 \times 750} \right) = 2.988 \text{ rad} = 171.2^\circ$$

9) Πλάτος ιμάντα: Από το νομογράφημα για $n_1=1500 \text{ rpm}$, $d_1=200 \text{ mm}$ και

$$s_f = s \left(1 - \frac{10}{d_1/s} \right) = 7 \left(1 - \frac{10}{30} \right) = 4.66 \text{ έχουμε}$$

$$N_o = 0.27 \text{ PS/mm.}$$

Από τον Πίνακα των συντελεστών ασφαλείας έχουμε:

$C_1 = 1.4$ για ξυλουργικά μηχανήματα,

$C_2 = 1.0$ για περιβάλλον ξηρού αέρα.

$C_3 = 1.18$ (Ο αριθμός των καμπτικών ενελλαγών ανά δευτερόλεπτο είναι $B = v_z / L = 15.7 \times 2 / 2.313 = 13.6 \text{ s}^{-1}$, $B_{max}=25$, $B/B_{max}=13.6/25=0.54$).

$C_4 = 1.0$ (Επειδή το τόξο τύλιξης είναι 171.2°)

$C_5 = 1.0$ (ο συντελεστής προέντασης λόγω της χρήσης των κοχλιών τάνυσης).

Επομένως $C_{ολ} = 1.652$. Εδώ πρέπει να επανέλθουμε στο βήμα 2 και να υπολογίσουμε την διάμετρο ξανά με το πραγματικό $C_{ολ}$. Μετά από τον έλεγχο αυτό θα πρέπει να επαναληφθούν τα υπόλοιπα βήματα μέχρις εδώ αν η διάμετρος d_1 αλλάξει. Εδώ δεν έχουμε μεταβολή της υπολογισθείσας διαμέτρου.

$$b = \frac{NC_{ολ}}{N_o} = \frac{20 \times 1.652}{0.27} = 122 \text{ mm} \xrightarrow{\text{τυποποίηση}} b = 125 \text{ mm}$$

όπου $C_{o\lambda} = 1.652$. Το απαιτούμενο πλάτος της τροχαλίας για το πλάτος του μάντα που βρήκαμε είναι $b_{\tau\rho} = 1.12 \times b = 1.12 \times 125 = 140\text{mm}$.

10) **Δυνάμεις:** $S_1 + S_2 = 2S_0$,

$$S_1 - S_2 = U = 71620 \frac{2N}{n_1 d_1} = 71620 \frac{2 \times 20}{1500 \times 20} = 95.5\text{kp}$$

$$\frac{S_1}{S_2} = e^{f\varphi} = e^{\left(0.3 + \frac{\nu}{100}\right)\varphi} = e^{\left(0.3 + \frac{15.7}{100}\right)3.092} = 4.11 \quad (\text{αγνοούνται οι}$$

φυγόκεντρες δυνάμεις).

Απ' όπου προκύπτουν

$$S_1 = 126.2\text{kp}, \quad S_2 = 30.7\text{kp} \quad \text{και} \quad S_0 = 78.5\text{kp}$$

11) **Τάσεις:**

$$\sigma_{\max} = \sigma_o + \sigma_{\kappa} + \sigma_{\nu} + \sigma_{b1} \leq \sigma_{\varepsilon\pi} \quad \acute{\eta}$$

$$\sigma_{\max} = \frac{S_0}{bs} + \frac{U}{bs} + \frac{\gamma v^2}{g} + E_b \left(\frac{s}{d_1} \right) =$$

$$= \frac{78.5}{85 \times 7} + \frac{95.5}{85 \times 7} + \frac{0.9 \times 15.7^2}{9.81 \times 1000} + 3 \left(\frac{1}{30} \right) =$$

$$= 0.132 + 0.160 + 0.022 + 0.100 =$$

$$= 0.42\text{kp} / \text{mm}^2 \leq 0.44\text{kp} / \text{mm}^2 = \sigma_{\varepsilon\pi}$$

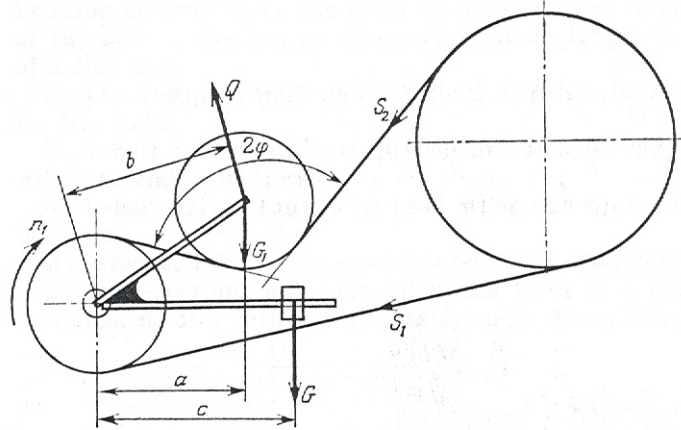
12) Διάρκεια ζωής σε ώρες $H = \left[\frac{N_b}{3600B} \left(\frac{\sigma_f}{\sigma_{\max}} \right)^m \right]$

(κατά Dobronovski) όπου $N_b = 10^7$ κύκλοι, $B = z v / L$ (εναλ/s), $z =$ αριθμός τροχαλιών

ΣΥΣΤΗΜΑΤΑ ΤΑΝΥΣΗΣ

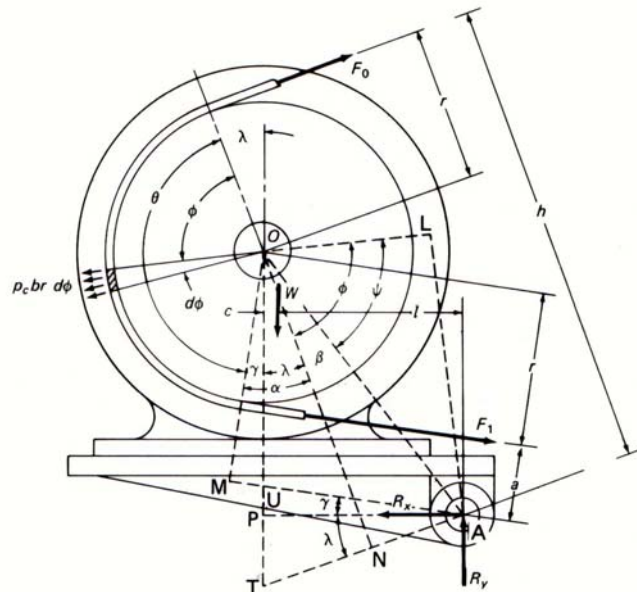
$$Qb - G_1a - Gc = 0 \Rightarrow G = \frac{Qb - G_1a}{c}$$

$$Q = \sqrt{S_2^2 + S_2^2 + 2S_2S_2 \cos 2\varphi} = \sqrt{2S_2^2(1 + \cos 2\varphi)} = 2S_2 \cos \varphi$$



Σχήμα 14: Επίπεδη μαντοκίνηση με τροχαλία τάνυσης
 Στο σχήμα που ακολουθεί βλέπουμε τη διαμόρφωση μιας μαντοκίνησης όπου το ίδιο βάρος του ηλεκτροκινητήρα χρησιμοποιείται σαν τανυστήρας του μάντα. Η εξίσωση των ροπών περί το σημείο A δίνει:

$$F_1 a + F_0 h = Wl$$

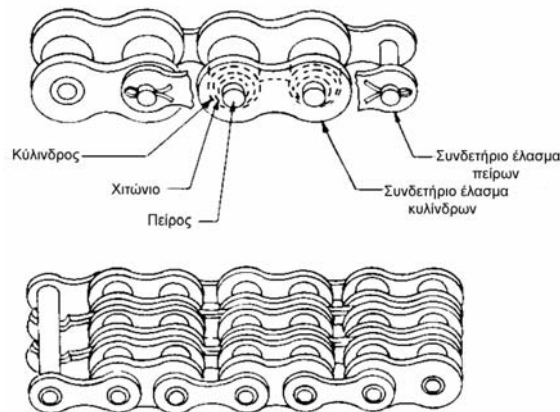


Σχήμα 15: Επίπεδη μαντοκίνηση με τάνυση με την βοήθεια του βάρους του κινητήρα.

Αλυσοκινήσεις

Πλεονεκτήματα

- ακριβής σχέση μετάδοσης λόγω μη ύπαρξης διολίσθησης,
- η συναρμολόγηση χωρίς αρχική πρόταση επειδή η μετάδοση δεν βασίζεται στην τριβή καθώς επίσης και
- ο υψηλός βαθμός απόδοσης 98-99%.



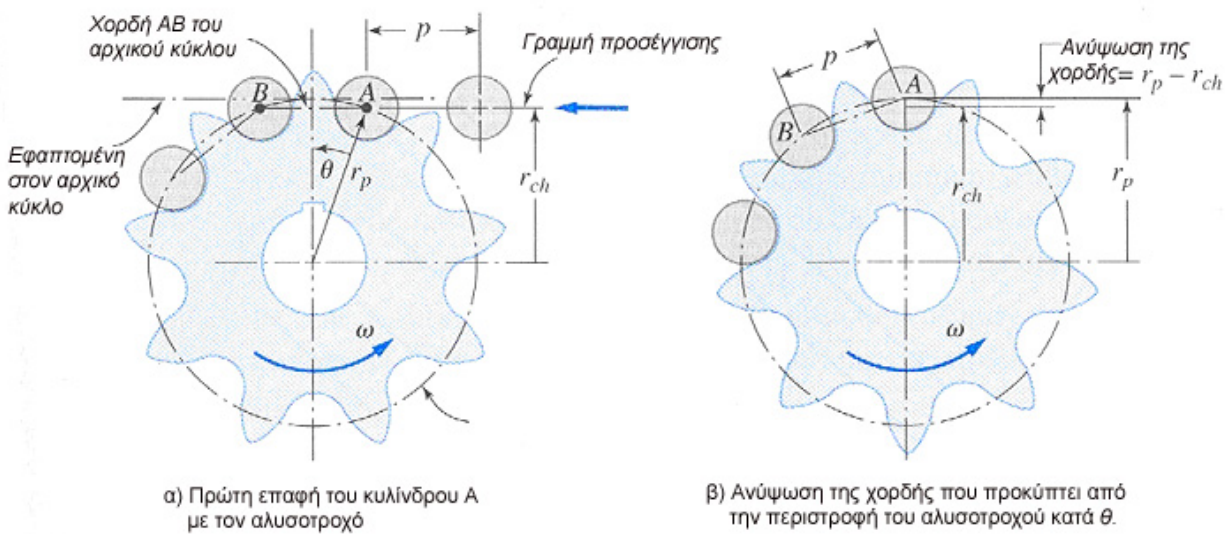
Σχήμα 22: Αλυσίδες κυλίνδρων

Τμήματα αλυσίδας: ο κύλινδρος, το χιτώνιο, ο πείρος και τα συνδετήρια ελάσματα κυλίνδρων και πείρων.

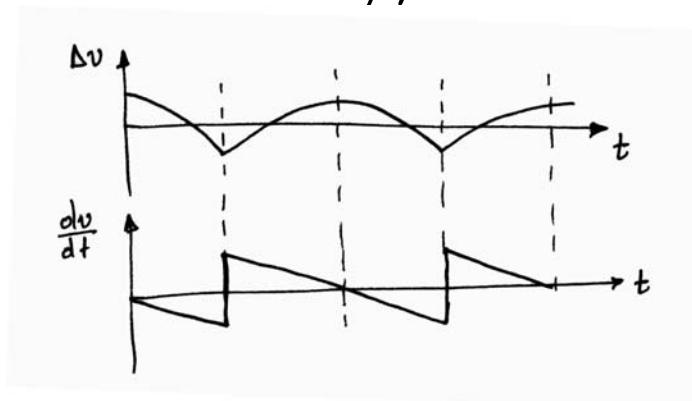
Μειονεκτήματα

- θορυβώδης λειτουργία λόγω ταλαντώσεων και κρουστικών φορτίων κατά την τύλιξη της αλυσίδας στον τροχό,
- η φθορά στις συνδέσεις που αυξάνει το βήμα της αλυσίδας και επομένως φθείρεται και ο αλυσοτροχός και τέλος
- οι αλυσίδες χρειάζονται λίπανση.

Η ταχύτητα μιας αλυσίδας δεν ενδείκνυται να ξεπερνά τα 20-25 m/s.



Σχήμα 23: Τύλιξη αλυσίδας στον αλυσοτροχό – κρουστική λειτουργία.



Σχήμα 24: Μεταβολή της ταχύτητας και της επιτάχυνσης αλυσίδας κατά την τύλιξη

Διακρίνουμε (α) τις αλυσίδες κυλίνδρων, (β) τις αλυσίδες χιτωνίων, (γ) τις οδοντωτές αλυσίδες και άλλα είδη. Με παράλληλη τοποθέτηση απλών αλυσίδων μπορούμε να φτιάξουμε διπλές, τριπλές μέχρι και δεκαπλές αλυσίδες. Βήμα (t) μιας αλυσίδας καλούμε την απόσταση δύο διαδοχικών πείρων. Οι αλυσίδες συνεργάζονται με αλυσοτροχούς ή τροχαλίες αλυσίδων.



Σχήμα 25: Φωτογραφία αλυστροχού

Ακολούθως θα παρουσιαστεί μια διαδικασία υπολογισμού και επιλογής αλυσίδας

ΒΗΜΑ 1^ο : ΕΠΙΛΟΓΗ ΑΛΥΣΙΔΑΣ: Εδώ παρουσιάζονται οι εξής τύποι.

α) Αλυσίδες κυλίνδρων (DIN 8187, 8180),

β) Αλυσίδες χιτωνίων,

γ) Αλυσίδες οδοντωτές ($z_{\min} = 12$, DIN 8190) αθόρυβη, ακριβότερη και

δ) Αλυσίδες χαλύβδινων πείρων (DIN 654).

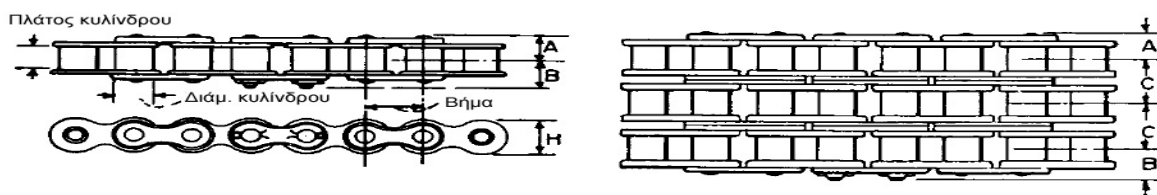
Η τυποποίηση μιας αλυσίδας περιλαμβάνει τα στοιχεία (Πολλαπλότητα, Βήμα, Πλάτος και τυποποίηση) πχ.

αλυσίδα : **(1x25.4x17.02, DIN 8180).**

Στους ακόλουθους πίνακες φαίνονται τα στοιχεία των αλυσίδων.

Πίνακας 19: Στοιχεία και διαστάσεις αλυσίδων κυλίνδρων

Τυποποίηση αλυσίδων κατά			Κύλινδρος			Διάμ. Πείρου, mm	Συνδετήριο έλασμα		Διαστάσεις			Συνιστώμενη ελάχιστη απόσταση κέντρων, mm	Ονομαστική αντοχή θραύσης σε εφελκυσμό, kN	Γραμμική πυκνότητα, kg/m
DIN	ISO	ANSI	Βήμα mm	Πλάτος mm	Διάμετρος mm		Πάχος mm	Ύψος H mm	A mm	B mm	C mm			
8187	04C-1	25	6.350	3.175	3.302	2.311	0.762	5.842	3.810	4.826	6.401		4	0.12
	06C-2	35	9.525	4.763	5.080	3.581	1.270	8.738	5.690	7.366	10.135	152	9	0.32
	085	41	12.700	6.350	7.772	3.581	1.270	9.728	6.502	8.001		229	9	0.37
	08A-1	40	12.700	7.938	7.925	3.962	1.524	11.481	7.950	9.093	14.376	229	16	0.55
	10A-1	50	15.875	9.525	10.160	5.080	2.032	15.088	9.754	11.735	18.110	305	27	0.91
	12A-1	60	19.050	12.700	11.913	5.944	2.388	17.247	12.522	14.402	22.784	381	38	1.35
	16A-1	80	25.400	15.875	15.875	7.925	3.175	22.936	16.332	19.355	29.286	533	65	2.34
	20A-1	100	31.750	19.050	19.050	9.525	3.962	28.651	19.812	23.114	35.763	686	107	3.64
	24A-1	120	38.100	25.400	22.225	11.100	4.750	34.392	24.816	28.524	45.441	838	152	5.35
	28A-1	140	44.450	25.400	25.400	12.700	5.563	41.834	26.772	30.963	48.870	991	205	6.88
	32A-1	160	50.800	31.750	28.575	14.275	6.350	48.260	31.750	36.398	58.547	1143	259	9.10
		180	57.150	35.719	35.712	17.450	7.137	54.356	36.093	44.958	65.837		339	12.44
	40A-1	200	63.500	38.100	39.675	19.837	7.925	57.785	38.938	46.990	71.552	1448	424	15.73
	48A-1	240	76.200	47.625	47.625	23.800	9.525	72.390	43.739	55.880	87.833	1676	602	21.96



Σχήμα: Συμβολισμοί και διαστάσεις αλυσίδων κυλίνδρων

Πίνακας 20: Αλυσίδες κατά DIN 8180

DIN	Αλυσίδες ANSI No	Βήμα t mm	Εσωτερικό Πλάτος, b _i mm	Πείρος d _B mm	Χιτώνιο d _R mm	Ωφέλιμη Διατομή, j mm ²	Αντοχή αλυσίδας σε kp			Βάρος G kg/m
							απλή	διπλή	τριπλή	
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	

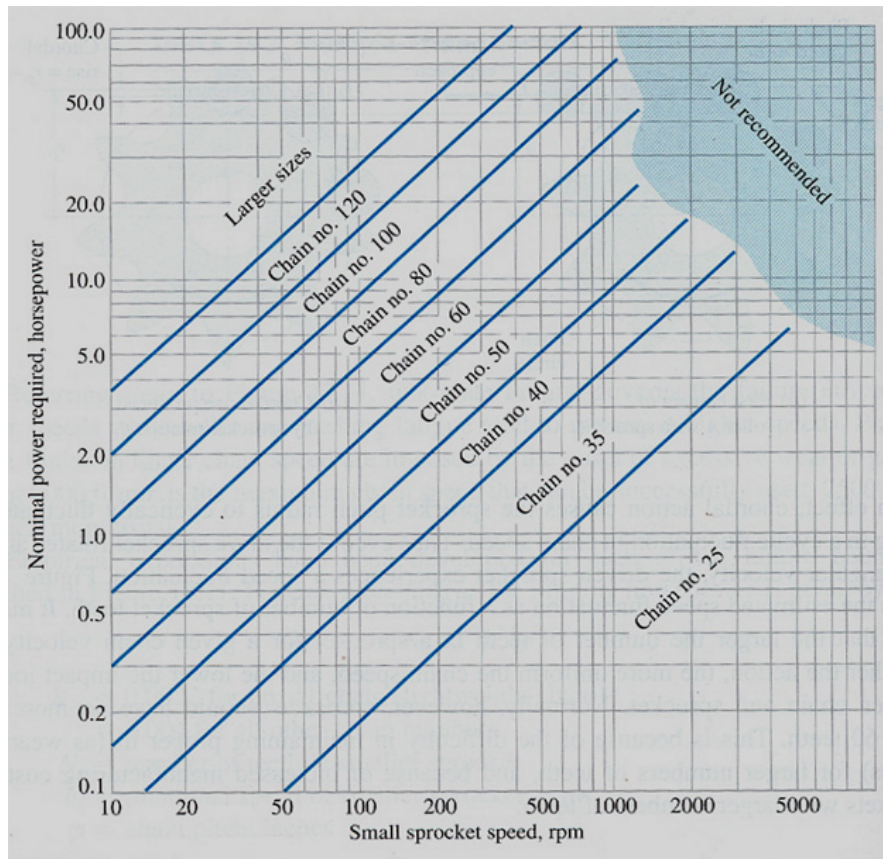
ΠΙΝΑΚΑΣ 21: Αλυσίδες Χαλύβδινων πείρων (DIN 654)

t mm	b _i mm	b _α mm	f mm ²	P _{επ} kg
38.7	18.0	48	168	180
42.0	24.5	67	297	360
63.0	29.0	75	385	480
65.5	33.0	90	528	760
100.0	28.0	89	533	640
100.0	40.0	110	810	900
134.5	33.5	90	516	640
136.5	30.5	108	799	1200

ΠΙΝΑΚΑΣ 22: Οδοντωτές αλυσίδες με εσωτερική οδήγηση (DIN 8190).						
Βήμα t mm	Ονομαστικό Πλάτος b_N mm	Ωφέλιμο Πλάτος b	Εξωτερικό Πλάτος e mm	Φορτίο θραύσης $kg^{(1)}$		Βάρος G kg /m
				A - Μη Βελτιωμένη	B Βελτιωμένη	
12,7 (1/2'')	-	-	-	-	-	-
	25	23,5	28,0	1450	2900	1,3
	30	29,5	34,0	1800	3600	1,6
	40	42,0	46,5	2600	5200	2,1
15,875 (5/8'')	50	48,5	53,0	3000	6000	2,6
	25	23,5	28,5	1600	3200	1,9
	30	29,5	34,5	2100	4200	2,4
	40	42,0	47,0	3000	6000	3,2
	50	48,5	53,5	3500	7000	3,9
19,05 (3/4'')	65	64,0	69,0	4600	9200	5,1
	30	29,5	35	2800	5600	3,0
	40	42,5	48,5	4000	8000	3,8
	50	48,5	54,0	4700	9400	4,8
	65	64,0	69,5	6300	12600	6,2
25,4 (1'')	75	76,5	82,0	7500	15000	7,4
	50	52,0	59,0	8700	12500	7,0
	65	64,5	71,5	9800	14000	8,5
	75	76,5	83,5	13100	18700	10,1
	90	89,0	96,0	14000	20000	11,4
38,1 (1 1/2'')	100	101,0	108	17500	25000	13,2
	65	64,5	72,5	13300	19000	13,2
	75	76,5	84,2	17500	25000	15,2
	100	101,0	109	23500	33600	20,2
	125	125	133	29400	42000	25,0
50,8 (2'')	150	150	158	38500	55000	30,0
	75	78,0	88,0	23800	34000	19,5
	100	102	112	31900	45600	25,7
	125	128	138	39900	57000	32,0
	150	152	162	45200	64600	38,2
175	176	186	55300	79000	44,5	

Για κεκαμμένα μέλη ως το σχ. 2.14 πρέπει να υπολογίζουμε μόνο με το 0.8 του φορτίου θραύσης.

Το βήμα της αλυσίδας μπορεί κατ' αρχή να επιλέγεται από το νομογράφημα που ακολουθεί. Με δεδομένα τις στροφές του μικρού αλυσοτροχού και την ισχύ που θέλουμε να μεταφέρουμε για απλή αλυσοκίνηση ($j = 1$) βρίσκουμε τον τύπο της αλυσίδας. Φυσικά μικρότερο βήμα αλυσίδας θα δώσει στο τέλος των υπολογισμών μεγαλύτερο βαθμό πολλαπλότητας ενώ με μεγαλύτερο βήμα αλυσίδας πρέπει να περιμένουμε μικρότερη πολλαπλότητα.



Σχήμα 27: Πρώτη επιλογή αλυσίδας βάσει ονομαστικής ισχύος και στροφών μικρού αλυσοτροχού.

ΒΗΜΑ 2 : ΕΠΙΛΟΓΗ ΑΛΥΣΟΤΡΟΧΩΝ:

Εστω D_o = εξωτερική διάμετρος αλυσοτροχού,

D_i = εσωτερική διάμετρος αλυσοτροχού,

D_t = αρχική διάμετρος υπολογισμού. Τότε το ημίτονο της γωνίας που αντιστοιχεί σε ένα βήμα είναι

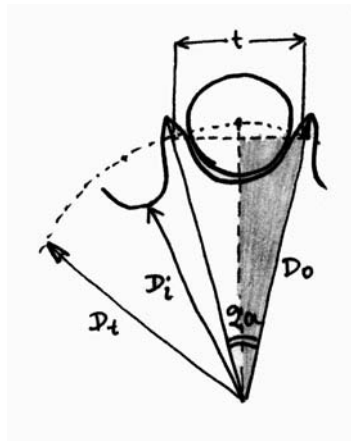
$$\sin a = \frac{t/2}{D_t/2} = \frac{t}{D_t} \text{ και επομένως η αρχική διάμετρος μπορεί}$$

να υπολογιστεί από την σχέση:

$$\boxed{D_t = \frac{t}{\sin a}}$$

και επειδή $2az = 2\pi$ έπεται ότι:

$$\boxed{a = \frac{\pi}{z}}$$



Σχήμα 28: Γεωμετρία αλυσοτροχού

Προφανώς τυποποιημένο μέγεθος είναι ο αριθμός των δοντιών και το βήμα της αλυσίδας και όχι η διάμετρος του τροχού.

Ο αριθμός των δοντιών του μικρού αλυσοτροχού ανάλογα με την σχέση μετάδοσης στην οποία δίδει κίνηση λαμβάνεται από τον πίνακα που ακολουθεί:

Πίνακας 23: Αριθμός δοντιών συναρτήσει της σχέσης μετάδοσης							
Σχέση μετάδοσης	1	2	3	4	5	6	7
Αλ. Κυλίνδρων	31	27	25	23	21	17	15
Αλ. Αθόρυβες οδόντων	40	35	31	27	23	19	15

Επιλέγοντας z_1 υπολογίζεται η γωνία $a = \pi / z_1$, το $\sin a$ και η διάμετρος του μικρού τροχού $D_t = \frac{t}{\sin a}$.

Η ταχύτητα αλυσίδας υπολογίζεται από τον αριθμό των στροφών ανά λεπτό επί την περίμετρο (δηλ. το βήμα επί τον αριθμό των δοντιών) και όπως ειπώθηκε πιο πάνω πρέπει να μην υπερβαίνει τα 20 έως 25 m/s:

$$v = \frac{z_1 t n}{60 \times 1000} \leq 20 \div 25 \text{ m/s}$$

όπου t σε mm, n σε rpm και v σε m/s.

Η δύναμη στην αλυσίδα δεν πρέπει να υπερβαίνει την ονομαστική αντοχή θραύσης σε εφελκυσμό από τον πίνακα τυποποίησης. Η εισερχόμενη ροπή είναι ίση και αντίθετη με την ροπή της δύναμης της αλυσίδας επί την αντίστοιχη ακτίνα:

$$M_t = 71620 \frac{N}{n_1} = U \frac{D_t}{2}$$

$$U = 71620 \frac{2 \times N}{D_t n_1} \text{φορτίο θραύσης}$$

ΒΗΜΑ 3 : Υπολογισμός μεγάλου αλυσοτροχού

Από τη σχέση μετάδοσης και τον αριθμό των δοντιών του μικρού αλυσοτροχού προκύπτει ο αριθμός των δοντιών του μεγάλου αλυσοτροχού z_2 . Η σχέση μετάδοσης είναι:

$$i = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{n_1}{n_2} = \frac{z_1}{z_2}$$

Ο αριθμός των δοντιών των αλυσοτροχών είναι τυποποιημένος.

ΒΗΜΑ 4 : ΑΠΟΣΤΑΣΗ ΑΞΟΝΩΝ: Η απόσταση των αξόνων αν δεν καθορίζεται από τις προδιαγραφές του προβλήματος διαφορετικά λαμβάνεται $\alpha = (30 \div 60)t$ ή $\alpha = (1.2 \text{ έως } 3) d_{02}$.

Η ταχύτητα της αλυσίδας (για σταθερή γωνιακή ταχύτητα του αλυσοτροχού) δεν παραμένει σταθερή.

Όταν $i < 4$, μπορούμε προσεγγιστικά να παίρνουμε :

$$\alpha_{\min} = 1.2 \frac{d_1 + d_2}{2} + (30 \div 50) \text{mm}$$

ΒΗΜΑ 5 : ΑΡΙΘΜΟΣ ΚΡΙΚΩΝ: Ο αριθμός των κρίκων δίνεται από σχέση ανάλογη με αυτή του μήκους των μάντων διαιρεμένου με το βήμα t .

$$x = \frac{z_1 + z_2}{2} + \frac{2A}{t} + \left(\frac{z_2 - z_1}{2\pi} \right)^2 \frac{t}{A}$$

Ο αριθμός κρίκων πρέπει να είναι άρτιος. Το μήκος της αλυσίδας είναι $L = x t$.

ΒΗΜΑ 6 : ΔΙΟΡΘΩΣΗ A: Η τελική απόσταση a προκύπτει από τον αριθμό των κρίκων και το βήμα ως εξής:

$$a = \frac{t}{4} \left[x - \frac{z_1 - z_2}{2} + \sqrt{\left(x - \frac{z_1 + z_2}{2} \right)^2 - 8 \left(\frac{z_2 - z_1}{2\pi} \right)^2} \right]$$

ΒΗΜΑ 7 : ΠΟΛΛΑΠΛΟΤΗΤΑ ΑΛΥΣΙΔΑΣ: Η ισχύς N που θέλουμε να μεταφέρουμε με την αλυσίδα πρέπει να πολλαπλασιαστεί επί ένα συντελεστή ασφάλειας $C_{ολ}$ που ισούται με:

$$C_{ολ} = \frac{19}{z_1} \frac{C_s}{C_1 C_2 C_3}$$

όπου: ο C_s συντελεστής λειτουργίας για αλυσίδες και οι συντελεστές C_1 , C_2 και C_3 , εξαρτώμενοι από τις συνθήκες περιβάλλοντος και λίπανσης, την τυποποίηση και τον αριθμό των κρίκων του μικρού αλυσοτροχού και την σχέση μετάδοσης, δίνονται από τους ακόλουθους πίνακες.

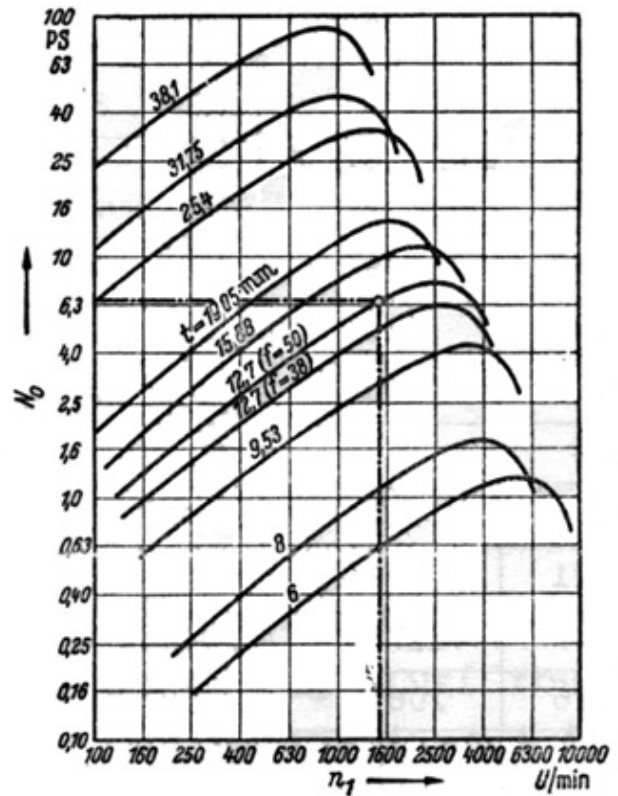
Πίνακας 24: Συντελεστές λειτουργίας Cs για αλυσίδες

	Είδη Κινητήριων Μηχανών		
	Μετάδοση με ηλεκτροκινητήρα	Στρόβιλος. Πολυκυλ. εμβολοφόρ. Μηχανές	Μονοκύλινδρη Εμβολοφόρα μηχανή
Φόρτιση σχεδόν χωρίς κρούσεις Γεννήτριες, ελαφροί ανελκυστήρες, βοηθητικές κινήσεις Εργαλειομηχανών.	1.00	1.25	1.50
Φόρτιση με μέτριες κρούσεις Γερανοί, βαρείς ανελκυστήρες, κύριες κινήσεις εργαλειομηχανών.	1.25	1.50	1.75
Φόρτιση ελάστρων, πρέσες ελασμάτων, ψαλίδια, εμβολοφόροι αντλίες εκσκαφείς.	1.75	2.0	2.25

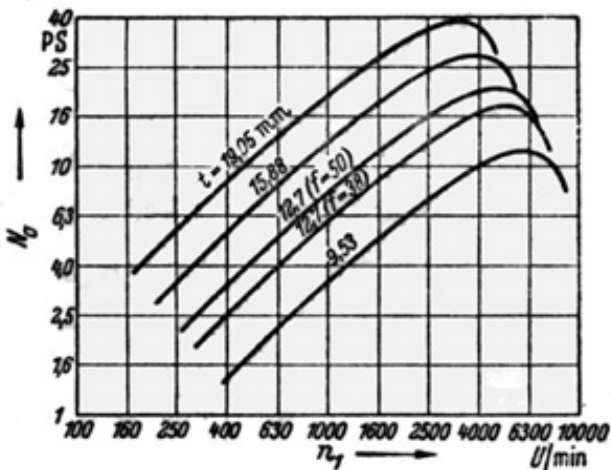
Πίνακας 25: Συντελεστές C₁, C₂ και C₃ (κατά Niemann)

	Συντελεστής	Περιβάλλον	Λίπανση	
C ₁ =	1.000	Χωρίς σκόνη	Εξαιρετική	
	0.900	Χωρίς σκόνη	Καλή	
	0.700	Με σκόνη	Καλή	
	0.500	για u<4m/s	Με σκόνη	Μέτρια
	0.300	για u<7m/s	Με σκόνη	Μέτρια
	0.300	για u<4m/s	Ακάθαρτο	Μέτρια
	0.015	για u<7m/s	Ακάθαρτο	Μέτρια
	0.150	για u<4m/s	Ακάθαρτο	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 =	$\sqrt[3]{\frac{x}{90} \frac{i}{i+1}}$	όπου i = z ₂ / z ₁ η σχέση μετάδοσης και x ο αριθμός των κρίκων της αλυσίδας		

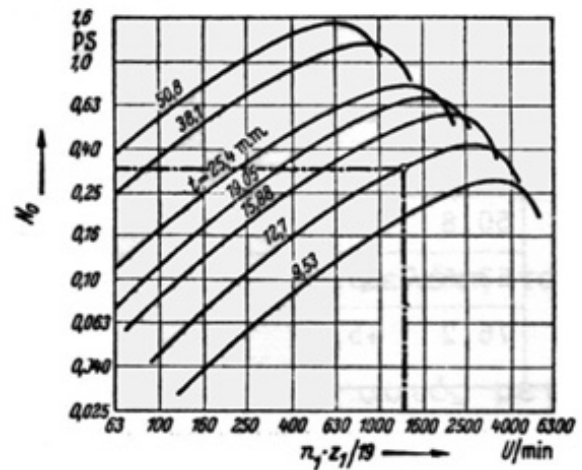
Σχήμα 30: Ισχύς N_o για απλές αλυσίδες κυλίνδρων (DIN 8187) διάρκεια ζωής $L_U = 10.000 h$, και μέχρι 2% επιμήκυνσης. Για άλλες αλυσίδες πολλαπλασιάζουμε επί C_2 (βλ. πιν. 2.1, 4.).



DIN 8187: Διάρκεια ζωής 10000h



DIN 8187: Διάρκεια ζωής 2000 h



DIN 8190: Διάρκεια ζωής 10000 h

Σχήμα 31: (a) Ισχύς N_o για απλές αλυσίδες κυλίνδρων (DIN 8187) και διάρκεια ζωής $L_U = 2000$ ώρες (αυτοκίνητα),

Σχήμα 31: (b) Ισχύς N_o ανά mm πλάτους b_N για οδοντωτές αλυσίδες B με εσωτερική οδήγηση (DIN 8190) για διάρκεια ζωής $L_U = 10000 h$.

Από τις στροφές του μικρού αλυσοτροχού n_1 και το βήμα της αλυσίδας t λαμβάνουμε από νομογραφήματα την ειδική ισχύ N_o , δηλαδή την ισχύ που κάθε κλάδος (από τους j κλάδους) είναι ικανός να μεταφέρει.

Τότε ο βαθμός πολλαπλότητας της αλυσίδας δίνεται από την σχέση:

$$j = \frac{N_m C_{ολ}}{N_o}$$

Τέλος πρέπει να γίνει έλεγχος πίεσης στους κυλίνδρους:
Δύναμη ελκυσμού αλυσίδας :

$$S = S_l + S_c + S_g$$

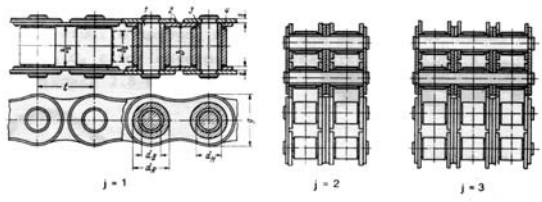
Όπου $S_c = \mu v^2$ η φυγόκεντρη δύναμη στην αλυσίδα, και $S_g = k_f GA$ με $k_f = 2 \div 6$ ($\gamma < 40^\circ$) και $k_f = 1 \div 1.5$ ($\gamma > 40^\circ$)

Αρα η πίεση στους κυλίνδρους πρέπει να είναι:

$$p = \frac{S}{f} \leq p_{\epsilon\pi}$$

Ο χρόνος ζωής της αλυσίδας εξαρτάται κατά πολύ από τις συνθήκες λίπανσής της.

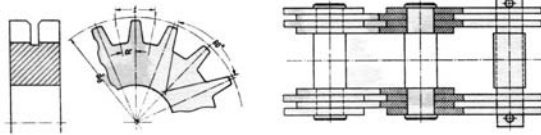
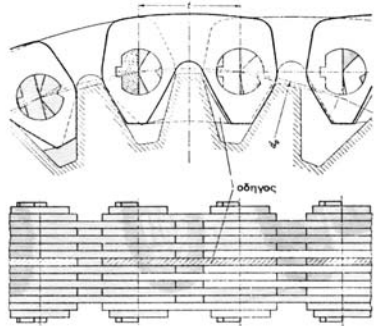
ΠΙΝΑΚΑΣ 26: Οδηγίες για λίπανση				
Λίπανση	u (m/s) έως 4	έως 7	έως 12	άνω των 12
I. Αρίστη	Λίπανση 4 . . 10 σταγόνες /1'	Λίπανση βυθίσεως. Λουτρό λαδιού.	Κυκλοφοριακή Λίπανση Πίεσης.	Λίπανση Ψεκασμού.
II. Επαρκής.	Λίπανση λίπους	Λίπανση σταγόνων 20 σταγόνες /1'	Λουτρό λαδιού με δίσκ. εκτίναξης.	Κυκλοφοριακή λίπανση πίεσης.
III. Ελλιπής Λίπανση	Δυνατή μέχρι $u = 7$.			
IV. Λειτουργ. εν Ξηρώ	Δυνατή μέχρι $u = 4$.			



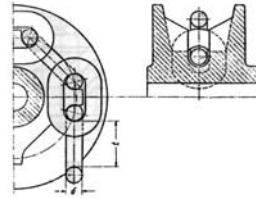
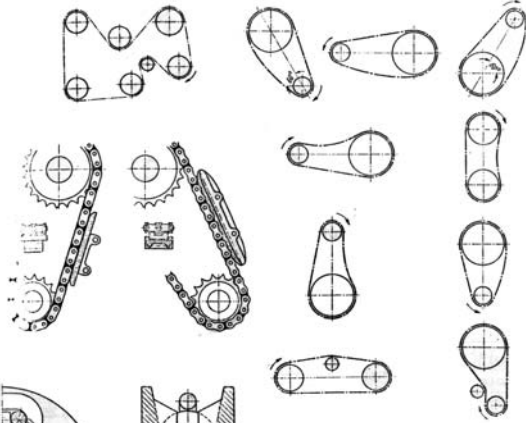
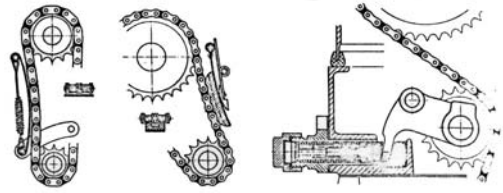
j = 1

j = 2

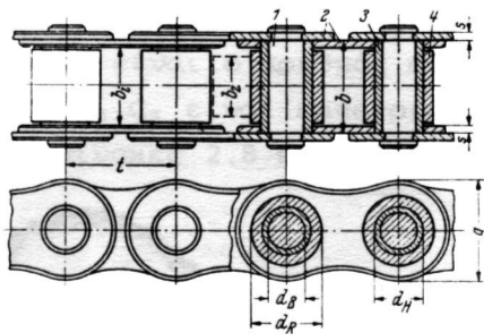
j = 3



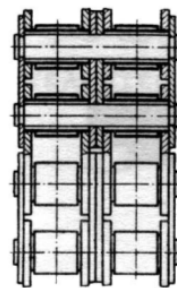
Σχ. 2.12



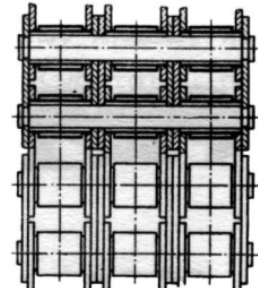
Σχ. 2.13



j = 1



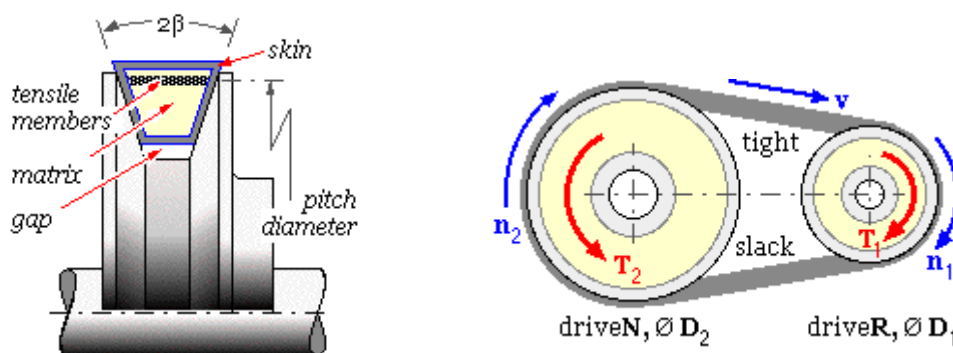
j = 2



j = 3

Σχήμα 32: Διάφορες αλυσοκινήσεις

ΤΡΑΠΕΖΟΕΙΔΕΙΣ ΙΜΑΝΤΕΣ



Σχήμα 16: Τραπεζοειδείς μεταδόσεις

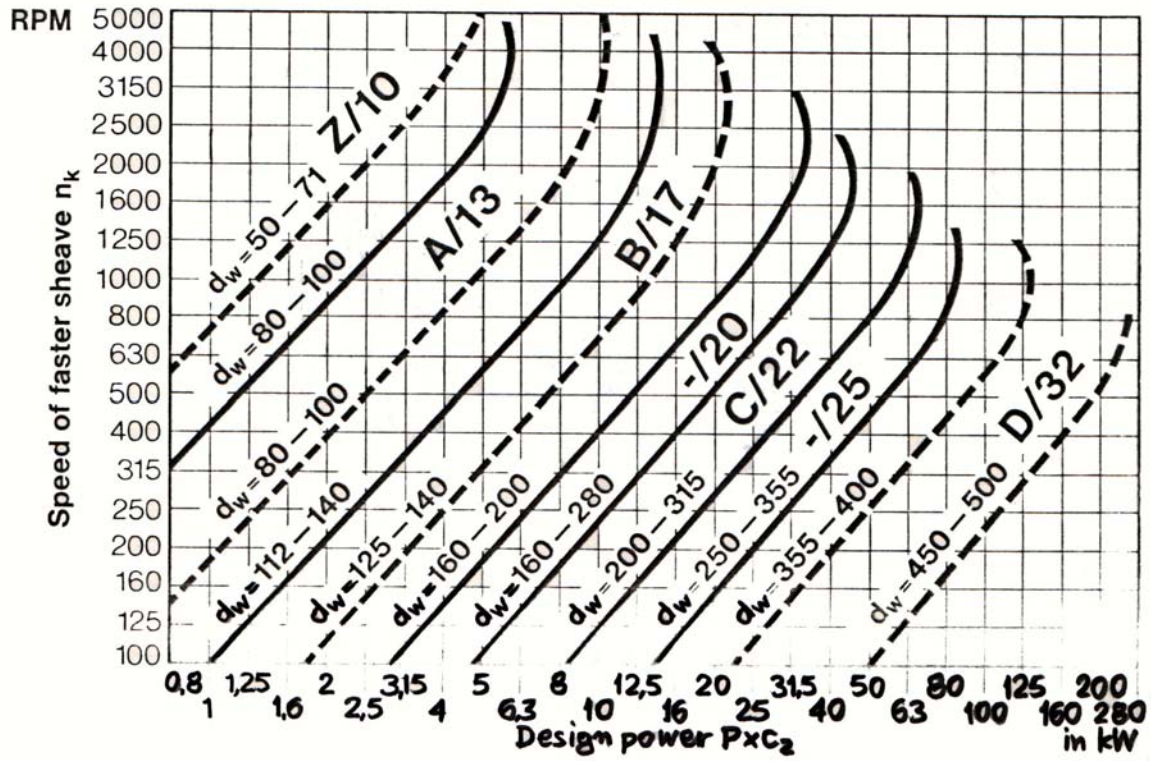
1. Προσδιορισμός του συντελεστή λειτουργίας c_2 από τον ακόλουθο πίνακα:

ΠΙΝΑΚΑΣ 6 : Πίνακας συντελεστών λειτουργίας c_2 για τραπεζοειδείς ιμάντες

Οι αναφερόμενες κινούμενες μηχανές αποτελούν αντιπροσωπευτικά παραδείγματα. Επιλέξτε μια κινούμενη μηχανή της οποίας τα χαρακτηριστικά του φορτίου είναι πλησιέστερα στην θεωρούμενη μηχανή.	ΕΙΔΗ ΚΙΝΗΤΗΡΙΩΝ ΜΗΧΑΝΩΝ					
	Κανονικά χαρακτηριστικά ροπής			Υψηλή ή ανομοιόμορφη ροπή		
	Κινητήρες AC, Κανονική ροπή, Κινητήρες DC, Μηχανές εσωτερικής καύσης πολλαπλών κυλίνδρων, πάνω από 600RPM			Κινητήρες AC, Υψηλή ροπή, Υψηλή ολίσθηση, κινητήρες DC, μονοκύλινδρες μηχανές εσωτερικής καύσης κάτω από 600RPM		
ΕΙΔΗ ΚΙΝΟΥΜΕΝΩΝ ΜΗΧΑΝΩΝ	Ημερήσιος Χρόνος λειτουργίας					
	Κάτω από 10 ώρες	Από 10-16 ώρες	Από 16-24 ώρες	Κάτω από 10 ώρες	Από 10-16 ώρες	Από 16-24 ώρες
Ελαφρύ ομοιόμορφο φορτίο Αναδευτήρες ρευστών, ανεμιστήρες μέχρι 7kW, φυσητήρες, φυγοκεντρικές αντλίες και συμπιεστές, Μεταφορικές ταινίες ελαφρού φορτίου	1	1.1	1.2	1.1	1.2	1.3
Μέτριο φορτίο Μεταφορικές ταινίες για άμμο, δημητριακά κλπ, αναδευτήρες ζύμης, ανεμιστήρες πάνω από 7kW, άξονες, πλυντήρια κάδων, μίκτες, εκτυπωτικές μηχανές, γεννήτριες, εργαλειομηχανές, τρυπάνια-πρέσες-ψαλίδια, αντλίες, περιστρεφόμενα-ταλαντούμενα συστήματα	1.1	1.2	1.3	1.2	1.3	1.4
Βαρύ φορτίο Μηχανές τουβλοποιίας, αναβατόρια κάδων, ανελκυστήρες, αναδευτήρες, εμβολοφόροι αεροσυμπιεστές, μεταφορικές ταινίες λιγνίτη κλπ,	1.2	1.3	1.4	1.4	1.5	1.6
Πολύ βαρύ φορτίο Σπαστήρες, μύλοι,	1.3	1.4	1.5	1.5	1.6	1.8

2. Υπολογισμός της ισχύος σχεδιασμού: $N_d = c_2 N$

3. Επιλογή του τύπου του μάντα δοθέντων των στροφών της κινητήριας τροχαλίας και της ισχύος σχεδιασμού.



Σχήμα 18: Επιλογή τύπου τραπεζοειδούς μάντα

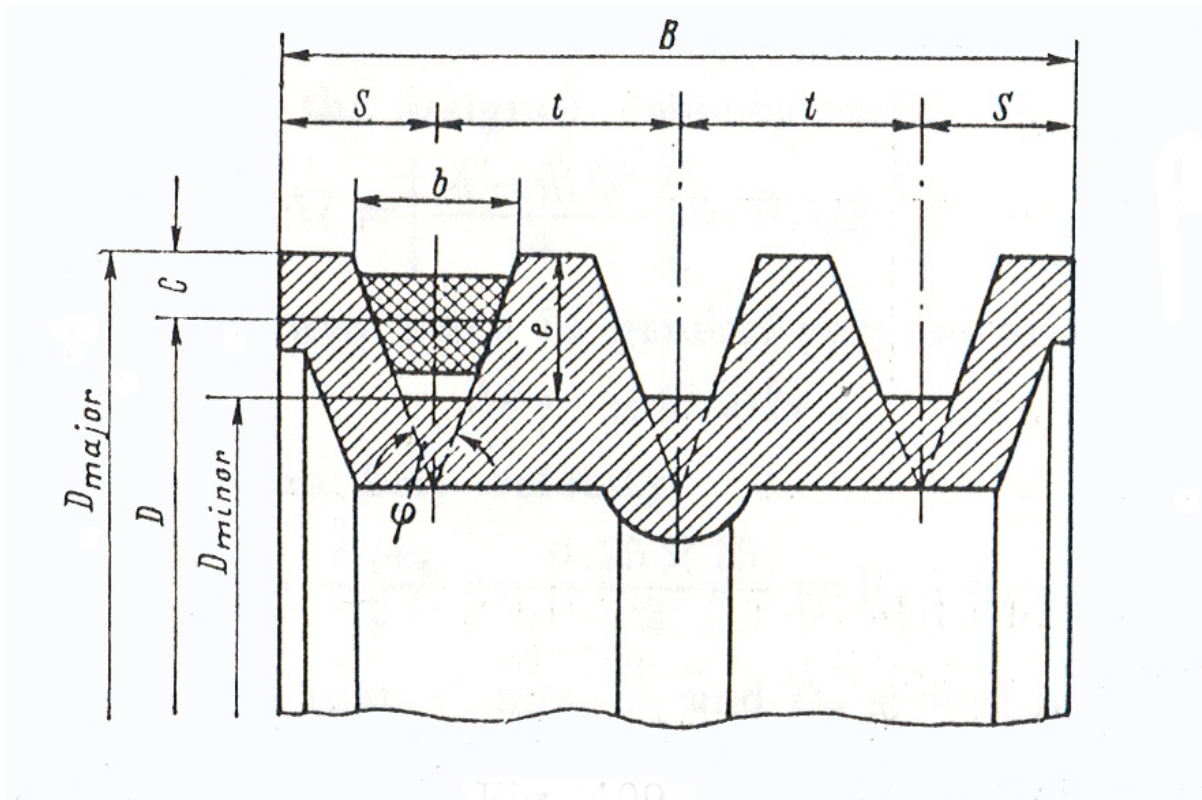
Πίνακας 7: Επιλογή τύποποιημένων διατομών τραπεζοειδών ιμάντων			
Μεταφερόμενη ισχύς, kW	Συνιστώμενες διατομές τραπεζοειδών ιμάντων για διάφορες περιοχές γραμμικών ταχυτήτων v		
	$v \leq 5m/s$	$5 < v \leq 10m/s$	$v \geq 10m/s$
Ισχύς $\leq 1kW$	Z, A	Z	Z
1.0 - 2.0	Z, A, B	Z, A	Z, A
2.1 - 4.0	A, B	Z, A, B	Z, A
4.1 - 7.5	B, C	A, B	A, B
7.5 - 15	C	B, C	B, C
15.5 - 30	-	C, D	C, D
31 - 60	-	D, E	C, D
61 - 120	-	E	D, E
121 - 200	-	E	D, E
Ισχύς $> 200kW$	-	-	E

Προσδιορισμός σχέσης μετάδοσης $i = \frac{n_1}{n_2} = \frac{\omega_1}{\omega_2}$

4.Επιλογή διαμέτρου σχεδιασμού της μικρής τροχαλίας. Τα κριτήρια επιλογής είναι η διάμετρος να είναι τυποποιημένη, μεγαλύτερη ή ίση με την ελάχιστη διάμετρο $d_1 > d_{\min}$ και η προκύπτουσα γραμμική ταχύτητα μεταξύ $5 < v < 30 \text{ m/s}$.



Σχήμα 19: Τύποι τραπεζοειδών τροχαλιών



Σχήμα 20: Γεωμετρία τραπεζοειδούς τροχαλίας

Πίνακας 8: Διαστάσεις διατομής τυποποιημένων τραπεζοειδών τροχαλιών							
Διαστάσεις από σχήμα	Διαστάσεις αυλακώσεων τροχαλιών για τραπεζοειδείς ιμάντες, mm						
	Z	A	B	C	D	E	F
c	2.5	3.5	5	6	8.5	10	12.5
e	10	12.5	16	21	28.5	34	43
t	12	16	20	26	37.5	44.5	58
s	8	10	12.5	17	24	29	38
Γωνία φ, deg	Διάμετροι σχεδιασμού που αντιστοιχούν, mm						
34	63-70	90-112	63-72	200	--	--	--
36	80-100	125-160	80-102	224-315	315-450	500-600	--
38	112-160	180-400	112-162	355-630	500-900	630-1120	800-1400
40	>=180	>=450	>=182	>=710	>=1000	>=1250	>=1600
Γωνία φ, deg	Διαστάσεις b του άνω μέρους της αυλάκωσης, mm						
34	10.0	13.1	17.0	22.7	--	--	--
36	10.1	13.3	17.2	22.9	32.5	38.5	--
38	10.2	13.4	17.4	23.1	32.8	38.9	50.6
40	10.3	13.5	17.5	23.3	33.2	39.3	51.1

5. Υπολογισμός της κινούμενης τροχαλίας. Η διάμετρος της είναι $d_2 = (1 - \varepsilon)d_1$, όπου $\varepsilon = 0.01 - 0.03$ είναι η διολίσθηση του ιμάντα. Βεβαίως είναι απαραίτητη η τυποποίηση της d_2 από τον πίνακα τυποποίησης.
6. Προσδιορισμός μήκους ιμάντα δοθείσης της απόστασης των αξόνων των δύο τροχαλιών:

$$L = 2a + \pi(R_1 + R_2) + \frac{(R_2 - R_1)^2}{a}$$

Αν δεν δίνεται η απόσταση των τροχαλιών τότε αυτή υπολογίζεται από την σχέση

$$a = 0.70(D_1 + D_2) \text{ και στη συνέχεια υπολογίζεται το } L.$$

7. Βρίσκουμε το εσωτερικό μήκος του ιμάντα αφαιρώντας ΔL από το μήκος που υπολογίσαμε. Η τιμή του ΔL δίνεται για κάθε τύπο ιμάντα στον Πίνακα (). Έτσι προκύπτει η ανάγκη για διόρθωση της απόστασης a

$$a = p + \sqrt{p^2 - q}, \text{ όπου } p = \frac{L}{4} - \frac{\pi(D_1 + D_2)}{8}$$

$$\text{και } q = \frac{(D_1 - D_2)^2}{8}$$

Έλεγχος: πρέπει $B = \frac{v}{L} < 10$ εναλ/s, αλλιώς το α πρέπει να αυξηθεί.

8. Προσδιορισμός του συντελεστή τόξου τύλιξης c_1 , από τον Πίνακα 3 που ακολουθεί

ΠΙΝΑΚΑΣ 9 : Συντελεστής τόξου τύλιξης c_1 .										
$\frac{D-d}{a}$	0	0.15	0.35	0.5	0.7	0.85	1	1.15	1.3	1.45
Γωνία επαφής, φ	180	170	160	150	140	130	120	110	100	90
Συντελεστής διόρθωσης	1	0.98	0.95	0.92	0.89	0.86	0.82	0.78	0.73	0.68

9. Προσδιορισμός της ειδικής ισχύος N_0 ανά επιλεχθέντα μάντα, από πίνακες.

10. Προσδιορισμός του συντελεστή διόρθωσης μήκους μάντα c_3 .

11. Υπολογισμός αριθμού κλάδων.

$$j = \frac{Nc_2}{N_0 \times c_1 \times c_3}$$

Τα υπόλοιπα στοιχεία υπολογίζονται όπως στους επίπεδους μάντες.

Τάσεις: Η επιτρεπόμενη ωφέλιμη τάση επιλέγονται πειραματικά με προσδιορισμό της ελκτικής ικανότητας των τραπεζοειδών ιμαντοκινήσεων.



Σχήμα 21: Πολλαπλή μαντοκίνηση

Πίνακας 10: Όριο ωφέλιμης τάσης σ_u σε τραπεζοειδείς ιμάντες για αρχική τάση $\sigma_0=1.5 \text{ N/mm}^2$					
Διάμετρος μικρής τροχαλίας	Τύπος τραπεζοειδούς ιμάντα	Επιτρεπόμενη τάση	Διάμετρος μικρής τροχαλίας	Τύπος τραπεζοειδούς ιμάντα	Επιτρεπόμενη τάση
63	Z	(1.35)	315	D	1.67
71		1.62	355		1.93
80		1.74	400		2.16
>90		1.86	>450		2.24
90	A	(1.35)	450	E	(1.32)
100		1.67	500		1.67
112		1.80	560		1.93
>125		1.91	630		2.24
125	B	(1.35)	710	F	(1.30)
140		1.67	800		1.67
160		1.88	900		1.95
>180		2.05	1000		2.24
180	C	(1.35)			
200		1.67			
224		1.89			
250		2.07			
>280		2.24			

Σημείωση: Οι τιμές στη παρένθεση αντιστοιχούν σε $\sigma_0=1.2 \text{ N/mm}^2$

ΠΙΝΑΚΑΣ 11 : Τυποποιημένες διάμετροι τροχαλιών τραπεζοειδών μάντων (DIN2 211/17)

5	6	8	10	13	17	20	22	25	32	40	
-	Y	-	Z	A	B	-	-	C	-	D	E
-	-	-	SPZ	SPA	SPB	19	-	SPC	-	-	-
20											
22											
25											
28	28										
31.5	31.5										
35.5	35.5										
40	40	40									
45	45	45									
50	50	50									
56	56	56									
63	63	63	63								
			67								
71	71	71	71								
			75								
80	80	80	80								
			85								
	90	90	90	90							
				95							
	100	100	100	100							
				106							
	112	112	112	112							
				118							
	125	125	125	125							
				132							
		140	140	140	140						
					150						
		160	160	160	160	160					
					170						
		180	180	180	180	180	180				
					190	190					
		200	200	200	200	200	200				
						212					
			224	224	224	224	224	224			
								236			
			250	250	250	250	250	250	250		
								265			
			280	280	280	280	280	280	280		
			315	315	315	315	315	315	315		
			355	355	355	355	355	355	355	355	
			400	400	400	400	400	400	400	400	
			450	450	450	450	450	450	450	450	
			500	500	500	500	500	500	500	500	500
			560	560	560	560	560	560	560	560	560
			630	630	630	630	630	630	630	630	630
			710	710	710	710	710	710	710	710	710
				800	800	800	800	800	800	800	800
				900	900	900	900	900	900	900	900
				1000	1000	1000	1000	1000	1000	1000	1000
					1120	1120	1120	1120	1120	1120	1120
					1250	1250	1250	1250	1250	1250	1250
					1400	1400	1400	1400	1400	1400	1400
					1600	1600	1600	1600	1600	1600	1600
						1800	1800	1800	1800	1800	1800
						2000	2000	2000	2000	2000	2000

ΠΙΝΑΚΑΣ 12: Τοποποιημένα μήκη τραπεζοειδών μάντων.

- / 5	Y / 6	-8	Z / 10	A / 13	B / 17
160	240	280	375 1000	483 1041 1750	615 1200 2083 4500
185	250	315	380 1060	535 1060 1780	650 1215 2108 4572
190	260	355	400 1105	560 1090 1800	670 1225 2120 4750
229	265	375	425 1120	580 1105 1854	710 1250 2160 5000
236	270	430	450 1170	600 1120 1900	725 1300 2200 5300
260	280	450	475 1180	630 1143 1980	750 1320 2240 5600
265	300	475	500 1230	655 1168 2000	762 1350 2286 6000
270	330	530	520 1250	670 1180 2030	770 1372 2300 6300
280	335	560	530 1300	690 1200 2057	775 1400 2360 6700
287	339	580	560 1320	710 1220 2083	800 1422 2400 7000
300	350	600	575 1400	730 1250 2100	825 1425 2450 7100
303	352	630	600 1450	750 1270 2120	838 1450 2465
315	372	670	630 1500	780 1300 2150	850 1500 2500
322	380	680	670 1525	787 1320 2200	875 1525 2540
330	400	700	710 1580	800 1346 2240	889 1550 2650
335	425	710	730 1600	813 1372 2285	900 1575 2667
340	450	750	750 1680	825 1400 2360	925 1600 2700
345	500	760	775 1700	838 1422 2435	950 1625 2800
350	540	800	800 1730	850 1448 2475	965 1650 2840
352	550	830	820 1800	855 1475 2500	975 1676 2950
375	580	850	850 1830	875 1500 2650	990 1700 3000
406	600	900	875 1900	889 1525 2730	1000 1725 3050
420	640	950	900 2000	900 1550 2800	1017 1750 3150
425	850	1000	950 2080	914 1575 2840	1030 1761 3250
435		1115	980 2240	925 1600 3000	1050 1775 3350
465		1200	2480	950 1625 3050	1060 1800 3450
475		1250		965 1651 3150	1075 1850 3550
495		1500		975 1676 3250	1090 1900 3658
500				1000 1700 3550	1120 1950 3750
514				1016 1725 3650	1150 1981 4000
530					1175 2000 4200
554					1180 2030 4250
600					2060 4394
ΔL = 12mm	ΔL = 19mm	ΔL = 20mm	ΔL = 24mm	ΔL = 32mm	ΔL = 42mm
-20	C / 22	-25	D / 32	E / 40	
1350 3000	1000 2965	1350 3550	3658	3000	
1400 3150	1090 3000	1400 3750	3750	3350	
1500 3350	1180 3050	1500 4000	4000	4000	
1600 3550	1210 3150	1700 4250	4200	5000	
1660 3750	1250 3250	1800 4500	4250	5600	
1700 4000	1295 3350	1900 4750	4394	6000	
1800 4500	1320 3454	1950 5000	4500	6300	
1900 5000	1400 3550	2000 5300	4572	7100	
1950 5300	1500 3658	2050 5600	4750	7500	
2000 5600	1524 3750	2200 6000	5000	8000	
2050 6000	1600 4000	2240 6300	5300	9000	
2120 6300	1700 4020	2325 6500	5330	10000	
2200 6700	1727 4115	2500 6700	5600	11200	
2240 7100	1800 4390	2650 7100	6000	12500	
2325 7500	1900 4500	2700 7500	6300		
2360 8000	2000 4572	2800 8000	6700		
2500	2057 5000	2950 8500	7100		
2650	2159 5300	3000 9000	7500		
2700	2286 5600	3150 9500	8000		
2800	2360 6000	3350 10000	8500		
	2450 6300		9000		
	2500 6700		9500		
	2560 7100		10000		
	2670 7500		11200		
	2685 7650		12500		
	2800 8000				
	2840 8500				
ΔL = 50mm	ΔL = 61mm	ΔL = 64mm	ΔL = 80mm	ΔL = 84mm	

Πίνακας 13: Ειδική ισχύς για τραπεζοειδείς μάντες τύπου Z

Z/10																						
ΕΙΔΙΚΗ ΙΣΧΥΣ ΓΙΑ ΤΡΑΠΕΖΟΕΙΔΕΙΣ ΙΜΑΝΤΕΣ																						
		Speed of small sheave n_k [rpm]																				
dw	i	200	400	700	800	950	1200	1450	2000	2400	2850	3200	3600	4000	4500	5000	5500	6000	6500	7000		
[mm]	or 1:i	Power rating per belt P_r [kw]																				
40	1.00	0.05	0.07	0.11	0.12	0.13	0.16	0.17	0.21	0.23	0.24	0.25	0.26	0.27	0.27	0.27	0.26	0.24	0.22	0.20		
	1.05	0.05	0.08	0.12	0.13	0.14	0.17	0.19	0.23	0.25	0.27	0.28	0.29	0.30	0.31	0.31	0.31	0.30	0.28	0.26		
	1.20	0.05	0.09	0.13	0.14	0.16	0.19	0.21	0.26	0.29	0.32	0.34	0.36	0.37	0.39	0.40	0.40	0.40	0.40	0.39		
	1.50	0.05	0.09	0.14	0.15	0.17	0.20	0.23	0.29	0.32	0.36	0.38	0.41	0.43	0.45	0.47	0.48	0.49	0.49	0.48		
3.00	0.06	0.10	0.15	0.16	0.18	0.22	0.25	0.31	0.35	0.39	0.42	0.44	0.47	0.50	0.52	0.54	0.55	0.55	0.55			
45	1.00	0.06	0.10	0.16	0.17	0.19	0.23	0.26	0.33	0.36	0.40	0.43	0.46	0.48	0.50	0.52	0.52	0.53	0.52	0.51		
	1.05	0.06	0.11	0.16	0.18	0.20	0.24	0.28	0.34	0.39	0.43	0.46	0.49	0.52	0.54	0.56	0.57	0.58	0.58	0.57		
	1.20	0.07	0.11	0.17	0.19	0.22	0.26	0.30	0.38	0.43	0.48	0.52	0.55	0.59	0.62	0.65	0.67	0.69	0.69	0.69		
	1.50	0.07	0.12	0.18	0.20	0.23	0.28	0.32	0.41	0.46	0.52	0.56	0.60	0.64	0.68	0.72	0.75	0.77	0.79	0.79		
3.00	0.07	0.12	0.19	0.21	0.24	0.29	0.34	0.43	0.49	0.55	0.59	0.64	0.68	0.73	0.77	0.80	0.83	0.85	0.86			
50	1.00	0.07	0.13	0.20	0.22	0.25	0.30	0.35	0.44	0.50	0.56	0.60	0.65	0.69	0.73	0.76	0.78	0.80	0.80	0.80		
	1.05	0.08	0.13	0.21	0.23	0.26	0.31	0.36	0.46	0.52	0.59	0.63	0.68	0.72	0.77	0.80	0.83	0.85	0.86	0.86		
	1.20	0.08	0.14	0.22	0.24	0.28	0.34	0.39	0.49	0.56	0.64	0.69	0.74	0.79	0.85	0.89	0.93	0.96	0.98	0.98		
	1.50	0.08	0.15	0.23	0.26	0.29	0.35	0.41	0.52	0.60	0.68	0.73	0.79	0.85	0.91	0.96	1.01	1.04	1.07	1.05		
3.00	0.08	0.15	0.24	0.26	0.30	0.36	0.42	0.54	0.62	0.71	0.77	0.83	0.89	0.96	1.01	1.06	1.10	1.13	1.15			
56	1.00	0.09	0.16	0.25	0.28	0.33	0.39	0.45	0.58	0.66	0.75	0.81	0.87	0.93	0.99	1.04	1.08	1.10	1.12	1.12		
	1.05	0.09	0.17	0.26	0.29	0.33	0.40	0.47	0.60	0.68	0.77	0.84	0.90	0.96	1.03	1.08	1.13	1.16	1.18	1.18		
	1.20	0.10	0.17	0.27	0.31	0.35	0.42	0.49	0.63	0.73	0.82	0.89	0.97	1.03	1.11	1.17	1.22	1.26	1.29	1.31		
	1.50	0.10	0.18	0.28	0.32	0.36	0.44	0.51	0.66	0.76	0.86	0.94	1.02	1.09	1.17	1.24	1.30	1.35	1.38	1.40		
3.00	0.10	0.18	0.29	0.32	0.37	0.45	0.53	0.68	0.78	0.89	0.97	1.05	1.13	1.22	1.29	1.36	1.41	1.45	1.47			
63	1.00	0.11	0.20	0.32	0.35	0.41	0.49	0.57	0.74	0.84	0.96	1.04	1.12	1.20	1.28	1.35	1.40	1.44	1.45	1.45		
	1.05	0.11	0.20	0.32	0.36	0.42	0.50	0.59	0.75	0.87	0.98	1.07	1.16	1.23	1.32	1.39	1.45	1.49	1.51	1.51		
	1.20	0.12	0.21	0.34	0.38	0.43	0.52	0.61	0.79	0.91	1.03	1.12	1.22	1.31	1.40	1.48	1.55	1.50	1.63	1.64		
	1.50	0.12	0.22	0.35	0.39	0.45	0.54	0.63	0.82	0.94	1.07	1.17	1.27	1.36	1.46	1.55	1.62	1.68	1.72	1.74		
3.00	0.12	0.22	0.35	0.39	0.46	0.55	0.65	0.84	0.97	1.10	1.20	1.31	1.40	1.51	1.60	1.68	1.74	1.78	1.81			
71	1.00	0.13	0.24	0.39	0.43	0.50	0.61	0.71	0.91	1.05	1.19	1.30	1.40	1.50	1.60	1.68	1.74	1.77	1.79	1.77		
	1.05	0.14	0.25	0.39	0.44	0.51	0.62	0.72	0.93	1.07	1.22	1.32	1.43	1.53	1.64	1.72	1.79	1.83	1.85	1.84		
	1.20	0.14	0.25	0.41	0.45	0.52	0.64	0.75	0.97	1.12	1.27	1.38	1.50	1.60	1.72	1.81	1.89	1.94	1.96	1.96		
	1.50	0.14	0.26	0.42	0.47	0.54	0.65	0.77	0.99	1.15	1.31	1.43	1.55	1.66	1.78	1.88	1.96	2.02	2.05	2.06		
3.00	0.14	0.26	0.42	0.47	0.55	0.67	0.78	1.01	1.17	1.34	1.46	1.58	1.70	1.83	1.93	2.02	2.08	2.12	2.13			
80	1.00	0.16	0.29	0.46	0.52	0.60	0.73	0.85	1.11	1.28	1.45	1.57	1.70	1.81	1.93	2.02	2.08	2.10	2.10	2.05		
	1.05	0.16	0.29	0.47	0.53	0.61	0.74	0.87	1.13	1.30	1.48	1.60	1.73	1.85	1.97	2.06	2.13	2.16	2.16	2.12		
	1.20	0.16	0.30	0.48	0.54	0.63	0.76	0.89	1.16	1.34	1.53	1.66	1.80	1.92	2.05	2.15	2.22	2.26	2.27	2.24		
	1.50	0.17	0.30	0.49	0.55	0.64	0.78	0.91	1.19	1.37	1.57	1.70	1.85	1.97	2.11	2.22	2.30	2.35	2.36	2.34		
3.00	0.17	0.31	0.50	0.56	0.65	0.79	0.93	1.21	1.40	1.59	1.74	1.88	2.01	2.16	2.27	2.36	2.41	2.43	2.41			
90	1.00	0.19	0.34	0.55	0.62	0.71	0.87	1.02	1.32	1.52	1.73	1.87	2.01	2.14	2.26	2.35	2.39	2.40	2.35	2.25		
	1.05	0.19	0.34	0.56	0.62	0.72	0.88	1.03	1.34	1.54	1.75	1.90	2.05	2.17	2.30	2.39	2.44	2.45	2.41	2.31		
	1.20	0.19	0.35	0.57	0.64	0.74	0.90	1.06	1.37	1.58	1.80	1.95	2.11	2.25	2.38	2.48	2.54	2.56	2.52	2.44		
	1.50	0.19	0.36	0.58	0.65	0.75	0.92	1.08	1.40	1.62	1.84	2.00	2.16	2.30	2.45	2.55	2.62	2.64	2.61	2.54		
3.00	0.20	0.36	0.59	0.66	0.76	0.93	1.09	1.42	1.64	1.87	2.03	2.20	2.34	2.49	2.60	2.67	2.70	2.68	2.61			
100	1.00	0.21	0.39	0.63	0.71	0.82	1.01	1.18	1.53	1.76	1.99	2.15	2.31	2.44	2.56	2.63	2.65	2.60	2.49	2.32		
	1.05	0.22	0.39	0.64	0.72	0.83	1.02	1.19	1.55	1.78	2.01	2.18	2.34	2.47	2.60	2.68	2.70	2.66	2.55	2.38		
	1.20	0.22	0.40	0.65	0.73	0.85	1.04	1.22	1.58	1.82	2.06	2.23	2.40	2.54	2.68	2.76	2.79	2.76	2.67	2.50		
	1.50	0.22	0.41	0.66	0.74	0.86	1.05	1.24	1.61	1.85	2.10	2.28	2.45	2.60	2.74	2.83	2.87	2.85	2.76	2.60		
3.00	0.22	0.41	0.67	0.75	0.87	1.07	1.25	1.63	1.88	2.13	2.31	2.49	2.64	2.79	2.88	2.93	2.91	2.82	2.67			
112	1.00	0.25	0.45	0.74	0.83	0.96	1.17	1.37	1.77	2.03	2.29	2.46	2.63	2.76	2.85	2.89	2.85	2.73	2.51	2.20		
	1.05	0.25	0.46	0.74	0.83	0.96	1.18	1.38	1.79	2.05	2.31	2.49	2.66	2.79	2.90	2.94	2.90	2.78	2.57	2.27		
	1.20	0.25	0.46	0.75	0.85	0.98	1.20	1.40	1.82	2.09	2.36	2.55	2.72	2.86	2.98	3.03	3.00	2.89	2.69	2.34		
	1.50	0.25	0.47	0.76	0.86	0.99	1.21	1.42	1.85	2.13	2.40	2.59	2.78	2.92	3.04	3.10	3.08	2.93	2.78	2.49		
3.00	0.26	0.47	0.77	0.87	1.00	1.23	1.44	1.87	2.15	2.43	2.62	2.81	2.96	3.09	3.15	3.13	3.03	2.84	2.56			
v [m/s]		2			5			10			15			20			25			30		
Sheaves		Statically balanced									Dynamically balanced											
Belt length correction factors c_3																						
lw		424	449	474	494	524	554	584	624	654	704	734	824	924	1024	1144	1274	1424	1624			
c3		0.87	0.88	0.89	0.90	0.91	0.93	0.94	0.95	0.96	0.97	0.99	1.00	1.03	1.06	1.08	1.11	1.14	1.17			

Πίνακας 14: Ειδική ισχύς για τραπεζοειδείς μάντες τύπου A

A/13		ΕΙΔΙΚΗ ΙΣΧΥΣ ΓΙΑ ΤΡΑΠΕΖΟΕΙΔΕΙΣ ΙΜΑΝΤΕΣ ΤΥΠΟΥ																				
		Speed of small sheave nk [rpm]																				
dw	i or 1:i	100	200	400	700	800	950	1200	1450	1800	2000	2200	2400	2600	2850	3200	3600	4000	4500	5000		
[mm]		Power rating per belt Pr [kw]																				
63	1.00	0.08	0.13	0.22	0.33	0.36	0.40	0.47	0.53	0.60	0.63	0.66	0.69	0.72	0.74	0.77	0.79	0.79	0.77	0.73		
	1.05	0.08	0.13	0.23	0.34	0.38	0.42	0.49	0.56	0.64	0.68	0.71	0.75	0.78	0.81	0.84	0.87	0.88	0.87	0.84		
	1.20	0.08	0.14	0.25	0.37	0.41	0.47	0.55	0.62	0.72	0.77	0.81	0.86	0.89	0.94	0.99	1.03	1.06	1.08	1.07		
	1.50	0.09	0.15	0.26	0.40	0.44	0.50	0.59	0.68	0.78	0.84	0.89	0.94	0.99	1.04	1.10	1.16	1.20	1.24	1.25		
	3.00	0.09	0.16	0.27	0.42	0.46	0.52	0.62	0.71	0.83	0.89	0.95	1.00	1.05	1.11	1.18	1.25	1.31	1.35	1.37		
71	1.00	0.10	0.17	0.29	0.45	0.50	0.56	0.67	0.76	0.88	0.94	1.00	1.05	1.10	1.16	1.22	1.28	1.31	1.33	1.31		
	1.05	0.10	0.17	0.30	0.46	0.51	0.59	0.69	0.80	0.92	0.99	1.05	1.11	1.16	1.22	1.30	1.36	1.41	1.43	1.43		
	1.20	0.10	0.18	0.32	0.50	0.55	0.63	0.75	0.86	1.00	1.08	1.15	1.22	1.28	1.35	1.44	1.52	1.59	1.64	1.65		
	1.50	0.11	0.19	0.33	0.52	0.58	0.66	0.79	0.91	1.07	1.15	1.23	1.30	1.37	1.45	1.55	1.65	1.73	1.80	1.83		
	3.00	0.11	0.20	0.34	0.54	0.60	0.69	0.82	0.95	1.11	1.20	1.29	1.37	1.44	1.53	1.64	1.74	1.83	1.91	1.96		
80	1.00	0.12	0.21	0.37	0.59	0.65	0.74	0.89	1.02	1.20	1.29	1.37	1.45	1.53	1.61	1.71	1.81	1.87	1.92	1.92		
	1.05	0.12	0.22	0.38	0.60	0.67	0.77	0.92	1.06	1.24	1.33	1.42	1.51	1.59	1.68	1.79	1.89	1.97	2.02	2.03		
	1.20	0.13	0.23	0.40	0.63	0.71	0.81	0.97	1.12	1.32	1.42	1.52	1.62	1.70	1.81	1.93	2.05	2.15	2.23	2.26		
	1.50	0.13	0.23	0.42	0.66	0.73	0.84	1.01	1.17	1.38	1.50	1.60	1.70	1.80	1.91	2.05	2.18	2.29	2.39	2.44		
	3.00	0.13	0.24	0.43	0.68	0.75	0.87	1.04	1.21	1.43	1.55	1.66	1.76	1.86	1.98	2.13	2.27	2.39	2.50	2.56		
90	1.00	0.15	0.26	0.47	0.74	0.82	0.94	1.13	1.31	1.54	1.66	1.78	1.88	1.98	2.10	2.24	2.36	2.45	2.52	2.51		
	1.05	0.15	0.27	0.47	0.75	0.84	0.96	1.16	1.34	1.58	1.71	1.83	1.94	2.04	2.16	2.31	2.45	2.55	2.62	2.63		
	1.20	0.15	0.28	0.49	0.78	0.87	1.01	1.21	1.41	1.66	1.80	1.93	2.05	2.16	2.29	2.45	2.61	2.73	2.82	2.85		
	1.50	0.16	0.28	0.51	0.81	0.90	1.04	1.26	1.46	1.73	1.87	2.00	2.13	2.25	2.39	2.57	2.74	2.87	2.98	3.03		
	3.00	0.16	0.29	0.52	0.83	0.92	1.06	1.29	1.50	1.77	1.92	2.06	2.19	2.32	2.47	2.65	2.83	2.97	3.10	3.16		
100	1.00	0.17	0.31	0.56	0.88	0.99	1.14	1.37	1.59	1.88	2.03	2.17	2.30	2.42	2.56	2.73	2.88	2.99	3.05	3.02		
	1.05	0.17	0.31	0.56	0.90	1.01	1.16	1.40	1.62	1.92	2.07	2.22	2.36	2.48	2.63	2.80	2.97	3.08	3.15	3.14		
	1.20	0.18	0.32	0.58	0.93	1.04	1.20	1.45	1.69	2.00	2.16	2.32	2.46	2.60	2.76	2.95	3.13	3.26	3.35	3.36		
	1.50	0.18	0.33	0.60	0.96	1.07	1.24	1.50	1.74	2.06	2.23	2.40	2.55	2.69	2.86	3.06	3.26	3.40	3.52	3.54		
	3.00	0.18	0.34	0.61	0.98	1.09	1.26	1.53	1.78	2.11	2.28	2.45	2.61	2.76	2.93	3.14	3.35	3.50	3.63	3.67		
112	1.00	0.20	0.37	0.66	1.06	1.19	1.37	1.65	1.92	2.27	2.45	2.62	2.78	2.93	3.09	3.29	3.46	3.56	3.59	3.51		
	1.05	0.20	0.37	0.67	1.08	1.20	1.39	1.68	1.96	2.31	2.50	2.67	2.84	2.99	3.16	3.36	3.54	3.65	3.70	3.62		
	1.20	0.21	0.38	0.69	1.11	1.24	1.43	1.74	2.02	2.39	2.59	2.77	2.95	3.11	3.29	3.51	3.70	3.83	3.90	3.85		
	1.50	0.21	0.39	0.70	1.13	1.27	1.47	1.78	2.07	2.46	2.66	2.85	3.03	3.20	3.39	3.62	3.83	3.98	4.06	4.03		
	3.00	0.22	0.39	0.71	1.15	1.29	1.49	1.81	2.11	2.50	2.71	2.91	3.09	3.26	3.46	3.70	3.92	4.08	4.18	4.15		
125	1.00	0.23	0.43	0.78	1.25	1.40	1.61	1.95	2.27	2.68	2.90	3.10	3.28	3.45	3.63	3.84	4.01	4.09	4.06	3.87		
	1.05	0.24	0.43	0.79	1.27	1.42	1.64	1.98	2.31	2.73	2.94	3.15	3.34	3.51	3.70	3.92	4.09	4.18	4.16	3.98		
	1.20	0.24	0.44	0.80	1.30	1.45	1.68	2.04	2.37	2.81	3.03	3.25	3.44	3.63	3.83	4.06	4.26	4.36	4.37	4.21		
	1.50	0.24	0.45	0.82	1.32	1.48	1.71	2.08	2.42	2.87	3.11	3.33	3.53	3.72	3.93	4.18	4.39	4.51	4.53	4.39		
	3.00	0.25	0.45	0.83	1.34	1.50	1.74	2.11	2.46	2.92	3.16	3.38	3.59	3.78	4.00	4.26	4.48	4.61	4.64	4.51		
140	1.00	0.27	0.50	0.91	1.47	1.64	1.89	2.30	2.67	3.15	3.39	3.62	3.83	4.01	4.21	4.42	4.56	4.58	4.42			
	1.05	0.27	0.50	0.92	1.48	1.66	1.92	2.32	2.70	3.19	3.44	3.67	3.88	4.07	4.27	4.49	4.64	4.67	4.52			
	1.20	0.28	0.51	0.93	1.51	1.69	1.96	2.38	2.77	3.27	3.53	3.77	3.99	4.19	4.40	4.64	4.80	4.85	4.73			
	1.50	0.28	0.52	0.95	1.54	1.72	1.99	2.42	2.82	3.33	3.60	3.85	4.08	4.28	4.50	4.75	4.93	4.99	4.89			
	3.00	0.28	0.52	0.96	1.56	1.74	2.02	2.45	2.86	3.38	3.65	3.90	4.14	4.35	4.58	4.83	5.02	5.10	5.00			
160	1.00	0.32	0.59	1.08	1.75	1.96	2.26	2.74	3.18	3.73	4.02	4.27	4.49	4.69	4.88	5.06	5.11	4.99				
	1.05	0.32	0.59	1.09	1.76	1.98	2.28	2.77	3.21	3.78	4.06	4.32	4.55	4.75	4.95	5.13	5.19	5.09				
	1.20	0.33	0.60	1.11	1.80	2.01	2.33	2.82	3.28	3.86	4.15	4.42	4.66	4.86	5.08	5.28	5.36	5.27				
	1.50	0.33	0.61	1.12	1.82	2.04	2.36	2.86	3.33	3.92	4.22	4.50	4.74	4.96	5.18	5.39	5.49	5.41				
	3.00	0.33	0.62	1.13	1.84	2.06	2.38	2.89	3.37	3.97	4.28	4.55	4.80	5.02	5.25	5.47	5.58	5.51				
180	1.00	0.37	0.68	1.25	2.03	2.27	2.62	3.17	3.67	4.29	4.60	4.86	5.09	5.28	5.44	5.54	5.45					
	1.05	0.37	0.68	1.26	2.04	2.29	2.64	3.20	3.70	4.33	4.64	4.92	5.15	5.34	5.51	5.61	5.53					
	1.20	0.38	0.69	1.28	2.07	2.32	2.68	3.25	3.77	4.41	4.73	5.01	5.26	5.45	5.64	5.76	5.69					
	1.50	0.38	0.70	1.29	2.10	2.35	2.72	3.29	3.82	4.48	4.80	5.09	5.34	5.55	5.74	5.87	5.82					
	3.00	0.38	0.71	1.30	2.12	2.37	2.74	3.32	3.86	4.52	4.86	5.15	5.40	5.61	5.81	5.95	5.91					
v [m/s]		2			5			10			15			20			25			30		
Sheaves		Statically balanced												Dynamically balanced								
Belt length correction factors c3																						
lw		662	742	832	932	1032	1152	1282	1432	1632	1732	1832	2032	2272	2532	2832	3182	4032	5032			
c3		0.81	0.82	0.85	0.87	0.89	0.91	0.93	0.96	0.99	1.0	1.01	1.03	1.06	1.09	1.11	1.13	1.20	1.25			

Πίνακας 15: Ειδική ισχύς για τραπεζοειδείς μάντες τύπου B

B/17		ΕΙΔΙΚΗ ΙΣΧΥΣ ΤΡΑΠΕΖΟΕΙΔΩΝ ΙΜΑΝΤΩΝ																													
		Speed of small sheave nk [rpm]																													
dw	i or 1:i	200	300	400	500	600	700	800	950	1000	1200	1450	1800	2000	2200	2400	2600	2850	3200	3600	4000										
[mm]		Power rating per belt Pr [kw]																													
100	1.00	0.36	0.50	0.62	0.73	0.83	0.93	1.02	1.14	1.18	1.33	1.49	1.68	1.77	1.84	1.90	1.39	1.96	1.95	1.87	1.70										
	1.05	0.38	0.51	0.64	0.76	0.86	0.97	1.06	1.20	1.24	1.40	1.58	1.79	1.89	1.97	2.04	2.09	2.13	2.14	2.08	1.94										
	1.20	0.40	0.55	0.69	0.81	0.93	1.05	1.16	1.31	1.36	1.54	1.75	2.00	2.12	2.23	2.32	2.39	2.46	2.51	2.50	2.40										
	1.50	0.42	0.58	0.72	0.86	0.99	1.11	1.23	1.40	1.45	1.65	1.88	2.16	2.30	2.43	2.54	2.63	2.72	2.80	2.83	2.77										
	3.00	0.43	0.60	0.75	0.89	1.03	1.16	1.28	1.46	1.52	1.73	1.98	2.28	2.43	2.57	2.69	2.80	2.91	3.01	3.06	3.03										
112	1.00	0.46	0.64	0.80	0.95	1.10	1.23	1.36	1.55	1.60	1.83	2.07	2.37	2.51	2.64	2.74	2.82	2.89	2.93	2.88	2.71										
	1.05	0.47	0.66	0.83	0.98	1.13	1.27	1.41	1.60	1.66	1.90	2.16	2.48	2.63	2.77	2.88	2.98	3.06	3.12	3.09	2.95										
	1.20	0.50	0.69	0.87	1.04	1.20	1.36	1.50	1.71	1.78	2.04	2.33	2.69	2.87	3.02	3.16	3.28	3.39	3.49	3.51	3.42										
	1.50	0.52	0.72	0.91	1.09	1.26	1.42	1.58	1.80	1.87	2.15	2.46	2.85	3.05	3.23	3.38	3.52	3.65	3.78	3.84	3.78										
	3.00	0.53	0.74	0.94	1.12	1.30	1.47	1.63	1.86	1.94	2.22	2.56	2.97	3.18	3.37	3.54	3.69	3.84	3.99	4.07	4.05										
125	1.00	0.57	0.79	1.00	1.20	1.38	1.56	1.73	1.98	2.06	2.35	2.69	3.10	3.30	3.47	3.62	3.73	3.84	3.91	3.86	3.66										
	1.05	0.58	0.81	1.03	1.23	1.42	1.60	1.78	2.03	2.11	2.42	2.77	3.20	3.41	3.60	3.76	3.89	4.01	4.10	4.07	3.90										
	1.20	0.60	0.85	1.07	1.29	1.49	1.69	1.87	2.14	2.23	2.56	2.94	3.41	3.65	3.85	4.04	4.19	4.34	4.47	4.49	4.36										
	1.50	0.62	0.87	1.11	1.33	1.55	1.75	1.95	2.23	2.32	2.67	3.08	3.58	3.83	4.06	4.26	4.43	4.60	4.76	4.82	4.73										
	3.00	0.64	0.89	1.13	1.36	1.58	1.80	2.00	2.29	2.39	2.75	3.17	3.69	3.96	4.20	4.41	4.60	4.79	4.97	5.05	4.99										
140	1.00	0.69	0.97	1.23	1.48	1.71	1.94	2.16	2.47	2.57	2.95	3.38	3.91	4.16	4.38	4.57	4.72	4.85	4.92	4.83	4.53										
	1.05	0.70	0.99	1.25	1.51	1.75	1.98	2.20	2.52	2.63	3.02	3.47	4.01	4.28	4.51	4.71	4.87	5.02	5.11	5.04	4.77										
	1.20	0.73	1.02	1.30	1.56	1.82	2.06	2.30	2.63	2.74	3.16	3.63	4.22	4.51	4.77	4.99	5.18	5.35	5.48	5.46	5.23										
	1.50	0.74	1.05	1.34	1.61	1.87	2.13	2.37	2.72	2.83	3.27	3.77	4.39	4.70	4.97	5.21	5.42	5.61	5.78	5.79	5.60										
	3.00	0.76	1.07	1.36	1.64	1.91	2.17	2.42	2.78	2.90	3.35	3.86	4.50	4.83	5.12	5.37	5.58	5.80	5.98	6.02	5.86										
160	1.00	0.85	1.20	1.53	1.84	2.14	2.43	2.71	3.11	3.24	3.72	4.27	4.94	5.26	5.53	5.75	5.91	6.04	6.06	5.82	5.29										
	1.05	0.86	1.22	1.55	1.87	2.18	2.47	2.76	3.16	3.29	3.79	4.36	5.04	5.37	5.66	5.89	6.07	6.21	6.25	6.04	5.53										
	1.20	0.89	1.25	1.60	1.93	2.25	2.55	2.85	3.27	3.41	3.93	4.53	5.25	5.61	5.91	6.17	6.37	6.54	6.62	6.46	6.00										
	1.50	0.91	1.28	1.64	1.98	2.30	2.62	2.92	3.36	3.50	4.04	4.66	5.42	5.79	6.12	6.39	6.61	6.80	6.91	6.79	6.36										
	3.00	0.92	1.30	1.66	2.01	2.34	2.66	2.98	3.42	3.57	4.12	4.76	5.54	5.92	6.26	6.55	6.78	6.99	7.12	7.02	6.63										
180	1.00	1.01	1.43	1.83	2.20	2.57	2.92	3.25	3.73	3.89	4.47	5.13	5.91	6.28	6.57	6.80	6.96	7.04	6.93	6.45											
	1.05	1.02	1.45	1.85	2.23	2.60	2.96	3.30	3.79	3.95	4.54	5.22	6.02	6.39	6.70	6.94	7.11	7.21	7.12	6.66											
	1.20	1.05	1.48	1.90	2.29	2.67	3.04	3.39	3.90	4.06	4.68	5.39	6.23	6.63	6.96	7.22	7.41	7.54	7.49	7.08											
	1.50	1.06	1.51	1.93	2.34	2.73	3.10	3.47	3.99	4.16	4.79	5.52	6.39	6.81	7.16	7.44	7.65	7.80	7.78	7.41											
	3.00	1.08	1.53	1.96	2.37	2.77	3.15	3.52	4.05	4.22	4.87	5.62	6.51	6.94	7.31	7.60	7.82	7.99	7.99	7.64											
200	1.00	1.17	1.66	2.12	2.56	2.99	3.39	3.79	4.35	4.53	5.20	5.96	6.83	7.21	7.52	7.73	7.83	7.82	7.50												
	1.05	1.18	1.67	2.14	2.59	3.02	3.44	3.83	4.40	4.59	5.27	6.04	6.93	7.33	7.65	7.87	7.99	7.99	7.69												
	1.20	1.20	1.71	2.19	2.65	3.09	3.52	3.93	4.51	4.70	5.41	6.21	7.14	7.57	7.90	8.15	8.29	8.32	8.06												
	1.50	1.22	1.74	2.23	2.69	3.15	3.58	4.00	4.60	4.79	5.52	6.35	7.31	7.75	8.11	8.37	8.53	8.58	8.36												
	3.00	1.23	1.76	2.25	2.73	3.19	3.63	4.05	4.66	4.86	5.60	6.44	7.43	7.88	8.25	8.52	8.70	8.77	8.56												
224	1.00	1.35	1.92	2.47	2.98	3.48	3.96	4.41	5.06	5.27	6.05	6.90	7.84	8.23	8.50	8.64	8.65														
	1.05	1.37	1.94	2.49	3.01	3.52	4.00	4.46	5.12	5.33	6.12	6.98	7.94	8.35	8.63	8.79	8.81														
	1.20	1.39	1.98	2.54	3.07	3.58	4.08	4.55	5.23	5.45	6.26	7.15	8.15	8.58	8.89	9.07	9.11														
	1.50	1.41	2.00	2.57	3.12	3.64	4.14	4.63	5.32	5.54	6.37	7.29	8.32	8.76	9.09	9.29	9.35														
	3.00	1.42	2.02	2.60	3.15	3.68	4.19	4.68	5.38	5.60	6.45	7.38	8.44	8.89	9.23	9.44	9.52														
250	1.00	1.55	2.21	2.84	3.43	4.01	4.55	5.08	5.82	6.05	6.92	7.85	8.82	9.17	9.36	9.38															
	1.05	1.56	2.23	2.86	3.46	4.04	4.59	5.12	5.87	6.11	6.99	7.94	8.93	9.29	9.49	9.53															
	1.20	1.59	2.26	2.91	3.52	4.11	4.68	5.22	5.98	6.23	7.13	8.11	9.13	9.52	9.75	9.80															
	1.50	1.61	2.29	2.94	3.57	4.17	4.74	5.29	6.07	6.32	7.24	8.24	9.30	9.71	9.95	10.03															
	3.00	1.62	2.31	2.97	3.60	4.21	4.79	5.34	6.13	6.38	7.32	8.34	9.42	9.84	10.10	10.18															
280	1.00	1.78	2.54	3.26	3.94	4.60	5.23	5.82	6.66	6.92	7.88	8.86	9.79	10.04	10.08																
	1.05	1.79	2.56	3.28	3.97	4.64	5.27	5.87	6.71	6.98	7.95	8.95	9.90	10.16	10.21																
	1.20	1.82	2.59	3.33	4.03	4.71	5.35	5.96	6.82	7.09	8.09	9.12	10.10	10.39	10.46																
	1.50	1.83	2.62	3.37	4.08	4.76	5.41	6.04	6.91	7.19	8.20	9.25	10.27	10.58	10.67																
	3.00	1.85	2.64	3.39	4.11	4.80	5.46	6.09	6.97	7.25	8.28	9.35	10.39	10.71	10.81																
v [m/s]		5					10					15					20					25					30				
Sheaves		Statically balanced										Dynamically balanced																			
Belt length correction factors c3																															
lw	942	1024	1142	1292	1442	1642	1842	2042	2282	2592	2842	3192	3592	4042	4542	5042	5642	6342													
c3	0.81	0.84	0.86	0.88	0.9	0.93	0.95	0.98	1.00	1.03	1.05	1.07	1.10	1.13	1.15	1.18	1.20	1.23													

Πίνακας 16: Ειδική ισχύς για τραπεζοειδείς μάντες τύπου

C/22		ΕΙΔΙΚΗ ΙΣΧΥΣ ΓΙΑ ΤΡΑΠΕΖΟΕΙΔΕΙΣ ΙΜΑΝΤΕΣ																													
		Speed of small sheave nk [rpm]																													
dw	i or 1:i	50	100	200	300	400	500	600	700	800	950	1000	1100	1200	1300	1450	1600	1800	2000	2200	2400										
[mm]		Power rating per belt Pr [kw]																													
160	1.00	0.35	0.62	1.08	1.48	1.84	2.18	2.50	2.80	3.07	3.46	3.58	3.80	4.01	4.20	4.46	4.67	4.90	5.04	5.11	5.09										
	1.05	0.36	0.63	1.11	1.52	1.91	2.26	2.59	2.90	3.19	3.60	3.73	3.97	4.19	4.40	4.68	4.92	5.17	5.35	5.44	5.45										
	1.20	0.37	0.66	1.17	1.61	2.02	2.41	2.77	3.11	3.43	3.88	4.02	4.29	4.55	4.78	5.11	5.39	5.70	5.94	6.09	6.16										
	1.50	0.39	0.69	1.21	1.68	2.12	2.52	2.91	3.27	3.62	4.10	4.26	4.55	4.83	5.09	5.45	5.76	6.12	6.41	6.61	6.72										
	3.00	0.39	0.70	1.25	1.73	2.18	2.61	3.01	3.39	3.75	4.26	4.42	4.73	5.03	5.30	5.69	6.03	6.42	6.74	6.97	7.12										
180	1.00	0.43	0.77	1.36	1.88	2.37	2.82	3.25	3.65	4.04	4.57	4.73	5.05	5.34	5.62	5.99	6.30	6.64	6.87	6.99	6.99										
	1.05	0.44	0.78	1.39	1.93	2.43	2.90	3.34	3.76	4.16	4.71	4.88	5.22	5.53	5.81	6.20	6.54	6.91	7.17	7.32	7.35										
	1.20	0.45	0.81	1.45	2.02	2.55	3.05	3.52	3.97	4.39	4.99	5.18	5.54	5.88	6.20	6.63	7.02	7.44	7.76	7.97	8.06										
	1.50	0.47	0.84	1.49	2.09	2.64	3.16	3.66	4.13	4.58	5.21	5.41	5.80	6.16	6.50	6.97	7.39	7.86	8.23	8.49	8.62										
	3.00	0.47	0.85	1.53	2.14	2.71	3.25	3.76	4.25	4.71	5.37	5.58	5.98	6.36	6.72	7.21	7.66	8.16	8.56	8.85	9.02										
200	1.00	0.51	0.92	1.63	2.28	2.89	3.45	3.99	4.50	4.98	5.65	5.86	6.27	6.64	6.99	7.45	7.85	8.27	8.55	8.69	8.67										
	1.05	0.52	0.93	1.66	2.33	2.95	3.53	4.08	4.60	5.10	5.80	6.01	6.43	6.82	7.18	7.67	8.09	8.54	8.86	9.02	9.03										
	1.20	0.53	0.96	1.72	2.42	3.06	3.68	4.26	4.81	5.34	6.08	6.31	6.76	7.18	7.57	8.10	8.57	9.08	9.45	9.67	9.74										
	1.50	0.54	0.98	1.77	2.49	3.16	3.79	4.40	4.98	5.52	6.30	6.54	7.01	7.46	7.87	8.44	8.94	9.50	9.92	10.19	10.30										
	3.00	0.55	1.00	1.80	2.54	3.22	3.88	4.50	5.09	5.66	6.46	6.71	7.20	7.66	8.09	8.68	9.21	9.80	10.25	10.55	10.70										
224	1.00	0.60	1.09	1.96	2.76	3.50	4.20	4.86	5.49	6.09	6.92	7.18	7.68	8.14	8.57	9.13	9.60	10.09	10.38	10.48	10.36										
	1.05	0.61	1.11	1.99	2.80	3.56	4.28	4.96	5.60	6.21	7.07	7.34	7.85	8.32	8.76	9.35	9.85	10.36	10.68	10.81	10.72										
	1.20	0.63	1.14	2.05	2.89	3.68	4.42	5.13	5.81	6.45	7.35	7.63	8.17	8.68	9.15	9.78	10.32	10.89	11.28	11.46	11.43										
	1.50	0.64	1.16	2.10	2.96	3.77	4.54	5.27	5.97	6.64	7.57	7.87	8.43	8.96	9.45	10.12	10.69	11.31	11.75	11.98	11.99										
	3.00	0.65	1.18	2.13	3.01	3.84	4.62	5.37	6.09	6.77	7.73	8.03	8.61	9.16	9.67	10.36	10.96	11.61	12.08	12.34	12.39										
250	1.00	0.70	1.28	2.32	3.27	4.16	5.00	5.80	6.55	7.27	8.26	8.57	9.16	9.70	10.19	10.84	11.36	11.86	12.10	12.08	11.76										
	1.05	0.71	1.29	2.35	3.31	4.22	5.07	5.89	6.66	7.39	8.41	8.72	9.32	9.88	10.39	11.06	11.60	12.13	12.41	12.41	12.12										
	1.20	0.73	1.32	2.40	3.40	4.33	5.22	6.06	6.86	7.62	8.69	9.02	9.65	10.24	10.77	11.49	12.08	12.66	13.00	13.06	12.83										
	1.50	0.74	1.35	2.45	3.47	4.43	5.34	6.20	7.03	7.81	8.91	9.25	9.91	10.52	11.08	11.82	12.45	13.08	13.47	13.58	13.39										
	3.00	0.75	1.36	2.48	3.52	4.49	5.42	6.30	7.14	7.94	9.07	9.42	10.09	10.72	11.29	12.07	12.72	13.38	13.80	13.94	13.79										
280	1.00	0.82	1.49	2.72	3.84	4.90	5.90	6.85	7.74	8.59	9.75	10.11	10.79	11.40	11.96	12.65	13.19	13.63	13.72	13.44											
	1.05	0.83	1.51	2.75	3.89	4.96	5.98	6.94	7.85	8.71	9.90	10.26	10.96	11.59	12.15	12.87	13.43	13.90	14.02	13.77											
	1.20	0.84	1.54	2.81	3.98	5.08	6.13	7.12	8.06	8.95	10.18	10.56	11.28	11.94	12.54	13.30	13.91	14.43	14.62	14.42											
	1.50	0.85	1.56	2.85	4.05	5.17	6.24	7.26	8.22	9.13	10.40	10.79	11.54	12.22	12.84	13.64	14.28	14.85	15.08	14.94											
	3.00	0.86	1.58	2.89	4.10	5.24	6.33	7.36	8.34	9.27	10.56	10.96	11.72	12.42	13.06	13.88	14.55	15.15	15.42	15.31											
315	1.00	0.95	1.74	3.18	4.51	5.76	6.94	8.05	9.10	10.08	11.42	11.83	12.58	13.26	13.85	14.55	15.03	15.29	15.06												
	1.05	0.96	1.76	3.21	4.56	5.82	7.01	8.14	9.21	10.20	11.56	11.98	12.75	13.44	14.04	14.77	15.27	15.56	15.37												
	1.20	0.97	1.79	3.27	4.65	5.94	7.16	8.32	9.41	10.44	11.84	12.27	13.08	13.80	14.43	15.20	15.75	16.09	15.96												
	1.50	0.98	1.81	3.32	4.72	6.03	7.28	8.46	9.58	10.63	12.06	12.51	13.33	14.08	14.73	15.54	16.12	16.51	16.43												
	3.00	0.99	1.83	3.35	4.77	6.10	7.36	8.56	9.69	10.76	12.22	12.67	13.52	14.28	14.95	15.78	16.39	16.81	16.76												
355	1.00	1.10	2.02	3.71	5.26	6.72	8.10	9.39	10.60	11.72	13.22	13.67	14.48	15.19	15.77	16.40	16.71	16.59													
	1.05	1.11	2.04	3.74	5.31	6.78	8.17	9.48	10.70	11.84	13.36	13.82	14.65	15.37	15.97	16.62	16.96	16.87													
	1.20	1.12	2.07	3.80	5.40	6.90	8.32	9.66	10.91	12.07	13.64	14.11	14.97	15.72	16.35	17.05	17.43	17.40													
	1.50	1.13	2.09	3.84	5.47	7.00	8.44	9.80	11.08	12.26	13.86	14.35	15.23	16.00	16.66	17.39	17.80	17.82													
	3.00	1.14	2.11	3.88	5.52	7.06	8.52	9.90	11.19	12.39	14.02	14.51	15.42	16.20	16.87	17.63	18.07	18.12													
400	1.00	1.27	2.34	4.29	6.10	7.79	9.37	10.85	12.22	13.47	15.10	15.57	16.41	17.09	17.60	18.03															
	1.05	1.27	2.35	4.32	6.14	7.85	9.45	10.94	12.32	13.59	15.24	15.72	16.58	17.27	17.80	18.25															
	1.20	1.29	2.38	4.38	6.23	7.97	9.60	11.12	12.53	13.82	15.52	16.02	16.90	17.63	18.18	18.68															
	1.50	1.30	2.40	4.43	6.30	8.06	9.71	11.26	12.70	14.01	15.75	16.25	17.16	17.91	18.49	19.02															
	3.00	1.31	2.42	4.46	6.35	8.13	9.80	11.36	12.81	14.14	15.90	16.42	17.34	18.11	18.70	19.26															
450	1.00	1.45	2.68	4.93	7.01	8.94	10.75	12.41	13.93	15.29	17.00	17.47	18.27	18.84	19.19																
	1.05	1.46	2.69	4.96	7.05	9.00	10.82	12.50	14.04	15.41	17.14	17.62	18.43	19.03	19.38																
	1.20	1.47	2.72	5.02	7.14	9.12	10.97	12.68	14.24	15.65	17.42	17.92	18.76	19.38	19.77																
	1.50	1.48	2.75	5.06	7.21	9.22	11.09	12.82	14.41	15.84	17.65	18.15	19.02	19.66	20.07																
	3.00	1.49	2.76	5.10	7.26	9.28	11.17	12.92	14.52	15.97	17.80	18.32	19.20	19.86	20.29																
v [m/s]		5					10					15					20					25					30				
Sheaves		Statically balanced										Dynamically balanced																			
Belt length correction factors c3																															
lw	1461	1661	1861	2061	2301	2561	2861	3211	3611	3811	4061	4561	5061	5661	6361	7161	8061	10061													
c3	0.81	0.84	0.85	0.88	0.91	0.93	0.95	0.97	0.98	1.00	1.02	1.04	1.07	1.09	1.12	1.15	1.18	1.23													

Πίνακας 17: Ειδική ισχύς για τραπεζοειδείς μάντες τύπου D

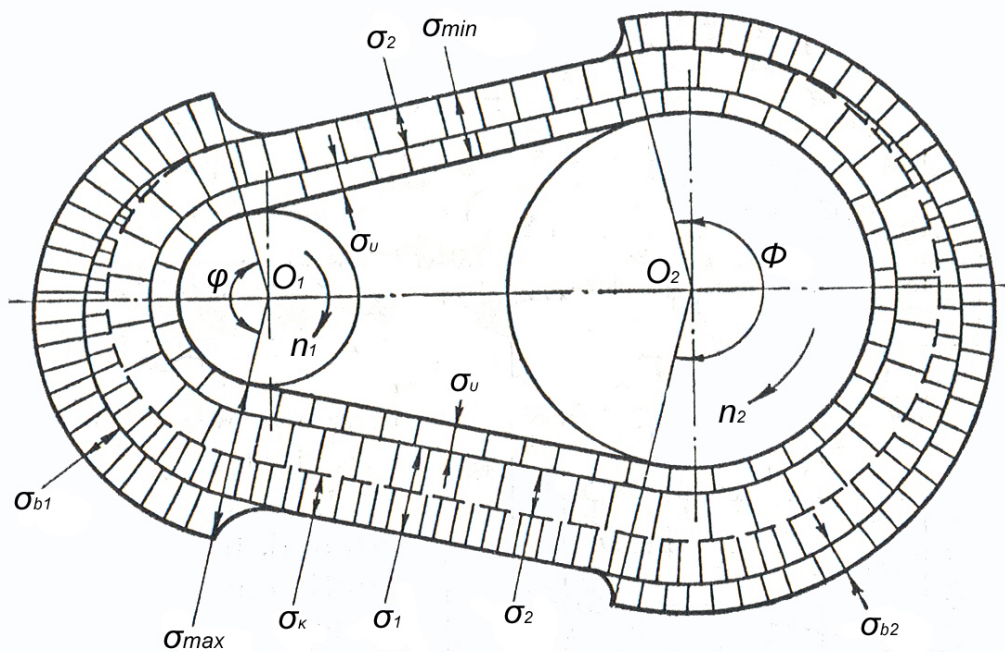
D/32		ΕΙΔΙΚΗ ΙΣΧΥΣ ΓΙΑ ΤΡΑΠΕΖΟΕΙΔΕΙΣ ΙΜΑΝΤΕΣ																	
		Speed of small sheave nk [rpm]																	
dw [mm]	i or 1:i	50	100	150	200	250	300	350	400	450	500	550	600	700	800	950	1000	1100	1200
		Power rating per belt Pr [kw]																	
280	1.00	1.24	2.17	3.00	3.76	4.47	5.13	5.76	6.36	6.92	7.46	7.96	8.44	9.32	10.08	11.02	11.27	11.68	11.95
	1.05	1.27	2.23	3.08	3.87	4.61	5.30	5.96	6.58	7.17	7.74	8.27	8.78	9.71	10.53	11.55	11.83	12.29	12.63
	1.20	1.32	2.34	3.25	4.09	4.88	5.63	6.34	7.02	7.67	8.29	8.88	9.44	10.48	11.41	12.59	12.93	13.50	13.95
	1.50	1.37	2.43	3.38	4.26	5.10	5.89	6.65	7.37	8.06	8.72	9.36	9.96	11.09	12.11	13.42	13.80	14.46	14.99
	3.00	1.40	2.49	3.47	4.39	5.25	6.07	6.86	7.61	8.34	9.03	9.69	10.33	11.52	12.60	14.00	14.41	15.14	15.73
315	1.00	1.53	2.71	3.78	4.77	5.70	6.58	7.42	8.22	8.99	9.27	10.41	11.07	12.27	13.34	14.66	15.02	15.61	16.03
	1.05	1.56	2.77	3.86	4.88	5.84	6.75	7.62	8.45	9.24	10.00	10.72	11.40	12.67	13.79	15.19	15.58	16.23	16.70
	1.20	1.61	2.88	4.03	5.10	6.12	7.08	8.00	8.89	9.73	10.54	11.32	12.06	13.44	14.67	16.23	16.68	17.43	18.02
	1.50	1.65	2.97	4.16	5.27	6.33	7.34	8.31	9.24	10.13	10.98	11.80	12.58	14.05	15.36	17.06	17.55	18.39	19.06
	3.00	1.69	3.03	4.25	5.40	6.49	7.53	8.52	9.48	10.40	11.29	12.14	12.95	14.48	15.86	17.65	18.16	19.07	19.80
355	1.00	1.85	3.32	4.66	5.91	7.09	8.22	9.30	10.32	11.31	12.24	13.14	13.99	15.55	16.92	18.60	19.05	19.78	20.27
	1.05	1.88	3.38	4.74	6.02	7.23	8.39	9.49	10.55	11.56	12.52	13.45	14.32	15.94	17.37	19.13	19.16	20.40	20.95
	1.20	1.94	3.49	4.91	6.24	7.51	8.72	9.88	10.99	12.05	13.07	14.05	14.98	16.71	18.25	20.17	20.71	21.61	22.27
	1.50	1.98	3.58	5.04	6.42	7.73	8.98	10.18	11.34	12.44	13.51	14.53	15.50	17.32	18.94	21.00	21.58	22.57	23.31
	3.00	2.01	3.64	5.13	6.54	7.88	9.16	10.40	11.58	12.72	13.82	14.87	15.87	17.75	19.44	21.59	22.20	23.24	24.05
400	1.00	2.22	4.00	5.64	7.18	8.64	10.03	11.37	12.64	13.86	15.02	16.13	17.17	19.09	20.75	22.73	23.24	24.03	24.49
	1.05	2.24	4.06	5.72	7.29	8.78	10.20	11.56	12.87	14.11	15.30	16.43	17.51	19.48	21.20	23.26	23.80	24.65	25.16
	1.20	2.30	4.17	5.89	7.51	9.05	10.53	11.95	13.30	14.61	15.85	17.04	18.17	20.25	22.08	24.31	24.90	25.86	26.48
	1.50	2.34	4.26	6.02	7.68	9.27	10.79	12.25	13.65	15.00	16.29	17.52	18.69	20.86	22.77	25.13	25.77	26.82	27.53
	3.00	2.37	4.32	6.11	7.81	9.43	10.98	12.47	13.90	15.27	16.59	17.86	19.06	21.29	23.27	25.72	26.39	27.49	28.27
450	1.00	2.61	4.75	6.72	8.57	10.33	12.02	13.63	15.16	16.63	18.02	19.34	20.59	22.84	24.75	26.92	27.44	28.16	28.41
	1.05	2.64	4.81	6.80	8.68	10.47	12.18	13.82	15.39	16.88	18.30	19.65	20.92	23.23	25.20	27.45	28.00	28.77	29.08
	1.20	2.70	4.92	6.97	8.90	10.75	12.51	14.21	15.83	17.37	18.85	20.25	21.58	24.00	26.07	28.49	29.10	29.98	30.40
	1.50	2.74	5.00	7.10	9.08	10.97	12.78	14.51	16.17	17.77	19.29	20.73	22.10	24.61	26.77	29.32	29.97	30.94	31.45
	3.00	2.77	5.06	7.19	9.20	11.12	12.96	14.73	16.42	18.04	19.59	21.07	22.47	25.04	27.26	29.91	30.58	31.62	32.19
500	1.00	3.01	5.49	7.78	9.94	12.00	13.97	15.84	17.63	19.32	20.93	22.44	23.86	26.38	28.46	30.64	31.10	31.59	31.45
	1.05	3.04	5.54	7.86	10.06	12.14	14.13	16.04	17.85	19.58	21.21	22.75	24.20	26.77	28.90	31.18	31.66	32.20	32.12
	1.20	3.09	5.65	8.03	10.27	12.42	14.46	16.42	18.29	20.07	21.76	23.36	24.86	27.54	29.78	32.22	32.76	33.41	33.44
	1.50	3.13	5.74	8.16	10.45	12.63	14.72	16.73	18.64	20.46	22.20	23.84	25.38	28.15	30.48	33.05	33.63	34.37	33.48
	3.00	3.17	5.80	8.25	10.57	12.79	14.91	16.94	18.89	20.74	22.50	24.18	25.75	28.58	30.97	33.63	34.25	35.05	35.22
560	1.00	3.48	6.36	9.04	11.57	13.97	16.26	18.44	20.51	22.46	24.30	26.01	27.59	30.34	32.49	34.45	34.74	34.70	
	1.05	3.50	6.42	9.12	11.68	14.11	16.43	18.64	20.73	22.72	24.58	26.32	27.93	30.74	32.94	34.99	35.30	35.32	
	1.20	3.56	6.53	9.29	11.90	14.39	16.76	19.02	21.17	23.21	25.13	26.92	28.59	31.51	33.82	36.03	36.40	36.53	
	1.50	3.60	6.62	9.42	12.07	14.61	17.02	19.33	21.52	23.60	25.56	27.40	29.11	32.12	34.52	36.86	37.27	37.49	
	3.00	3.63	6.68	9.51	12.20	14.76	17.21	19.54	21.77	23.88	25.87	27.74	29.48	32.55	35.01	37.44	37.88	38.17	
630	1.00	4.02	7.38	10.49	13.44	16.23	18.68	21.40	23.77	25.99	28.05	29.94	31.67	34.54	36.59	37.90	37.82		
	1.05	4.04	7.43	10.58	13.55	16.37	19.05	21.59	23.99	26.24	28.33	30.25	32.00	34.93	37.03	38.43	38.38		
	1.20	4.10	7.54	10.74	13.77	16.65	19.38	21.98	24.43	26.73	28.88	30.86	32.66	35.70	37.91	39.48	39.48		
	1.50	4.14	7.63	10.87	13.94	16.86	19.64	22.28	24.78	27.12	29.31	31.34	33.18	36.31	38.61	40.30	40.35		
	3.00	4.17	7.69	10.97	14.07	17.02	19.83	22.50	25.03	27.40	29.62	31.68	33.55	36.74	39.10	40.89	40.97		
710	1.00	4.63	8.52	12.13	15.54	18.76	21.81	24.67	27.34	29.82	32.08	34.12	35.91	38.72	40.37	40.38			
	1.05	4.65	8.57	12.21	15.65	18.90	21.97	24.87	27.57	30.07	32.36	34.43	36.25	39.11	40.82	40.92			
	1.20	4.71	8.68	12.38	15.87	19.17	22.30	25.25	28.01	30.57	32.91	35.03	36.91	39.88	41.70	41.96			
	1.50	4.75	8.77	12.51	16.04	19.39	22.56	25.56	28.36	30.96	33.35	35.51	37.43	40.49	42.39	42.79			
	3.00	4.78	8.83	12.60	16.17	19.55	22.75	25.77	28.60	31.24	33.66	35.85	37.80	40.92	42.89	43.37			
800	1.00	5.31	9.79	13.94	17.85	21.54	24.99	28.21	31.17	33.87	36.28	38.37	40.13	42.56	43.37				
	1.05	5.33	9.84	14.03	17.97	21.68	25.16	28.41	31.40	34.12	36.56	38.68	40.47	42.95	43.82				
	1.20	5.39	9.95	14.19	18.19	21.95	25.49	28.79	31.84	34.62	37.10	39.28	41.13	43.72	44.70				
	1.50	5.43	10.04	14.32	18.36	22.17	25.75	29.09	32.19	35.01	37.54	39.76	41.65	44.33	45.39				
	3.00	5.46	10.10	14.42	18.48	22.32	25.94	29.31	32.43	35.29	37.85	40.10	42.02	44.76	45.89				
v [m/s]		5	10	15	20	25	30												
Sheaves		Statically balanced									Dynamically balanced								
Belt length correction factors c3																			
lw	3230	3630	4080	4580	5080	5680	6380	7180	7580	8080	8580	9080	9580	10080	11280	12580	14080	16080	
c3	0.86	0.89	0.91	0.93	0.96	0.98	1.00	1.03	1.05	1.06	1.07	1.08	1.10	1.11	1.14	1.17	1.20	1.22	

Πίνακας 18: Ειδική ισχύς για τραπεζοειδείς μάντες τύπου E

E/40		ΕΙΔΙΚΗ ΙΣΧΥΣ ΓΙΑ ΤΡΑΠΕΖΟΕΙΔΕΙΣ ΙΜΑΝΤΕΣ																	
		Speed of small sheave nk [rpm]																	
dw [mm]	i oder 1:i	50	100	150	200	250	300	350	400	450	500	550	600	650	700	750	800	850	950
		Power rating per belt Pr [kw]																	
355	1.00	2.13	3.69	5.06	6.30	7.45	8.51	9.50	10.42	11.27	12.06	12.79	13.45	14.05	14.58	15.04	15.44	15.76	16.19
	1.05	2.18	3.80	5.22	6.52	7.72	8.83	9.88	10.85	11.76	12.60	13.38	14.10	14.75	15.33	15.85	16.30	16.68	17.21
	1.20	2.29	4.01	5.54	6.94	8.24	9.47	10.61	11.69	12.71	13.66	14.54	15.36	16.12	16.81	17.43	17.99	18.47	19.21
	1.50	2.37	4.18	5.79	7.27	8.66	9.97	11.20	12.36	13.46	14.49	15.46	16.36	17.20	17.98	18.68	19.32	19.89	20.80
	3.00	2.43	4.29	5.97	7.51	8.96	10.32	11.61	12.83	13.99	15.08	16.11	17.07	17.97	18.81	19.57	20.27	20.89	21.92
400	1.00	2.66	4.69	6.50	8.16	9.72	11.17	12.54	13.82	15.02	16.14	17.18	18.14	19.01	19.79	20.49	21.09	21.59	22.30
	1.05	2.71	4.79	6.66	8.38	9.98	11.49	12.91	14.25	15.51	16.68	17.77	18.78	19.71	20.55	21.29	21.95	22.51	23.32
	1.20	2.82	5.00	6.97	8.80	10.51	12.13	13.65	15.09	16.46	17.73	18.93	20.05	21.08	22.02	22.87	23.63	24.30	25.33
	1.50	2.90	5.17	7.23	9.13	10.93	12.63	14.24	15.76	17.21	18.57	19.85	21.05	22.16	23.19	24.13	24.97	25.72	26.91
	3.00	2.96	5.29	7.40	9.37	11.22	12.98	14.65	16.24	17.74	19.16	20.50	21.76	22.93	24.02	25.01	25.92	26.72	28.04
450	1.00	3.24	5.78	8.07	10.20	12.20	14.08	15.85	17.52	19.09	20.55	21.91	23.16	24.30	25.32	26.22	27.00	27.64	28.52
	1.05	3.29	5.89	8.24	10.42	12.47	14.40	16.23	17.95	19.57	21.09	22.50	23.81	25.00	26.08	27.03	27.86	28.56	29.55
	1.20	3.40	6.10	8.55	10.84	12.99	15.03	16.97	18.80	20.52	22.15	23.66	25.07	26.37	27.55	28.61	29.55	30.35	31.55
	1.50	3.48	6.27	8.80	11.17	13.41	15.54	17.55	19.46	21.27	22.98	24.58	26.07	27.45	28.72	29.86	30.88	31.77	33.13
	3.00	3.54	6.38	8.98	11.41	13.71	15.89	17.97	19.94	21.81	23.57	25.23	26.78	28.22	29.55	30.75	31.83	32.78	34.26
500	1.00	3.82	6.86	9.63	11.22	14.65	16.94	19.10	21.14	23.05	24.83	26.48	27.99	29.35	30.56	31.61	32.50	33.21	34.09
	1.05	3.87	6.97	9.79	12.43	14.92	17.26	19.48	21.57	23.54	25.37	27.07	28.63	30.05	31.31	32.42	33.36	34.13	35.11
	1.20	3.98	7.18	10.11	12.85	15.44	17.90	20.22	22.42	24.49	26.43	28.23	29.90	31.42	32.79	34.00	35.04	35.92	37.12
	1.50	4.06	7.35	10.36	13.19	15.86	18.40	20.80	23.08	25.24	27.26	29.15	30.90	32.50	33.96	35.25	36.38	37.34	38.70
	3.00	4.12	7.47	10.54	13.42	16.16	18.75	21.22	23.56	25.77	27.85	29.80	31.61	33.27	34.78	36.14	37.33	38.34	39.83
560	1.00	4.50	8.15	11.48	14.60	17.54	20.31	22.93	25.38	27.67	29.79	31.74	33.50	35.07	36.43	37.58	38.51	39.20	39.84
	1.05	4.56	8.26	11.64	14.82	17.81	20.63	23.30	25.81	28.15	30.33	32.33	34.15	35.77	37.19	38.39	39.37	40.12	40.86
	1.20	4.66	8.47	11.96	15.24	18.33	21.27	24.04	26.65	29.10	31.38	33.49	35.41	37.14	38.66	39.97	41.06	41.91	42.86
	1.50	4.75	8.63	12.21	15.57	18.75	21.77	24.62	27.32	29.85	32.22	34.41	36.41	38.22	39.83	41.22	42.39	43.33	44.45
	3.00	4.81	8.75	12.39	15.81	19.05	22.12	25.04	27.79	30.39	32.81	35.06	37.12	38.99	40.66	42.11	43.34	44.33	45.57
630	1.00	5.30	9.63	13.61	17.34	20.85	24.16	27.27	30.17	32.86	35.32	37.55	39.53	41.24	42.68	43.82	44.65	45.15	45.12
	1.05	5.35	9.74	13.77	17.56	21.12	24.48	27.65	30.60	33.34	35.86	38.14	40.17	41.94	43.43	44.62	45.51	46.07	46.14
	1.20	5.46	9.95	14.09	17.98	21.65	25.12	28.38	31.44	34.29	36.91	39.30	41.44	43.31	44.90	46.20	47.19	47.86	48.14
	1.50	5.54	10.12	14.34	18.31	22.07	25.62	28.97	32.11	35.04	37.75	40.22	42.44	44.39	46.07	47.46	48.53	49.28	49.73
	3.00	5.60	10.23	14.52	18.55	22.36	25.97	29.38	32.59	35.57	38.34	40.87	43.15	45.16	46.90	48.34	49.48	50.28	50.85
710	1.00	6.19	11.30	16.01	20.42	24.56	28.45	32.08	35.44	38.51	41.28	43.73	45.84	47.58	48.93	49.88	50.39	50.45	
	1.05	6.24	11.41	16.17	20.64	24.83	28.78	32.46	35.87	39.00	41.82	44.32	46.48	48.28	49.69	50.69	51.26	51.37	
	1.20	6.35	11.62	16.49	21.06	25.36	29.41	33.20	36.71	39.94	42.87	45.48	47.75	49.65	51.16	52.27	52.94	53.16	
	1.50	6.43	11.79	16.74	21.39	25.78	29.91	33.78	37.38	40.70	43.71	46.40	48.75	50.73	52.33	53.52	54.28	54.58	
	3.00	6.49	11.91	16.92	21.63	26.07	30.26	34.19	37.85	41.23	44.30	47.05	49.46	51.50	53.16	54.41	55.22	55.58	
800	1.00	7.19	13.16	18.67	23.82	28.64	33.14	37.29	41.09	44.50	47.50	50.05	52.14	53.72	54.75	55.22			
	1.05	7.24	13.27	18.83	24.04	28.91	33.46	37.67	41.52	44.98	48.04	50.65	52.78	54.42	55.51	56.03			
	1.20	7.35	13.48	19.15	24.46	29.44	34.09	38.41	42.36	45.93	49.09	51.81	54.05	55.78	56.98	57.61			
	1.50	7.43	13.65	19.40	24.79	29.86	34.59	38.99	43.03	46.68	49.92	52.72	55.05	56.87	58.15	58.86			
	3.00	7.49	13.77	19.58	25.03	30.15	34.95	39.41	43.50	47.22	50.52	53.37	55.76	57.64	58.98	59.75			
900	1.00	8.28	15.20	21.58	27.52	33.05	38.16	42.82	47.00	50.65	53.75	56.23	58.05	59.18					
	1.05	8.33	15.31	21.74	27.74	33.32	38.48	43.20	47.43	51.14	54.28	56.82	58.70	59.88					
	1.20	8.44	15.52	22.06	28.16	33.85	39.12	43.94	48.27	52.09	55.34	57.98	59.96	61.25					
	1.50	8.52	15.69	22.30	28.49	34.27	39.62	44.52	48.94	52.84	56.17	58.90	60.97	62.33					
	3.00	8.58	15.81	22.48	28.73	34.56	39.97	44.93	49.91	53.37	56.76	59.55	61.68	63.10					
1000	1.00	9.36	17.22	24.44	31.14	37.33	42.99	48.06	52.50	56.25	59.24	61.42	62.72						
	1.05	9.42	17.32	24.60	31.36	37.60	43.31	48.44	52.93	56.73	59.78	62.01	63.37						
	1.20	9.52	17.53	24.92	31.78	38.13	43.94	49.17	53.77	57.68	60.83	63.17	64.63						
	1.50	9.61	17.70	25.17	32.11	38.55	44.44	49.76	54.44	58.43	61.67	64.09	65.63						
	3.00	9.66	17.82	25.35	32.35	38.84	44.80	50.17	54.91	58.96	62.26	64.74	66.34						
1120	1.00	10.65	19.60	27.81	35.38	42.29	48.50	53.93	58.51	62.15	64.75	66.24							
	1.05	10.70	19.71	27.97	35.59	42.56	48.82	54.31	58.94	62.63	65.29	66.83							
	1.20	10.81	19.92	28.29	36.02	43.09	49.46	55.05	59.78	63.58	66.35	67.99							
	1.50	10.89	20.09	28.54	36.35	43.51	49.96	55.63	60.45	64.33	67.18	68.91							
	3.00	10.95	20.20	28.72	36.59	43.80	50.31	56.05	60.92	64.86	67.77	69.56							
v [m/s]		5			10			15			20			25			30		
Sheaves		Statically balanced									Dynamically balanced								
Belt length correction factors c3																			
lw		4834	5084	5384	5684	6084	6384	6784	7184	7584	8084	8584	9084	9584	10084	11284	12584	14084	16084
c3		0.91	0.92	0.94	0.95	0.96	0.97	0.99	1.00	1.01	1.02	1.03	1.05	1.06	1.07	1.10	1.12	1.15	1.18

ΕΠΙΠΕΔΟΙ ΚΑΙ ΤΡΑΠΕΖΟΕΙΔΕΙΣ

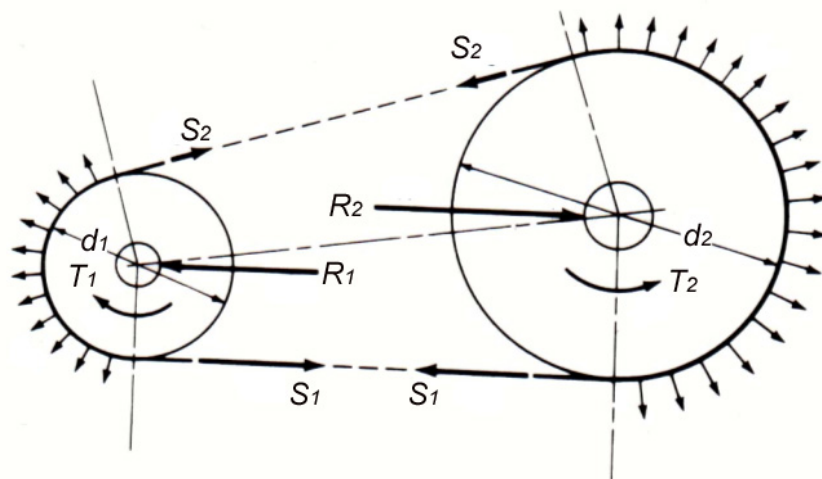
ΙΜΑΝΤΕΣ ΚΑΙ ΑΛΥΣΙΔΕΣ



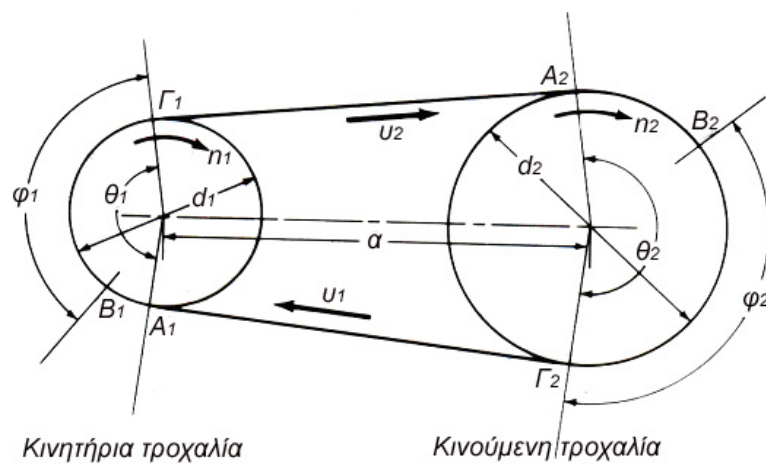
Διαφάνειες Διαλέξεων



Σχήμα 1: Ιμάντες διαφόρων ειδών



Σχήμα 2: Δυνάμεις και αντιδράσεις σε μαντοκίνηση

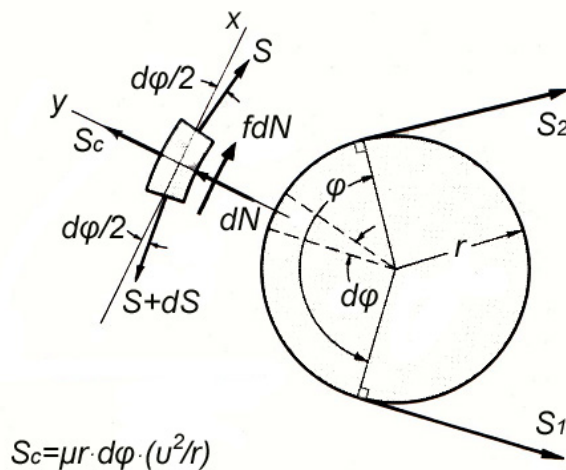


Σχήμα 3: Ερπυσμός και ενεργές γωνίες

Δυνάμεις

$$F_x = 0 \quad f dN = dS$$

$$F_y = 0 \quad dN = S d\theta$$



Σχήμα 4: Νόμος του Euler για μαντοκινήσεις

$$\frac{dS}{S} = f d\theta \Rightarrow \int_{S_1}^{S_2} \frac{dS}{S} = \int_0^\varphi f d\theta \Rightarrow \ln \frac{S_1}{S_2} = f\varphi$$

οπότε

$$\boxed{\frac{S_1}{S_2} = e^{f\varphi}}$$

Νόμος του Euler

Αν ληφθούν υπόψη οι φυγόκεντρες τότε:

$$\boxed{\frac{S_1 - S_c}{S_2 - S_c} = e^{f\varphi}}$$

όπου $S_c = \mu v^2$ με μ (kg/m) η γραμμική πυκνότητα του ιμάντα.

Αν S_0 η αρχική πρόταση τότε η γραμμική προσέγγιση σχέσεων τάσεων και παραμορφώσεων καταλήγει στην σχέση:

$$2S_0 = S_1 + S_2$$

ενώ η παραβολική προσέγγιση δίνει την

$$\sqrt{S_1} + \sqrt{S_2} = 2\sqrt{S_0}$$

Η μεταδιδόμενη μέσω της ιμαντοκίνησης ισχύς N δίνεται στο SI από την σχέση:

$$N = M_t \omega = (S_1 - S_2)(d/2) \times \frac{v}{(d/2)} = (S_1 - S_2)v$$

ενώ σε μικτό σύστημα μονάδων η ροπή και η ισχύς συνδέονται με την σχέση:

$$M_t = 71620 \frac{N}{n} \quad \text{ή}$$

$$N = \frac{M_t n}{71620} = \frac{(S_1 - S_2)(d/2)n}{71620} = \frac{(S_1 - S_2)dn}{2 \times 71620}$$

όπου το M_t σε $kp.cm$, n σε rpm και N σε HP .

Η μέγιστη ισχύς που μπορεί να μεταφερθεί αντιστοιχεί στην οριακή περίπτωση όπου $S_2 = 0$ και επομένως η S_1 λαμβάνει την μέγιστη τιμή της που είναι $S_1 = 2S_0$. Στην περίπτωση αυτή η μέγιστη ισχύς είναι:

$$N_{\max} = S_1 v = 2S_0 v = 2S_0 \omega \frac{d}{2}$$

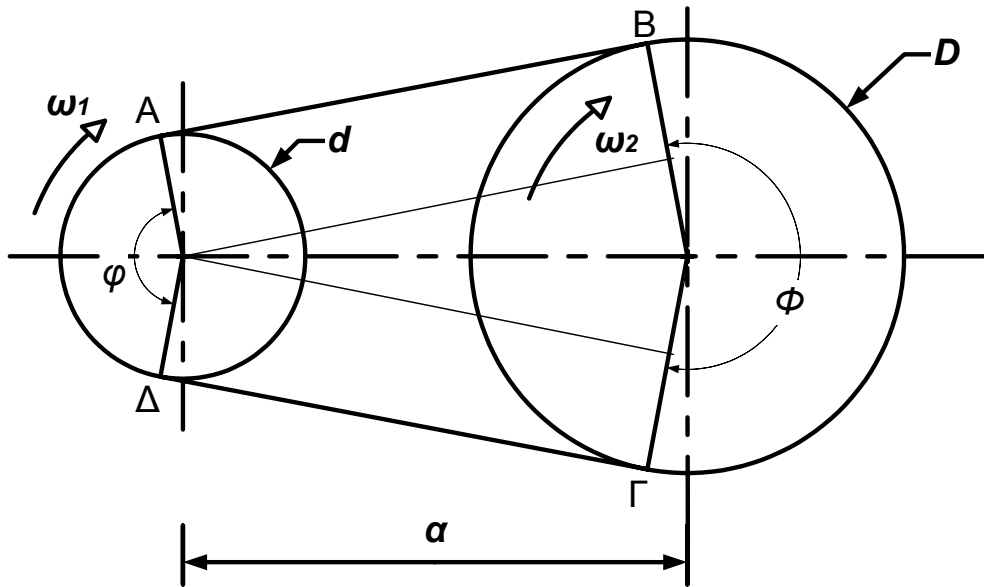
$$N = \frac{S_0 dn}{71620} \frac{1}{C_{ολ}} \quad \text{ή} \quad S_0 = 71620 \frac{NC_{ολ}}{dn}$$

Πίνακας 1: Συντελεστές ασφαλείας για ιμάντες

Συντελεστής υπερφόρτισης, C_1																
Στρωτή λειτουργία, φορτίο γνωστό με ακρίβεια													1.00....1.10			
Φυγοκεντρικές αντλίες, ανεμιστήρες													1.10....1.20			
Ρεκτιφιέ, φραιζες, μικρές εργαλειομηχανές													1.20....1.25			
Τόρνοι, ψυκτικά μηχανήματα													1.25....1.35			
Μεγάλες εργαλειομηχανές, ξυλουργικά και υφαντουργικά μηχανήματα													1.33....1.45			
Παλλινδρομικές μηχανές, πρέσες													1.45....1.55			
Σπαστήρες, σφύρες													1.55....2.00			
Μηχανές με εξαιρετικά μεγάλες κρούσεις, βαρεία ελαστρα													2.00....2.50			
Συντελεστής περιβάλλοντος, C_2																
Λειτουργία ιμάντα σε ξηρό περιβάλλον και σε κανονικές θερμοκρασίες													1.00			
Λειτουργία ιμάντα σε περιβάλλον υγρασίας, μεγάλες διαφορές θερμοκρασίας													1.10			
Λιπαρό περιβάλλον													1.25			
Νερό ή μεγάλη υγρασία													1.30			
Συντελεστής διάρκειας ζωής, C_3																
Λειτουργία ώρες / ημέρα	B / B_{max}															
	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 τόξου τύλιξης, C_4																
Γωνία τύλιξης	70	80	90	100	110	120	130	140	150	160	170	180	190	200	210	220
Επίπεδοι ιμάντες C_4			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	0.935
Τραπεζοειδείς ιμάντες C_4	1.73	1.59	1.47	1.37	1.28	1.22	1.16	1.12	1.08	1.05	1.02	1.00				
Συντελεστές είδους τάνυσης, C_5																
$C_5 = 1.0$	όταν η τάνυση γίνεται με κοχλίες															
$C_5 = 1.2$	όταν η τάνυση γίνεται με μάζεμα															
$C_5 = 0.8$	όταν έχουμε αυτοτάνυση															
Συντελεστές για τραπεζοειδείς ιμάντες, C_6 και C_7																
$C_6 = 1.00$	για $d_1 \geq d_{min}$	κ $C_6 = d_{min} / d_1$ οταν $d_{min} > d_1$														
$C_7 = 1.00$	για $j = 1$															
$C_7 = 1.25$	για $j > 1$															

$$C_{ολ} = \prod_{i=1}^7 C_i = C_1 C_2 C_3 C_4 C_5 C_6 C_7$$

Γεωμετρικές σχέσεις



Σχήμα 6: Γεωμετρικές σχέσεις σε μαντοκίνηση

$$\varphi = \pi - 2 \sin^{-1} \left(\frac{D-d}{2\alpha} \right) \quad \text{και} \quad \Phi = \pi + 2 \sin^{-1} \left(\frac{D-d}{2\alpha} \right)$$

$$L = \sqrt{4\alpha^2 - (D-d)^2} + \frac{1}{2}(D\Phi + d\varphi)$$

ή και

$$L = 2\alpha + \pi \left(\frac{D+d}{2} \right) + \frac{1}{a} \left(\frac{D-d}{2} \right)^2$$

επίσης

$$a = \frac{1}{2} \sqrt{\left(L - \frac{1}{2}(D\Phi + d\varphi) \right)^2 + (D-d)^2}$$

Πίνακας 2: Δεδομένα για τον υπολογισμό επιπέδων ιμάντων (Niemann)

Επίπεδοι ιμάντες		Αντοχή		Διαστάσεις		Τιμές υπολογισμού				Όρια		
		E	σ_B	s	b	γ	$\sigma_{\text{επ}}$	μ	E_b	$(d_1/s)_{\text{min}}$	B_{max}	u_{max}
		κρ/mm ²	κρ/mm ²	mm	mm	kg/dm ³	κρ/mm ²		κρ/mm ²		1/s	m/s
Δέρμα	Δέρμα HG	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	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	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			
Λάστιχο - ύφασμα	Gummi-Baumwolle	35...120	4.5...6.0	$\times 1.3$ (3...7) $\times 1.1$	20...300	1.20	0.39	0.5	5	30	9...6 9...6 30...20	40
	Balata-Baumwolle	90...150	5...6.5	(3...8) $\times 1.2$ $\times 0.6$	20...300	1.25	0.44	0.5	5	25	10...5 30...20	40
	Balata-Seilcord			4 oder 5	60...270	1.25	0.55	0.5	3	20	20...15	40
Ύφασμα	Kunstseide impragn.		5.0	2...18		1.00	0.39	0.35	4	25		
	Zellwolle igelitiert		4.5...5.0	2...10		1.10	0.39	0.8	4	25		
	Baumwolle		3.0...5.0	4...12		1.30	0.39	0.3	4	20		
	Kamelhaar		3.0...4.0	(3...6) x 1.8		1.15	0.44	0.3	4	20		
	Endlos gewebt		>10	0.4...12	10...2000	0.90	0.88	0.3	4	15	80	60
Ενισχ. Πλαστικό	Kunstatoff - Verbundriemen (Extremultus)	A)	20.0	(1...2) x 0.5	10...250	$1.2 + \frac{q}{s}$	2.0	$0.3 + \frac{v}{100}$	55	80	60	
		B) 55		(1...2) x 0.7	10...500					90		
		C)		(1...4) x 0.9	10...750					100		
Ενισχυμένοι με χάλυβα, βάση φελλού		21000	150.0	0.6...1.1	20...250	Χρήστος Α. Παπαδόπουλος	0.25		21000	1000		45

ΑΛΓΟΡΙΘΜΟΣ ΥΠΟΛΟΓΙΣΜΟΥ ΕΠΙΠΕΔΩΝ ΙΜΑΝΤΩΝ

1. Υπολογισμός διαμέτρου μικρής τροχαλίας:

$$d_1 = y_1 \sqrt{\frac{d_1}{s}} \sqrt[3]{\frac{NC_{o\lambda}}{(\sigma_{\varepsilon\pi} n_1)^2}}$$

όπου $y_1 = 80 \div 100$, $\frac{d_1}{s} = y_2 \left(\frac{d_1}{s} \right)_{\min}$

με $y_2 = 1.5 \div 2$ και $C_{o\lambda} = \prod_{i=1}^5 C_i = C_1 C_2 C_3 C_4 C_5$

Πίνακας 4: Τυποποιημένες διαμέτροι τροχαλιών για επίπεδους (DIN 111) και τραπεζοειδείς (DIN 2217) ιμάντες

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											

2. Υπολογισμός διαμέτρου μεγάλης τροχαλίας:

$$d_2 = (1 - \varepsilon) d_1 i = 0.985 d_1 i$$

3. Πάχος ιμάντα:

$$s = \frac{d_1}{(d_1/s)}$$

4. Ταχύτητα ιμάντα:

$$v_1 = \frac{\pi d_1 n_1}{60 \times 1000} \text{ m/s,}$$

$$v_2 = \frac{\pi d_2 n_2}{60 \times 1000} = v_1 \frac{100 - \varepsilon}{100} \approx 0.985 v_1 \text{ m/s}$$

Οι ταχύτητες ενδείκνυται να κείνται στο διάστημα
 $10 < v < 20 \text{ m/s}$

5. Απόσταση τροχαλιών:

$$\alpha = \max \left[(3d/2 + D/2), D \right] \quad \text{κατά Deutschman}$$

$$\alpha = \left[1.5 \times (d + D) \right] \text{κατά Dobrovolski.}$$

6. Μήκος ιμάντα:

$$L = 2a + \pi \left(\frac{D+d}{2} \right) + \frac{1}{a} \left(\frac{D-d}{2} \right)^2$$

7. Γωνία τύλιξης:

$$\varphi = \pi - 2 \sin^{-1} \left(\frac{D-d}{2\alpha} \right) \quad \text{και} \quad \varphi = \pi + 2 \sin^{-1} \left(\frac{D-d}{2\alpha} \right)$$

8. Πλάτος ιμάντα

$$b = \frac{NC_{ολ}}{N_o}$$

όπου $C_{ολ} = C_1 C_2 C_3 C_4 C_5$, $b_{τρ} = 1.12 \times b$, $s_f = s(1 - 10s/d_1)$.

9. Δυνάμεις : $S_1 + S_2 = 2S_0$,

$$S_1 - S_2 = U = 71620 \frac{2N}{n_1 d_1}$$

$$\frac{S_1}{S_2} = e^{f\varphi} \quad \text{ή} \quad \frac{S_1 - S_C}{S_2 - S_C} = e^{f\varphi}$$

$$\text{όπου} \quad S_C = \mu v^2$$

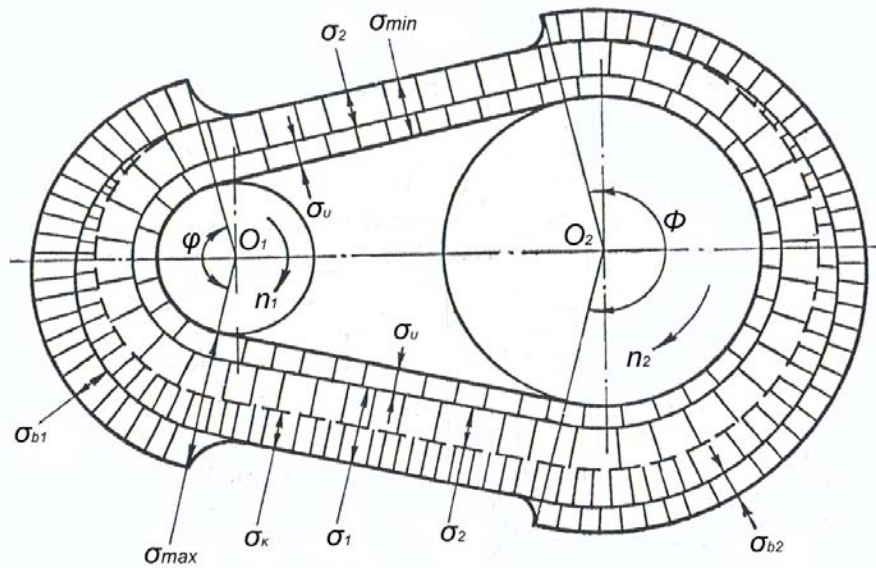
$\mu = \text{γραμμική πυκνότητα}$)

Η δύναμη που καταπονεί τον άξονα που φέρει την τροχαλία στο σημείο επαφής είναι

$$R = \sqrt{S_1^2 + S_2^2 - 2S_1 S_2 \cos a}$$

10.

11. Έλεγχος τάσεων:



Σχήμα 9: Κατανομή των τάσεων κατά μήκος του ιμάντα

Η αναπτυσσόμενη συνολική τάση στον ιμάντα δίνεται από την σχέση

$$\sigma_{\max} = \sigma_o + \sigma_{\kappa} + \sigma_{\nu} + \sigma_{b1} \leq \sigma_{\varepsilon\pi}$$

όπου

$$\sigma_o = \frac{S_0}{bs} = \varepsilon E \text{ η τάση λόγω της αρχικής πρότασης,}$$

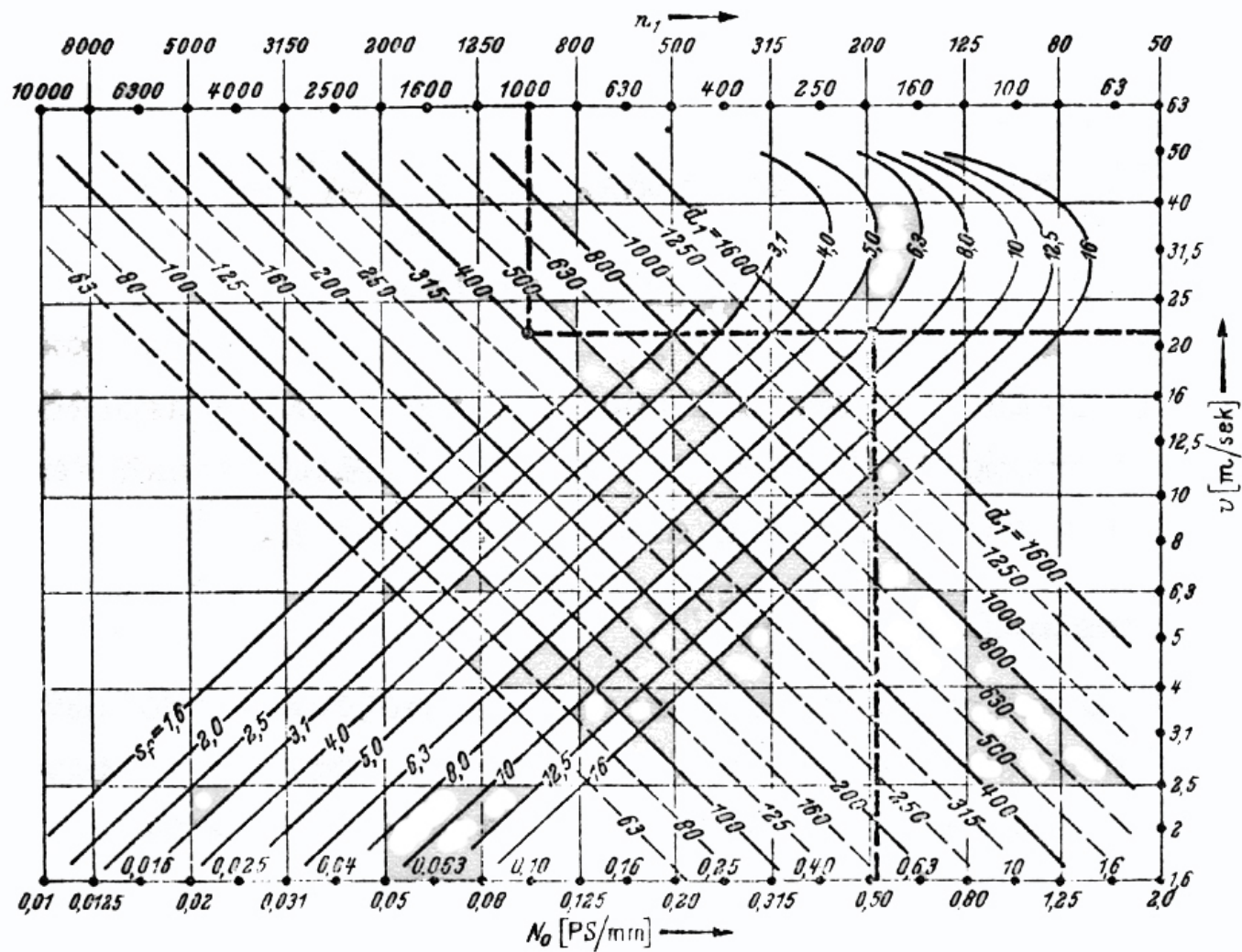
$$\sigma_{\kappa} = \frac{U}{bs} \text{ η ωφέλιμη τάση λόγω της } U,$$

$$\sigma_{\nu} = \left[\gamma_{(kg/dm^3)} v_{(m/s)}^2 / 1000 g_{(m/s^2)} \right]_{(kp/mm^2)} \text{ τάση λόγω}$$

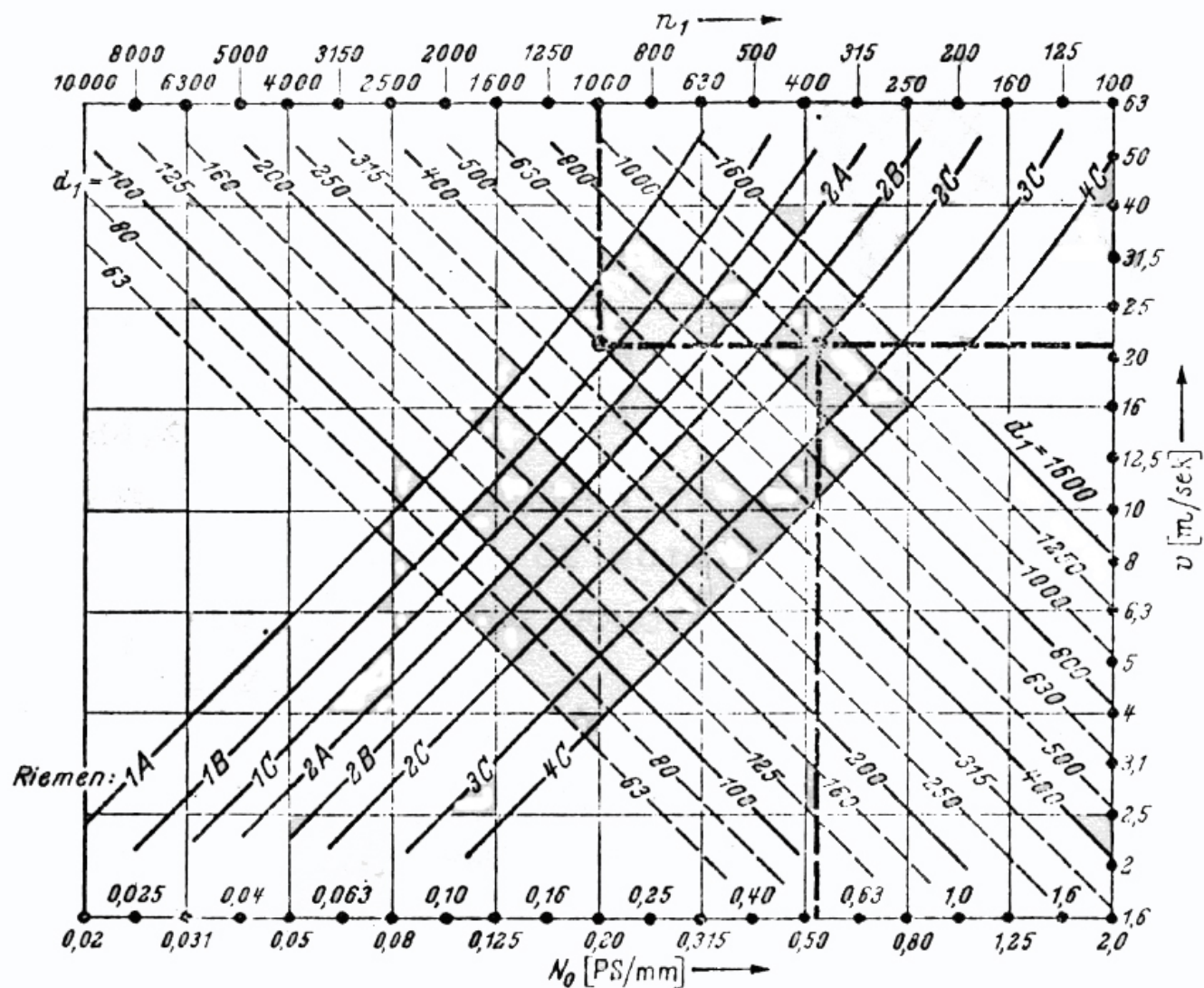
φυγοκέντρων δυνάμεων

$$\sigma_{b1} = E_b \left(\frac{s}{d_1} \right) \text{ και } \sigma_{b2} = E_b (s/d_2) \text{ στον ιμάντα που}$$

προκαλούνται από την τύλιξη του στην μικρή και μεγάλη τροχαλία αντίστοιχα.



Σχήμα 10: Νομογράφημα ειδικής ισχύος N_0 για δερμάτινους ιμάντες HG.

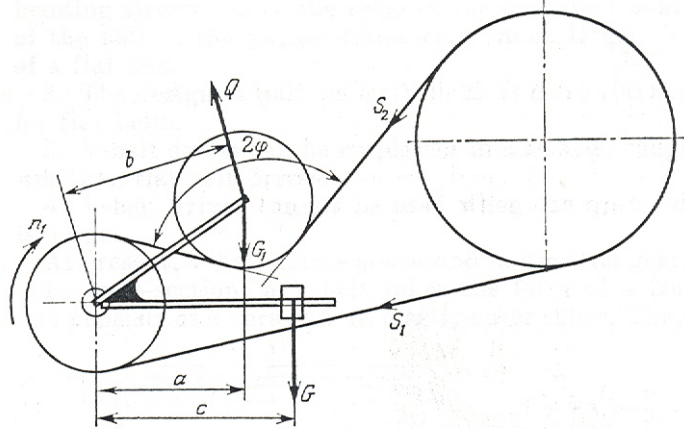


Σχήμα 12: Νομογράφημα ειδικής ισχύος N_0 για μάντες Extremultus.

ΣΥΣΤΗΜΑΤΑ ΤΑΝΥΣΗΣ

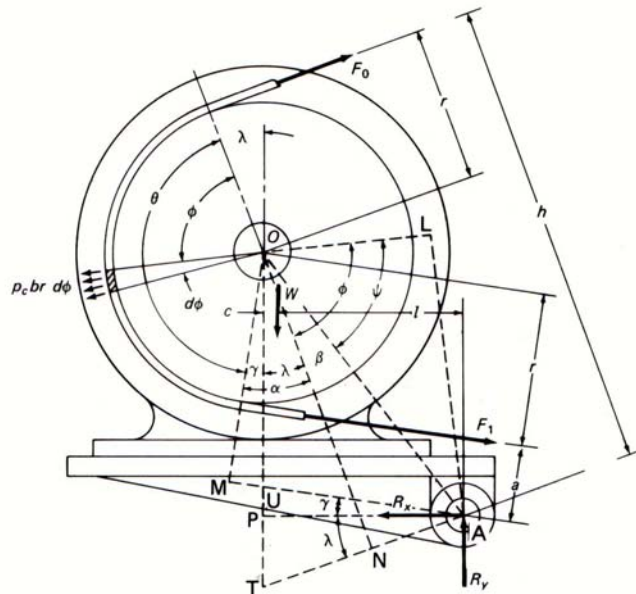
$$Qb - G_1a - Gc = 0 \Rightarrow G = \frac{Qb - G_1a}{c}$$

$$Q = \sqrt{S_2^2 + S_2^2 + 2S_2S_2 \cos 2\varphi} = \sqrt{2S_2^2(1 + \cos 2\varphi)} = 2S_2 \cos \varphi$$



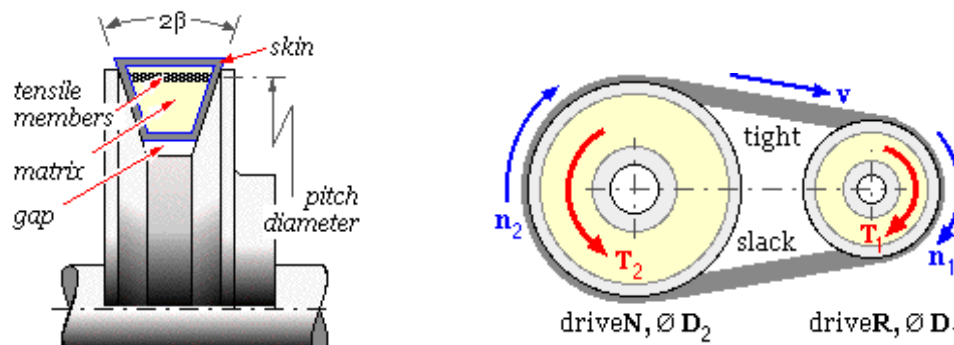
Σχήμα 14: Επίπεδη μαντοκίνηση με τροχαλία τάνυσης

$$F_1a + F_0h = Wl$$



Σχήμα 15: Επίπεδη μαντοκίνηση με τάνυση με την βοήθεια του βάρους του κινητήρα.

ΤΡΑΠΕΖΟΕΙΔΕΙΣ ΙΜΑΝΤΕΣ



Σχήμα 16: Τραπεζοειδείς μεταδόσεις

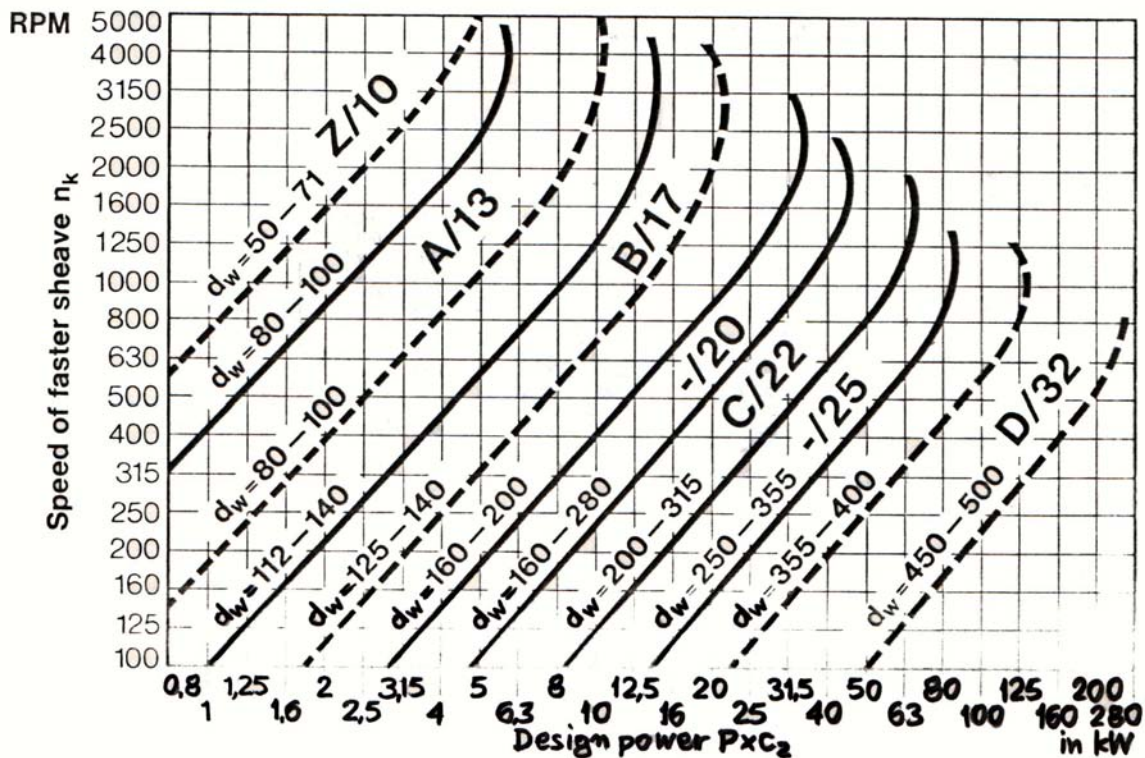
1. Προσδιορισμός του συντελεστή λειτουργίας c_2 από τον ακόλουθο πίνακα:

ΠΙΝΑΚΑΣ 6 : Πίνακας συντελεστών λειτουργίας c_2 για τραπεζοειδείς ιμάντες

Οι αναφερόμενες κινούμενες μηχανές αποτελούν αντιπροσωπευτικά παραδείγματα. Επιλέξτε μια κινούμενη μηχανή της οποίας τα χαρακτηριστικά του φορτίου είναι πλησιέστερα στην θεωρούμενη μηχανή.	ΕΙΔΗ ΚΙΝΗΤΗΡΙΩΝ ΜΗΧΑΝΩΝ					
	Κανονικά χαρακτηριστικά ροπής			Υψηλή ή ανομοιόμορφη ροπή		
	Κινητήρες AC, Κανονική ροπή, Κινητήρες DC, Μηχανές εσωτερικής καύσης πολλαπλών κυλίνδρων, πάνω από 600RPM			Κινητήρες AC, Υψηλή ροπή, Υψηλή ολίσθηση, κινητήρες DC, μονοκύλινδρες μηχανές εσωτερικής καύσης κάτω από 600RPM		
	Ημερήσιος Χρόνος λειτουργίας					
ΕΙΔΗ ΚΙΝΟΥΜΕΝΩΝ ΜΗΧΑΝΩΝ	Κάτω από 10 ώρες	Από 10-16 ώρες	Από 16-24 ώρες	Κάτω από 10 ώρες	Από 10-16 ώρες	Από 16-24 ώρες
Ελαφρύ ομοιόμορφο φορτίο Αναδευτήρες ρευστών, ανεμιστήρες μέχρι 7kW, φουσητήρες, φυγοκεντρικές αντλίες και συμπιεστές, Μεταφορικές ταινίες ελαφρού φορτίου	1	1.1	1.2	1.1	1.2	1.3
Μέτριο φορτίο Μεταφορικές ταινίες για άμμο, δημητριακά κλπ, αναδευτήρες ζύμης, ανεμιστήρες πάνω από 7kW, άξονες, πλυντήρια κάδων, μίκτες, εκτυπωτικές μηχανές, γεννήτριες, εργαλειομηχανές, τρυπάνια-πρέσσοι-ψαλίδια, αντλίες, περιστρεφόμενα-ταλαντούμενα συστήματα	1.1	1.2	1.3	1.2	1.3	1.4
Βαρύ φορτίο Μηχανές τουβλοποιίας, αναβατόρια κάδων, ανελκυστήρες, αναδευτήρες, εμβολοφόροι αεροσυμπιεστές, μεταφορικές ταινίες λιγνίτη κλπ,	1.2	1.3	1.4	1.4	1.5	1.6
Πολύ βαρύ φορτίο Σπαστήρες, μύλοι,	1.3	1.4	1.5	1.5	1.6	1.8

2. Υπολογισμός της ισχύος σχεδιασμού: $N_d = c_2 N$

3. Επιλογή του τύπου του ιμάντα δοθέντων των στροφών της κινητήριας τροχαλίας και της ισχύος σχεδιασμού.



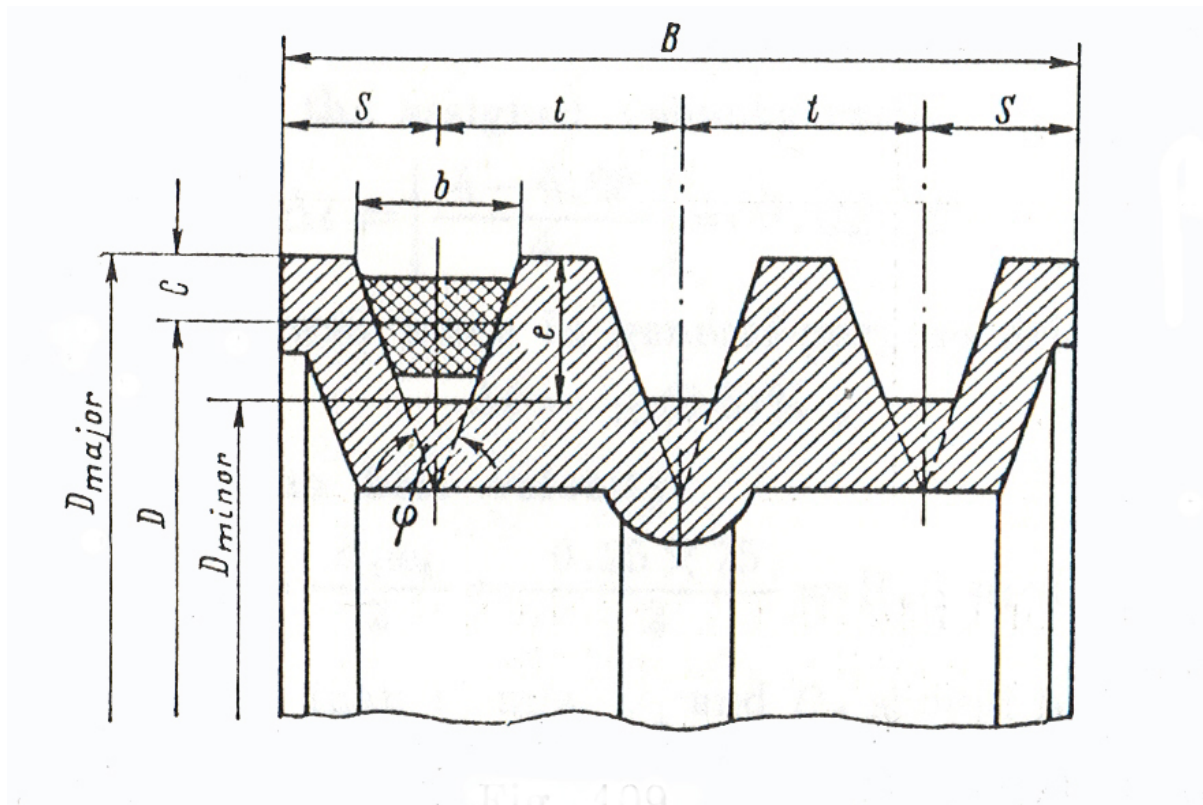
Σχήμα 18: Επιλογή τύπου τραπεζοειδούς ιμάντα

Προσδιορισμός σχέσης μετάδοσης $i = \frac{n_1}{n_2} = \frac{\omega_1}{\omega_2}$

4.Επιλογή διαμέτρου σχεδιασμού της μικρής τροχαλίας. Τα κριτήρια επιλογής είναι η διάμετρος να είναι τυποποιημένη, μεγαλύτερη ή ίση με την ελάχιστη διάμετρο $d_1 > d_{min}$ και η προκύπτουσα γραμμική ταχύτητα μεταξύ $5 < v < 30 \text{ m/s}$.



Σχήμα 19: Τύποι τραπεζοειδών τροχαλιών



Σχήμα 20: Γεωμετρία τραπεζοειδούς τροχαλίας

Πίνακας 8: Διαστάσεις διατομής τυποποιημένων τραπεζοειδών τροχαλιών							
Διαστάσεις από σχήμα	Διαστάσεις αυλακώσεων τροχαλιών για τραπεζοειδείς ιμάντες, mm						
	Z	A	B	C	D	E	F
c	2.5	3.5	5	6	8.5	10	12.5
e	10	12.5	16	21	28.5	34	43
t	12	16	20	26	37.5	44.5	58
s	8	10	12.5	17	24	29	38
Γωνία φ, deg	Διάμετροι σχεδιασμού που αντιστοιχούν, mm						
34	63-70	90-112	63-72	200	--	--	--
36	80-100	125-160	80-102	224-315	315-450	500-600	--
38	112-160	180-400	112-162	355-630	500-900	630-1120	800-1400
40	>=180	>=450	>=182	>=710	>=1000	>=1250	>=1600
Γωνία φ, deg	Διαστάσεις b του άνω μέρους της αυλάκωσης, mm						
34	10.0	13.1	17.0	22.7	--	--	--
36	10.1	13.3	17.2	22.9	32.5	38.5	--
38	10.2	13.4	17.4	23.1	32.8	38.9	50.6
40	10.3	13.5	17.5	23.3	33.2	39.3	51.1

5. Υπολογισμός της κινούμενης τροχαλίας.

$$d_2 = (1 - \varepsilon) d_1 i, \text{ όπου } \varepsilon = 0.01 - 0.03$$

6.Μήκος ιμάντα:

$$L = 2a + \pi(R_1 + R_2) + \frac{(R_2 - R_1)^2}{a}$$

$$a = 0.70(D_1 + D_2)$$

7.Βρίσκουμε το εσωτερικό μήκος του ιμάντα αφαιρώντας ΔL από το μήκος που υπολογίσαμε. Η τιμή του ΔL δίνεται για κάθε τύπο ιμάντα στον Πίνακα (). Έτσι προκύπτει η ανάγκη για διόρθωση της απόστασης a

$$a = p + \sqrt{p^2 - q}, \text{ όπου } p = \frac{L}{4} - \frac{\pi(D_1 + D_2)}{8}$$

$$\text{και } q = \frac{(D_1 - D_2)^2}{8}$$

Έλεγχος: πρέπει $B = \frac{v}{L} < 10 \text{ εναλ/s}$, αλλιώς το a πρέπει να αυξηθεί.

8.Προσδιορισμός του συντελεστή τόξου τύλιξης c_1 , από τον Πίνακα 3 που ακολουθεί

ΠΙΝΑΚΑΣ 9 : Συντελεστής τόξου τύλιξης c_1 .										
$\frac{D-d}{a}$	0	0.15	0.35	0.5	0.7	0.85	1	1.15	1.3	1.45
Γωνία επαφής, φ	180	170	160	150	140	130	120	110	100	90
Συντελεστής διόρθωσης	1	0.98	0.95	0.92	0.89	0.86	0.82	0.78	0.73	0.68

9.Προσδιορισμός της ειδικής ισχύος N_0 ανά επιλεχθέντα ιμάντα, από πίνακες.

10.Προσδιορισμός του συντελεστή διόρθωσης μήκους ιμάντα c_3 .

11.Υπολογισμός αριθμού κλάδων.

$$j = \frac{Nc_2}{N_0 \times c_1 \times c_3}$$

Τα υπόλοιπα στοιχεία υπολογίζονται όπως στους επίπεδους ιμάντες.

Πίνακας 10: Όριο ωφέλιμης τάσης σ_u σε τραπεζοειδείς ιμάντες για αρχική τάση $\sigma_o = 1.5 \text{ N/mm}^2$					
Διάμετρος μικρής τροχαλίας	Τύπος τραπεζοειδούς ιμάντα	Επιτρεπόμενη τάση	Διάμετρος μικρής τροχαλίας	Τύπος τραπεζοειδούς ιμάντα	Επιτρεπόμενη τάση
63	Z	(1.35)	315	D	1.67
71		1.62	355		1.93
80		1.74	400		2.16
>90		1.86	>450		2.24
90	A	(1.35)	450	E	(1.32)
100		1.67	500		1.67
112		1.80	560		1.93
>125		1.91	630		2.24
125	B	(1.35)	710	F	(1.30)
140		1.67	800		1.67
160		1.88	900		1.95
>180		2.05	1000		2.24
180	C	(1.35)			
200		1.67			
224		1.89			
250		2.07			
>280		2.24			

Σημείωση: Οι τιμές στη παρένθεση αντιστοιχούν σε $\sigma_o = 1.2 \text{ N/mm}^2$

ΠΙΝΑΚΑΣ 11 : Τοποποιημένες διάμετροι τροχαλιών τραπεζοειδών μάντων (DIN2 211/17)											
5	6	8	10	13	17		20	22	25	32	40
-	Y	-	Z	A	B	-	-	C	-	D	E
-		-	SPZ	SPA	SPB	19	-	SPC	-	-	-
20											
22											
25											
28	28										
31.5	31.5										
35.5	35.5										
40	40	40									
45	45	45									
50	50	50									
56	56	56									
63	63	63	63								
			67								
71	71	71	71								
			75								
80	80	80	80								
			85								
	90	90	90	90							
				95							
	100	100	100	100							
				106							
	112	112	112	112							
				118							
	125	125	125	125							
				132							
		140	140	140	140						
					150						
		160	160	160	160		160				
					170						
		180	180	180	180	180	180				
					190	190					
		200	200	200	200	200	200				
						212					
			224	224	224	224	224	224			
								236			
			250	250	250	250	250	250	250		
								265			
			280	280	280	280	280	280	280		
			315	315	315	315	315	315	315		
			355	355	355	355	355	355	355	355	
			400	400	400	400	400	400	400	400	
			450	450	450	450	450	450	450	450	
			500	500	500	500	500	500	500	500	500
			560	560	560	560	560	560	560	560	560
			630	630	630	630	630	630	630	630	630
			710	710	710	710	710	710	710	710	710
				800	800	800	800	800	800	800	800
				900	900	900	900	900	900	900	900
				1000	1000	1000	1000	1000	1000	1000	1000
					1120	1120	1120	1120	1120	1120	1120
					1250	1250	1250	1250	1250	1250	1250
					1400	1400	1400	1400	1400	1400	1400
					1600	1600	1600	1600	1600	1600	1600
						1800	1800	1800	1800	1800	1800
						2000	2000	2000	2000	2000	2000

ΠΙΝΑΚΑΣ 12: Τυποποιημένα μήκη τραπεζοειδών ιμάντων.

- / 5	Y / 6	-8	Z / 10	A / 13	B / 17
160	240	280	375 1000	483 1041 1750	615 1200 2083 4500
185	250	315	380 1060	535 1060 1780	650 1215 2108 4572
190	260	355	400 1105	560 1090 1800	670 1225 2120 4750
229	265	375	425 1120	580 1105 1854	710 1250 2160 5000
236	270	430	450 1170	600 1120 1900	725 1300 2200 5300
260	280	450	475 1180	630 1143 1980	750 1320 2240 5600
265	300	475	500 1230	655 1168 2000	762 1350 2286 6000
270	330	530	520 1250	670 1180 2030	770 1372 2300 6300
280	335	560	530 1300	690 1200 2057	775 1400 2360 6700
287	339	580	560 1320	710 1220 2083	800 1422 2400 7000
300	350	600	575 1400	730 1250 2100	825 1425 2450 7100
303	352	630	600 1450	750 1270 2120	838 1450 2465
315	372	670	630 1500	780 1300 2150	850 1500 2500
322	380	680	670 1525	787 1320 2200	875 1525 2540
330	400	700	710 1580	800 1346 2240	889 1550 2650
335	425	710	730 1600	813 1372 2285	900 1575 2667
340	450	750	750 1680	825 1400 2360	925 1600 2700
345	500	760	775 1700	838 1422 2435	950 1625 2800
350	540	800	800 1730	850 1448 2475	965 1650 2840
352	550	830	820 1800	855 1475 2500	975 1676 2950
375	580	850	850 1830	875 1500 2650	990 1700 3000
406	600	900	875 1900	889 1525 2730	1000 1725 3050
420	640	950	900 2000	900 1550 2800	1017 1750 3150
425	850	1000	950 2080	914 1575 2840	1030 1761 3250
435		1115	980 2240	925 1600 3000	1050 1775 3350
465		1200	2480	950 1625 3050	1060 1800 3450
475		1250		965 1651 3150	1075 1850 3550
495		1500		975 1676 3250	1090 1900 3658
500				1000 1700 3550	1120 1950 3750
514				1016 1725 3650	1150 1981 4000
530				4000	1175 2000 4200
554					1180 2030 4250
600					2060 4394
ΔL = 12mm	ΔL = 19mm	ΔL = 20mm	ΔL = 24mm	ΔL = 32mm	ΔL = 42mm
-20	C / 22	-25	D / 32	E / 40	
	1350 3000	1000 2965	1350 3550	3658	3000
	1400 3150	1090 3000	1400 3750	3750	3350
	1500 3350	1180 3050	1500 4000	4000	4000
	1600 3550	1210 3150	1700 4250	4200	5000
	1660 3750	1250 3250	1800 4500	4250	5600
	1700 4000	1295 3350	1900 4750	4394	6000
	1800 4500	1320 3454	1950 5000	4500	6300
	1900 5000	1400 3550	2000 5300	4572	7100
	1950 5300	1500 3658	2050 5600	4750	7500
	2000 5600	1524 3750	2200 6000	5000	8000
	2050 6000	1600 4000	2240 6300	5300	9000
	2120 6300	1700 4020	2325 6500	5330	10000
	2200 6700	1727 4115	2500 6700	5600	11200
	2240 7100	1800 4390	2650 7100	6000	12500
	2325 7500	1900 4500	2700 7500	6300	
	2360 8000	2000 4572	2800 8000	6700	
	2500	2057 5000	2950 8500	7100	
	2650	2159 5300	3000 9000	7500	
	2700	2286 5600	3150 9500	8000	
	2800	2360 6000	3350 10000	8500	
		2450 6300		9000	
		2500 6700		9500	
		2560 7100		10000	
		2670 7500		11200	
		2685 7650		12500	
		2800 8000			
		2840 8500			
ΔL = 50mm	ΔL = 61mm	ΔL = 64mm	ΔL = 80mm	ΔL = 84mm	

Πίνακας 13: Ειδική ισχύς για τραπεζοειδείς μάντες τύπου Z

Z/10

Power ratings

The power ratings P_R (in kW) shown below are a function of small sheave diameter, d_w (small sheave speed, n_k (rpm), and speed ratio, $i = n_1/n_2$ they apply to MULTIFLEX V-Belts of section 10/Z, with an average pitch length $l_w = 824$ mm, and arc of contact $\alpha = 180^\circ$.

Correction factors: arc of contact c_1 (Table 1)
 service load c_2 (Table 2)
 belt length c_3 (foot of page)

Table 9

d _w [mm]	i or 1:i	Speed of small sheave n _k [rpm]																								
		200	400	700	800	950	1200	1450	2000	2400	2850	3200	3600	4000	4500	5000	5500	6000	6500	7000						
		Power rating per belt P _R [kW]																								
40	1.00	0.05	0.07	0.11	0.12	0.13	0.16	0.17	0.21	0.23	0.24	0.25	0.26	0.27	0.27	0.27	0.26	0.24	0.22	0.20						
	1.05	0.05	0.08	0.12	0.13	0.14	0.17	0.19	0.23	0.25	0.27	0.28	0.29	0.30	0.31	0.31	0.30	0.28	0.26	0.24						
	1.20	0.05	0.09	0.13	0.14	0.16	0.19	0.21	0.26	0.29	0.32	0.34	0.36	0.37	0.39	0.40	0.40	0.40	0.40	0.39						
	1.50	0.05	0.09	0.14	0.15	0.17	0.20	0.23	0.29	0.32	0.36	0.38	0.41	0.43	0.45	0.47	0.48	0.49	0.49	0.48						
45	1.00	0.06	0.10	0.16	0.17	0.19	0.23	0.26	0.33	0.36	0.40	0.43	0.46	0.48	0.50	0.52	0.52	0.53	0.52	0.51						
	1.05	0.06	0.11	0.16	0.18	0.20	0.24	0.28	0.34	0.39	0.43	0.46	0.49	0.52	0.54	0.56	0.57	0.58	0.58	0.57						
	1.20	0.07	0.11	0.17	0.19	0.22	0.26	0.30	0.38	0.43	0.48	0.52	0.55	0.59	0.62	0.65	0.67	0.69	0.69	0.69						
	1.50	0.07	0.12	0.18	0.20	0.23	0.28	0.32	0.41	0.46	0.52	0.56	0.60	0.64	0.68	0.72	0.75	0.77	0.79	0.79						
50	1.00	0.07	0.13	0.20	0.22	0.25	0.30	0.35	0.44	0.50	0.56	0.60	0.65	0.69	0.73	0.76	0.78	0.80	0.80	0.80						
	1.05	0.08	0.13	0.21	0.23	0.26	0.31	0.36	0.46	0.52	0.59	0.63	0.68	0.72	0.77	0.80	0.83	0.85	0.86	0.86						
	1.20	0.08	0.14	0.22	0.24	0.28	0.34	0.39	0.49	0.56	0.64	0.69	0.74	0.79	0.85	0.89	0.93	0.96	0.98	0.98						
	1.50	0.08	0.15	0.23	0.26	0.29	0.35	0.41	0.52	0.60	0.68	0.73	0.79	0.85	0.91	0.96	1.01	1.04	1.07	1.08						
56	1.00	0.09	0.16	0.25	0.28	0.33	0.39	0.45	0.58	0.66	0.75	0.81	0.87	0.93	0.99	1.04	1.08	1.10	1.12	1.12						
	1.05	0.09	0.17	0.26	0.29	0.33	0.40	0.47	0.60	0.68	0.77	0.84	0.90	0.96	1.03	1.08	1.13	1.16	1.18	1.18						
	1.20	0.10	0.17	0.27	0.31	0.35	0.42	0.49	0.63	0.73	0.82	0.89	0.97	1.03	1.11	1.17	1.22	1.26	1.29	1.31						
	1.50	0.10	0.18	0.28	0.32	0.36	0.44	0.51	0.66	0.76	0.86	0.94	1.02	1.09	1.17	1.24	1.30	1.35	1.38	1.40						
63	1.00	0.11	0.20	0.32	0.35	0.41	0.49	0.57	0.74	0.84	0.96	1.04	1.12	1.20	1.28	1.35	1.40	1.44	1.45	1.45						
	1.05	0.11	0.20	0.32	0.36	0.42	0.50	0.59	0.75	0.87	0.98	1.07	1.16	1.23	1.32	1.39	1.45	1.49	1.51	1.51						
	1.20	0.12	0.21	0.34	0.38	0.43	0.52	0.61	0.79	0.91	1.03	1.12	1.22	1.31	1.40	1.48	1.55	1.60	1.63	1.64						
	1.50	0.12	0.22	0.35	0.39	0.45	0.54	0.63	0.82	0.94	1.07	1.17	1.27	1.36	1.46	1.55	1.62	1.68	1.72	1.74						
71	1.00	0.13	0.24	0.39	0.43	0.50	0.61	0.71	0.91	1.05	1.19	1.30	1.40	1.50	1.60	1.68	1.74	1.77	1.79	1.77						
	1.05	0.14	0.25	0.39	0.44	0.51	0.62	0.72	0.93	1.07	1.22	1.32	1.43	1.53	1.64	1.72	1.79	1.83	1.85	1.84						
	1.20	0.14	0.25	0.41	0.45	0.52	0.64	0.75	0.97	1.12	1.27	1.38	1.50	1.60	1.72	1.81	1.89	1.94	1.96	1.96						
	1.50	0.14	0.26	0.42	0.47	0.54	0.65	0.77	0.99	1.15	1.31	1.43	1.55	1.66	1.78	1.88	1.96	2.02	2.05	2.06						
80	1.00	0.16	0.29	0.46	0.52	0.60	0.73	0.85	1.11	1.28	1.45	1.57	1.70	1.81	1.93	2.02	2.08	2.10	2.10	2.05						
	1.05	0.16	0.29	0.47	0.53	0.61	0.74	0.87	1.13	1.30	1.48	1.60	1.73	1.85	1.97	2.06	2.13	2.16	2.16	2.12						
	1.20	0.16	0.30	0.48	0.54	0.63	0.76	0.89	1.16	1.34	1.53	1.66	1.80	1.92	2.05	2.15	2.22	2.26	2.27	2.24						
	1.50	0.17	0.30	0.49	0.55	0.64	0.78	0.91	1.19	1.37	1.57	1.70	1.85	1.97	2.11	2.22	2.30	2.35	2.36	2.34						
90	1.00	0.19	0.34	0.55	0.62	0.71	0.87	1.02	1.32	1.52	1.73	1.87	2.01	2.14	2.26	2.35	2.39	2.40	2.35	2.25						
	1.05	0.19	0.34	0.56	0.62	0.72	0.88	1.03	1.34	1.54	1.75	1.90	2.05	2.17	2.30	2.39	2.44	2.45	2.41	2.31						
	1.20	0.19	0.35	0.57	0.64	0.74	0.90	1.06	1.37	1.58	1.80	1.95	2.11	2.25	2.38	2.48	2.54	2.56	2.52	2.44						
	1.50	0.19	0.36	0.58	0.65	0.75	0.92	1.08	1.40	1.62	1.84	2.00	2.16	2.30	2.45	2.55	2.62	2.64	2.61	2.54						
100	1.00	0.21	0.39	0.63	0.71	0.82	1.01	1.18	1.53	1.76	1.99	2.15	2.31	2.44	2.56	2.63	2.65	2.60	2.49	2.32						
	1.05	0.22	0.39	0.64	0.72	0.83	1.02	1.19	1.55	1.78	2.01	2.18	2.34	2.47	2.60	2.68	2.70	2.66	2.55	2.38						
	1.20	0.22	0.40	0.65	0.73	0.85	1.04	1.22	1.58	1.82	2.06	2.23	2.40	2.54	2.68	2.76	2.79	2.76	2.67	2.50						
	1.50	0.22	0.41	0.66	0.74	0.86	1.05	1.24	1.61	1.85	2.10	2.28	2.46	2.60	2.76	2.83	2.87	2.85	2.76	2.60						
112	1.00	0.25	0.45	0.74	0.83	0.96	1.17	1.37	1.77	2.03	2.29	2.46	2.63	2.79	2.86	2.89	2.85	2.73	2.51	2.27						
	1.05	0.25	0.46	0.74	0.83	0.96	1.18	1.38	1.79	2.05	2.31	2.49	2.66	2.79	2.90	2.94	2.90	2.78	2.57	2.20						
	1.20	0.25	0.46	0.75	0.85	0.98	1.20	1.40	1.82	2.09	2.36	2.55	2.72	2.88	2.98	3.03	3.00	2.89	2.69	2.39						
	1.50	0.25	0.47	0.76	0.86	0.99	1.21	1.42	1.85	2.13	2.40	2.59	2.78	2.92	3.04	3.10	3.08	2.97	2.78	2.49						
Sheaves	1.00	0.26	0.47	0.77	0.87	1.00	1.23	1.44	1.87	2.15	2.43	2.62	2.81	2.96	3.09	3.15	3.13	3.03	2.84	2.56						
	1.05																									
	1.20																									
	1.50																									
v [m/s]	2		5				10				15				20				25				30			
Sheaves	Statically balanced										Dynamically balanced															

Belt length correction factors c₃

l _w	424	449	474	494	524	554	584	624	654	704	734	824	924	1024	1144	1274	1424	1624
c ₃	0,87	0,88	0,89	0,90	0,91	0,92	0,93	0,94	0,95	0,96	0,97	1,00	1,03	1,06	1,08	1,11	1,14	1,17

Πίνακας 14: Ειδική ισχύς για τραπεζοειδείς μάντες τύπου A

A/13

Power ratings

The power ratings P_R (in kW) shown below are a function of small sheave pitch diameter, d_w ; small sheave speed, n_k (rpm), and speed ratio, $i = n_1/n_2$; they apply to MULTIFLEX V-Belts of section 13, with an average pitch length $l_w = 1732$ mm, and arc of contact $\beta = 180^\circ$.

Correction factors: arc of contact c_1 (Table 1)
 service load c_2 (Table 2)
 belt length c_3 (foot of page)

Table 10

d _w [mm]	i or 1:i	Speed of small sheave n _k [rpm]																			
		100	200	400	700	800	950	1200	1450	1800	2000	2200	2400	2600	2850	3200	3600	4000	4500	5000	
		Power rating per belt P _R [kW]																			
63	1.00	0.08	0.13	0.22	0.33	0.36	0.40	0.47	0.53	0.60	0.63	0.66	0.69	0.72	0.74	0.77	0.79	0.79	0.77	0.73	
	1.05	0.08	0.13	0.23	0.34	0.38	0.42	0.49	0.56	0.64	0.68	0.71	0.75	0.78	0.81	0.84	0.87	0.88	0.87	0.84	
	1.20	0.08	0.14	0.25	0.37	0.41	0.47	0.55	0.62	0.72	0.77	0.81	0.86	0.89	0.94	0.99	1.03	1.06	1.08	1.07	
	1.50	0.09	0.15	0.26	0.40	0.44	0.50	0.59	0.68	0.78	0.84	0.89	0.94	0.99	1.04	1.10	1.16	1.20	1.24	1.25	
1.50	1.50	0.11	0.19	0.33	0.52	0.58	0.68	0.79	0.91	1.07	1.15	1.23	1.30	1.37	1.45	1.55	1.65	1.73	1.80	1.83	
1.50	3.00	0.09	0.16	0.27	0.42	0.46	0.52	0.62	0.71	0.83	0.89	0.95	1.00	1.05	1.11	1.18	1.25	1.31	1.35	1.37	
71	1.00	0.10	0.17	0.29	0.45	0.50	0.56	0.67	0.76	0.88	0.94	1.00	1.05	1.10	1.16	1.22	1.28	1.31	1.33	1.31	
	1.05	0.10	0.17	0.30	0.46	0.51	0.59	0.69	0.80	0.92	0.99	1.05	1.11	1.16	1.22	1.30	1.36	1.41	1.43	1.43	
	1.20	0.10	0.18	0.32	0.50	0.55	0.63	0.75	0.86	1.00	1.08	1.15	1.22	1.28	1.35	1.44	1.52	1.59	1.64	1.65	
	1.50	0.11	0.20	0.34	0.54	0.60	0.69	0.82	0.95	1.11	1.20	1.29	1.37	1.44	1.53	1.64	1.74	1.83	1.91	1.96	
1.50	3.00	0.11	0.20	0.34	0.54	0.60	0.69	0.82	0.95	1.11	1.20	1.29	1.37	1.44	1.53	1.64	1.74	1.83	1.91	1.96	
80	1.00	0.12	0.21	0.37	0.59	0.65	0.74	0.89	1.02	1.20	1.29	1.37	1.45	1.53	1.61	1.71	1.81	1.87	1.92	1.92	
	1.05	0.12	0.22	0.38	0.60	0.67	0.77	0.92	1.06	1.24	1.33	1.42	1.51	1.59	1.68	1.79	1.89	1.97	2.02	2.03	
	1.20	0.13	0.23	0.40	0.63	0.71	0.81	0.97	1.12	1.32	1.42	1.52	1.62	1.70	1.81	1.93	2.05	2.15	2.23	2.26	
	1.50	0.13	0.23	0.42	0.66	0.73	0.84	1.01	1.17	1.38	1.50	1.60	1.70	1.80	1.91	2.05	2.18	2.29	2.39	2.44	
1.50	3.00	0.13	0.24	0.43	0.68	0.75	0.87	1.04	1.21	1.43	1.55	1.66	1.76	1.86	1.98	2.13	2.27	2.39	2.50	2.56	
90	1.00	0.15	0.26	0.47	0.74	0.82	0.94	1.13	1.31	1.54	1.66	1.78	1.88	1.98	2.10	2.24	2.36	2.45	2.52	2.51	
	1.05	0.15	0.27	0.47	0.75	0.84	0.96	1.16	1.34	1.58	1.71	1.83	1.94	2.04	2.16	2.31	2.45	2.55	2.62	2.63	
	1.20	0.15	0.28	0.49	0.78	0.87	1.01	1.21	1.41	1.66	1.80	1.93	2.05	2.16	2.29	2.45	2.61	2.73	2.82	2.85	
	1.50	0.16	0.28	0.51	0.81	0.90	1.04	1.26	1.46	1.73	1.87	2.00	2.13	2.25	2.39	2.57	2.74	2.87	2.98	3.03	
1.50	3.00	0.16	0.29	0.52	0.83	0.92	1.06	1.29	1.50	1.77	1.92	2.06	2.19	2.32	2.47	2.65	2.83	2.97	3.10	3.16	
100	1.00	0.17	0.31	0.56	0.88	0.99	1.14	1.37	1.59	1.88	2.03	2.17	2.30	2.42	2.56	2.73	2.88	2.99	3.05	3.02	
	1.05	0.17	0.31	0.56	0.90	1.01	1.16	1.40	1.62	1.92	2.07	2.22	2.36	2.48	2.63	2.80	2.97	3.08	3.15	3.14	
	1.20	0.18	0.32	0.58	0.93	1.04	1.20	1.45	1.69	2.00	2.16	2.32	2.46	2.60	2.76	2.95	3.13	3.26	3.35	3.36	
	1.50	0.18	0.33	0.60	0.96	1.07	1.24	1.50	1.74	2.06	2.23	2.40	2.55	2.69	2.86	3.06	3.26	3.40	3.52	3.54	
1.50	3.00	0.18	0.34	0.61	0.98	1.09	1.26	1.53	1.78	2.11	2.28	2.45	2.61	2.76	2.93	3.14	3.35	3.50	3.63	3.67	
112	1.00	0.20	0.37	0.66	1.06	1.19	1.37	1.65	1.92	2.27	2.45	2.62	2.78	2.93	3.09	3.29	3.46	3.56	3.59	3.51	
	1.05	0.20	0.37	0.67	1.08	1.20	1.39	1.68	1.96	2.31	2.50	2.67	2.84	2.99	3.16	3.36	3.54	3.65	3.70	3.62	
	1.20	0.21	0.38	0.69	1.11	1.24	1.43	1.74	2.02	2.39	2.59	2.77	2.95	3.11	3.29	3.51	3.70	3.83	3.90	3.85	
	1.50	0.21	0.39	0.70	1.13	1.27	1.47	1.78	2.07	2.46	2.66	2.85	3.03	3.20	3.39	3.62	3.83	3.98	4.06	4.03	
1.50	3.00	0.22	0.39	0.71	1.15	1.29	1.49	1.81	2.11	2.50	2.71	2.91	3.09	3.26	3.46	3.70	3.92	4.08	4.18	4.15	
125	1.00	0.23	0.43	0.78	1.25	1.40	1.61	1.95	2.27	2.68	2.90	3.10	3.28	3.45	3.63	3.84	4.01	4.09	4.06	3.87	
	1.05	0.24	0.43	0.79	1.27	1.42	1.64	1.98	2.31	2.73	2.94	3.15	3.34	3.51	3.70	3.92	4.09	4.18	4.16	3.98	
	1.20	0.24	0.44	0.80	1.30	1.45	1.68	2.04	2.37	2.81	3.03	3.25	3.44	3.63	3.83	4.06	4.26	4.36	4.37	4.21	
	1.50	0.24	0.45	0.82	1.32	1.48	1.71	2.08	2.42	2.87	3.11	3.33	3.53	3.72	3.93	4.18	4.39	4.51	4.53	4.39	
1.50	3.00	0.25	0.45	0.83	1.34	1.50	1.74	2.11	2.46	2.92	3.16	3.38	3.59	3.78	4.00	4.26	4.48	4.61	4.64	4.51	
140	1.00	0.27	0.50	0.91	1.47	1.64	1.89	2.30	2.67	3.15	3.39	3.62	3.83	4.01	4.21	4.42	4.56	4.58	4.42	4.22	
	1.05	0.27	0.50	0.92	1.48	1.66	1.92	2.32	2.70	3.19	3.44	3.67	3.88	4.07	4.27	4.49	4.64	4.67	4.53	4.35	
	1.20	0.28	0.51	0.93	1.51	1.69	1.96	2.38	2.77	3.27	3.53	3.77	3.99	4.19	4.40	4.64	4.80	4.85	4.73	4.55	
	1.50	0.28	0.52	0.95	1.54	1.72	1.99	2.42	2.82	3.33	3.60	3.85	4.08	4.28	4.50	4.75	4.93	5.09	5.19	5.09	
1.50	3.00	0.28	0.52	0.96	1.56	1.74	2.02	2.45	2.86	3.38	3.65	3.90	4.14	4.35	4.58	4.83	5.02	5.10	5.00	4.88	
160	1.00	0.32	0.59	1.08	1.75	1.96	2.26	2.74	3.18	3.73	4.02	4.27	4.49	4.69	4.88	5.06	5.11	4.99	4.82	4.64	
	1.05	0.32	0.59	1.09	1.76	1.98	2.28	2.77	3.21	3.78	4.06	4.32	4.55	4.75	4.95	5.13	5.19	5.09	4.92	4.75	
	1.20	0.33	0.60	1.11	1.80	2.01	2.33	2.82	3.28	3.86	4.15	4.42	4.66	4.86	5.08	5.28	5.36	5.27	5.10	4.93	
	1.50	0.33	0.61	1.12	1.82	2.04	2.36	2.86	3.33	3.92	4.22	4.50	4.74	4.96	5.18	5.39	5.49	5.41	5.24	5.07	
1.50	3.00	0.33	0.62	1.13	1.84	2.06	2.38	2.89	3.37	3.97	4.28	4.55	4.80	5.02	5.25	5.47	5.58	5.51	5.34	5.17	
180	1.00	0.37	0.68	1.25	2.03	2.27	2.62	3.17	3.67	4.29	4.60	4.88	5.09	5.28	5.44	5.54	5.45	5.28	5.11	4.94	
	1.05	0.37	0.68	1.26	2.04	2.29	2.64	3.20	3.70	4.33	4.64	4.92	5.15	5.34	5.51	5.61	5.53	5.36	5.19	5.02	
	1.20	0.38	0.69	1.28	2.07	2.32	2.68	3.25	3.77	4.41	4.73	5.01	5.26	5.45	5.64	5.76	5.69	5.52	5.35	5.18	
	1.50	0.38	0.70	1.29	2.10	2.35	2.72	3.29	3.82	4.48	4.80	5.09	5.34	5.55	5.74	5.87	5.82	5.65	5.48	5.31	5.14
1.50	3.00	0.38	0.71	1.30	2.12	2.37	2.74	3.32	3.86	4.52	4.86	5.15	5.40	5.61	5.81	5.95	5.91	5.74	5.57	5.40	
v [m/s]		2	5		10	15	20	25	30												
Sheaves		Statically balanced										Dynamically balanced									

Belt length correction factors c_3

l_w	662	742	832	932	1032	1152	1282	1432	1632	1732	1832	2032	2272	2532	2832	3182	4032	5032
c_3	0,81	0,82	0,85	0,87	0,89	0,91	0,93	0,96	0,99	1,00	1,01	1,03	1,06	1,09	1,11	1,13	1,20	1,25

Πίνακας 15: Ειδική ισχύς για τραπεζοειδείς ιμάντες τύπου B

B/17

Power ratings

The power ratings P_R (in kW) shown below are a function of small sheave pitch diameter, d_w ; small sheave speed, n_k (rpm), and speed ratio, $i = n_1 / n_2$; they apply to MULTIFLEX V-Belts of section 17/B, with an average pitch length $l_w = 2282$ mm, and arc of contact $\beta = 180^\circ$.

Correction factors: arc of contact c_1 (Table 1)
 service load c_2 (Table 2)
 belt length c_3 (foot of page)

Table 11

dw [mm]	i or 1:i	Speed of small sheave n_k [rpm]																													
		200	300	400	500	600	700	800	950	1000	1200	1450	1800	2000	2200	2400	2600	2850	3200	3600	4000										
		Power rating per belt P_R [kW]																													
100	1.00	0.36	0.50	0.62	0.73	0.83	0.93	1.02	1.14	1.18	1.33	1.49	1.68	1.77	1.84	1.90	1.93	1.96	1.95	1.87	1.70										
	1.05	0.38	0.51	0.64	0.76	0.86	0.97	1.06	1.20	1.24	1.40	1.58	1.79	1.89	1.97	2.04	2.09	2.13	2.14	2.08	1.94										
	1.20	0.40	0.55	0.69	0.81	0.93	1.05	1.16	1.31	1.36	1.54	1.75	2.00	2.12	2.23	2.32	2.39	2.46	2.51	2.50	2.40										
	1.50	0.42	0.58	0.72	0.86	0.99	1.11	1.23	1.40	1.45	1.65	1.88	2.16	2.30	2.43	2.54	2.63	2.72	2.80	2.83	2.77										
112	1.00	0.46	0.64	0.80	0.95	1.10	1.23	1.36	1.55	1.60	1.83	2.07	2.37	2.51	2.64	2.74	2.82	2.89	2.93	2.88	2.71										
	1.05	0.47	0.66	0.83	0.98	1.13	1.27	1.41	1.60	1.66	1.90	2.16	2.48	2.63	2.77	2.88	2.98	3.06	3.12	3.09	2.95										
	1.20	0.50	0.69	0.87	1.04	1.20	1.36	1.50	1.71	1.78	2.04	2.33	2.69	2.87	3.02	3.16	3.28	3.39	3.49	3.51	3.42										
	1.50	0.52	0.72	0.91	1.09	1.26	1.42	1.58	1.80	1.87	2.15	2.46	2.85	3.05	3.23	3.38	3.52	3.65	3.78	3.84	3.78										
125	1.00	0.57	0.79	1.00	1.20	1.38	1.56	1.73	1.98	2.06	2.35	2.69	3.10	3.30	3.47	3.62	3.73	3.84	3.91	3.86	3.66										
	1.05	0.58	0.81	1.03	1.23	1.42	1.60	1.78	2.03	2.11	2.42	2.77	3.20	3.41	3.60	3.76	3.89	4.01	4.10	4.07	3.90										
	1.20	0.60	0.85	1.07	1.29	1.49	1.69	1.87	2.14	2.23	2.56	2.94	3.41	3.65	3.85	4.04	4.19	4.34	4.47	4.49	4.36										
	1.50	0.62	0.87	1.11	1.33	1.55	1.75	1.95	2.23	2.32	2.67	3.08	3.58	3.83	4.06	4.26	4.43	4.60	4.76	4.82	4.73										
140	1.00	0.69	0.97	1.23	1.48	1.71	1.94	2.16	2.47	2.57	2.95	3.38	3.91	4.16	4.38	4.57	4.72	4.85	4.92	4.83	4.53										
	1.05	0.70	0.99	1.25	1.51	1.75	1.98	2.20	2.52	2.63	3.02	3.47	4.01	4.28	4.51	4.71	4.87	5.02	5.11	5.04	4.77										
	1.20	0.73	1.02	1.30	1.56	1.82	2.06	2.30	2.63	2.74	3.16	3.63	4.22	4.51	4.77	4.99	5.18	5.35	5.48	5.46	5.23										
	1.50	0.74	1.05	1.34	1.61	1.87	2.13	2.37	2.72	2.83	3.27	3.77	4.39	4.70	4.97	5.21	5.42	5.61	5.78	5.79	5.60										
160	1.00	0.85	1.20	1.53	1.84	2.14	2.43	2.71	3.11	3.24	3.72	4.27	4.94	5.26	5.53	5.75	5.91	6.04	6.06	5.82	5.29										
	1.05	0.86	1.22	1.55	1.87	2.18	2.47	2.76	3.16	3.29	3.79	4.36	5.04	5.37	5.66	5.89	6.07	6.21	6.25	6.04	5.53										
	1.20	0.89	1.25	1.60	1.93	2.25	2.55	2.85	3.27	3.41	3.93	4.53	5.25	5.61	5.91	6.17	6.37	6.54	6.62	6.46	6.00										
	1.50	0.91	1.28	1.64	1.98	2.30	2.62	2.92	3.36	3.50	4.04	4.66	5.42	5.79	6.12	6.39	6.61	6.80	6.91	6.79	6.36										
180	1.00	1.01	1.43	1.83	2.20	2.57	2.92	3.25	3.73	3.89	4.47	5.13	5.91	6.28	6.57	6.80	6.96	7.04	6.93	6.45											
	1.05	1.02	1.45	1.85	2.23	2.60	2.96	3.30	3.79	3.95	4.54	5.22	6.02	6.39	6.70	6.94	7.11	7.21	7.12	6.66											
	1.20	1.05	1.48	1.90	2.29	2.67	3.04	3.39	3.90	4.06	4.68	5.39	6.23	6.63	6.96	7.22	7.41	7.54	7.49	7.08											
	1.50	1.06	1.51	1.93	2.34	2.73	3.10	3.47	3.99	4.16	4.79	5.52	6.39	6.81	7.16	7.44	7.65	7.80	7.78	7.41											
200	1.00	1.17	1.66	2.12	2.56	2.99	3.39	3.79	4.35	4.53	5.20	5.96	6.83	7.21	7.52	7.73	7.83	7.82	7.50												
	1.05	1.18	1.67	2.14	2.59	3.02	3.44	3.83	4.40	4.59	5.27	6.04	6.93	7.33	7.65	7.87	7.99	7.99	7.69												
	1.20	1.20	1.71	2.19	2.65	3.09	3.52	3.93	4.51	4.70	5.41	6.21	7.14	7.57	7.90	8.15	8.29	8.32	8.06												
	1.50	1.22	1.74	2.23	2.69	3.15	3.58	4.00	4.60	4.79	5.52	6.35	7.31	7.75	8.11	8.37	8.53	8.58	8.36												
224	1.00	1.35	1.92	2.47	2.98	3.48	3.96	4.41	5.06	5.27	6.05	6.90	7.84	8.23	8.50	8.64	8.65														
	1.05	1.37	1.94	2.49	3.01	3.52	4.00	4.46	5.12	5.33	6.12	6.98	7.94	8.35	8.63	8.79	8.81														
	1.20	1.39	1.98	2.54	3.07	3.58	4.08	4.55	5.23	5.45	6.26	7.15	8.15	8.58	8.89	9.07	9.11														
	1.50	1.41	2.00	2.57	3.12	3.64	4.14	4.63	5.32	5.54	6.37	7.29	8.32	8.76	9.09	9.29	9.35														
250	1.00	1.55	2.21	2.84	3.43	4.01	4.55	5.08	5.82	6.05	6.92	7.85	8.82	9.17	9.36	9.38															
	1.05	1.56	2.23	2.86	3.46	4.04	4.59	5.12	5.87	6.11	6.99	7.94	8.93	9.29	9.45	9.53															
	1.20	1.59	2.26	2.91	3.52	4.11	4.68	5.22	5.98	6.23	7.13	8.11	9.13	9.52	9.75	9.80															
	1.50	1.61	2.29	2.94	3.57	4.17	4.74	5.29	6.07	6.32	7.24	8.24	9.30	9.71	9.95	10.03															
280	1.00	1.78	2.54	3.26	3.94	4.60	5.23	5.82	6.66	6.92	7.88	8.86	9.79	10.04	10.08																
	1.05	1.79	2.56	3.28	3.97	4.64	5.27	5.87	6.71	6.98	7.95	8.95	9.90	10.16	10.21																
	1.20	1.82	2.59	3.33	4.03	4.71	5.35	5.96	6.82	7.09	8.09	9.12	10.10	10.39	10.46																
	1.50	1.83	2.62	3.37	4.08	4.76	5.41	6.04	6.91	7.19	8.20	9.25	10.27	10.58	10.67																
v [m/s]		5					10					15					20					25					30				
	Sheaves	Statically balanced										Dynamically balanced																			

Belt length correction factors c_3

l_w	942	1042	1142	1292	1442	1642	1842	2042	2282	2592	2842	3192	3592	4042	4542	5042	5642	6342
c_3	0,81	0,84	0,88	0,88	0,90	0,93	0,95	0,98	1,00	1,03	1,05	1,07	1,10	1,13	1,15	1,18	1,20	1,23

*Πίνακας 16: Ειδική ισχύς για τραπεζοειδείς μάντες τύπου
16*

C/22

Power ratings

The power ratings P_R (in kW) shown below are a function of small sheave pitch diameter, d_w ; small sheave speed, n_k (rpm), and speed ratio, $i = n_1 : n_2$; they apply to MULTIFLEX V-Belts of section 22/C, with an average pitch length $l_w = 3811$ mm, and arc of contact $\beta = 180^\circ$.

Correction factors: arc of contact c_1 (Table 1)
 service load c_2 (Table 2)
 belt length c_3 (foot of page)

Table 13

d_w [mm]	i or 1:i	Speed of small sheave n_k [rpm]																													
		50	100	200	300	400	500	600	700	800	950	1000	1100	1200	1300	1450	1600	1800	2000	2200	2400										
Power rating per belt P_R [kW]																															
160	1.00	0.35	0.62	1.08	1.48	1.84	2.18	2.50	2.80	3.07	3.46	3.58	3.80	4.01	4.20	4.46	4.67	4.90	5.04	5.11	5.09										
	1.05	0.36	0.63	1.11	1.52	1.91	2.26	2.59	2.90	3.19	3.60	3.73	3.97	4.19	4.40	4.68	4.92	5.17	5.35	5.44	5.45										
	1.20	0.37	0.66	1.17	1.61	2.02	2.41	2.77	3.11	3.43	3.88	4.02	4.29	4.55	4.78	5.11	5.39	5.70	5.94	6.09	6.16										
	1.50	0.39	0.69	1.21	1.68	2.12	2.52	2.91	3.27	3.62	4.10	4.26	4.55	4.83	5.09	5.45	5.76	6.12	6.41	6.61	6.72										
180	1.00	0.43	0.77	1.36	1.88	2.37	2.82	3.25	3.65	4.04	4.57	4.73	5.05	5.34	5.62	5.99	6.30	6.64	6.87	6.99	6.99										
	1.05	0.44	0.78	1.39	1.93	2.43	2.90	3.34	3.76	4.16	4.71	4.88	5.22	5.53	5.81	6.20	6.54	6.91	7.17	7.32	7.35										
	1.20	0.45	0.81	1.45	2.02	2.55	3.05	3.52	3.97	4.39	4.99	5.18	5.54	5.88	6.20	6.63	7.02	7.44	7.76	7.97	8.06										
	1.50	0.47	0.84	1.49	2.09	2.64	3.16	3.66	4.13	4.58	5.21	5.41	5.80	6.16	6.50	6.97	7.39	7.86	8.23	8.49	8.62										
200	1.00	0.51	0.92	1.63	2.28	2.89	3.45	3.99	4.50	4.98	5.65	5.86	6.27	6.64	6.99	7.45	7.85	8.27	8.55	8.69	8.67										
	1.05	0.52	0.93	1.66	2.33	2.95	3.53	4.08	4.60	5.10	5.80	6.01	6.43	6.82	7.18	7.67	8.09	8.54	8.86	9.02	9.03										
	1.20	0.53	0.96	1.72	2.42	3.06	3.68	4.26	4.81	5.34	6.08	6.31	6.76	7.18	7.57	8.10	8.57	9.08	9.45	9.67	9.74										
	1.50	0.54	0.98	1.77	2.49	3.16	3.79	4.40	4.98	5.52	6.30	6.54	7.01	7.46	7.87	8.44	8.94	9.50	9.92	10.19	10.30										
224	1.00	0.60	1.09	1.96	2.76	3.50	4.20	4.86	5.49	6.09	6.92	7.18	7.68	8.14	8.57	9.13	9.60	10.09	10.38	10.48	10.36										
	1.05	0.61	1.11	1.99	2.80	3.56	4.28	4.96	5.60	6.21	7.07	7.34	7.85	8.32	8.76	9.35	9.85	10.36	10.68	10.81	10.72										
	1.20	0.63	1.14	2.05	2.89	3.68	4.42	5.13	5.81	6.45	7.35	7.63	8.17	8.68	9.15	9.78	10.32	10.89	11.28	11.46	11.43										
	1.50	0.64	1.16	2.10	2.96	3.77	4.54	5.27	5.99	6.64	7.57	7.87	8.43	8.96	9.45	10.12	10.69	11.31	11.75	11.98	11.99										
250	1.00	0.70	1.28	2.32	3.27	4.16	5.00	5.80	6.55	7.27	8.26	8.57	9.16	9.70	10.19	10.84	11.36	11.86	12.10	12.08	11.76										
	1.05	0.71	1.29	2.35	3.31	4.22	5.07	5.89	6.66	7.39	8.41	8.72	9.32	9.88	10.39	11.06	11.60	12.13	12.41	12.41	12.12										
	1.20	0.73	1.32	2.40	3.40	4.33	5.22	6.06	6.86	7.62	8.69	9.02	9.65	10.24	10.77	11.49	12.08	12.66	13.00	13.06	12.83										
	1.50	0.74	1.35	2.45	3.47	4.43	5.34	6.20	7.03	7.81	8.91	9.25	9.91	10.52	11.08	11.82	12.45	13.08	13.47	13.58	13.39										
280	1.00	0.82	1.49	2.72	3.84	4.90	5.90	6.85	7.74	8.59	9.75	10.11	10.79	11.40	11.96	12.65	13.19	13.63	13.72	13.44	13.12										
	1.05	0.83	1.51	2.75	3.89	4.96	5.98	6.94	7.85	8.71	9.90	10.26	10.96	11.59	12.15	12.87	13.43	13.90	14.02	13.77	13.44										
	1.20	0.84	1.54	2.81	3.98	5.08	6.13	7.12	8.06	8.95	10.18	10.56	11.28	11.94	12.54	13.30	13.91	14.43	14.62	14.42	14.02										
	1.50	0.85	1.56	2.85	4.05	5.17	6.24	7.26	8.22	9.13	10.40	10.79	11.54	12.22	12.84	13.64	14.28	14.85	15.08	14.94	14.54										
315	1.00	0.95	1.74	3.18	4.51	5.76	6.94	8.05	9.10	10.08	11.42	11.83	12.58	13.26	13.85	14.55	15.03	15.29	15.06	14.76	14.36										
	1.05	0.96	1.76	3.21	4.56	5.82	7.01	8.14	9.21	10.20	11.56	11.98	12.75	13.44	14.04	14.77	15.27	15.56	15.37	15.07	14.67										
	1.20	0.97	1.79	3.27	4.65	5.94	7.16	8.32	9.41	10.44	11.84	12.27	13.08	13.80	14.43	15.20	15.75	16.09	15.96	15.69	15.30										
	1.50	0.98	1.81	3.32	4.72	6.03	7.28	8.46	9.58	10.63	12.06	12.51	13.33	14.08	14.73	15.54	16.12	16.51	16.43	16.17	15.78										
355	1.00	1.10	2.02	3.71	5.26	6.72	8.10	9.39	10.60	11.72	13.22	13.67	14.48	15.19	15.77	16.40	16.71	16.59	16.29	15.91	15.52										
	1.05	1.11	2.04	3.76	5.31	6.78	8.17	9.48	10.70	11.84	13.36	13.82	14.65	15.37	15.97	16.62	16.95	16.87	16.57	16.19	15.80										
	1.20	1.12	2.07	3.80	5.40	6.90	8.32	9.66	10.91	12.07	13.64	14.11	14.97	15.72	16.35	17.05	17.43	17.40	17.11	16.73	16.34										
	1.50	1.13	2.09	3.84	5.47	7.00	8.44	9.80	11.08	12.26	13.86	14.35	15.23	16.00	16.66	17.39	17.80	17.82	17.53	17.15	16.76										
400	1.00	1.27	2.34	4.29	6.10	7.79	9.37	10.85	12.22	13.47	15.10	15.57	16.41	17.09	17.60	18.03	18.03	17.74	17.36	16.97	16.58										
	1.05	1.27	2.35	4.32	6.14	7.84	9.45	10.94	12.32	13.59	15.24	15.72	16.58	17.27	17.80	18.25	18.25	17.96	17.58	17.19	16.80										
	1.20	1.29	2.38	4.38	6.23	7.97	9.60	11.12	12.53	13.82	15.52	16.02	16.90	17.63	18.18	18.68	18.68	18.39	18.01	17.62	17.23										
	1.50	1.30	2.40	4.43	6.30	8.06	9.71	11.25	12.70	14.01	15.75	16.25	17.16	17.91	18.49	19.02	19.02	18.73	18.35	17.96	17.57										
450	1.00	1.45	2.68	4.93	7.01	8.94	10.75	12.41	13.93	15.29	17.00	17.47	18.27	18.84	19.19	19.19	18.90	18.52	18.13	17.74	17.35										
	1.05	1.46	2.69	4.96	7.05	9.00	10.82	12.50	14.04	15.41	17.14	17.62	18.43	19.03	19.38	19.38	19.09	18.70	18.31	17.92	17.53										
	1.20	1.47	2.72	5.02	7.14	9.12	10.97	12.68	14.24	15.65	17.42	17.92	18.76	19.38	19.77	19.77	19.48	19.09	18.70	18.31	17.92										
	1.50	1.48	2.75	5.06	7.21	9.22	11.09	12.82	14.41	15.84	17.65	18.15	19.02	19.68	20.07	20.07	19.78	19.39	18.99	18.60	18.21										
v [m/s]		5					10					15					20					25					30				
Sheaves		Statically balanced										Dynamically balanced																			

Belt length correction factors c_3

l_w	1461	1661	1861	2061	2301	2561	2861	3211	3611	3811	4061	4561	5061	5661	6361	7161	8061	10061
c_3	0,81	0,84	0,85	0,88	0,91	0,93	0,95	0,97	0,98	1,00	1,02	1,04	1,07	1,09	1,12	1,15	1,18	1,23

Πίνακας 17: Ειδική ισχύς για τραπεζοειδείς μάντες τύπου D

D/32

Power ratings

The power ratings P_R (in kW) shown below are a function of small sheave pitch diameter, d_w : small sheave speed, n_k (rpm), and speed ratio, $i = n_1/n_2$; they apply to MULTIFLEX V-Belts of section 32 D with an average pitch length $l_w = 6280$ mm and arc of contact $\beta = 180^\circ$

Correction factors: arc of contact c_1 (Table 1)
 service load c_2 (Table 2)
 belt length c_3 (foot of page)

Table 15

d _w [mm]	i or 1:i	Speed of small sheave n _k [rpm]																																			
		50	100	150	200	250	300	350	400	450	500	550	600	700	800	950	1000	1100	1200																		
		Power rating per belt P _R [kW]																																			
280	1.00	1.24	2.17	3.00	3.76	4.47	5.13	5.76	6.36	6.92	7.46	7.96	8.44	9.32	10.08	11.02	11.27	11.68	11.95																		
	1.05	1.27	2.23	3.08	3.87	4.61	5.30	5.96	6.58	7.17	7.74	8.27	8.78	9.71	10.53	11.55	11.83	12.29	12.63																		
	1.20	1.32	2.34	3.25	4.09	4.88	5.63	6.34	7.02	7.67	8.29	8.88	9.44	10.48	11.41	12.59	12.93	13.50	13.95																		
	1.50	1.37	2.43	3.38	4.26	5.10	5.89	6.65	7.37	8.06	8.72	9.36	9.96	11.09	12.11	13.42	13.80	14.46	14.99																		
	3.00	1.40	2.49	3.47	4.39	5.25	6.07	6.86	7.61	8.34	9.03	9.69	10.33	11.52	12.60	14.00	14.41	15.14	15.73																		
315	1.00	1.53	2.71	3.78	4.77	5.70	6.58	7.42	8.22	8.99	9.72	10.41	11.07	12.27	13.34	14.66	15.02	15.61	16.03																		
	1.05	1.56	2.77	3.86	4.88	5.84	6.75	7.62	8.45	9.24	10.00	10.72	11.40	12.67	13.79	15.19	15.58	16.23	16.70																		
	1.20	1.61	2.88	4.03	5.10	6.12	7.08	8.00	8.89	9.73	10.54	11.32	12.06	13.44	14.67	16.23	16.68	17.43	18.02																		
	1.50	1.65	2.97	4.16	5.27	6.33	7.34	8.31	9.24	10.13	10.98	11.80	12.58	14.05	15.36	17.06	17.55	18.39	19.06																		
	3.00	1.69	3.03	4.25	5.40	6.49	7.53	8.52	9.48	10.40	11.29	12.14	12.95	14.48	15.86	17.65	18.16	19.07	19.80																		
355	1.00	1.85	3.32	4.66	5.91	7.09	8.22	9.30	10.32	11.31	12.24	13.14	13.99	15.55	16.92	18.60	19.05	19.78	20.27																		
	1.05	1.88	3.38	4.74	6.02	7.23	8.39	9.49	10.55	11.56	12.52	13.45	14.32	15.94	17.37	19.13	19.61	20.40	20.95																		
	1.20	1.94	3.49	4.91	6.24	7.51	8.72	9.88	10.99	12.05	13.07	14.05	14.98	16.71	18.25	20.17	20.71	21.61	22.27																		
	1.50	1.98	3.58	5.04	6.42	7.73	8.98	10.18	11.34	12.44	13.51	14.53	15.50	17.32	18.94	21.00	21.58	22.57	23.31																		
	3.00	2.01	3.64	5.13	6.54	7.88	9.16	10.40	11.58	12.72	13.82	14.87	15.87	17.75	19.44	21.59	22.20	23.24	24.05																		
400	1.00	2.22	4.00	5.64	7.18	8.64	10.03	11.37	12.64	13.86	15.02	16.13	17.17	19.09	20.75	22.73	23.24	24.03	24.49																		
	1.05	2.24	4.06	5.72	7.29	8.78	10.20	11.56	12.87	14.11	15.30	16.43	17.51	19.48	21.20	23.26	23.80	24.65	25.16																		
	1.20	2.30	4.17	5.89	7.51	9.05	10.53	11.95	13.30	14.61	15.85	17.04	18.17	20.25	22.08	24.31	24.90	25.86	26.48																		
	1.50	2.34	4.26	6.02	7.68	9.27	10.79	12.25	13.65	15.00	16.29	17.52	18.69	20.86	22.77	25.13	25.77	26.82	27.53																		
	3.00	2.37	4.32	6.11	7.81	9.43	10.98	12.47	13.90	15.27	16.59	17.86	19.06	21.29	23.27	25.72	26.39	27.49	28.27																		
450	1.00	2.61	4.75	6.72	8.57	10.33	12.02	13.63	15.16	16.63	18.02	19.34	20.59	22.84	24.75	26.92	27.44	28.16	28.41																		
	1.05	2.64	4.81	6.80	8.68	10.47	12.18	13.82	15.39	16.88	18.30	19.65	20.92	23.23	25.20	27.45	28.00	28.77	29.08																		
	1.20	2.70	4.92	6.97	8.90	10.75	12.51	14.21	15.83	17.37	18.85	20.25	21.58	24.00	26.07	28.49	29.10	29.98	30.40																		
	1.50	2.74	5.00	7.10	9.08	10.97	12.78	14.51	16.17	17.77	19.29	20.73	22.10	24.61	26.77	29.32	29.97	30.94	31.45																		
	3.00	2.77	5.06	7.19	9.20	11.12	12.96	14.73	16.42	18.04	19.59	21.07	22.47	25.04	27.26	29.91	30.58	31.62	32.19																		
500	1.00	3.01	5.49	7.78	9.94	12.00	13.97	15.84	17.63	19.32	20.93	22.44	23.86	26.38	28.46	30.64	31.10	31.59	31.45																		
	1.05	3.04	5.54	7.86	10.06	12.14	14.13	16.04	17.85	19.58	21.21	22.75	24.20	26.77	28.90	31.18	31.66	32.20	32.12																		
	1.20	3.09	5.65	8.03	10.27	12.42	14.46	16.42	18.29	20.07	21.76	23.36	24.86	27.54	29.78	32.22	32.76	33.41	33.44																		
	1.50	3.13	5.74	8.16	10.45	12.63	14.72	16.73	18.64	20.46	22.20	23.84	25.38	28.15	30.48	33.05	33.63	34.37	34.48																		
	3.00	3.17	5.80	8.25	10.57	12.79	14.91	16.94	18.89	20.74	22.50	24.18	25.75	28.58	30.97	33.63	34.25	35.05	35.22																		
560	1.00	3.48	6.36	9.04	11.57	13.97	16.28	18.44	20.51	22.46	24.30	26.01	27.59	30.34	32.48	34.45	34.74	34.70																			
	1.05	3.50	6.42	9.12	11.68	14.11	16.43	18.64	20.73	22.72	24.58	26.32	27.93	30.74	32.94	34.99	35.30	35.32																			
	1.20	3.56	6.53	9.29	11.90	14.39	16.76	19.02	21.17	23.21	25.13	26.92	28.59	31.51	33.82	36.03	36.40	36.53																			
	1.50	3.60	6.62	9.42	12.07	14.61	17.02	19.33	21.52	23.60	25.56	27.40	29.11	32.12	34.52	36.86	37.27	37.49																			
	3.00	3.63	6.68	9.51	12.20	14.76	17.21	19.54	21.77	23.88	25.87	27.74	29.48	32.55	35.01	37.44	37.88	38.17																			
630	1.00	4.02	7.38	10.49	13.44	16.23	18.88	21.40	23.77	25.99	28.05	29.94	31.67	34.54	36.59	37.90	37.82																				
	1.05	4.03	7.43	10.58	13.55	16.37	19.05	21.59	23.99	26.24	28.33	30.25	32.00	34.93	37.03	38.43	38.38																				
	1.20	4.10	7.54	10.74	13.77	16.65	19.38	21.98	24.43	26.73	28.88	30.86	32.66	35.70	37.91	39.48	39.48																				
	1.50	4.14	7.63	10.87	13.94	16.86	19.64	22.28	24.78	27.12	29.31	31.34	33.18	36.31	38.61	40.30	40.35																				
	3.00	4.17	7.69	10.97	14.07	17.02	19.83	22.50	25.03	27.40	29.62	31.68	33.55	36.74	39.10	40.89	40.97																				
710	1.00	4.63	8.57	12.13	15.54	18.76	21.81	24.67	27.34	29.82	32.08	34.12	35.91	38.72	40.37	40.38																					
	1.05	4.65	8.57	12.21	15.65	18.90	21.97	24.87	27.57	30.07	32.36	34.43	36.25	39.11	40.82	40.92																					
	1.20	4.71	8.68	12.38	15.87	19.17	22.30	25.25	28.01	30.57	32.91	35.03	36.81	39.88	41.70	41.96																					
	1.50	4.75	8.77	12.51	16.04	19.39	22.56	25.56	28.36	30.96	33.35	35.51	37.43	40.49	42.39	42.79																					
	3.00	4.78	8.83	12.60	16.17	19.55	22.75	25.77	28.60	31.24	33.66	35.85	37.80	40.92	42.89	43.37																					
800	1.00	5.31	9.79	13.94	17.85	21.54	24.99	28.21	31.17	33.81	36.28	38.37	40.13	42.56	43.37																						
	1.05	5.33	9.84	14.03	17.97	21.68	25.16	28.41	31.40	34.12	36.56	38.68	40.47	42.95	43.82																						
	1.20	5.39	9.95	14.19	18.19	21.95	25.49	28.79	31.84	34.62	37.10	39.28	41.13	43.72	44.70																						
	1.50	5.43	10.04	14.32	18.36	22.17	25.75	29.09	32.19	35.01	37.54	39.76	41.65	44.33	45.39																						
	3.00	5.46	10.10	14.42	18.48	22.32	25.94	29.31	32.43	35.29	37.85	40.10	42.02	44.76	45.89																						
v [m/s]		5						10						15						20						25						30					
Sheaves		Statically balanced												Dynamically balanced																							

Belt length correction factors c₃

l _w	3230	3630	4080	4580	5080	5680	6380	7180	7580	8080	8580	9080	9580	10080	11280	12580	14080	16080
c ₃	0,86	0,89	0,91	0,93	0,96	0,98	1,00	1,03	1,05	1,06	1,07	1,08	1,10	1,11	1,14	1,17	1,20	1,22

Πίνακας 18: Ειδική ισχύς για τραπεζοειδείς ιμάντες τύπου E

E/40

Power ratings

The power ratings P_R (in kW) shown below are a function of small sheave pitch diameter, d_w ; small sheave speed, n_k (rpm), and speed ratio, $i = n_1 : n_2$; they apply to MULTIFLEX V-Belts of section 40/E, with an average pitch length $l_w = 7184$ mm, and arc of contact $\beta = 180^\circ$.

Correction factors: arc of contact c_1 (Table 1)
 service load c_2 (Table 2)
 belt length c_3 (foot of page)

Table 16

dw [mm]	i oder 1:i	Speed of small sheave n_k [rpm]																		
		50	100	150	200	250	300	350	400	450	500	550	600	650	700	750	800	850	950	
		Power rating per belt P_R [kW]																		
355	1.00	2.13	3.69	5.06	6.30	7.45	8.51	9.50	10.42	11.27	12.06	12.79	13.45	14.05	14.58	15.04	15.44	15.76	16.19	
	1.05	2.18	3.80	5.22	6.52	7.72	8.83	9.88	10.85	11.76	12.60	13.38	14.10	14.75	15.33	15.85	16.30	16.68	17.21	
	1.20	2.29	4.01	5.54	6.94	8.24	9.47	10.61	11.69	12.71	13.66	14.54	15.36	16.12	16.81	17.43	17.99	18.47	19.21	
	1.50	2.37	4.18	5.79	7.27	8.66	9.97	11.20	12.36	13.46	14.49	15.46	16.36	17.20	17.98	18.68	19.32	19.89	20.80	
	3.00	2.43	4.29	5.97	7.51	8.96	10.32	11.61	12.83	13.99	15.08	16.11	17.07	17.97	18.81	19.57	20.27	20.89	21.92	
400	1.00	2.66	4.69	6.50	8.16	9.72	11.17	12.54	13.82	15.02	16.14	17.18	18.14	19.01	19.79	20.49	21.09	21.59	22.30	
	1.05	2.71	4.79	6.66	8.38	9.98	11.49	12.91	14.25	15.51	16.68	17.77	18.78	19.71	20.55	21.29	21.95	22.51	23.32	
	1.20	2.82	5.00	6.97	8.80	10.51	12.13	13.65	15.09	16.46	17.73	18.93	20.05	21.08	22.02	22.87	23.63	24.30	25.33	
	1.50	2.90	5.17	7.23	9.13	10.93	12.63	14.24	15.76	17.21	18.57	19.85	21.05	22.16	23.19	24.13	24.97	25.72	26.91	
	3.00	2.96	5.29	7.40	9.37	11.22	12.98	14.65	16.24	17.74	19.16	20.50	21.76	22.93	24.02	25.01	25.92	26.72	28.04	
450	1.00	3.24	5.78	8.07	10.20	12.20	14.08	15.85	17.52	19.09	20.55	21.91	23.16	24.30	25.32	26.22	27.00	27.64	28.52	
	1.05	3.29	5.89	8.24	10.42	12.47	14.40	16.23	17.95	19.57	21.09	22.50	23.81	25.00	26.08	27.03	27.86	28.56	29.55	
	1.20	3.40	6.10	8.55	10.84	12.99	15.03	16.97	18.80	20.52	22.15	23.66	25.07	26.37	27.55	28.61	29.55	30.35	31.55	
	1.50	3.48	6.27	8.80	11.17	13.41	15.54	17.55	19.46	21.27	22.98	24.58	26.07	27.45	28.72	29.86	30.88	31.77	33.13	
	3.00	3.54	6.38	8.98	11.41	13.71	15.89	17.97	19.94	21.81	23.57	25.23	26.78	28.22	29.55	30.75	31.83	32.78	34.26	
500	1.00	3.82	6.86	9.63	12.22	14.65	16.94	19.10	21.14	23.05	24.83	26.48	27.99	29.35	30.56	31.61	32.50	33.21	34.09	
	1.05	3.87	6.97	9.79	12.43	14.92	17.26	19.48	21.57	23.56	25.37	27.07	28.63	30.05	31.31	32.42	33.36	34.13	35.11	
	1.20	3.98	7.18	10.11	12.85	15.44	17.90	20.22	22.42	24.49	26.43	28.23	29.90	31.42	32.79	34.00	35.04	35.92	37.12	
	1.50	4.06	7.35	10.36	13.19	15.86	18.40	20.80	23.08	25.24	27.26	29.15	30.90	32.50	33.96	35.25	36.38	37.34	38.70	
	3.00	4.12	7.47	10.54	13.42	16.16	18.75	21.22	23.56	25.77	27.85	29.80	31.61	33.27	34.78	36.14	37.33	38.34	39.83	
560	1.00	4.50	8.15	11.48	14.60	17.54	20.31	22.93	25.38	27.67	29.79	31.74	33.50	35.07	36.43	37.58	38.51	39.20	39.84	
	1.05	4.56	8.26	11.64	14.82	17.81	20.63	23.30	25.81	28.15	30.33	32.33	34.15	35.77	37.19	38.39	39.37	40.12	40.86	
	1.20	4.66	8.47	11.96	15.24	18.33	21.27	24.04	26.65	29.10	31.38	33.49	35.41	37.14	38.66	39.97	41.06	41.91	42.86	
	1.50	4.75	8.63	12.21	15.57	18.75	21.77	24.62	27.32	29.85	32.22	34.41	36.41	38.22	39.83	41.22	42.39	43.33	44.45	
	3.00	4.81	8.75	12.39	15.81	19.05	22.12	25.04	27.79	30.39	32.81	35.06	37.12	38.99	40.66	42.11	43.34	44.33	45.57	
630	1.00	5.30	9.63	13.61	17.34	20.85	24.16	27.27	30.17	32.86	35.32	37.55	39.53	41.24	42.68	43.82	44.65	45.15	45.12	
	1.05	5.35	9.74	13.77	17.56	21.12	24.48	27.65	30.60	33.34	35.86	38.14	40.17	41.94	43.43	44.62	45.51	46.07	46.14	
	1.20	5.46	9.95	14.09	17.98	21.65	25.12	28.38	31.44	34.29	36.91	39.30	41.44	43.31	44.90	46.20	47.19	47.86	48.14	
	1.50	5.54	10.12	14.34	18.31	22.07	25.62	28.97	32.11	35.04	37.75	40.22	42.44	44.39	46.07	47.46	48.53	49.28	49.73	
	3.00	5.60	10.23	14.52	18.55	22.36	25.97	29.38	32.59	35.57	38.34	40.87	43.15	45.16	46.90	48.34	49.48	50.28	50.85	
710	1.00	6.19	11.30	16.01	20.42	24.56	28.45	32.08	35.44	38.51	41.28	43.73	45.84	47.58	48.93	49.88	50.39	50.45	50.45	
	1.05	6.24	11.41	16.17	20.64	24.83	28.78	32.46	35.87	39.00	41.82	44.32	46.48	48.28	49.69	50.69	51.26	51.37	51.37	
	1.20	6.35	11.62	16.49	21.06	25.36	29.41	33.20	36.71	39.94	42.87	45.48	47.75	49.65	51.16	52.27	52.94	53.16	53.16	
	1.50	6.43	11.79	16.74	21.39	25.78	29.91	33.78	37.38	40.70	43.71	46.40	48.75	50.73	52.33	53.52	54.28	54.58	54.58	
	3.00	6.49	11.91	16.92	21.63	26.07	30.26	34.19	37.85	41.23	44.30	47.05	49.46	51.50	53.16	54.41	55.22	55.58	55.58	
800	1.00	7.19	13.16	19.67	23.82	28.64	33.14	37.29	41.09	44.50	47.50	50.05	52.14	53.72	54.75	55.22	55.22	55.22	55.22	
	1.05	7.24	13.27	19.83	24.04	28.91	33.46	37.67	41.52	44.98	48.04	50.65	52.78	54.42	55.51	56.03	56.03	56.03	56.03	
	1.20	7.35	13.48	19.15	24.46	29.44	34.09	38.41	42.36	45.93	49.09	51.81	54.05	55.78	56.98	57.61	57.61	57.61	57.61	
	1.50	7.43	13.65	19.40	24.79	29.86	34.59	38.99	43.03	46.68	49.92	52.72	55.05	56.87	58.15	58.86	58.86	58.86	58.86	
	3.00	7.49	13.77	19.58	25.03	30.15	34.95	39.41	43.50	47.22	50.52	53.37	55.76	57.64	58.98	59.75	59.75	59.75	59.75	
900	1.00	8.28	15.20	21.58	27.52	33.05	38.16	42.82	47.00	50.65	53.75	56.23	58.05	59.18	59.18	59.18	59.18	59.18	59.18	
	1.05	8.33	15.31	21.74	27.74	33.32	38.48	43.20	47.43	51.14	54.28	56.82	58.70	59.88	59.88	59.88	59.88	59.88	59.88	
	1.20	8.44	15.52	22.06	28.16	33.85	39.12	43.94	48.27	52.09	55.34	57.98	59.96	61.25	61.25	61.25	61.25	61.25	61.25	
	1.50	8.52	15.69	22.31	28.49	34.27	39.62	44.52	48.94	52.84	56.17	58.90	60.97	62.33	62.33	62.33	62.33	62.33	62.33	
	3.00	8.58	15.81	22.48	28.73	34.56	39.97	44.93	49.41	53.37	56.76	59.55	61.68	63.10	63.10	63.10	63.10	63.10	63.10	
1000	1.00	9.36	17.22	24.44	31.14	37.33	42.99	48.06	52.50	56.25	59.24	61.42	62.72	62.72	62.72	62.72	62.72	62.72	62.72	
	1.05	9.42	17.32	24.60	31.36	37.60	43.31	48.44	52.93	56.73	59.78	62.01	63.37	63.37	63.37	63.37	63.37	63.37	63.37	
	1.20	9.52	17.53	24.92	31.78	38.13	43.94	49.17	53.77	57.68	60.83	63.17	64.63	64.63	64.63	64.63	64.63	64.63	64.63	
	1.50	9.61	17.70	25.17	32.11	38.55	44.44	49.76	54.44	58.43	61.67	64.09	65.63	65.63	65.63	65.63	65.63	65.63	65.63	
	3.00	9.66	17.82	25.35	32.35	38.84	44.80	50.17	54.91	58.96	62.26	64.74	66.34	66.34	66.34	66.34	66.34	66.34	66.34	
1120	1.00	10.65	19.60	27.81	35.38	42.29	48.50	53.93	58.51	62.15	64.75	66.24	66.24	66.24	66.24	66.24	66.24	66.24	66.24	
	1.05	10.70	19.71	27.97	35.59	42.56	48.82	54.31	58.94	62.63	65.29	66.83	66.83	66.83	66.83	66.83	66.83	66.83	66.83	
	1.20	10.81	19.92	28.29	36.02	43.09	49.46	55.05	59.78	63.58	66.35	67.99	67.99	67.99	67.99	67.99	67.99	67.99	67.99	
	1.50	10.89	20.09	28.54	36.35	43.51	49.96	55.63	60.45	64.33	67.18	68.91	68.91	68.91	68.91	68.91	68.91	68.91	68.91	
	3.00	10.95	20.20	28.72	36.59	43.80	50.31	56.05	60.92	64.86	67.77	69.56	69.56	69.56	69.56	69.56	69.56	69.56	69.56	
v [m/s]		5	10	15	20	25	30													
Sheaves		Statically balanced						Dynamically balanced												

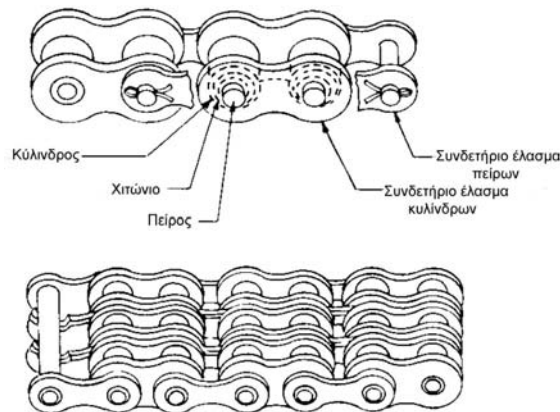
Belt length correction factors c_3

l_w	4834	5084	5384	5684	6084	6384	6784	7184	7584	8084	8584	9084	9584	10084	11284	12584	14084	16084
c_3	0,91	0,92	0,94	0,95	0,96	0,97	0,99	1,00	1,01	1,02	1,03	1,05	1,06	1,07	1,10	1,12	1,15	1,18

Αλυσοκινήσεις

Πλεονεκτήματα

- ακριβής σχέση μετάδοση λόγω μη ύπαρξης διολίσθησης,
- η συναρμολόγηση χωρίς αρχική πρόταση επειδή η μετάδοση δεν βασίζεται στην τριβή καθώς επίσης και
- ο υψηλός βαθμός απόδοσης 98-99%.

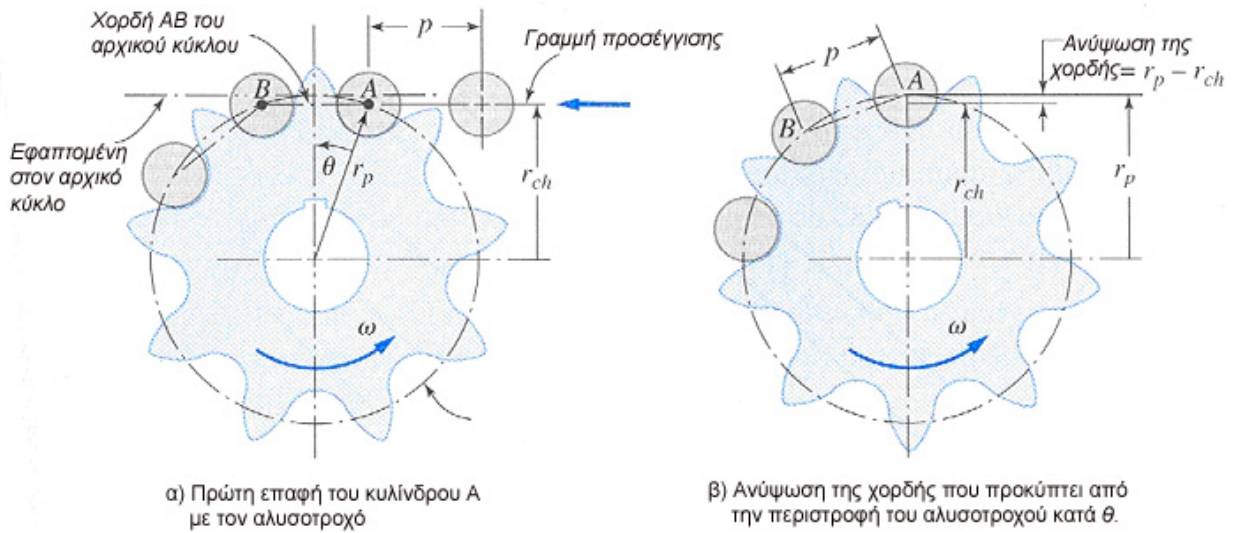


Σχήμα 22: Αλυσίδες κυλίνδρων

Μειονεκτήματα

- θορυβώδης λειτουργία λόγω ταλαντώσεων και κρουστικών φορτίων κατά την τύλιξη της αλυσίδας στον τροχό,
- η φθορά στις συνδέσεις που αυξάνει το βήμα της αλυσίδας και επομένως φθείρεται και ο αλυσοτροχός και τέλος
- οι αλυσίδες χρειάζονται λίπανση.

Η ταχύτητα μιας αλυσίδας δεν ενδείκνυται να ξεπερνά τα 20-25 m/s.



Σχήμα 23: Τύλιξη αλυσίδας στον αλυσοτροχό – κρουστική λειτουργία.



Σχήμα 25: Φωτογραφία αλυσοτροχού

Διαδικασία υπολογισμού και επιλογής αλυσίδας

ΒΗΜΑ 1^ο : ΕΠΙΛΟΓΗ ΑΛΥΣΙΔΑΣ: Εδώ παρουσιάζονται οι εξής τύποι.

α) Αλυσίδες κυλίνδρων (DIN 8187, 8180),

β) Αλυσίδες χιτωνίων,

γ) Αλυσίδες οδοντωτές ($z_{\min} = 12$, DIN 8190) αθόρυβη, ακριβότερη και

δ) Αλυσίδες χαλύβδινων πείρων (DIN 654).

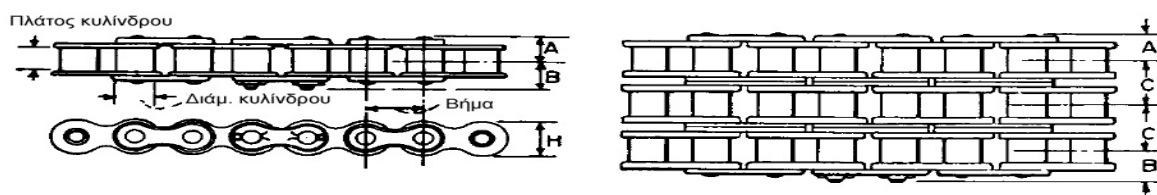
Η τυποποίηση μιας αλυσίδας περιλαμβάνει τα στοιχεία (Πολλαπλότητα, Βήμα, Πλάτος και τυποποίηση) πχ.

αλυσίδα : **(1x25.4x17.02, DIN 8180).**

Στους ακόλουθους πίνακες φαίνονται τα στοιχεία των αλυσίδων.

Πίνακας 19: Στοιχεία και διαστάσεις αλυσίδων κυλίνδρων

Τυποποίηση αλυσίδων κατά		Κύλινδρος				Διάμ. Πείρου, mm	Συνδετήριο έλασμα		Διαστάσεις			Συνιστώμενη ελάχιστη απόσταση κέντρων, mm	Ονομαστική αντοχή θραύσης σε εφελκυσμό, kN	Γραμμική πυκνότητα, kg/m
DIN	ISO	ANSI	Βήμα mm	Πλάτος mm	Διάμετρος mm		Πάχος mm	Ύψος H mm	A mm	B mm	C mm			
8187	04C-1	25	6.350	3.175	3.302	2.311	0.762	5.842	3.810	4.826	6.401		4	0.12
	06C-2	35	9.525	4.763	5.080	3.581	1.270	8.738	5.690	7.366	10.135	152	9	0.32
	085	41	12.700	6.350	7.772	3.581	1.270	9.728	6.502	8.001		229	9	0.37
	08A-1	40	12.700	7.938	7.925	3.962	1.524	11.481	7.950	9.093	14.376	229	16	0.55
	10A-1	50	15.875	9.525	10.160	5.080	2.032	15.088	9.754	11.735	18.110	305	27	0.91
	12A-1	60	19.050	12.700	11.913	5.944	2.388	17.247	12.522	14.402	22.784	381	38	1.35
	16A-1	80	25.400	15.875	15.875	7.925	3.175	22.936	16.332	19.355	29.286	533	65	2.34
	20A-1	100	31.750	19.050	19.050	9.525	3.962	28.651	19.812	23.114	35.763	686	107	3.64
	24A-1	120	38.100	25.400	22.225	11.100	4.750	34.392	24.816	28.524	45.441	838	152	5.35
	28A-1	140	44.450	25.400	25.400	12.700	5.563	41.834	26.772	30.963	48.870	991	205	6.88
	32A-1	160	50.800	31.750	28.575	14.275	6.350	48.260	31.750	36.398	58.547	1143	259	9.10
		180	57.150	35.719	35.712	17.450	7.137	54.356	36.093	44.958	65.837		339	12.44
	40A-1	200	63.500	38.100	39.675	19.837	7.925	57.785	38.938	46.990	71.552	1448	424	15.73
	48A-1	240	76.200	47.625	47.625	23.800	9.525	72.390	43.739	55.880	87.833	1676	602	21.96



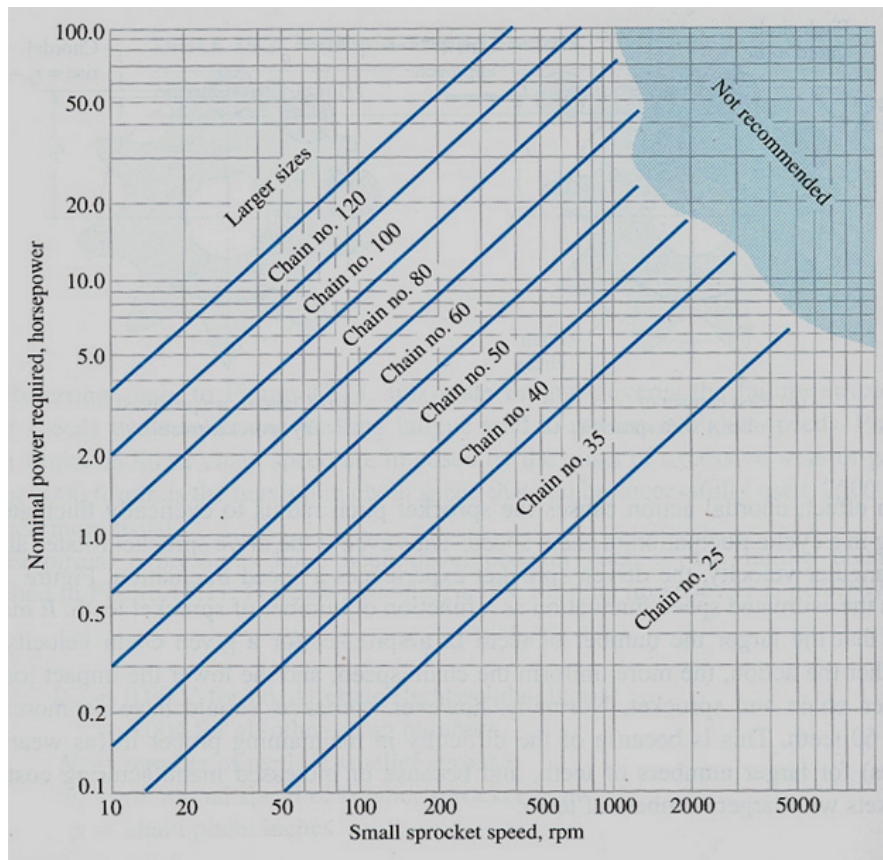
Σχήμα: Συμβολισμοί και διαστάσεις αλυσίδων κυλίνδρων

Πίνακας 20: Αλυσίδες κατά DIN 8180										
DIN	Αλυσίδες ANSI No	Βήμα t	Εσωτερικό Πλάτος, b_i	Πείρος d_B	Χιτώνιο d_R	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	

ΠΙΝΑΚΑΣ 21: Αλυσίδες Χαλύβδινων πείρων (DIN 654)				
t mm	b_i mm	b_α mm	f mm ²	$P_{\epsilon\tau}$ kg
38.7	18.0	48	168	180
42.0	24.5	67	297	360
63.0	29.0	75	385	480
65.5	33.0	90	528	760
100.0	28.0	89	533	640
100.0	40.0	110	810	900
134.5	33.5	90	516	640
136.5	30.5	108	799	1200

ΠΙΝΑΚΑΣ 22: Οδοντωτές αλυσίδες με εσωτερική οδήγηση (DIN 8190).						
Βήμα t mm	Ονομαστικό Πλάτος b_N mm	Ωφέλιμο Πλάτος b	Εξωτερικό Πλάτος e mm	Φορτίο θραύσης kg ⁽¹⁾		Βάρος G kg /m
				A - Μη Βελτιωμένη	B Βελτιωμένη	
12,7 (1/2'')	25	23,5	28,0	1450	2900	1,3
	30	29,5	34,0	1800	3600	1,6
	40	42,0	46,5	2600	5200	2,1
	50	48,5	53,0	3000	6000	2,6
15,875 (5/8'')	25	23,5	28,5	1600	3200	1,9
	30	29,5	34,5	2100	4200	2,4
	40	42,0	47,0	3000	6000	3,2
	50	48,5	53,5	3500	7000	3,9
	65	64,0	69,0	4600	9200	5,1
19,05 (3/4'')	30	29,5	35	2800	5600	3,0
	40	42,5	48,5	4000	8000	3,8
	50	48,5	54,0	4700	9400	4,8
	65	64,0	69,5	6300	12600	6,2
	75	76,5	82,0	7500	15000	7,4
25,4 (1'')	50	52,0	59,0	8700	12500	7,0
	65	64,5	71,5	9800	14000	8,5
	75	76,5	83,5	13100	18700	10,1
	90	89,0	96,0	14000	20000	11,4
	100	101,0	108	17500	25000	13,2
38,1 (1 1/2'')	65	64,5	72,5	13300	19000	13,2
	75	76,5	84,2	17500	25000	15,2
	100	101,0	109	23500	33600	20,2
	125	125	133	29400	42000	25,0
	150	150	158	38500	55000	30,0
50,8 (2'')	75	78,0	88,0	23800	34000	19,5
	100	102	112	31900	45600	25,7
	125	128	138	39900	57000	32,0
	150	152	162	45200	64600	38,2
	175	176	186	55300	79000	44,5

⁽¹⁾ Για κεκαμμένα μέλη ως το σχ. 2.14 πρέπει να υπολογίζουμε μόνο με το 0.8 του φορτίου θραύσης.



Σχήμα 27: Πρώτη επιλογή αλυσίδας βάσει ονομαστικής ισχύος και στροφών μικρού αλυσοτροχού.

ΒΗΜΑ 2 : ΕΠΙΛΟΓΗ ΑΛΥΣΟΤΡΟΧΩΝ:

Εστω D_o = εξωτερική διάμετρος αλυσοτροχού,

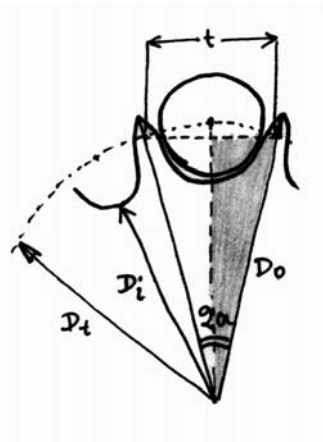
D_i = εσωτερική διάμετρος αλυσοτροχού,

D_t = αρχική διάμετρος υπολογισμού.

$$\sin a = \frac{t/2}{D_t/2} = \frac{t}{D_t}$$

$$D_t = \frac{t}{\sin a}$$

και επειδή $2az = 2\pi$ έπεται ότι: $a = \frac{\pi}{z}$



Σχήμα 28: Γεωμετρία αλυσοτροχού

Πίνακας 23: Αριθμός δοντιών συναρτήσει της σχέσης μετάδοσης							
Σχέση μετάδοσης	1	2	3	4	5	6	7
Αλ. Κυλίνδρων	31	27	25	23	21	17	15
Αλ. Αθόρυβες οδόντων	40	35	31	27	23	19	15

$$v = \frac{z_1 t n}{60 \times 1000} \leq 20 \div 25 \text{ m/s}$$

$$M_t = 71620 \frac{N}{n_1} = U \frac{D_t}{2}$$

$$U = 71620 \frac{2 \times N}{D_t n_1} \text{ φορτίο θραύσης}$$

ΒΗΜΑ 3 : Υπολογισμός μεγάλου αλυσοτροχού

$$i = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{n_1}{n_2} = \frac{z_1}{z_2}$$

ΒΗΜΑ 4 : ΑΠΟΣΤΑΣΗ ΑΞΟΝΩΝ:

$$\alpha = (30 \div 60)t \text{ ή } \alpha = (1.2 \text{ έως } 3) d_{02}.$$

Όταν $i < 4$, μπορούμε προσεγγιστικά να παίρνουμε :

$$\alpha_{\min} = 1.2 \frac{d_1 + d_2}{2} + (30 \div 50) \text{ mm}$$

ΒΗΜΑ 5 : ΑΡΙΘΜΟΣ ΚΡΙΚΩΝ:

$$x = \frac{z_1 + z_2}{2} + \frac{2A}{t} + \left(\frac{z_2 - z_1}{2\pi} \right)^2 \frac{t}{A}$$

ΒΗΜΑ 6 : ΔΙΟΡΘΩΣΗ A:

$$a = \frac{t}{4} \left[x - \frac{z_1 - z_2}{2} + \sqrt{\left(x - \frac{z_1 + z_2}{2} \right)^2 - 8 \left(\frac{z_2 - z_1}{2\pi} \right)^2} \right]$$

ΒΗΜΑ 7 : ΠΟΛΛΑΠΛΟΤΗΤΑ ΑΛΥΣΙΔΑΣ: Η ισχύς N που θέλουμε να μεταφέρουμε με την αλυσίδα πρέπει να πολλαπλασιαστεί επί ένα συντελεστή ασφάλειας C_{ol} που ισούται με:

$$C_{ol} = \frac{19}{z_1} \frac{C_s}{C_1 C_2 C_3}$$

όπου: ο C_s συντελεστής λειτουργίας για αλυσίδες και οι συντελεστές C_1 , C_2 και C_3 , εξαρτώμενοι από τις συνθήκες περιβάλλοντος και λίπανσης, την τυποποίηση και τον αριθμό των κρίκων του μικρού αλυσοτροχού και την σχέση μετάδοσης, δίνονται από τους ακόλουθους πίνακες.

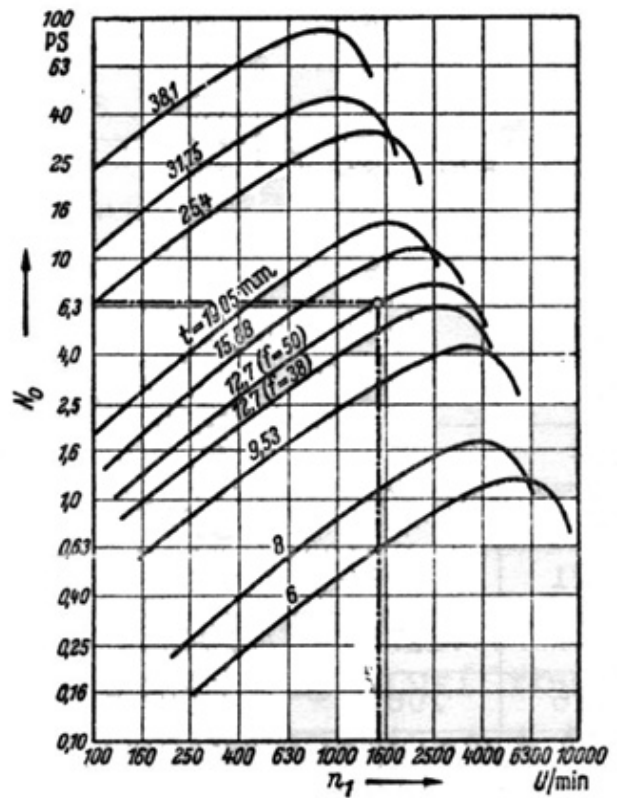
Πίνακας 24: Συντελεστές λειτουργίας Cs για αλυσίδες

	Είδη Κινητήριων Μηχανών		
	Μετάδοση με ηλεκτροκινητήρα	Στρόβιλος. Πολυκυλ. εμβολοφόρ. Μηχανές	Μονοκύλινδρη Εμβολοφόρα μηχανή
Φόρτιση σχεδόν χωρίς κρούσεις Γεννήτριες, ελαφροί ανελκυστήρες, βοηθητικές κινήσεις Εργαλειομηχανών.	1.00	1.25	1.50
Φόρτιση με μέτριες κρούσεις Γερανοί, βαρείς ανελκυστήρες, κύριες κινήσεις εργαλειομηχανών.	1.25	1.50	1.75
Φόρτιση ελαστρων, πρέσες ελασμάτων, ψαλίδια, εμβολοφόροι αντλίες εκσκαφείς.	1.75	2.0	2.25

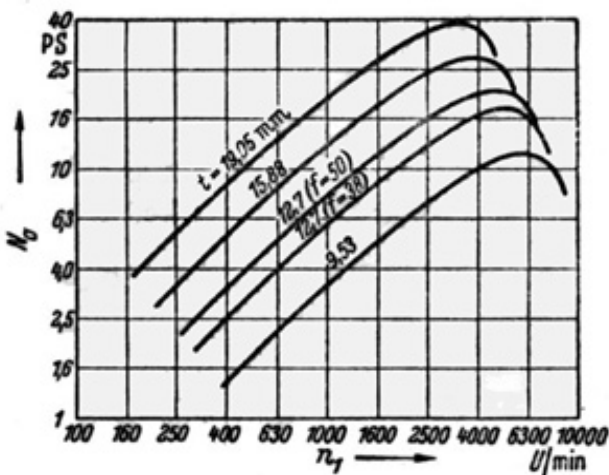
Πίνακας 25: Συντελεστές C₁, C₂ και C₃ (κατά Niemann)

	Συντελεστής	Περιβάλλον	Λίπανση	
C ₁ =	1.000	Χωρίς σκόνη	Εξαιρετική	
	0.900	Χωρίς σκόνη	Καλή	
	0.700	Με σκόνη	Καλή	
	0.500	για u<4m/s	Με σκόνη	Μέτρια
	0.300	για u<7m/s	Με σκόνη	Μέτρια
	0.300	για u<4m/s	Ακάθαρτο	Μέτρια
	0.015	για u<7m/s	Ακάθαρτο	Μέτρια
C ₂ =	1.000	για αλυσίδες DIN 8187		
	0.800	για αλυσίδες DIN 8180 και 8188		
	0.200	για αλυσίδες DIN 8181		
C ₃ =	$\sqrt[3]{\frac{x}{90} \frac{i}{i+1}}$	όπου i = z ₂ / z ₁ η σχέση μετάδοσης και x ο αριθμός των κρίκων της αλυσίδας		

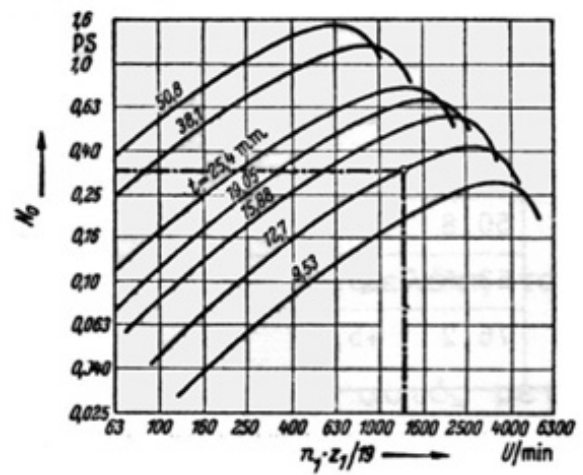
Σχήμα 30: Ισχύς N_o για απλές αλυσίδες κυλίνδρων (DIN 8187) διάρκεια ζωής $L_U = 10.000$ h, και μέχρι 2% επιμήκυνσης. Για άλλες αλυσίδες πολλαπλασιάζουμε επί C_2 (βλ. πιν. 2.1, 4.).



DIN 8187: Διάρκεια ζωής 10000h



DIN 8187: Διάρκεια ζωής 2000 h



DIN 8190: Διάρκεια ζωής 10000 h

Σχήμα 31: (a) Ισχύς N_o για απλές αλυσίδες κυλίνδρων (DIN 8187) και διάρκεια ζωής $L_U = 2000$ ώρες (αυτοκίνητα),

Σχήμα 31: (b) Ισχύς N_o ανά mm πλάτους b_N για οδοντωτές αλυσίδες B με εσωτερική οδήγηση (DIN 8190) για διάρκεια ζωής $L_U = 10000$ h.

$$j = \frac{N_m C_{ολ}}{N_o}$$

Έλεγχος πίεσης στους κυλίνδρους:

Δύναμη ελκυσμού αλυσίδας :

$$S = S_l + S_c + S_g$$

Όπου $S_c = \mu v^2$ η φυγόκεντρη δύναμη στην αλυσίδα, και

$S_g = k_f GA$ με $k_f = 2 \div 6$ ($\gamma < 40^\circ$) και $k_f = 1 \div 1.5$ ($\gamma > 40^\circ$)

Αρα η πίεση στους κυλίνδρους πρέπει να είναι:

$$p = \frac{S}{f} \leq p_{\epsilon\pi}$$

Ο χρόνος ζωής της αλυσίδας εξαρτάται κατά πολύ από τις συνθήκες λίπανσής της.

ΠΙΝΑΚΑΣ 26: Οδηγίες για λίπανση				
Λίπανση	u (m/s) έως 4	έως 7	έως 12	άνω των 12
I. Αρίστη	Λίπανση 4 . . 10 σταγόνες /1'	Λίπανση βυθίσεως. Λουτρό λαδιού.	Κυκλοφοριακή Λίπανση Πίεσης.	Λίπανση Ψεκασμού.
II. Επαρκής.	Λίπανση λίπους	Λίπανση σταγόνων 20 σταγόνες /1'	Λουτρό λαδιού με δίσκ. εκτίναξης.	Κυκλοφοριακή λίπανση πίεσης.
III. Ελλιπής Λίπανση	Δυνατή μέχρι $u = 7$.			
IV. Λειτουργ. εν Ξηρώ	Δυνατή μέχρι $u = 4$.			

ΕΔΡΑΝΑ ΟΛΙΣΘΗΣΗΣ

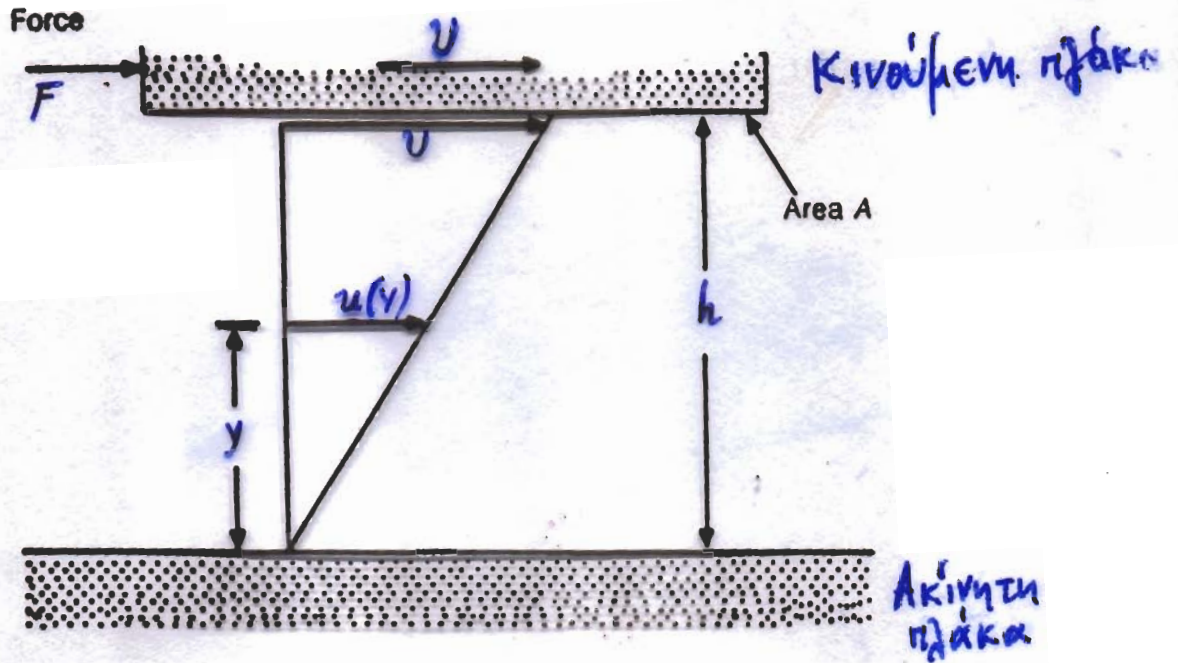


Figure 11.2 Lubricated plate in parallel motion

$$\tau = \frac{F}{A} = \mu \frac{du}{dy} = \mu \frac{U}{h} \quad (\text{Νόμος Νεύτωνα})$$

↳ απόδοση, δυναμική διαρρευτικότητα
ή ιξώδες.

Μονάδες ιξώδους: $\text{mrey}\eta = \frac{6,89}{1000} \text{ Pa}\cdot\text{sec}$

$1 \text{ Poise} = \text{kp}\cdot\text{sec}/\text{m}^2 = 9,81 \text{ Pa}\cdot\text{sec}$

NOMOS TOY PETROFF.

$$N \rightarrow \text{στροφοί/sec}$$

$$U = 2\pi r N \text{ (m/sec)}$$

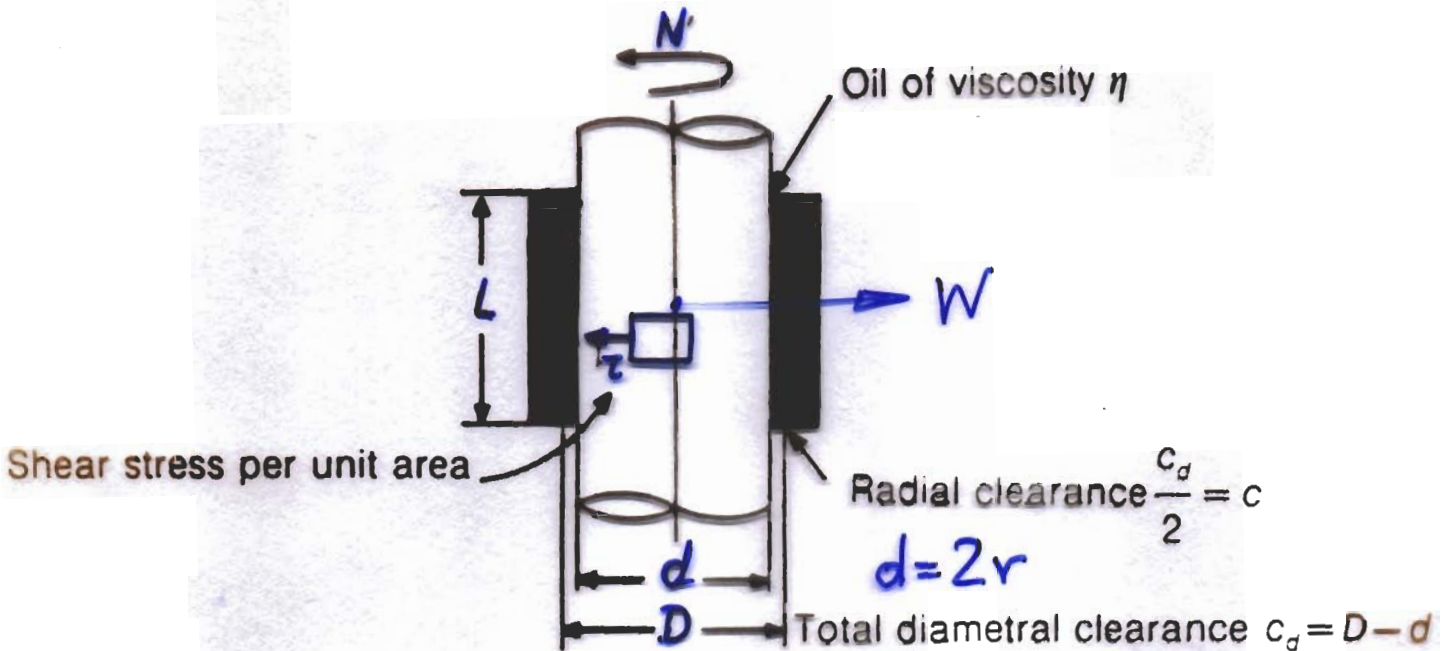


Figure 11.5 Lubricated concentric cylinders

$$* \tau = \mu \frac{U}{h} = \mu \frac{2\pi r N}{c}$$

Στροπτική ροπή για περιστροφή:

$$* T = F r = (A \tau) r = (2\pi r L) \left(\mu \frac{2\pi r N}{c} \right) r = \frac{4\pi^2 r^3 L \mu N}{c} \quad (1)$$

Αν W μια μικρή δύναμη τότε $P_m = \frac{W}{2rL}$

$$* T = f W r = f (2rL P_m) r = 2r^2 f L P_m \quad (2)$$

$$f = 2\pi^2 \frac{\mu N}{P_m} \frac{r}{c} \quad \text{νόμος Petroff.}$$

(1) & (2)

$$3) \left(\frac{r}{c} \right) f = 2\pi^2 \frac{\mu N}{P_m} \left(\frac{r}{c} \right)^2 = 2\pi^2 S \quad \text{αριθμός Sommerfeld}$$

Είδη λίπανσης :

- ΥΔΡΟΔΥΝΑΜΙΚΗ (φίλη λίπαντικού)
- ΥΔΡΟΣΤΑΤΙΚΗ (λίπαντικό υπό πίεση)
- ΕΛΑΣΤΟΫΔΡΟΔΥΝΑΜΙΚΗ (επαφή κύβου)
- ΟΡΙΑΚΗ (λεπτό στρώμα μοριακού πάχους)
- ΣΤΕΡΕΑ ΛΙΠΑΝΣΗ.

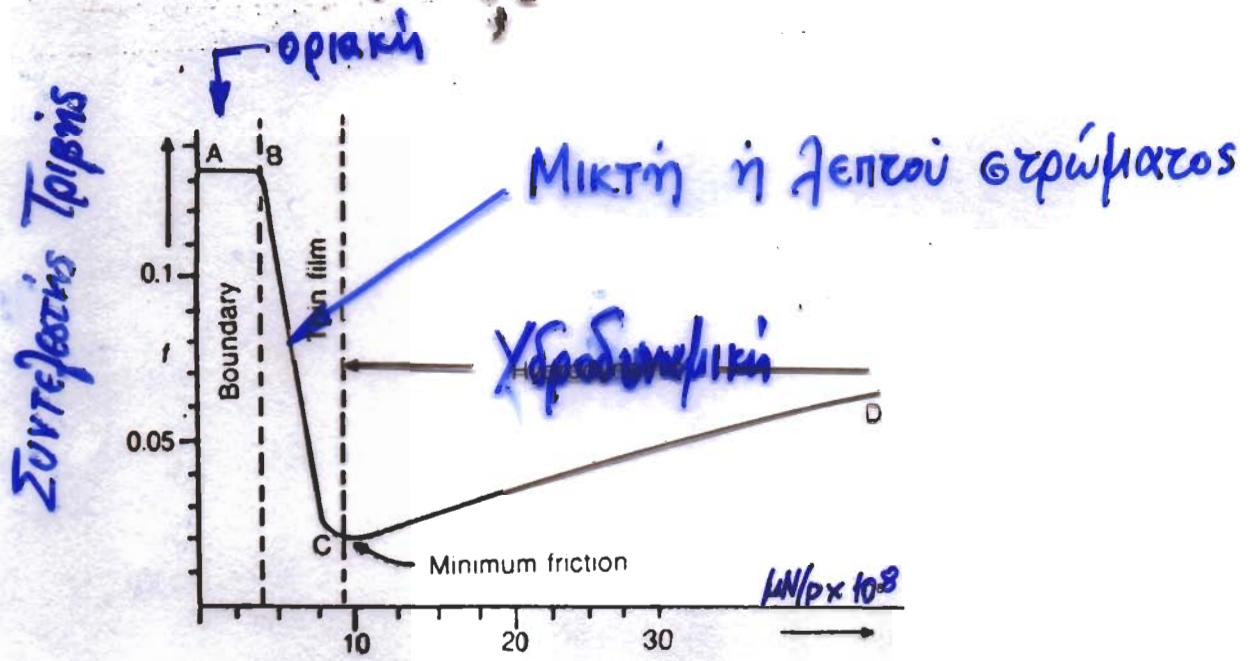


Figure 11.12 Bearing operating regimes

Υδροδυναμική \rightarrow αύξηση θερμοκρασίας $\rightarrow \mu \downarrow$
 $\rightarrow \mu N/p \downarrow \rightarrow f \downarrow \rightarrow \downarrow$ θερμοκρασίας

Άρα: Περιοχή υδροδυναμικής λίπανσης = ΕΥΣΤΑΘΗΣ ΠΕΡΙΟΧΗ

Αριστερά του C. Αν $T \uparrow \rightarrow \mu \downarrow \rightarrow \mu N/p \downarrow$

$f \uparrow \rightarrow T \uparrow \rightarrow$ επαφή μεταρρο με μεταρρο

Περιοχή οριακής λίπανσης = ΑΣΤΑΘΗΣ ΠΕΡΙΟΧΗ.

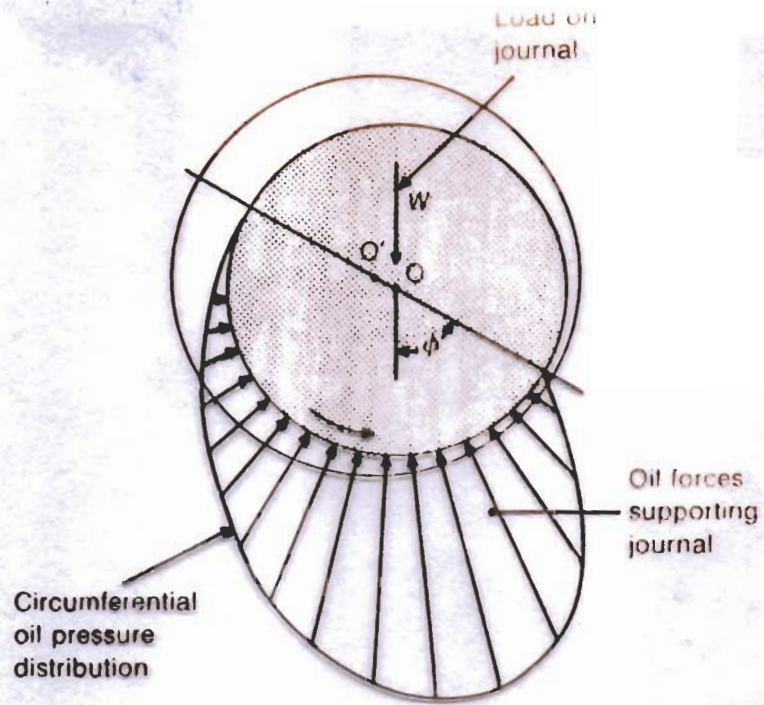


Figure 11.15 Pressure distribution in a journal bearing

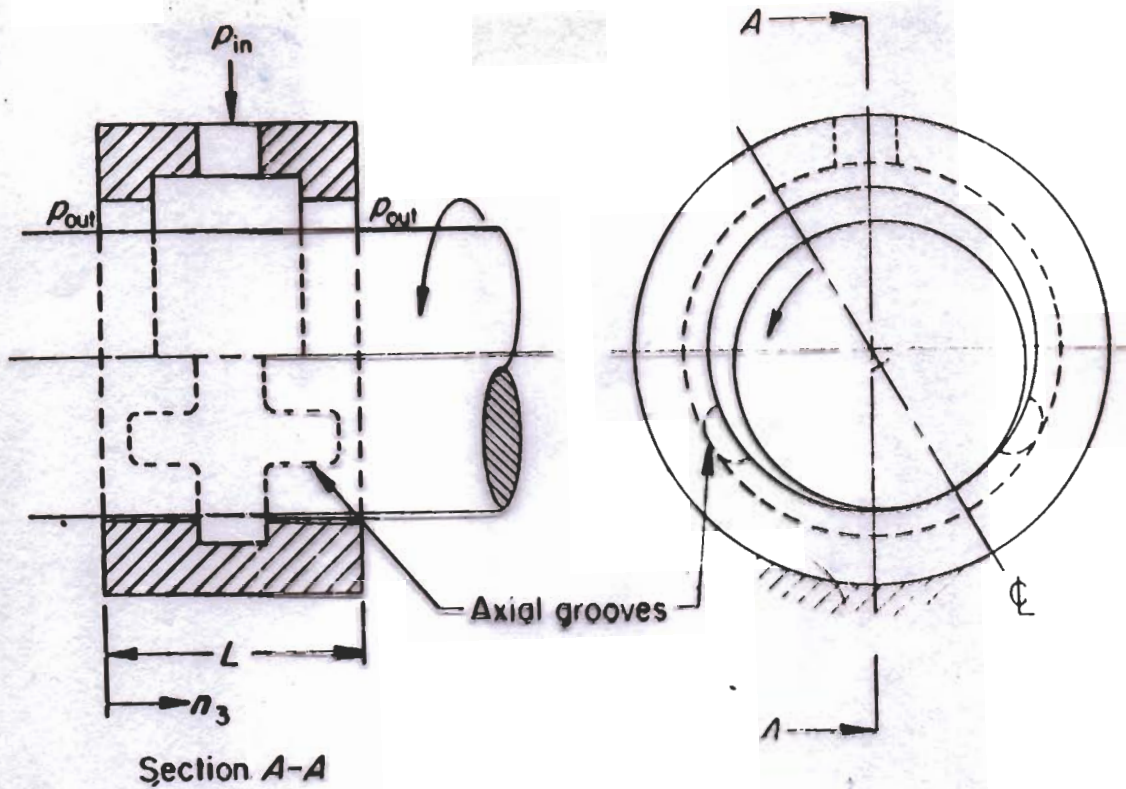
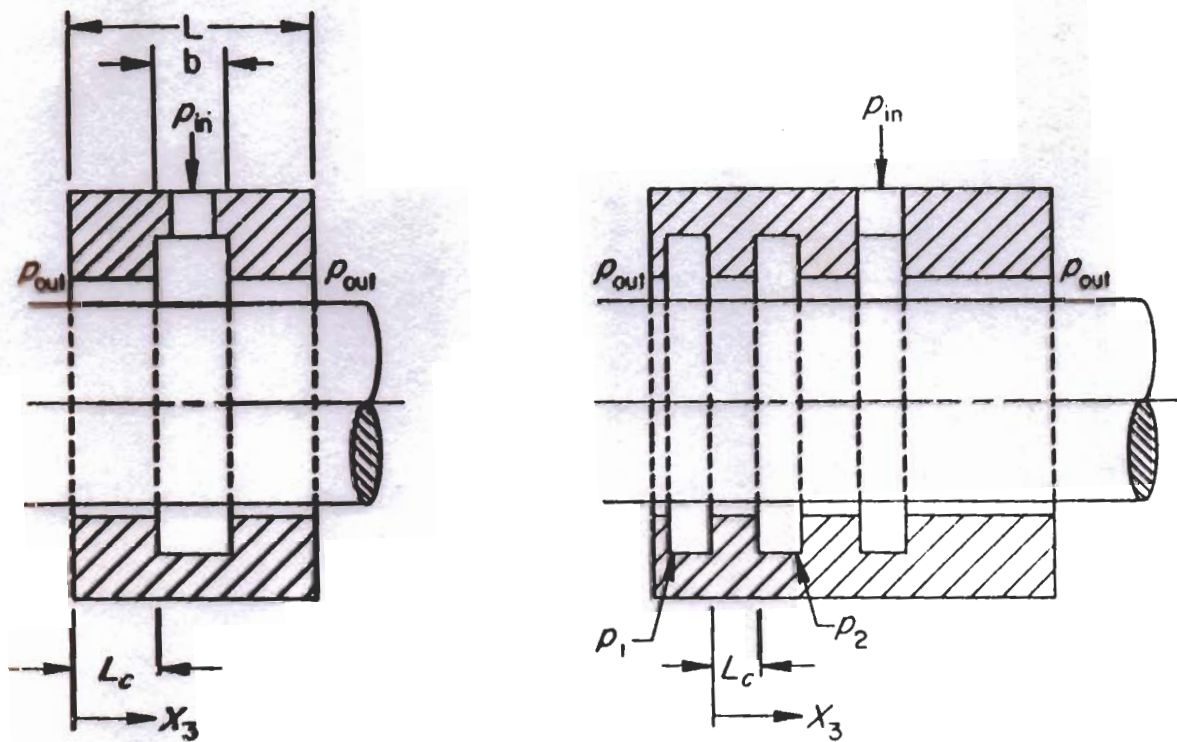


FIGURE 50. *Example of grooved journal bearing.*



(a) Single central groove

(b) Many grooves with varied spacing

FIGURE 55. *Bearings with circumferential uniform-pressure grooves.*

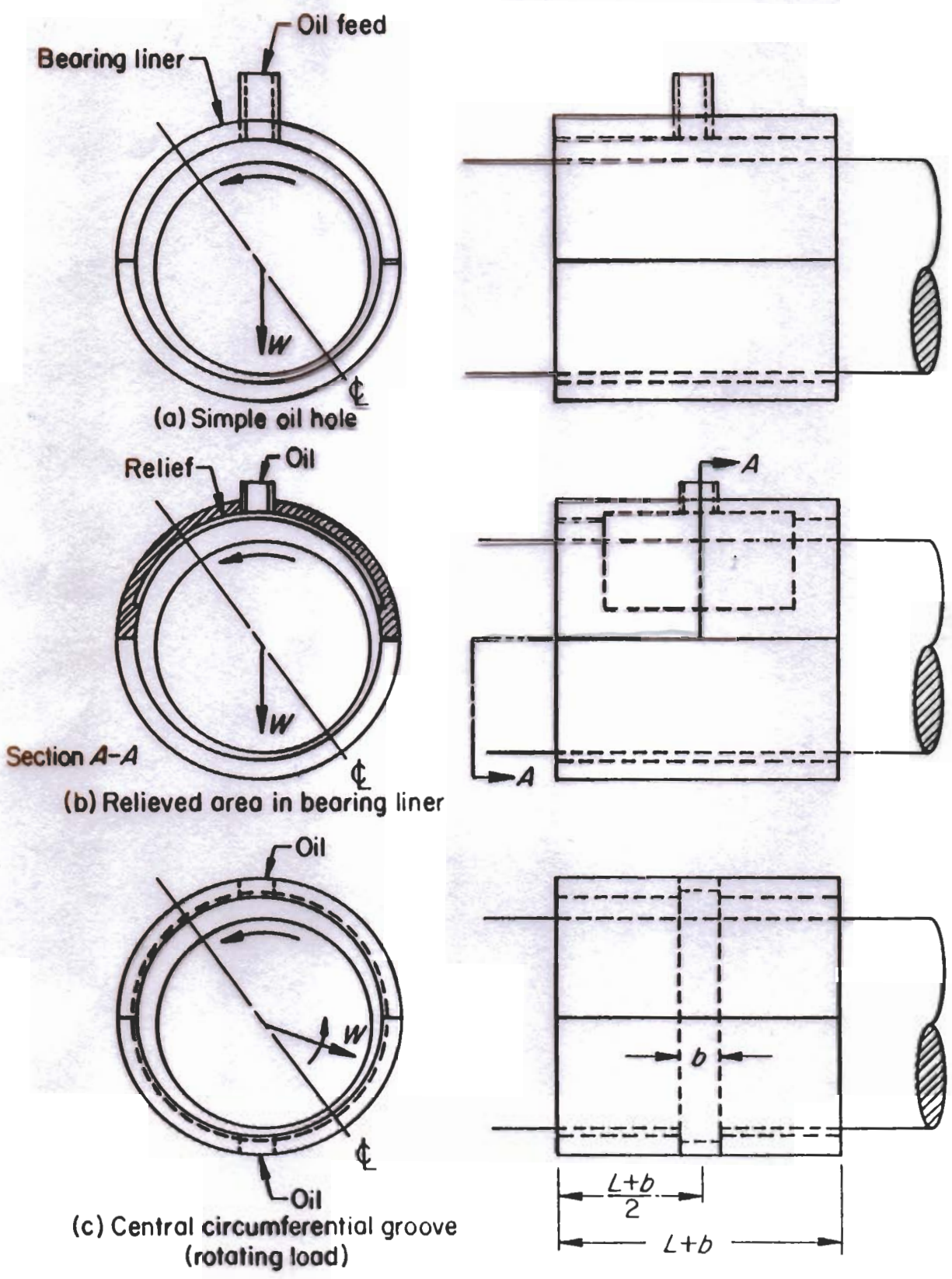


FIGURE 45. Three methods of oil feed to bearings.

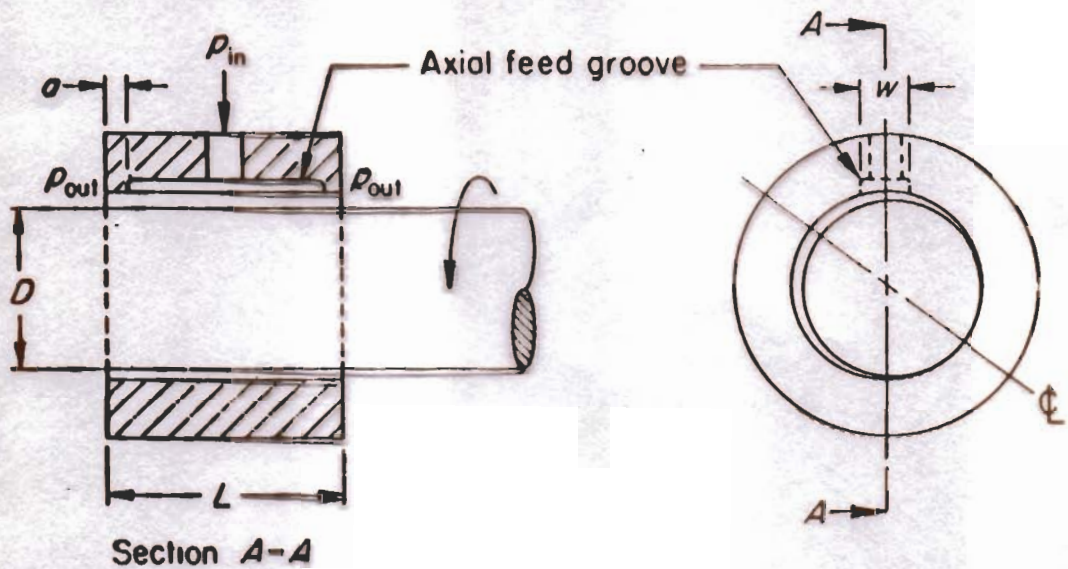
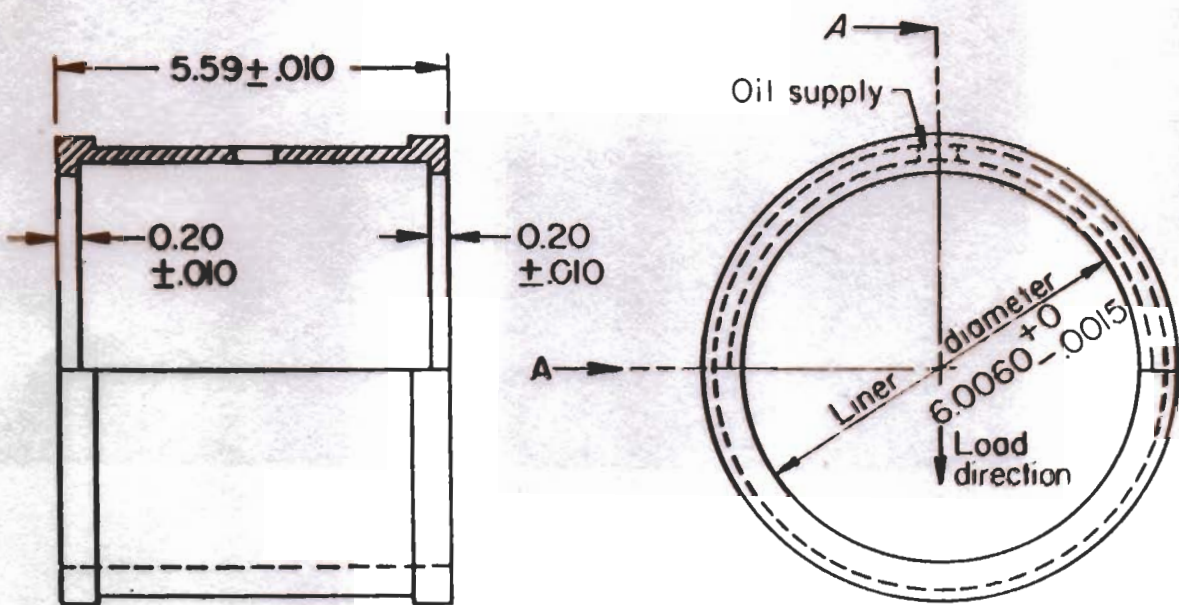


FIGURE 56. Bearing with narrow axial feed groove.



Shaft diameter = $6.0000 \begin{smallmatrix} +.0005 \\ -0 \end{smallmatrix}$

FIGURE 63. Principal dimensions of bearing, $C/D = 0.0010$.

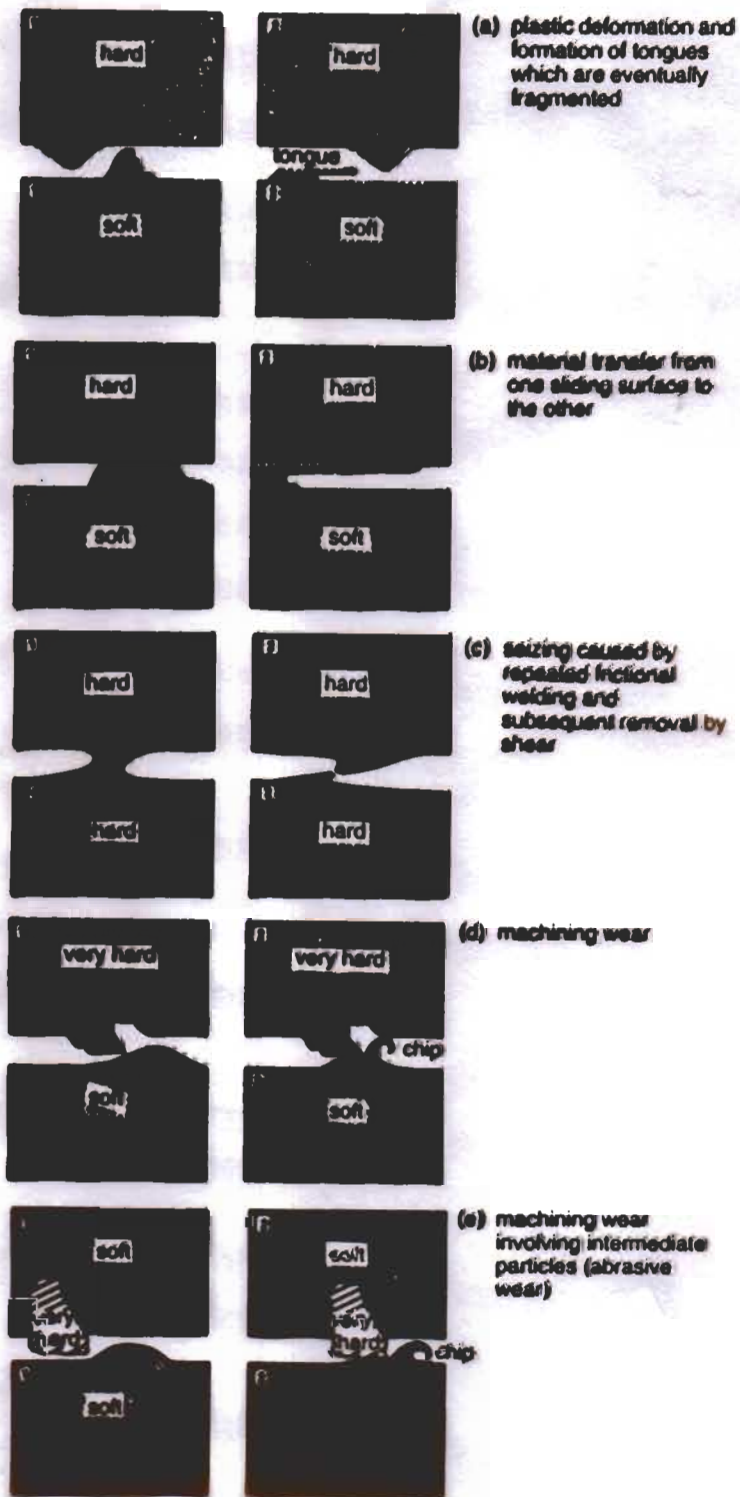


Figure 11.1 Wear mechanisms. (From Klingele and Engel.)

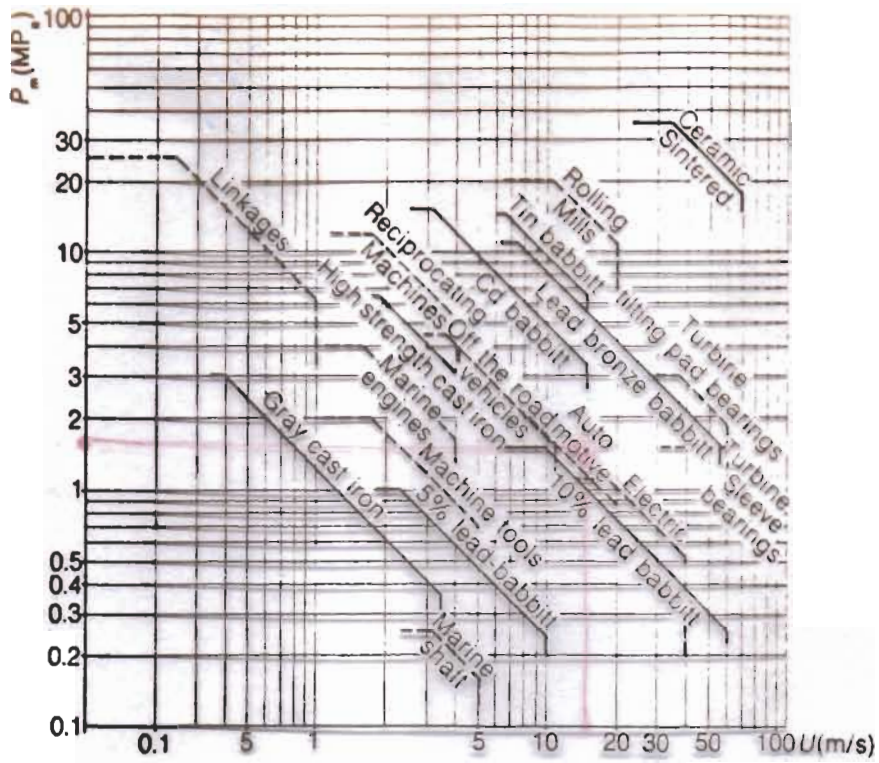


Figure 11.20(a) Design experience with fluid bearings

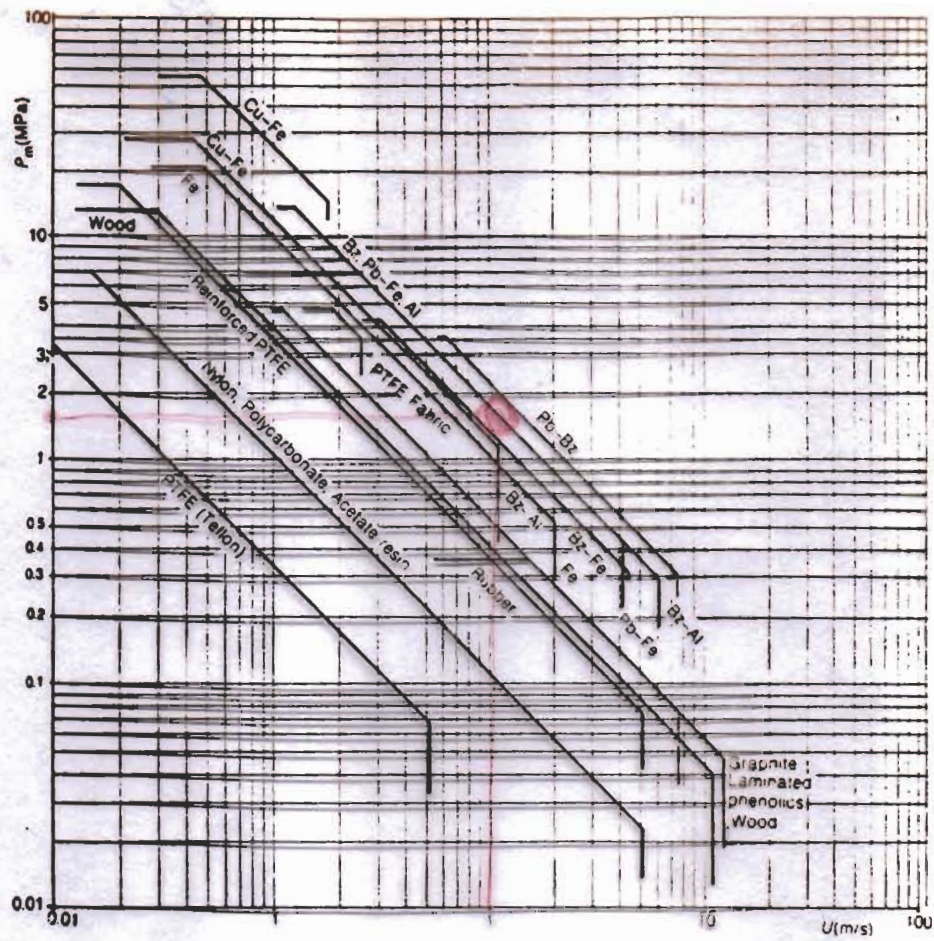


Figure 11.20(b) Materials for fluid bearings

ΠΕΡΙΟΔΗ ΜΕΛΕΤΗ ΠΙΕΣΗΣ ΣΕ ΥΡΗΛΗ

ΓΙΑ ΕΔΡΑΝΟ ΕΝΟΣ ΧΙΤΩΝΙΟΥ - ΚΟΥΖΙΝΕΤΟΥ - (ΜΡΑ)

Περελαιωμηχανές

Κύρια έδρανα 6-12

Κομβία στροφάλου 8-15

Πείρος εμβόλου 14-15

Βελτιωμηχανές

Κύρια έδρανα 4-5

Κομβία στροφάλου 10-15

Αεροσυμπιεστές

Κύρια έδρανα 1-2

Κομβία στροφάλου 10-15

Γραναζωτοί μειωτήρες 0.8 - 1.5

Ατμοστροβίλοι 0.8 - 1.5

Φυλόκεντρος ααλίες 0.6 - 1.2

Ηλεκτροκινητήρες 0.8 - 1.5

ΕΜΠΕΙΡΙΚΕΣ (ΕΝΔΕΙΚΤΙΚΕΣ) ΤΙΜΕΣ ΤΟΥ ΣΧΕΤΙΚΟΥ ΔΙΑΚΕΝΟΥ γ ,
ΚΑΙ ΘΕΡΜΟΚΡΑΣΙΑΣ ΛΙΠΑΝΤΙΚΟΥ ΣΤΗΝ ΣΥΝΑΡΤΗΣΗ
ΤΩΝ ΥΛΙΚΩΝ ΤΟΥ ΕΔΡΑΝΟΥ

ΥΛΙΚΟ ΕΔΡΑΝΟΥ	$\frac{\gamma}{C}$	ΘΕΡΜΟΚΡΑΣΙΑ °C
Γάλα με βάση το		
Μόλυβδο - Κασσίτερο	600-1000	110
Χαλμό - Μόλυβδο	500-1000	200
Αλουρίνιο	400-500	200

Αποδοτικές τιμές του ελάχιστου πάχους
ληθαγγικού h_0 :

$$h_0 \geq 0,005 + 0,00004D \quad (\mu\text{m})$$

άλλως είναι σφάλμα των διακένων του φίλτρου

(KATA J. SHIGLEY)

Working	Contact surfaces		Friction coefficient		Maximum temperature °F	Maximum pressure psi	Relative cost	Comment
	Opposing		Wet	Dry				
Cast bronze	Cast iron or steel		0.05	---	300	80-120	Low	Subject to seizing
Cast iron	Cast iron		0.05	0.15-0.2	600	150-250	Very low	Good at low speeds
	Steel		0.06	---	500	120-200	Very low	Fair at low speeds
Hard steel	Hard steel		0.05	---	500	100	Moderate	Subject to galling
	Hard steel, chromium-plated		0.03	---	500	200	High	Durable combination
Hot-drawn phosphor bronze	Hard steel, chromium-plated		0.03	---	500	150	High	Good wearing qualities
Powder metal [§]	Cast iron or steel		0.05-0.1	0.1-0.4	1000	150	High	Good wearing qualities
	Hard steel, chromium-plated		0.05-0.1	0.1-0.3	1000	300	Very high	High energy absorption
Wood	Cast iron or steel		0.16	0.2-0.35	300	60-90	Lowest	Unsuitable at high speed
Leather	Cast iron or steel		0.12-0.15	0.3-0.5	200	10-40	Very low	Subject to glazing
Cork	Cast iron or steel		0.15-0.25	0.3-0.5	200	8-14	Very low	Cork-insert preferred
Felt	Cast iron or steel		0.18	0.22	280	5-10	Low	Resilient engagement
Vulcanized fiber or paper	Cast iron or steel		---	0.3-0.5	200	10-40	Very low	Low speeds, light duty
Woven asbestos [§]	Cast iron or steel		0.1-0.2	0.3-0.6	350-500	50-100	Low	Prolonged slip service ratings given
	Cast iron or steel		0.1-0.2	---	500	100-200	Low	This rating for short infrequent engagements
	Hard steel, chromium-plated		0.1	---	---	1200	Moderate	Used in Napier Sabre engine
Molded asbestos [§]	Cast iron or steel		0.08-0.12	0.2-0.5	500	50-150	Very low	Wide field of applications
Impregnated asbestos	Cast iron or steel		0.12	0.32	500-750	150	Moderate	For demanding applications
Carbon graphite	Steel		0.05-0.1	0.25	700-1000	300	High	For critical requirements
Molded phenolic plastic, impregnated cloth base	Cast iron or steel		0.1-0.15	0.25	300	100	Low	For light special service

A. F. Gagne, Jr., *Clutches*, *Machine Design*, vol. 24, no. 8, p. 136, August 1952. Reproduced with the permission of *Machine Design*. Steel, where specified, should have a carbon content of approximately 0.70 percent. Surfaces should be ground true and smooth. Conservative values should be used to allow for possible glazing of clutch surfaces in service and for adverse operating conditions. For a specific material within this group, the coefficient usually is maintained within plus or minus 5 percent.

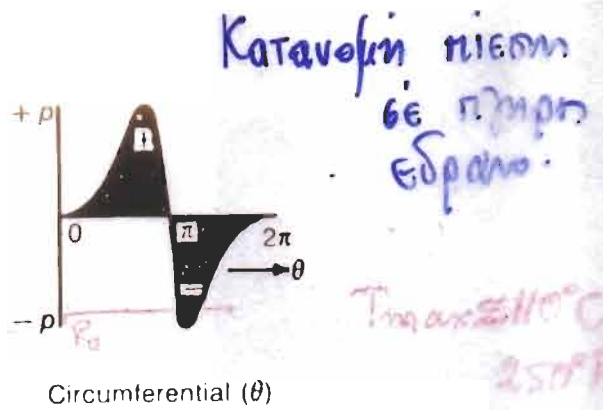
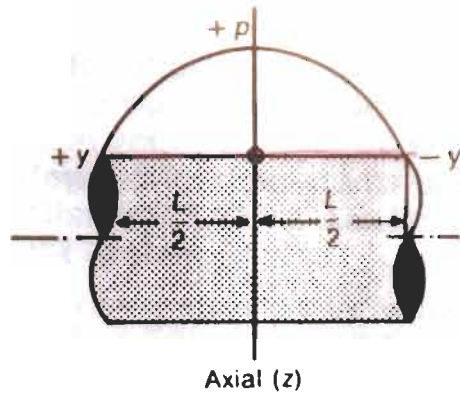


Figure 11.16 Axial pressure distribution

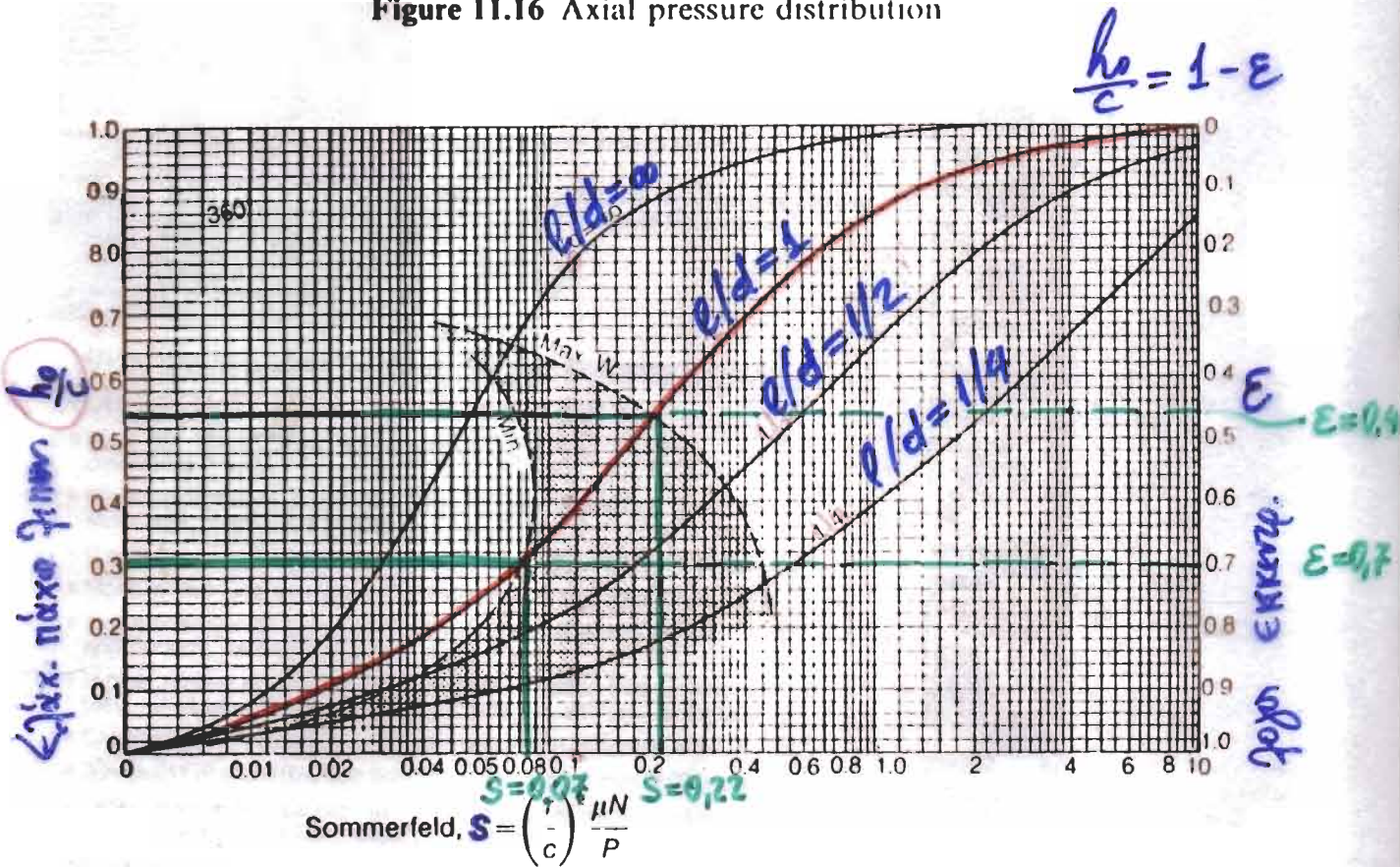
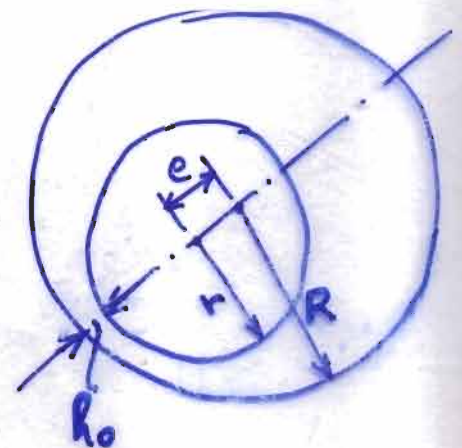


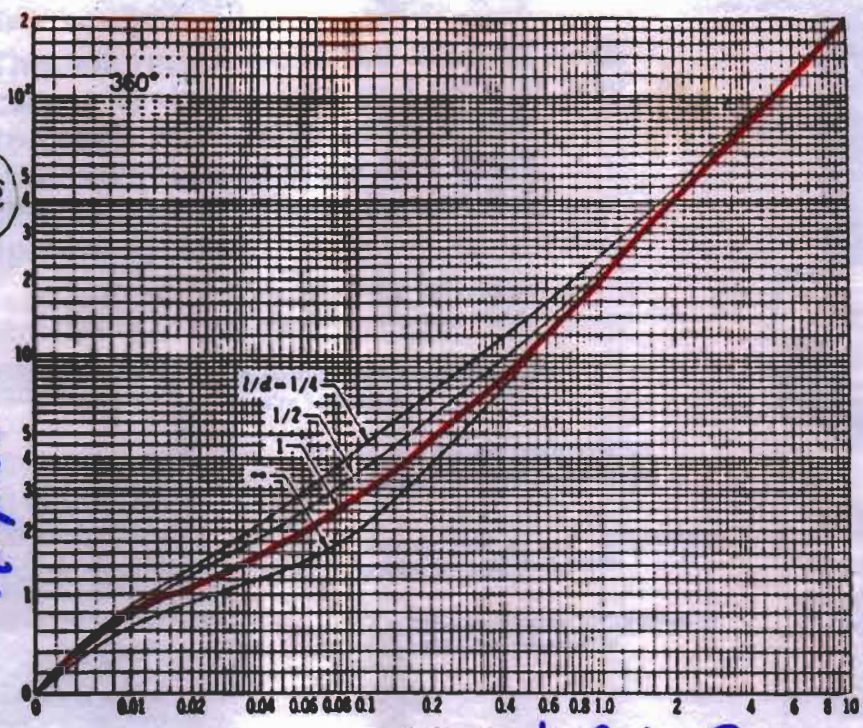
Figure 11.17 Minimum oil film thickness. (After Raimondi and Boyd 1958; courtesy ASLE)

$c = R - r$ (ακτινική χάρη)
 $e = \text{εκκεντρότητα}$
 $h_o = \text{ελάχιστο πάχος λιπαντικού}$
 $\epsilon = \frac{e}{c}$ λόγος εκκεντρότητας
 $h_o = (R - r) - e = c - e$
 $\frac{h_o}{c} = 1 - \frac{e}{c} = 1 - \epsilon$



Σ υντελεστής
Τριβής

$\left(\frac{2}{\pi}\right) f$



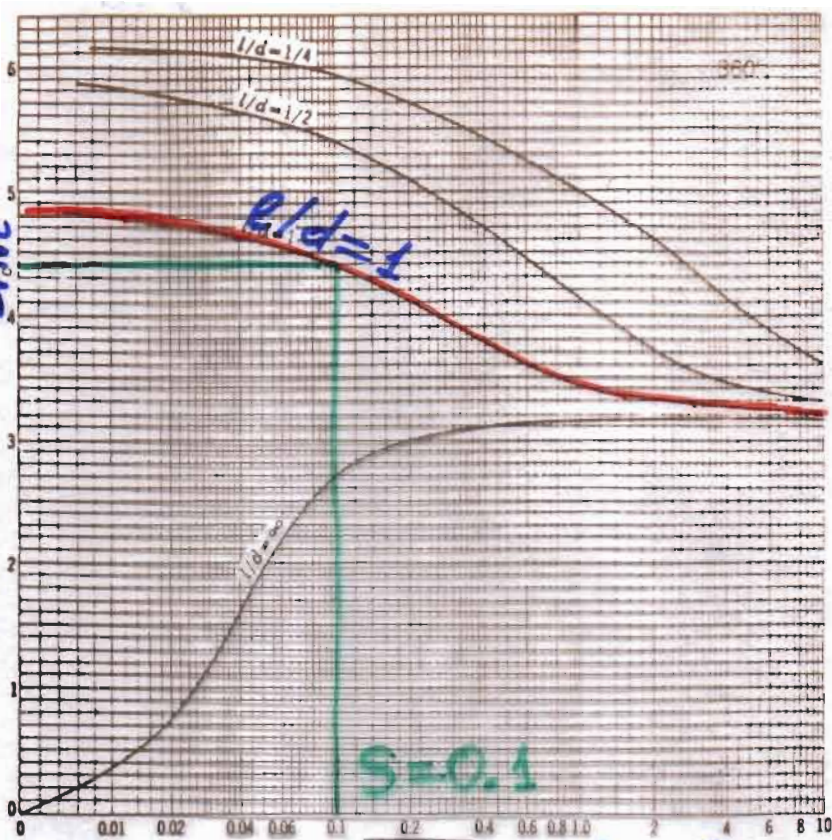
$S = \left(\frac{r}{c}\right)^2 \frac{\mu N}{P}$ Αριθμός Sommerfeld

Figure 11.18 Friction factor. (After Raimondi and Boyd 1958: courtesy ASLE)

$$\Delta T = \frac{8,30 \times 10^{-6} P}{[1 - 0,5(Q_s/Q)]} \cdot \frac{f \left(\frac{E}{c}\right)}{Q/rcNE}$$

$$\frac{Q}{rNEC} = 4.4$$

Ποιν Νεκισι
 $\frac{Q}{rNEC}$



$\frac{10^8 \left(\frac{r}{\sigma}\right)^2 \mu N}{P}$ Αριθμιο Sommerfeld

Figure 11.19 Oil flow. (After Raimondi and Boyd 1958; courtesy ASLE)

130 ΔΕΣ, μ

μ = 30 mPa·s

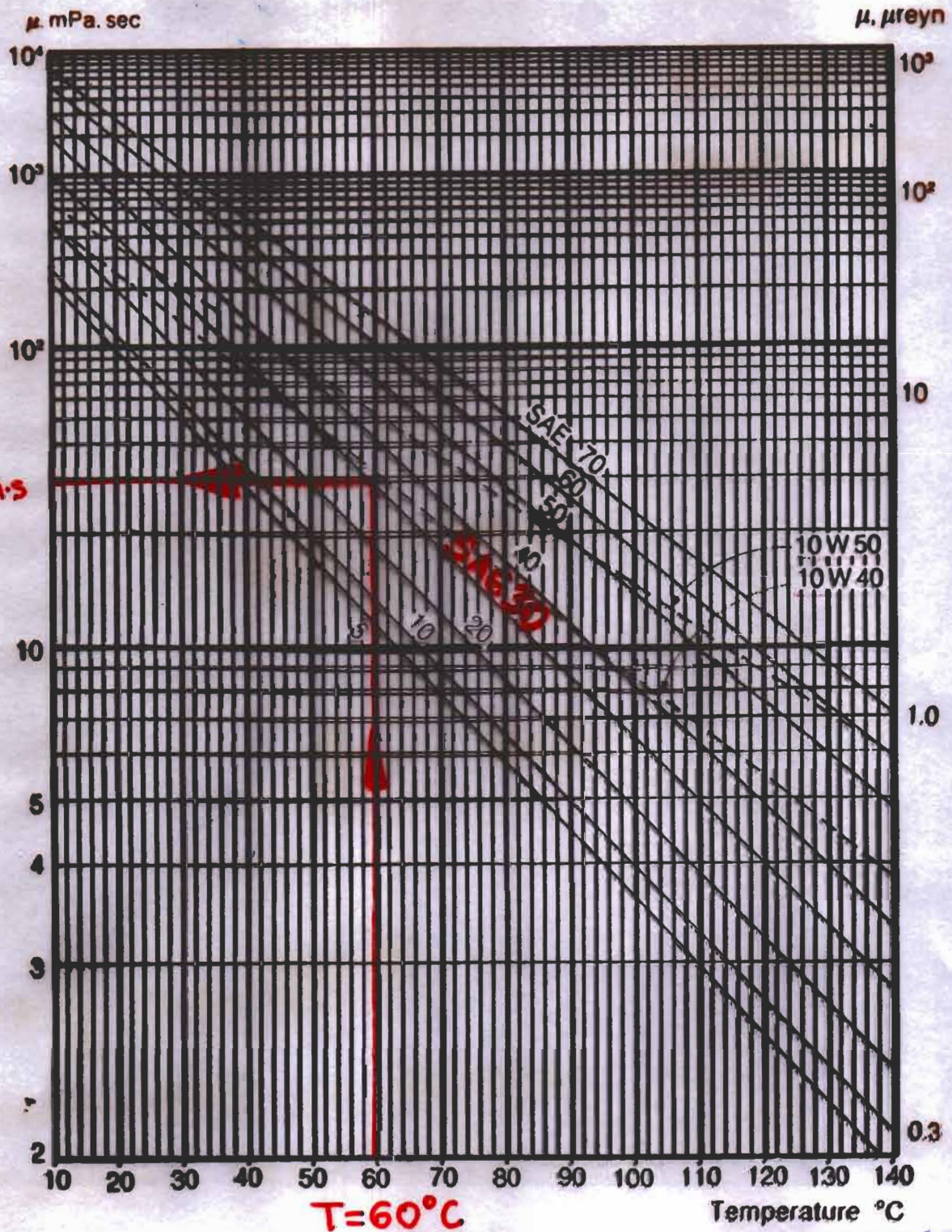


Figure 11.4 Viscosity of SAE oil grades ΘΕΡΜΟΚΡΑΣΙΑ, T

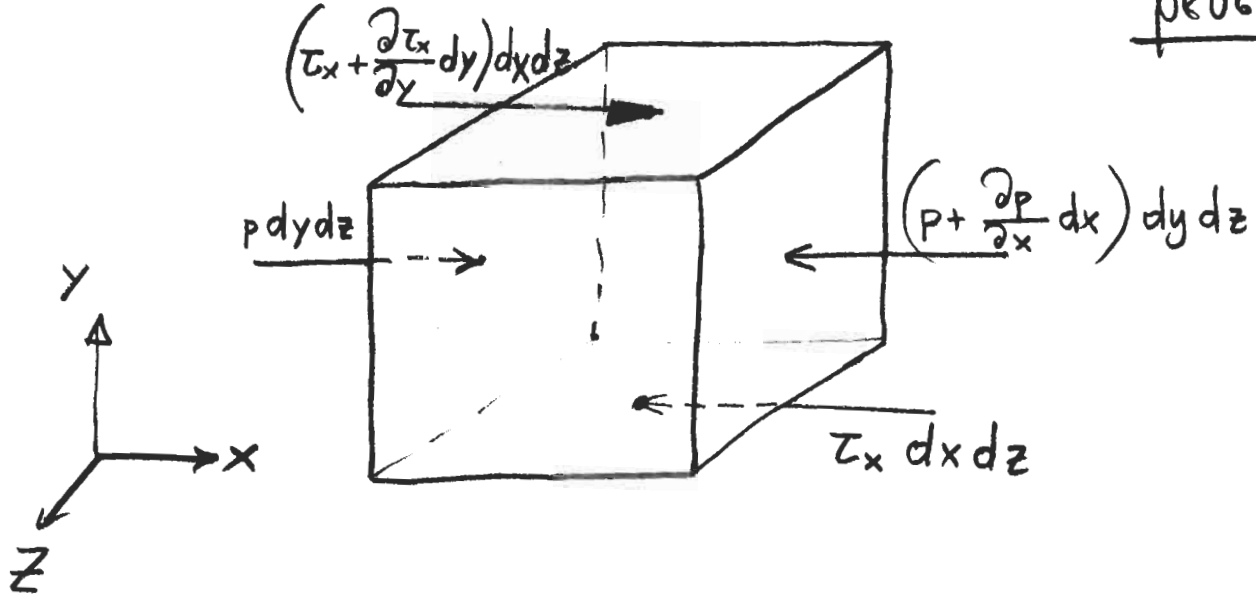
Reynolds Equation

Παραδοχές

- α) Αγνοούνται οι αδρανειακές δυνάμεις
- β) Αγνοούνται οι πεδιακές δυνάμεις.
- γ) Θεωρείται αμετάβλητο το ιξώδες στον χώρο.
- δ) Το ρευστό είναι ασυμπίεστο
- ε) Η ροή του ρευστού είναι στρωτή (όχι τυρβώδης).
- στ) Οι επιφάνειες σχετικής κίνησης είναι σχεδόν παράλληλες.

①

Δυνάμεις στον διεύθυνση X σε στοιχείο
πυκνω.



$$\frac{\partial \tau_x}{\partial y} dy dx dz - \frac{\partial p}{\partial x} dx dy dz = 0$$

$$\frac{\partial p}{\partial x} = \frac{\partial \tau_x}{\partial y} = \mu \frac{\partial^2 u}{\partial y^2}$$

— συνίσταται ταχύτητα
πυκνωτή στον x διεύθυνση

Ομοίως για διεύθυνση Z του στοιχείου πυκνω.

$$\frac{\partial p}{\partial z} = \frac{\partial \tau_z}{\partial y} = \mu \frac{\partial^2 w}{\partial y^2}$$

— συνίσταται ταχύτητα
στον z διεύθυνση

Στην Y διεύθυνση η μεταβολή των πιέσεων θεωρείται αμελητέα.

Αν $\frac{\partial u}{\partial y} = \text{σταθ.}$ τότε $\frac{\partial^2 u}{\partial y^2} = 0$ και $\frac{\partial p}{\partial x} = 0$

Άρα δεν μπορεί να υποστηριχθεί
φάρδιο.

(2)

ΣΧΕΣΗ ΠΙΕΣΗΣ - ΤΑΧΥΤΗΤΩΝ: Reynolds εξίσωση.

$$\frac{\partial P}{\partial x} = \mu \frac{\partial^2 u}{\partial y^2}$$

$$\frac{\partial u}{\partial y} = \frac{1}{\mu} \frac{\partial P}{\partial x} y + C_1$$

και $u = \frac{1}{\mu} \frac{\partial P}{\partial x} \frac{y^2}{2} + C_1 y + C_2$

Ορίστε συνθήκες

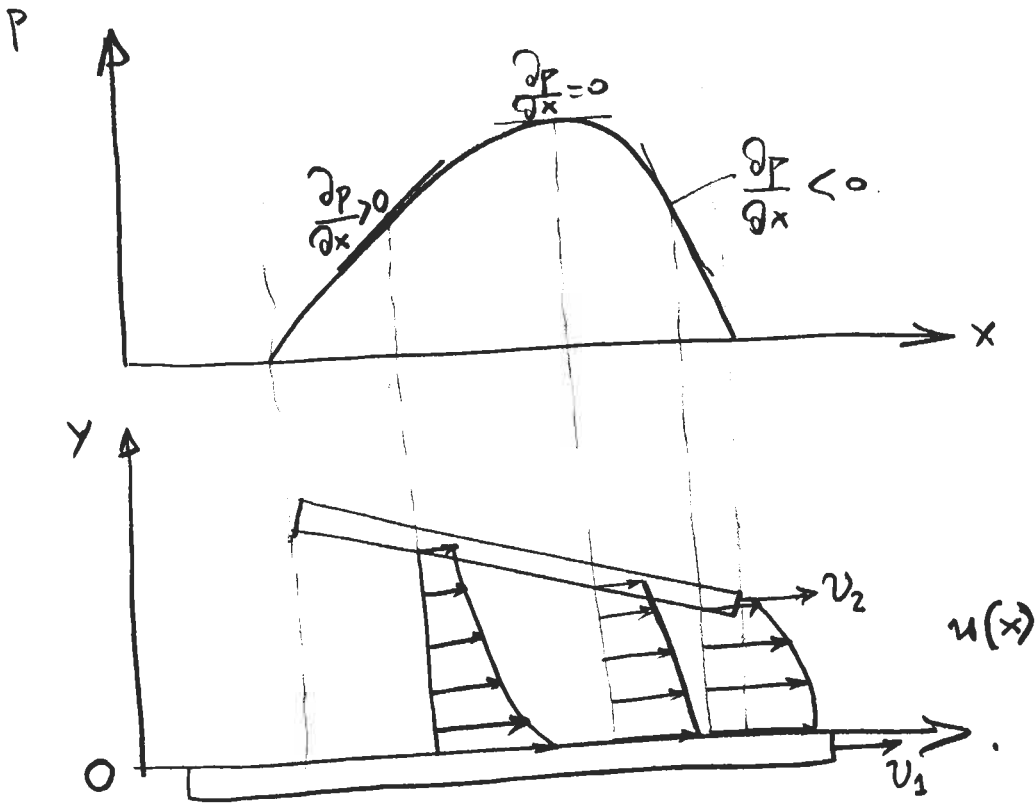
για $y=0$	$u = v_1$	$v = V_1$	$w = W_1$
$y=h$	$u = v_2$	$v = V_2$	$w = W_2$

Οπότε $C_1 = -\frac{1}{\mu} \frac{\partial P}{\partial x} \frac{h}{2} + \frac{v_2 - v_1}{h}$

και $u = -\frac{1}{2\mu} \frac{\partial P}{\partial x} (hy - y^2) + \left[v_1 + \frac{y}{h} (v_2 - v_1) \right]$

ομοίως $w = -\frac{1}{2\mu} \frac{\partial P}{\partial z} (hy - y^2) + \left[W_1 + \frac{y}{h} (W_2 - W_1) \right]$

3



β7. σχέση πρ u - γραφικό και παραβολικό επιφ

(4)

Η ποσότητα q_x ανά μονάδα επιφάνειας $h dz$ είναι

$$q_x = \int_0^h u(dy dz)$$

$$q_x = -\frac{h^3}{12\mu} \frac{\partial p}{\partial x} dz + \frac{v_1 + v_2}{2} h dz$$

Ομοίως η ποσότητα q_z ανά μονάδα επιφάνειας $h dx$

$$q_z = \int_0^h w(dy dx) = -\frac{h^3}{12\mu} \frac{\partial p}{\partial z} dx + \frac{w_1 + w_2}{2} h dx$$

Οι ποσότητες αυτές ισχύουν για μοναδιαίο πάχος

Δύο φορές ολοκλήρωση πρέπει να γίνει για Q_x, Q_z .

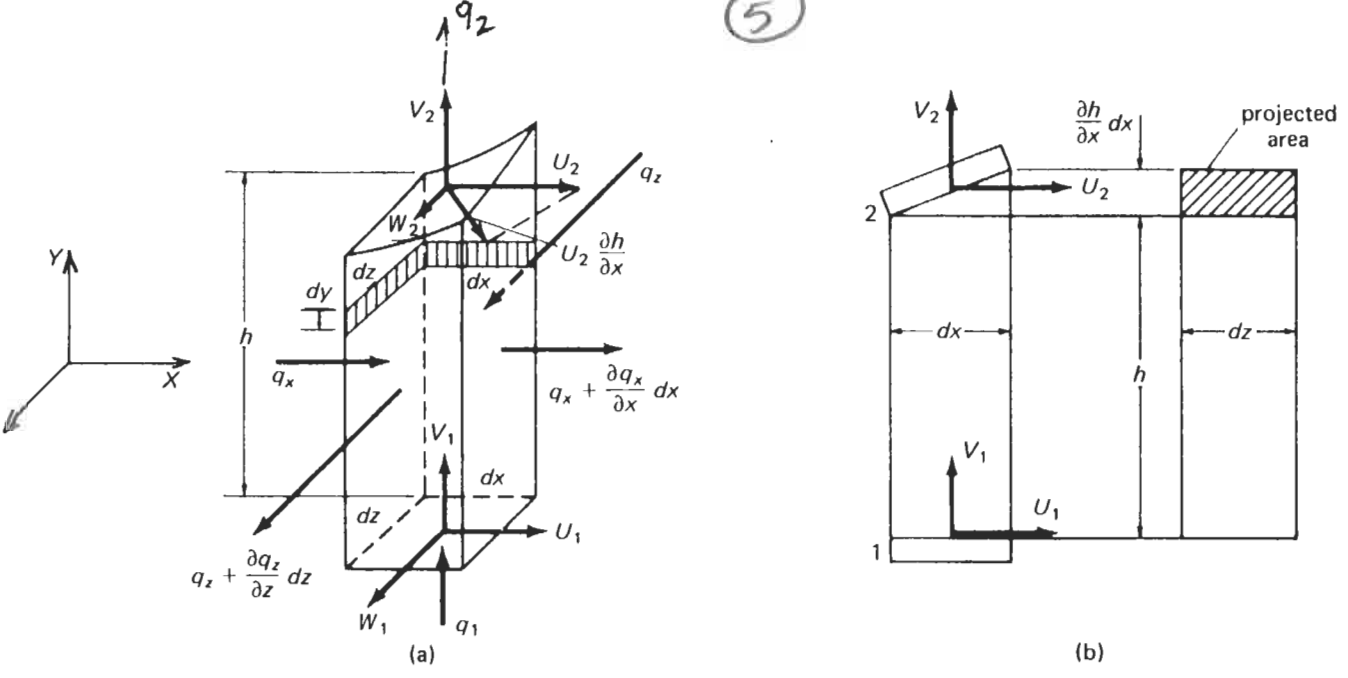


FIGURE 2.8. (a) Flows through a stationary element of space between the two moving surfaces of a thin film. (b) Flow velocities V_1 and V_2 through areas at 1 and 2, respectively, and of U_2 through the projection of the area at 2.

$$q_1 = V_1 dx dz$$

$$q_2 = V_2 dx dz - v_2 \frac{\partial h}{\partial x} dx dz - W_2 \frac{\partial h}{\partial x} dz dx$$

Συνέχεια ενώ ασυμπίεστον ρροσσω

$$q_x + q_z + q_1 = \left(q_x + \frac{\partial q_x}{\partial x} dx \right) + \left(q_z + \frac{\partial q_z}{\partial z} dz \right) + q_2$$

$$q_1 = \frac{\partial q_x}{\partial x} dx + \frac{\partial q_z}{\partial z} dz + q_2$$

$$V_1 = - \frac{1}{12} \frac{\partial}{\partial x} \left(\frac{h^3}{\mu} \frac{\partial p}{\partial x} \right) + \frac{v_1 + v_2}{2} \frac{dh}{dx} + \frac{h}{2} \frac{\partial}{\partial x} (v_1 + v_2)$$

$$- \frac{1}{12} \frac{\partial}{\partial z} \left(\frac{h^3}{\mu} \frac{\partial p}{\partial x} \right) + \frac{w_1 + w_2}{2} \frac{dh}{dz} + \frac{h}{2} \frac{\partial}{\partial z} (w_1 + w_2)$$

$$+ v_2 - v_2 \frac{dh}{dx} - W_2 \frac{dh}{dz}$$

(6)

$$\frac{1}{6} \left[\frac{\partial}{\partial x} \left(\frac{h^3}{\mu} \frac{\partial P}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(\frac{h^3}{\mu} \frac{\partial P}{\partial z} \right) \right] = (v_1 - v_2) \frac{\partial h}{\partial x}$$

$$-2(v_1 - v_2) + (w_1 - w_2) \frac{dh}{dz} + h \frac{\partial}{\partial x} (v_1 + v_2) + h \frac{\partial}{\partial z} (w_1 + w_2)$$

(Reynolds' equation.)

η σε κυλινδρική συστάθμη:

$$\frac{1}{6} \left[\frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left(r \frac{h^3}{\mu} \frac{\partial P}{\partial r} \right) + \frac{1}{r^2} \frac{\partial}{\partial \theta} \left(\frac{h^3}{\mu} \frac{\partial P}{\partial \theta} \right) \right] = (R_1 - R_2) \frac{\partial h}{\partial r}$$

$$-2(v_1 - v_2) + (T_1 - T_2) \frac{1}{r} \frac{dh}{d\theta} + \frac{h}{r} \left\{ \frac{\partial}{\partial r} [r(R_1 + R_2)] + \frac{\partial}{\partial \theta} (T_1 + T_2) \right\}$$

(7)

ΕΔΡΑΝΑ ΟΛΙΣΘΗΣΗΣ - ΕΚΚΕΝΤΡΟΤΗΤΑ & ΠΙΕΣΕΙΣ

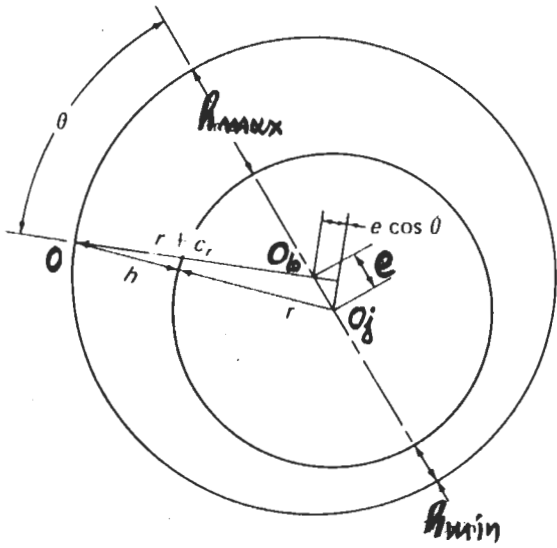
$O_b O_j = e = \text{ΕΚΚΕΝΤΡΟΤΗΤΑ}$

$h_{min} < h < h_{max}$

$C_r = \frac{D_b - D_j}{2}$

$\epsilon = \frac{e}{C_r}$ ϵ $\text{ΓΟΓΟ ΕΚΚΕΝΤΡΟΤΗΤΑΣ}$

$h_{min} = C_r - e = C_r - \epsilon C_r = C_r(1 - \epsilon)$
 $h_{max} = C_r + e = C_r + \epsilon C_r = C_r(1 + \epsilon)$

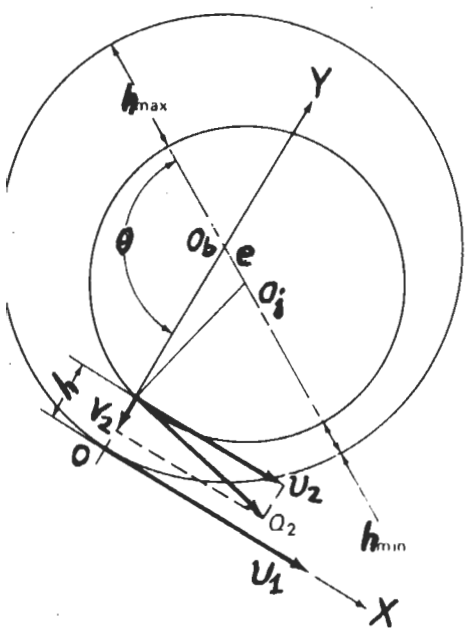


$O O_j \approx O O_b + e \cos \theta \quad \eta$

$h(\theta) + r \approx (r + c_r) + e \cos \theta \quad \eta$

$h(\theta) = h = c_r + e \cos \theta = c_r(1 + \epsilon \cos \theta)$

$\frac{1}{6} \left[\frac{\partial}{\partial x} \left(\frac{h^3}{\mu} \frac{\partial p}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(\frac{h^3}{\mu} \frac{\partial p}{\partial z} \right) \right] = (v_1 - v_2) \frac{\partial h}{\partial x} - 2(v_1 - v_2)$
 $+ (w_1 - w_2) \frac{\partial h}{\partial z} + h \frac{\partial}{\partial x} (v_1 + v_2)$
 $+ h \frac{\partial}{\partial z} (w_1 + w_2)$



$= (v_1 - v_2) \frac{\partial h}{\partial x} + 2v_2 =$

$= (v_1 + v_2) \frac{\partial h}{\partial x} = \underline{\underline{v \frac{\partial h}{\partial x}}}$

όπου $v = v_1 + v_2$

8

Θεωρώντας έδρανο απείρου μήκους

$$\frac{\partial}{\partial x} \left(h^3 \frac{\partial P}{\partial x} \right) = 6 \mu V \frac{\partial h}{\partial x}$$

Λύθηκε το 1886 από Reynolds με βάση.

$$P(\theta) = \frac{\mu V r}{c r^2} \left[\frac{6 \epsilon \sin \theta (2 + \epsilon \cos \theta)}{(2 + \epsilon^2)(1 + \epsilon \cos \theta)^2} \right] + P_s$$

όπου $P_s = \text{πίεση σε γωνία } \theta = 0^\circ$. (για 2η έδρανο)
 $P_s = 0$ για π -έδρανο.

9

θεωρώντας έδρανο μικροί μήκους.

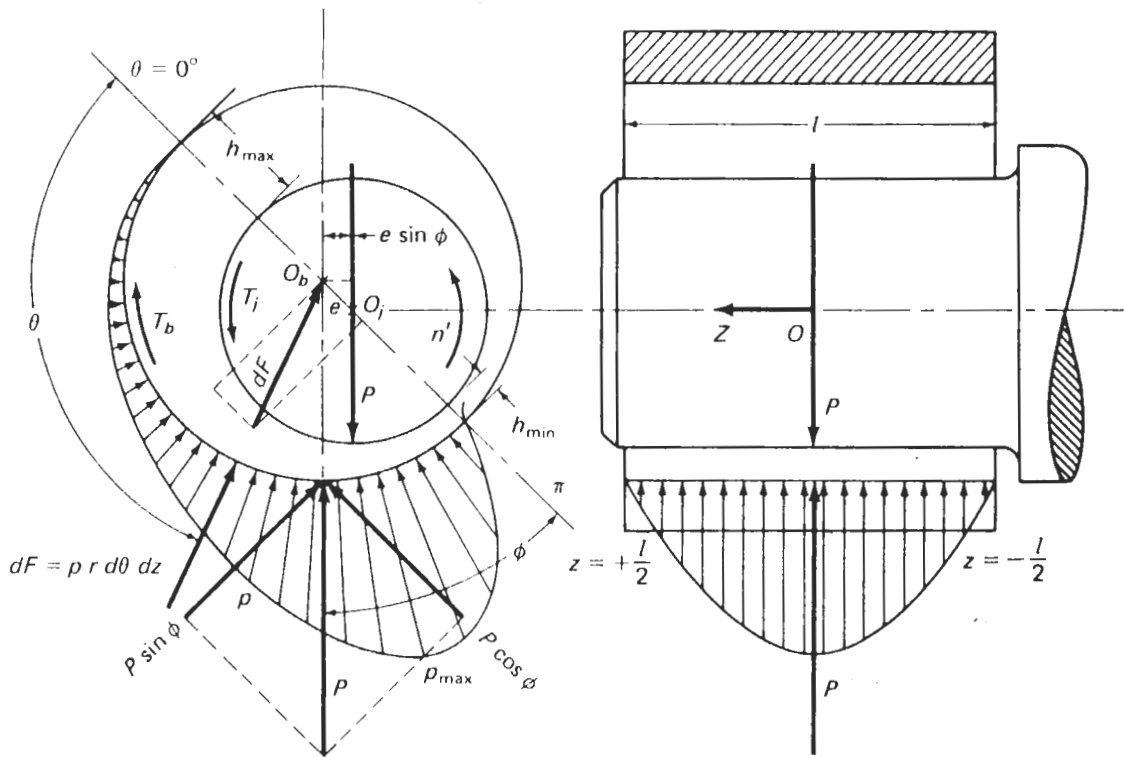
$$\frac{\partial}{\partial z} \left(h^3 \frac{\partial p}{\partial z} \right) = 6\mu v \frac{\partial h}{\partial x}$$

έλε στιγμή οζουήρωση

$$p = \frac{3\mu v}{h^3} \frac{\partial h}{\partial x} z^2 + \frac{C_1}{h^3} z + C_2$$

ορισμός οωθίνης $\frac{\partial p}{\partial z} = 0$ έω $z = 0$

και $p = 0$ έω $z = \pm l/2$



$$p = - \frac{3\mu v}{h^3} \left(\frac{e^2}{4} - z^2 \right) \frac{\partial h}{\partial x}$$

$$\frac{\partial h}{\partial x} = \frac{\partial h}{\partial (r\theta)} = \frac{1}{r} \frac{\partial h}{\partial \theta} \quad \& \quad \frac{\partial h}{\partial x} = - (e \sin \theta) / r$$

(10)

$$P(\theta, z) = \frac{\mu V}{rc_r^2} \left(\frac{e^2}{4} - z^2 \right) \frac{3\epsilon \sin \theta}{(1 + \epsilon \cos \theta)^3}$$

Η μέγιστη πίεση P_{\max} θα υπάρχει στο $z=0$ και σε γωνία θ_m .

$$P(\theta, 0) = \frac{\mu V}{rc_r^2} \frac{e^2}{4} \frac{3\epsilon \sin \theta}{(1 + \epsilon \cos \theta)^3}$$

$$\frac{\partial P}{\partial \theta} = 0$$

$$\theta_m = \cos^{-1} \frac{1 - \sqrt{1 + 24\epsilon^2}}{4\epsilon}$$

ΕΔΡΑΝΑ ΟΛΙΣΘΗΣΗΣ

(11)

ΦΟΡΤΙΟ, ΓΩΝΙΑ ΣΥΜΠΕΡΙΦΟΡΑΣ, ΡΟΠΕΣ

$$P \cos \phi = 2 \int_0^{e/2} \int_0^{\pi} (\rho r d\theta dz) \cos \theta = \frac{\mu v e^3}{c r^3} \frac{\pi}{(1-e^2)^2}$$

και

$$P \sin \phi = 2 \int_0^{e/2} \int_0^{\pi} (\rho r d\theta dz) \sin \theta = \frac{\mu v e^3}{c r^2} \frac{\pi e}{4(1-e^2)^{3/2}}$$

οπότε

$$P = \sqrt{(P \cos \phi)^2 + (P \sin \phi)^2} = \frac{\mu v e^3}{c r^2} \frac{e[\pi^2(1-e^2) + 16e^2]^{1/2}}{4(1-e^2)^2}$$

και

$$\phi = \tan^{-1} \frac{P \sin \phi}{P \cos \phi} = \tan^{-1} \frac{\pi \sqrt{1-e^2}}{4e}$$

ΡΟΠΗ

$$dT = r dF = r (r d\theta dz) \left[\mu \frac{\partial u}{\partial y} \right]_{y=h}$$

$$T = \mu r^2 \int_{-e/2}^{e/2} \int_0^{2\pi} \left(\frac{\partial u}{\partial y} \right)_{y=h} d\theta dz = \mu r^2 e \int_0^{2\pi} \left(\frac{\partial u}{\partial y} \right)_{y=h} d\theta$$

για κοινό έδρανο $\left(\frac{\partial u}{\partial y} \right)_{y=0} = \left(\frac{\partial u}{\partial y} \right)_{y=h} = \frac{v_1 - v_2}{h}$

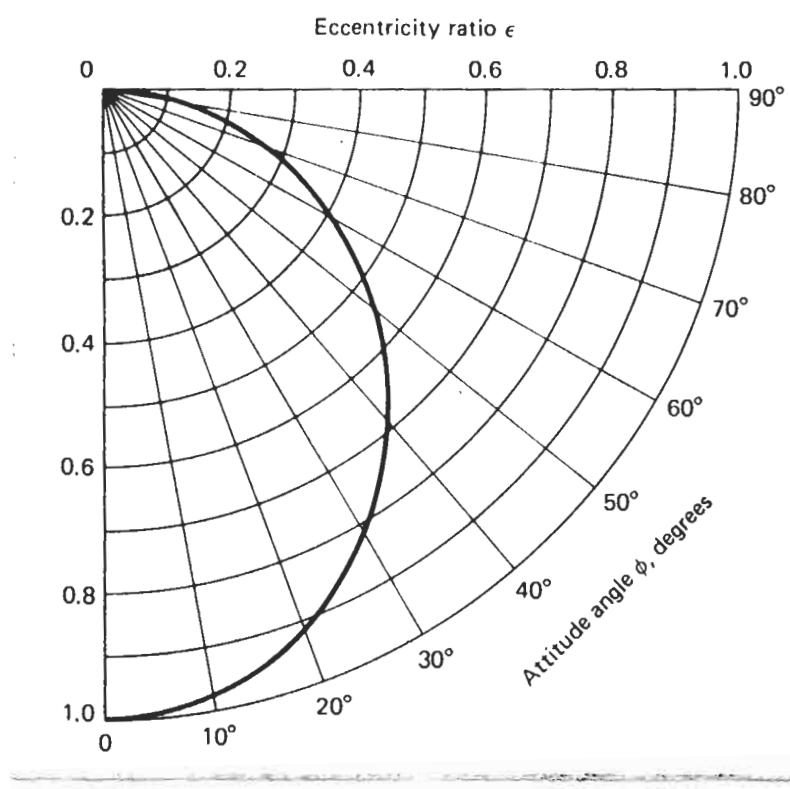
(12)

Επιπλέον $v_1 - v_2 = \pi d \frac{(n'_2 - n'_1)}{2n}$, $C_r = C_d/2$ ↗ rps.

$$T = \frac{\mu r^2 \ell (v_2 - v_1)}{C_r} \int_0^{2\pi} \frac{d\theta}{1 + e \cos \theta}$$

$$= \frac{\mu d^2 \ell (v_2 - v_1)}{C_d} \frac{\pi}{(1 - e^2)^{1/2}}$$

$$= \frac{\mu d^3 \ell (n'_2 - n'_1)}{C_d} \frac{\pi^2}{(1 - e^2)^{1/2}}$$



ΡΟΕΣ & ΘΕΡΜΟΚΡΑΣΙΕΣ

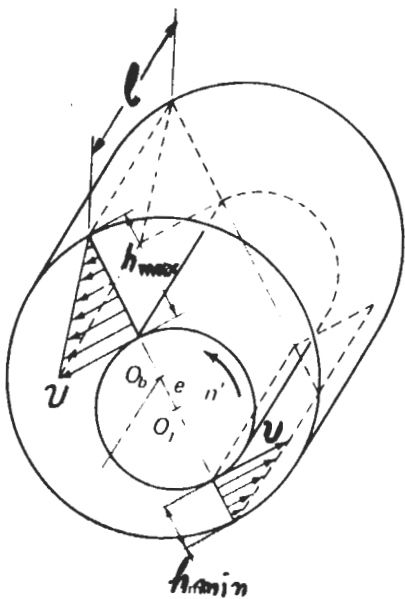
$$Q = \int_{\theta_1}^{\theta_2} q_z = - \frac{r}{12\mu} \int_{\theta_1}^{\theta_2} h^3 \frac{\partial p}{\partial z} d\theta$$

$$p = \frac{\mu U}{rcr^2} \left(\frac{l^2}{4} - z^2 \right) \frac{3\epsilon \sin\theta}{(1+\epsilon \cos\theta)^3} \quad \text{οπου}$$

$$\frac{\partial p}{\partial z} = \frac{\mu U}{rcr^2} \left(\frac{l^2}{4} - 2z \right) \frac{3\epsilon \sin\theta}{(1+\epsilon \cos\theta)^3}$$

$$h = cr(1+\epsilon \cos\theta) \quad \text{και} \quad Q_H = 2Q$$

η εννοώμενα.



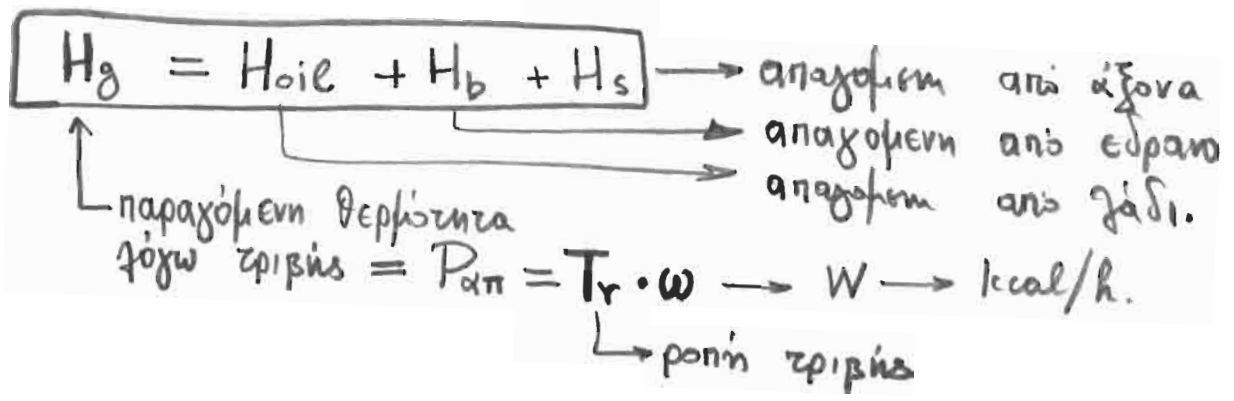
$$Q_H = \frac{1}{2} U h_{\max} l - \frac{1}{2} U h_{\min} l$$

$$= \frac{1}{2} U l [(cr+e) - (cr-e)]$$

$$= U l e =$$

$$= U l \epsilon cr$$

$$Q_H = \pi d (n'_2 - n'_1) l \epsilon cr$$



$$H_{oil} = c_p \gamma Q (t_{out} - t_{in})$$

Υπολογισμός ρουλήμν

Ρουλήμν φορτισμένα με στατικά φορτία · Ρουλήμν φορτισμένα με δυναμικά φορτία

Προσδιορισμός

Κατά τον υπολογισμό ενός ρουλήμν πρέπει να προσδιορίσουμε αν το ρουλήμν δέχεται στατικά ή δυναμικά φορτία. Στην στατική φόρτιση το ρουλήμν μένει ακίνητο ή ταλαντεύεται ελαφρά. Στην δυναμική φόρτιση το ρουλήμν περιστρέφεται.

Υπολογισμός ρουλήμν

Ρουλήμν φορτισμένο με στατικό φορτίο

Για να βεβαιωθούμε αν το ρουλήμν που διαλέξαμε να δέχεται το στατικό φορτίο είναι το κατάλληλο, υπολογίζουμε τον στατικό συντελεστή f_s .

$$f_s = \frac{C_0}{P_0}$$

Ο στατικός συντελεστής f_s είναι ένα μέτρο ασφαλείας για πολύ μεγάλες πλαστικές παραμορφώσεις στα σημεία επαφής των στοιχείων κύλισης. Για ρουλήμν που πρέπει να ταλαντεύονται εύκολα και με πολύ ελάχιστο θόρυβο, είναι αναγκαίος ένας μεγάλος συντελεστής f_s . Μικρότερες τιμές επαρκούν όταν οι απαιτήσεις όσον αφορά τον θόρυβο δεν είναι μεγάλες, Γενικά πρέπει να επιδιώκει κανείς:

$f_s = 1,5...2,5$ για μεγάλες απαιτήσεις.

$f_s = 1,0...1,5$ για κανονικές απαιτήσεις

$f_s = 0,7...1,0$ για μικρές απαιτήσεις.

C_0 είναι το ονομαστικό φορτίο του ρουλήμν [kN] και δίνεται στους πίνακες για κάθε ρουλήμν.

Φορτίο του μεγέθους αυτού προσένει στη μέση της επιφάνειας επαφής, μεταξύ του στοιχείου κύλισης που δέχεται το μεγαλύτερο φορτίο και της τροχιάς κύλισης, μια πλαστική παραμόρφωση από 1/10.000 της διαμέτρου του στοιχείου κύλισης. Σε κανονικές συνθήκες λίπανσης αυτό αντιστοιχεί σε μια επιφανειακή πίεση κατά Hertz από 4000 N/mm² περίπου.

P_0 ισοδύναμο στατικό φορτίο [kN]. Πρόκειται για μια θεωρητική τιμή που χρησιμοποιείται ως βάση υπολογισμού για μερικά φορτία, όταν δηλ. το ρουλήμν δέχεται ταυτόχρονα ακτινικά και αξονικά φορτία.

$P_0 = X_0 \cdot F_r + Y_0 \cdot F_a$ [kN]

F_r Ακτινικό φορτίο [kN]

F_a Αξονικό φορτίο [kN]

X_0 Ακτινικός συντελεστής

Y_0 Αξονικός συντελεστής

Υπολογισμός ρουλήμν

Ρουλήμν φορτισμένο με δυναμικό φορτίο

Όταν οι στροφές ενός ρουλήμν είναι σταθερές, η διάρκεια ζωής μπορεί να υπολογιστεί σε ώρες.

$$L_{h10} = L_h = \frac{L \cdot 10^6}{n \cdot 60} \text{ [h]}$$

η στροφές (συνγύτητα περιστροφής) ανά λεπτό

Με αντικατάσταση του τύπου έχουμε:

$$L_h = \frac{L \cdot 500 \cdot 33^{1/3}}{n \cdot 60}$$

$$\frac{L_h}{500} = \left(\frac{C}{P}\right)^p \cdot \frac{33^{1/3}}{n}$$

$$\sqrt[p]{\frac{L_h}{500}} = \sqrt[p]{\frac{33^{1/3}}{n}} \cdot \frac{C}{P}$$

Συμβολισμοί:

$L_h = \sqrt[p]{\frac{L_h}{500}}$ δυναμικός συντελεστής.

δηλ. $L_h = 1$ για διάρκεια ζωής 500 ώρες

$f_n = \sqrt[p]{\frac{33^{1/3}}{n}}$ συντελεστής στροφών,

δηλ. $f_n = 1$ για στροφές 33^{1/3} λεπτά⁻¹.

Ο τύπος για την διάρκεια ζωής παίρνει την αναδομημένη μορφή:

$$f_L = \frac{C}{P} \cdot f_n$$

f_L δυναμικός συντελεστής. Η τιμή f_L που πρέπει να επιδιώκεται, βασίζεται στην εμπειρία από παραδείγματα με όμοιες ή παρόμοιες εδράσεις που έχουν δοκιμαστεί στην πράξη. Αυτές οι εμπειρικές τιμές εξασφαλίζουν την κανονική εκλογή του ρουλήμν. Στους πίνακες των σεαίδων 13...17 συνοψίζονται οι τιμές f_L που πρέπει να επιδιώκονται για τις διάφορες περιπτώσεις εδράσεων. Αυτές οι τιμές λαμβάνουν υπ όψη όχι μόνο μια επαρκή διάρκεια λειτουργίας μέχρι την κόπωση, αλλά και άλλες απαιτήσεις όπως σταθερότητα, μικρό θόρυβο σε ελαφρές κατασκευές, προσάρμογή στις υπάρχουσες θέσεις εδράσης, ασυνήθιστες αιχμές φορτίων κ.λπ. (βλέπε επίσης τις δημοσιεύσεις FAG για ειδικές εφαρμογές).

Αν είναι απαραίτητο οι f_L τιμές θα προσαρμόζονται στην εξέλιξη της τεχνικής πρόοδου.

Κατά τη σύγκριση με κάποια δοκιμασμένη εδραση, πρέπει φυσικά να υπολογιστεί το φορτίο με την ίδια μέθοδο όπως και προηγούμενα.

Στους πίνακες δίνονται εκτός από τις επιδιωκόμενες τιμές f_L και τα συνηθισμένα στοιχεία για τον υπολογισμό των φορτίων.

Για περιπτώσεις που πρέπει να ληφθούν υπ όψη πρόσθετοι συντελεστές, δίνονται οι τιμές f_2 . Ο υπολογισμός γίνεται τότε με $f_2 \cdot P$ αντί για P . Βάσει της υπολογισθείσης τιμής f_L προσδιορίζεται η ονομαστική διάρκεια ζωής L_{h1} .

Για την μετατροπή του f_L σε L_h ισχύει για τα σφαιρικά ρουλήμν ο πίνακας στη σεάιδα 18, για τα κυλινδρoειδή και τα βελονοειδή, ο πίνακας στη σεάιδα 19.

C Ονομαστικό δυναμικό φορτίο [kN]. Δίνεται στους πίνακες για κάθε ρουλήμν.

f_n συντελεστής στροφών. Εξαρτάται μόνο από τις στροφές. Ο πίνακας στη σεάιδα 18, ισχύει για σφαιρικά ρουλήμν, ο πίνακας στη σεάιδα 19 ισχύει για κυλινδρoειδή και βελονοειδή ρουλήμν.

P Δυναμικό ισοδύναμο φορτίο [kN] (βλ. σεάιδα 10).

Όταν το φορτίο και οι στροφές σε ένα ρουλήμν φορτισμένο με δυναμικό φορτίο αλλάζουν με την πάροδο του χρόνου, τότε πρέπει να ληφθεί αυτό υπ όψη κατά τον υπολογισμό του ισοδύναμου φορτίου.

Υπολογισμός ρουλήμων

Ρουλήμων φορτισμένα με δυναμικά φορτία

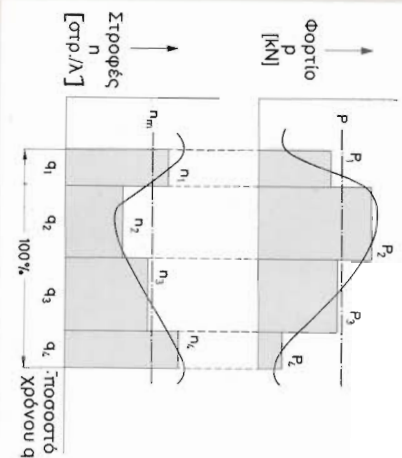
Μεταβαλλόμενα φορτία και στροφές

Σε εδράσεις των οποίων το φορτίο και οι στροφές αλλάζουν περιοδικά, τήρησιάζει καθαίρει την πορεία της καμπύλης με την βοήθεια μιας σειράς χωριστών δυναμικών και στροφών με καθορισμένη διάρκεια ενεργείας $q_i\%$. Για αυτή την περίπτωση το δυναμικό ισοδύναμο φορτίο P δίνεται από τον τύπο:

$$P = \sqrt[3]{P_1^3 \cdot \frac{n_1}{n_m} + P_2^3 \cdot \frac{n_2}{n_m} + \dots} \quad [\text{KN}]$$

και ο μέσος αριθμός στροφών n_m από:

$$n_m = n_1 \cdot \frac{q_1}{100} + n_2 \cdot \frac{q_2}{100} + \dots \quad [\text{στρ./}\lambda']$$

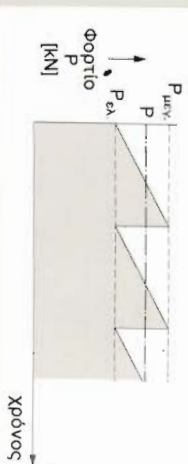


Αν το φορτίο μεταβάλλεται και οι στροφές μένουν σταθερές, τότε έχουμε:

$$P = \sqrt[3]{P_1^3 \cdot \frac{q_1}{100} + P_2^3 \cdot \frac{q_2}{100} + \dots} \quad [\text{KN}]$$

Όταν οι στροφές παραμένουν σταθερές, το φορτίο όμως αυξάνει γραμμικά από μια ελάχιστη τιμή $P_{ελ}$ σε μια μέγιστη τιμή $P_{μex}$, τότε ισχύει:

$$P = \frac{P_{ελ} + 2P_{μex}}{3} \quad [\text{KN}]$$



Παρατηρήσεις

Οι μέθοδοι υπολογισμού και τα σύμβολα που αναφέρονται πιο πάνω αντιστοιχούν στις προδιαγραφές κατά DIN ISO 76 και 281. Για απολοποίηση δίνονται στους τύπους και στους πίνακες σαν σύμβολα C και C_o για ονομαστικά δυναμικά και στατικά φορτία των ακτινικών και αξονικών ρουλήμων και P και P_o για ισοδύναμα δυναμικά και στατικά φορτία. Ο κανόνας τυποποίησης διακρίνεται:

- C_r δυναμικό ακτινικό φορτίο
- C_a δυναμικό αξονικό φορτίο
- C_{or} στατικό ακτινικό φορτίο
- C_{oa} στατικό αξονικό φορτίο
- P_r ισοδύναμο δυναμικό ακτινικό φορτίο
- P_a ισοδύναμο δυναμικό αξονικό φορτίο
- P_{or} ισοδύναμο στατικό ακτινικό φορτίο
- P_{oa} ισοδύναμο στατικό αξονικό φορτίο

Στον παρόντα κατάλογο παραλήφθηκαν χάρη στην απλοποίηση οι δείκτες r και a από το C και το P , γιατί στην πράξη είναι σαφής ο διαχωρισμός των φορτίων και των ισοδύναμων φορτίων στα ακτινικά και αξονικά ρουλήμων.

Ο κανόνας DIN ISO 281 περιορίζεται στην αναφορά μόνο της ονομαστικής διάρκειας ζωής L_{10} και L_{na} σε 10^6 στροφές. Από αυτήν υπολογίζεται η διάρκεια ζωής σε ώρες L_h και L_{na} (βλ. επίσης σελ. 11 και 20).

Στην πράξη χρησιμοποιούνται συνήθως η L_{10} , L_{na} και κυρίως ο δυναμικός συντελεστής f_L . Γι αυτό στον παρόντα κατάλογο περιέχονται σαν αξιόλογο συμπλήρωμα του κανόνα τυποποίησης ενδεικτικές τιμές για τον δυναμικό συντελεστή (f_L) και τύποι για την διάρκεια ζωής σε ώρες (L_h και L_{na}).

Υπολογισμός ρουλήμων

Ενδεικτικές τιμές για f_L και στοιχεία για τον υπολογισμό

Εφαρμογές

Επιδικασμένη τιμή f_L

Στοιχεία για τον υπολογισμό

Οχήματα

Μοτοσυκλέτες
Μικρά επιβατικά
Μεγάλα επιβατικά
Μικρά φορτηγά
Μεγάλα φορτηγά
Λεωφορεία

0,9...1,6
1,4...1,8
1...1,6
1,8...2,4
2...3
1,8...2,8

Κίνηση

Μέγιστη ποινή στρέψης κινήτρια με αντίστοιχες στροφές λαμβάνοντας υπ όψη την μεταβιβάσιμη ποινή στρέψης. Μέση τιμή f_L από τις μεμονωμένες τιμές $f_{L1}, f_{L2}, f_{L3}, \dots$ στις διάφορες ταχύτητες και στα αντίστοιχα ποσοστά χρόνου q_1, q_2, q_3, \dots (%)

$$f_L = \sqrt[3]{\frac{q_1}{f_{L1}^3} + \frac{q_2}{f_{L2}^3} + \frac{q_3}{f_{L3}^3} + \dots}$$

Ρουλήμων τροχών

Επιρρεπή φόρτιση άξονα K_{en} σε μέση ταχύτητα. Μέση τιμή f_L (βλ. πάνω) από τις τρεις ακόλουθες καταστάσεις κίνησης:
Ευθεία κίνηση, καλό οδόστρωμα με $K_{en} \cdot f_2$
Ευθεία κίνηση, κακό οδόστρωμα με $K_{en} \cdot f_2$
Κίνηση σε στρόφι με $K_{en} \cdot f_2 \cdot m$

Είδος οχήματος

Πρόσθετος συντελεστής f_2

Μηχανή εσωτερικής καύσης

1,2...2

Είδος τροχών m

Τροχοί τιμονιού 0,6
Μη διευθυνόμενοι τροχοί 0,35

Μέγιστες δυναμικές (δύναμη αερίου, δύναμη μάζας) στο άνω άκρο σημείο για πλήρες φορτίο με συντελεστή f_2 : μέγιστες στροφές.

Συντελεστής f_2 :

Τύπος κινήτρια	Κινητήρας ΟΠΟ	Κινητήρας Ντήζελ
Δίχρονος	0,35	0,5
Τετράχρονος	0,3	0,4

Υπολογισμός πωλητών

Ενδεικτικές τιμές για f_1 και στοιχεία για τον υπολογισμό

Εφαρμογές	Επιδικασμένο μηνιαίο τιμή f_1	Στοιχεία για τον υπολογισμό
Σιδηροδρομιοί	2.5...3.5	Φορτίο δέσφα με πρόσθετο συντελεστή f_2 (εξαρτάται από την μέγιστη ταχύτητα, το είδος του οχήματος και από την εξωτερική κατάσταση της σιδηροτροχιάς)
Έδρανα βαγονέτιων	3.5...4	Είδος οχήματος f_2
Επιδικαστικά βαγόνια	3...3.5	
Φορητά βαγόνια	3...3.5	
Βαγόνια μεταλλείων	3...3.5	
Μηχανές έλξης	3.5...4	
Αυτοκινητάμαξες / εξωτερικά πωλητών	3.5...4	
Αυτοκινητάμαξες / εσωτερικά πωλητών	4.5...5	
Μειωτήρες σιδηροδρόμων	3...4.5	Συλλογικά φορτία με τις αντίστοιχες μέσες στροφές: Μέση τιμή f_1 (συγκρ. κίνηση αυτοκινήτων)
Ναυπηγική		
Ωστικά πωλητών πλοίων	3...4	Μέγιστη ώθηση προπέλαδας: ονομαστικές στροφές
Πωλητών αέριων πλοίων	4...6	
Μεγάλοι μειωτήρες πλοίων	2.5...3.5	Ανάλογο βάρος δέσφα: ονομαστικές στροφές
Μικροί μειωτήρες πλοίων	2...3	Ονομαστική ισχύς: ονομαστικές στροφές
Κίνηση πλοίων	1.5...2.5	Ονομαστική ισχύς: ονομαστικές στροφές
		Ονομαστική ισχύς: ονομαστικές στροφές
		Πωλητών πηδαλίων
		Στατική φόρτιση από: δύναμη πηδαλίου, βάρος, κινήτρια δύναμη.
Αγροτικές μηχανές		
Γεωργικοί εκκωστήρες	1.5...2	όπως στα αυτοκίνητα
Αυτοκίνητες αγροτικές μηχανές	1.5...2	όπως στα αυτοκίνητα
Ενοχιακές μηχανές	1...1.5	Μέγιστη ισχύς: ονομαστικές στροφές
Δομικά μηχανήματα		
Επιλυτήρες, φορητάς	2...2.5	όπως στα αυτοκίνητα
Εκκαθαρές / μηχανισμός κίνησης	1...1.5	Μέση ροπή στρέψης της υδροστατικής κίνησης
Εκκαθαρές / μηχανισμός περιστροφής	1.5...2	Μέσες στροφές
Δομητικοί οδοστρωτήρες	1.5...2.5	Φυλάκτρινα δύναμη f_2 (πρόσθετος συντελεστής)
Δομητικές	1...1.5	$f_2 = 1.1...1.31$

Υπολογισμός πωλητών

Ενδεικτικές τιμές για f_1 και στοιχεία για τον υπολογισμό

Εφαρμογές	Επιδικασμένο μηνιαίο τιμή f_1	Στοιχεία για τον υπολογισμό
Ηλεκτροκίνητες		
Ηλεκτροκίνητες για οικιακές συσκευές	1.5...2	Βάρος δρομιά: f_2 ονομαστικές στροφές
Κινητήρες σεύρες	3.5...4.5	
Κινητήρες μεγάλης ισχύς	4...5	Πρόσθετος συντελεστής
Ηλεκτροκίνητες έλξης	3...3.5	$f_2 = 1.5...2$ για στατικές μηχανές
		$f_2 = 1.5...2.5$ για κινητήρες έλξης.
		Για κίνηση πηλίου: συλλογική φόρτιση.
Χημειοβωγία, Μεταλλωγία		
Έλαστρα	1...3	Μέση πίεση έλαστας: ταχύτητα έλαστας (τιμή f_1 ανάλογα με την θέση και το πρόγραμμα έλαστας)
Μειωτήρες έλαστρων	3...4	Ονομαστική ισχύς: ονομαστικές στροφές
Ρόδα κίνησης	2.5...3.5	Βάρος υλικού κρούσης: Ταχύτητα έλαστας
Φυλάκτρινα μηχανές χύτευσης	3.5...4.5	Βάρος, αντίβαρο: ονομαστικές στροφές
Ανοωγέας		στατική φόρτιση από μέγιστο βάρος
Εργασιομηχανές		
Άτρακτοι τόρβων, Άτρακτοι φραζίδων	3...4.5	Κοιτική δύναμη, κινήτρια δύναμη, προφόρτιση.
Άτρακτοι τυμπάνων	3...4	Βάρος τελικού: στροφές λειτουργίας
Άτρακτοι μηχανών λείανσης	2.5...3.5	
Άτρακτοι εργασιών μηχανών λείανσης	3.5...5	
Μειωτήρες εργασιοληχανών	3...4	Ονομαστική ισχύς: ονομαστικές στροφές
Πρέσες / σφονδυλάς	3.5...4	Βάρος σφονδυλάου: ονομαστικές στροφές
Πρέσες / εκκεντρες δέσφας	3...3.5	Πίεση, ποσοστό χρόνου: ονομαστικές στροφές
Ηλεκτρικά εργαλεία και εργαλεία τρεφμένου αέρα	2...3	Κοιτική και κινήτρια δύναμη: ονομαστικές στροφές
Μηχανές καταργαλιού ξύλου		
Άτρακτοι φραζίδων και δέσφες κοπτήρων	3...4	Κοιτική και κινήτρια δύναμη: ονομαστικές στροφές
Παρωστήρια / κύριο πωλητών	3.5...4	Δυναμίες πωλών: ονομαστικές στροφές
Πρωτοστήρια / πωλητών διωστήρια	2.5...3	Δυναμίες πωλών: ονομαστικές στροφές
Μειωτήρες γενικών μηχανολογικών κατασκευών		
Μειωτήρες γενικής μορφής	2...3	Ονομαστική ισχύς: ονομαστικές στροφές
Κινητήρες με μειωτήρα	2...3	Ονομαστική ισχύς: ονομαστικές στροφές
Μεγάλοι μειωτήρες, στατικοί	3...4.5	Ονομαστική ισχύς: ονομαστικές στροφές

Υπολογισμός πουλήμν

Ενδεικτικές τιμές για I_L και στοιχεία για τον υπολογισμό

Εφαρμογές	Επιδιωκόμενη τιμή I_L	Στοιχεία για τον υπολογισμό
Τεχνική μεταφοράν Κίνηση ταινιοδρόμων / υφάσματα εκμετάλλευση Ραβούλα μεταφορικών ταινιών / υφάσματα εκμετάλλευση Ραβούλα μεταφορικών ταινιών / γυνικά Τμήματα ταινιοδρόμων Εξοκαφέις / κίνηση εξοκαφέα Εξοκαφέις / τροχός εξοκαφέα Εξοκαφέις / κίνηση τροχού Τροχαλίες μεταφοράς	4.5...5.5 2.5...3.5 4.4...4.5 2.3...3.5 4.5...6 4.5...5.5 4...4.5	Ονομαστική ισχύς: ονομαστικές στροφές Βάρος μύδντρα και φορτίο: στροφές λειτουργίας Βάρος μύδντρα και φορτίο: στροφές λειτουργίας Βάρος μύδντρα και φορτίο: στροφές λειτουργίας Εξήλ μύδντρα, βάρος μύδντρα και φορτίο: στροφές λειτουργίας Ονομαστική ισχύς: ονομαστικές στροφές Αντίστροφη δύναμη, βάρος: στροφές λειτουργίας Ονομαστική ισχύς: ονομαστικές στροφές Φορτίο οχήωνου: στροφές λειτουργίας (DIN 22 410)
Αντλίες, Φουτιήρες, Συμπιεστές Ανεμιστήρες, φουτιήρες Μεγάλοι φουτιήρες	3.5...4.5 4...5	Αξονική και ακτινική ώθηση, βάρος βρομέα, αντίβαρο Αντίβαρο = βάρος βρομέα · I_z : ονομαστικές στροφές Πρόσθετος συντελεστής: $I_z = 0.5$ για φουτιήρες καθαρού αέρα $I_z = 0.8...1$ για φουτιήρες κανονικών αερίων Ονομαστική πίεση: ονομαστικές στροφές Αξονική ώθηση, βάρος βρομέα: ονομαστικές στροφές
Εμβολοφόρες αντλίες Φυγόκεντρες αντλίες Υδραυλικές-αερωτικές εμβολοφόρες μηχανές και υδραυλικές-ακτινικές εμβολοφόρες μηχανές Αντλίες με οδοντωτούς τροχούς Σύμπιεστές, Σύμπιεστές	2...2.5 1...2.5 2...3.5	Ονομαστική πίεση: ονομαστικές στροφές Πίεση λειτουργίας: ονομαστικές στροφές Πίεση λειτουργίας, δύναμεις μιάζων: ονομαστικές στροφές
Φυγόκεντρικές μηχανές, Ανεμιστήρες Φυγόκεντρικές μηχανές Μεγάλοι ανεμιστήρες	2.5...3 3.5...4	Βάρος, αντίβαρο: ονομαστικές στροφές Βάρος, κινητήρια δύναμη: ονομαστικές στροφές
Σπαστήρες, Μύλοι, Κόσκινα κλπ. Σπαστήρες ααγόνων Σπαστήρες υδροσκοπικοί και σπαστήρες κυλινδρικών Μύλοι κρουστικοί Μύλοι με σφύρες Μύλοι σπυρτεσής Μύλοι με σαλίνες Μύλοι δονητικοί Μύλοι δονητής Κόσκινα	3...3.5 3...3.5 3.5...4.5 3.5...4.5 3.5...4.5 4...5 4...5 2.5...3	Ισχύς κίνησης, ακτίνα εκκεντρού: ονομαστικές στροφές Δύναμη θραύσης: ονομαστικές στροφές Βάρος τυμπάνου · I_z : ονομαστικές στροφές · $I_z = 2...2.5$ Βάρος τυμπάνου · I_z : ονομαστικές στροφές · $I_z = 2.5...3$ Βάρος τυμπάνου · I_z : ονομαστικές στροφές · $I_z = 3$ Συνολικό βάρος: I_z : ονομαστικές στροφές · $I_z = 1.5...2.5$ Φυγόκεντρη δύναμη · I_z : ονομαστικές στροφές · $I_z = 1.2...1.3$ Πίεση · I_z : ονομαστικές στροφές · $I_z = 1.5...2$ Φυγόκεντρη δύναμη · I_z : ονομαστικές στροφές · $I_z = 1.2$
Πρέσες μπακετών Ραβούλα κλάσησης περιστρεφόμενων κλάδων	3.5...4 3.5...5	Πίεση: ονομαστικές στροφές Φορτίο ραβούλων · I_z : ονομαστικές στροφές Συντελεστής για εκκεντρο φορτίο $I_z = 1.2...1.3$ Για μεγαλύτερα φορτία πρέπει να ελεγχθεί και η αντοχή σε στατική φόρτιση

Υπολογισμός πουλήμν

Ενδεικτικές τιμές για I_L και στοιχεία για τον υπολογισμό

Εφαρμογές	Επιδιωκόμενη τιμή I_L	Στοιχεία για τον υπολογισμό
Μηχανές χαρτοποιίας και τυπογραφικές μηχανές Μηχανές χαρτοποιίας / υγρό μέρος	5...5.5	Εξήλ φάτρου, εξήλ πλήκματος, βάρος κυλινδρικού, δύναμη πίεσης: ονομαστικές στροφές
Μηχανές χαρτοποιίας / Ήρωδ μέρος Μηχανές χαρτοποιίας / φάτρου Μηχανές χαρτοποιίας / τύμπανο λειτουργίας Τυπογραφικές μηχανές	5.5...6 5...5.5 4.5...5 4...4.5	Βάρος κυλινδρικού, δύναμη πίεσης: ονομαστικές στροφές
Μηχανές κλωστοϋφαντουργίας Κλωστικές μηχανές / άτρηκτου κλωστικών μηχανών Υφαντουργικές και ηλεκτρικές μηχανές	3.5...4.5 3...4	Δυνάμεις αντίδράων: ονομαστικές στροφές Κινητήρια δύναμη, δύναμη αντίδραου, δύναμεις μιάζων: ονομαστικές στροφές
Επιξέργασία συνθετικών υλών Κοχλιωτές πρέσες για συνθετικές ύλες Τύμπανα λειτουργίας ελαστικού και συνθετικών υλών	3...3.5 3.5...4.5	Μέγιστη πίεση ψεκασμού: στροφές λειτουργίας: Σε μηχανές ψεκασμού πρέπει να ελεγχθεί και η αντοχή σε στατική φόρτιση Μέση πίεση έλασης: μέσος στροφές: (θερμοκρασία, οσων) Περιοριστική δύναμη · I_z (λόγω αρχικών τάσεων και κρούσεων) $I_z = 1.5$ $I_z = 2...2.5$ $I_z = 2...3$ $I_z = 2.5...3.5$ $I_z = 3...4$ $I_z = 1.5...2$

Υπολογισμός πωλητών

Διάγραμμα ζωής L_h και συντελεστής στρωφών f_h για σφαιρικά πωλητών

f_h - τιμές για σφαιρικά πωλητών						$f_h = \sqrt[3]{\frac{L_h}{500}}$					
L_h	f_h	L_h	f_h	L_h	f_h	L_h	f_h	L_h	f_h	L_h	f_h
100	0,585	420	0,944	1700	1,5	6500	2,35	28000	3,83		
110	0,604	440	0,958	1800	1,53	7000	2,41	30000	3,91		
120	0,621	460	0,973	1900	1,56	7500	2,47	32000	4		
130	0,638	480	0,986	2000	1,59	8000	2,52	34000	4,08		
140	0,654	500	1	2200	1,64	8500	2,57	36000	4,16		
150	0,669	550	1,03	2400	1,69	9000	2,62	38000	4,24		
160	0,684	600	1,06	2600	1,73	9500	2,67	40000	4,31		
170	0,698	650	1,09	2800	1,78	10000	2,71	42000	4,38		
180	0,711	700	1,12	3000	1,82	11000	2,8	44000	4,45		
190	0,724	750	1,14	3200	1,86	12000	2,88	46000	4,51		
200	0,737	800	1,17	3400	1,89	13000	2,96	48000	4,58		
220	0,761	850	1,22	3600	1,93	14000	3,04	50000	4,64		
240	0,783	900	1,26	3800	1,97	15000	3,11	55000	4,79		
260	0,804	950	1,29	4000	2	16000	3,17	60000	4,93		
280	0,824	1000	1,26	4200	2,03	17000	3,24	65000	5,07		
300	0,843	1100	1,3	4400	2,06	18000	3,3	70000	5,19		
320	0,862	1200	1,34	4600	2,1	19000	3,36	75000	5,31		
340	0,879	1300	1,38	4800	2,13	20000	3,42	80000	5,43		
360	0,896	1400	1,41	5000	2,15	22000	3,53	85000	5,54		
380	0,913	1500	1,44	5500	2,22	24000	3,63	90000	5,65		
400	0,928	1600	1,47	6000	2,29	26000	3,73	100000	5,85		

f_h - τιμές για σφαιρικά πωλητών

n	f_h	n	f_h	n	f_h	n	f_h	n	f_h	n	f_h
10	1,49	55	0,846	340	0,461	1800	0,265	9500	0,152		
11	1,45	60	0,822	360	0,452	1900	0,26	10000	0,149		
12	1,41	65	0,8	380	0,444	2000	0,255	11000	0,145		
13	1,37	70	0,781	400	0,437	2200	0,247	12000	0,141		
14	1,34	75	0,763	420	0,43	2400	0,24	13000	0,137		
15	1,3	80	0,747	440	0,423	2600	0,234	14000	0,134		
16	1,28	85	0,732	460	0,417	2800	0,228	15000	0,131		
17	1,25	90	0,718	480	0,411	3000	0,223	16000	0,128		
18	1,23	95	0,705	500	0,405	3200	0,218	17000	0,125		
19	1,21	100	0,693	550	0,393	3400	0,214	18000	0,123		
20	1,19	110	0,672	600	0,382	3600	0,21	19000	0,121		
22	1,15	120	0,652	650	0,372	3800	0,206	20000	0,119		
24	1,12	130	0,635	700	0,365	4000	0,203	22000	0,115		
26	1,09	140	0,62	750	0,354	4200	0,199	24000	0,112		
28	1,06	150	0,606	800	0,347	4400	0,196	26000	0,109		
30	1,04	160	0,593	850	0,34	4600	0,194	28000	0,106		
32	1,01	170	0,581	900	0,333	4800	0,191	30000	0,104		
34	0,993	180	0,57	950	0,327	5000	0,188	32000	0,101		
36	0,975	190	0,56	1000	0,322	5500	0,182	34000	0,0993		
38	0,957	200	0,55	1100	0,312	6000	0,177	36000	0,0975		
40	0,941	220	0,533	1200	0,303	6500	0,172	38000	0,0957		
42	0,926	240	0,518	1300	0,295	7000	0,166	40000	0,0941		
44	0,912	260	0,504	1400	0,288	7500	0,163	42000	0,0926		
46	0,898	280	0,492	1500	0,281	8000	0,161	44000	0,0912		
48	0,886	300	0,481	1600	0,275	8500	0,158	46000	0,0898		
50	0,874	320	0,471	1700	0,27	9000	0,155	50000	0,0874		

Υπολογισμός πωλητών

Διάγραμμα ζωής L_h και συντελεστής στρωφών f_h για κυβηνοειδή και βελονοειδή πωλητών

f_h - τιμές για κυβηνοειδή και βελονοειδή πωλητών						$f_h = \sqrt[3]{\frac{L_h}{500}}$					
L_h	f_h	L_h	f_h	L_h	f_h	L_h	f_h	L_h	f_h	L_h	f_h
100	0,617	420	0,949	1700	1,44	6500	2,16	28000	3,35		
110	0,635	440	0,962	1800	1,47	7000	2,21	30000	3,42		
120	0,652	460	0,975	1900	1,49	7500	2,25	32000	3,48		
130	0,668	480	0,988	2000	1,52	8000	2,3	34000	3,55		
140	0,683	500	1	2200	1,56	8500	2,34	36000	3,61		
150	0,697	550	1,03	2400	1,6	9000	2,38	38000	3,67		
160	0,71	600	1,06	2600	1,64	9500	2,42	40000	3,72		
170	0,724	650	1,08	2800	1,68	10000	2,46	42000	3,78		
180	0,736	700	1,11	3000	1,71	11000	2,53	44000	3,83		
190	0,748	750	1,13	3200	1,75	12000	2,59	46000	3,88		
200	0,76	800	1,15	3400	1,78	13000	2,66	48000	3,93		
220	0,782	850	1,17	3600	1,81	14000	2,72	50000	3,98		
240	0,802	900	1,19	3800	1,84	15000	2,77	55000	4,1		
260	0,822	950	1,21	4000	1,87	16000	2,83	60000	4,2		
280	0,84	1000	1,23	4200	1,89	17000	2,88	65000	4,31		
300	0,858	1100	1,27	4400	1,92	18000	2,93	70000	4,4		
320	0,875	1200	1,3	4600	1,95	19000	2,98	80000	4,58		
340	0,891	1300	1,33	4800	1,97	20000	3,02	90000	4,75		
360	0,906	1400	1,36	5000	2	22000	3,11	100000	4,9		
380	0,921	1500	1,39	5500	2,05	24000	3,19	150000	5,54		
400	0,935	1600	1,42	6000	2,11	26000	3,27	200000	6,03		

f_h - τιμές για κυβηνοειδή και βελονοειδή πωλητών

n	f_h	n	f_h	n	f_h	n	f_h	n	f_h	n	f_h
10	1,44	55	0,861	340	0,498	1800	0,302	9500	0,183		
11	1,39	60	0,838	360	0,49	1900	0,297	10000	0,181		
12	1,36	65	0,818	380	0,482	2000	0,293	11000	0,176		
13	1,33	70	0,8	400	0,475	2200	0,285	12000	0,171		
14	1,3	75	0,784	420	0,468	2400	0,277	13000	0,167		
15	1,27	80	0,769	440	0,461	2600	0,271	14000	0,163		
16	1,25	85	0,755	460	0,455	2800	0,265	15000	0,16		
17	1,22	90	0,742	480	0,449	3000	0,259	16000	0,157		
18	1,2	95	0,73	500	0,444	3200	0,254	17000	0,154		
19	1,18	100	0,719	550	0,431	3400	0,25	18000	0,151		
20	1,17	110	0,699	600	0,42	3600	0,245	19000	0,149		
22	1,13	120	0,681	650	0,41	3800	0,242	20000	0,147		
24	1,1	130	0,665	700	0,401	4000	0,238	22000	0,143		
26	1,08	140	0,65	750	0,393	4200	0,234	24000	0,139		
28	1,05	150	0,637	800	0,385	4400	0,231	26000	0,136		
30	1,03	160	0,625	850	0,378	4600	0,228	28000	0,133		
32	1,01	170	0,613	900	0,372	4800	0,225	30000	0,13		
34	0,994	180	0,603	950	0,366	5000	0,222	32000	0,127		
36	0,977	190	0,593	1000	0,36	5500	0,216	34000	0,123		
38	0,961	200	0,584	1100	0,35	6000	0,211	36000	0,123		
40	0,947	220	0,568	1200	0,341	6500	0,206	38000	0,121		
42	0,933	240	0,553	1300	0,333	7000	0,201	40000	0,119		
44	0,92	260	0,54	1400	0,328	7500	0,197	42000	0,117		
46	0,908	280	0,528	1500	0,319	8000	0,193	44000	0,116		
48	0,896	300	0,517	1600	0,313	8500	0,19	46000	0,114		
50	0,885	320	0,507	1700	0,307	9000	0,186	50000	0,111		

Επέκταση υπολογισμού διάρκειας ζωής των πουλμάν

Η ονομαστική διάρκεια ζωής L ή L_n ισχύει για πουλμάν από τυποποιημένο χάλυβα (καλή ποιότητα, θαμμένες χαλύβες), που λειτουργούν σε πολύ καλές συνθήκες εργασίας (σωστή συντήρηση, καλή λίπανση, καλή στεγάνωση, ομαλή θερμοκρασία, καθαρό περιβάλλον). Αν οι προϋποθέσεις που ισχύουν σε μια συγκεκριμένη περίπτωση, διαφέρουν από αυτές που αναφέραμε, αυτό μπορεί να έχει σαν συνέπεια την ελάττωση ή την παράταση της διάρκειας ζωής, σε σύγκριση με την ονομαστική διάρκεια ζωής.

Οι αμορτώσεις της ISO δίνουν την δυνατότητα να συμπεριληφθούν στον υπολογισμό της διάρκειας ζωής βελτιώσεις στον χάλυβα των πουλμάν και στις μεθόδους κατασκευής τους, καθώς επίσης και ακριβέστερες γνώσεις σχετικά με την επίδραση που έχει η λίπανση στην εξέλιξη της κόπωσης του υλικού. Η εφικτή διάρκεια λειτουργίας μέχρι την κόπωση L_{na} υπολογίζεται με τον ακόλουθο τύπο:

$$L_{na} = a_1 \cdot a_2 \cdot a_3 \cdot L \quad [10^6 \text{ στροφές}]$$

ή εκφραζόμενη σε ώρες:

$$L_{na} = a_1 \cdot a_2 \cdot a_3 \cdot L_n \quad [h]$$

Η διάρκεια λειτουργίας μέχρι την κόπωση L_{na} ή L_{na} αντιστοιχεί μόνο τότε στην πιθανή διάρκεια χρήσης του πουλμάν, όταν όλες οι συνθήκες που λαμβάνονται υπ' όψη ανταποκρίνονται στην πραγματικότητα. (σελ. 13...17, στοιχεία για τον υπολογισμό).

Συντελεστής a_1 για την πιθανότητα βλάβης

Οι βλάβες πουλμάν λόγω κόπωσης βασίζονται στους νόμους της στατιστικής. Γι' αυτό πρέπει να λαμβάνεται υπ' όψη η πιθανότητα βλάβης, κατά τον υπολογισμό της διάρκειας λειτουργίας μέχρι την κόπωση. Για τον σκοπό αυτό χρησιμοποιείται ο συντελεστής a_1 . Στον παρακάτω πίνακα δίνονται οι συντελεστές για τις τιμές πιθανότητας μεταξύ 10% και 1%. Η διάρκεια ζωής L_{10} είναι η ονομαστική διάρκεια ζωής.

Πιθανότητα βλάβης %	10	5	4	3	2	1
Συντελεστής a_1	1	0,62	0,53	0,44	0,33	0,21

Το μεγαλύτερο μέρος των πουλμάν επιτυγχάνει μεγαλύτερη διάρκεια ζωής. Η μέση διάρκεια ζωής είναι περίπου του πενήταπλάσιου της ονομαστικής διάρκειας ζωής.

Συντελεστής a_2 για το υλικό

Με τον συντελεστή a_2 λαμβάνονται υπ' όψη οι ιδιότητες του υλικού και η θερμική του καταργασία. Για τους χάλυβες υψηλής ποιότητας που χρησιμοποιεί ο κίος FAG στην παραγωγή εν σειρά, ο συντελεστής υλικού είναι $a_2 = 1$. Σε υψηλές θερμοκρασίες λειτουργίας πρέπει να αναμένεται μείωση του συντελεστή a_2 (βλ. συντελεστή a_{23} , σελ. 21).

Συντελεστής a_3 για τις συνθήκες λειτουργίας

Οι μεγαλύτερες τιμές της διάρκειας ζωής επιτυγχάνονται με την υδροδυναμική λίπανση, δηλ. όταν δεν υπάρχει καμία μεταλλική επαφή στις επιφάνειες πίεσης μεταξύ των στοιχείων και των τροχών κύλισης. Με αυτές τις προϋποθέσεις λίπανσης, μεγάλα καθαρότητα στη θέση του φιλμ λιπαντικού και υψηλά φορτία, η διάρκεια ζωής ενός πουλμάν μειώνεται με το ξεφλούδισμα, το οποίο αρχίζει κάτω από την επιφάνεια της τροχιάς κύλισης στο μέρος του υλικού που δεχεται το μεγαλύτερο φορτίο. Σε μέτρια φορτία με αυτές τις ιδανικές συνθήκες λειτουργίας δεν εμφανίζονται δειγμάτα κόπωσης. Έτσι επιτυγχάνεται αντοχή διάρκειας.

Όταν ελαττώνεται το πάχος του φιλμ του λιπαντικού και αυξάνει έτσι η μεταλλική επαφή μεταξύ των στοιχείων κύλισης ή το λιπαντικό δεν είναι πια καθαρό, τότε μειώνεται και η διάρκεια ζωής. Τα δείγματα κόπωσης εμφανίζονται τότε κατά κανόνα στην επιφάνεια των τροχών κύλισης.

Συντελεστής a_{23}

Λόγω της αλληλεξάρτησης των συντελεστών προσαρμολής για το υλικό (a_2) και για τις συνθήκες λειτουργίας (a_3), είναι σκόπιμο να δίνονται τιμές μόνο για τον κοινό συντελεστή a_{23} :

$$a_{23} = a_2 \cdot a_3$$

και

$$L_{na} = a_1 \cdot a_{23} \cdot L \quad [10^6 \text{ στροφές}]$$

$$L_{na} = a_1 \cdot a_{23} \cdot L_n \quad [h]$$

Το διάγραμμα στη σελίδα 22 δίνει τον συντελεστή a_{23} εξαρτώμενο από την σχέση $k = v/v_1$. Το v προσδιορίζει το ξέωδες λειτουργίας του λιπαντικού και το v_1 το σχετικό ξέωδες που εξαρτάται από την ταχύτητα. Η τιμή v_1 καθορίζεται από το διάγραμμα στη σελίδα 23 με τη βοήθεια της μέσης διαμέτρου του πουλμάν $(D+d)/2$ και των στροφών n . Το ξέωδες λειτουργίας v ενός άδελου λιπανσης, δίνεται από το διάγραμμα θερμοκρασίας-ξέωδες με την βοήθεια της θερμοκρασίας λειτουργίας t και του (ονομαστικού) ξέωδους του άδελου σε 40°C (βλ. διάγραμμα V-T θερμοκρασίας-ξέωδους, σελ. 24).

Στα λίπη ορίζεται ως v το ξέωδες λειτουργίας του βασικού τους άδελου.

Για μεγάλα πουλμάν συνιστώνται λιπαντικά, στα οποία έχουν προστεθεί διάφορα πρόσθετα. Η επίδραση αυτών των προσθέτων στην διάρκεια λειτουργίας είναι διαφορετική.

Το διάγραμμα για τον υπολογισμό του συντελεστή a_{23} χωρίζεται στις ζώνες I, II και III. Η ζώνη I -ζώνη για μετάδοση σε αντοχή διάρκειας - ισχύει για ιδεώδεις συνθήκες λειτουργίας.

Η ζώνη II είναι το βασικότερο μέρος του διαγράμματος. Περιγράφει τις δυνατότητες στην πράξη με κανονικές συνθήκες και κατάλληλα λιπαντικά και πρόσθετα.

Στη ζώνη III μπορεί να παρασθεί η διάρκεια ζωής με βελτιώσεις στην λίπανση, την καθαρότητα και την στεγανότητα.

Η αναφορά στις ζώνες είναι απαραίτητη, γιατί ο συντελεστής a_{23} περιέχει πολλαπλή μενέθλη με επιρροές, τα οποία προς το παρόν μόνο σαν σύνολο μπορούν να ληφθούν υπ' όψη. Στις επιρροές ανήκουν π.χ. οι διαφορετικές σχέσεις κύλισης και ολίσθησης των διαφόρων τύπων πουλμάν, οι προϋποθέσεις λίπανσης και η καθαρότητα.

Στην σημερινή ζώνη II μπορούν να χρησιμοποιηθούν τιμές a_{23} που βρίσκονται στα ακόλουθα όρια, για πουλμάν με μικρά ποσοστά τριβής ολίσθησης, μεγάλη καθαρότητα λιπαντικού και κατάλληλα πρόσθετα στο λιπαντικό. Σε πουλμάν με μεγάλο ποσοστό τριβής ολίσθησης (προσπάντων όταν $v/v_1 < 1$) και όχι πολύ καθαρό λιπαντικό, πρέπει να χρησιμοποιείται η μικρότερη τιμή a_{23} στον υπολογισμό της διάρκειας ζωής. Σε λίπανση με λίπος πρέπει να λαμβάνονται υπ' όψη χαμηλότερες τιμές a_{23} .

Από το διάγραμμα φαίνεται ότι δεν πρέπει να αναμένεται καμία αύξηση της διάρκειας ζωής, στην περίπτωση τέλειου διαχωρισμού

των επιφανειών με το φιλμ του λιπαντικού ($v/v_1 \geq 4$), εκτός εάν η καθαρότητα στα σημεία κύλισης είναι τόσο μεγάλη, ώστε να χρησιμοποιείται η ζώνη I. Όταν μειώνεται το πάχος του φιλμ του λιπαντικού ($v/v_1 < 4$) μειώνεται αντίστοιχα και η τιμή του a_{23} .

Σε θερμοκρασίες λειτουργίας πάνω από 150°C μειώνεται η διάρκεια ζωής. Γι' αυτό πάλιν από αυτό το όριο θερμοκρασίας η τιμή a_{23} πρέπει να μειώνεται σύμφωνα με τον συντελεστή f_t (επιθήμενος πίνακας).

▼ Συντελεστής θερμοκρασίας f_t

Θερμοκρασία λειτουργίας	Συντελεστής θερμοκρασίας f_t
150°C	1
200°C	0,73
250°C	0,42
300°C	0,22

$$L_{na} = a_1 \cdot a_{23} \cdot f_t \cdot L \quad [10^6 \text{ στροφές}]$$

$$L_{na} = a_1 \cdot a_{23} \cdot f_t \cdot L_n \quad [h]$$

Όρια υπολογισμού της διάρκειας λειτουργίας

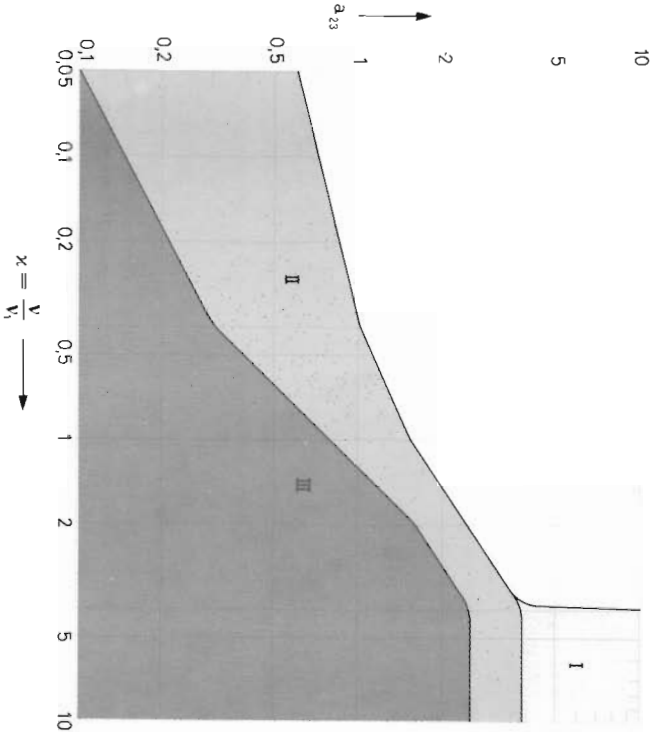
Επειδή η επέκταση του υπολογισμού της διάρκειας ζωής με τους συντελεστές a_1 , a_2 και a_3 λαμβάνει υπ' όψη μόνο την κόπωση του υλικού σαν αιτία βλάβης, μπορεί να αντιστοιχεί η υπολογισθείσα διάρκεια λειτουργίας με την διάρκεια χρήσης πουλμάν, μόνο όταν πληρούνται οι ακόλουθες προϋποθέσεις:

1. Η κατάσταση λίπανσης που έχει εκλεγεί πρέπει να παραμένει σταθερή σε όλη την διάρκεια λειτουργίας.
2. Τα φορτία και οι στροφές που χρησιμοποιήθηκαν για τον υπολογισμό πρέπει να αντιστοιχούν στις πραγματικές συνθήκες λειτουργίας.
3. Κατά την υπολογισμό του ξέωδους λειτουργίας πρέπει να υπολογιστηκε σωστά η θερμοκρασία λειτουργίας.
4. Κατά την διάρκεια λειτουργίας του πουλμάν η ρύπανση του λιπαντικού πρέπει να είναι ελάχιστη.
5. Η περιγραφόμενη διάρκεια χρήσης από κακή λίπανση ή φθορά δεν πρέπει να είναι μικρότερη από την διάρκεια λειτουργίας μέχρι την κόπωση.

Υπολογισμός ρουλεμάν

Επέκταση υπολογισμού διάρκειας ζωής των ρουλεμάν

▼ Συντελεστής a_{23}
 v Ισώδεις λειτουργίες του λιπαντικού
 v₁ Σχετικό έδαφος



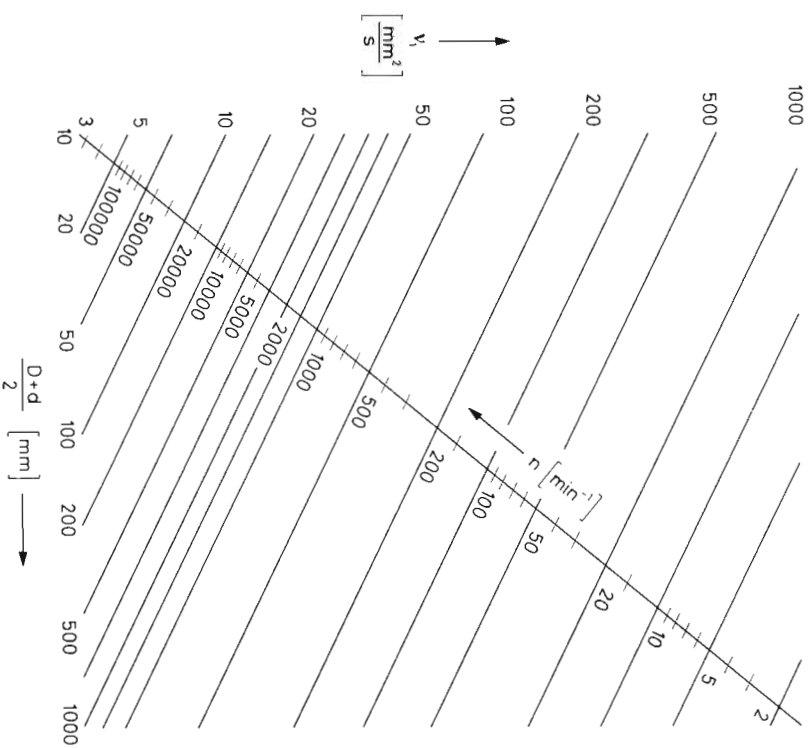
Σύμψη

- I: Μετάβαση σε αντοχή διάτρησης με τέρμα χωρισμό των επιφανειών μέσω του φίλμ λιπαντικού.
- Προσθήκες: Η μεγαλύτερη δυνατή καθαρότητα στη θέση του φίλμ λιπαντικού και όχι πολύ μεγάλα φορτία όταν θέλουμε να πετύχουμε αντοχή διάτρησης.
- II: Μεγάλη καθαρότητα στη θέση του φίλμ λιπαντικού. Κατάλληλα πρόσθετα στο λιπαντικό.
- III: Δυσμενείς συνθήκες λειτουργίας. Ρύπανση του λιπαντικού. Ακατάλληλα λιπαντικά.

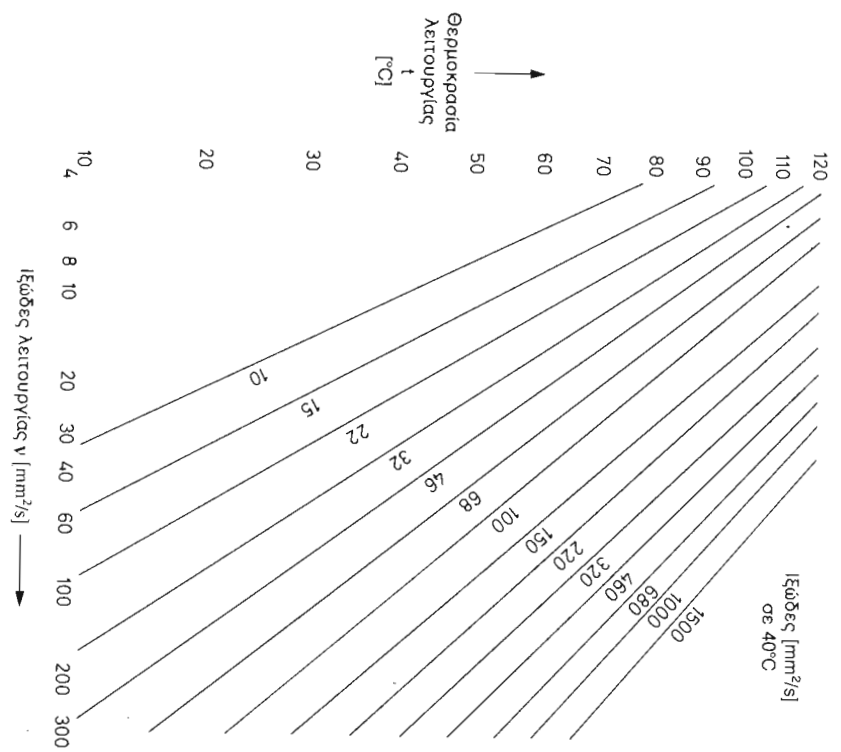
Υπολογισμός ρουλεμάν

Επέκταση υπολογισμού διάρκειας ζωής των ρουλεμάν

▼ Σχετικό έδαφος v₁



▼ Διάγραμμα V-T



Στοιχεία ρουλήδων

Όριο στροφών · Υψηλές θερμοκρασίες · Διάκενο ρουλήδων

Όριο στροφών

Τα όρια στροφών που αναφέρονται στους πίνακες ρουλήδων, δίνουν οδηγίες για την καταλληλότητα των ρουλήδων σε υψηλές στροφές. Οι τιμές καθορίστηκαν έτσι, ώστε να επιτυγχάνονται με ρουλήδων κανονικής παραλλαγής και ακρίβειας ανοχών και με προσεκτική συνάρμοση. Άλλες προτιμήσεις είναι:

1. Σωστό διάκενο ρουλήδων μετά τη συνάρμοση.
2. Στερεά έδρανα και στερεοί άξονες.
3. Αποτελεσματική στεγάνωση.
4. Ξωστή λίπανση, καμία ξένη θέρμανση, κανονική θερμοκρασία λειτουργίας.
5. Σε ακτινικά ρουλήδων: ακτινική φόρτιση. Σε αξονικά ρουλήδων: αξονική φόρτιση.
6. Όχι πολύ μεγάλα φορτία (ονομαστική διάρκεια ζωής L_{10} περίπου 30.000 ώρες).

Σε στροφές πάνω από το όριο στροφών πρέπει να αλλάξουν οι συνθήκες συνάρμοσης και λίπανσης και ίσως ακόμα και η παραλλαγή του ρουλήδων.

Υψηλότερες στροφές επιτυγχάνονται με:

1. Μεγαλύτερο διάκενο ρουλήδων.
2. Ειδική παραλλαγή και ειδικό υλικό κλωθού.
3. Χρήση ρουλήδων με μεγαλύτερη ακρίβεια διαστάσεων και κυρίως μεγαλύτερη ακρίβεια επεξεργασίας των θέσεων έδρασης του ρουλήδων.
4. Ειδικά μέτρα για τον τρόπο λίπανσης και το είδος του λιπαντικού, ίσως και ψύξη της έδρασης.

Στα διάφορα επιμέρους κεφάλαια του καταλόγου επισημαίνονται τα ρουλήδων του τυποποιημένου προγράμματος FAG, τα οποία είναι κατάλληλα για πολύ υψηλές στροφές.

Υψηλές θερμοκρασίες

Τα ρουλήδων FAG με εξωτερική διάμετρο μέχρι 240 mm έχουν τέτοια θερμική καταργασία, ώστε να αντέχουν κατά κανόνα μέχρι +120°C. Θερμοκρασίες λειτουργίας πάνω από +120°C χρειάζονται ρουλήδων με ειδική θερμική καταργασία. Τα ρουλήδων αυτά έχουν τα επιθέματα SO...S3 (DIN 623). Εξαιρέσεις αναφέρονται στα επιμέρους κεφάλαια, στο κείμενο πριν από τους πίνακες.

Επιθέματα	S0	S1	S2	S3
Μεγ. θερμοκρασία λειτουργίας	150°C	200°C	250°C	300°C

Ρουλήδων με εξωτερική διάμετρο πάνω από 240 mm αντέχουν κατά κανόνα μέχρι 200°C.

Στα στεγανά ρουλήδων η επιτρεπτή θερμοκρασία εξαρτάται από τις απαιτήσεις στην διάβρωση χρήσης του λιπαντικού και στην επιδραση των στεγανώσεων επαφής. Για ρουλήδων του τυποποιημένου προγράμματος FAG με στεφάνια από πολυαμίδιο, η θερμοκρασία +120°C αποτελεί το όριο ανοχής για συνεχή λειτουργία και χρήση συνηθισμένων λιπαντικών.

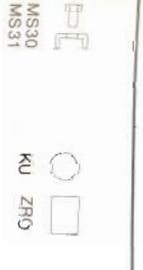
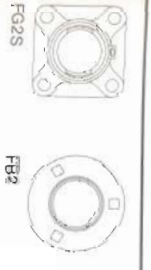
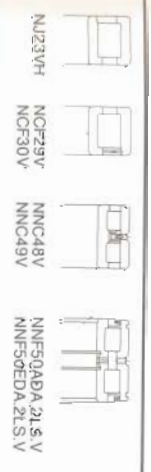
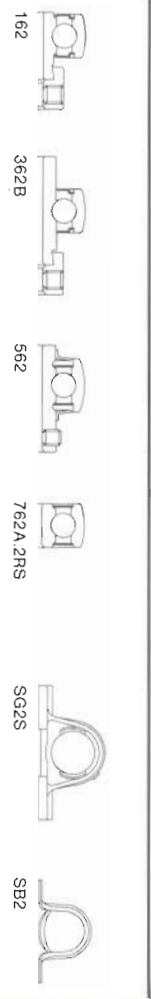
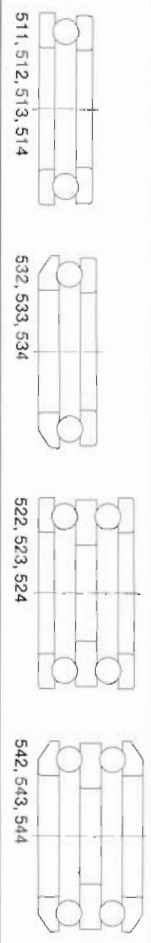
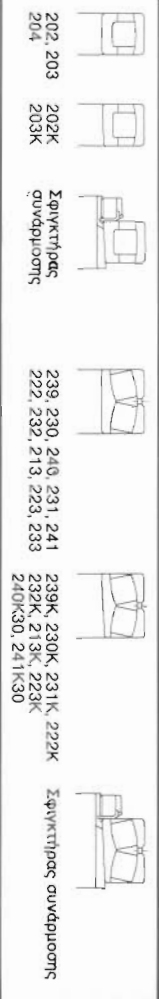
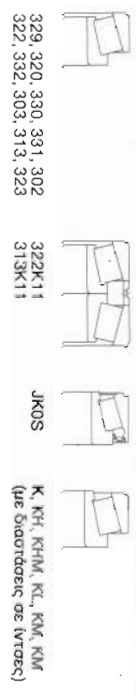
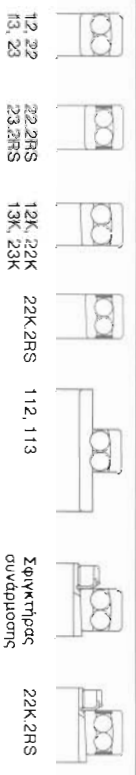
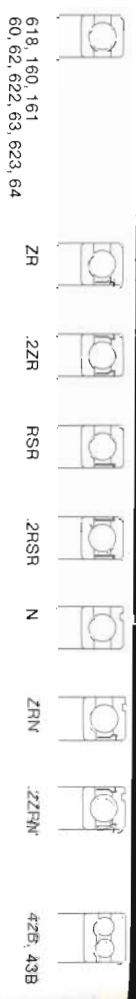
Κλωθό από πολυαμίδιο 66 ενισχυμένο με υαλοβάμβακα αντέχουν για πολλές ώρες μέχρι 150°C θερμοκρασία και για μικρά χρονικά διαστήματα μέχρι και 180°C.

Τα στεγανά ρουλήδων λιπαίνονται συνήθως με ειδικά ηλεγγέμενα υψηλής αντοχής λίπη, με βάση το λίθιο. Τα λίπη αυτά αντέχουν για μικρά διαστήματα στους +120°C. Πάνω από 70°C συνεχή θερμοκρασία πρέπει να υπολογίσει κανείς με-μείωση της διάρκειας χρήσης του λιπαντικού. Μια αύξηση θερμοκρασίας κατά 15K μειώνει την διάρκεια χρήσης του λιπαντικού κατά το ήμισυ περίπου. Σε υψηλές θερμοκρασίες επιτυγχάνεται πολλές φορές επαρκής διάρκεια χρήσης μόνο με ειδικά λιπαντικά. Σ' αυτές τις περιπτώσεις πρέπει ακόμα να εξεταστεί αν πρέπει να χρησιμοποιηθούν στεγανώσεις από υλικό ανθεκτικότερα σε θερμότητα. Το όριο θερμοκρασίας για τις συνθιμιμένες στεγανώσεις επαφής βρίσκεται στους +110°C.

Διακένω ρουλήδων

Για την ακριβή καθοδήγηση του άξονα πρέπει το ακτινικό διάκενο του συναρμολομένου ρουλήδων να είναι μόνο μερικά μm. Πρέπει όμως να είναι τουλάχιστον τόσο μεγάλο, ώστε το ρουλήδων να μην δέχεται συσφίξεις λόγω της διαφορετικής θερμικής διαστολής των δακτυλίων του και των γύρω εξαρτημάτων.

Σημειώνεται ότι το ακτινικό διάκενο ενός ρουλήδων μειώνεται κατά την συνάρμοση με συναρμολγή σύσφιξης. Γι' αυτό το ακτινικό διάκενο ενός ρουλήδων μετά την συνάρμοση είναι συνήθως μικρότερο από ότι ήταν πριν από την συνάρμοση.



Σφαιρικά ρουλήμν, μονής και διπλής σειράς. Μονόσφαιρα ρουλήμν, λυόμενα

Μονόσφαιρα ρουλήμν γωνιακής επαφής Σφαιρικά ρουλήμν ατράκτων Σφαιρικά ρουλήμν τεσσάρων σημείων επαφής Δισφαιρα ρουλήμν γωνιακής επαφής

Δισφαιρα ρουλήμν αυτορρυθμιζομενα, με κυλινδρική και κωνική οπή. Σφικτήρες συνάρμωσης

Κυλινδρικά ρουλήμν, μονής σειράς Κυλινδρικά ρουλήμν, διπλής σειράς Κυλινδρικά ρουλήμν, πλήρη κυλινδρώων

Κωνικά ρουλήμν Κωνικά ρουλήμν, συνδισασμένα Κωνικά ρουλήμν, κλειστού τύπου Κωνικά ρουλήμν με διαστάσεις σε ίντσες

Βαρελοειδή ρουλήμν μονής σειράς, με κυλινδρική και κωνική οπή. Σφικτήρες συνάρμωσης Βαρελοειδή ρουλήμν με κυλινδρική και κωνική οπή. Σφικτήρες συνάρμωσης Σφικτήρες εξάρμωσης

Αξονικά-σφαιρικά ρουλήμν, απλής και διπλής ενέργειας Αξονικά-σφαιρικά ρουλήμν γωνιακής επαφής, διπλής ενέργειας

Αξονικά-κυλινδρικά ρουλήμν Αξονικά-κυλινδρoοστεφάνια Πλάκες αξόνων, Πλάκες εδρών Αξονικά-δαρδελοειδή ρουλήμν

Αυτολιπαντα ρουλήμν (S-ρουλήμν) Έδρανα τύπου αμέγα Έδρανα φλάντζωτά

Σφικτήρες συνάρμωσης Σφικτήρες εξάρμωσης Περικόχλια. Ασφάλειες Σφίδρες, Κύλινδροι

FAG Σφαιρικά Ρουλιών

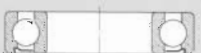
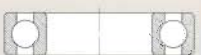
Μονόσφαιρα και Δίσφαιρα

Τα μονόσφαιρα ρουλιών δέχονται ακτινικά και αξονικά φορτία και είναι κατάλληλα για υψηλές στροφές. Λόγω της πολυηλεκτρικής χρήσης τους και της χαμηλής τιμής τους, τα σφαιρικά ρουλιών είναι τα πλέον χρησιμοποιούμενα ρουλιών. Η γωνιακή αυτορυθμίση των σφαιρικών ρουλιών είναι ελάχιστη, γι' αυτό οι θέσεις έδρασης πρέπει να είναι καλά ευθυγραμμισμένες. Τα δίσφαιρα ρουλιών του τυποποιημένου προγράμματος FAG – σε αντίθεση με την παλιά κατασκευή – δεν έχουν εγκοπές τμήρω-

σης και γι' αυτό μπορούν να δέχονται αξονικά φορτία και προς τις δύο κατευθύνσεις. Ο κλωβός αυτών των ρουλιών είναι από πολυαιθίλιο 66 ενισχυμένο με υαλοβάμβακα. Οι κλωβοί από πολυαιθίλιο αντέχουν σε συνθήκες θερμοκρασίες 120° C και μπορούν να λειτουργούν για πολλές ώρες σε θερμοκρασίες μέχρι 150° C και για μικρά χρονικά διαστήματα ακόμα και μέχρι 180° C. Τα ρουλιών γυμνάζονται με λίπος. Τα δίσφαιρα ρουλιών δεν είναι κατάλληλα για περιπτώσεις που πρέπει να εξισώνονται γωνιακά λάθη.



Σφαιρικά ρουλιών, μονόσφαιρα



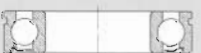
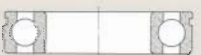
ZR
μία πάκκα
προστέτευ-
τική

ZZR
δύο πάκκες
προστέτευ-
τικές

RSR
μία πάκκα
στεγανωτική

2RSR
δύο πάκκες
στεγανωτικές

Σφαιρικά ρουλιών, δίσφαιρα



N
τεριφερειακή
εγκοπή για την
ασφάλεια

ZRN
μία πάκκα προο-
τάτευτική και
τεριφερειακή
εγκοπή για την
ασφάλεια

ZZRN
δύο
προστέτευτικές
και τεριφερεια-
κή εγκοπή για
την ασφάλεια



FAG Σφαιρικά Ρουλήδων

Επιθέματα · Κανόνες

Επιθέματα

B.TV1 Αλλαγή στην εσωτερική κατασκευή. Συμπληρωματικό από πολυαιθίλιο ενισχυμένο με υαλοβάμβακα, σφαιρικό, σφαιρικό, σφαιρικό στις σφαιρικές σφαιρικές.

C2 Ακτινικό διάκενο μικρότερο από το κανονικό.

C3 Ακτινικό διάκενο μεγαλύτερο από το κανονικό.

E.TNH.C3 Ενισχυμένη παραλλαγή. Συμπληρωματικό από πολυαιθίλιο σφαιρικό στις σφαιρικές. Ακτινικό διάκενο μεγαλύτερο από το κανονικό.

E.TVH.C3 Ενισχυμένη παραλλαγή. Συμπληρωματικό από πολυαιθίλιο ενισχυμένο με υαλοβάμβακα, σφαιρικό στις σφαιρικές. Ακτινικό διάκενο μεγαλύτερο από το κανονικό.

M Συμπληρωματικό ορειχάλκινος, σφαιρικός στις σφαιρικές.

M.C3 Συμπληρωματικό ορειχάλκινος, σφαιρικός στις σφαιρικές. Ακτινικό διάκενο μεγαλύτερο από το κανονικό.

M.P6 Συμπληρωματικό ορειχάλκινος, σφαιρικός στις σφαιρικές. Κατηγορία ανοχής διαστάσεων P6.

M.P63 Συμπληρωματικό ορειχάλκινος, σφαιρικός στις σφαιρικές. Κατηγορία ανοχής διαστάσεων P6.

N Περιφερειακή εγκοπή για ασφαλεία.

N.C3 Περιφερειακή εγκοπή για ασφαλεία. Ακτινικό διάκενο μεγαλύτερο από το κανονικό.

RSR Μια στεγανωτική τιάδα.

RSR.C3 Μια στεγανωτική τιάδα. Ακτινικό διάκενο μεγαλύτερο από το κανονικό.

T Συμπληρωματικό από πολυαιθίλιο ενισχυμένο με υαλοβάμβακα.

TB.P63 Συμπληρωματικό από συνθετικό υλικό, σφαιρικό στις σφαιρικές. Κατηγορία ανοχής διαστάσεων P6.

THB.P6 Συμπληρωματικό από συνθετικό υλικό, σφαιρικό στον εσωτερικό δακτύλιο. Κατηγορία ανοχής διαστάσεων P6.

Z52.7901144 Ρουλήδων για υψηλές θερμοκρασίες και χαμηλές στροφές. Ειδι-

κή θερμική καταργασία. Μεγάλο ακτινικό διάκενο. Με φωσφορική επικάλυψη και λιπαντικό MoS₂. Όριο θερμοκρασίας λειτουργίας πάνω από 270°C.

Z52.7901191 Ρουλήδων για μεγάλες θερμοκρασίες και χαμηλές στροφές. Ειδική θερμική καταργασία. Μεγάλο ακτινικό διάκενο. Με φωσφορική επικάλυψη και λιπαντικό. Όριο θερμοκρασίας λειτουργίας 270°C.

Z52.JN.7901144 Ρουλήδων για υψηλές θερμοκρασίες και χαμηλές στροφές. Ειδική θερμική καταργασία. Ελασμάτινος καρφωτός κλάδος από χάλυβα. Μεγάλο ακτινικό διάκενο. Όριο θερμοκρασίας λειτουργίας πάνω από 270°C.

Z52.JN.7901191 Ρουλήδων για υψηλές θερμοκρασίες και χαμηλές στροφές. Ειδική θερμική καταργασία. Ελασμάτινος καρφωτός κλάδος από χάλυβα. Μεγάλο ακτινικό διάκενο. Όριο θερμοκρασίας λειτουργίας 270°C.

ZR.ZR.C3 Μια προστατευτική τιάδα. Ακτινικό διάκενο μεγαλύτερο από το κανονικό.

ZRN.Z15 Μια προστατευτική τιάδα. Περιφερειακή εγκοπή για ασφαλεία. Ρουλήδων από ανοξείδωτο χάλυβα (W.Nr. 1.3541).

Z15.Z15.2RSR Ρουλήδων από ανοξείδωτο χάλυβα (W.Nr. 1.3541). Δύο στεγανωτικές τιάδες.

.2RSR.2RSR.C3 Δύο στεγανωτικές τιάδες. Ακτινικό διάκενο μεγαλύτερο από το κανονικό.

.2ZR.ZZR Δύο προστατευτικές τιάδες. Δύο προστατευτικές τιάδες. Περιφερειακή εγκοπή για ασφαλεία.

FAG Σφαιρικά Ρουλήδων

Ανοχές · Παραλλαγές

Ανοχές, Διάκενο Ρουλήδων

Τα μονόσφαιρα ρουλήδων κατασκευάζονται σε διάφορες ομάδες διαμέτρου και κατηγορίας ανοχών διαστάσεων. Το τυποποιημένο προϊόν της FAG περιλαμβάνει τις απαιτούμενες παραλλαγές με μεγαλύτερο ή μικρότερο διάκενο ή με μικρότερες ανοχές διαστάσεων.

Τα δίσφαιρα ρουλήδων του τυποποιημένου προγράμματος FAG έχουν κανονικό διάκενο και κανονικές ανοχές διαστάσεων.

Ανοχές: ακτινικά ρουλήδων, σελ. 38
Ακτινικό διάκενο: μονόσφαιρα και δίσφαιρα ρουλήδων, σελ. 26

Γωνιακή αυτορρύθμιση

Η γωνιακή αυτορρύθμιση των σφαιρικών ρουλήδων είναι ελαχιστή, γι' αυτό οι θέσεις έδρασης πρέπει να είναι κατά ευθυγράμμιση. Αδρή ευθυγράμμιση οδηγούν σε μη ομοιόμορφη τριβή των σφαιρών και προκαλούν στα ρουλήδων πρόσθετες καταπονήσεις που μειώνουν την διάρκεια λειτουργίας τους. Για να παραμένουν οι πρόσθετες καταπονήσεις σε χαμηλά επίπεδα, είναι επιθυμητές στα σφαιρικά ρουλήδων ανάλογα με το φορτίο - μόνο μικρές γωνίες αυτορρύθμισης.

▼ Γωνία αυτορρύθμισης σε πρώτα άξοντα

Σεφά ρουλήδων	Χαμηλό φορτίο	Υψηλό φορτίο
62, 622, 63, 623, 64	5...10°	8...16°
618, 160, 60	2...6°	5...10°

Τα δίσφαιρα ρουλήδων δεν είναι κατάλληλα όταν πρέπει να εξισώνονται άδρη ευθυγράμμιση.

Σφαιρικά ρουλήδων κλειστού τύπου

Τα σφαιρικά ρουλήδων με προστατευτικές τιάδες (στεγανωση χωρίς επαφή) ή με στεγανωτικές τιάδες (στεγανωση με επαφή) επιτρέπουν τιάδες κατασκευής. Υπάρχουν ρουλήδων κλειστά από τη μια πλευρά και ρουλήδων κλειστά και από τις δύο πλευρές. Τα ρουλήδων που είναι κλειστά και από τις δύο πλευρές και τα δίσφαιρα ρουλήδων εφοδίζονται κατά την κατασκευή τους με το απαραίτητο λίπος. Χρησιμοποιούνται μόνο

λίπη εξαιρετικής ποιότητας που ελέγχονται με τις προδιαγραφές FAG. Για την συμπεριφορά των ρουλήδων κλειστού τύπου σε υψηλές θερμοκρασίες, βλέπε σελ. 25. Κατά τα όρια θερμοκρασίας - 30° C.

Σφαιρικά ρουλήδων με περιφερειακή εγκοπή

Τα σφαιρικά ρουλήδων με μια περιφερειακή εγκοπή στον εσωτερικό δακτύλιο στερεώνονται στην έδρα κατά από τρόπο με μια ασφαλεία. Οι ασφαλείες είναι τυποποιημένες κατά ISO 464 και DIN 5417. Πρέπει να παραγγείλονται χωριστά (διαστάσεις για περιφερειακές εγκοπές και ασφαλείες, βλ. σελ. 78).

Ενισχυμένη παραλλαγή

Τα σφαιρικά ρουλήδων σε ενισχυμένη παραλλαγή έχουν ένα στεφανί με σφαιρικές για πολύ υψηλές ικανότητες φόρτισης. Ο κύκλος FAG παράδειγμα την ενισχυμένη παραλλαγή με κλάδο από πολυαιθίλιο και με μεγαλύτερο ακτινικό διάκενο. Τα ρουλήδων χρησιμοποιούνται συνήθως σε μετώπες και τα αναγνωρίζεται από τα επιθέματα E.TNH.C3 και E.TVH.C3.

Σφαιρικά ρουλήδων από ανοξείδωτο χάλυβα

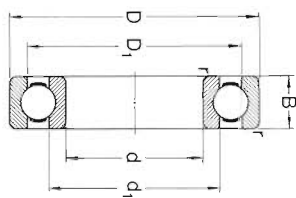
Το τυποποιημένο πρόγραμμα FAG περιλαμβάνει σφαιρικά ρουλήδων από ανοξείδωτο χάλυβα X15Cr13 (W.Nr. 1.3541). Τα ρουλήδων αυτά διακρίνονται από τη τιάδα Z15 ή Z15.2RSR για ρουλήδων που είναι στεγανωποιημένα και από τις δύο πλευρές.

Κλάδοι

Σφαιρικά ρουλήδων χωρίς επιβάρυνση για κλάδο έχουν ελασμάτινο κλάδο από χάλυβα ή ορείχαλκο. Για τα υπόλοιπα σφαιρικά ρουλήδων παραλλαγή του κλάδου δίνεται στο σύμβολο του ρουλήδων. (σελ. 74).

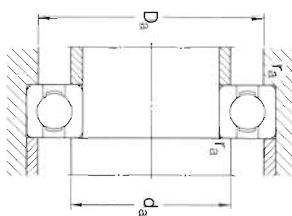
Υψηλές στροφές

Για εφαρμογές με πολύ υψηλές στροφές, το τυποποιημένο πρόγραμμα FAG περιλαμβάνει σφαιρικά ρουλήδων της κατηγορίας ανοχής διαστάσεων P6 με συμπληρωματικό κλάδο από ορείχαλκο ή συνθετικό υλικό. Με αυτά τα ρουλήδων μπορούν να ξεπεραστούν τα μέγιστα όρια στροφών, εάν το επιτρέπει η έδραση.



Boundary dimensions	Basic load ratings			Limiting speeds		Mass	Designation	
	d	D	B	dynamic	static			Lubrication
mm								
N (1 N = 0,225 lbf)								
r/min								
kg								

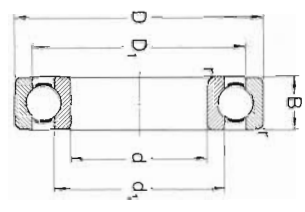
45	58	7	4.650	3.800	9.500	12.000	0,040	61809
	75	10	12.000	9.300	9.000	11.000	0,17	16009
50	80	10	16.800	13.200	8.500	10.000	0,26	16010
	90	16	27.000	19.800	7.000	8.500	0,46	6210
55	110	27	47.500	36.000	6.300	7.500	1,05	6310
	130	31	67.000	52.000	5.300	6.300	1,90	6410
60	140	33	76.500	63.000	5.000	6.000	2,30	6411
	78	10	6.700	6.100	7.500	9.000	0,11	61812
65	95	11	15.300	13.200	6.700	8.000	0,28	16012
	110	18	22.800	18.300	6.700	8.000	0,42	6012
70	120	23	43.000	34.000	5.300	6.300	0,78	6212
	140	33	71.000	56.000	4.800	6.000	1,70	6312
75	160	37	91.500	78.000	4.500	5.300	2,75	6412
	85	10	9.000	8.300	7.000	8.500	0,13	61813
80	100	11	16.300	14.600	6.300	7.500	0,30	16013
	110	18	23.600	19.600	5.300	6.300	0,44	6013
85	120	23	43.000	34.000	4.800	5.300	0,99	6213
	140	33	71.000	56.000	4.500	5.300	2,10	6313
90	160	37	91.500	78.000	4.500	5.300	3,30	6413
	90	10	9.300	9.150	6.700	8.000	0,14	61814
95	110	13	21.600	19.000	6.000	7.000	0,43	16014
	120	20	29.000	24.500	5.000	6.000	0,80	6014
100	125	24	47.500	37.500	4.500	5.300	1,05	6214
	150	35	80.000	63.000	4.500	5.300	2,50	6314
105	180	42	110.000	104.000	3.800	4.500	4,85	6414



Dimensions	Abutment and filler dimensions				Calculation factors						
	d	d ₁	D ₁	r	F ₀ /C ₀	e	F ₀ /F ₁ ≤ e	X	F ₀ /F ₁ > e	X	Y
mm											

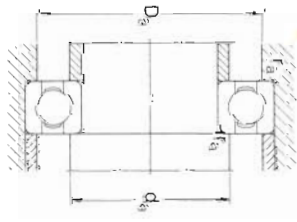
45	48,7	54,3	0,5	47	56	0,3	0,025	0,22	1	0	0,56	2
	55	65	1,5	49	71	0,6	0,04	0,24	1	0	0,56	1,8
50	54,7	65,6	2	50	70	1	0,07	0,27	1	0	0,56	1,6
	57,5	72,9	2	51,5	78,5	1	0,13	0,31	1	0	0,56	1,4
55	62,1	83,7	2,5	53	92	1,5	0,25	0,37	1	0	0,56	1,2
	68,9	96,9	3	54	111	2	0,5	0,44	1	0	0,56	1
60	64,7	60,3	0,5	52	63	0,3						
	60	70	1	54	76	0,6						
65	59,7	70,6	1,5	55	75	1						
	62,5	78,1	2	56,5	83,5	1						
70	68,7	92,1	3	59	101	2						
	75,4	106	3,5	61	119	2						
75	60,2	66,8	0,5	57	70	0,3						
	67	78	1	59	86	0,6						
80	66,3	79,1	2	61,5	83,5	1						
	69	86,6	2,5	63	92	1,5						
85	75,3	101	3	64	111	2						
	81,5	115	3,5	66	129	2						
90	65,6	72,4	0,5	62	76	0,3						
	72	83	1	64	91	0,6						
95	71,3	84,1	2	66,5	88,5	1						
	75,5	94,2	2,5	68	102	1,5						
100	81,8	109	3,5	71	119	2						
	88,1	123	3,5	71	139	2						
105	71,1	78,9	1	69	81	0,6						
	76,5	88,5	1	69	96	0,6						
110	76,3	89,1	2	71,5	93,5	1						
	80,3	103	2,5	73	112	1,5						
115	88,3	118	3,5	76	129	2						
	94	132	3,5	76	149	2						
120	76,1	83,9	1	74	86	0,6						
	83,3	96,7	1	74	106	0,6						
125	82,8	97,6	2	76,5	103,5	1						
	87	109	2,5	78	117	1,5						
130	94,9	126	3,5	81	139	2						
	103	147	4	83	167	2,5						

Equivalent bearing load
dynamic
 $P = X F_r + Y F_a$
static
 $P_0 = 0,6 F_r + 0,5 F_a$
When $P_0 < F_r$ use $P_0 = F_r$



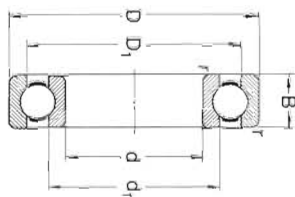
Boundary dimensions	Basic load ratings			Limiting speeds Lubrication grease oil	Mass	Designation
	dynamic	static	C ₀			
d	D	B	C	C ₀		
mm						
N (1 N = 0.225 lb)						
r/min						
kg						

75	95	10	9.650	9.800	6.300	7.500	0.15	61815
	115	13	22.000	20.000	5.800	6.700	0.46	16015
	115	20	30.500	28.000	5.800	6.700	0.54	6015
	130	25	51.000	40.500	4.800	5.600	1.20	6215
	160	37	86.500	72.000	3.800	5.000	3.00	6315
	190	45	118.000	114.000	3.600	4.300	6.80	6415
80	100	10	9.500	9.800	6.000	7.000	0.15	61816
	125	14	25.500	23.600	5.300	6.300	0.60	16016
	125	22	36.500	31.500	5.300	6.300	0.85	6016
	140	26	54.000	45.000	4.500	5.300	1.40	6216
	170	39	95.000	80.000	3.800	4.500	3.60	6316
	200	40	125.000	125.000	3.400	4.000	8.00	6416
85	110	13	14.600	15.000	5.300	6.300	0.27	61817
	130	14	26.000	25.000	5.000	6.000	0.63	16017
	130	22	38.000	33.500	5.000	6.000	0.89	6017
	150	28	64.000	53.000	4.300	5.000	1.80	6217
	180	41	102.000	90.000	3.600	4.300	4.25	6317
	210	52	134.000	134.000	3.200	3.800	9.50	6417
90	115	13	15.000	15.600	5.300	6.300	0.28	61818
	140	16	32.000	29.000	4.800	5.600	0.85	16018
	140	24	45.000	39.000	4.800	5.600	1.15	6018
	160	30	73.500	62.000	3.800	4.500	2.15	6218
	190	43	110.000	98.000	3.400	4.000	4.90	6318
	225	54	140.000	146.000	3.000	3.600	11.5	6418
95	145	16	32.500	31.500	4.500	5.300	0.89	16019
	145	24	46.500	41.500	4.500	5.300	1.20	6019
	170	32	83.000	69.500	3.600	4.300	2.60	6219
	200	45	118.000	110.000	3.200	3.800	6.55	6319
100	125	13	15.300	17.000	4.800	5.600	0.31	61820
	150	16	34.000	32.500	4.300	5.000	0.91	16020
	150	24	46.500	41.500	4.300	5.000	1.25	6020
	180	34	95.000	78.000	3.400	4.000	3.15	6220
	215	47	134.000	132.000	3.000	3.600	7.00	6320
105	160	18	40.000	38.000	4.000	4.800	1.20	16021
	160	26	56.000	51.000	4.000	4.800	1.60	6021
	190	36	102.000	90.000	3.200	3.800	3.70	6221
	225	49	140.000	143.000	2.800	3.400	8.25	6321



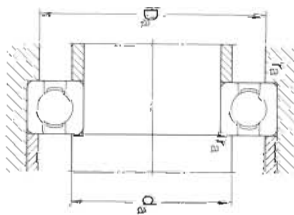
Dimensions	Abutment and fillet dimensions				Calculation factors					
	d	d ₁	D ₁	r	d _a	D _a	r _a	e	F _a /F _r ≤ e	F _a /F _r > e
mm										
75	81.1	88.9	1	79	91	0.6	0.025	0.22	1	0
	88.3	102	2	87.5	108.5	1	0.04	0.24	1	0
	87.8	103	2	87.5	108.5	1	0.07	0.27	1	0
	92	114	2.5	88	122	1.5	0.13	0.31	1	0
	101	135	3.5	88	149	2	0.25	0.37	1	0
	110	156	4	88	177	2.5	0.3	0.44	1	0
80	86.1	93.9	1	84	96	0.6	0.025	0.22	1	0
	95.3	110	1	84	121	0.6	0.04	0.24	1	0
	94.4	112	2	86.5	118.5	1	0.07	0.27	1	0
	101	123	3	89	131	2	0.13	0.31	1	0
	108	143	3.5	91	159	2	0.25	0.37	1	0
	116	164	4	93	187	2.5	0.3	0.44	1	0
85	92.5	103	1.5	90	105	1	0.025	0.22	1	0
	100	115	1	89	126	0.6	0.04	0.24	1	0
	99.4	117	2	91.5	123.5	1	0.07	0.27	1	0
	106	131	3	94	141	2	0.13	0.31	1	0
	114	152	4	96	167	2.5	0.25	0.37	1	0
	123	173	5	101	194	3	0.3	0.44	1	0
90	97.5	108	1.5	95	110	1	0.025	0.22	1	0
	106	124	1.5	95	135	1	0.04	0.24	1	0
	105	125	2.5	98	132	1.5	0.07	0.27	1	0
	112	139	3	99	151	2	0.13	0.31	1	0
	121	160	4	103	177	2.5	0.25	0.37	1	0
	132	182	5	106	209	3	0.3	0.44	1	0
95	111	129	1.5	100	140	1	0.025	0.22	1	0
	110	130	2.5	103	137	1.5	0.04	0.24	1	0
	118	148	3.5	106	159	2	0.07	0.27	1	0
	127	169	4	108	187	2.5	0.13	0.31	1	0
100	107	118	1.5	105	120	1	0.025	0.22	1	0
	116	134	1.5	105	145	1	0.04	0.24	1	0
	115	135	2.5	108	142	1.5	0.07	0.27	1	0
	124	157	3.5	111	169	2	0.13	0.31	1	0
	135	181	4	113	202	2.5	0.25	0.37	1	0
105	123	142	1.5	110	155	1	0.025	0.22	1	0
	122	144	3	114	151	2	0.04	0.24	1	0
	131	165	3.5	116	179	2	0.07	0.27	1	0
	142	189	4	118	212	2.5	0.13	0.31	1	0

Equivalent bearing load.
dynamic static
P = X F_d + Y F_s P₀ = 0.6 F_r + 0.5 F_a
When P₀ ≤ F_r use P₀ = F_r



Boundary dimensions	Basic load ratings			Limiting speeds		Mass	Designation
	dynamic	static	C_0	Lubrication grease oil	r/min		
d	D	B	C	C_0			
N (1 N = 0,225 lb)							
				r/min			
				kg			

110	140	16	21 600	23 600	4 300	5 000	0,60	61822
	170	19	44 000	42 500	3 800	4 500	1,45	16022
	170	28	63 000	57 000	3 800	4 500	1,95	6022
	200	38	112 000	100 000	3 000	3 600	4,35	6222
	240	50	156 000	166 000	2 600	3 200	9,55	6322
120	150	16	22 400	25 000	3 800	4 500	0,65	61824
	180	19	47 500	47 500	3 400	4 000	1,60	16024
	180	28	65 500	61 000	3 400	4 000	2,05	6024
	215	40	112 000	100 000	2 800	3 400	5,15	6224
	260	55	160 000	160 000	2 400	3 000	14,5	6324
130	165	18	29 000	32 500	3 600	4 300	0,93	61826
	200	22	61 000	61 000	3 200	3 800	2,35	16026
	200	33	81 500	78 000	3 200	3 800	3,15	6026
	230	40	120 000	112 000	2 600	3 200	5,80	6226
	280	58	176 000	193 000	2 200	2 800	18,0	6326
140	175	18	30 500	35 500	3 400	4 000	0,99	61828
	210	22	62 000	64 000	3 000	3 600	2,50	16028
	210	33	85 000	83 000	3 000	3 600	3,35	6028
	250	42	127 000	122 000	2 400	3 000	7,45	6228
	300	62	196 000	224 000	2 000	2 600	22,0	6328
150	190	20	37 500	43 000	3 000	3 600	1,40	61830
	225	24	71 000	73 500	2 600	3 200	3,15	16030
	225	35	96 500	96 500	2 800	3 200	4,80	6030
	270	45	134 000	137 000	2 000	2 600	9,40	6230
	320	65	212 000	250 000	1 800	2 400	26,0	6330
160	200	20	38 000	45 500	2 800	3 400	1,45	61832
	240	25	76 500	80 000	2 400	3 000	3,70	16032
	240	38	110 000	112 000	2 400	3 000	5,90	6032
	290	48	143 000	146 000	1 900	2 400	14,5	6232
	340	68	212 000	250 000	1 800	2 200	29,0	6332
170	215	22	47 500	56 000	2 600	3 200	1,90	61834
	260	28	91 500	96 500	2 200	2 800	5,00	16034
	260	42	129 000	134 000	2 200	2 800	7,90	6034
	310	52	163 000	180 000	1 900	2 400	17,5	6234



Dimensions	Abutment and fillet dimensions						Calculation factors					
	d	d ₁	D ₁	r	d _a min	d _a max	F_d/C_0	e	$F_d/F_0 \leq e$ X	Y	$F_d/F_0 > e$ X	Y
110	113	131	1,5	1,5	115	135	0,025	0,22	1	0	0,56	2
	130	150	1,5	1,5	115	165	0,04	0,24	1	0	0,56	1,8
	129	152	3	3	119	161	0,07	0,27	1	0	0,56	1,6
	138	174	3,5	3,5	121	189	0,13	0,31	1	0	0,56	1,4
	150	201	4	4	123	227	0,25	0,37	1	0	0,56	1,2
120	129	141	1,5	1,5	125	145	0,025	0,22	1	0	0,56	2
	139	161	1,5	1,5	125	175	0,04	0,24	1	0	0,56	1,8
	139	162	3	3	129	171	0,07	0,27	1	0	0,56	1,6
	150	185	3,5	3,5	131	204	0,13	0,31	1	0	0,56	1,4
	166	216	4	4	133	247	0,25	0,37	1	0	0,56	1,2
130	140	156	2	2	136,5	158,5	0,025	0,22	1	0	0,56	2
	153	177	2	2	136,5	193,5	0,04	0,24	1	0	0,56	1,8
	152	179	3	3	139	191	0,07	0,27	1	0	0,56	1,6
	162	199	4	4	143	217	0,13	0,31	1	0	0,56	1,4
	180	233	5	5	146	264	0,25	0,37	1	0	0,56	1,2
140	151	164	2	2	146,5	168,5	0,025	0,22	1	0	0,56	2
	163	187	2	2	146,5	203,5	0,04	0,24	1	0	0,56	1,8
	162	189	3	3	149	201	0,07	0,27	1	0	0,56	1,6
	177	214	4	4	153	237	0,13	0,31	1	0	0,56	1,4
	193	250	5	5	156	284	0,25	0,37	1	0	0,56	1,2
150	163	178	2	2	156,5	183,5	0,025	0,22	1	0	0,56	2
	174	201	2	2	156,5	218,5	0,04	0,24	1	0	0,56	1,8
	174	202	3,5	3,5	161	214	0,07	0,27	1	0	0,56	1,6
	192	229	4	4	163	257	0,13	0,31	1	0	0,56	1,4
	208	265	5	5	166	304	0,25	0,37	1	0	0,56	1,2
160	173	188	2	2	166,5	193,5	0,025	0,22	1	0	0,56	2
	188	215	2,5	2,5	168	232	0,04	0,24	1	0	0,56	1,8
	185	216	3,5	3,5	171	229	0,07	0,27	1	0	0,56	1,6
	206	244	4	4	173	277	0,13	0,31	1	0	0,56	1,4
	217	282	5	5	176	324	0,25	0,37	1	0	0,56	1,2
170	184	202	2	2	176,5	208,5	0,025	0,22	1	0	0,56	2
	200	230	2,5	2,5	178	252	0,04	0,24	1	0	0,56	1,8
	198	233	3,5	3,5	181	249	0,07	0,27	1	0	0,56	1,6
	217	261	5	5	186	294	0,13	0,31	1	0	0,56	1,4

Equivalent bearing load
dynamic static
 $P = X F_r + Y F_a$ $P_0 = 0,6 F_r + 0,5 F_a$
When $P_0 < F_r$ use $P_0 = F_r$

110	113	131	1,5	1,5	115	135	0,025	0,22	1	0	0,56	2
	130	150	1,5	1,5	115	165	0,04	0,24	1	0	0,56	1,8
	129	152	3	3	119	161	0,07	0,27	1	0	0,56	1,6
	138	174	3,5	3,5	121	189	0,13	0,31	1	0	0,56	1,4
	150	201	4	4	123	227	0,25	0,37	1	0	0,56	1,2
120	129	141	1,5	1,5	125	145	0,025	0,22	1	0	0,56	2
	139	161	1,5	1,5	125	175	0,04	0,24	1	0	0,56	1,8
	139	162	3	3	129	171	0,07	0,27	1	0	0,56	1,6
	150	185	3,5	3,5	131	204	0,13	0,31	1	0	0,56	1,4
	166	216	4	4	133	247	0,25	0,37	1	0	0,56	1,2
130	140	156	2	2	136,5	158,5	0,025	0,22	1	0	0,56	2
	153	177	2	2	136,5	193,5	0,04	0,24	1	0	0,56	1,8
	152	179	3	3	139	191	0,07	0,27	1	0	0,56	1,6
	162	199	4	4	143	217	0,13	0,31	1	0	0,56	1,4
	180	233	5	5	146	264	0,25	0,37	1	0	0,56	1,2
140	151	164	2	2	146,5	168,5	0,025	0,22	1	0	0,56	2
	163	187	2	2	146,5	203,5	0,04	0,24	1	0	0,56	1,8
	162	189	3	3	149	201	0,07	0,27	1	0	0,56	1,6
	177	214	4	4	153	237	0,13	0,31	1	0	0,56	1,4
	193	250	5	5	156	284	0,25	0,37	1	0	0,56	1,2
150	163	178	2	2	156,5	183,5	0,025	0,22	1	0	0,56	2
	174	201	2	2	156,5	218,5	0,04	0,24	1	0	0,56	1,8
	174	202	3,5	3,5	161	214	0,07	0,27	1	0	0,56	1,6
	192	229	4	4	163	257	0,13	0,31	1	0	0,56	1,4
	208	265	5	5	166	304	0,25	0,37	1	0	0,56	1,2
160	173	188	2	2	166,5	193,5	0,025	0,22	1	0	0,56	2
	188	215	2,5	2,5	168	232	0,04	0,24	1	0	0,56	1,8
	185	216	3,5	3,5	171	229	0,07	0,27	1	0	0,56	1,6
	206	244	4	4	173	277	0,13	0,31	1	0	0,56	1,4
	217	282	5	5	176	324	0,25	0,37	1	0	0,56	1,2
170	184	202	2	2	176,5	208,5	0,025	0,22	1	0	0,56	2
	200	230	2,5	2,5	178	252	0,04	0,24	1	0	0,56	1,8
	198	233	3,5	3,5	181	249	0,07	0,27	1	0	0,56	1,6
	217	261	5	5	186							

FAQ Σφαιρικά αυτορρύθμιστα ρουλιών

Παραλλαγές · Ισοδύναμο φορτίο · Διαστάσεις προσαρμογής

Ανοχές, Διάκενο ρουλιών

Τα διαφαιρα αυτορρύθμιστα ρουλιών του τυποποιημένου προγράμματος FAG κατασκευάζονται με κανονικές ανοχές διαστάσεων και διάκενο «κανονικό» και C3.

Ανοχές: ακτινικά ρουλιών σελ. 38

Ακτινικό διάκενο: διαφαιρα αυτορρύθμιστα ρουλιών, σελ. 28.

Στεγανά διαφαιρα αυτορρύθμιστα ρουλιών

Τα στεγανά διαφαιρα αυτορρύθμιστα ρουλιών φέρουν στεγανωτικές πλάκες και στις δύο πλευρές (στεγανώσεις επαφής) και εφοδιάζονται με λίπος κατά την κατασκευή τους. Σχετικά με την συμπεριφορά των στεγανών ρουλιών σε υψηλές θερμοκρασίες βλ. σελ. 25.

Χαμηλότερο όριο θερμοκρασίας -30°C

Γωνιακή αυτορρύθμιση

Η τσάδνωση των διαφαιρων αυτορρύθμιστων ρουλιών μπορεί να φτάσει τις 4° προς κάθε πλευρά, στα στεγανά μέχρι μεγ. 1,5°.

Κλωδοί

Τα διαφαιρα αυτορρύθμιστα ρουλιών με κλωδοί από πολυαμιδιο 66 ενισχυμένο με υαλοβόμβα έχουν το επίπεδο TV. Οι κλωδοί από πολυαμιδιο αντέχουν σε συνεχείς θερμοκρασίες 120°C και μπορούν να λειτουργούν για πολλές ώρες μέχρι 150°C, καθώς και για μικρό διάστημα μέχρι και 180°C.

Τα διαφαιρα αυτορρύθμιστα ρουλιών με ελαστικό χαλύβδινο κλωδο σπριζιμένο στις σφαιρες δεν έχουν επίπεδο κλωδοί. Τους συμπαιγεις ορειχαλκινους κλωδοί που σπριζινονται στις σφαιρες τους ξεχωριζουμε από το επίπεδο M.

Κωνική οπή

Το τυποποιημένο πρόγραμμα FAG περιλαμβάνει διαφαιρα αυτορρύθμιστα ρουλιών με κωνικό οπή και κωνική οπή. Τα διαφαιρα αυτορρύθμιστα ρουλιών με κωνική οπή 1:12, στερεώνονται ή απ ευθείας σε κωνικούς άξονες ή με σφινκτέρς συνάρθρωσης σε κωνικό άξονα (σελ. 485).

Ρουλιών με φαρδι εσωτερικό δακτύλιο

Τα διαφαιρα αυτορρύθμιστα ρουλιών των σειρών 112 και 113 έχουν φαρδι εσωτερικό δακτύλιο και στερεώνονται με πέριους στέρέωση στην εγκοπή που υπάρχει στην μία πλευρά του εσωτερικού δακτυλίου. Αυτό διαφαιρα αυτορρύθμιστα ρουλιών που

σπριζιουν έναν άξονα συναρμολοζονται με τις δύο εγκοτές ή προς τα μέσα ή προς τα έξω. Η οπή των ρουλιών στις σειρές 112 και 113 έχει κατηγορία ανοχής J7.

Βάρη

Τα βάρη που δίνονται στους πίνακες των ρουλιών ισχύουν για ρουλιών με κωνικό οπή. Για ρουλιών με σφινκτέρς συνάρθρωσης συμπεριλαμβάνονται και το βάρος του σφινκτέρς.

Δυναμικό ισοδύναμο φορτίο

$$P = F_r + \gamma \cdot F_a \quad [KN] \text{ για } \frac{F_a}{F_r} \leq e$$

$$P = 0,65 \cdot F_r + \gamma \cdot F_a \quad [KN] \text{ για } \frac{F_a}{F_r} > e$$

Οι τιμές γ και e δίνονται στους πίνακες των ρουλιών.

Στατικό ισοδύναμο φορτίο

$$P_0 = F_r + \gamma_0 \cdot F_a \quad [KN]$$

Οι αξονικοί συντελεστές γ_0 δίνονται στους πίνακες των ρουλιών

Διαστάσεις προσαρμογής

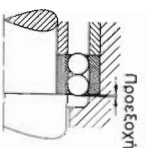
Οι δακτύλιοι των ρουλιών πρέπει να σπριζονται μόνο στις προεξοχές (πατούρες) αξόνων και εδρών και όχι στον αυχένα τους. Η μεγαλύτερη ακτίνα καμπυλότητας r_g άξονα και έδρας, πρέπει να είναι πιο μικρή από την μικρότερη απόσταση ακμής r_{smin} του διαφαιρου αυτορρύθμιστου ρουλιών.

Το ύψος προεξοχής άξονα και έδρας πρέπει να είναι τόσο μεγάλο, ώστε και στην μεγαλύτερη απόσταση ακμής να παραμένει αρκετή επιφάνεια σπριζινης. Στον επιμενόμενο πίνακα δίνονται η μεγαλύτερη διάσταση ακτίνας και το μικρότερο ύψος προεξοχής h.

Κατά την συνάρθρωση των διαφαιρων αυτορρύθμιστων ρουλιών με σφινκτέρς συνάρθρωσης, πρέπει να δοθεί προσοχή στις διαστάσεις του δακτυλίου αντιστήριξης.

Σε μερικά διαφαιρα αυτορρύθμιστα ρουλιών οι σφαιρες προεξέχουν προς τα πλάγια. Τις μεγαλύτερες προεξοχές έχουν οι σφαιρες στα παρακάτω ρουλιών:

Ρουλιών	Προεξοχή
1319M	1,6
1320M	2,4
1321M	2,5

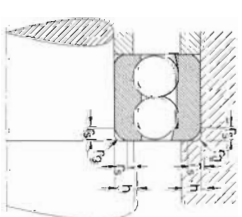


FAQ Διαφαιρα αυτορρύθμιστα ρουλιών

Διαστάσεις προσαρμογής

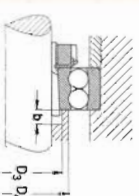
▼ Διαστάσεις προσαρμογής κατά DIN 5418

ξ εΑ	r_g μey	h εΑ	Σειρά ρουλιών
			10
			12, 22
			13, 23
			112, 113

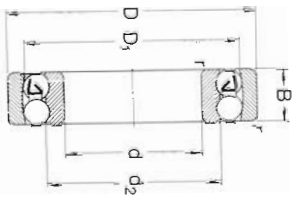


0,3	0,3	1	1,2
0,6	0,6		2,1
1	1		2,8
1,4	1,4		3,5
1,5	1,5		4,5
2	2		5,5
2,1	2,1		6
3	2,5		7

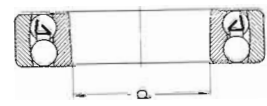
▼ Διαστάσεις προσαρμογής για διαφαιρα αυτορρύθμιστα ρουλιών με σφινκτέρς συνάρθρωσης και δακτύλιο αντιστήριξης.



Σειρά ρουλιών	Άξονας	Σειρά ρουλιών		Σειρά ρουλιών		Σειρά ρουλιών		Σειρά ρουλιών	
		12K	22K	13K	23K				
04	17	D ₃	D ₄	D ₃	D ₄	D ₃	D ₄	D ₃	D ₄
05	20	εΑ	μey	εΑ	μey	εΑ	μey	εΑ	μey
06	25								
07	30								
08	35								
09	40								
10	45								
11	50								
12	55								
13	60								
14	60								
15	65								
16	70								
17	75								
18	80								
19	85								
20	90								
21	95								
22	100								



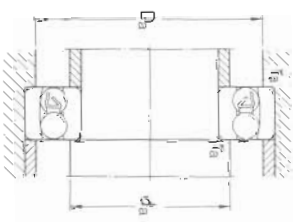
Cylindrical bore



Tapered bore,
taper 1:12
on diameter

Boundary dimensions	Basic load ratings dynamic C ₀	Limiting speeds Lubrication grease oil	Mass Kg	Designations Bearings with cylindrical bore	Designations Bearings with tapered bore

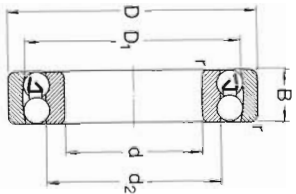
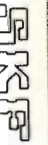
5	19	6	1 930	540	30 000	36 000	0,009	135	—	—
6	19	6	1 930	540	32 000	38 000	0,009	126	—	—
7	22	7	2 040	655	30 000	36 000	0,014	127	—	—
8	22	7	2 040	655	30 000	36 000	0,014	108	—	—
9	26	8	2 900	930	26 000	32 000	0,022	129	—	—
10	30	9	4 150	1 370	24 000	30 000	0,034	1200	—	—
11	30	14	5 600	1 760	22 000	28 000	0,047	2200	—	—
12	32	10	4 750	1 500	22 000	28 000	0,040	1201	—	—
13	32	14	5 700	1 960	20 000	26 000	0,053	2201	—	—
14	32	17	9 000	2 900	17 000	20 000	0,095	2301	—	—
15	35	11	5 700	2 040	19 000	24 000	0,049	1202	—	—
16	35	14	5 650	2 120	18 000	22 000	0,060	2202	—	—
17	42	13	7 350	2 630	17 000	20 000	0,094	1302	—	—
18	42	17	9 150	3 250	15 000	18 000	0,11	2302	—	—
19	40	12	6 000	2 400	18 000	22 000	0,073	1203	—	—
20	47	16	7 500	2 750	17 000	20 000	0,088	2203	—	—
21	47	14	9 650	3 650	14 000	17 000	0,13	1303	—	—
22	47	19	11 000	4 050	13 000	16 000	0,16	2303	—	—
23	47	14	7 650	3 150	15 000	18 000	0,12	1204	—	—
24	47	18	9 650	3 800	14 000	17 000	0,14	2204	—	—
25	52	15	9 300	4 000	13 000	16 000	0,14	1205	—	—
26	52	18	9 650	4 150	11 000	14 000	0,16	2205	—	—
27	62	17	13 700	6 850	9 500	12 000	0,26	1305	—	—
28	62	24	18 600	7 500	9 500	12 000	0,34	2305	—	—
29	62	16	12 000	5 600	10 000	13 000	0,22	1206	—	—
30	62	20	11 800	5 500	9 500	12 000	0,26	2206	—	—
31	72	19	16 300	7 500	9 000	11 000	0,39	1306	—	—
32	72	27	24 000	10 000	8 500	10 000	0,50	2306	—	—
33	72	27	24 000	10 000	8 500	10 000	0,50	2306 K	—	—



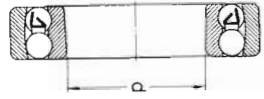
Equivalent bearing load
dynamic
 $P_d = X_1 F_d + Y_1 F_a$
static
 $P_s = F_r + Y_0 F_a$

Dimensions	Alignment and fillet dimensions					Calculation factors				
	d	d ₂	D ₁	r	d _a mm	D _a max	f _a max	e	$F_d/F_s > e$ dynamic X ₁	$F_d/F_s > e$ static X ₀

5	10,2	15,3	0,5	7	17	17	0,3	0,35	1	1,8	0,65	2,8	1,8
6	10,2	15,3	0,5	8	17	17	0,3	0,35	1	1,8	0,65	2,8	1,8
7	12,7	18	0,5	9	20	20	0,3	0,33	1	1,9	0,65	3,0	2,0
8	12,7	18	0,5	10	20	20	0,3	0,33	1	1,9	0,65	3,0	2,0
9	14,8	20	1	13	22	22	0,6	0,35	1	1,8	0,65	2,8	1,8
10	16,7	24,4	1	14	26	26	0,6	0,33	1	1,9	0,65	3,0	2,0
11	15,3	25,2	1	14	26	26	0,6	0,65	1	0,97	0,65	1,5	1,0
12	18,5	26,2	1	16	28	28	0,6	0,33	1	1,9	0,65	3,0	2,0
13	17,8	27,5	1	16	28	28	0,6	0,57	1	1,1	0,65	1,7	1,1
14	18,6	30	1,5	17	32	32	1	0,60	1	1,05	0,65	1,6	1,1
15	20,9	29,9	1	19	31	31	0,6	0,33	1	1,9	0,65	3,0	2,0
16	20,8	30,4	1	19	31	31	0,6	0,50	1	1,25	0,65	2,0	1,3
17	23,6	34,1	1,5	20	37	37	1	0,33	1	1,9	0,65	3,0	2,0
18	23,2	35,2	1,5	20	37	37	1	0,32	1	1,2	0,65	1,9	1,3
19	24,2	33,7	1	21	36	36	0,6	0,31	1	2,0	0,65	3,1	2,2
20	23,5	34,3	1	21	36	36	0,6	0,30	1	1,25	0,65	2,0	1,3
21	26,4	36,3	1,5	22	42	42	1	0,33	1	1,9	0,65	3,0	2,0
22	25,8	39,4	1,5	22	42	42	1	0,32	1	1,2	0,65	1,9	1,3
23	28,9	39,1	1,5	25	42	42	1	0,27	1	2,3	0,65	3,6	2,5
24	28	40,4	1,5	25	42	42	1	0,48	1	1,3	0,65	2,0	1,4
25	31,3	43,6	2	26,5	45,5	45,5	1	0,30	1	2,1	0,65	3,3	2,2
26	28,8	43,7	2	26,5	45,5	45,5	1	0,52	1	1,2	0,65	1,9	1,3
27	33,1	44,9	1,5	30	47	47	1	0,27	1	2,3	0,65	3,6	2,5
28	33	44,7	1,5	30	47	47	1	0,43	1	1,5	0,65	2,3	1,6
29	37,8	52,5	2	31,5	55,5	55,5	1	0,28	1	2,2	0,65	3,5	2,5
30	35,2	52,5	2	31,5	55,5	55,5	1	0,48	1	1,3	0,65	2,0	1,4
31	40,1	53,2	1,5	35	57	57	1	0,25	1	2,5	0,65	3,9	2,5
32	40,9	53,9	1,5	35	57	57	1	0,40	1	1,6	0,65	2,4	1,6
33	44,9	60,9	2	36,5	65,5	65,5	1	0,26	1	2,4	0,65	3,7	2,5
34	41,7	60,9	2	36,5	65,5	65,5	1	0,44	1	1,4	0,65	2,2	1,4



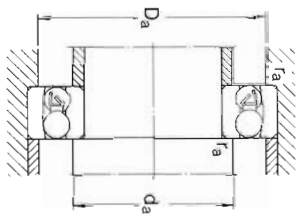
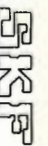
Cylindrical bore



Tapered bore,
taper 1:12
on diameter

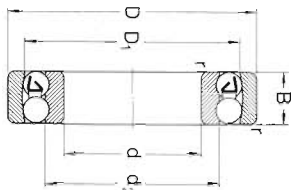
Boundary dimensions	Basic load ratings			Limiting speeds		Mass	Designations
	D	B	C	Lubrication grease	Lubrication oil		

mm	N (1 N = 0,225 lbf)			r/min	kg	Designations	
	D	B	C				
35	72	17	12 000	6 300	9 000	11 000	1207 K
	72	23	16 600	7 800	8 500	10 000	2207 K
	80	21	19 300	9 500	7 500	9 000	1307 K
40	80	31	30 000	12 900	7 000	8 500	2307 K
	80	18	14 600	8 000	8 500	10 000	1208 K
	80	23	17 800	9 000	7 500	9 000	2208 K
45	85	19	16 600	9 000	7 500	9 000	1209 K
	85	23	17 600	10 000	7 000	8 500	2209 K
	90	25	29 000	15 300	6 300	7 500	1309 K
50	90	36	41 500	19 300	5 600	6 700	2309 K
	90	20	17 300	10 000	7 000	8 500	1210 K
	90	23	17 600	10 600	6 300	7 500	2210 K
55	100	27	33 500	17 000	5 600	6 700	1310 K
	100	25	29 000	15 300	6 300	7 500	1311 K
	120	43	57 000	28 000	4 800	5 600	2311 K
60	110	40	49 000	23 600	5 300	6 300	1312 K
	110	21	20 400	12 500	6 300	7 500	1211 K
	110	25	29 000	15 600	6 000	7 000	2211 K
65	120	46	67 000	32 500	4 500	5 300	2312 K
	120	22	23 200	14 300	5 600	6 700	1212 K
	120	28	26 000	15 600	5 300	6 300	2212 K
70	130	31	44 000	25 500	4 500	5 300	1313 K
	130	22	23 200	14 300	5 600	6 700	1213 K
	130	28	26 000	15 600	5 300	6 300	2213 K
75	140	43	67 000	32 500	4 000	4 800	2313 K
	140	23	23 600	15 600	5 300	6 300	1213 K
	140	31	33 500	20 000	5 000	6 000	2213 K
80	150	51	83 000	44 000	3 800	4 500	2314 K
	150	24	26 500	17 300	5 000	6 000	1214 K
	150	31	34 000	21 200	4 800	5 600	2214 K
85	160	55	93 000	51 000	3 400	4 000	2315 K
	160	25	29 000	19 600	4 800	5 600	1215 K
	160	31	34 000	22 000	4 500	5 300	2215 K

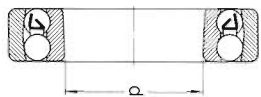


mm	Dimensions			Abutment and fillet dimensions			Calculation factors			static
	d	d ₂	D ₁	r	d _a min	D _a max	f _a max	e	F _a /F _r ≤ e	

mm	Equivalent bearing load			Static			Dynamic			static	
	P = X _F F _r + Y _F F _a	P ₀ = F _r + Y ₀ F _a	P ₀ = F _r + Y ₀ F _a	X	Y	Y ₀	X	Y	Y ₀		
35	47,5	60,7	2	41,5	65,5	1	0,23	1	2,7	0,65	4,2
	46	62,2	2	41,5	65,5	1	0,37	1	1,7	0,65	2,6
	51,5	69,3	2,5	43	72	1,5	0,25	1	2,5	0,65	3,9
40	46,5	68,4	2,5	43	72	1,5	0,46	1	1,35	0,65	2,1
	53,6	68,8	2	46,5	73,5	1	0,22	1	2,9	0,65	4,5
	52,4	68,8	2,5	46,5	73,5	1	0,33	1	1,9	0,65	3,0
45	57,5	74,1	2,5	51,5	78,5	1	0,21	1	3,0	0,65	4,6
	57,5	74,1	2,5	51,5	78,5	1	0,30	1	2,1	0,65	3,3
	63,7	85,7	2,5	53	92	1,5	0,25	1	2,5	0,65	3,9
50	60,2	86	2,5	53	92	1,5	0,43	1	1,5	0,65	2,3
	62,3	78,7	2	56,5	83,5	1	0,20	1	3,2	0,65	4,9
	62,5	79,3	2	56,5	83,5	1	0,28	1	2,2	0,65	3,5
55	70,1	88,4	2,5	63	92	1,5	0,19	1	3,3	0,65	5,1
	69,7	87,8	2,5	63	92	1,5	0,28	1	2,2	0,65	3,5
	77,7	104	3	64	111	2	0,23	1	2,7	0,65	4,2
60	72	103	3	64	111	2	0,40	1	1,6	0,65	2,4
	77,8	97,5	2,5	68	102	1,5	0,18	1	3,5	0,65	5,4
	75,5	96,1	2,5	68	102	1,5	0,23	1	2,2	0,65	3,5
65	87	115	3,5	71	119	2	0,18	1	2,7	0,65	4,2
	87,9	112	3,5	71	119	2	0,40	1	1,6	0,65	2,4
	85,3	105	2,5	73	112	1,5	0,17	1	3,2	0,65	5,7
70	81,9	105	2,5	73	112	1,5	0,28	1	2,2	0,65	3,5
	89,5	122	3,5	76	129	2	0,23	1	2,7	0,65	4,2
	86,5	122	3,5	76	129	2	0,37	1	1,7	0,65	2,6
75	87,4	109	2,5	78	117	1,5	0,18	1	3,5	0,65	5,4
	87,5	111	2,5	78	117	1,5	0,27	1	2,3	0,65	3,6
	97,7	129	3,5	81	139	2	0,22	1	2,9	0,65	4,5
80	91,6	130	3,5	81	139	2	0,37	1	1,7	0,65	2,6
	93	116	2,5	83	122	1,5	0,17	1	3,7	0,65	5,7
	93,1	117	2,5	83	122	1,5	0,25	1	2,5	0,65	3,9
85	104	138	3,5	86	149	2	0,17	1	3,7	0,65	5,7
	104	138	3,5	86	149	2	0,25	1	2,5	0,65	3,9
	97,8	139	3,5	86	149	2	0,37	1	1,7	0,65	2,6

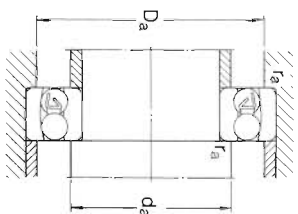


Cylindrical bore



Tapered bore,
taper 1:12
on diameter

Boundary dimensions	Basic load ratings dynamic static C Co	Limiting speeds Lubrication grease oil	Mass kg	Designations Bearings with cylindrical bore	Designations Bearings with tapered bore
80	26 30 500 21 600	4 500 4 500 5 300	1,65	1216	1216 K
140	33 37 500 24 500	4 800 4 800 4 800	2,00	2216	2216 K
170	39 68 000 40 500	3 600 4 300 4 300	4,20	1316	1316 K
170	58 104 000 57 000	3 200 3 800 3 800	6,10	2316	2316 K
85	28 37 500 26 000	4 000 4 800 4 800	2,05	1217	1217 K
150	36 45 000 29 000	3 800 4 500 4 500	2,50	2217	2217 K
180	41 75 000 46 500	3 400 4 000 4 000	5,00	1317	1317 K
180	60 108 000 61 000	3 000 3 600 3 600	7,05	2317	2317 K
90	30 43 000 29 000	3 800 4 500 4 500	2,50	1218	1218 K
160	40 54 000 35 500	3 600 4 300 4 300	3,40	2218	2218 K
190	43 90 000 54 000	3 800 3 800 3 800	5,80	1318	1318 K
190	64 116 000 68 000	2 800 3 400 3 400	8,45	2318	2318 K
95	32 49 000 34 000	3 600 4 300 4 300	3,10	1219	1219 K
170	43 64 000 42 500	3 400 4 000 4 000	4,10	2219	2219 K
100	34 53 000 35 500	3 400 4 000 4 000	3,70	1220	1220 K
180	46 75 000 50 000	3 200 3 800 3 800	5,00	2220	2220 K
215	47 110 000 69 500	2 800 3 400 3 400	8,30	1320	1320 K
110	38 67 000 49 000	3 000 3 600 3 600	5,15	1222	1222 K
200	53 96 500 63 000	2 800 3 400 3 400	7,10	2222	2222 K
240	50 127 000 86 500	2 400 3 000 3 000	12,0	1322	1322 K



Dimensions	Abutment and fillet dimensions				Calculation factors							
	d	d ₂	D ₁	r	d _a mm	D _a max	r _a max	e	dynamic F _d /F _r ≤ e	static F _s /F _r > e	static Y ₀	
80	101	125	3	89	131	2	2	0,16	1	3,9	0,65	6,1
	98,8	124	3	89	131	2	2	0,25	1	2,5	0,65	3,9
	109	147	3,5	91	159	2	2	0,22	1	2,9	0,65	4,5
	104	148	3,5	91	159	2	2	0,37	1	1,7	0,65	2,6
85	107	134	3	94	141	2	2	0,17	1	3,7	0,65	5,7
	105	133	3	94	141	2	2	0,25	1	2,5	0,65	3,9
	117	158	4	98	167	2,5	2,5	0,22	1	2,9	0,65	4,5
	111	157	4	98	167	2,5	2,5	0,37	1	1,7	0,65	2,6
90	112	142	3	99	151	2	2	0,17	1	3,7	0,65	5,7
	112	142	3	99	151	2	2	0,27	1	2,3	0,65	3,6
	122	165	4	103	177	2,5	2,5	0,22	1	2,9	0,65	4,5
	115	164	4	103	177	2,5	2,5	0,37	1	1,7	0,65	2,6
95	120	151	3,5	106	159	2	2	0,17	1	3,7	0,65	5,7
	118	151	3,5	106	159	2	2	0,27	1	2,3	0,65	3,6
100	127	159	3,5	111	169	2	2	0,17	1	3,7	0,65	5,7
	125	160	3,5	111	169	2	2	0,27	1	2,3	0,65	3,6
	136	185	4	113	202	2,5	2,5	0,24	1	2,6	0,65	4,1
110	140	176	3,5	121	189	2	2	0,17	1	3,7	0,65	5,7
	137	177	3,5	121	189	2	2	0,28	1	2,2	0,65	3,5
	154	206	4	123	227	2,5	2,5	0,37	1	1,7	0,65	2,6

Equivalent bearing load
dynamic
 $P = X F_r + Y F_a$
static
 $P_0 = F_r + Y_0 F_a$

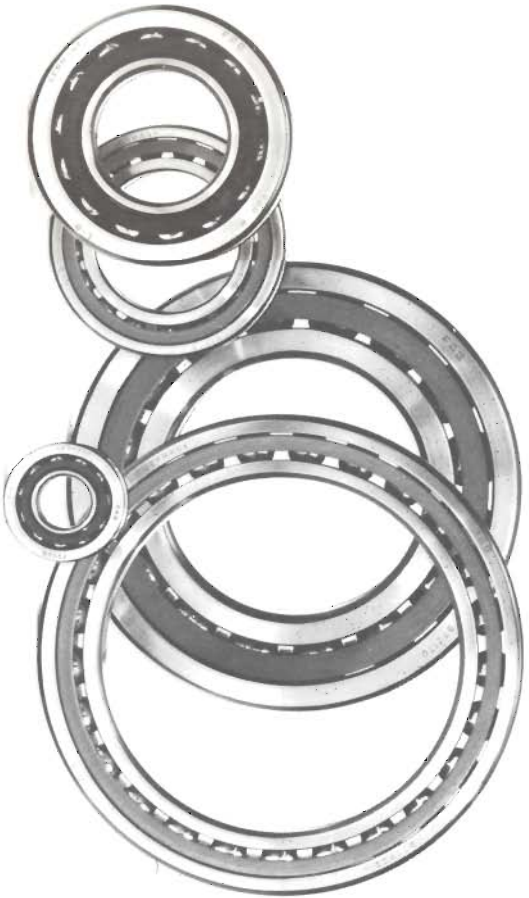
1) The balls of bearings 1318 (K) to 1322 (K) protrude up to 2,5 mm from the side face

FAG Σφαιρικά ρουλιών γωνιακής επαφής FAG Σφαιρικά ρουλιών ατράκτων

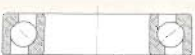
Τα μονόσφαιρα ρουλιών γωνιακής επαφής δέχονται αξονικές δυνάμεις μόνο προς μια κατεύθυνση και ρυθμίζονται συνήθως με δεύτερο ρουλιών που δέχεται τις δυνάμεις προς την αντίθετη κατεύθυνση. Τα σφαιρικά ρουλιών γωνιακής επαφής δεν είναι λυόμενα.

Τα FAG ρουλιών ατράκτων είναι μια ειδική παραλλαγή των μονόσφαιρων ρουλιών γω-

νιακής επαφής και χρησιμοποιούνται κυρίως για την έδραση πολύτροφων ατράκτων εργασίας των εργαλειομηχανών. Από τα κοινά σφαιρικά ρουλιών γωνιακής επαφής διαφέρουν ως προς την γωνία πίεσης, τις κατηγορίες ανοχών και τον τύπο κλωθού. Τα σφαιρικά ρουλιών ατράκτων κατασκευάζονται στις σειρές 719, 70 και 72 και διακρίνονται από το γράμμα Β μπροστά στο σύμβολο του ρουλιών.



Σφαιρικά ρουλιών γωνιακής επαφής



72B, 73B
Γωνία πίεσης $\alpha = 40^\circ$



Παράλληλη
διάταξη



Διάταξη - 0



Διάταξη -X

Γενικές μορφές

Σφαιρικά ρουλιών ατράκτων



B719C, B70C, B72C
Γωνία πίεσης $\alpha = 15^\circ$



B719E, B70E, B72E
Γωνία πίεσης $\gamma = 25^\circ$



Παράλληλη
διάταξη



Διάταξη - 0



Διάταξη -X

Γενικές μορφές

FAG Σφαιρικά ρουλιών γωνιακής επαφής

Επιβέβματα

Επιβέβματα των FAG σφαιρικών ρουλιών γωνιακής επαφής

MP Συμπανής ορειχάκτινος κλώβος

MP.ΥΑ Συμπανής ορειχάκτινος κλώβος. Γενική μορφή για συνάρμωση ανά ζεύγη. Το ζεύγος ρουλιών έχει σε διάταξη -0 και -X μικρό αξονικό διάκενο.

MP.ΥΟ Συμπανής ορειχάκτινος κλώβος. Γενική μορφή για συνάρμωση ανά ζεύγη. Το ζεύγος ρουλιών είναι σε διάταξη -0 και -X χωρίς διάκενο.

TPP Συμπανής κλώβος από πολυαμίδιο ενισχυμένο με υαλοβάμβακα.

TPP.Ρ5.ΥΟ Συμπανής κλώβος από πολυαμίδιο ενισχυμένο με υαλοβάμβακα. Κατηγορία ανοχής P5. Γενική μορφή για συνάρμωση ανά ζεύγη. Το ζεύγος ρουλιών είναι σε διάταξη -0 και -X χωρίς διάκενο.

TPV.ΥΑ Συμπανής κλώβος από πολυαμίδιο ενισχυμένο με υαλοβάμβακα. Γενική μορφή για συνάρμωση ανά ζεύγη. Το ζεύγος ρουλιών είναι σε διάταξη -0 και -X χωρίς διάκενο.

TPV.ΥΟ Συμπανής κλώβος από πολυαμίδιο ενισχυμένο με υαλοβάμβακα. Γενική μορφή για συνάρμωση ανά ζεύγη. Το ζεύγος ρουλιών είναι σε διάταξη -0 και -X χωρίς διάκενο.

Επιβέβματα των FAG σφαιρικών ρουλιών ατράκτων

TPA.ΗG Συμπανής κλώβος από σκληρό συνθετικό υλικό, σφριζόμενος στον εξωτερικό δακτύλιο. Κατηγορία ανοχής ΗG.

TPA.ΗG.Κ5.ΥL Συμπανής κλώβος από σκληρό συνθετικό υλικό, σφριζόμενος στον εξωτερικό δακτύλιο. Κατηγορία ανοχής ΗG. Περιποιημένες ανοχές για οπή και εξωτερική διάμετρο (σελ. 113). Γενική μορφή για συνάρ-

μωση ανά ζεύγη. Σε διάταξη -0 και -X το ζεύγος ρουλιών έχει ελαφρά σύσφιξη.

TPA.ΗG.ΥL Συμπανής κλώβος από σκληρό συνθετικό υλικό, σφριζόμενος στον εξωτερικό δακτύλιο. Κατηγορία ανοχής ΗG. Γενική μορφή για συνάρμωση ανά ζεύγη. Στη διάταξη -0 και -X το ζεύγος ρουλιών έχει ελαφρά σύσφιξη.

TPA.Ρ4 Συμπανής κλώβος από σκληρό συνθετικό υλικό, σφριζόμενος στον εξωτερικό δακτύλιο. Κατηγορία ανοχής Ρ4.

TPA.Ρ4.Κ5.ΥL Συμπανής κλώβος από σκληρό συνθετικό υλικό, σφριζόμενος στον εξωτερικό δακτύλιο. Κατηγορία ανοχής Ρ4. Περιποιημένες ανοχές για οπή ρουλιών και εξωτερική διάμετρο (σελ. 113). Γενική μορφή για συνάρμωση ανά ζεύγη. Στη διάταξη -0 και -X το ζεύγος ρουλιών έχει ελαφρά σύσφιξη.

TPA.Ρ4.ΥL Συμπανής κλώβος από σκληρό συνθετικό υλικό, σφριζόμενος στον εξωτερικό δακτύλιο. Κατηγορία ανοχής Ρ4. Γενική μορφή για συνάρμωση ανά ζεύγη. Στη διάταξη -0 και -X, το ζεύγος ρουλιών, έχει ελαφρά σύσφιξη.

TPA.Ρ2.Κ5.ΥL Συμπανής κλώβος από σκληρό συνθετικό υλικό, σφριζόμενος στον εξωτερικό δακτύλιο. Κατηγορία ανοχής Ρ2. Περιποιημένες ανοχές για οπή ρουλιών και εξωτερική διάμετρο (σελ. 113). Γενική μορφή για συνάρμωση ανά ζεύγη. Στη διάταξη -0 και -X το ζεύγος ρουλιών έχει ελαφρά σύσφιξη.

TPA.Ρ2.ΥL Συμπανής κλώβος από σκληρό συνθετικό υλικό, σφριζόμενος στον εξωτερικό δακτύλιο. Κατηγορία ανοχής Ρ2. Γενική μορφή για συνάρμωση ανά ζεύγη. Στη διάταξη -0 και -X το ζεύγος ρουλιών έχει ελαφρά σύσφιξη.

FAG Σφαιρικά ρουλιών γωνιακής επαφής

Κανόνες · Γενικές μορφές · Ανοχές · Παραλλαγές

Κανόνες

Σφαιρικά ρουλιών γωνιακής επαφής, μονής σειράς DIN 628.

Γενικές μορφές

Τα μονόσφαιρα ρουλιών γωνιακής επαφής και τα σφαιρικά ρουλιών ατράκτων γενικής μορφής είναι κατάλληλα για συνάρμωση ανά ζεύγη ή ομάδες σε διάταξη -X, -O ή παράλληλη. Αυτά τα ρουλιών μπορούν να συναρμωθούν σε κάθε επιθυμητή διάταξη. Διακρίνονται:

Υαλοβάμβακο-διάκενοσε διάταξη -X και -O. ΥΟ χωρίς διάκενο σε διάταξη -X και -O. ΥL ελαφρά σύσφιξη σε διάταξη -X και -O. Το αξονικό διάκενο ή η σύσφιξη επιτυγχάνονται στα σφαιρικά ρουλιών γωνιακής επαφής όταν η καταργασία του άξονα είναι με ανοχή j5 και της έδρας με ανοχή j6.

Κατά την παραγωγή ρουλιών γενικής μορφής πρέπει να δίνεται η ποσότητα των ρουλιών και όχι η ποσότητα των ζευγών ή των ομάδων.

Ανοχές διαστάσεων

Τα σφαιρικά ρουλιών γωνιακής επαφής των σειρών 72B και 73B του τυποποιημένου προγράμματος FAG κατασκευάζονται με κανονική ανοχή. Για την γενική μορφή UO της σειράς 72B προδίδεται εκτός από την κανονική ανοχή, η κατηγορία ανοχής P5. Τα σφαιρικά ρουλιών ατράκτων των σειρών B719C, TPA, B70C, TPA και B72C, TPA καθώς και των B729E, TPA, B70E, TPA και B72E, TPA κατασκευάζονται μόνο με περιορισμένες ανοχές, κυρίως στις κατηγορίες Ρ4 και ΗG. Εκτός αυτών χρησιμοποιείται σε ορισμένες οπτικές περιπτώσεις και η κατηγορία ανοχής T9.

Ανοχές των σφαιρικών ρουλιών γωνιακής επαφής: ακτινικά ρουλιών σελ. 38.

Ανοχές των σφαιρικών ρουλιών ατράκτων: σελ. 44.

Οι ανοχές τιάτρους των FAG σφαιρικών ρουλιών γωνιακής επαφής και των FAG σφαιρικών ρουλιών ατράκτων της γενικής μορφής, δίνονται στον επόμενο πίνακα.

▼ Ανοχές τιάτρους των ρουλιών γενικής μορφής

Όνομα διάστασης οπής ρουλιών	Διαστάσεις σε mm			
	Δns	Δns	Δns	Δns
Απόκλιση τιάτρου	0	0	0	0
Δns	-250	-380	-500	

Όταν τα σφαιρικά ρουλιών ατράκτων συναρμωθούν κατά ομάδες, τότε όσο πιο ομοιομορφες είναι οι συναρμώσεις των ρουλιών, τόσο πιο ομαλή είναι η μεταφορά των φορτίων. Γενικά επαρκούν οι περιορισμένες ανοχές διαστάσεων των FAG σφαιρικών ρουλιών ατράκτων για όλες τις απαιτήσεις. Μόνο σε ειδικές περιπτώσεις είναι απαραίτητες πιο περιορισμένες ανοχές διαστάσεων. Γι αυτές τις περιπτώσεις η FAG κατασκευάζει τα σφαιρικά ρουλιών ατράκτων γενικής μορφής στην παραλλαγή Κ5.ΥL.

▼ Ανοχές των σφαιρικών ρουλιών ατράκτων γενικής μορφής Κ5.ΥL

Όνομα διάστασης οπής ρουλιών	Διαστάσεις σε mm			
	Δns	Δns	Δns	Δns
Απόκλιση άξονα για την οπή και άξονα για την εξωτερική διάμετρο	50	80	80	120

Κατηγορία ανοχής	Τιμές ανοχής σε μm			
	P4	HG	P2	P5
+	+1	+1	+1	+1
-	-3	-3	-3	-3

Γωνία πίεσης

Τα σφαιρικά ρουλιών γωνιακής επαφής των σειρών 72B και 73B έχουν γωνία πίεσης 40°. Τα σφαιρικά ρουλιών ατράκτων παράδονται με γωνία πίεσης 15° (επίβλημα C) και 25° (επίβλημα E).

Κλώβοι

Τα περισσότερα σφαιρικά ρουλιών γωνιακής επαφής, έχουν κλώβο από πολυαμίδιο 66 ενισχυμένο με υαλοβάμβακα (επίβλημα TPV). Οι κλώβοι από πολυαμίδιο αντέχουν σε συ-

FAG Σφαιρικά Ρουλιών Γωνιακής επαφής

Υψηλές στρωφές · Δυναμικό φορτίο αντοχής · Ισοδύναμο φορτίο

νεχείς θερμοκρασίες 120°C και μπορούν να λειτουργούν για πολλές ώρες σε θερμοκρασία μέχρι 150°C και για μικρά χρονικά διαστήματα ακόμα και μέχρι 180°C. Τα σφαιρικά ρουλιών γωνιακής επαφής με συμπαγή ορείχδακιο κλώθ έχουν το επίπεδο MR.

Ο κανονικός κλώθος των σφαιρικών ρουλιών σπράκτων είναι συμπαγής κλώθος από σκληρό συνθετικό υλικό (επίθεμα 17A) και στηρίζεται στον εξωτερικό δακτύλιο.

Υψηλές στρωφές

Το σφαιρικό ρουλιών γωνιακής επαφής ανήκει στην κατηγορία ρουλιών με τα οποία επιτυγχάνονται υψηλές στρωφές. Αυτό φαίνεται από τις υψηλές τιμές των ορίων στρωφών. Τα σφαιρικά ρουλιών γωνιακής επαφής με περιτριχωμένες ανοχές επιτυγχάνουν στρωφές και πάνω από το όριο στρωφών. Προϋπόθεση είναι όμως οι θέσεις έδρασης των ρουλιών να είναι καταργασμένες με μεγάλη ακρίβεια. Ιδιαίτερη προσοχή πρέπει να δοθεί επίσης και στην λίπανση των ρουλιών.

Για τα σφαιρικά ρουλιών σπράκτων δίνονται στους πίνακες των ρουλιών οι τιμές για τα όρια στρωφών που επιτυγχάνονται με ευνοϊκές συνθήκες συνδρόμησης και λειτουργίας. Οι τιμές αυτές ισχύουν για ελάχιστη λίπανση π.χ. λίπανση ομιάλης λαδιού. Σε λίπανση με ψυλή μπορούν και να ξεπεραστούν οι τιμές του ορίου στρωφών. Επειδή στην περίπτωση αυτή διοχετεύεται στο ρουλιών μεγάλη ποσότητα λαδιού, πρέπει να υπολογίσουμε με μεγαλύτερη αντιστάση στην περιτροπή.

▼ Στην περίπτωση αδοφής και συνδρόμησης ανά ζεύγη σε επιτυγχάνεται το όριο στρωφών.

Διάταξη ρουλιών

	Σύμφλη ρουλιών UA UB	UL
	1,0 · n _g	1,0 · n _g
	0,8 · n _g	0,8 · n _g
	0,8 · n _g	0,4 · n _g

η_g όριο στρωφών
Στην περίπτωση συνδρόμησης ανά ζεύγη σε παράλληλη διάταξη επιτυγχάνεται περίπου 0,8 n_g

Οι υψηλές στρωφές που επιτυγχάνονται με ένα μόνο ρουλιών, δεν είναι πλέον εφικτές, εάν σφαιρικά ρουλιών γωνιακής επαφής ή σφαιρικά ρουλιών σπράκτων συναρμολογούνται άμεσα το ένα δίπλα στο άλλο ή με σχετική σύσφιξη για την αύξηση της σταθερότητας της έδρασης. Ο πίνακας δείχνει με ποιους συντελεστές μείωσης πρέπει να υπολογίζει κανείς στην περίπτωση μεμονωμένων ή αναζεύγη συναρμολογμένων ρουλιών με διαφορετική σύσφιξη.

Δυναμικό φορτίο αντοχής C για σφαιρικά ρουλιών γωνιακής επαφής και σφαιρικά ρουλιών σπράκτων που λειτουργούν συνδρόμηση.

Εάν περισσότερο σφαιρικά ρουλιών γωνιακής επαφής ή σφαιρικά ρουλιών σπράκτων είναι συναρμολογμένα το ένα δίπλα στο άλλο, τότε το φορτίο αντοχής της ομάδας ρουλιών είναι:

$$C = i \cdot C_0 \cdot z$$

$$C_0 \text{ Ονομ. δυναμικό φορτίο αντοχής [kN]}$$

$$i \text{ ποσότητα ρουλιών}$$

Για ζεύγη ρουλιών προκύπτει

$$C = 1,625 \cdot C_0 \text{ ενός ρουλιών [kN]}$$

Εάν σε μια ομάδα ρουλιών σε παράλληλη διάταξη, υποθέσουμε ότι κάθε ρουλιών δύναται να αλλαχτεί με άλλο, τότε το φορτίο της ομάδας είναι ένα πολλαπλάσιο του φορτίου του κάθε ρουλιών.

$$C = i \cdot C_0 \text{ ενός ρουλιών [kN]}$$

Ισοδύναμο δυναμικό φορτίο

Σφαιρικά ρουλιών γωνιακής επαφής Σειρές 72B και 73B με γωνία πίεσης $\alpha = 40^\circ$

Μειονομμένα ρουλιών και ρουλιών σε διάταξη παράλληλη.

$$P = F_1 \text{ [kN] για } \frac{F_a}{F_1} \leq 1,14$$

$$P = 0,35 \cdot F_1 + 0,57 \cdot F_a \text{ [kN] για } \frac{F_a}{F_1} > 1,14$$

Ζεύγος ρουλιών σε διάταξη -O και -X.

$$P = F_1 + 0,55 \cdot F_a \text{ [kN] για } \frac{F_a}{F_1} \leq 1,14$$

$$P = 0,57 \cdot F_1 + 0,93 \cdot F_a \text{ [kN] για } \frac{F_a}{F_1} > 1,14$$

FAG Σφαιρικά Ρουλιών Γωνιακής επαφής

Ισοδύναμο φορτίο

Σφαιρικά ρουλιών σπράκτων, Σειρές B719C, B70C και B72C με γωνία πίεσης $\alpha = 15^\circ$

Μειονομμένα ρουλιών και ρουλιών σε διάταξη παράλληλη.

$$P = F_1 \text{ [kN] για } \frac{F_a}{F_1} \leq e$$

$$P = 0,44 \cdot F_1 + Y \cdot F_a \text{ [kN] για } \frac{F_a}{F_1} > e$$

Ο αξονικός συντελεστής Y και η τιμή e εξαρτώνται, στην μικρή γωνία πίεσης $\alpha = 15^\circ$, από το σχέση

$$\frac{F_a}{1 \cdot C_0}$$

$\frac{F_a}{1 \cdot C_0}$	e	Y
0,025	0,4	1,42
0,04	0,42	1,36
0,07	0,44	1,27
0,13	0,48	1,16
0,25	0,53	1,05
0,5	0,56	1

C₀ Ονομ. στατικό φορτίο του ενός ρουλιών [kN]
i ποσότητα ρουλιών

Ζεύγος ρουλιών σε διάταξη -O ή -X:

$$P = F_1 + Y \cdot F_a \text{ [kN] για } \frac{F_a}{F_1} \leq e$$

$$P = 0,72 \cdot F_1 + Y \cdot F_a \text{ [kN] για } \frac{F_a}{F_1} > e$$

Ο αξονικός συντελεστής Y και η τιμή e εξαρτώνται, στην μικρή γωνία πίεσης $\alpha = 15^\circ$, από την σχέση

$$\frac{F_a}{C_0}$$

$\frac{F_a}{C_0}$	e	$\frac{F_a}{F_1} \leq e$	$\frac{F_a}{F_1} > e$
0,025	0,4	1,6	2,3
0,04	0,42	1,5	2,2
0,07	0,44	1,4	2,1
0,13	0,48	1,3	1,9
0,25	0,53	1,2	1,7
0,5	0,56	1,1	1,6

C₀ Ονομ. στατικό φορτίο του ενός ρουλιών [kN]

FAG Σφαιρικά Ρουλιών Γωνιακής επαφής

Ισοδύναμο φορτίο

Σφαιρικά ρουλιών σπράκτων, Σειρές B719E, B70E και B72E με γωνία πίεσης $\alpha = 25^\circ$

Μειονομμένα ρουλιών και ρουλιών σε διάταξη παράλληλη.

$$P = F_1 \text{ [kN] για } \frac{F_a}{F_1} \leq 0,68$$

$$P = 0,41 \cdot F_1 + 0,87 \cdot F_a \text{ [kN] για } \frac{F_a}{F_1} > 0,68$$

Ζεύγος ρουλιών σε διάταξη -O και -X.

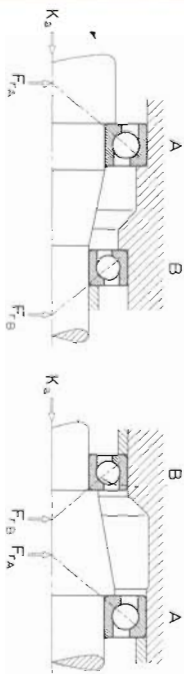
$$P = F_1 + 0,92 \cdot F_a \text{ [kN] για } \frac{F_a}{F_1} \leq 0,68$$

$$P = 0,67 \cdot F_1 + 1,41 \cdot F_a \text{ [kN] για } \frac{F_a}{F_1} > 0,68$$

Λόγω της κλίσης των τροχών κύλισης, ένα ακτινικό φορτίο προξενεί στα σφαιρικά ρουλιών γωνιακής επαφής αξονικές δυνάμεις αντίδρασης, που πρέπει να ληφθούν υπ όψη κατά τον υπολογισμό του ισοδύναμου φορτίου. Η αξονική δύναμη υπολογίζεται με την βοήθεια των τύπων του επόμενου πίνακα. Το ρουλιών που δέχεται την εξωτερική αξονική δύναμη K_a, αν δεν ληφθεί υπ όψη η ακτινική δύναμη, χαρακτηρίζεται σαν ρουλιών "A" και το άλλο ρουλιών, σαν ρουλιών "B".

FAΓ Σφαιρικά ρουλήμάν γωνιακής επαφής

FAΓ Σφαιρικά ρουλήμάν ατράκτων



Αξονική δύναμη F_a , που πρέπει να ληφθεί υπ' όψη κατά τον υπολογισμό του ισοδύναμου δυναμικού φορτίου, Ρουλήμάν Α

$$\frac{F_A}{Y_A} \leq \frac{F_B}{Y_B} \quad F_a = K_a + 0,5 \cdot \frac{F_B}{Y_B}$$

$$\frac{F_A}{Y_A} > \frac{F_B}{Y_B} \quad F_a = K_a + 0,5 \cdot \frac{F_B}{Y_B}$$

$$K_a \leq 0,5 \cdot \left(\frac{F_A}{Y_A} - \frac{F_B}{Y_B} \right) \quad F_a = 0,5 \cdot \frac{F_A}{Y_A} - K_a$$

Οι τιμές γ δίνονται στους τύπους για το ισοδύναμο δυναμικό φορτίο, (βλ. 114). Η τιμή γ είναι ο συντελεστής του αξονικού φορτίου F_a . Στις περιπτώσεις φορτίων που δεν δίνονται τύποι, η αξονική δύναμη F_a δεν λαμβάνεται υπ' όψη.

Στατικό φορτίο C_o για δύο συνδυασμένα σφαιρικά ρουλήμάν γωνιακής επαφής και σφαιρικά ρουλήμάν ατράκτων.

$$C_o = 2 \cdot C_o \text{ ενός ρουλήμάν.} \quad [\text{KN}]$$

Στατικό ισοδύναμο φορτίο

Σφαιρικά ρουλήμάν γωνιακής επαφής Σειρές 72B και 73B με γωνία πίεσης $\alpha=40^\circ$

Μειονωμένα ρουλήμάν και ρουλήμάν σε παράλληλη διάταξη:

$$P_o = F_r \quad [\text{KN}] \text{ για } \frac{F_a}{F_r} \leq 1,9$$

$$P_o = 0,5 \cdot F_r + 0,26 \cdot F_a \quad [\text{KN}] \text{ για } \frac{F_a}{F_r} > 1,9$$

Ζεύγος ρουλήμάν σε διάταξη -Ο ή -X

$$P_o = F_r + 0,52 \cdot F_a \quad [\text{KN}]$$

Σφαιρικά ρουλήμάν ατράκτων, Σειρές B719C, B70C και B72C με γωνία πίεσης $\alpha=15^\circ$
Μειονωμένα ρουλήμάν και ρουλήμάν σε παράλληλη διάταξη.

$$P_o = F_r \quad [\text{KN}] \text{ για } \frac{F_a}{F_r} \leq 1,09$$

$$P_o = 0,5 \cdot F_r + 0,46 \cdot F_a \quad [\text{KN}] \text{ για } \frac{F_a}{F_r} > 1,09$$

$$P_o = F_r + 0,92 \cdot F_a \quad [\text{KN}]$$

Σφαιρικά ρουλήμάν ατράκτων Σειρές B719E, B70E και B72E με γωνία πίεσης $\alpha=25^\circ$

Μειονωμένα ρουλήμάν και ρουλήμάν σε παράλληλη διάταξη:

$$P_o = F_r \quad [\text{KN}] \text{ για } \frac{F_a}{F_r} \leq 1,3$$

$$P_o = 0,5 \cdot F_r + 0,38 \cdot F_a \quad [\text{KN}] \text{ για } \frac{F_a}{F_r} > 1,3$$

Ζεύγος ρουλήμάν σε διάταξη -Ο ή -X

$$P_o = F_r + 0,76 \cdot F_a \quad [\text{KN}]$$

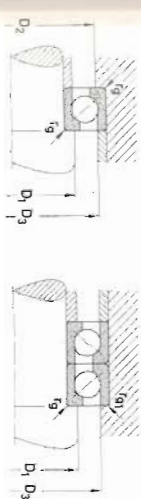
Σφαιρικά ρουλήμάν γωνιακής επαφής

Διαστάσεις προσαρμογής για σφαιρικά ρουλήμάν γωνιακής επαφής

Διαστάσεις προσαρμογής

Οι δακτύλιοι ρουλήμάν πρέπει να στηρίζονται μόνο στις προεξοχές αξόνων και εδρών και όχι στον αυχένα τους. Η μεγαλύτερη ακτίνα καμπυλότητας r_a αξόνα και έδρας πρέπει να είναι πιο μικρή από την μικρότερη απόσταση ακμής F_{asa} του σφαιρικού ρουλήμάν γωνιακής επαφής.

Το ύψος προεξοχής αξόνα και έδρας πρέπει να είναι αρκετό, ώστε ακόμα και στην μεγαλύτερη απόσταση ακμής του ρουλήμάν να παραμείνει αρκετή επιφάνεια στήριξης. Στους επιμενούς πίνακες δίνονται η μεγαλύτερη διάσταση ακτίνας r_a και η διάμετρος των προεξοχών στήριξης.

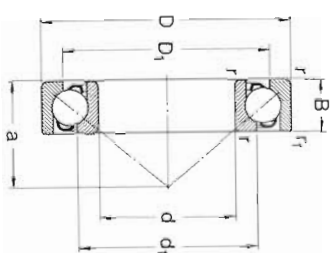


Στοιβάδα **Άξονας Σειρά ρουλήμάν ομής** 72B

73B

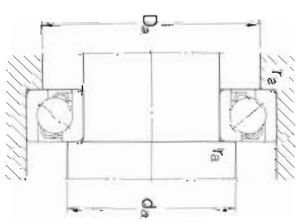
FAΓ	mm	D ₁ εX	D ₂ μex	D ₃ μex	r _a μex	r _{a1} μex	D ₁ εX	D ₂ μex	D ₃ μex	r _a μex	r _{a1} μex
00	10	14	26	27	0,6	0,3	14	31	32	0,6	0,3
01	12	16	28	29	0,6	0,3	18	31	33	1	0,6
02	15	19	31	32	0,6	0,3	21	36	38	1	0,6
03	17	21	36	36	0,6	0,6	23	41	43	1	0,6
04	20	26	41	43	1	0,6	27	45	48	1	0,6
05	25	31	46	48	1	0,6	32	55	58	1	0,6
06	30	36	56	58	1	0,6	37	65	68	1	0,6
07	35	42	65	68	1	0,6	44	71	75	1	1
08	40	47	73	76	1	0,6	49	81	85	1,5	1
09	45	52	82	86	1	0,6	54	91	95	1,5	1
10	50	57	91	95	1	0,6	61	99	104	2	1
11	55	64	101	105	1,5	0,6	66	109	114	2,1	1
12	60	69	111	115	1,5	1	72	118	123	2,1	1
13	65	74	121	125	1,5	1	77	128	133	2,1	1
14	70	79	131	135	1,5	1	82	138	143	2,1	1
15	75	84	141	145	1,5	1	87	148	153	2,1	1
16	80	91	151	155	2	1	92	158	163	2,1	1
17	85	96	161	165	2	1	99	166	173	2,5	1
18	90	101	171	175	2	1	104	176	183	2,5	1
19	95	107	181	185	2,1	1	109	186	193	2,5	1
20	100	112	191	195	2,1	1	114	196	203	2,5	1
21	105	117	201	205	2,1	1	119	206	213	2,5	1
22	110	122	211	215	2,1	1	124	216	223	2,5	1
24	120	132	231	235	2,5	1	134	236	243	2,5	1
26	130	144	251	255	2,5	1	147	263	271	3	1,5
28	140	154	271	275	2,5	1	157	283	291	3	3
30	150	164	281	285	2,5	1	167	303	311	3	1,5

Angular contact ball bearings
single row
d 10-75 mm



Boundary dimensions	Basic load ratings		Limiting speeds		Mass	Designation		
	dynamic	static	grease	oil				
d	D	B	C	C0				
N (1 N = 0,225 lbf) / r/min								
10	30	9	3 800	2 120	19 000	28 000	0,031	7200 B
12	32	10	5 400	3 050	17 000	24 000	0,045	7201 B
15	35	11	6 200	3 650	16 000	22 000	0,048	7202 B
17	40	12	7 650	4 650	14 000	19 000	0,070	7203 B
20	47	14	10 200	6 400	11 000	16 000	0,11	7204 B
25	52	15	11 400	7 650	9 500	14 000	0,14	7205 B
30	62	16	15 600	11 000	8 500	12 000	0,24	7305 B
35	72	17	20 800	15 000	7 500	10 000	0,30	7207 B
40	80	18	24 500	18 600	6 700	9 000	0,38	7208 B
45	85	19	27 500	21 200	6 300	8 500	0,43	7209 B
50	90	20	28 500	23 200	5 600	7 500	0,49	7210 B
55	100	21	36 000	29 000	5 300	7 000	0,64	7211 B
60	110	22	43 000	36 000	4 800	6 300	0,82	7212 B
65	120	23	49 000	42 500	4 300	5 600	1,00	7213 B
70	125	24	53 000	46 500	4 300	5 600	1,10	7214 B
75	130	25	55 000	49 000	4 000	5 300	1,25	7215 B
188	160	37	98 500	80 000	3 400	4 500	3,15	7315 B

Angular contact ball bearings
single row
d 10-75 mm

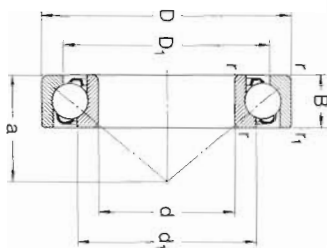


Dimensions	Abutment and filler dimensions										Calculation factors	
	d	d ₁	D ₁	r	r ₁	a	d _a	D _a	r _a	e	F _a /F _s ≤ e	F _a /F _s > e
10	18,3	22	1	0,5	1,3	15	25	0,6	1,14	1	0	0,35
12	19,9	24,5	1	0,5	1,4	17	27	0,6				
15	23,2	27,7	1	0,5	1,6	20	30	0,6				
17	26,1	31,3	1	0,8	1,8	22	35	0,6				
20	30,7	36,7	1,5	0,8	2,1	26	41	1				
25	36,3	42,3	1,5	0,8	2,4	31	46	1				
30	42,7	49,9	1,5	0,8	2,7	36	56	1				
35	49,6	58	2	1	3,1	42	65	1				
40	55,9	64,8	2	1	3,4	47	73	1				
45	60,6	70,2	2	1	3,7	52	78	1				
50	65,6	75,2	2	1,5	3,9	57	83	1				
55	72,5	83,3	2,5	1,2	4,3	64	91	1,5				
60	79,5	91,5	2,5	1,2	4,7	69	101	1,5				
65	86,7	99,3	2,5	1,2	5,0	74	111	1,5				
70	91,4	105	2,5	1,2	5,3	79	116	1,5				
75	96,4	110	2,5	1,2	5,6	84	121	1,5				
188	108	129	3,5	2	6,8	87	148	2				

Equivalent bearing load
 Static
 $P = X F_r + Y F_a$
 $P_0 = 0,5 F_r + 0,26 F_a$
 When $P_0 < F_r$, use $P_0 = F_r$

Calculation factors
 dynamic
 $F_a/F_r \leq e$
 X Y
 $F_a/F_r > e$
 X Y

Angular contact ball bearings
single row
d 80-170 mm



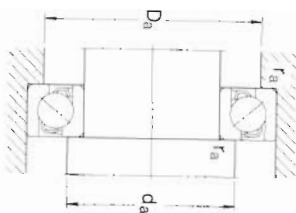
Boundary dimensions	Basic load ratings		Limiting speeds		Mass	Designation
	dynamic	static	Lubrication grease	oil		
d	D	B	C	C ₀		
mm						
N (1 N = 0,225 lbf) r/min						
kg						

80	140	26	62 000	56 000	3 600	4 800	1,50	7216 B
170	39	104 000	90 000	3 200	4 300	4,20	7316 B	
85	150	28	69 500	64 000	3 400	4 500	1,85	7217 B
180	41	112 000	100 000	3 000	4 000	4,90	7317 B	
90	160	30	81 500	75 000	3 200	4 300	2,30	7218 B
190	43	120 000	112 000	2 800	3 800	5,75	7318 B	
95	170	32	93 000	86 500	3 000	4 000	3,00	7219 B
200	45	129 000	122 000	2 600	3 600	6,70	7319 B	
100	180	34	100 000	91 500	2 800	3 800	3,30	7220 B
215	47	146 000	150 000	2 400	3 400	8,20	7320 B	
105	225	49	156 000	163 000	2 200	3 200	9,35	7321 B
110	200	38	118 000	114 000	2 400	3 400	4,60	7222 B
240	50	173 000	190 000	2 000	3 000	11,0	7322 B	
120	215	40	127 000	129 000	2 200	3 200	6,05	7224 B
260	55	183 000	208 000	1 900	2 800	14,0	7324 B	
130	230	40	134 000	143 000	1 900	2 800	6,90	7226 B
280	58	193 000	224 000	1 800	2 600	17,5	7326 B	
140	250	42	140 000	153 000	1 800	2 600	8,65	7228 B
300	62	212 000	260 000	1 700	2 400	21,5	7328 B	
150	270	45	150 000	170 000	1 700	2 400	11,0	7230 B
320	65	232 000	300 000	1 600	2 200	25,5	7330 B	
170	360	72	275 000	375 000	1 400	1 900	36,0	7334 B

1) Type G bearings only are available in these sizes



Angular contact ball bearings
single row
d 80-170 mm



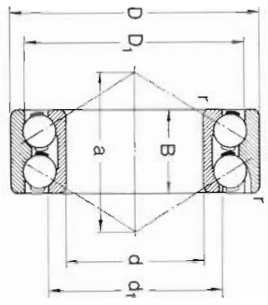
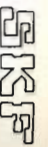
Dimensions	Abutment and fillet dimensions							Calculation factors				
	d	d ₁	D ₁	r	r ₁	a	d _a	D _a	r _a	e	X	Y
mm												
mm												

80	103	118	3	1,5	59	90	130	2	1,14	1	0	0,35
170	115	137	3,5	2	72	92	158	2				0,57
85	111	126	3	1,5	64	95	140	2				
180	122	145	4	2	76	99	166	2,5				
90	117	134	3	1,5	67	100	150	2				
190	129	153	4	2	80	104	176	2,5				
95	124	143	3,5	2	71	107	158	2				
200	136	161	4	2	84	109	186	2,5				
100	131	151	3,5	2	76	112	168	2				
215	144	173	4	2	90	114	201	2,5				
105	151	181	4	2	94	119	211	2,5				
110	145	167	3,5	2	84	122	188	2				
240	160	192	4	2	99	124	226	2,5				
120	157	180	3,5	2	90	132	203	2				
260	175	207	4	2	108	134	246	2,5				
130	169	193	4	2	96	144	216	2,5				
280	190	223	5	2,5	115	148	262	3				
140	185	207	4	2	103	154	236	2,5				
300	203	239	5	2,5	123	158	282	3				
150	199	223	4	2	112	164	256	2,5				
320	218	255	5	2,5	132	168	302	3				
170	245	287	5	3	147	188	342	3				

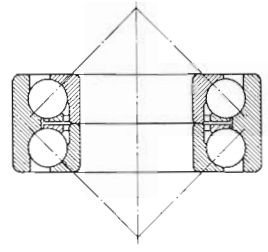
Equivalent bearing load
dynamic
 $P = X F_r + Y F_a$
static
 $P_0 = 0,5 F_r + 0,26 F_a$
When $P_0 < F_r$, use $P_0 = F_r$

Calculation factors
dynamic $F_a/F_r \leq e$
 X Y
 $F_a/F_r > e$
 X Y

Angular contact ball bearings
double row
d 10-55 mm



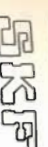
Series 32, 33



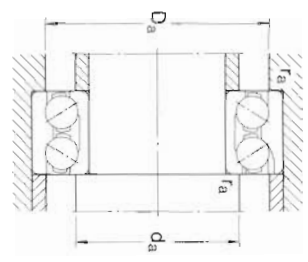
Series 33 D

Boundary dimensions	Basic load ratings			Limiting speeds		Mass	Designation
	dynamic	static	C_0	grease	oil		

d	D	B	C	n (1 N = 0,225 lbf)	f /min	kg		
10	30	14	7 200	4 500	16 000	22 000	0,052	3200
12	32	15,9	8 150	5 500	15 000	20 000	0,063	3201
15	35	15,9	8 150	5 500	13 000	18 000	0,072	3202
17	40	17,5	11 400	8 000	10 000	15 000	0,10	3203
20	47	20,6	15 800	10 800	9 000	13 000	0,17	3204
25	52	20,6	17 000	13 400	8 000	11 000	0,19	3205
30	62	25,4	22 800	16 600	7 500	10 000	0,38	3305 D
35	72	30,2	34 500	25 500	6 300	8 500	0,61	3306 D
40	80	30,2	38 000	32 000	5 600	7 500	0,65	3208
45	85	30,2	40 500	36 500	5 000	6 700	0,71	3209
50	90	30,2	46 500	42 500	4 800	6 300	0,76	3210
55	100	39,7	61 000	50 000	4 500	6 000	1,60	3309 D
100	110	44,4	72 000	61 000	4 000	5 300	2,10	3310 D
120	120	49,2	83 000	72 000	3 600	4 800	2,75	3311 D



Angular contact ball bearings
double row
d 10-55 mm



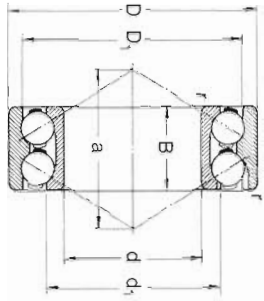
Dimensions	Abutment and fillet dimensions						Calculation factors		
	d	d ₁	D ₁	r	a	da		da _{min}	da _{max}

d	d ₁	D ₁	r	a	da	da _{min}	da _{max}	ra	ra _{max}
10	17,6	24,5	1	19	15	25	0,6		
12	19,3	27,1	1	22	17	27	0,6		
15	22,1	29	1	23	20	30	0,6		
17	25,6	34	1	27	22	35	0,6		
20	27,9	39,9	1,5	31	23	41	1		
25	35,5	45,6	1,5	35	31	46	1		
30	41,8	54,1	1,5	41	36	56	1		
35	48,5	63,1	2	47	42	65	1		
40	54,1	69,8	2	52	47	73	1		
45	59,6	75,3	2	56	52	78	1		
50	64,2	81,1	2	59	57	83	1		
55	70,3	88,3	2,5	64	64	91	1,5		
100	81	106	3	78	65	110	2		
120	81,4	105	3	114	65	110	2		

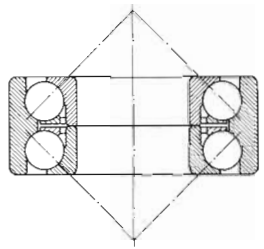
Equivalent bearing load
dynamic
 $P = X F_1 + Y F_a$
static
 $P_0 = F_1 + Y_0 F_a$

Calculation factors
dynamic
 $F_a/F_1 \leq e$
 X
 Y
 $F_a/F_1 > e$
 X
 Y
static
 Y_0

Series 32, 33
0,96 1 0,73 0,62 1,17 0,63
Series 33 D
1,33 1 0,47 0,54 0,81 0,46



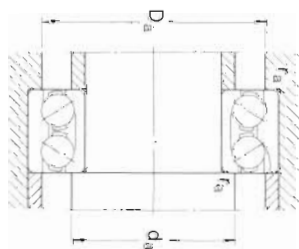
Series 32.33



Series 33 D

Boundary dimensions	Basic load ratings			Limiting speeds		Mass	Designation
	dynamic	static	C_0	grease	oil		

d	D	B	C	n (1 N = 0.225 lbf)	f (min)	kg	
60	110	36.5	64 000	62 000	3 800	5 000	3212
	130	54	100 000	95 000	3 400	4 500	3312
	130	54	100 000	88 000	3 400	4 500	3312 D
65	120	38.1	68 000	68 000	3 600	4 800	3213
	140	58.7	116 000	110 000	3 200	4 300	3313
	140	58.7	110 000	98 000	3 200	4 300	3313 D
70	125	39.7	68 000	69 500	3 200	4 300	3214
	150	63.6	134 000	127 000	2 800	3 800	3314
	150	63.6	129 000	112 000	2 800	3 800	3314 D
75	130	41.3	75 000	78 000	3 200	4 300	3215
	160	68.3	140 000	137 000	2 600	3 600	3315
80	140	44.4	91 500	95 000	2 800	3 800	3216
	170	68.3	160 000	156 000	2 400	3 400	3316
85	150	49.2	98 000	104 000	2 600	3 600	3217
	180	73	176 000	176 000	2 200	3 200	3317
90	160	52.4	116 000	125 000	2 400	3 400	3218
	190	73	200 000	208 000	2 000	3 000	3318
95	170	55.6	134 000	146 000	2 200	3 200	3219
	200	77.8	216 000	236 000	1 900	2 800	3319
100	180	60.3	143 000	156 000	2 000	3 000	3220
	215	82.6	232 000	260 000	1 800	2 600	3320
110	200	69.8	173 000	193 000	1 900	2 800	3222
	240	92.1	265 000	315 000	1 700	2 400	3322



Dimensions	Abutment and fillet dimensions						
	d	d ₁	D ₁	r	a	d _a min	D _a max

60	78.1	98.3	2.5	71	69	101	1.5
	87.2	114	3.5	85	72	118	2
	91.5	115	3.5	123	72	118	2
65	83.7	105	2.5	76	74	111	1.5
	92.5	122	3.5	94	77	128	2
	93.5	121	3.5	132	77	128	2
70	90.6	111	2.5	81	79	116	1.5
	98.2	131	3.5	101	82	138	2
	100	133	3.5	142	82	138	2
75	94.7	116	2.5	84	84	121	1.5
	106	139	3.5	107	87	148	2
80	102	127	3	91	90	130	2
	113	148	3.5	111	92	158	2
85	107	133	3	97	95	140	2
	120	157	4	119	99	166	2.5
90	115	143	3	104	100	150	2
	128	169	4	125	104	176	2.5
95	124	154	3.5	112	107	158	2
	135	178	4	133	109	186	2.5
100	129	160	3.5	118	112	168	2
	142	187	4	139	114	201	2.5
110	143	178	3.5	132	122	188	2
	153	205	4	154	124	226	2.5

Equivalent bearing load	Calculation factors		
	dynamic	static	static

$P = X F_r + Y F_a$	$P_0 = F_r + Y_0 F_a$		
Series 32.33	Series 33 D		
0.86	1	0.73	0.62
			1.17
			0.63
			0.46
			0.54
			0.81

FAIG Κυλινοειδικά Ρουλιών

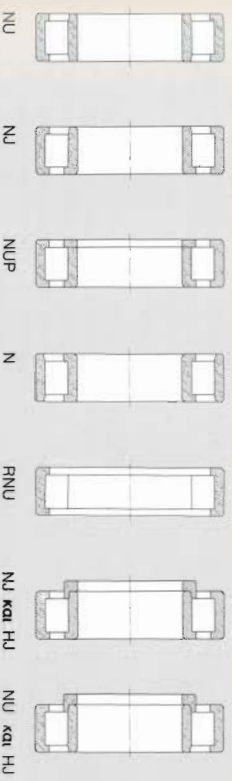
Μονής σειράς, διπλής σειράς, πλήρη κυλινοειδών

Τα κυλινοειδικά ρουλιών, με εξαίρεση τα ρουλιών πλήρη κυλινοειδών, είναι λυόμενα, τπάγμα που διευκολύνει την συντήρηση και εξέλιξη. Και οι δύο δακτύλιοι του ρουλιών

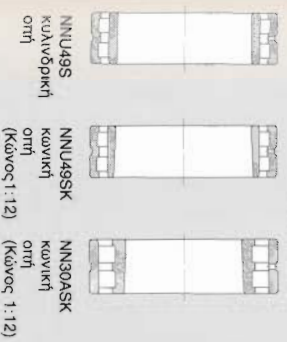
Μπορούν να συναρμολογηθούν με σύμφιξη. Η ειδική γραμμική επαφή μεταξύ κυλινοειδών και τροχών κύλισης εμποδίζει την δημιουργία τάσεων στα άκρα.



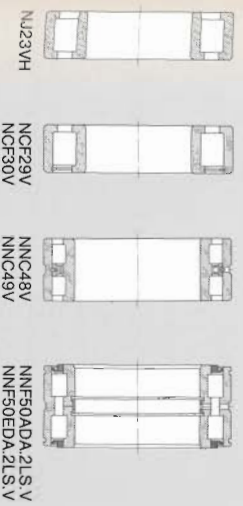
Κυλινοειδικά ρουλιών μονής σειράς



Κυλινοειδικά ρουλιών διπλής σειράς



Κυλινοειδικά ρουλιών πλήρη κυλινοειδών



FAG Κυλινδρικά πουλήμν

Επιθέματα · Κανόνες

Επιθέματα ADA.2LS.V	Αλλαγή εσωτερικής κατασκευής. Διαφορετικός εσωτερικός δακτύλιος. Δύο στεγανωτικές τιάκες. Πλήρες κυλινδρικών	M.C3	Συμπαγής ορειχάκκινος κλάσος σφηριζόμενος στους κυλινδρικούς. Ακτινικό διάκενο μεγαλύτερο από το κανονικό
ASK.M.SP	Αλλαγή εσωτερικής κατασκευής. Εγκοπή και οπές λίπανσης στον εξωτερικό δακτύλιο. Κωνική οπή. Συμπαγής ορειχάκκινος κλάσος, σφηριζόμενος στους κυλινδρικούς. Κατηγορία ανοχής SP. Ακτινικό διάκενο C1 από το κανονικό	M.C4, M1.C4	Συμπαγής ορειχάκκινος κλάσος σφηριζόμενος στους κυλινδρικούς. Ακτινικό διάκενο μεγαλύτερο από C3
C3	Ακτινικό διάκενο μεγαλύτερο από το κανονικό	MA.C3, M1A.C3	Συμπαγής ορειχάκκινος κλάσος σφηριζόμενος στον εξωτερικό δακτύλιο. Ακτινικό διάκενο μεγαλύτερο από το κανονικό
E.JP1.C3	Ενισχυμένη παραλλαγή. Ελαστικός χαλύβδινος κλάσος σφηριζόμενος στους κυλινδρικούς. Ακτινικό διάκενο μεγαλύτερο από το κανονικό	MA.P63	Συμπαγής ορειχάκκινος κλάσος, σφηριζόμενος στον εξωτερικό δακτύλιο. Κατηγορία ανοχής P6. Ακτινικό διάκενο C3
E.M1.C3	Ενισχυμένη παραλλαγή. Συμπαγής ορειχάκκινος κλάσος, σφηριζόμενος στους κυλινδρικούς. Ακτινικό διάκενο μεγαλύτερο από το κανονικό	S.M.C3	Εγκοπή και οπές λίπανσης στον εξωτερικό δακτύλιο. Συμπαγής ορειχάκκινος κλάσος, σφηριζόμενος στους κυλινδρικούς. Κατηγορία ανοχής P5. Ακτινικό διάκενο C3
E.M1A.C3	Ενισχυμένη παραλλαγή. Συμπαγής ορειχάκκινος κλάσος, σφηριζόμενος στους κυλινδρικούς. Ακτινικό διάκενο μεγαλύτερο από το κανονικό	S.M.P53	Εγκοπή και οπές λίπανσης στον εξωτερικό δακτύλιο. Συμπαγής ορειχάκκινος κλάσος, σφηριζόμενος στους κυλινδρικούς. Κατηγορία ανοχής SP. Ακτινικό διάκενο μικρότερο από το κανονικό
E.TVP2	Ενισχυμένη παραλλαγή. Συμπαγής κλάσος από πολυαμίδιο ενισχυμένο με υαλοβάμβακα, σφηριζόμενος στους κυλινδρικούς	S.K.M.SP	Εγκοπή και οπές λίπανσης στον εξωτερικό δακτύλιο. Κωνική οπή. Συμπαγής ορειχάκκινος κλάσος, σφηριζόμενος στους κυλινδρικούς. Κατηγορία ανοχής SP. Ακτινικό διάκενο C1
E.TVP2.C3	Ενισχυμένη παραλλαγή. Συμπαγής κλάσος από πολυαμίδιο ενισχυμένο με υαλοβάμβακα, σφηριζόμενος στους κυλινδρικούς. Ακτινικό διάκενο μεγαλύτερο από το κανονικό	V	Πουλήμν πλήρες κυλινδρικών
EDA.2LS.V	Ενισχυμένη παραλλαγή. Διαφορετικός εσωτερικός δακτύλιος. Δύο στεγανωτικές τιάκες. Πλήρες κυλινδρικών	V.C3	Πουλήμν πλήρες κυλινδρικών. Ακτινικό διάκενο μεγαλύτερο από το κανονικό
M.M1	Συμπαγής ορειχάκκινος κλάσος σφηριζόμενος στους κυλινδρικούς	VH	Πουλήμν πλήρες κυλινδρικών, μη λυόμενα
		VH.C3	Πουλήμν πλήρες κυλινδρικών, μη λυόμενα. Ακτινικό διάκενο μεγαλύτερο από το κανονικό. (συνέχεια στη σελ. 173)

FAG Κυλινδρικά πουλήμν

Παραλλαγές · Ανοχές

Παραλλαγές	Οι διάφοροι τύποι κυλινδρικών πουλήμν διαφέρουν μεταξύ τους ως προς την διάταξη των προεξοχών των δακτυλίων. Ο τύπος NU έχει ένα εξωτερικό δακτύλιο με δύο προεξοχές και ένα εσωτερικό δακτύλιο χωρίς προεξοχές. Στον τύπο N, ο εσωτερικός δακτύλιος έχει δύο προεξοχές ενώ ο εξωτερικός δακτύλιος είναι χωρίς προεξοχές. Τα κυλινδρικά πουλήμν των τύπων NU και N λειτουργούν αέρινα κλά ως ελαυθέρια πουλήμν. Είναι λυόμενα, πράγμα που διευκολύνει την συναρμολόγηση και εξάφραση. Και οι δύο δακτύλιοι μπορούν να συναρμολοστούν με σύσφιξη. Τα κυλινδρικά πουλήμν NU έχουν δύο προεξοχές στον εξωτερικό δακτύλιο και μια προεξοχή στον εσωτερικό δακτύλιο και δέχονται αέρινες, δύναμεις προς μία κατεύθυνση. Σαν σταθερά πουλήμν κατάλληλα να δέχονται αέρινες δυνάμεις και προς τις δύο κατευθύνσεις χρησιμοποιούνται τα κυλινδρικά πουλήμν του τύπου NUP. Ο εξωτερικός δακτύλιος φέρει δύο προεξοχές, ενώ ο εσωτερικός δακτύλιος μία προεξοχή και μία τιάκα σταθεροποίησης. Πουλήμν σταθερά, όπως τα NUP είναι επίσης και τα κυλινδρικά πουλήμν του τύπου NJ με ένα δακτύλιο αντιστήριξης HI.
Ενισχυμένη παραλλαγή	Τα ενισχυμένα κυλινδρικά πουλήμν χαρακτηρίζονται με το επίθεμα E. Οι κύλινδροι των πουλήμν αυτών είναι κατάλληλοι να δέχονται μέγιστα φορτία. Σε ενισχυμένη παραλλαγή ο οίκος FAG παραδίδει τα πουλήμν των σειρών 2, 22, 3 και 23.
Θερμική καταργασία	Τα κυλινδρικά πουλήμν FAG έχουν τέτοια θερμική καταργασία, ώστε να μπορούν να αντέχουν σε θερμοκρασία λειτουργίας μέχρι 150° C. Πουλήμν με εξωτερική διάμετρο πάνω από 240 mm αντέχουν σε θερμοκρασία μέχρι 200° C.
Ανοχές, Διάκενο πουλήμν	Τα κυλινδρικά πουλήμν FAG παραδίδονται σε διάφορες κατηγορίες ανοχών και ομάδες διακένου. Το τυποποιημένο πρόγραμμα FAG περιλαμβάνει εκτός από τα κυλινδρικά πουλήμν μόνις σειρές, τα πουλήμν με κυλινδρική οπή πουλήμν με διάκενο C3 και C4. Τα FAG κυλινδρικά πουλήμν διτλής σειράς του τυποποιημένου προγράμματος FAG κατασκευάζονται για εγναλειμμένα στην κατηγορία ανοχής SP (εδική ακρίβεια). Τα πουλήμν με κωνική οπή έχουν το μικρό ακτινικό διάκενο C1 (χωρίς επίθεμα για το ακτινικό διάκενο), τα πουλήμν με κυλινδρική οπή της σειράς NNU49S.M.SP.C2 έχουν ακτινικό διάκενο C2.
(συνέχεια από σελ. 172)	
Κανόνες	
Κυλινδρικά πουλήμν μόνις σειράς	DIN 5412
Κυλινδρικά πουλήμν διτλής σειράς	DIN 5412
Κυλινδρικά πουλήμν για ηλεκτρικές μηχανές σε ηλεκτρικά οχήματα	DIN 43283
Δακτύλιοι αντιστήριξης	ISO 246 και DIN 5412

FAG Κυλινοειδή ρουλιόμ

Παραλλαγές · Ισοδύναμο φορτίο

Κυλινοειδή ρουλιόμ διαπλάγ σε σειράς με κυλινοειδή στή και το επιθεμα S, M, P33 χρησιμοποιούνται κυρίως για εφόσεις ελάστρων Χαλθουργείων.

Κυλινοειδή ρουλιόμ πλήρη κυλινοειδων έχουν κανονική ανοχή και κανονικό διάκενο ή διάκενο C3.

Ανοχές: Ακτινικά ρουλιόμ, σελ. 38.
Ακτινικό διάκενο: Κυλινοειδή ρουλιόμ, σελ. 30

Γωνιακή αυτορρύθμιση

Η γωνιακή αυτορρύθμιση των κυλινοειδων ρουλιόμ είναι μικρή. Ενδεικτικές τιμές για τη γωνία αυτορρύθμισης:

▼ Γωνία αυτορρύθμισης σε πρώτα λείπτα	Χαμηλό φορτίο	υψηλό φορτίο
NIJ9, NIJ10, NIJ2, NIJ3, NIJ4, NIJ5, NIJ9E	2'...3'	5'...7'
NIJ22, NIJ23, NIJ22E, NIJ23E	1'...2'	3'...4'
Παράλληλη N, NCF, NJ, NUP	1'...2'	3'...4'

Οι μικρότερες τιμές ισχύουν για τις φασδύτερες σειρές ρουλιόμ. Οι θέσεις εδρασης των κυλινοειδων ρουλιόμ διαπλάγ σε σειράς πρέπει να είναι πολύ καλά ευθυγραμμισμένες.

Κλάδοι

Ένα μέρος των FAG κυλινοειδων ρουλιόμ των σειρών 2E, 2ZE, 3E και 23E έχει κλάδο από πολυαμίδιο 66 ενισχυμένο με υαλοβάμβακα (επιθεμα TYP2). Ο ανθεκτικός αυτός κλάδος επιτρέπει την κατασκευή των ρουλιόμ για τα μεγαλύτερα δυνατά φορτία. Οι κλάδοι από πολυαμίδιο αντέχουν σε συνηθείς θερμοκρασίες 120° C και μπορούν να λειτουργούν παλλές ώρες μέχρι 150° C και για μικρά χρονικά διαστήματα μέχρι και 180° C. Κυλινοειδή ρουλιόμ χωρίς επιθεμα κλάδου, ή με το επιθεμα JP1 έχουν ελασματού κλάδο. Τα επιθεματα M, MA και M1A χαρακτηρίζουν ρουλιόμ με συμπταγή κλάδο.

Εγκοπή και σπές λίπανσης

Τα κυλινοειδή ρουλιόμ διαπλάγ σε σειράς έχουν στον εξωτερικό δακτύλιο μία εγκοπή και τρεις σπές λίπανσης, πλάγμια που διευκολύνει πολύ τη λίπανση.

Υψηλές στροφές

Με τα κυλινοειδή ρουλιόμ επιτυγχάνονται υψηλές στροφές. Αυτό φαιίνεται και από τις υψηλές τιμές του ορίου στροφών.

Ισοδύναμο δυναμικό φορτίο

Για κυλινοειδή ρουλιόμ που συναρμολογούνται σαν ελεύθερα ρουλιόμ ισχύει:

$$P = F_a$$

[kN]

Κυλινοειδή ρουλιόμ με προεξοχές στον εξωτερικό και εξωτερικό δακτύλιο μπορούν να δέχονται και να μεταφέρουν εκτός από ακτινικές και αξονικές δυνάμεις. Η μεταφερόμενη αξονική δύναμη F_a εξαρτάται από την λίπανση. Εάν το ξέδες λειτουργίας ν είναι ίσο ή μεγαλύτερο από το σχετικό ξέδες v_1 (σελ. 23) ισχύουν οι τιμές του παρακάτω πίνακα.

Η αξονική δύναμη F_a δίνεται σε ποσοστά επί του δυναμικού φορτίου C .

Σειρά ρουλιόμ	19; 10; 2;	2E; 3E	22; 23; 29; 30;	48; 49;
F_a σε % του C	3; 4	2; 5	22E; 23E	50
		1,5	0,7	0,4

Όταν οι αξονικές δυνάμεις είναι μεγαλύτερες από αυτές που αναγράφονται στον πίνακα, παρακαλούμε να συμβουλευτείτε τον οικείο FAG. Το ίδιο ισχύει όταν η αξονική δύναμη είναι μεγαλύτερη από το 10% περίπου της ακτινικής δύναμης. Σε αυτή την περίπτωση το αξονικό φορτίο επηρεάζει την διάρκεια ζωής του ρουλιόμ. Για τον υπολογισμό της εδρασης χρειάζονται οπωσδήποτε στοιχεία σχετικά με το φορτίο, τον αριθμό στροφών, την θερμοκρασία λειτουργίας και την λίπανση.

Ισοδύναμο στατικό φορτίο

Για κυλινοειδή ρουλιόμ που δέχονται στατικές ακτινικές δυνάμεις ισχύει:

$$P_o = F_a$$

[kN]

FAG Κυλινοειδή ρουλιόμ

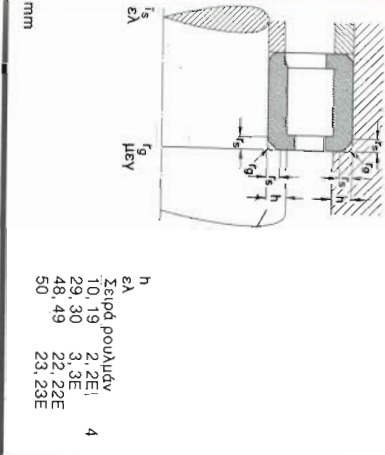
Διαστάσεις προσαρμογής

Διαστάσεις προσαρμογής

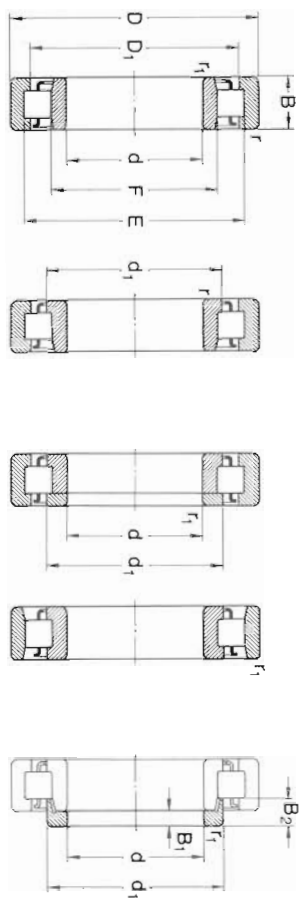
Οι δακτύλιοι των ρουλιόμ πρέπει να σπρίζονται μόνο στις προεξοχές (πατούρες) αξόνων και εδρών και όχι στον αυχένα τους. Η μεγαλύτερη ακτίνα καμπυλότητας r_a άξονα και εδρας πρέπει να είναι πιο μικρή από την μικρότερη απόσταση ακμής r_{sea} του κυλινοειδους ρουλιόμ.

Το ύψος προεξοχής άξονα και εδρας πρέπει να είναι τόσο μεγάλο ώστε ακόμα και στην μεγαλύτερη απόσταση ακμής να παραμένει αρκετή επιφάνεια στήριξης. Στον παρακάτω πίνακα δίνονται η μεγαλύτερη διάσταση της ακτίνας r_a και το μικρότερο ύψος προεξοχής h .

▼ Διαστάσεις προσαρμογής κατά DIN 5418

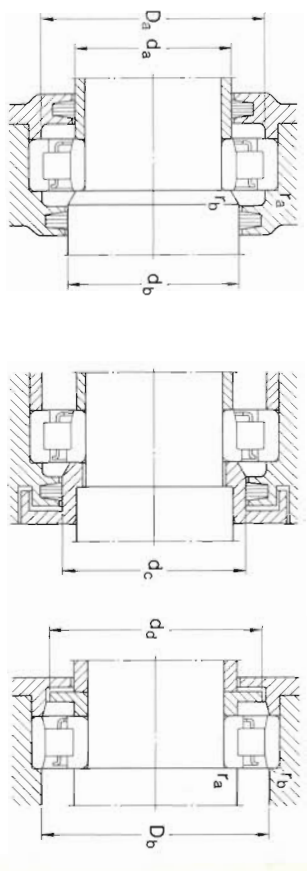


Για να είναι δυνατή η συνάρτηση και εξάρτηση του άξονα πρέπει να τηρούνται οι διαστάσεις που δίνονται στους πίνακες σελ. 176 και 177.



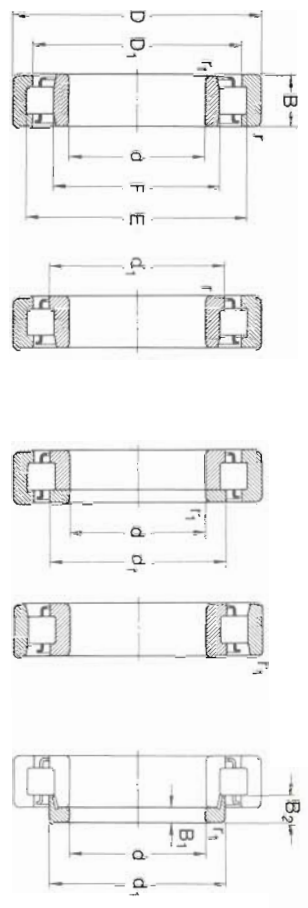
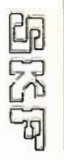
Boundary dimensions D D1 B C	Basic load ratings dynamic static C ₀	Limiting speeds Lubrication grease oil	Mass kg	Designations		Angle ring
				Type NU	Type NUP	
Type NU						
Type NUP						
Type N						
Angle ring						

mm	N (1 N = 0.225 lb)		r/min	kg	Type	Designations	Angle ring					
	dynamic	static										
50	80	16	26 500	17 600	8 500	10 000	0.31	NU 1010	—	NUP 210	N 210	HU 210
	90	20	42 500	27 500	7 000	8 500	0.48	NU 2210	—	NUP 2210	N 2210	HU 2210
	90	23	46 000	40 500	6 300	7 500	0.58	NU 310	—	NUP 310	N 310	HU 310
	110	27	80 000	52 000	5 600	6 700	1.15	NU 2310	—	NUP 2310	N 2310	HU 2310
	110	40	110 000	80 000	5 000	6 000	1.70	NU 410	—	NUP 410	N 410	HU 410
	130	31	127 000	86 500	5 000	6 000	2.00	—	—	—	—	—
55	90	18	31 000	21 200	7 500	9 000	0.45	NU 1011	—	NUP 211	N 211	HU 211
	100	21	51 000	34 000	6 300	7 500	0.64	NU 211	—	NUP 2211	N 211	HU 2211
	100	25	62 000	48 000	6 000	7 000	0.78	NU 2211	—	NUP 2311	N 311	HU 2311
	120	29	100 000	67 000	5 000	6 000	1.45	NU 311	—	NUP 311	N 311	HU 311
	120	43	134 000	98 000	4 800	5 600	2.10	NU 2311	—	NUP 411	N 411	HU 411
	140	33	129 000	86 500	4 800	5 600	2.50	—	—	—	—	—
60	95	18	32 000	22 400	6 700	8 000	0.48	NU 1012	—	NUP 212	N 212	HU 212
	110	22	62 000	43 000	5 600	6 700	0.82	NU 212	—	NUP 2212	N 212	HU 2212
	110	28	82 000	68 000	5 300	6 300	1.05	NU 2212	—	NUP 312	N 312	HU 312
	130	31	112 000	76 500	4 800	5 600	1.85	NU 312	—	NUP 412	N 412	HU 412
	130	46	153 000	114 000	4 300	5 000	2.70	—	—	—	—	—
	150	35	153 000	106 000	4 300	5 000	3.00	—	—	—	—	—
65	100	18	32 000	22 800	6 300	7 500	0.51	NU 1013	—	NUP 213	N 213	HU 213
	120	23	72 000	51 000	5 300	6 300	1.05	NU 213	—	NUP 2213	N 213	HU 2213
	120	31	106 000	81 500	4 800	5 600	1.45	NU 2213	—	NUP 313	N 313	HU 313
	140	33	129 000	85 000	4 500	5 300	2.25	NU 313	—	NUP 413	N 413	HU 413
	140	48	173 000	129 000	4 000	4 800	3.25	—	—	—	—	—
	160	37	180 000	129 000	4 000	4 800	3.60	—	—	—	—	—
70	110	20	48 000	34 000	6 000	7 000	0.70	NU 1014	—	NUP 214	N 214	HU 214
	128	24	72 000	51 000	5 000	6 000	1.15	NU 214	—	NUP 2214	N 214	HU 2214
	128	31	106 000	81 500	4 800	5 600	1.50	NU 2214	—	NUP 314	N 314	HU 314
	150	35	146 000	102 000	4 000	4 800	2.75	NU 314	—	NUP 414	N 414	HU 414
	150	51	204 000	160 000	3 800	4 500	4.50	—	—	—	—	—
	180	42	224 000	163 000	3 600	4 300	5.25	—	—	—	—	—
75	115	20	49 000	36 000	5 600	6 700	0.74	NU 1015	—	NUP 215	N 215	HU 215
	130	25	88 000	63 000	4 800	5 600	1.25	NU 215	—	NUP 2215	N 215	HU 2215
	130	31	120 000	93 000	4 300	5 300	1.55	NU 2215	—	NUP 315	N 315	HU 315
	160	37	176 000	128 000	3 800	4 500	3.25	NU 315	—	NUP 415	N 415	HU 415
	180	55	250 000	200 000	3 400	4 000	4.85	—	—	—	—	—
	190	45	240 000	173 000	3 400	4 000	6.25	—	—	—	—	—



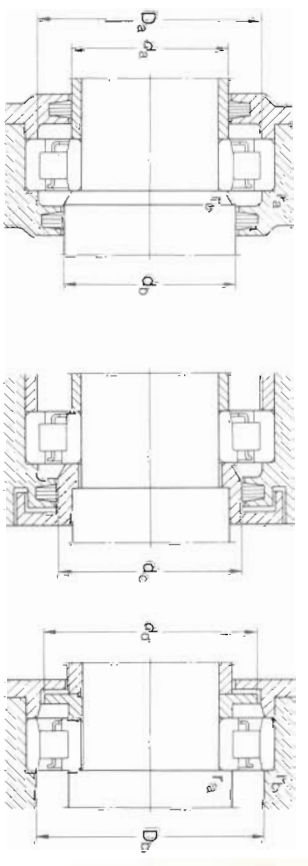
mm	Abutment and fillet dimensions																		
	d	d ₁	D ₁	E	F	B ₁	B ₂	r	r ₁	s ₁	da	db	dc	dd	Da	D _b	ra	rb	
50	—	68.9	72.5	57.5	—	—	—	1.5	1	2.3	54	56	59	—	75	—	1	1	0.6
	64.6	75.8	80.4	60.4	5	10	2	2	1.2	5.65	58	62	67	78	83.5	83	1	1	1
	64.6	75.8	80.4	60.4	5	9.5	1.5	2	1.2	5.65	58	62	67	78	83.5	83	1	1	1
	71	88.1	95	65	8	14	3	3	1.7	5.9	63	67	73	93	101	98	2	2	2
	71	88.1	95	65	8	17	3	3	1.9	5.9	63	67	73	101	101	98	2	2	2
	78.8	102	110.8	70.8	9	14.5	3.5	3.5	3.5	2.6	61	69	73	81	119	—	2	2	2
55	—	76.6	80.5	64.5	—	—	—	2	1.5	2.7	60	63	66	—	83.5	—	1	1	1
	70.8	83.5	88.5	66.5	6	11	1	2.5	2	1.6	63	65	68	73	92	91	1.5	1.5	1
	70.8	83.5	88.5	66.5	6	11	1	2.5	2	1.6	63	65	68	73	92	91	1.5	1.5	1
	77.2	96.7	104.5	70.5	9	15	3	3	3	2.6	64	69	72	102	111	107	2	2	2
	84.2	105	113	77	9	15.5	3.5	3.5	3.5	2.4	71	75	79	86	119	—	2	2	2
	85.2	108	117.2	77.2	10	16.5	3.5	3.5	3.5	2.6	66	69	79	87	129	—	2	2	2
60	—	81.6	87.5	69.5	—	—	—	2	1.5	2.7	65	68	71	—	88.5	—	1	1	1
	78.4	92.2	97.5	73.5	6	11	1	2.5	2.5	1.4	68	71	75	80	95	102	1.5	1.5	1.5
	78.4	92.2	97.5	73.5	6	11	1	2.5	2.5	1.4	68	71	75	80	95	102	1.5	1.5	1.5
	84.2	105	113	77	9	15.5	3.5	3.5	3.5	2.4	71	75	79	86	119	—	2	2	2
	84.2	105	113	77	9	15.5	3.5	3.5	3.5	2.6	71	75	79	86	119	—	2	2	2
	91.8	117	127	83	10	16.5	3.5	3.5	3.5	2.5	71	82	85	94	139	—	2	2	2
65	—	86.6	90.5	74.5	—	—	—	2	1.5	2.7	70	73	76	—	93.5	—	1	1	1
	84.8	99.6	105.6	79.6	6	11	1	2.5	2.5	1.3	73	77	81	87	103	108	1.5	1.5	1.5
	84.8	99.6	105.6	79.6	6	11	1	2.5	2.5	1.3	73	77	81	87	103	108	1.5	1.5	1.5
	91	113	121.5	83.5	10	17	3	3.5	3.5	2.5	76	81	85	93	119	125	2	2	2
	91	113	121.5	83.5	10	17	3	3.5	3.5	2.7	76	81	85	93	119	125	2	2	2
	98.5	125	135.3	89.3	11	18	4	4	4	2.6	76	81	85	93	119	125	2	2	2
70	—	95.4	100	80	—	—	—	2	1.5	2.8	75	78	82	—	103.5	—	1	1	1
	89.6	105	110.5	84.5	7	12.5	2.5	2.5	2.5	1.2	78	82	86	92	108	117	1.5	1.5	1.5
	89.6	105	110.5	84.5	7	12.5	2.5	2.5	2.5	1.2	78	82	86	92	108	117	1.5	1.5	1.5
	98	121	130	90	10	17.5	3.5	3.5	3.5	2.3	81	87	92	100	127	139	2	2	2
	98	121	130	90	10	17.5	3.5	3.5	3.5	2.5	81	87	92	100	127	139	2	2	2
	110	140	152	100	12	20	4	4	4	3.0	83	99	102	112	—	—	2.5	2.5	2.5
75	—	101	105	85	—	—	—	2	1.5	2.8	80	83	87	—	108.5	—	1	1	1
	94	111	116.5	88.5	7	12.5	2.5	2.5	2.5	1.2	83	87	90	96	114	122	1.5	1.5	1.5
	94	111	116.5	88.5	7	12.5	2.5	2.5	2.5	1.2	83	87	90	96	114	122	1.5	1.5	1.5
	104	130	139.5	95.5	11	18.5	3.5	3.5	3.5	2.4	86	93	97	106	137	149	2	2	2
	104	130	139.5	95.5	11	18.5	3.5	3.5	3.5	2.6	86	93	97	106	137	149	2	2	2
	116	148	160.5	104.5	13	21.5	4	4	4	3.8	89	103	107	118	—	—	2.5	2.5	2.5

1) Permissible axial displacement from the normal position of one bearing ring in relation to the other



Boundary dimensions	Basic load ratings	Limiting speeds	Mass	Designations		Angle
				Type	Angle ring	
d	D	B	C	NU	NUP	N
mm (1 N = 0.225 lbf)						
		r/min	kg			

80	125 22	60 000	44 000	5 300	6 300	0.99	NU 1016	—	NUP 216	N 216	HJ 216
	140 26	96 500	68 000	4 500	5 300	1.30	NU 216	—	NUP 2216	N 216	HJ 216
	140 33	134 000	106 000	4 000	4 800	1.95	NU 2216	—	NUP 2216	N 216	HJ 216
	170 39	176 000	126 000	3 600	4 300	3.90	NU 316	—	NUP 316	N 316	HJ 316
	170 58	250 000	200 000	3 200	3 800	5.85	NU 2316	—	NUP 2316	N 316	HJ 2316
	200 48	275 000	200 000	3 200	3 800	7.30	NU 416	—	NUP 2316	N 316	HJ 416
85	130 22	62 000	46 500	5 000	6 000	1.05	NU 1017	—	NUP 217	N 217	HJ 217
	150 28	110 000	78 000	4 300	5 000	1.90	NU 217	—	NUP 2217	N 217	HJ 217
	150 36	155 000	122 000	3 800	4 500	2.50	NU 2217	—	NUP 2217	N 217	HJ 217
	180 41	204 000	146 000	3 400	4 000	4.50	NU 317	—	NUP 317	N 317	HJ 317
	180 60	285 000	228 000	3 000	3 600	6.60	NU 2317	—	NUP 2317	N 317	HJ 2317
	210 52	310 000	228 000	3 000	3 600	8.70	NU 417	—	NUP 2317	N 317	HJ 417
90	140 24	73 500	56 000	4 800	5 600	1.35	NU 1018	—	NUP 218	N 218	HJ 218
	160 30	134 000	100 000	3 800	4 500	2.30	NU 218	—	NUP 2218	N 218	HJ 218
	160 40	186 000	150 000	3 600	4 300	3.10	NU 2218	—	NUP 2218	N 218	HJ 2218
	190 43	220 000	160 000	3 200	3 800	5.40	NU 318	—	NUP 318	N 318	HJ 318
	190 64	300 000	240 000	2 800	3 400	7.90	NU 2318	—	NUP 2318	N 318	HJ 2318
	225 54	345 000	260 000	2 800	3 400	10.5	NU 418	—	NUP 2318	N 318	HJ 418
95	145 24	75 000	58 500	4 500	5 300	1.40	NU 1019	—	NUP 219	N 219	HJ 219
	170 32	150 000	112 000	3 600	4 300	2.80	NU 219	—	NUP 2219	N 219	HJ 219
	170 43	208 000	170 000	3 400	4 000	3.85	NU 2219	—	NUP 2219	N 219	HJ 2219
	200 45	250 000	190 000	3 000	3 600	6.20	NU 319	—	NUP 319	N 319	HJ 319
	200 67	360 000	300 000	2 600	3 200	9.40	NU 2319	—	NUP 2319	N 319	HJ 2319
	240 55	375 000	280 000	2 600	3 200	13.5	NU 419	—	NUP 2319	N 319	HJ 419
100	150 24	76 500	60 000	4 300	5 000	1.45	NU 1020	—	NUP 220	N 220	HJ 220
	180 34	166 000	125 000	3 400	4 000	3.40	NU 220	—	NUP 2220	N 220	HJ 2220
	180 46	236 000	193 000	3 200	3 800	4.65	NU 2220	—	NUP 2220	N 220	HJ 2220
	215 47	290 000	220 000	2 800	3 400	7.70	NU 320	—	NUP 320	N 320	HJ 320
	215 73	425 000	355 000	2 400	3 000	12.0	NU 2320	—	NUP 2320	N 320	HJ 2320
	250 58	415 000	320 000	2 400	3 000	14.0	NU 420	—	NUP 2320	N 320	HJ 420
105	160 26	90 000	71 000	4 000	4 800	1.65	NU 1021	—	NUP 221	N 221	HJ 221
	190 36	183 000	137 000	3 200	3 800	4.00	NU 221	—	NUP 221	N 221	HJ 221
	225 49	335 000	250 000	2 600	3 200	8.75	NU 321	—	NUP 221	N 221	HJ 321
	260 60	455 000	345 000	2 200	2 800	19.0	NU 421	—	NUP 221	N 221	HJ 421



Dimensions	Abutment and fillet dimensions																		
	d	d ₁	D ₁	E	F	B ₁	B ₂	r	r ₁	s ₁)	d _a	d _{a1}	d _b	d _c	d _r	D _{a1}	D _p	f _a	f _b
mm																			
80	—	109	113.5	91.5	—	—	—	2	1.5	3.1	85	90	94	—	—	118.5	—	1	1
	101	119	125.3	95.3	8	13.5	3	3	1.4	89	94	97	104	—	—	131	128	2	2
	101	119	125.3	95.3	8	13.5	3	3	1.6	89	94	97	104	—	—	131	128	2	2
	111	137	147	103	11	19.5	3.5	3.5	2.3	91	99	105	114	—	—	159	151	2	2
	111	137	147	103	11	23	3.5	3.5	2.5	91	99	105	114	—	—	159	151	2	2
	122	157	170	110	13	22	4	4	3.6	93	109	112	124	—	—	187	—	2.5	2.5
85	—	114	118.5	96.5	—	—	—	2	1.5	3.1	90	95	99	—	—	123.5	—	1	1
	108	127	133.8	101.8	8	14	3	3	1.4	94	99	104	110	—	—	141	137	2	2
	108	127	133.8	101.8	8	14	3	3	1.6	94	99	104	110	—	—	141	137	2	2
	117	145	156	108	12	20.5	4	4	2.0	98	106	110	119	—	—	167	160	2.5	2.5
	117	145	156	108	12	24	4	4	2.5	98	106	110	119	—	—	167	160	2.5	2.5
	126	163	177	113	14	24	5	5	3.8	101	111	117	128	—	—	194	—	3	3
90	—	122	127	103	—	—	—	2.5	2	3.3	96.5	101	106	—	—	132	—	1.5	1
	114	135	143	107	9	15	3	3	1.8	99	105	109	116	—	—	151	146	2	2
	114	135	143	107	9	16	3	3	1.9	99	105	109	116	—	—	151	146	2	2
	125	154	165	115	12	21	4	4	3.4	103	111	117	127	—	—	177	169	2.5	2.5
	125	154	165	115	12	26	4	4	3.8	103	111	117	127	—	—	177	169	2.5	2.5
	137	176	191.5	123.5	14	24	5	5	4.9	106	112	125	139	—	—	209	—	3	3
95	—	127	132	108	—	—	—	2.5	2	3.3	101.5	106	111	—	—	137	—	1.5	1
	121	143	151.5	113.5	9	15.5	3.5	3.5	1.9	106	111	116	123	—	—	149	159	2	2
	121	143	151.5	113.5	9	16.5	3.5	3.5	2.0	106	111	116	123	—	—	149	159	2	2
	132	162	173.5	121.5	13	22.5	4	4	3.5	108	119	124	134	—	—	187	178	2.5	2.5
	132	162	173.5	121.5	13	26.5	4	4	3.7	108	119	124	134	—	—	187	178	2.5	2.5
	147	186	201.5	133.5	15	25.5	5	5	5.0	111	132	156	149	—	—	224	—	3	3
100	—	132	137	113	—	—	—	2.5	2	3.3	106.5	111	116	—	—	142	—	1.5	1
	128	151	160	120	10	17	3	3	1.7	111	117	122	130	—	—	157	169	2	2
	128	151	160	120	10	18	3	3	1.7	111	117	122	130	—	—	157	169	2	2
	140	173	185.5	129.5	13	22.5	4	4	3.5	113	125	132	143	—	—	202	190	2.5	2.5
	140	173	185.5	129.5	13	27.5	4	4	3.6	113	125	132	143	—	—	202	190	2.5	2.5
	153	195	211	139	16	27	5	5	5.0	116	137	141	—	—	—	234	—	3	3
105	—	140	145.5	119.5	—	—	—	3	2	3.6	111.5	117	122	—	—	151	—	2	1
	135	159	168.8	126.8	10	17.5	3	3	1.9	116	124	129	137	—	—	166	179	2	1
	147	182	195	135	13	20.5	4	4	3.5	118	132	137	149	—	—	212	—	2.5	2.5
	159	203	220.5	144.5	16	27	5	5	5.0	121	143	147	—	—	—	244	—	3	3

Equipment bearing load
dynamic
P = F_d
static
P₀ = F_s

1) Permissible axial displacement from the normal position of one bearing ring in relation to the other

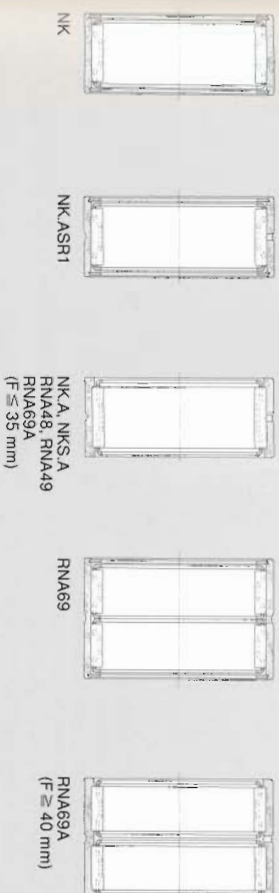
FAG Βελονοειδή πουλήμν

Τα βελονοειδή πουλήμν αποτελούνται από έναν ή δύο δακτύλιους κύλισης και το βελονοστεφάνι με έναν κλώνο ο οποίος καθοδηγεί και συγκρατεί στη θέση τους ένα μεγάλο αριθμό βελονών. Το κυριώτερο γνώρισμα των βελονοειδών πουλήμν είναι η ικανότητά τους να δέχονται

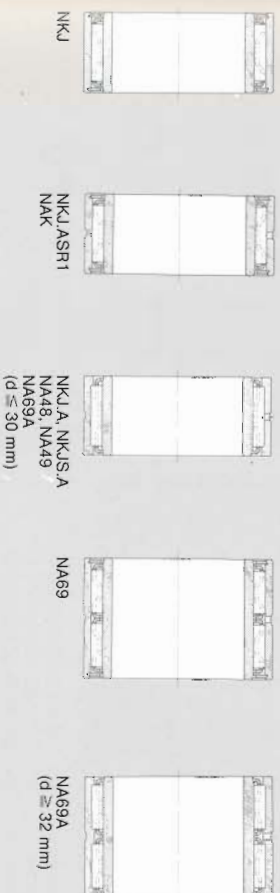
μεγάλα φορτία σε περιορισμένο χώρο. Έτσι εκτιμώνουν τα βελονοειδή πουλήμν την απαίτηση των ελαφρών κατασκευών να δέχονται δηλαδή μεγάλα φορτία σε μικρό χώρο. Η ανοχή διαμέτρου των βελονών ενός βελονοειδούς πουλήμν FAG είναι 2 μm.



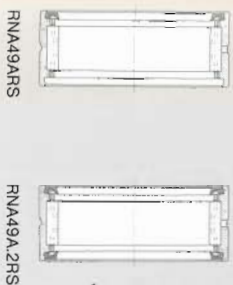
Βελονοειδή πουλήμν χωρίς εσωτερικό δακτύλιο



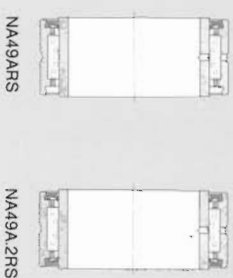
Βελονοειδή πουλήμν με εσωτερικό δακτύλιο



Βελονοειδή πουλήμν στεγανά, χωρίς εσωτερικό δακτύλιο

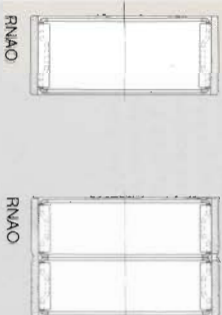


Βελονοειδή πουλήμν στεγανά, με εσωτερικό δακτύλιο

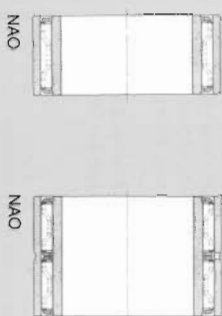


FAG Βελονοειδή Ρουλιμάν

Βελονοειδή ρουλιμάν χωρίς προεξοχές, χωρίς εσωτερικό δακτύλιο



Βελονοειδή ρουλιμάν χωρίς προεξοχές, με εσωτερικό δακτύλιο



FAG Βελονοειδή Ρουλιμάν

Παραλλαγές · Ανοχές · Συναρμογές · Ανοχές αξόνων · Ανοχές εδρών

Ρουλιμάν στεγανοποιημένα από την μια και από τις δύο πλευρές

Τα στεγανατά βελονοειδή ρουλιμάν περιέχουν λίπος λίθιου. Για να εξασφαλιστεί η καλή επταφή των στεγανώσεων ακόμα και σε αξονικές μετακινήσεις ο εσωτερικός δακτύλιος δεν έχει κλίσεις στις άκρες και είναι 1mm φαρδύτερος από τον εξωτερικό δακτύλιο. Για την διαγωγή των στεγανών ρουλιμάν σε υψηλές θερμοκρασίες θα σελίδα 25. Καθώς-τάτο όριο θερμοκρασίας -30°C.

Εσωτερικοί δακτύλιοι

Τα βελονοειδή ρουλιμάν χωρίς εσωτερικό δακτύλιο μπορούν να συνδιαστούν με φαρδύτερους εσωτερικούς δακτύλιους (εσωτερικοί δακτύλιοι σελ. 639). Οι φαρδείς εσωτερικοί δακτύλιοι αποτελούν επίσης επιφώ-νιες επαφής για ακτινικούς στεγανωτικούς δακτύλιους αξόνων.

Ανοχές

Οι δακτύλιοι των βελονοειδών ρουλιμάν του τυποποιημένου προγράμματος FAG έχουν τις κανονικές ανοχές των ακτινικών ρουλιμάν. Βελονοειδή ρουλιμάν της κατηγορίας ανοχής P6 και P5 μετά από ζήτηση. Ανοχές: ακτινικά ρουλιμάν, σελ. 38.

Ακτινικό διάκενο

Τα βελονοειδή ρουλιμάν με εσωτερικό και εξωτερικό δακτύλιο έχουν το ίδιο ακτινικό διάκενο όπως τα κυλινδρικά ρουλιμάν. Τα βελονοειδή ρουλιμάν του τυποποιημένου προγράμματος FAG παραδίνονται με κανονικό ακτινικό διάκενο. Ρουλιμάν των ομάδων διακενο C2, C3, και C4 μετά από ζήτηση.

Ακτινικό διάκενο: Κυλινδρικά ρουλιμάν και βελονοειδή ρουλιμάν σελ. 30.

Συναρμογή σε αξίρα

Τα βελονοειδή ρουλιμάν που συναρμολογούνται σε άξια στο άλλο, πρέπει να έχουν το ίδιο ακτινικό διάκενο για να μοιράζεται ομοιόμορφα το φορτίο.

Συναρμογές

Τα βελονοειδή ρουλιμάν συναρμολογούνται γενικά με σταθερή συναρμογή για να στηρίζονται καλά οι λεπτοί δακτύλιοι. Όσο μεγαλύτερο είναι το φορτίο, τόσο μεγαλύτερη πρέπει να είναι και η συναρμογή σύσφιξης, κυρίως όταν τα ρουλιμάν δέχονται και κρουστικά φορτία. Επίσης πρέπει να δοθεί προσοχή στην διαφορά θερμοκρασίας που έχουν οι δακτύλιοι των ρουλιμάν με τον άξονα και την έδρα. Για την εκλογή της συναρμογής παίζει επίσης ρόλο και το μέγεθος του ρουλιμάν. Μεγάλα ρουλιμάν συναρμολογούνται πιο σφιγκτά από τα μικρά ρουλιμάν.

Ανοχές αξόνων και εδρών

Για την συνάρμωση βελονοειδών ρουλιμάν με εσωτερικό και εξωτερικό δακτύλιο και κανονική ακρίβεια διαστάσεων συνιστάται για τις θέσεις έδρασης στον άξονα μια ανοχή διάστασεων τουλάχιστον της ποιότητας 6, για την οπή της έδρας μια ανοχή της ποιότητας 7. Καλύτερα είναι θέδια να επεξεργαστεί ο άξονας με την ποιότητα 5, η δε οπή έδρας με την ποιότητα 6.

(Οι ποιότητες αυτές χρησιμοποιούνται επίσης στα βελονοειδή ρουλιμάν χωρίς εσωτερικό δακτύλιο για τις τροχιές κλίσης του άξονα και τις θέσεις έδρασης της έδρας). Οι ανοχές μορφής-παραλληλότητα και κυκλική μορφή (κυλινδρική μορφή) - πρέπει να είναι μικρότερες (βλ. σελ. 62). Όσο αυξάνει η ακρίβεια των ρουλιμάν πρέπει να τηρούνται καλύτερες ποιότητες ανοχών.

Για την συνάρμωση βελονοειδών ρουλιμάν με εσωτερικό και εξωτερικό δακτύλιο συνιστάται για τους άξονες οι ανοχές ISO h6...p6 (σελ. 64), για τις έδρες H7...p7 (σελ. 68). Η εκλογή των ανοχών εξαρτάται από το ποσό σταθερή πρέπει να είναι η συναρμογή. Για σταθερές συναρμογές απαιτούνται ενδεχομένως ρουλιμάν με μεγαλύτερο ακτινικό διάκενο C3 ή C4.

Για την συνάρμωση βελονοειδών ρουλιμάν σε διαμορφωμένες έδρες, η συναρμογή δεν πρέπει να είναι μεγαλύτερη από την συναρμογή που αντιστοιχεί σε ανοχή οπής έδρας H7.

Επιθέματα

A Αλλαγή εσωτερικής κατασκευής.

ARS Αλλαγή εσωτερικής κατασκευής.

A.2RS Ένας στεγανωτικός δακτύλιος.

ASRI Αλλαγή εσωτερικής κατασκευής.

B.TN Δύο στεγανωτικοί δακτύλιοι.

TN Εγκοπή και μια οπή λίπανσης στον εξωτερικό δακτύλιο

Κανόνες Αλλαγή εσωτερικής κατασκευής.

Βελονοειδή ρουλιμάν Συμπαγής κλωθός από πολυαμιδίο ενισχυμένο με υαλοβάμβακα.

Βελονοειδή ρουλιμάν Συμπαγής κλωθός από πολυαμιδίο ενισχυμένο με υαλοβάμβακα.

Βελονοειδή ρουλιμάν Συμπαγής κλωθός από πολυαμιδίο ενισχυμένο με υαλοβάμβακα.

Βελονοειδή ρουλιμάν Συμπαγής κλωθός από πολυαμιδίο ενισχυμένο με υαλοβάμβακα.

Βελονοειδή ρουλιμάν Συμπαγής κλωθός από πολυαμιδίο ενισχυμένο με υαλοβάμβακα.

Βελονοειδή ρουλιμάν Συμπαγής κλωθός από πολυαμιδίο ενισχυμένο με υαλοβάμβακα.

Βελονοειδή ρουλιμάν Συμπαγής κλωθός από πολυαμιδίο ενισχυμένο με υαλοβάμβακα.

Βελονοειδή ρουλιμάν Συμπαγής κλωθός από πολυαμιδίο ενισχυμένο με υαλοβάμβακα.

Βελονοειδή ρουλιμάν Συμπαγής κλωθός από πολυαμιδίο ενισχυμένο με υαλοβάμβακα.

Βελονοειδή ρουλιμάν Συμπαγής κλωθός από πολυαμιδίο ενισχυμένο με υαλοβάμβακα.

Βελονοειδή ρουλιμάν Συμπαγής κλωθός από πολυαμιδίο ενισχυμένο με υαλοβάμβακα.

Βελονοειδή ρουλιμάν Συμπαγής κλωθός από πολυαμιδίο ενισχυμένο με υαλοβάμβακα.

Βελονοειδή ρουλιμάν Συμπαγής κλωθός από πολυαμιδίο ενισχυμένο με υαλοβάμβακα.

Βελονοειδή ρουλιμάν Συμπαγής κλωθός από πολυαμιδίο ενισχυμένο με υαλοβάμβακα.

Βελονοειδή ρουλιμάν Συμπαγής κλωθός από πολυαμιδίο ενισχυμένο με υαλοβάμβακα.

Στα βελονοειδή ρουλιμάν FAG χωρίς προεξοχές είναι το βελονοστεφάνι ελαφρώς στενότερο από τους δακτύλιους κλίσης, ώστε να μπορεί να περιστρέφεται ελεύθερα μετά την συναρμογή του ρουλιμάν.

Η καθοδήγηση του βελονοστεφανιού, απαιτεί πλευρικές επιφάνειες στήριξης. Τα φαρδιά βελονοειδή ρουλιμάν έχουν μια εγκοπή και μια οπή λίπανσης στον εξωτερικό δακτύλιο, καθώς και δύο βελονοστεφάνια. Τα στενά βελονοειδή ρουλιμάν με ένα βελονοστεφάνι δεν έχουν εγκοπή και οπή λίπανσης.

Εδώσεις με βελονοειδή ρουλιμάν χωρίς εσωτερικό δακτύλιο, όπου οι βελόνες λειτουργούν απ' ευθείας πάνω σε θαμμένο και λειομένο άξονα, επιτρέπουν συμπαγείς και τακτικές. Με άξονες ακριβείας επιτυγχάνεται μεγάλη ακρίβεια λειτουργίας και μικρές ανοχές ακτινικού διακενο.

Κανονικά η εσωτερική διάμετρος των βελόνων των στεφανιών (Διάσταση F) έχει την ανοχή F6. Μεγαλύτερες ποιότητες ISO προβάλλονται για ειδικές περιπτώσεις.

Στα βελονοειδή ρουλιμάν χωρίς προεξοχές και χωρίς εσωτερικό δακτύλιο (RNAO) δεν είναι εναλλαξιμοί οι εξωτερικοί δακτύλιοι και τα βελονοστεφάνια.

Τροχιές κλίσης για απ' ευθείας εδράσεις σελ. 526.

FAAG | 562

563 | FAG

FAG Βελονοειδή Ρουλιμάν

Ανοχές αξόνων · Ισοδύναμο φορτίο · Διαστάσεις προσαρμογής

Για βελονοειδή ρουλιμάν χωρίς εσωτερικό δακτύλιο δίνονται σε σχέση με το απαράλιτη-το ακτινικό διάκενο οι ανοχές αξόνα στον παρακάτω πίνακα. Τα στοιχεία ισχύουν, όταν η οπή έδρας έχει καταργαστεί κατά Κ6.

▼ Προτεινόμενες ανοχές αξόνων για βελονοειδή ρουλιμάν χωρίς εσωτερικό δακτύλιο και καταργαία της οπής της έδρας κατά Κ6

Όπου: διάσταση του αξόνα σε mm

≤ 80

> 80

Ανοχή αξόνα

Ακτινικό διάκενο	μικρότερο από το κανονικό	K5	K5
	κανονικό	h5	h5
Μεγαλύτερο από το κανονικό	g6	16	

Τροχιές κύλισης για απ' ευθείας εδράσεις, σελ. 526

Ισοδύναμο Δυναμικό Φορτίο

Τα βελονοειδή ρουλιμάν δέχονται μόνο ακτινικές δυνάμεις:

Ισχύει: $P = F_r$ [kN]

Ισοδύναμο Στατικό Φορτίο

Τα βελονοειδή ρουλιμάν δέχονται μόνο ακτινικές δυνάμεις.

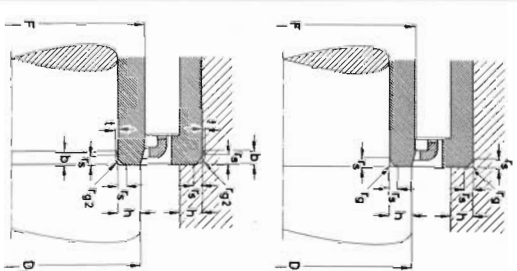
Ισχύει: $P_0 = F_r$ [kN]

Διαστάσεις Προσαρμογής

Τα βελονοειδή ρουλιμάν στηρίζονται πλάσιρικά συνήθως σε προεξοχές αξόνων και εδρών ή συγκρατούνται με ασφάλειες. Οι δακτύλιοι ρουλιμάν πρέπει να στηρίζονται μόνο στις προεξοχές και όχι στον αυχένα. Η μεγαλύτερη ακτίνα αξόνα και έδρας πρέπει να είναι μικρότερη από την πιο μικρή απόσταση ακμής r_{ext} του βελονοειδούς ρουλιμάν.

Στα βελονοειδή ρουλιμάν χωρίς προεξοχές πρέπει το βελονοστέφανι να στηρίζεται πλάσιρικά. Οι διάμετροι προεξοχής των πλάσιρικών επιφανειών στηρίξης δίνονται στον πίνακα της σελ. 565. Οι επιφάνειες αυτές πρέπει να είναι κατά τορκαρισμένες. Κατάλληλες είναι και οι πλάσιρικές πλάκες SNSH από χαλύβδα ελαστηρίων. Όταν οι πλάσιρικές επιφάνειες στηρίξης έχουν εγκοπές λίπανσης ή άλλες ανισότητες, τότε πρέπει οι ακμές να είναι πολύ καλά στρουγγυλεμένες.

▼ Καμπυλόστητες, εγκοπές και ύψη προεξοχών



r_1 ελ	r_2 μey	t	g_2	b	h ελ
0,15	0,15				0,6
0,3	0,6				1
1	1	0,2	1,3	2	2,5
1,1	1	0,3	2	3	3,25
1,5	1,5	0,4	2	3,2	4
2	2	0,5	2,5	4	5
2,1	2,1	0,5	3	4,7	5,5
3	2,5	0,5	3,5	5,3	6

Για να μπορεί να συναρμολογηθεί ή εφεργαστεί ο αξόνας, πρέπει η διάμετρος D_1 να μην υπερβαίνει τις τιμές του παρακάτω πίνακα. Η διάσταση F δίνεται στους πίνακες των ρουλιμάν.

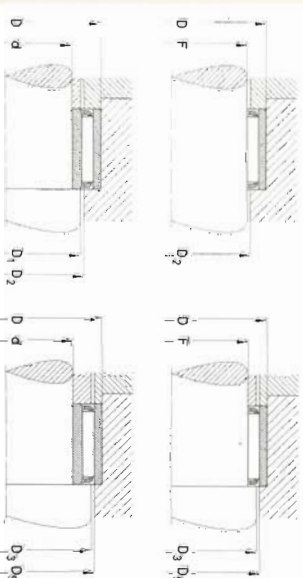
Όπου: διάσταση του πτερυγιακού κύκλου F	Διάμετρος προεξοχής $D_{μey}$	Διαστάσεις σε mm				
		F-0,3	F-0,5	F-0,7	F-1	F-1,5
20	20	55	100	250		

FAG Βελονοειδή Ρουλιμάν

Διαστάσεις προσαρμογής για βελονοειδή ρουλιμάν χωρίς προεξοχές

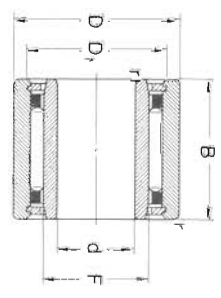
Στήριξη στην έδρα

Στήριξη στον αξόνα



Διαστάσεις	Στήριξη στην έδρα			Στήριξη στον αξόνα		
	$F_1 D$	D_2 ελ	D_3 μey	d_{D1}	D_1 μey	D_2 ελ
10x17	10,3	12,7	13,3	6x17	9,7	10,3
12x19	12,3	14,7	15,3	8x19	11,7	12,3
14x22	14,4	17,6	18,3	10x22	13,7	14,4
15x23	15,4	18,6	19,3	10x26	13,7	14,6
16x24	16,4	19,6	20,3	12x24	15,7	16,4
17x25	17,4	20,6	21,3	12x28	15,7	16,6
18x30	18,6	21,6	22,3	15x32	19,5	20,4
20x32	20,4	23,6	24,3	17x30	21,5	22,4
20x32	20,6	25,6	26,5	17x35	21,5	22,8
22x30	22,4	25,6	26,3	20x35	24,5	25,6
22x35	22,6	28,4	29,3	20x37	24,5	25,8
25x35	25,6	29,4	30,5	25x40	29,5	30,6
25x37	25,8	31,4	32,5	25x42	29,5	30,8
28x40	28,8	34,4	35,5	30x45	34,5	35,6
30x40	30,6	34,4	35,5	30x47	34,5	35,8
30x42	30,8	36,4	37,5	35x50	39,5	40,6
35x45	35,6	39,4	40,5	35x55	41	41,4
35x47	35,8	41,4	42,5	40x55	44,5	45,6
40x50	40,6	44,4	45,5	40x62	44,5	46
40x55	41	47,2	48,5	45x62	49,5	50,6
45x62	46	52,2	53,5	45x72	54,5	55,6
50x62	50,6	57,2	58,5	50x68	59,3	60,4
50x68	51	57,2	58,5	50x78	64,3	65,4
55x68	55,6	59,4	60,8	55x85	69,3	70,4
55x72	56	62,2	63,8	60x90	74,3	75,4
60x78	61	67,2	68,8	65x95	79,3	80,4
65x85	66	72,2	73,8	70x100	84,3	85,4
70x90	71	77,2	78,8	75x105	89,3	90,4
75x95	76	82,2	84	80x110	94,3	95,4
80x100	81	87,2	89	85x115	99,3	100,4
85x105	86	92,2	94	90x120	104,3	105,4
90x110	91	97,2	99			
95x115	96	102,2	104			
100x120	101	107,2	109			

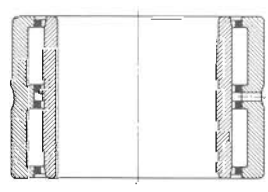
Needle roller bearings with flanges with inner ring
d 6-32 mm



Type SNKI



Type NA



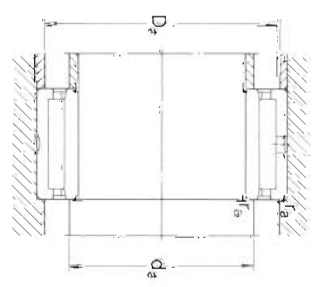
Type NNA

Boundary dimensions	Basic load ratings dynamic static C_0	Limiting speeds Lubrication grease oil	Mass kg	Designation			
					N ($N=0,225$ lb)	ℓ (min)	
6	16	4 750	3 750	24 000	30 000	0.019	SNKI 6/16
7	17	4 050	3 050	22 000	28 000	0.016	SNKI 7/17
9	19	4 150	3 250	20 000	26 000	0.019	SNKI 9/12
10	22	8 300	6 300	19 000	24 000	0.025	NA 4900
10	22	16 900	12 900	20 000	26 000	0.032	NA 102216
12	22	20 500	15 500	20 000	26 000	0.040	NA 102220
12	24	9 150	7 200	18 000	22 000	0.028	NA 4901
12	24	11 000	9 150	19 000	24 000	0.036	NA 122416
12	24	13 700	12 000	19 000	24 000	0.046	NA 122420
15	27	16 000	14 000	17 000	20 000	0.042	NA 152716
15	27	20 000	17 000	17 000	20 000	0.054	NA 152720
17	29	16 000	14 000	16 000	19 000	0.037	NA 4902
17	30	13 900	11 600	15 000	18 000	0.040	NA 172916
17	30	16 000	14 000	16 000	19 000	0.047	NA 4903
20	32	16 000	14 000	16 000	19 000	0.053	NA 203216
20	32	17 300	15 300	13 000	16 000	0.067	NA 203220
20	32	17 300	15 300	15 000	18 000	0.089	NA 4904
22	34	16 000	14 000	16 000	19 000	0.15	NNA 6904
22	34	16 000	14 000	15 000	18 000	0.058	NA 223416
22	34	17 600	15 600	12 000	15 000	0.071	NA 223420
25	36	20 000	18 000	11 000	14 000	0.086	NA 253620
25	36	28 500	26 500	11 000	14 000	0.13	NA 253630
25	36	28 500	26 500	13 000	16 000	0.11	NA 4905
28	42	30 000	28 000	10 000	13 000	0.099	NNA 6905
28	42	30 000	28 000	10 000	13 000	0.18	NA 284220
30	45	20 000	18 000	9 000	11 000	0.12	NA 304520
30	45	22 800	20 800	9 000	11 000	0.18	NA 304530
30	45	22 800	20 800	9 000	11 000	0.21	NA 4906
32	47	20 000	18 000	9 000	11 000	0.12	NNA 6906
32	47	20 000	18 000	9 000	11 000	0.17	NA 324720
32	47	28 000	26 000	8 500	10 000	0.17	NA 4932

Some bearings of types NA and NNA are still being supplied with insert flanges as for bearings of type SNKI



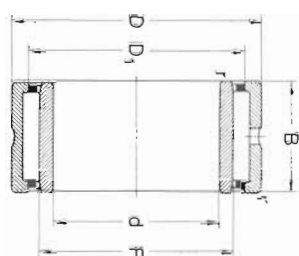
Needle roller bearings with flanges with inner ring
d 6-32 mm



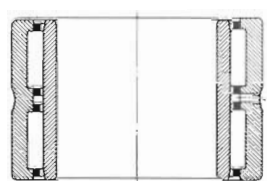
Dimensions	Abutment and fillet dimensions	Equivalent bearing load dynamic $P = F_d$	static $P_0 = F_s$					
				d_2	d_a	D_2	f_2	g_2
6	12.8	9	0.5	1.5	8	8.5	14	0.3
7	13.4	10	0.5	1.7	9	9.5	15	0.3
9	15.4	12	0.5	1.7	11	11.5	17	0.3
10	17.4	14	0.5	1.7	12	13	20	0.3
10	17.4	14	0.5	1.1	12	13.5	20	0.3
12	17.4	14	0.5	1.1	12	13.5	20	0.3
12	19.4	16	0.5	1.1	14	15	22	0.3
12	19.4	16	0.5	1.1	14	15.5	22	0.3
15	22.4	19	0.5	1.1	17	18.5	25	0.3
15	22.4	19	0.5	1.1	17	18.5	25	0.3
17	24.4	21	0.5	1.1	19	20.5	27	0.3
17	24.4	21	0.5	1.1	19	21	28	0.3
20	27.4	24	0.5	1.1	22	23.5	30	0.3
20	27.4	24	0.5	1.1	22	23.5	30	0.3
22	30.5	25	0.5	1.5	22	23.5	35	0.3
22	32.4	25	0.5	1.5	22	23.5	35	0.3
22	29.4	26	0.5	1.1	24	25.5	32	0.3
22	29.4	26	0.5	1.1	24	25.5	32	0.3
25	33	29	0.5	1.3	27	28	36	0.3
25	33	29	0.5	1.5	27	28	36	0.3
25	35.5	30	0.5	1.6	27	28.5	40	0.3
28	37.4	30	0.5	1	27	28.5	40	0.3
28	36	32	0.5	1.3	30	31	40	0.3
30	39	35	0.5	1.3	32	34	43	0.3
30	39	35	0.5	1.5	32	34	43	0.3
30	40.5	35	0.5	0.6	32	33.5	45	0.3
30	42.4	35	0.5	1	32	33.5	45	0.3
32	41	37	0.5	1.3	34	36	45	0.3
32	45.5	40	1	1.1	36	38.5	48	0.6

¹⁾ Permissible axial displacement from the normal position of one bearing ring in relation to the other

Needle roller bearings with flanges
with inner ring
d 35-110 mm



Type NA



Type NNA

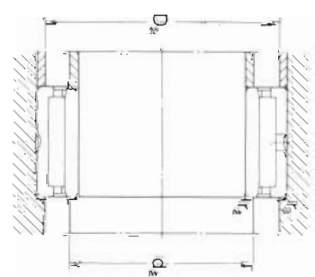
Boundary dimensions	Basic load ratings			Limiting speeds Lubrication grease oil	Mass kg	Designation
	dynamic	static	C_0			
d	D	B	C			
mm						
N (1 N = 0,225 lbf) r/min						

35	50	20	23 600	26 000	8 500	10 000	0,13	NA 355020
	50	30	34 000	42 500	8 500	10 000	0,19	NA 355030
	55	20	28 500	28 500	8 000	9 500	0,18	NA 4907
	55	36	36 000	45 500	8 000	9 500	0,34	NNA 6907
40	55	20	25 000	29 000	7 500	9 000	0,14	NA 405520
	55	30	36 000	46 500	7 000	8 500	0,22	NA 405530
	62	22	35 500	36 000	7 000	8 500	0,25	NA 4908
	62	40	53 000	65 500	6 700	8 000	0,48	NNA 6908
42	57	20	25 500	30 000	7 000	8 500	0,15	NA 426720
45	62	25	34 000	40 000	6 700	8 000	0,23	NA 456225
	62	35	45 500	58 500	6 700	8 000	0,33	NA 456235
	68	22	37 500	44 000	6 300	7 500	0,29	NA 4909
50	68	25	36 000	45 000	6 300	7 500	0,28	NA 506825
	72	22	40 000	44 000	6 000	7 000	0,30	NA 4910
	72	40	53 000	76 500	6 000	7 000	0,58	NNA 6910
55	72	25	37 500	47 500	5 600	6 700	0,28	NA 557225
	72	35	50 000	69 500	5 600	6 700	0,39	NA 557235
	80	25	51 000	55 000	5 300	6 300	0,43	NA 4911
60	85	25	53 000	58 500	5 000	6 000	0,46	NA 4912
70	95	25	40 000	53 000	4 300	5 000	0,56	NA 709525
	100	30	73 500	83 000	4 300	5 000	0,77	NA 4914
75	105	30	75 000	86 500	4 000	4 800	0,82	NA 4915
85	120	35	95 000	120 000	3 400	4 000	1,30	NA 4917
90	120	26	43 000	62 000	3 400	4 000	0,90	NA 9012026
95	130	35	98 000	132 000	3 000	3 600	1,45	NA 4919
100	140	40	114 000	150 000	2 800	3 400	2,00	NA 4920
110	140	30	73 500	112 000	2 800	3 400	1,20	NA 4922
	150	40	120 000	163 000	2 800	3 200	2,20	NA 4922

Some bearings of types NA and NNA are still being supplied with insert flanges as for bearings of type SNKI



Needle roller bearings with flanges
with inner ring
d 35-110 mm

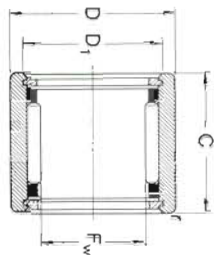


Equivalent bearing load
dynamic
 $P = F_r$
static
 $P_0 = F_r$

Dimensions	Abutment and fillet dimensions							
	d	D ₁	F	r (s ¹)	d _a min	d _a max	D _a max	r _a max
mm								
35	44	40	0,5	1,3	37	39	48	0,3
	44	40	0,5	1,5	37	39	48	0,3
	47,5	42	1	1,1	39	40,5	51	0,6
	50,4	42	1	1	39	40,5	51	0,6
40	49	45	0,5	1,3	42	44	53	0,3
	49	45	0,5	1,5	42	44	53	0,3
	54,1	48	1	1,2	44	46,5	58	0,6
	54,3	48	1	1,5	44	46,5	58	0,6
42	51	47	0,5	1,3	44	46	55	0,3
45	54,7	50	0,8	1,9	48	49	59	0,5
	54,7	50	0,8	2,1	48	49	59	0,5
	58,1	52	1	1,2	49	50,5	64	0,6
50	59,7	55	0,8	1,9	53	54	65	0,5
	64,1	58	1	1,2	54	56,5	68	0,6
	66,4	58	1	1,5	54	56,5	68	0,6
55	64,7	60	0,8	1,9	58	59	69	0,5
	64,7	60	0,8	2,1	58	59	69	0,5
	70,5	63	1,5	1,2	60	61	75	1
60	75,5	68	1,5	1,3	65	66	80	1
70	86,5	80	1,5	2	75	78	90	1
	88,9	80	1,5	1,7	75	78	95	1
75	93,9	85	1,5	1,7	80	83	100	1
85	109	100	2	1,6	91,5	98	113,5	1
90	110	100	1,5	3	95	98	115	1
95	119	110	2	1,6	101,5	108	123,5	1
100	124	115	2	3,5	106,5	113	133,5	1
110	128	120	1,5	0,5	115	118	135	1
	134	125	2	3,5	116,5	123	143,5	1

¹⁾ Permissible axial displacement from the normal position of one bearing ring in relation to the other

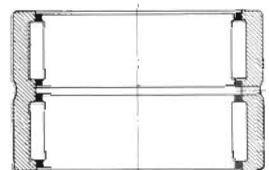
**Needle roller bearings with flanges
without inner ring**
F_w 5-22 mm



Type SNK



Type RNA



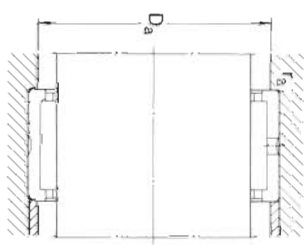
Type RNNa

Boundary dimensions	Basic load ratings		Limiting speeds		Mass	Designation		
	dynamic	static	grease	oil				
F _w	D	C	C ₀	C ₀				
mm (1 N = 0.225 lb)								
5	10	10	1 900	1 120	30 000	36 000	0.004	SNK 5/10
6	12	10	2 160	1 320	28 000	34 000	0.005	SNK 6/10
	12	12	2 650	1 730	28 000	34 000	0.007	SNK 6/12
7	14	10	2 600	1 700	26 000	32 000	0.007	SNK 7/10
8	15	12	3 600	2 550	26 000	32 000	0.009	SNK 8/12
	15	16	4 400	3 400	26 000	32 000	0.013	SNK 8/16
9	16	12	3 650	2 700	24 000	30 000	0.012	SNK 9/12
10	17	12	4 050	3 050	22 000	28 000	0.012	SNK 10/12
	17	16	4 900	3 800	22 000	28 000	0.016	SNK 10/16
12	19	12	4 150	3 250	20 000	26 000	0.014	SNK 12/12
	19	16	5 100	4 150	20 000	26 000	0.018	SNK 12/16
14	22	13	8 300	6 300	19 000	24 000	0.018	RNA 4900
	22	16	9 800	7 800	20 000	26 000	0.023	RNA 142216
	22	20	12 500	10 400	20 000	26 000	0.028	RNA 142220
15	23	16	10 400	8 500	20 000	26 000	0.024	RNA 152316
16	24	13	9 150	7 200	18 000	22 000	0.020	RNA 4901
	24	16	11 000	9 150	19 000	24 000	0.025	RNA 162416
17	25	16	11 600	9 650	18 000	22 000	0.027	RNA 172516
18	26	16	11 400	9 650	18 000	22 000	0.028	RNA 182616
	26	20	14 300	12 900	18 000	22 000	0.035	RNA 182820
20	28	13	10 200	8 650	16 000	19 000	0.023	RNA 4902
	28	16	12 500	11 000	16 000	19 000	0.030	RNA 202816
	28	20	15 600	14 600	16 000	19 000	0.038	RNA 202820
	28	23	12 900	13 700	16 000	19 000	0.042	RNA 6902
22	30	13	11 000	9 650	15 000	18 000	0.025	RNA 4903
	30	16	12 900	11 600	15 000	18 000	0.033	RNA 223016
	30	20	16 000	15 600	15 000	18 000	0.041	RNA 223020
	30	23	15 300	16 500	15 000	18 000	0.056	RNA 6903

Some bearings of types RNA and RNNa are still being supplied with insert flanges as for bearings of type SNK



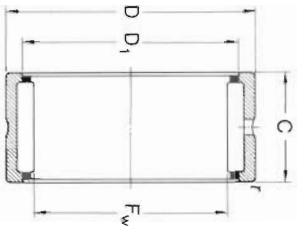
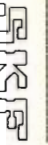
**Needle roller bearings with flanges
without inner ring**
F_w 5-22 mm



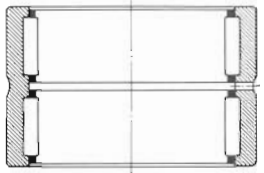
Dimensions	Abutment and filler dimensions					
	F _w	D ₁	r	Da	fa	ra
				max	max	max
mm						
5	8.8	0.3	8.8	0.1		
6	9.8	0.3	10.8	0.1		
	9.8	0.3	10.8	0.1		
7	10.4	0.5	12	0.3		
8	11.4	0.5	13	0.3		
	11.8	0.5	13	0.3		
9	12.8	0.5	14	0.3		
10	13.4	0.5	15	0.3		
	13.4	0.5	15	0.3		
12	15.4	0.5	17	0.3		
	15.4	0.5	17	0.3		
14	17.4	0.5	20	0.3		
	17.4	0.5	20	0.3		
	17.4	0.5	20	0.3		
15	18.4	0.5	21	0.3		
16	19.4	0.5	22	0.3		
	19.4	0.5	22	0.3		
17	20.4	0.5	23	0.3		
18	21.4	0.5	24	0.3		
	21.4	0.5	24	0.3		
20	23.4	0.5	26	0.3		
	23.4	0.5	26	0.3		
	23.4	0.5	26	0.3		
	25	0.5	26	0.3		
22	25.4	0.5	28	0.3		
	25.4	0.5	28	0.3		
	25.4	0.5	28	0.3		
	25.2	0.5	28	0.3		

Equivalent bearing load
dynamic
P = F_w
static
P₀ = F_r

Needle roller bearings with flanges
without inner ring
F_w 24-60 mm



Type RNA



Type RNNA

Boundary dimensions	Basic load ratings		Limiting speeds	Mass	Designation
	dynamic C ₂	static C ₀			
F _w	D	C	Lubrication grease oil	kg	

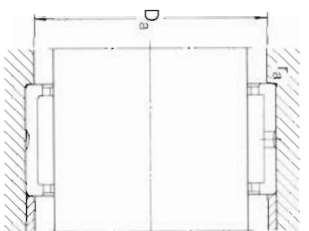
mm		N (1 N = 0,225 lb)		r/min		kg	
24	32	16	13 700	12 900	13 000	16 000	0,035
	32	20	17 300	17 300	13 000	16 000	0,045
25	33	16	13 700	12 900	13 000	16 000	0,037
	33	20	17 000	17 300	13 000	16 000	0,047
	37	17	19 300	15 300	12 000	15 000	0,081
28	39	17	19 600	16 300	11 000	14 000	0,059
30	40	20	20 400	20 400	10 000	13 000	0,071
	40	30	29 000	32 500	10 000	13 000	0,111
	42	17	20 400	17 300	10 000	13 000	0,071
	42	30	23 200	27 000	10 000	13 000	0,13
32	42	20	30 800	21 200	9 500	12 000	0,074
	42	30	30 300	34 000	9 500	12 000	0,111
35	45	20	22 000	23 200	9 000	11 000	0,081
	47	17	22 800	20 000	9 000	11 000	0,081
	47	30	30 000	35 500	9 000	11 000	0,15
40	50	20	23 600	26 000	8 500	10 000	0,082
	50	30	34 000	42 500	8 500	10 000	0,12
	52	20	28 000	27 000	8 500	10 000	0,10
42	55	20	28 500	28 500	8 000	9 500	0,11
	55	36	36 000	45 500	8 000	9 500	0,22
45	55	20	29 000	29 000	7 500	9 000	0,089
	55	30	36 000	46 500	7 500	9 000	0,14
50	62	25	34 000	40 000	6 700	8 000	0,16
	62	35	45 300	58 500	6 700	8 000	0,23
52	68	22	37 500	44 000	6 300	7 500	0,20
55	68	25	36 000	45 000	6 300	7 500	0,20
	68	35	49 000	65 500	6 300	7 500	0,28
58	72	40	53 000	76 500	6 000	7 000	0,37
60	72	25	37 500	47 500	5 600	6 700	0,19
	72	35	50 000	69 500	5 600	6 700	0,27

mm		N (1 N = 0,225 lb)		r/min		kg	
24	32	16	13 700	12 900	13 000	16 000	0,035
	32	20	17 300	17 300	13 000	16 000	0,045
25	33	16	13 700	12 900	13 000	16 000	0,037
	33	20	17 000	17 300	13 000	16 000	0,047
	37	17	19 300	15 300	12 000	15 000	0,081
28	39	17	19 600	16 300	11 000	14 000	0,059
30	40	20	20 400	20 400	10 000	13 000	0,071
	40	30	29 000	32 500	10 000	13 000	0,111
	42	17	20 400	17 300	10 000	13 000	0,071
	42	30	23 200	27 000	10 000	13 000	0,13
32	42	20	30 800	21 200	9 500	12 000	0,074
	42	30	30 300	34 000	9 500	12 000	0,111
35	45	20	22 000	23 200	9 000	11 000	0,081
	47	17	22 800	20 000	9 000	11 000	0,081
	47	30	30 000	35 500	9 000	11 000	0,15
40	50	20	23 600	26 000	8 500	10 000	0,082
	50	30	34 000	42 500	8 500	10 000	0,12
	52	20	28 000	27 000	8 500	10 000	0,10
42	55	20	28 500	28 500	8 000	9 500	0,11
	55	36	36 000	45 500	8 000	9 500	0,22
45	55	20	29 000	29 000	7 500	9 000	0,089
	55	30	36 000	46 500	7 500	9 000	0,14
50	62	25	34 000	40 000	6 700	8 000	0,16
	62	35	45 300	58 500	6 700	8 000	0,23
52	68	22	37 500	44 000	6 300	7 500	0,20
55	68	25	36 000	45 000	6 300	7 500	0,20
	68	35	49 000	65 500	6 300	7 500	0,28
58	72	40	53 000	76 500	6 000	7 000	0,37
60	72	25	37 500	47 500	5 600	6 700	0,19
	72	35	50 000	69 500	5 600	6 700	0,27

Some bearings of types RNA and RNNA are still being supplied with insert flanges as for bearings of type SNK



Needle roller bearings with flanges
without inner ring
F_w 24-60 mm



Equivalent bearing load
static P₀ = F_w
dynamic P = F_w

Dimensions	Abutment and fillet dimensions	
	mm	mm
F _w	D ₁	r
		D _a max
		f _a max

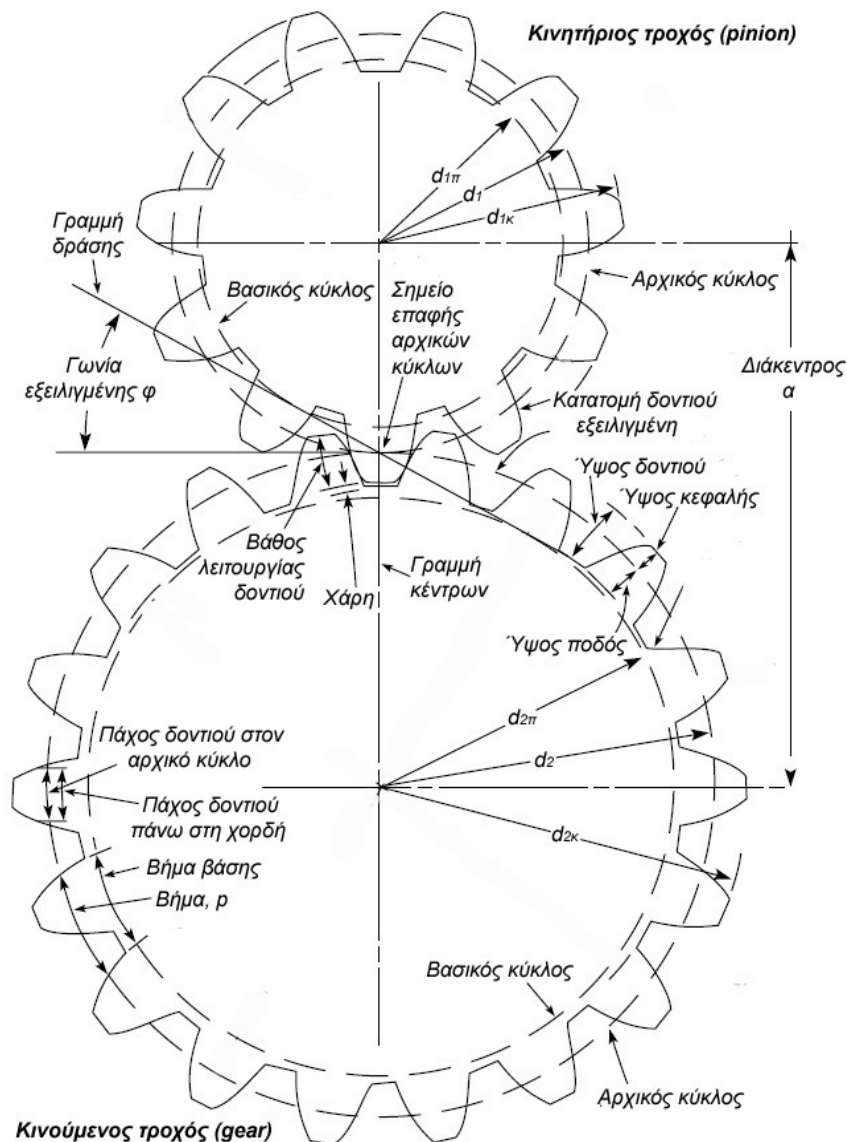
24	27,4	0,5	30	0,3
	27,4	0,5	30	0,3
25	28,4	0,5	31	0,3
	28,4	0,5	31	0,3
	30,5	0,5	35	0,3
28	33,5	0,5	37	0,3
30	34	0,5	38	0,3
	34	0,5	38	0,3
	35,5	0,5	40	0,3
	37,4	0,5	40	0,3
32	36	0,5	40	0,3
	36	0,5	40	0,3
35	39	0,5	43	0,3
	40,5	0,5	45	0,3
	42,4	0,5	45	0,3
40	44	0,5	48	0,3
	44	0,5	48	0,3
	45,5	1	48	0,6
42	47,5	1	51	0,6
	50,4	1	51	0,6
45	49	0,5	53	0,3
	49	0,5	53	0,3
50	54,7	0,8	59	0,5
	54,7	0,8	59	0,5
52	58,1	1	64	0,6
55	59,7	0,8	65	0,5
	59,7	0,8	65	0,5
58	66,4	1	68	0,6
60	64,7	0,8	69	0,5
	64,7	0,8	69	0,5

24	27,4	0,5	30	0,3
	27,4	0,5	30	0,3
25	28,4	0,5	31	0,3
	28,4	0,5	31	0,3
	30,5	0,5	35	0,3
28	33,5	0,5	37	0,3
30	34	0,5	38	0,3
	34	0,5	38	0,3
	35,5	0,5	40	0,3
	37,4	0,5	40	0,3
32	36	0,5	40	0,3
	36	0,5	40	0,3
35	39	0,5	43	0,3
	40,5	0,5	45	0,3
	42,4	0,5	45	0,3
40	44	0,5	48	0,3
	44	0,5	48	0,3
	45,5	1	48	0,6
42	47,5	1	51	0,6
	50,4	1	51	0,6
45	49	0,5	53	0,3
	49	0,5	53	0,3
50	54,7	0,8	59	0,5
	54,7	0,8	59	0,5
52	58,1	1	64	0,6
55	59,7	0,8	65	0,5
	59,7	0,8	65	0,5
58	66,4	1	68	0,6
60	64,7	0,8	69	0,5
	64,7	0,8	69	0,5

ΜΕΤΩΠΙΚΟΙ ΟΔΟΝΤΩΤΟΙ ΤΡΟΧΟΙ

Πίνακας 1: 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				7		50		
	0.15		1.5			8				55	
0.2				1.75			9		60		
	0.25		2			10					65
0.3				2.25			11			70	
	0.35		2.5			12				75	
0.4				2.75			14		80		
	0.45		3			16				85	
0.5				3.25			18		90		
	0.55			3.5		20				95	
0.6					3.75		22		100		
		0.65	4			25					
	0.7			4.5			28				
	0.75		5			32					
0.8				5.5			36				
	0.9		6			40					
1					6.5		45				

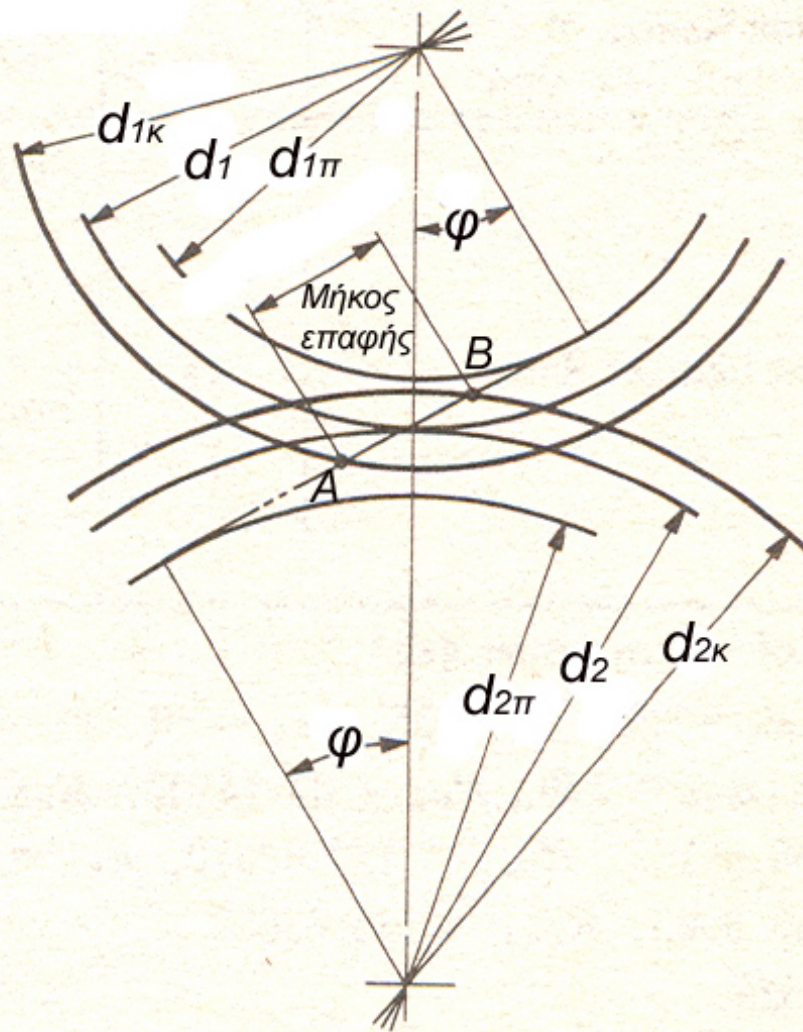
Η επιλογή του module γίνεται κατά προτεραιότητα από την σειρά 1, μετά από την σειρά 2 και τελευταία από την σειρά 3.



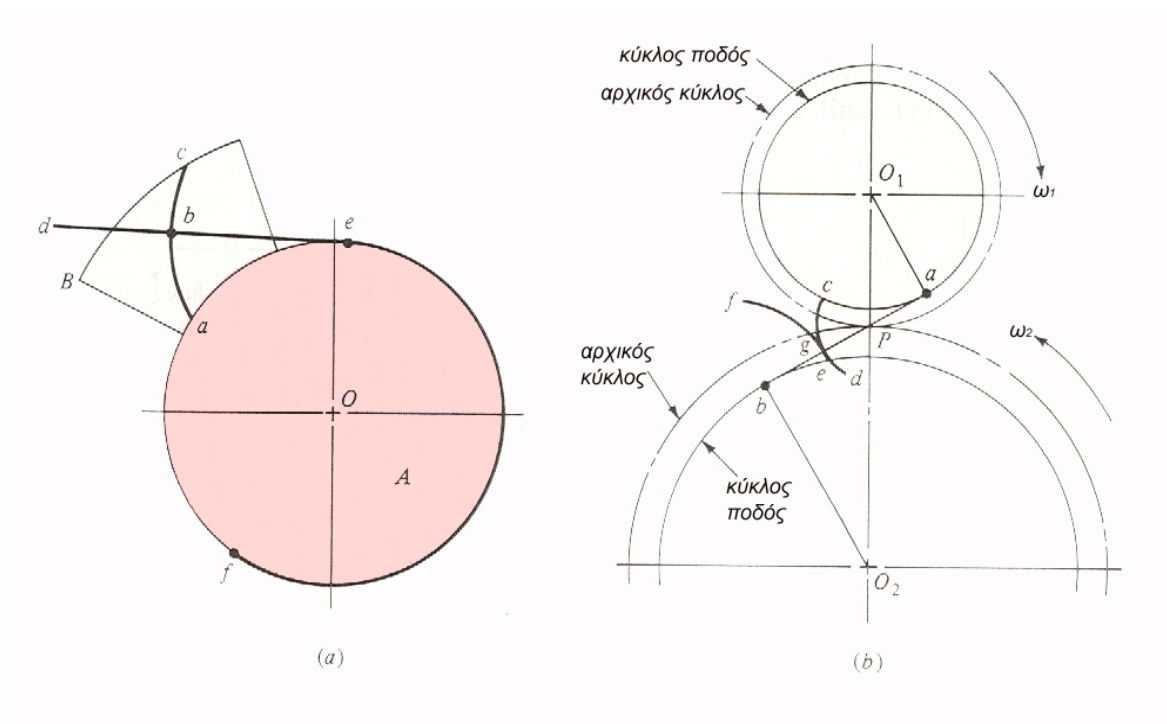
Σχήμα 1: Γεωμετρία οδοντωτών τροχών

Πίνακας 2: Σχέσεις μεγεθών μετωπικών οδοντωτών τροχών

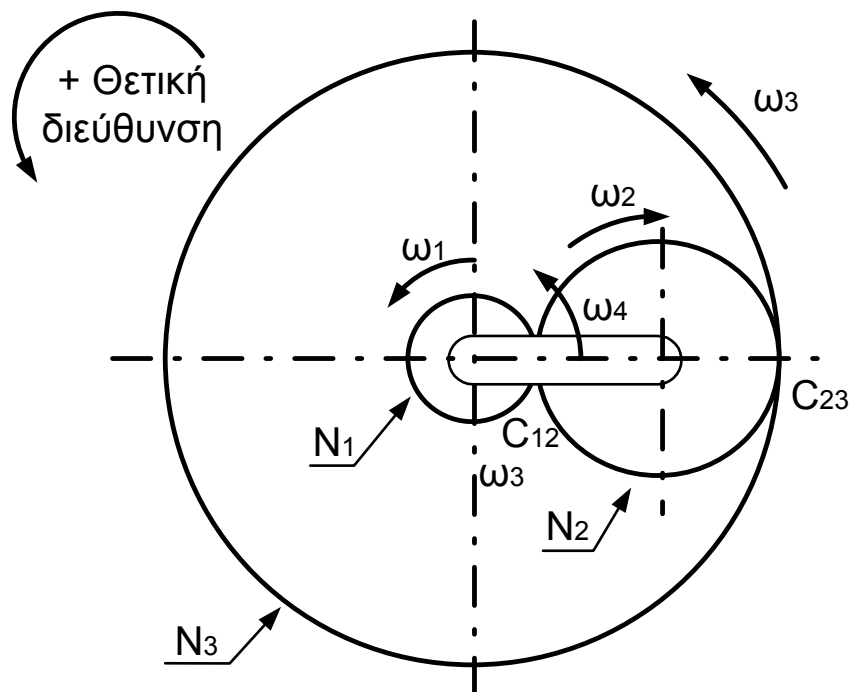
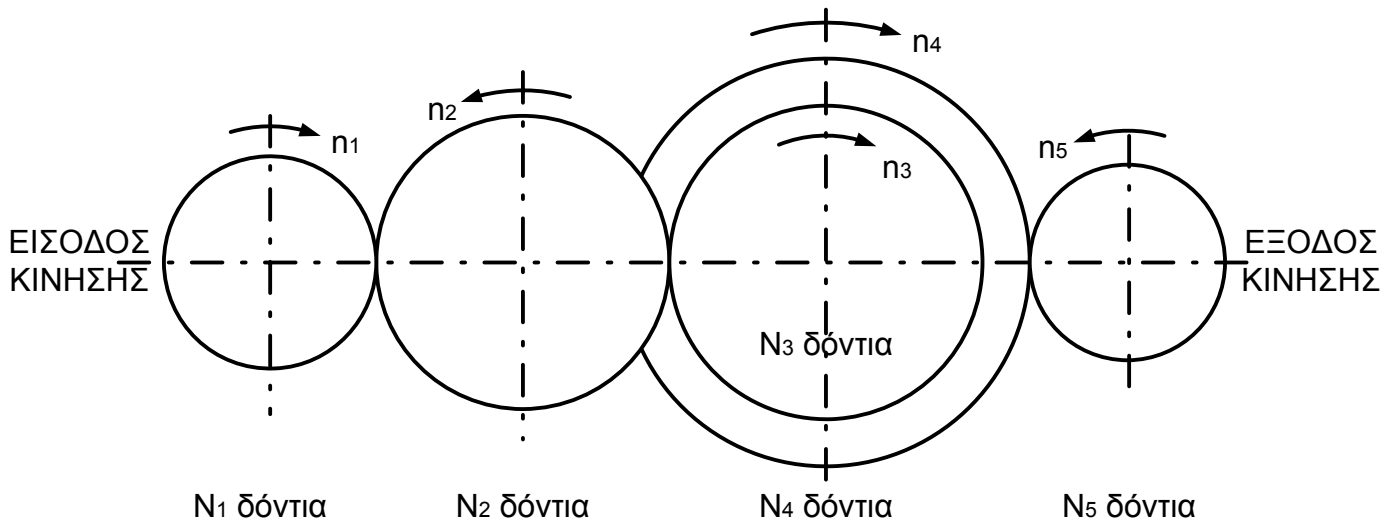
Αριθμός δοντιών pinion	$N_1 =$	20	δόντια
Αριθμός δοντιών gear	$N_2 =$	40	δόντια
module	$m =$	3	mm
Γωνία εξειλιγμένης, deg.	$\varphi =$	20	deg
Γωνία εξειλιγμένης, rad.	$\varphi_{rad} =$	0.35	rad
Ύψος κεφαλής (addendum)	$h_k = m =$	3.00	mm
Ύψος ποδός (dedendum)	$h_{\pi} = 1.25m =$	3.75	mm
Αρχική διάμετρος	$D = mN =$	60.00	mm
Εξωτερική διάμετρος	$D_o = D + 2m = m(N+2) =$	66.00	mm
Διάμετρος βάσης	$D_b = D \cos\varphi =$	56.38	mm
Διάμετρος ρίζας	$D_r = D - 2.5m = m(N-2.5) =$	52.50	mm
Βήμα αρχικού κύκλου	$p = m\pi =$	9.4248	mm
Βήμα κύκλου βάσης	$p_b = m\pi \cos\varphi =$	8.8564	mm
Πάχος δοντιού στον αρχικό κύκλο	$t = m\pi / 2 =$	4.7124	mm
Διάκεντρος	$\alpha = m(N_1+N_2)/2 =$	90	mm
Μεταβολή στη διάκεντρο	$\Delta\alpha =$	1	mm
Τζόγος B (γραμμικός) στον αρχικό κύκλο, από μεταβολή στην διάκεντρο	$B = 2(\Delta\alpha)\tan\varphi$	0.7279	mm
Τζόγος B (γραμμικός) στον αρχικό κύκλο, από μεταβολή στο πάχος του δοντιού	$B = \Delta t =$	1	mm
Τζόγος B_{La} (γραμμικός) στην γραμμή δράσης La , από τον γραμμικό τζόγο στον αρχικό κύκλο	$B_{La} = B \cos\varphi$	0.684	mm
Ελάχιστος αριθμός δοντιών για αποφυγή υποκοπών, N_c	$N_c = 2 / \sin^2\varphi$	17	δόντια



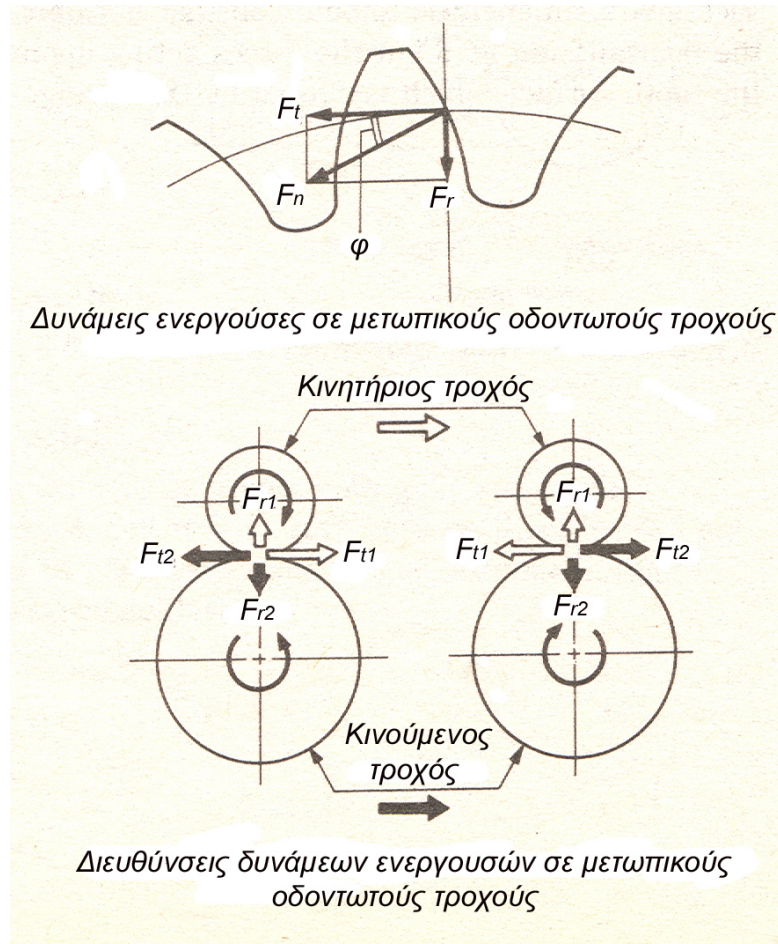
Λόγος επαφής (ακτινικός) μετωπικών
οδοντωτών τροχών



Σχήμα 5: Κατασκευή εξειλιγμένης και κινηματική των οδοντωτών τροχών



18.2 Δυνάμεις μετωπικών οδοντωτών τροχών



Σχήμα 14: Δυνάμεις επί των συνεργαζομένων οδοντωτών τροχών

$$(M_t)_{kp.cm} = 71620 \frac{(N)_{HP}}{(n_1)_{rpm}}$$

$$F_t = \frac{M_t}{d_1 / 2}$$

$$F_r = F_t \tan \varphi$$

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

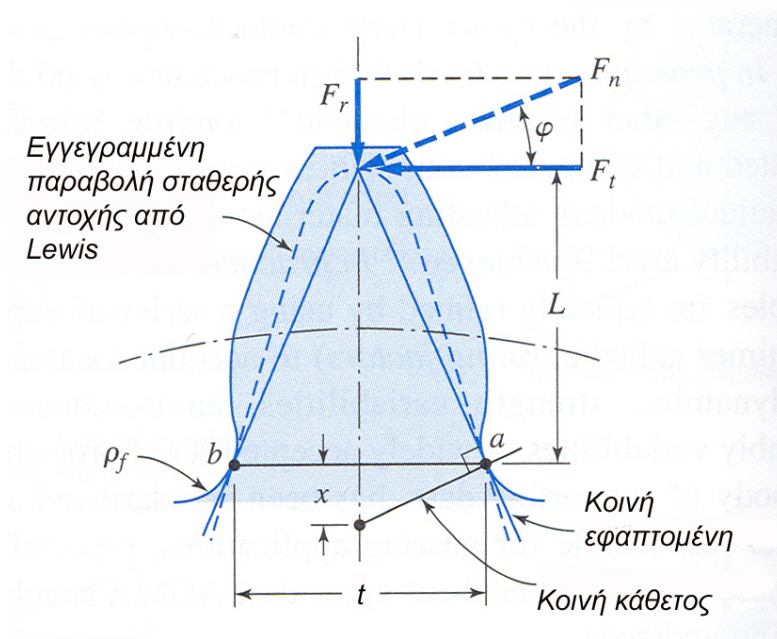
Πίνακας 9: Δυνάμεις ενεργούσες σε οδοντωτούς τροχούς

Τύποι γραναζιών		Εφαπτομενική δύναμη, F_t	Αξονική δύναμη, F_a	Ακτινική δύναμη, F_r
Μετωπικοί οδοντωτοί τροχοί		$F_t = \frac{2M_t}{d_1}$	---	$F_r = F_t \tan \varphi$
Ελικοειδείς οδοντωτοί τροχοί		$F_t = \frac{2M_t}{d_1}$	$F_a = F_t \tan \psi$	$F_r = F_t \frac{\tan \varphi}{\cos \psi}$
Μετωπικοί κωνικοί τροχοί		$F_t = \frac{2M_t}{d_m}$	$F_a = F_t \tan \varphi \sin \psi$	$F_r = F_t \tan \varphi \cos \psi$
Spiral κωνικοί τροχοί				
Ατέρμονας - κορώνα	Ατέρμονας (κινητήριο)	$F_t = \frac{2M_t}{d_{01}}$	$F_a = F_t \frac{\cos \varphi_n \cos \psi - \mu \sin \psi}{\cos \varphi_n \sin \psi + \mu \cos \psi}$	$F_r = F_t \frac{\sin \varphi_n}{\cos \varphi_n \sin \psi + \mu \cos \psi}$
	Κορώνα (κινούμενο)	$F_t \frac{\cos \varphi_n \cos \psi - \mu \sin \psi}{\cos \varphi_n \sin \psi + \mu \cos \psi}$	$F_a = F_t$	
Διασταυρού- μενοι τροχοί	Κινητήριο γρανάζι	$F_t = \frac{2M_t}{d_{01}}$		$F_r = F_t \frac{\sin \varphi_n}{\cos \varphi_n \cos \psi + \mu \cos \psi}$
	Κινούμενο γρανάζι	$F_t \frac{\cos \varphi_n \sin \psi - \mu \cos \psi}{\cos \varphi_n \cos \psi + \mu \sin \psi}$	$F_a = F_t$	

18.3 Κάμψη μετωπικών τροχών κατά Lewis

Οι αναπτυσσόμενες καμπτικές τάσεις στο δόντι κατά την φόρτίσή του υπολογίστηκαν από τον Lewis το 1893, θεωρώντας το δόντι καμπτόμενη δοκό με μεταβλητό ύψος. Πιο συγκεκριμένα ο Lewis δέχθηκε ότι το δόντι έχει σχήμα μιας παραβολής, σταθερής τάσης, η οποία είναι εγγεγραμμένη στην κατατομή της εξειλιγμένης του δοντιού. Η παραβολή αυτή εφάπτεται των ακτίνων καμπυλότητας της βάσης του δοντιού στα σημεία a και b και έχει κορυφή το σημείο που τέμνεται η F_n με την γραμμή συμμετρίας του δοντιού. Αν το πάχος του δοντιού είναι b , τότε η ορθή λόγω κάμψης τάση στη βάση του δοντιού είναι:

$$\sigma = \frac{M_t c}{I} = \frac{(F_t L)(t/2)}{(bt^3/12)} = \frac{6F_t L}{bt^2}$$



Σχήμα 15: Κάμψη μετωπικών οδοντωτών τροχών κατά Lewis

Οι θλιπτικές τάσεις που αναπτύσσονται στο δόντι λόγω της δύναμης F_r , αγνοούνται λόγω του μικρού μεγέθους συγκριτικά με τις καμπτικές τάσεις.

Από τα όμοια ορθογώνια τρίγωνα προκύπτει :

$$\frac{x}{t/2} = \frac{t/2}{L} \quad \text{ή} \quad L = \frac{t^2}{4x}$$

και λύνοντας ως προς F_t προκύπτει:

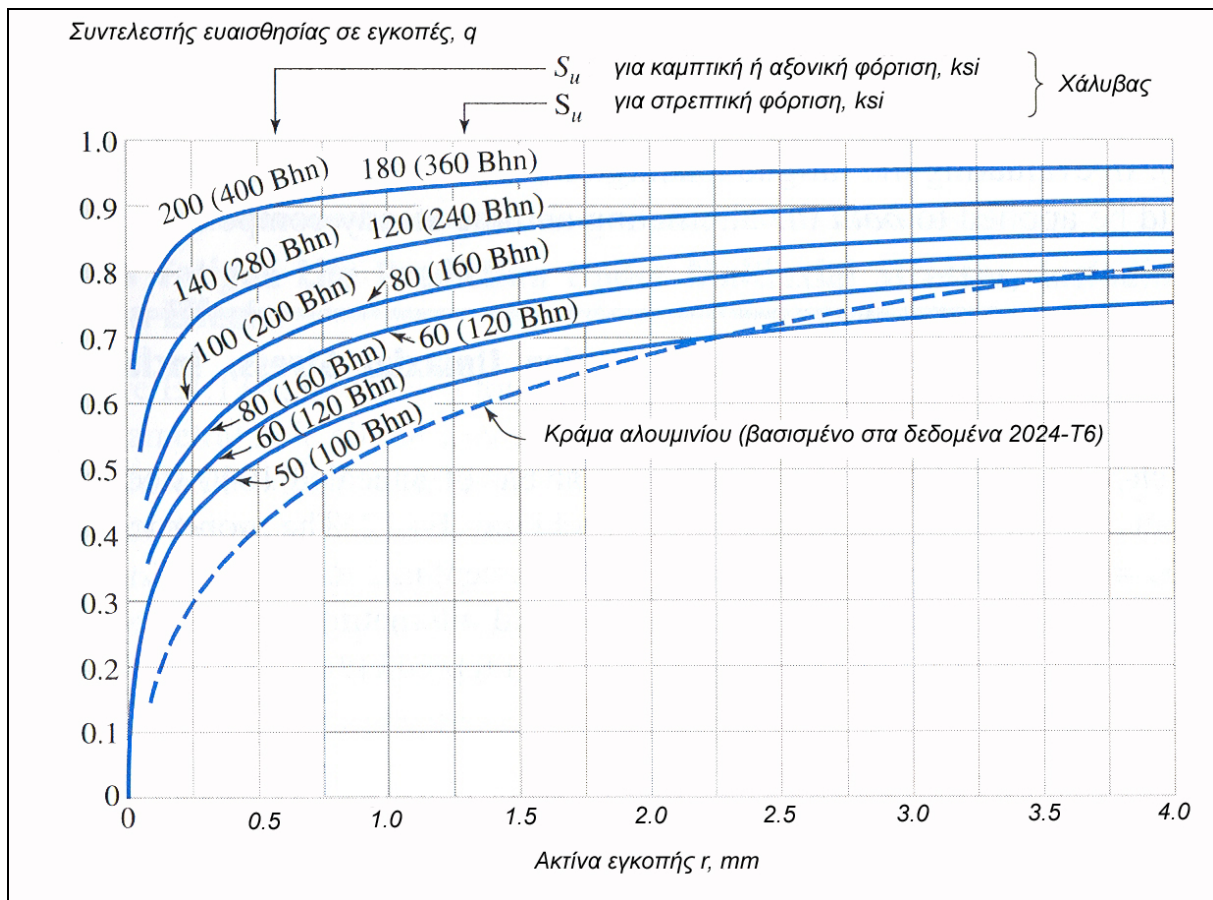
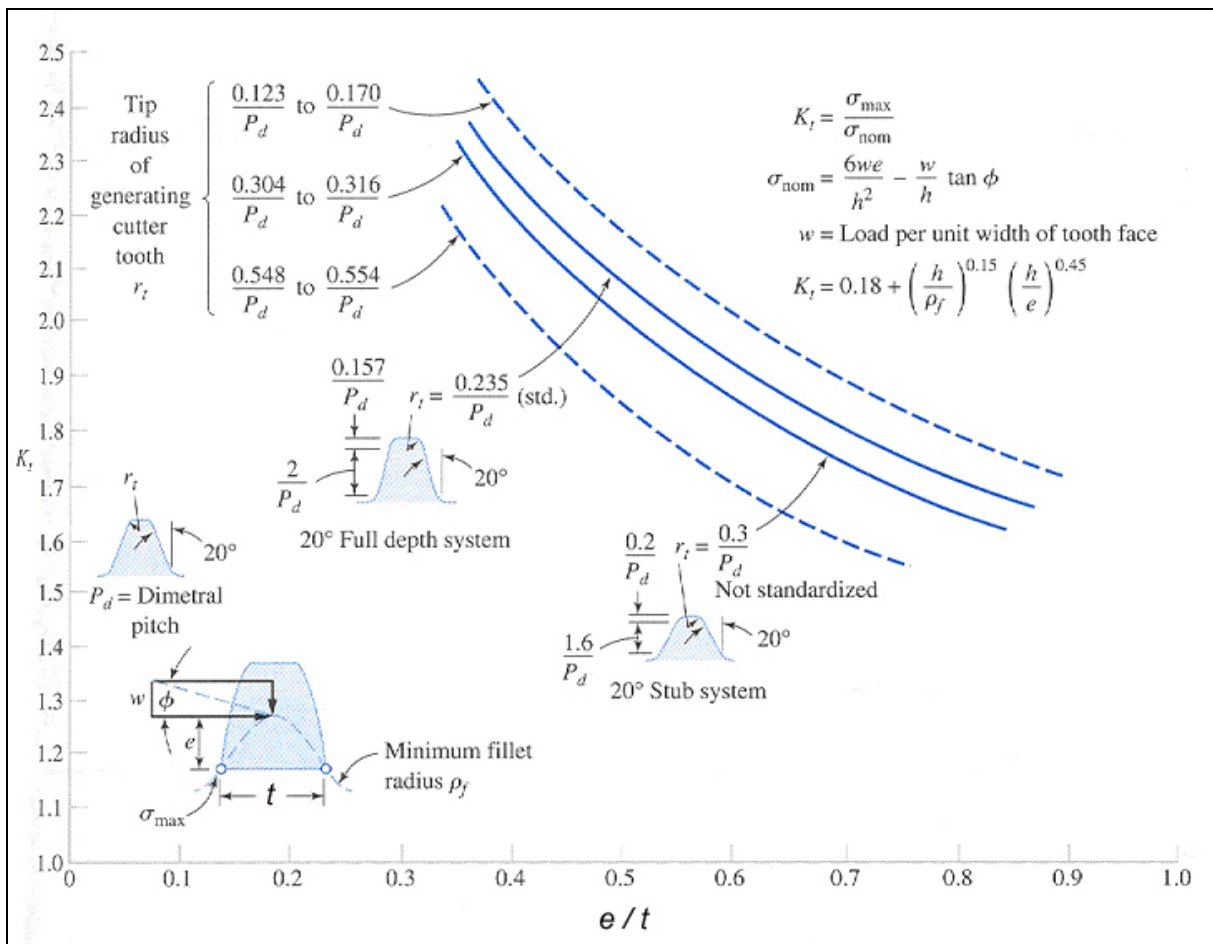
$$F_t = \sigma b \frac{t^2}{6L} = \sigma b \left(\frac{2x}{3p} \right) p$$

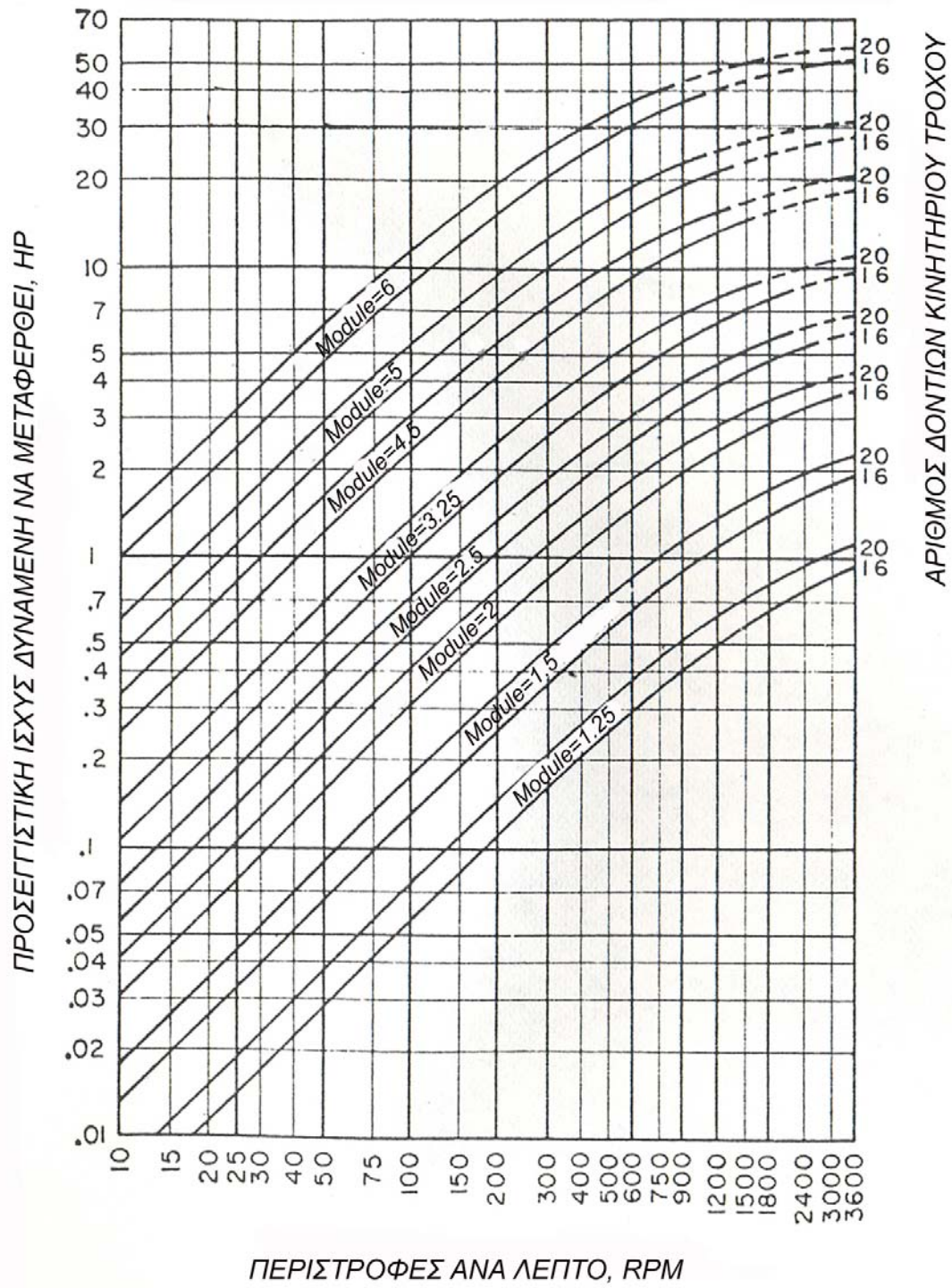
Ορίζοντας $y = 2x/3p$ ως τον συντελεστή Lewis (ο οποίος έχει υπολογιστεί και παρουσιάζεται στον Πίνακα xx) και επειδή $p = \pi m$ ($m = \text{module}$) λαμβάνουμε:

$$F_t = \sigma b \pi y m / k_f$$

$$F_t = \sigma b Y m / k_f$$

(Εξίσωση Lewis)





Σχήμα 16: Νομογράφημα ισχύος συναρτήσει των στροφών και του module για 16 και 20 δόντια στον κινητήριο μετωπικό τροχό γωνίας εξειλιγμένης $\varphi = 20^\circ$.

Πίνακας 10: Συντελεστής Lewis

Αριθμός δοντιών	Φορτίο στην κεφαλή								Φορτίο στη μέση			
	14.5°		20°		20° βαθιά		25°		14.5°		20°	
	Y=πy	y	Y=πy	y	Y=πy	y	Y=πy	y	Y=πy	y	Y=πy	y
10	0.176	0.056	0.201	0.064	0.261	0.083	0.238	0.076				
11	0.192	0.061	0.226	0.072	0.289	0.092	0.259	0.082				
12	0.210	0.067	0.245	0.078	0.311	0.099	0.277	0.088	0.355	0.113	0.415	0.132
13	0.223	0.071	0.264	0.084	0.324	0.103	0.293	0.093	0.377	0.120	0.443	0.141
14	0.236	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	0.092	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	0.377	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	0.553	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	0.136	0.412	0.131	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	0.554	0.176	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	0.449	0.143	0.563	0.179	0.645	0.205
38	0.333	0.106	0.384	0.122	0.455	0.145	0.452	0.144	0.565	0.180	0.650	0.207
39	0.335	0.107	0.386	0.123	0.457	0.145	0.454	0.145	0.568	0.181	0.655	0.208
40	0.336	0.107	0.389	0.124	0.459	0.146	0.457	0.145	0.570	0.181	0.659	0.210
43	0.339	0.108	0.397	0.126	0.467	0.149	0.464	0.148	0.574	0.183	0.668	0.213
45	0.340	0.108	0.399	0.127	0.468	0.149	0.468	0.149	0.579	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	0.491	0.156	0.603	0.192	0.713	0.227
65	0.358	0.114	0.425	0.135	0.488	0.155	0.496	0.158	0.607	0.193	0.721	0.230
70	0.360	0.115	0.429	0.137	0.493	0.157	0.501	0.159	0.610	0.194	0.728	0.232
75	0.361	0.115	0.433	0.138	0.496	0.158	0.506	0.161	0.613	0.195	0.735	0.234
80	0.363	0.116	0.436	0.139	0.499	0.159	0.509	0.162	0.615	0.196	0.739	0.235
90	0.366	0.117	0.442	0.141	0.503	0.160	0.516	0.164	0.619	0.197	0.747	0.238
100	0.368	0.117	0.446	0.142	0.506	0.161	0.521	0.166	0.622	0.198	0.755	0.240
150	0.375	0.119	0.458	0.146	0.518	0.165	0.537	0.171	0.635	0.202	0.778	0.248
200	0.378	0.120	0.463	0.147	0.524	0.167	0.545	0.173	0.640	0.204	0.787	0.251
300	0.382	0.122	0.471	0.150	0.534	0.170	0.554	0.176	0.650	0.207	0.801	0.255
Κανόνας	0.390	0.124	0.484	0.154	0.550	0.175	0.566	0.180	0.660	0.210	0.823	0.262

Πίνακας 11: Αντοχές υλικών για χρήση με μέθοδο Lewis

Υλικό		$S_{επιτρ}, \text{kp/cm}^2$	Σκληρότητα Brinell
Χυτοσίδηρος	ASTM 25	560	174
	ASTM 35	900	212
	ASTM 50	1000	223
Χυτοχάλυβας	0.20% C χωρίς θερμική επεξεργασία	1400	180
	0.20% C με θερμική επεξεργασία	1750	250
Σφυρήλατος ανθρακοχάλυβας	SAE 1020	1250	156
	SAE 1030	1400	180
	SAE 1035	1600	190
	SAE 1040	1750	202
	SAE 1045	2100	215
	SAE 1045 (σκληρ)	2250	205
	SAE 1050 (σκληρ)	2450	223
Χαλυβοκράματα	SAE 2320	3500	225
	SAE 2345	3500	475
	SAE 3115	2600	212
	SAE 3145	3700	475
	SAE 3245	4600	475
	SAE 3430	4600	475
	SAE 4640	3800	475
	SAE 6145	4750	475
Μαγγανιούχος μπρούντζος	SAE 43 (ASTM B-147 52, 8A)	1400	100
Φωσφορούχος ορείχαλκος	SAE 65 (ASTM B-144 52, 3C)	850	100
Αλουμινούχος μπρούντζος	SAE 68 (ASTM B-148 52, 98)	1550	180
Μη μέταλλα, βακελίτης, μήκα, κλπ.		560	---

18.4 Επιφανειακή αντοχή μετωπικών τροχών κατά Buckingham

Οι τάσεις επαφής κατά Hertz, στην διεπαφή δύο οδοντωτών τροχών, υπολογίζονται από την σχέση:

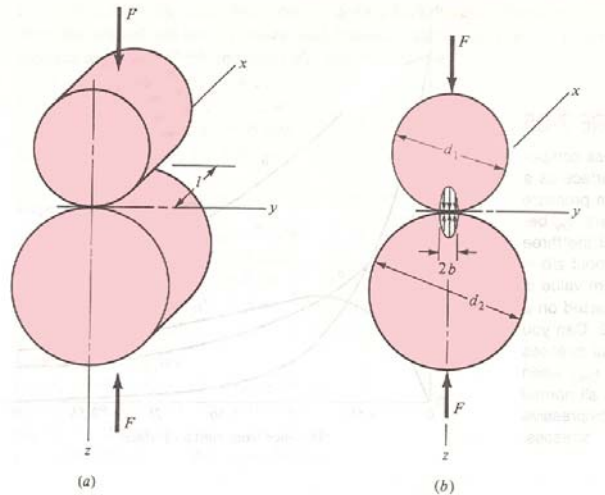
$$\sigma = \sqrt{\frac{F \left(\frac{1}{R_1} + \frac{1}{R_2} \right)}{\pi L \left[\frac{(1-\nu_1^2)}{E_1} + \frac{(1-\nu_2^2)}{E_2} \right]}}$$

$$R_1 = r_1 \sin \varphi$$

και

$$R_2 = r_2 \sin \varphi$$

$$\sigma = S_e, \quad F = F_w, \quad \nu = 0.3, \quad L = b$$



Σχήμα 20: Επιφανειακή πίεση σε οδοντωτούς τροχούς

$$F_w = \frac{S_e^2 b \sin \varphi \left(\frac{1}{E_p} + \frac{1}{E_g} \right)}{0.35 \times 2 \times \frac{(d_1 + d_2)}{d_1 d_2}}$$

$$\text{Av } K = \frac{S_e^2 \times \sin \varphi}{1.4} \left(\frac{1}{E_p} + \frac{1}{E_g} \right) \quad \text{και} \quad Q = \frac{2N_2}{N_1 + N_2}$$

$$\boxed{F_w = d_1 b Q K}$$

Buckingham

Πίνακας 12: Σταθερά K (MPa)

Υλικό ριπίση με υλικό τροχού	K			Επιφανειακή Δυναμική
	14 1/2	20	25	
Χάλυβας με χάλυβα BHN150	0.21	0.29	0.36	352
Χάλυβας με χάλυβα BHN175	0.30	0.41	0.51	422
Χάλυβας με χάλυβα BHN200	0.43	0.58	0.72	500
Χάλυβας με χάλυβα BHN225	0.55	0.76	0.93	570
Χάλυβας με χάλυβα BHN250	0.70	0.95	1.18	640
Χάλυβας με χάλυβα BHN275	0.87	1.19	1.47	715
Χάλυβας με χάλυβα BHN300	1.05	1.43	1.77	785
Χάλυβας με χάλυβα BHN325	1.25	1.71	2.11	857
Χάλυβας με χάλυβα BHN350	1.47	2.01	2.49	930
Χάλυβας με χάλυβα BHN375	1.70	2.33	2.87	1000
Χάλυβας με χάλυβα BHN400	1.95	2.66	3.29	1070
Χάλυβας (BHN150) με χυτοσίδηρο	0.31	0.42	0.52	352
Χάλυβας (BHN200) με χυτοσίδηρο	0.61	0.84	1.04	500
Χάλυβας (BHN250) με χυτοσίδηρο	1.01	1.38	1.70	640
Χάλυβας (BHN150) με φωσφ. μπρούντζο	0.32	0.44	0.54	420
Χάλυβας (BHN200) με φωσφ. μπρούντζο	0.51	0.70	0.87	460
Χάλυβας (BHN250) με φωσφ. μπρούντζο	0.95	1.15	1.61	600
Χυτοσίδηρος με χυτοσίδηρο	1.36	1.86	2.30	640
Χυτοσίδηρος με φωσφ. μπρούντζο	1.20	1.65	2.03	590

18.5 Κάμψη μετωπικών τροχών κατά AGMA

Οι δυνάμεις που ασκούνται σε δύο δόντια μετωπικών οδοντωτών τροχών προκαλούν κάμψη στα δόντια και επιφανειακή πίεση. Εδώ παρουσιάζεται η μέθοδος υπολογισμού της καμπτικής τάσης κατά AGMA. Η καμπτική τάση σ_t σε MPa προσδιορίζεται από την σχέση:

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

όπου :

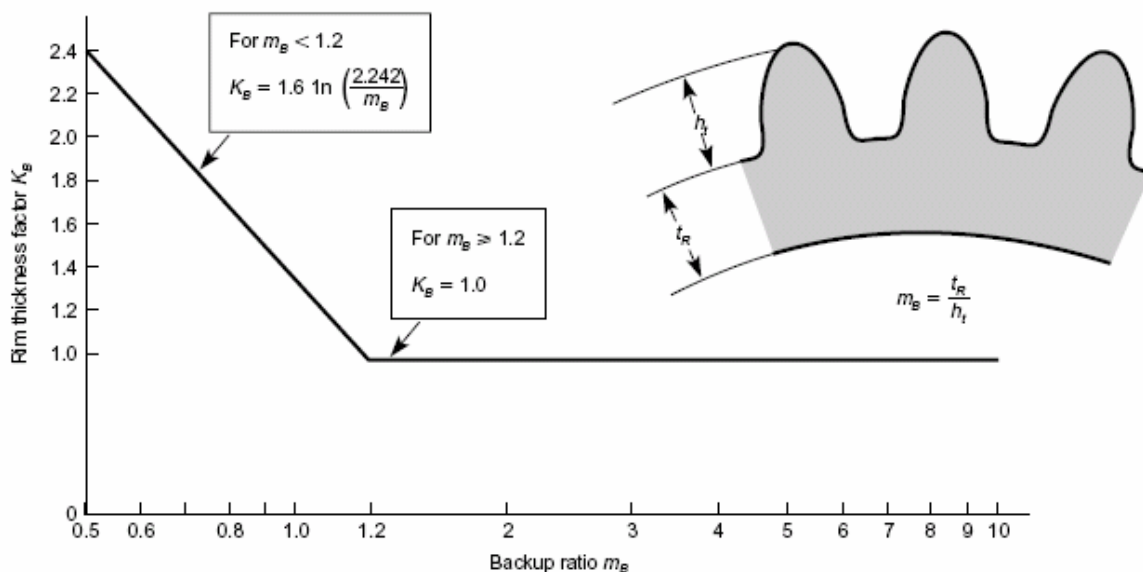
- F_t η ασκούμενη στο δόντι δύναμη σε N ,
- m το module σε mm για μετωπικούς και $m_n = m \cos \psi$ (ψ η γωνία ελίκωσης) για ελικοειδείς οδοντωτούς τροχούς,
- b το πλάτος σε mm ,
- J ο γεωμετρικός συντελεστής, (Σχήματα 22 και 23)
- K_o ο συντελεστής υπερφόρτισης, (Πίνακας 13)
- K_v ο δυναμικός συντελεστής εξαρτώμενος από την γραμμική ταχύτητα του τροχού, (Σχήμα 21). Στο σχήμα 21 φαίνεται το γράφημα του δυναμικού συντελεστή συναρτήσει της γραμμικής ταχύτητας και του Q_v που λαμβάνει τιμές από 3 μέχρι 15 αυξανόμενο με την ποιότητα κατασκευής. Ο K_v δίνεται από την σχέση:

$$K_v = \left(\frac{a + \sqrt{v_t}}{a} \right)^b \quad \text{οπου} \quad b = \frac{(12 - Q_v)^{2/3}}{4}, \quad \text{και} \quad a = 50 + 56 \times (1 - b)$$

- K_s ο συντελεστής μεγέθους, (Πίνακας 14)
- K_m ο συντελεστής διανομής φορτίου, (Πίνακας 16)
- K_B ο συντελεστής πάχους στεφάνης. (Σχήμα 20-α)

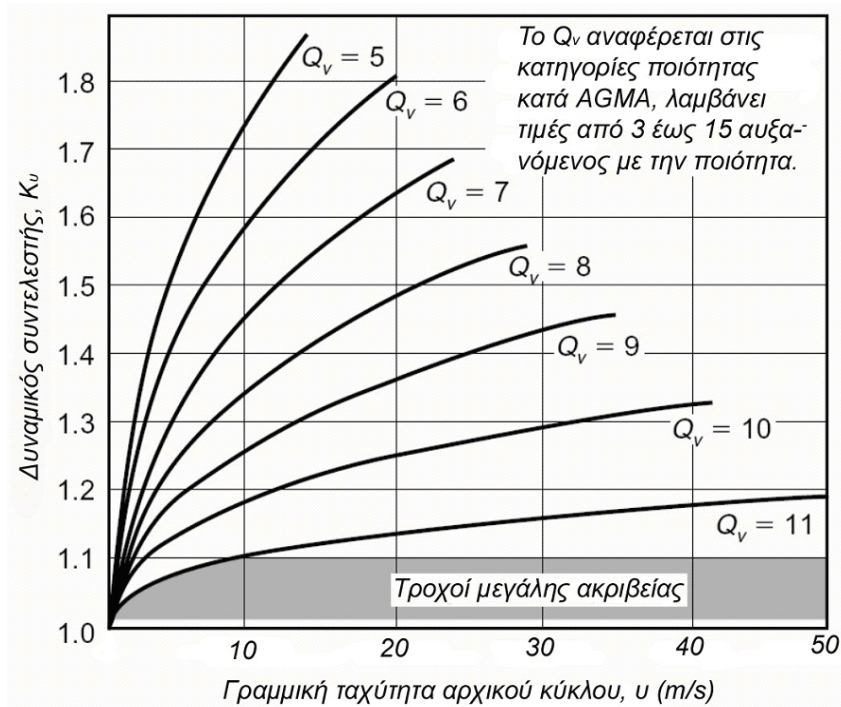
Επίσης στο δεξί μέρος της ανισότητας:

- S_{at} η αντοχή σε κάμψη σε MPa , (Πίνακες 17 και 18)
- K_L ο συντελεστής διάρκειας ζωής, (Σχήμα 24)
- S_F ο συντελεστής ασφάλειας, (κατ'επιλογή του σχεδιαστή)
- K_T ο συντελεστής θερμοκρασίας όπου : $K_T = 1$ για $T \leq 120^\circ C$ και $K_T = \frac{240 + T}{320}$ για $T > 120^\circ C$ και τέλος
- K_R ο συντελεστής αξιοπιστίας (Πίνακας 15)



Σχήμα 20-α: Συντελεστής πάχους στεφάνης

Πίνακας 13: Συντελεστής υπερφόρτισης K_o				
Χαρακτηριστικά κινητήριας μηχανής	Χαρακτηριστικά κινούμενης μηχανής			
	Ομοιόμορφο 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

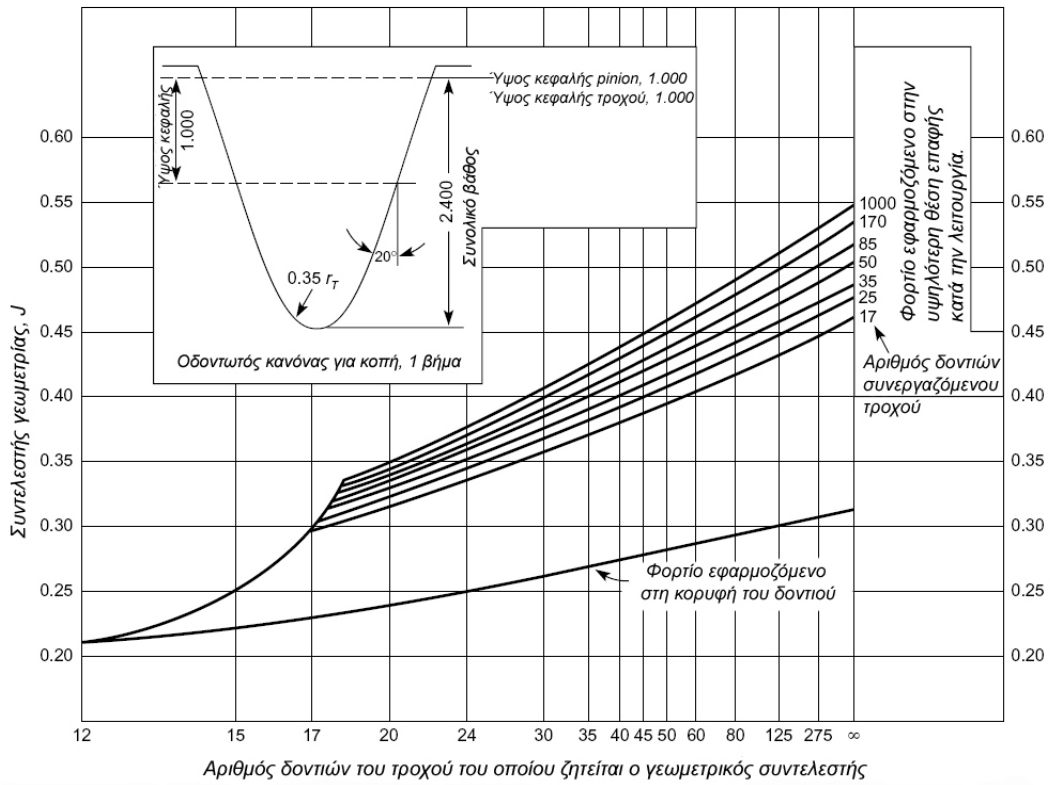


Η AGMA συνιστά $K_s = 1$ για τα περισσότερα γρανάζια μικρού μεγέθους (με module μικρότερο ή ίσο με 5. Για μεγαλύτερα γρανάζια οι προτεινόμενοι συντελεστές του ακόλουθου πίνακα μπορούν να χρησιμοποιηθούν.

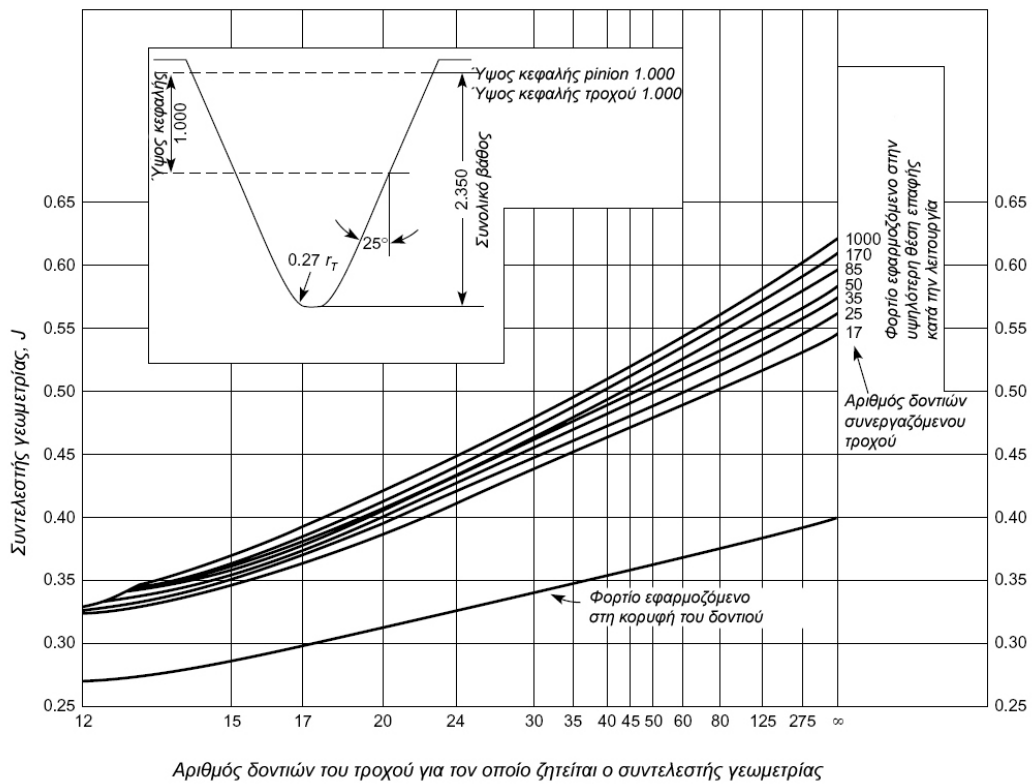
Πίνακας 14: Συντελεστής μεγέθους K_s	
Module	Συντελεστής μεγέθους
≤ 5	1.00
6.00	1.05
8.00	1.15
12.00	1.25
20.00	1.40

Πίνακας 15: Συντελεστής αξιοπιστίας K_R	
Απαιτήση	K_R
1 αστοχία σε 10000	1.50
1 αστοχία σε 1000	1.25
1 αστοχία σε 100	1.00
1 αστοχία σε 10	0.85
1 αστοχία σε 2	0.70

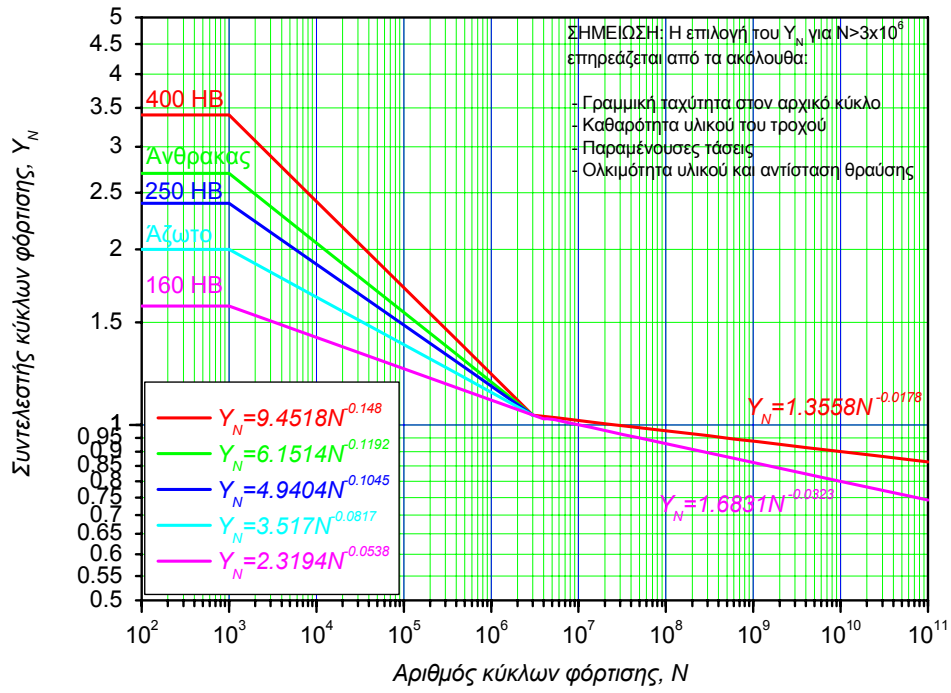
Πίνακας 16: Συντελεστής διανομής φορτίου, K_m				
Ιδιότητες στήριξης και ακρίβειας κατασκευής τροχού	Πλάτος δοντιού, mm			
	Μικρότερο από 50 mm	Από 50 mm έως 150 mm	Από 150 mm έως 225 mm	Μεγαλύτερο από 400
Ακριβείς στηρίξεις, μικρές ανοχές στα έδρανα, ελάχιστες παραμορφώσεις, ακριβής κατεργασία κατασκευής	1.3	1.4	1.5	1.8
Λιγότερο ακριβείς στηρίξεις, μεγαλύτερες ανοχές στα έδρανα, λιγότερο ακριβής κατεργασία, πλήρης επαφή κατά πλάτος	1.6	1.7	1.8	2.2
Συνδυασμοί ιδιοτήτων στηρίξεων και ακρίβειας κατασκευής που δεν δίνουν πλήρη επαφή κατά πλάτος των τροχών	_____ 2.2 ή μεγαλύτερο _____			



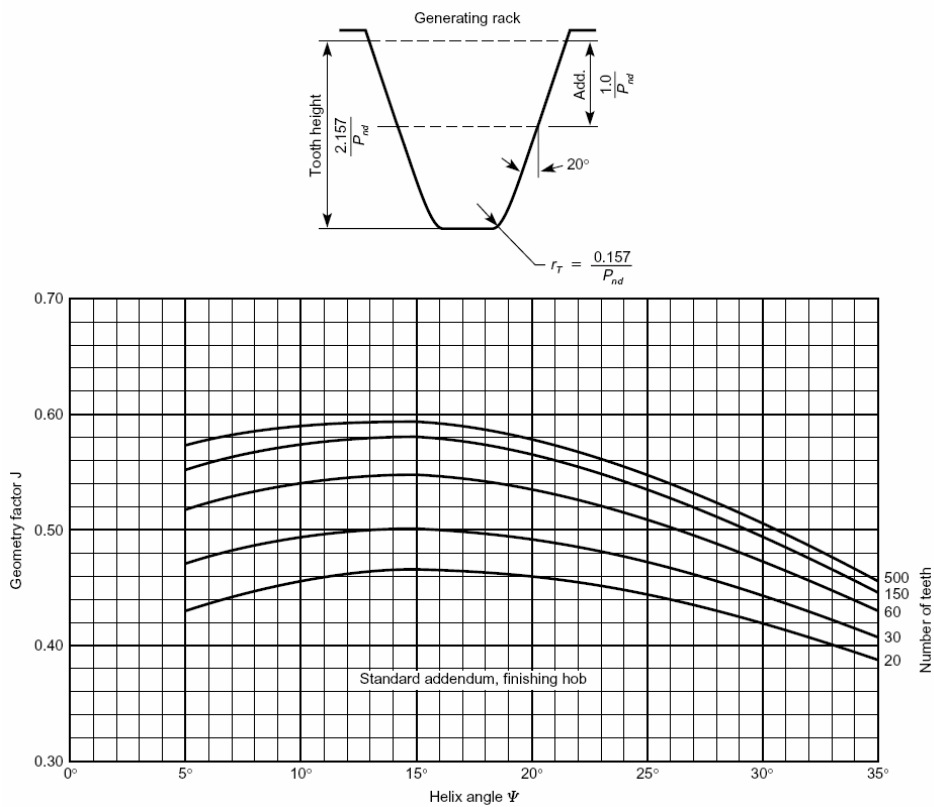
Σχήμα 22: Συντελεστής γεωμετρίας J για μετωπικούς οδοντωτούς τροχούς ($\phi = 20^\circ$ και $h_k=m$)



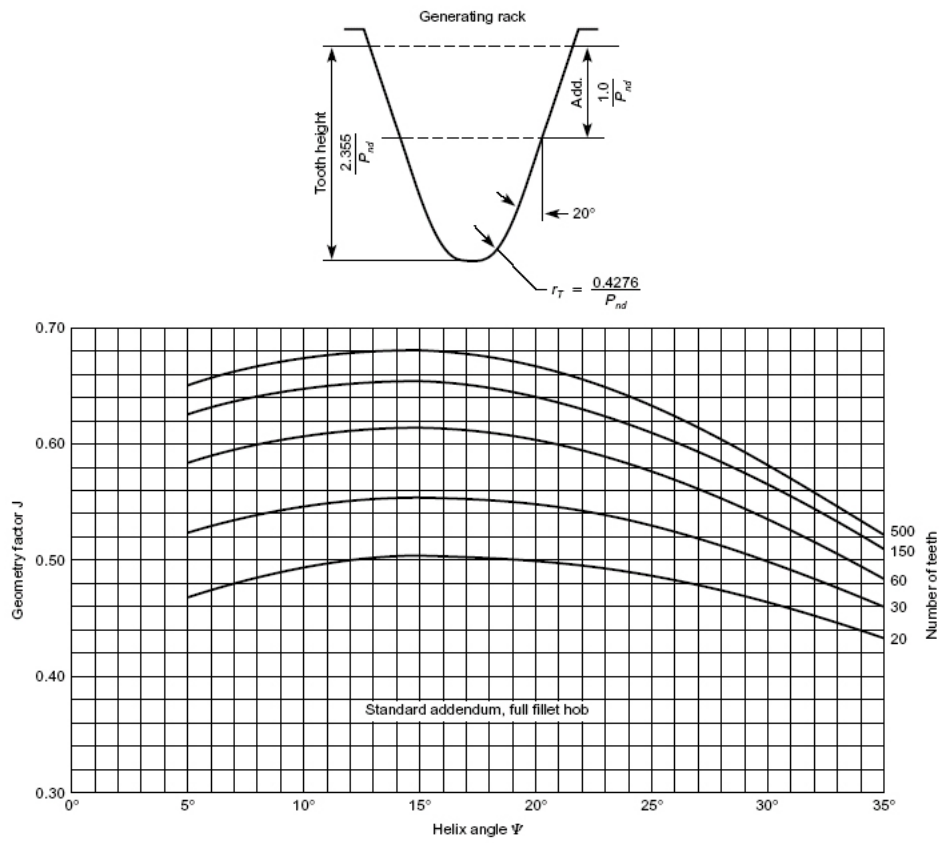
Σχήμα 23: Συντελεστής γεωμετρίας J για μετωπικούς οδοντωτούς τροχούς ($\phi = 25^\circ$ και $h_k=m$)



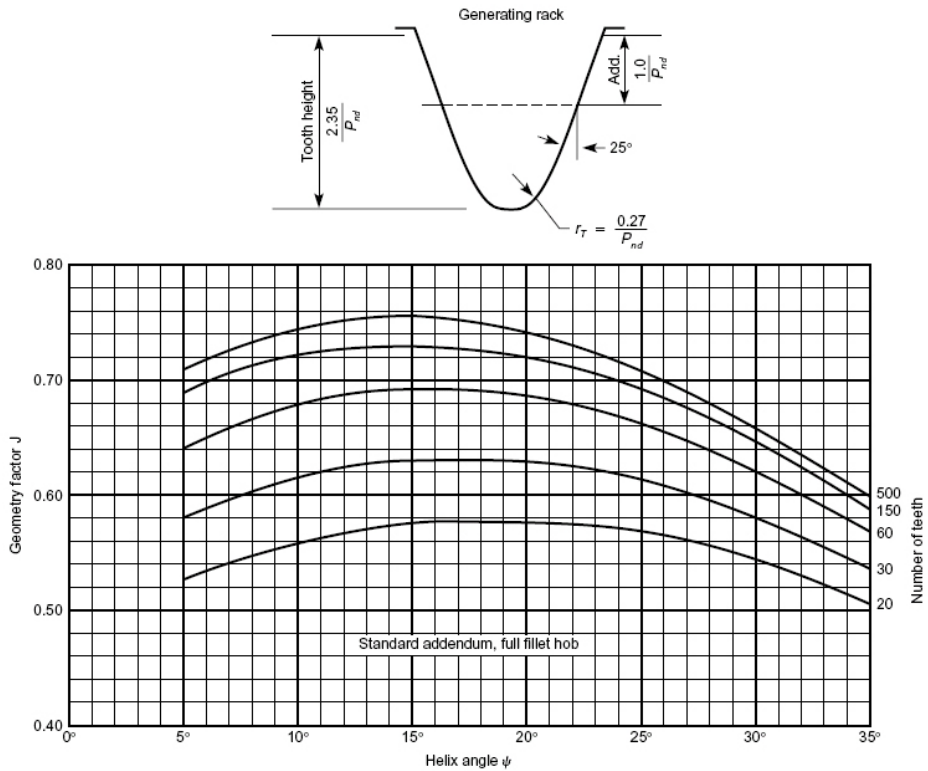
Σχήμα 24: Συντελεστής διάρκειας ζωής $K_L = Y_N$ λόγω καμπτικών τάσεων



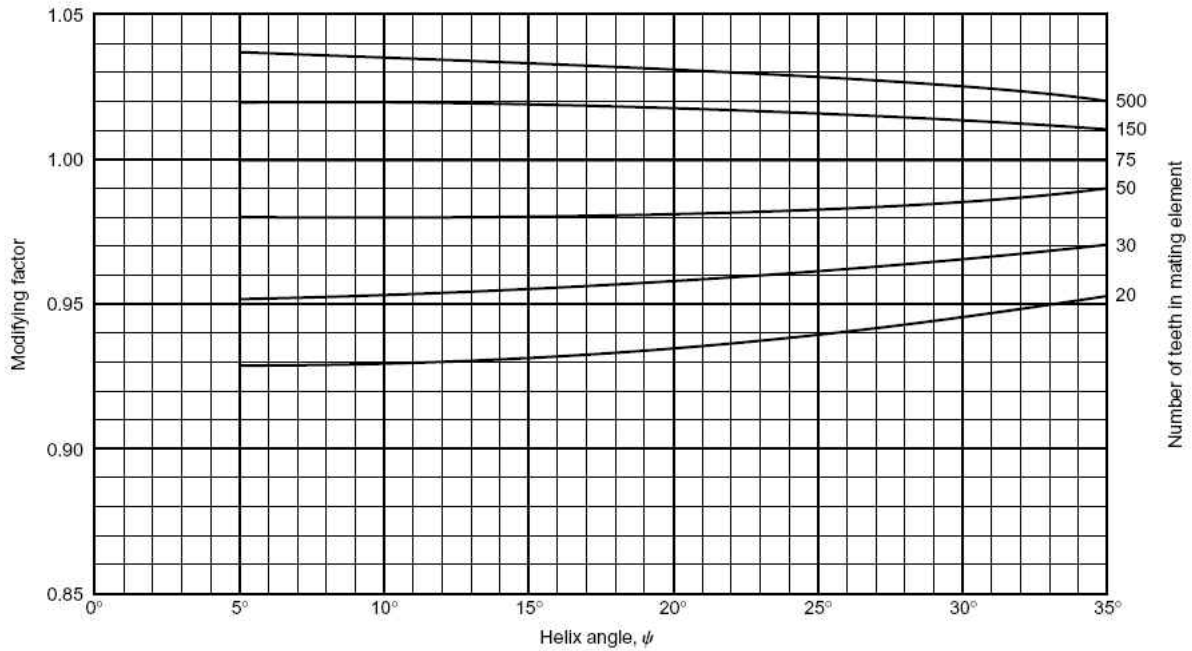
Σχήμα 25: Γεωμετρικός συντελεστής J ελικοειδών οδοντωτών τροχών για $\phi = 20^\circ$.



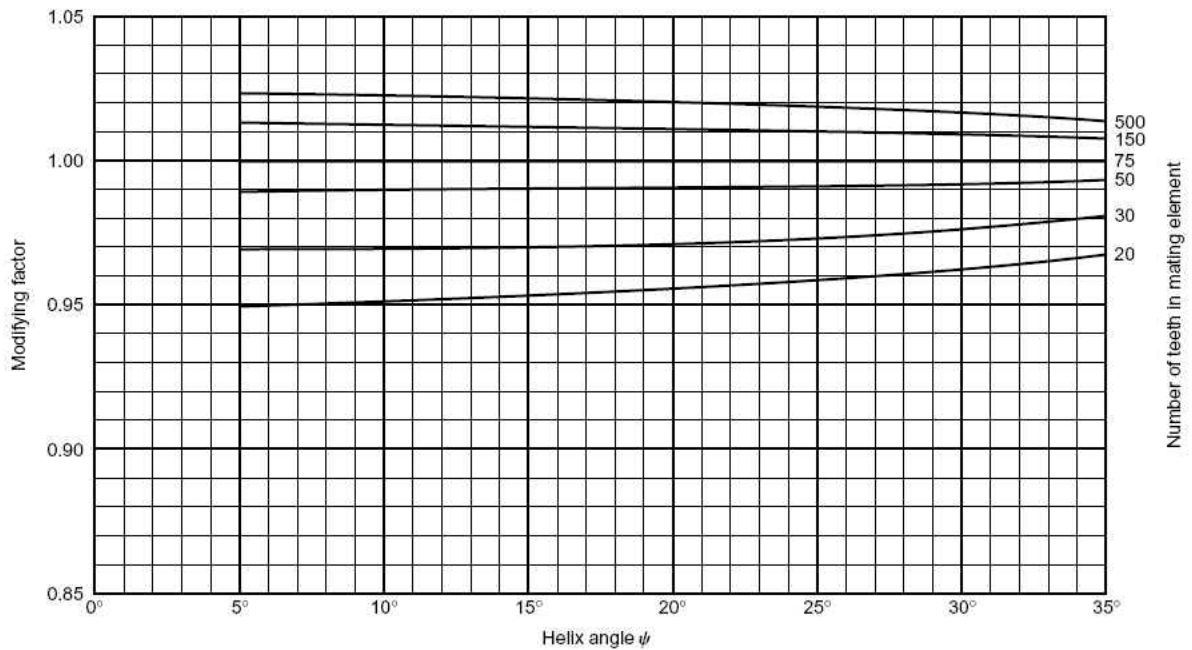
Σχήμα 26: Γεωμετρικός συντελεστής J ελικοειδών οδοντωτών τροχών για $\phi = 20^\circ$.



Σχήμα 27: Γεωμετρικός συντελεστής J ελικοειδών οδοντωτών τροχών για $\phi = 25^\circ$.

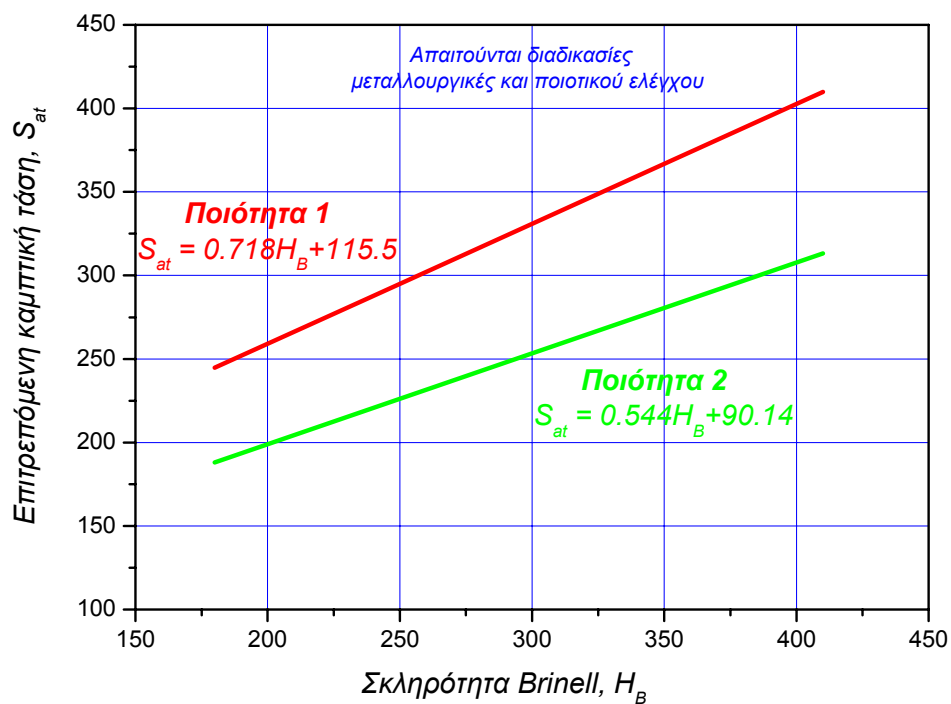


Σχήμα 28: Συντελεστής τροποποίησης του γεωμετρικού συντελεστή J για ελικοειδείς οδοντωτούς τροχούς με $\varphi = 20^\circ$. Ο συντελεστής αυτός πολλαπλασιάζει τον συντελεστή J όταν το εμπλεκόμενο στοιχείο έχει διαφορετικό αριθμό δοντιών από 75.

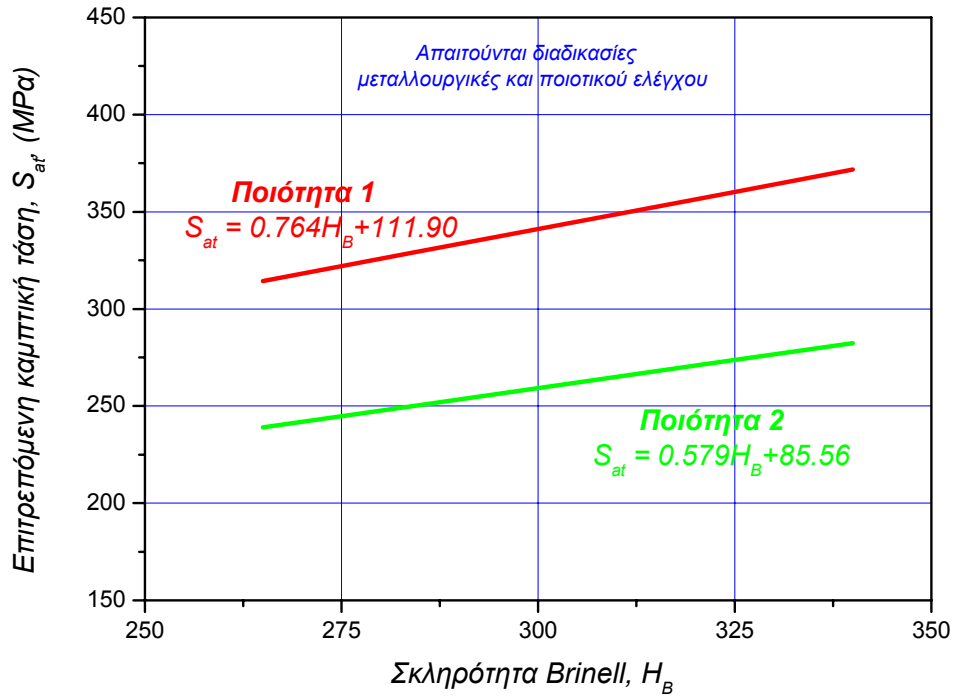


Σχήμα 29: Συντελεστής τροποποίησης του γεωμετρικού συντελεστή J για ελικοειδείς οδοντωτούς τροχούς με $\varphi = 25^\circ$. Ο συντελεστής αυτός πολλαπλασιάζει τον συντελεστή J όταν το εμπλεκόμενο στοιχείο έχει διαφορετικό αριθμό δοντιών από 75.

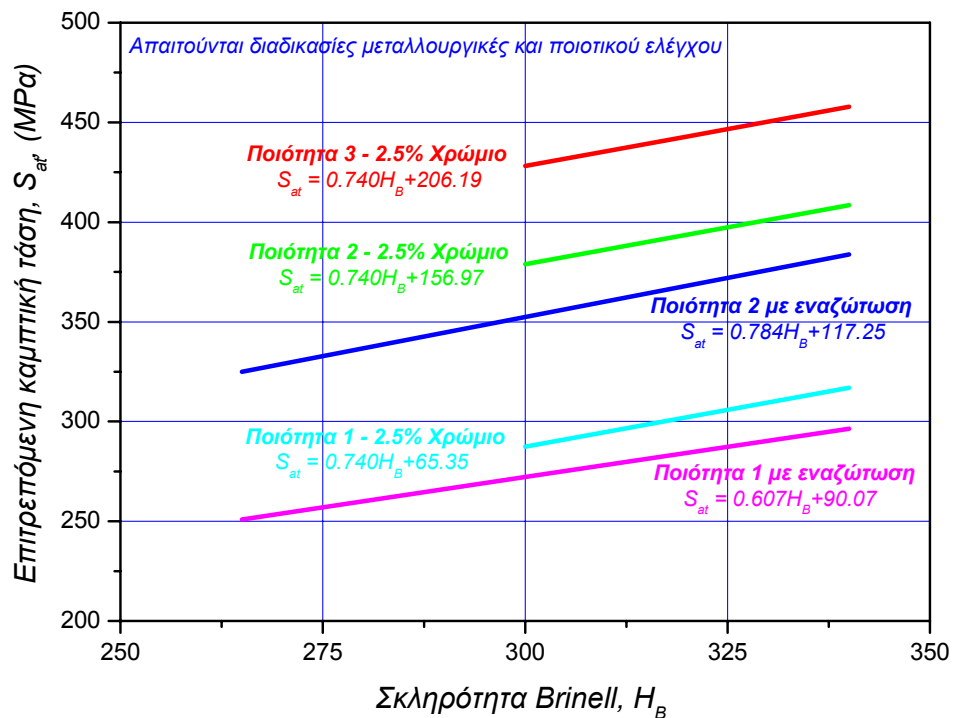
Πίνακας 17: Επιτρεπόμενη καμπτική τάση S_{at} για χαλύβδινους οδοντωτούς τροχούς					
Υλικό	Θερμική επεξεργασία	Ελάχιστη επιφανειακή σκληρότητα	Επιτρεπόμενη καμπτική τάση S_{at} , MPa		
			Ποιότητα 1	Ποιότητα 2	Ποιότητα 3
Χάλυβας	Σκλήρυνση σε βάθος	Σχήμα 30	Σχήμα 30	Σχήμα 30	----
	Σκλήρυνση με φλόγα ή επαγωγή με πατέντα τύπου A	Πίνακας 8	317	387	----
	Σκλήρυνση με φλόγα ή επαγωγή με πατέντα τύπου B	Πίνακας 8 Σημ. 1	155	155	----
	Σκλήρυνση με ενανθράκωση	Πίνακας 9 Σημ. 2	387	458 ή 493	528
	Εναζώτωση (Χάλυβες με σκλήρυνση σε βάθος)	83.5 HR15N	Σχήμα 31	Σχήμα 31	----
Nitralloy 135M, Nitralloy N and 2.5% Chrome (no aluminum)	Εναζώτωση	87.5 HR15N	Σχήμα 32	Σχήμα 32	Σχήμα 32



Σχήμα 30: Επιτρεπόμενες καμπτικές τάσεις S_{at} για οδοντωτούς τροχούς με σκλήρυνση σε βάθος.



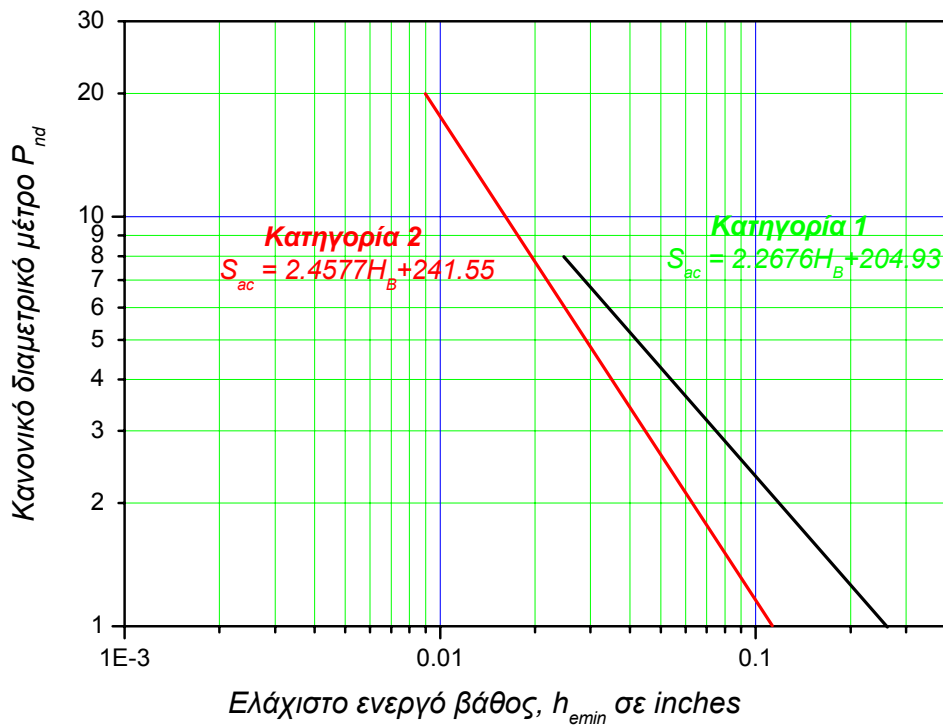
Σχήμα 31: Επιτρεπόμενες καμπτικές τάσεις S_{at} για οδοντωτούς τροχούς με εναζώτωση και σκλήρυνση σε βάθος (πχ. AISI 4140 και 4340)



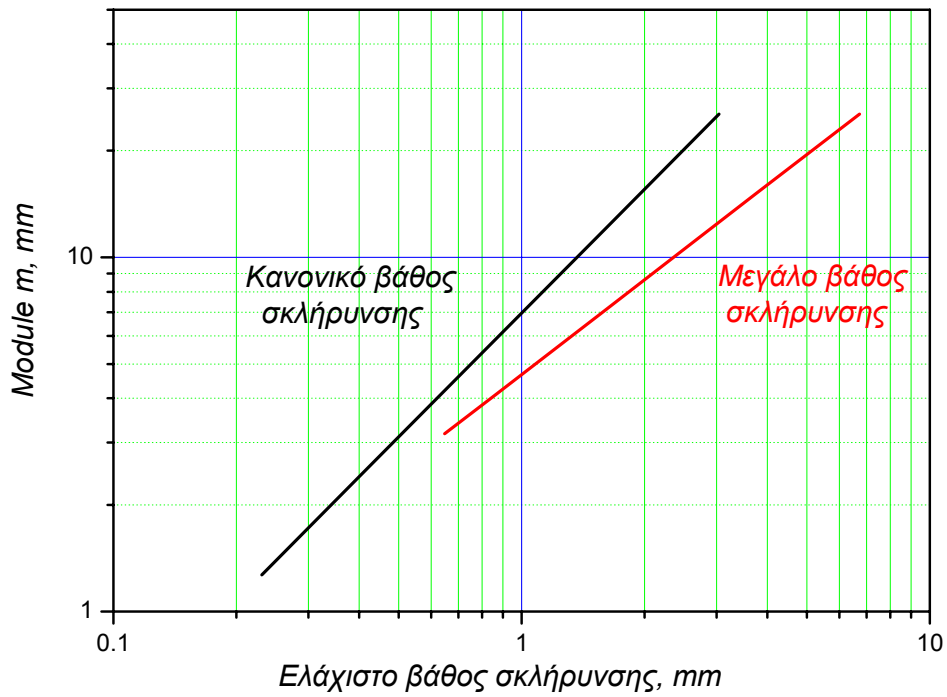
Σχήμα 32: Επιτρεπόμενες καμπτικές τάσεις S_{at} για χαλύβδινους οδοντωτούς τροχούς με εναζώτωση

Πίνακας 18: Επιτρεπόμενη καμπτική τάση S_{at} για οδοντωτούς τροχούς από σίδηρο και μπρούντζο

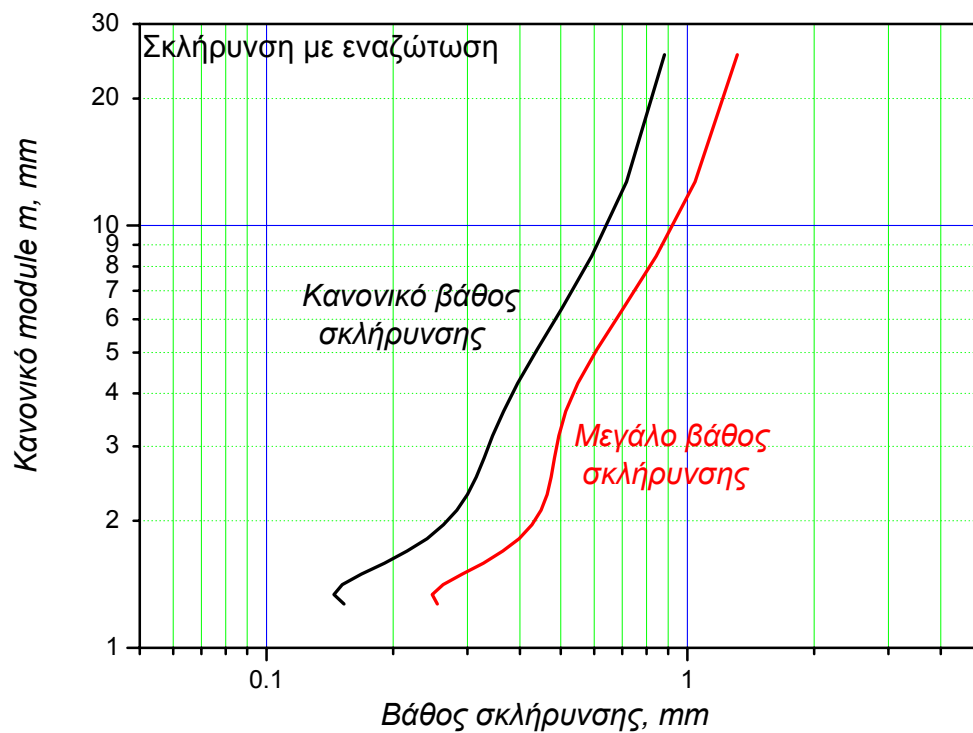
Υλικό	Κατηγορία υλικού	Θερμική επεξεργασία	Τυπική ελάχιστη επιφανειακή σκληρότητα	Επιτρεπόμενη καμπτική τάση S_{at} , MPa		
ASTM A48 φαιός χυτοσίδηρος	Κατηγορία 20	Κατά την χύτευση	----	35		
	Κατηγορία 30		174 HB	60		
	Κατηγορία 40		201 HB	92		
ASTM A536 όλκιμος σίδηρος	Ποιότητα 60-40-18	Ανόπτηση	140 HB	155	έως	232
	Ποιότητα 80-55-06	Βαφή και επαναφορά	179 HB	155	έως	232
	Ποιότητα 100-70-03		229 HB	190	έως	282
	Ποιότητα 120-90-02		269 HB	218	έως	310
Μπρούντζος	----	Χύτευση (άμμος)	Ελάχιστη αντοχή εφελκυσμού, 282 MPa	40		
	ASTM B-148 Alloy 945	Βαφή και επαναφορά	Ελάχιστη αντοχή εφελκυσμού, 634 MPa	166		



Σχήμα 33: Ελάχιστο ενεργό ολικό βάθος σκλήρυνσης h_{emin} για οδοντωτούς τροχούς με ενανθράκωση. Ενεργό βάθος σκλήρυνσης ορίζεται ως το βάθος με ελάχιστη σκλήρυνση 50RC. Το ολικό βάθος σκλήρυνσης είναι περίπου 1.5 φορά το ενεργό.



Σχήμα 34: Ελάχιστο ενεργό ολικό βάθος σκλήρυνσης h_{emin} για οδοντωτούς τροχούς με ενανθράκωση. Ενεργό βάθος σκλήρυνσης ορίζεται ως το βάθος με ελάχιστη σκλήρυνση 50RC.



Σχήμα 35: Ελάχιστο ενεργό ολικό βάθος σκλήρυνσης για οδοντωτούς τροχούς με εναζώτωση

18.7 Επιφανειακή αντοχή μετωπικών τροχών κατά AGMA

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

όπου

σ_c = η προκαλούμενη επιφανειακή πίεση

C_p = ο ελαστικός συντελεστής του οποίου η τιμή υπολογίζεται από την σχέση

$$C_p = \sqrt{\frac{1}{\pi \left[(1-\nu_p^2)/E_p + (1-\nu_g^2)/E_g \right]}}$$

και δίνεται στον Πίνακα 19 σε \sqrt{MPa} . E_p , E_g , ν_p , ν_g είναι τα μέτρα ελαστικότητας και οι λόγοι Poisson του pinion και του τροχού αντίστοιχα.

F_t = η μεταφερόμενη επαφτομενική δύναμη

b = πλάτος δοντιού σε επαφή του τροχού μικρότερου πλάτους

d_1 = αρχική διάμετρος του pinion

= $2a/(i+1)$ για εξωτερικούς οδοντωτούς τροχούς

= $2a/(i-1)$ για εσωτερικούς οδοντωτούς τροχούς

I = γεωμετρικός συντελεστής αντίστασης σε επιφανειακή φθορά (σχήματα 36 και 37). Επίσης ο γεωμετρικός συντελεστής I υπολογίζεται στην επόμενη παράγραφο κατά AGMA. Ο Πίνακας 22 έχει τους υπολογισμούς αυτούς σε Excel.

K_o = συντελεστής υπερφόρτισης (Πίνακας 13)

K_v = δυναμικός συντελεστής (Σχήμα 21)

K_s = Συντελεστής διόρθωσης μεγέθους (Πίνακας 14)

K_m = Συντελεστής διανομής φορτίου (Πίνακας 16)

C_f = Συντελεστής επιφανειακών συνθηκών για αντίσταση σε φθορά.

Και για το δεύτερο μέλος της ανισότητας έχουμε ότι

$S_{c,επ}$ = η επιτρεπόμενη πίεση επαφής

S_{ac} = επιτρεπόμενη πίεση επαφής κατά τους Πίνακες 20 και 21 και Σχήμα 39.

Z_N = συντελεστής διάρκειας ζωής σε επιφανειακή φθορά (Σχήμα 38).

C_H = Συντελεστής λόγου σκληρότητας για αντίσταση σε φθορά (Σχήμα 40 και 41)

S_H = Συντελεστής ασφαλείας σε επιφανειακή φθορά

K_T = Συντελεστής θερμοκρασίας

K_R = Συντελεστής αξιοπιστίας

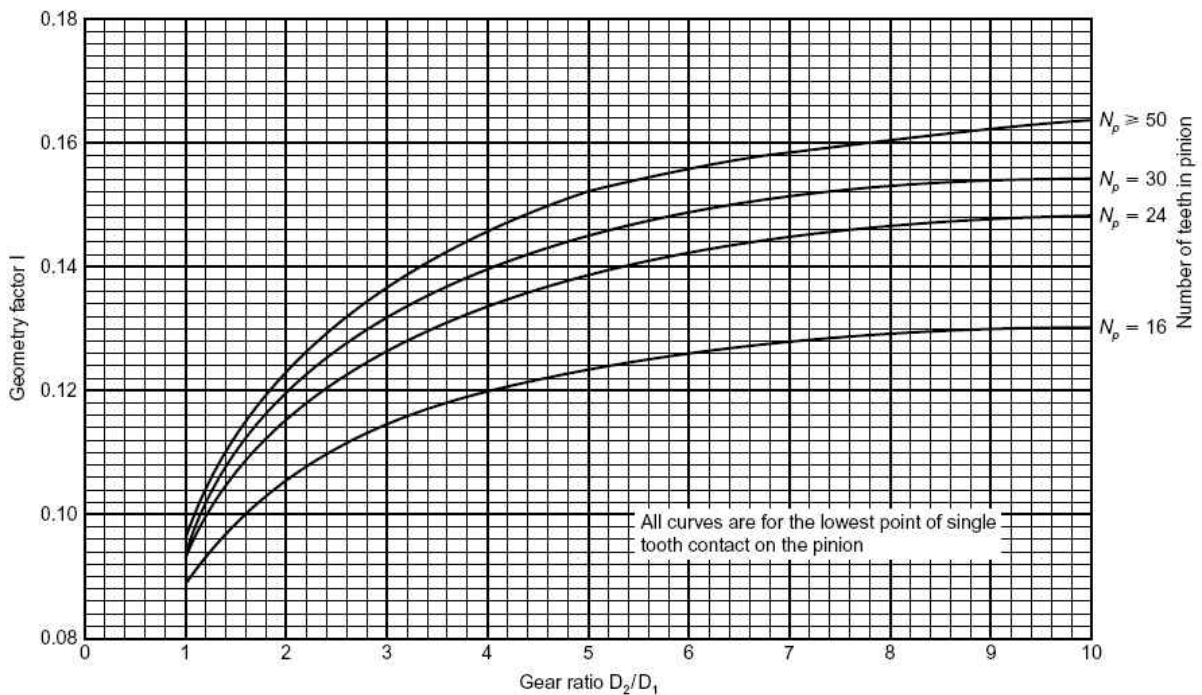
Πίνακας 19: Ελαστικός συντελεστής, $C_p, (MPa)^{1/2}$						
Υλικό του ριπίου	Μέτρο ελαστικότητας του ριπίου, $E_p (MPa)$	Υλικό του κινούμενου οδοντωτού τροχού, E_p, MPa				
		Χάλυβας	Μαλακός σίδηρος	Χυτοσίδηρος	Αλουμίνιο-μπρούντζος	Μπρούντζος-κασσίτερος
		Μέτρο ελαστικότητας του κινούμενου οδοντωτού τροχού, $E_p (MPa)$				
		210000	170000	150000	120000	110000
Χάλυβας	210000	192	181	175	163	159
Μαλακός σίδηρος	170000	181	172	167	157	153
Χυτοσίδηρος	150000	175	167	162	153	149
Αλουμίνιο-μπρούντζος	120000	163	157	153	145	142
Μπρούντζος-κασσίτερος	110000	159	153	149	142	139
Λόγος Poisson = 0.30						

Ο τρόπος υπολογισμού του γεωμετρικού συντελεστή I , κατά AGMA δίνεται στην επόμενη παράγραφο.

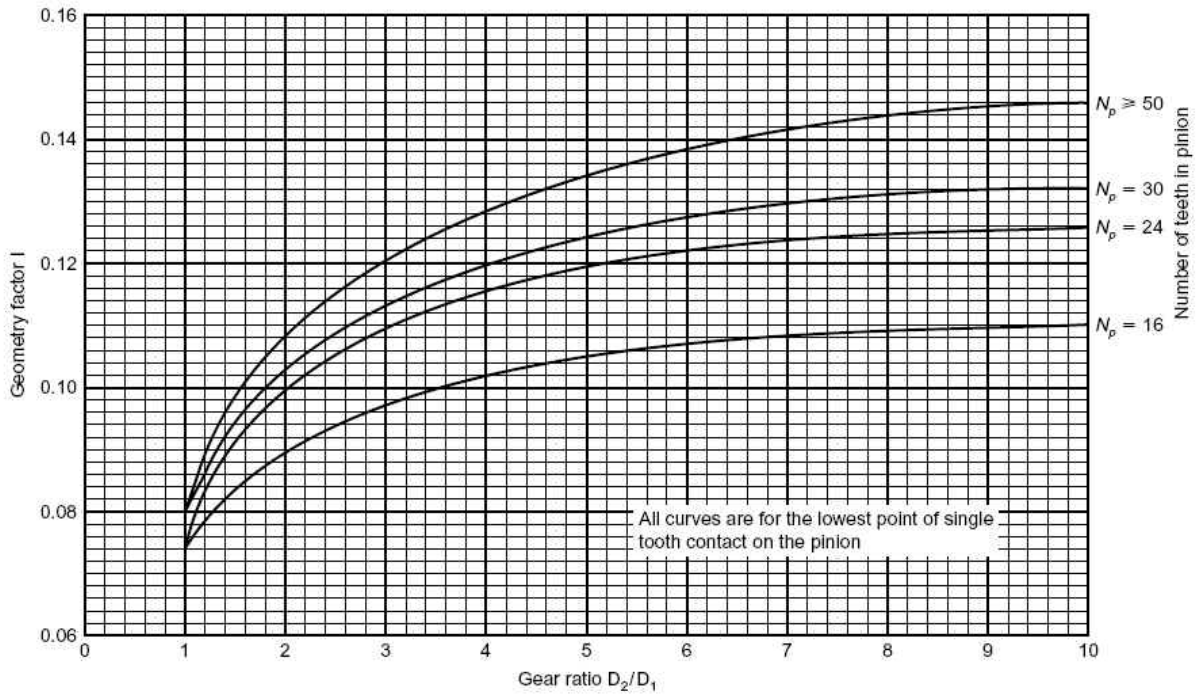
Πίνακας 20: Επιτρεπόμενη επιφανειακή πίεση S_{ac} για χαλύβδινους οδοντωτούς τροχούς					
Υλικό	Θερμική επεξεργασία	Ελάχιστη επιφανειακή σκληρότητα	Επιτρεπόμενη επιφανειακή τάση S_{ac}, MPa		
			Ποιότητα 1	Ποιότητα 2	Ποιότητα 3
Χάλυβας	Σκλήρυνση σε βάθος	Σχήμα 39	Σχήμα 39	Σχήμα 39	----
	Σκλήρυνση με φλόγα ή επαγωγή	50 HRC	1197	1338	----
		54 HRC	1232	1373	----
	Σκλήρυνση με ενανθράκωση	Πίνακας 9 Σημείωση 1	1268	1585	1937
	Εναζώτωση	83.5 HR15N	1056	1148	1232
		84.5 HR15N	1092	1183	1268
2.5% Chrome (no aluminum)	Εναζώτωση	87.5 HR15N	1092	1211	1331
Nitralloy 135M	Εναζώτωση	90.0 HR15N	1197	1289	1373
Nitralloy N	Εναζώτωση	90.0 HR15N	1211	1324	1444
2.5% Chrome (no aluminum)	Εναζώτωση	90.0 HR15N	1239	1380	1521

Πίνακας 21: Επιτρεπόμενη επιφανειακή πίεση S_{ac} για οδοντωτούς τροχούς από σίδηρο και μπρούντζο

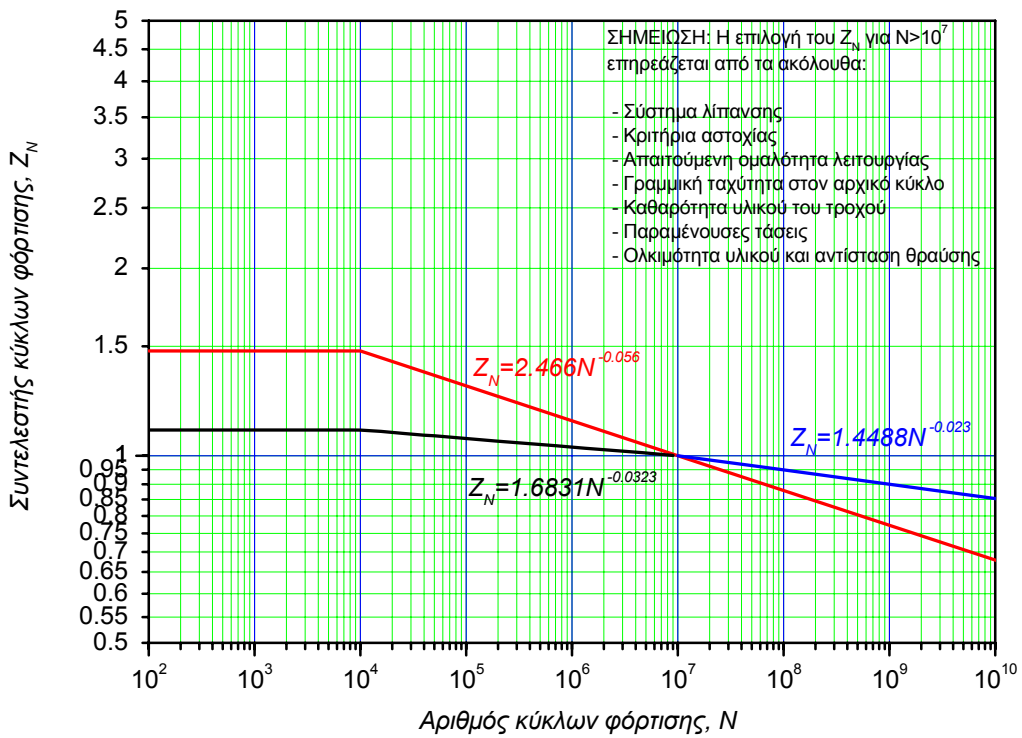
Υλικό	Κατηγορία υλικού	Θερμική επεξεργασία	Τυπική ελάχιστη επιφανειακή σκληρότητα	Επιτρεπόμενη επιφανειακή τάση S_{ac} , MPa		
ASTM A48 φαιός χυτοσίδηρος	Κατηγορία 20	Κατά την χύτευση	----	352	έως	423
	Κατηγορία 30		174 HB	458	έως	528
	Κατηγορία 40		201 HB	528	έως	599
ASTM A536 όγκιμος σίδηρος	Ποιότητα 60-40-18	Ανόπτηση	140 HB	542	έως	648
	Ποιότητα 80-55-06	Βαφή και επαναφορά	179 HB	542	έως	648
	Ποιότητα 100-70-03		229 HB	648	έως	789
	Ποιότητα 120-90-02		269 HB	725	έως	887
Μπρούντζος	----	Χύτευση (άμμος)	Ελάχιστη αντοχή εφελκυσμού, 282 MPa	211		
	ASTM B-148 Alloy 945	Βαφή και επαναφορά	Ελάχιστη αντοχή εφελκυσμού, 634 MPa	458		



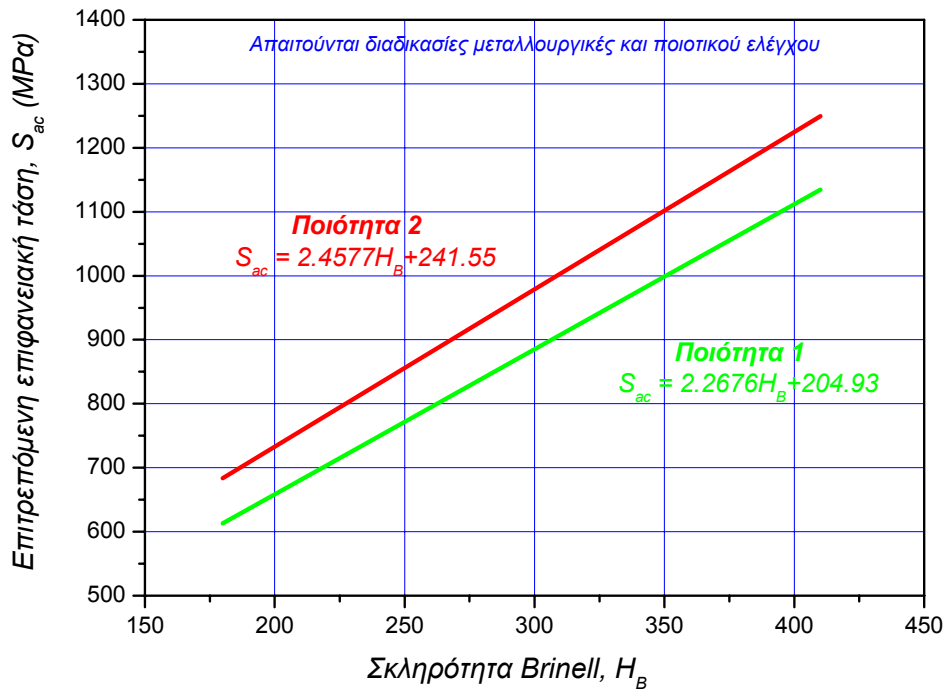
Σχήμα 36: Γεωμετρικός συντελεστής I για κανονικούς μετωπικούς οδοντωτούς τροχούς 20°



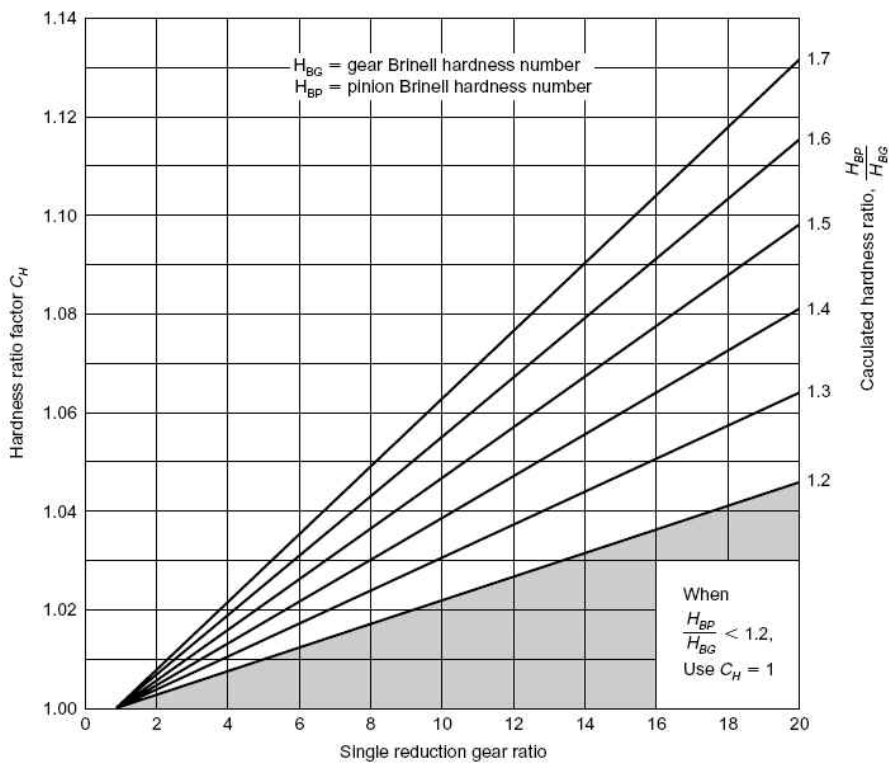
Σχήμα 37: Γεωμετρικός συντελεστής I για κανονικούς μετωπικούς οδοντωτούς τροχούς 25°



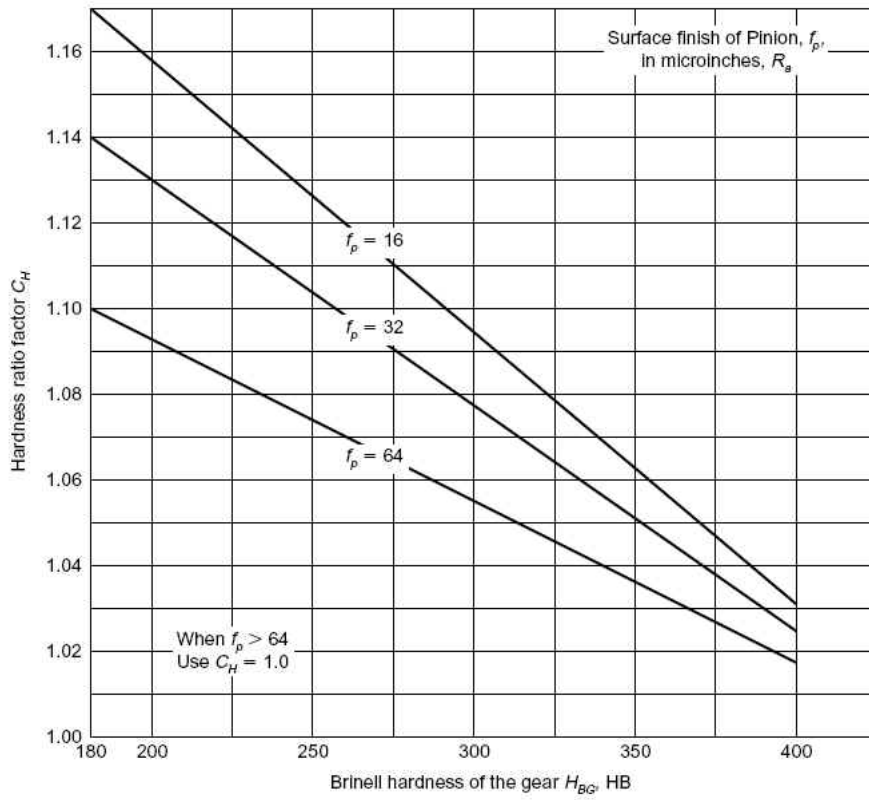
Σχήμα 38: Συντελεστής κύκλων φόρτισης ή διάρκειας ζωής Z_N λόγω επιφανειακών τάσεων



Σχήμα 39: Επιτρεπόμενη επιφανειακή τάση S_{ac} για χαλύβδινους οδοντωτούς τροχούς με σκλήρυνση σε βάθος



Σχήμα 40: Συντελεστής C_H λόγω σκληρότητας pinion / τροχού για χάλυβες με σκλήρυνση σε βάθος

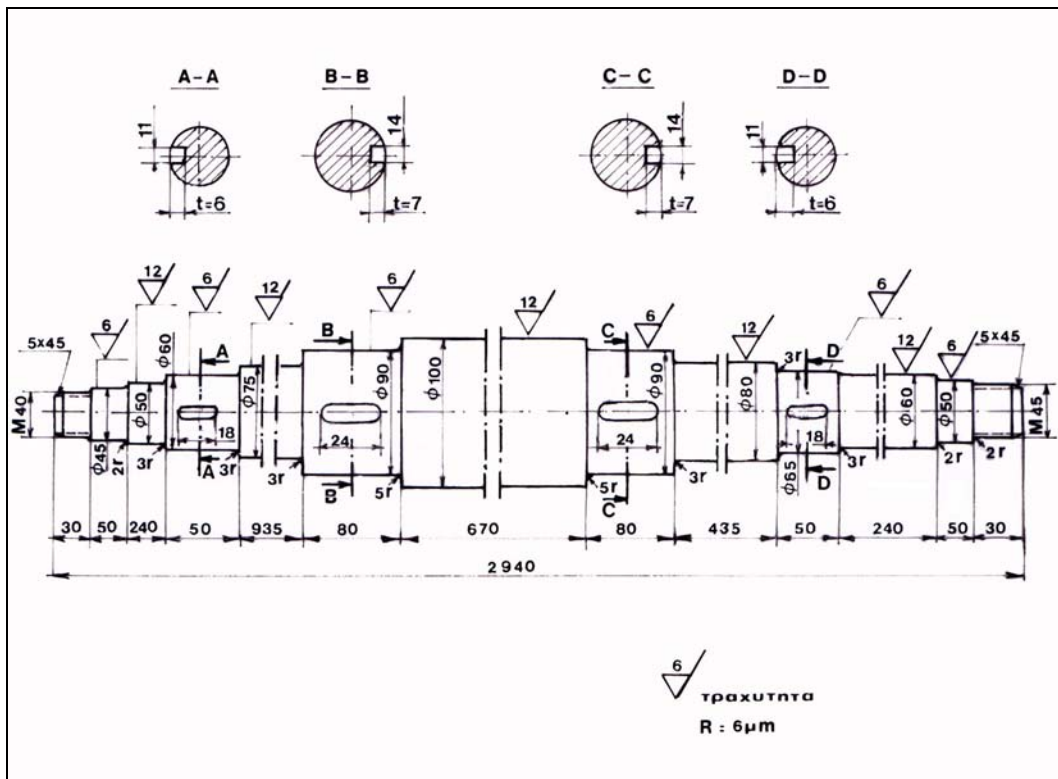


Σχήμα 41: Συντελεστής C_H λόγω σκληρότητας pinion / τροχού για χάλυβες με επιφανειακή σκλήρυνση

ΦΥΛΛΑΔΙΟ ΑΣΚΗΣΕΩΝ

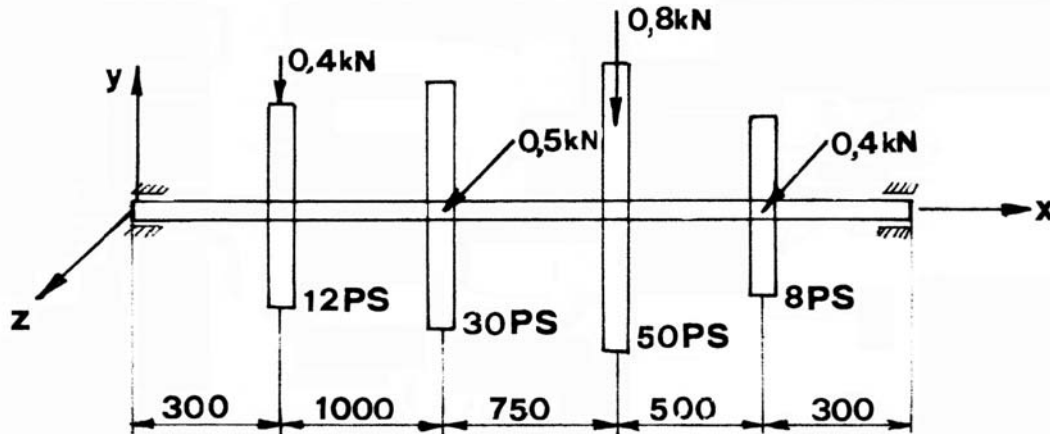
ΣΤΟΙΧΕΙΩΝ ΜΗΧΑΝΩΝ ΙΙ

ΑΞΟΝΕΣ



1.1.1 ΑΣΚΗΣΗ

Ζητείται να υπολογιστεί ένας άξονας μετάδοσης κίνησης και ισχύος με είσοδο από την τρίτη τροχαλία του σχήματος, όπου φαίνονται οι με βασικές προδιαγραφές του προβλήματος. Ο άξονας περιστρέφεται στις 200 rpm με μέγιστη επιτρεπόμενη στρεπτική παραμόρφωση $3^\circ/m$ και μέγιστη καμπτική παραμόρφωση 2 mm. Επιλέξτε υλικό και υπολογίστε τις μικρότερες δυνατές διαμέτρους του άξονα. Δώστε ένα κατασκευαστικό σκαρίφημα του άξονα που υπολογίσατε.

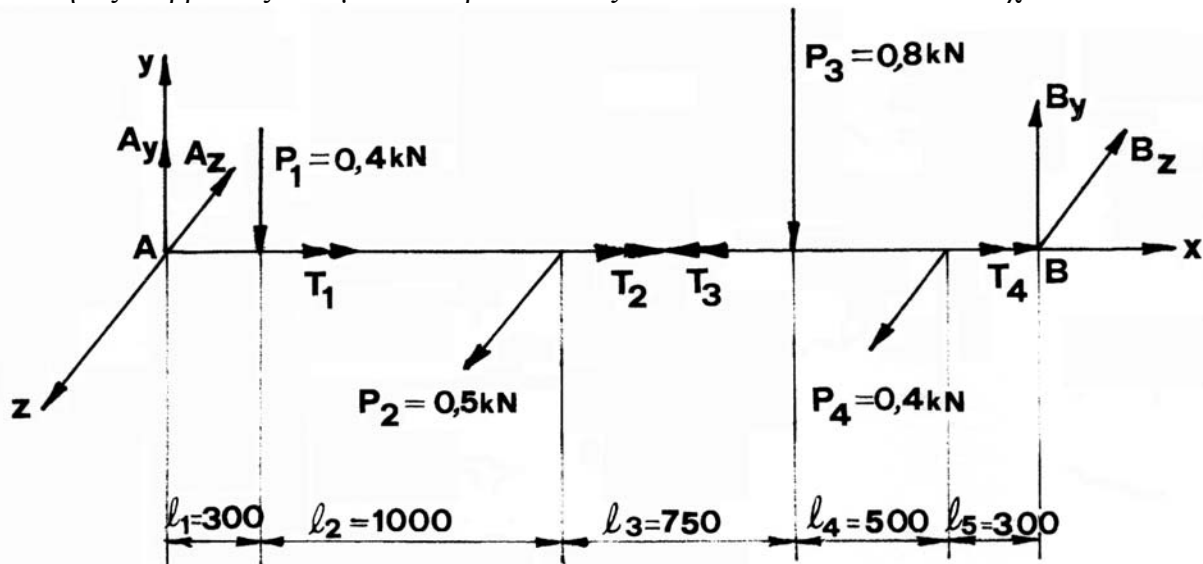


ΛΥΣΗ: Η γωνιακή ταχύτητα του άξονα είναι $\omega = (2\pi/60)200 = 20.94 \text{ rad/s}$. Η είσοδος της ισχύος γίνεται από τη τρίτη από αριστερά τροχαλία και η έξοδος στις υπόλοιπες τρεις. Η ροπή εισόδου είναι:

$$T_3 = \frac{N_3}{\omega} = \frac{50 \text{ HP}}{20.94 \text{ rad/s}} (745 \text{ W / HP}) = 1778.56 \text{ Nm}$$

ενώ με όμοιο τρόπο βρίσκουμε $T_1 = 426.85 \text{ Nm}$, $T_2 = 1067.13 \text{ Nm}$, $T_4 = 284.57 \text{ Nm}$.

Οι συνθήκες ισορροπίας δυνάμεων και ροπών στο yx και στο zx επίπεδο αντίστοιχα είναι:



$$\sum F_y = 0 \Rightarrow A_y - P_1 - P_3 + B_y = 0$$

$$\sum M_z = 0 \Rightarrow -P_1 l_1 - P_3 (l_1 + l_2 + l_3) + B_y (l_1 + l_2 + l_3 + l_4 + l_5) = 0$$

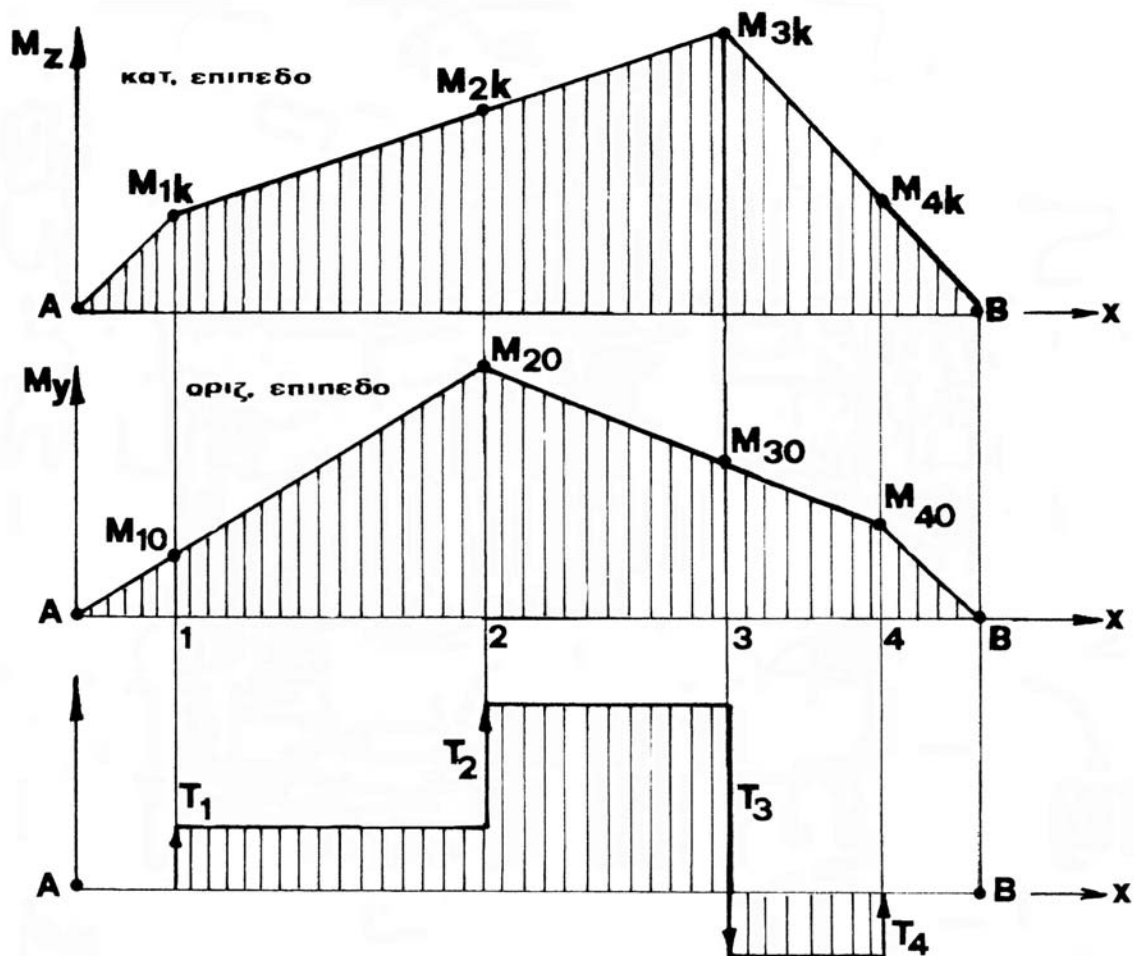
$$\sum F_z = 0 \Rightarrow -A_z + P_2 + P_4 - B_z = 0$$

$$\sum M_y = 0 \Rightarrow -P_2 (l_1 + l_2) - P_4 (l_1 + l_2 + l_3 + l_4) + B_z (l_1 + l_2 + l_3 + l_4 + l_5) = 0$$

από τις οποίες υπολογίζουμε τις αντιδράσεις στις στηρίξεις:

$A_y = 0.5825 \text{ kN}$, $A_z = 0.3141 \text{ kN}$, $B_y = 0.6175 \text{ kN}$ και $B_z = 0.5859 \text{ kN}$.

Ακολουθώντας σχεδιάζουμε τα διαγράμματα των καμπτικών ροπών σε κατακόρυφο και οριζόντιο επίπεδο και των στρεπτικών ροπών (χάρην πληρότητας θα ήταν σκόπιμο να κατασκευαστούν και τα των τεμνουσών δυνάμεων).



Σχεδιάζουμε το διάγραμμα των καμπτικών ροπών στο κατακόρυφο και το οριζόντιο επίπεδο και βρίσκουμε

$$M_{1k} = A_y \ell_1 = 0.583 \text{ kN} \times 0.3 \text{ m} = 0.1749 \text{ kNm}$$

$$M_{2k} = M_{1k} + (A_y - P_1) \ell_2 = 0.1749 \text{ kNm} + (0.5825 - 0.4) \text{ kN} \times 1 \text{ m} = 0.3574 \text{ kNm}$$

$$M_{3k} = B_y (\ell_4 + \ell_5) = 0.6175 \text{ kN} \times (0.5 \text{ m} + 0.3 \text{ m}) = 0.4940 \text{ kNm}$$

$$M_{4k} = B_y \ell_5 = 0.617 \text{ kN} \times 0.3 \text{ m} = 0.1851 \text{ kNm}$$

$$M_{10} = A_z \ell_1 = 0.3141 \text{ kN} \times 0.3 \text{ m} = 0.09423 \text{ kNm}$$

$$M_{20} = A_z (\ell_1 + \ell_2) = 0.3141 \text{ kN} \times 1.300 \text{ m} = 0.40833 \text{ kNm}$$

$$M_{40} = B_z \ell_5 = 0.5859 \text{ kN} \times 0.3 \text{ m} = 0.17577 \text{ kNm}$$

$$M_{30} = M_{40} + (B_z - P_4) \ell_4 = 0.17577 + (0.5859 - 0.4) \times 0.500 = 0.26872 \text{ kNm}$$

και επομένως οι συνισταμένες καμπτικές ροπές στα σημεία 1 ως 4 είναι:

$$M_1 = \sqrt{M_{10}^2 + M_{1k}^2} = \sqrt{0.09423^2 + 0.1749^2} = 0.1987 \text{ kNm}$$

$$M_2 = \sqrt{M_{20}^2 + M_{2k}^2} = \sqrt{0.40833^2 + 0.3574^2} = 0.5426 \text{ kNm}$$

$$M_3 = \sqrt{M_{30}^2 + M_{3k}^2} = \sqrt{0.26872^2 + 0.4940^2} = 0.5624 \text{ kNm}$$

$$M_4 = \sqrt{M_{4o}^2 + M_{4k}^2} = \sqrt{0.17577^2 + 0.1851^2} = 0.2553 \text{ kNm}$$

Επιλέγουμε ως υλικό κατασκευής του άξονα τον χάλυβα St.60, με $S_u = 650 \text{ MPa}$, $S_y = 540 \text{ MPa}$ και $S'_n = 300 \text{ MPa}$, και για τους αρχικούς υπολογισμούς μας υποθέτουμε ότι $S_y / S_e = 2.25$, ότι $k_f = 2.1$ για τις θέσεις όπου βρίσκονται τροχαλίες και $k_f = 2.2$ για τις θέσεις των ρουλιών. Επίσης παντού συντελεστής ασφαλείας $N = 2$.

• **Υπολογισμός της διαμέτρου στη θέση 1.**

Στη θέση αυτή έχουμε $M_m = 0$, $M_r = M_1$, $T_m = T_1$, $T_r = 0$,

Από θεωρία μέγιστου έργου παραμόρφωσης έχουμε:

$$d_1 = \sqrt[3]{\frac{32N}{S_y} \sqrt{\left(M_m + k_f M_r \frac{S_y}{S_e}\right)^2 + \frac{3}{4} \left(T_m + k_{fs} T_r \frac{S_{sy}}{S_{se}}\right)^2}} = 50 \text{ mm}$$

Στη θέση 1 υπάρχει συγκέντρωση τάσεων λόγω της ύπαρξης του σφηνοδρόμου και λόγω αλλαγής της διαμέτρου. Χρησιμοποιούμε ένθετη σφήνα 16x10 με βάθος σφηνοδρόμου $t = 5 \text{ mm}$. Είναι $r_0 = 16 \times 0.02 = 0.32 \text{ mm}$ και $r_0/d_0 = 0.02$. Από πίνακες βρίσκουμε ότι $k_t = 2.14$. Για $r_0 = 0.32 \text{ mm}$ και $q = 0.87$ βρίσκουμε για τον δυναμικό συντελεστή συγκέντρωσης τάσεων $k_f = 1 + q(k_t - 1) = 2.00$.

Για την αλλαγή της διαμέτρου από πίνακες παίρνω την τιμή του $k_t = 1.82$ για $r/d = 0.08$ $r = 4 \text{ mm}$ και δεχόμενοι ότι $D/d = 1.2$. Επειδή $r = 4 \text{ mm}$ τότε $q = 0.95$ και τελικά $k_f = 1.78$. Για τους υπολογισμούς μας χρησιμοποιούμε το μεγαλύτερο από τα δύο δηλαδή $k_f = 2.00$ που αντιστοιχεί στη ρίζα του σφηνοδρόμου. Για τους υπόλοιπους συντελεστές βρίσκουμε:

$C_F = 0.78$, για κατεργασίες κοπής με ψυχρή εξέλαση

$C_R = 0.81$, για 99% αξιοπιστία (DMF = 2.33)

$C_S = 0.67$, για $d_1 = 50 \text{ mm}$

Και τελικά $S_e = C_F C_R C_S S'_n = 127 \text{ MPa}$ και $S_y / S_e = 4.253$. Αντικαθιστώντας στην εξίσωση

υπολογισμού της διαμέτρου βρίσκουμε $d = 58.532 \text{ mm}$. Δοκιμάζουμε την επόμενη τυποποιημένη διάμετρο $d_1 = 60 \text{ mm}$. Για ένθετη σφήνα 18x11 με βάθος σφηνοδρόμου $t = 6 \text{ mm}$, $r_0/d_0 = 0.02$. Για $r_0 = 0.36 \text{ mm}$ και $q = 0.85$ βρίσκουμε για τον δυναμικό συντελεστή συγκέντρωσης τάσεων $k_f = 1 + 0.85(2.14 - 1) = 1.97$. Για τους υπόλοιπους συντελεστές βρίσκουμε:

$C_F = 0.78$, $C_R = 0.81$ και $C_S = 0.64$, για $d_1 = 60 \text{ mm}$. Τελικά $S_e = 121.3 \text{ MPa}$ και $S_y / S_e = 4.464$.

Αντικαθιστώντας στην εξίσωση υπολογισμού της διαμέτρου βρίσκουμε $d = 59.448 \text{ mm}$ και τυποποιώντας έχουμε $d_1 = 60 \text{ mm}$.

• **Υπολογισμός της διαμέτρου στη θέση 2.**

Στη θέση αυτή έχουμε $M_m = 0$, $M_r = M_2$, $T_m = T_1 + T_2$, $T_r = 0$,

Από θεωρία μέγιστου έργου παραμόρφωσης έχουμε:

$$d_2 = \sqrt[3]{\frac{32N}{S_y} \sqrt{\left(M_m + k_f M_r \frac{S_y}{S_e}\right)^2 + \frac{3}{4} \left(T_m + k_{fs} T_r \frac{S_{sy}}{S_{se}}\right)^2}} = 70.10 \text{ mm}$$

Χρησιμοποιούμε ένθετη σφήνα 20x12 με βάθος σφηνοδρόμου $t = 6 \text{ mm}$. Είναι $r_0 = 0.4 \text{ mm}$, $r_0/d_0 = 0.02$. Από πίνακες βρίσκουμε ότι $k_t = 2.14$. Για $r_0 = 0.40 \text{ mm}$ και $q = 0.88$ βρίσκουμε για τον δυναμικό συντελεστή συγκέντρωσης τάσεων $k_f = 2.01$.

Για την αλλαγή της διαμέτρου από πίνακες παίρνω την τιμή του $k_t = 1.80$ για $r/d = 0.08$ $r = 4 \text{ mm}$ και δεχόμενοι ότι $D/d = 1.2$. Επειδή $r = 5.6 \text{ mm}$ τότε $q = 0.95$ και τελικά $k_f = 1.98$. Για τους υπολογισμούς μας χρησιμοποιούμε το μεγαλύτερο από τα δύο δηλαδή $k_f = 2.01$. Για τους υπόλοιπους συντελεστές βρίσκουμε:

$C_F = 0.78$, $C_R = 0.81$, $C_S = 0.625$, για $d_1 = 70 \text{ mm}$

Και τελικά $S_e = C_F C_R C_S S'_n = 118.46 \text{ MPa}$ και $S_y / S_e = 4.56$. Αντικαθιστώντας στην εξίσωση

υπολογισμού της διαμέτρου βρίσκουμε $d = 85.10 \text{ mm}$. Δοκιμάζουμε την επόμενη τυποποιημένη διάμετρο $d_1 = 85 \text{ mm}$. Για ένθετη σφήνα 24x14 με βάθος σφηνοδρόμου $t = 7 \text{ mm}$, $r_0/d_0 = 0.02$. Για

$r_0 = 0.48 \text{ mm}$ και $q = 0.85$ βρίσκουμε για τον δυναμικό συντελεστή συγκέντρωσης τάσεων $k_f = 1 + 0.90(2.44 - 1) = 2.03$. Τελικά $S_e = 114.67 \text{ MPa}$ και $S_y/S_e = 4.71$. Αντικαθιστώντας στην εξίσωση υπολογισμού της διαμέτρου βρίσκουμε $d = 89.65 \text{ mm}$ και τυποποιώντας έχουμε $d_2 = 90 \text{ mm}$.

Υπολογισμός της διαμέτρου στη θέση 3.

Στη θέση αυτή έχουμε $M_m = 0$, $M_r = M_3$, $T_m = T_3$, $T_r = 0$,

Από θεωρία μέγιστου έργου παραμόρφωσης έχουμε:

$$d_3 = \sqrt[3]{\frac{32N}{S_y} \sqrt{\left(M_m + k_f M_r \frac{S_y}{S_e}\right)^2 + \frac{3}{4} \left(T_m + k_{fs} T_r \frac{S_{sy}}{S_{se}}\right)^2}} = 75 \text{ mm}$$

Χρησιμοποιούμε ένθετη σφήνα 20x12 με βάθος σφηνοδρόμου $t = 6 \text{ mm}$. Είναι $r_0 = 0.4 \text{ mm}$, $r_0/d_0 = 0.02$. Από πίνακες βρίσκουμε ότι $k_t = 2.14$. Για $r_0 = 0.40 \text{ mm}$ και $q = 0.89$ βρίσκουμε για τον δυναμικό συντελεστή συγκέντρωσης τάσεων $k_f = 2.01$.

Για την αλλαγή της διαμέτρου από πίνακες παίρνω την τιμή του $k_t = 1.83$ για $r/d=0.08$ $r = 6 \text{ mm}$ και δεχόμενοι ότι $D/d = 1.2$. Επειδή $r = 6 \text{ mm}$ τότε $q = 0.95$ και τελικά $k_t = 1.98$. Χρησιμοποιούμε $k_f = 2.01$, $C_F = 0.78$, $C_R = 0.81$, $C_S = 0.62$, για $d_1 = 75 \text{ mm}$

Τελικά $S_e = C_F C_R C_S S'_n = 117.51 \text{ MPa}$ και $S_y/S_e = 4.61$. Αντικαθιστώντας στην εξίσωση

υπολογισμού της διαμέτρου βρίσκουμε $d = 86.77 \text{ mm}$. Τυποποιούμε στην διάμετρο $d_3 = 90 \text{ mm}$. Για ένθετη σφήνα 24x14 με βάθος σφηνοδρόμου $t = 7 \text{ mm}$, βρίσκουμε $k_f = 2.03$, $S_e = 113.72 \text{ MPa}$ και $S_y/S_e = 4.74$. Αντικαθιστώντας στην εξίσωση υπολογισμού της διαμέτρου βρίσκουμε $d = 87.85 \text{ mm}$ και τυποποιώντας έχουμε $d_3 = 90 \text{ mm}$.

- **Υπολογισμός της διαμέτρου στη θέση 4.**

Στη θέση αυτή έχουμε $M_m = 0$, $M_r = M_4$, $T_m = T_4$, $T_r = 0$,

Από θεωρία μέγιστου έργου παραμόρφωσης έχουμε:

$$d_4 = \sqrt[3]{\frac{32N}{S_y} \sqrt{\left(M_m + k_f M_r \frac{S_y}{S_e}\right)^2 + \frac{3}{4} \left(T_m + k_{fs} T_r \frac{S_{sy}}{S_{se}}\right)^2}} = 55 \text{ mm}$$

Επιλέγουμε ένθετη σφήνα 16x10 με βάθος σφηνοδρόμου $t = 5 \text{ mm}$. Όμοια με την θέση (1) έχουμε και εδώ $k_f = 2.00$. Για την αλλαγή της διαμέτρου έχω όμοια με την θέση (1) $k_t = 1.98$.

Χρησιμοποιούμε $k_f = 2.00$, $C_F = 0.78$, $C_R = 0.81$, $C_S = 0.685$, για $d_1 = 55 \text{ mm}$

Τελικά $S_e = C_F C_R C_S S'_n = 129.8 \text{ MPa}$ και $S_y/S_e = 4.16$. Αντικαθιστώντας στην εξίσωση

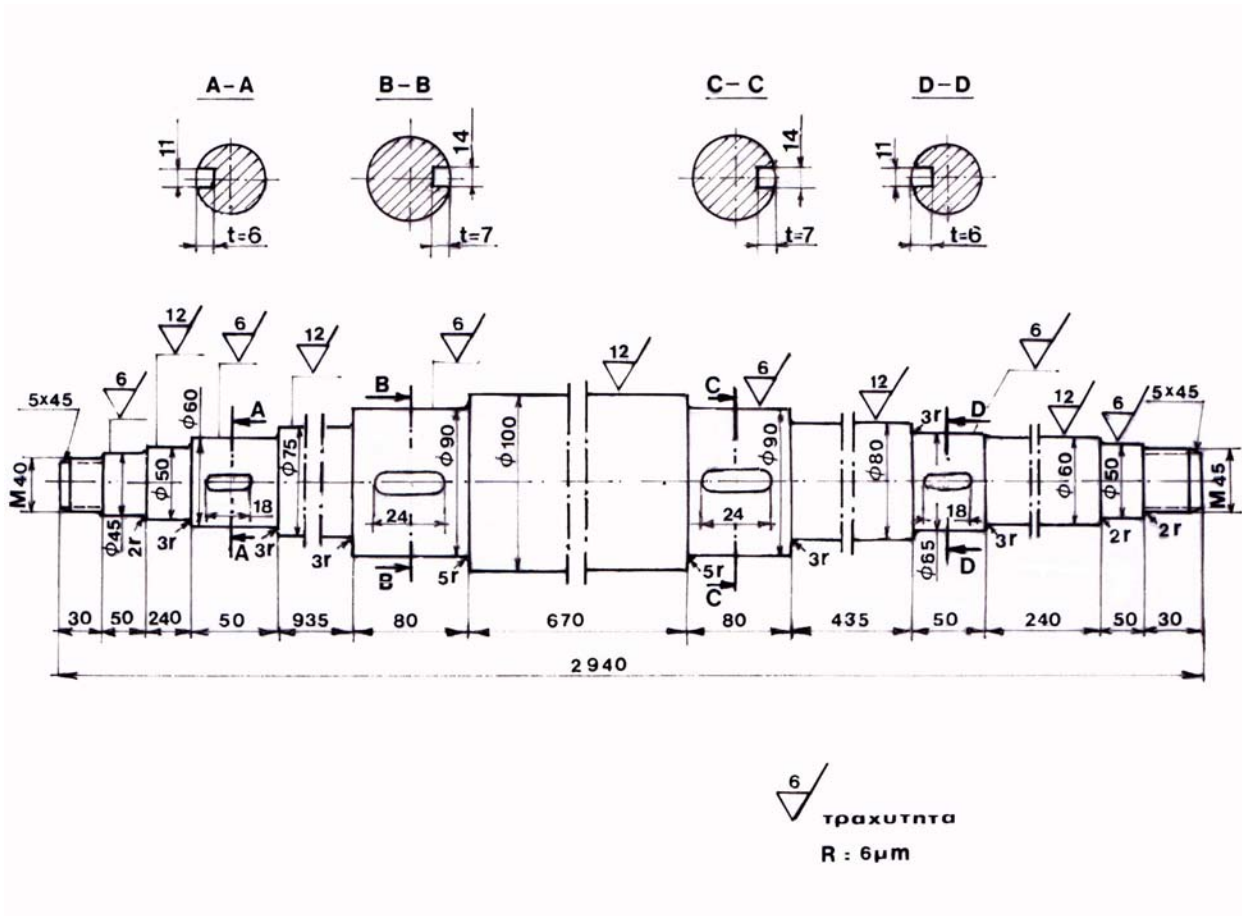
υπολογισμού της διαμέτρου βρίσκουμε $d = 63.25 \text{ mm}$. Τυποποιούμε στην διάμετρο $d_4 = 65 \text{ mm}$. Για ένθετη σφήνα 18x11 με βάθος σφηνοδρόμου $t = 6 \text{ mm}$, βρίσκουμε $k_f = 1.97$, $S_e = 119.4 \text{ MPa}$ και $S_y/S_e = 4.52$. Αντικαθιστώντας στην εξίσωση υπολογισμού της διαμέτρου βρίσκουμε $d = 64.98 \text{ mm}$ και τυποποιώντας έχουμε $d_4 = 65 \text{ mm}$.

Στις θέσεις A και B του άξονα τοποθετούνται τα ρουλμάν (οι καμπτικές και οι στρεπτικές ροπές είναι μηδέν). Η εσωτερική τους διάμετρος επιλέγεται κατά 33% μικρότερη από την επόμενη. $D_A = 45 \text{ mm}$, $D_B = 50 \text{ mm}$.

Οι παραμορφώσεις ελέγχονται αριθμητικά και βρίσκονται με την βοήθεια του Frame

- Η καμπτική παραμόρφωση βρίσκεται $f_{\max} = \sqrt{0.84^2 + 0.96^2} = 1.27 < 2 = f_{\text{επιτρ}}$ στον κόμβο 3.
- Η στρεπτική παραμόρφωση είναι: $\theta_{\max} = \left(\frac{\phi}{L}\right)_{\max} = 0.246 < 3^\circ / \text{m} = \theta_{\text{επιτρ}}$

Το σκαρίφημα του άξονα φαίνεται πιο κάτω:



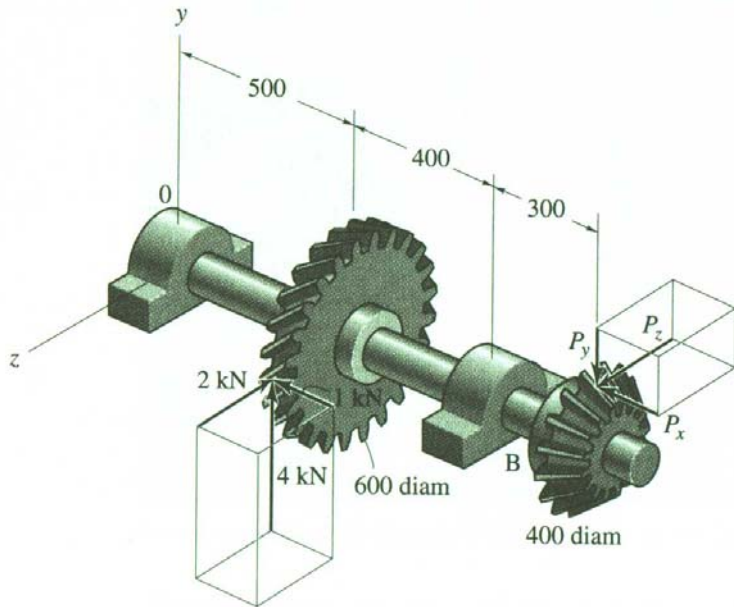
1.1.2 ΑΣΚΗΣΗ

Το σύστημα μεταφοράς ισχύος του σχήματος αποτελείται από ένα κωνικό (είσοδος) και έναν ελικοειδή (έξοδος) οδοντωτό τροχό, έναν άξονα περιστρεφόμενο στις 600 σαλ, και δύο ρουλιμάν.

Να υπολογιστεί η μεταφερόμενη ισχύς N και να υπολογιστεί η δύναμη P αν

$$P = -0.5P_i \bar{i} - 0.41P_j \bar{j} + 0.44P_k \bar{k}$$

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 στη θέση των οδοντωτών τροχών και των ρουλιμάν. Σχεδιάστε ένα σκαρίφημα του άξονα με διαστάσεις. Υλικό άξονα St.70.
3. Να επιλεγεί το αριστερό ρουλιμάν για 36000 ώρες λειτουργίας με αξιοπιστία 98% , αν μόνο αυτό παραλαμβάνει αξονική δύναμη.
4. Αν το υλικό του ελικοειδούς οδοντωτού τροχού είναι σκληρημένος ανθρακοχάλυβας με σκληρότητα 300BHN να υπολογίσετε το πλάτος του ώστε να αντέχει σε κάμψη και επιφανειακή αντοχή κατά AGMA. Δίνονται $\psi = 30^\circ$, αριθμός δοντιών ελικοειδούς = 60. (Σεπτ. 2000)



Λύση:

1. Μεταφερόμενη ισχύς και εύρεση δυνάμεων.

Η γωνιακή ταχύτητα είναι $\omega = n \frac{2\pi}{60} = 600 \frac{2\pi}{60} = 62.83 \text{ rad/s}$

Ισχύς: $N = M_t \omega = F_y \frac{d_1}{2} \omega = 4kN \frac{0.600m}{2} 62.83 \text{ rad/s} = 75.4kW$

Ροπές εισόδου (κωνικό γρανάζι) και εξόδου (ελικοειδές γρανάζι) ίσες:

$$M_{F_y} = M_{F_z} \Rightarrow F_y \frac{d_1}{2} = P_z \frac{d_2}{2} \Rightarrow P_z = F_y \frac{d_1}{d_2} \Rightarrow P_z = 4kN \frac{0.600}{0.400} = 6kN$$

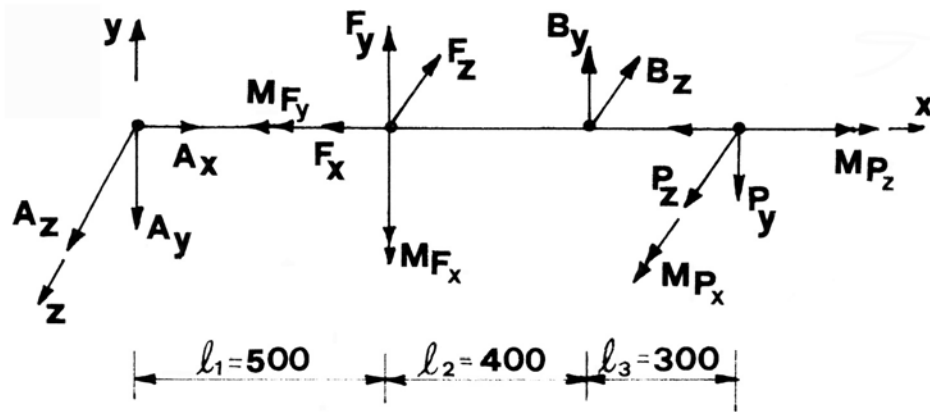
$$P = \frac{P_z}{0.44} = 13.63kN \text{ και } \boxed{\mathbf{P} = -6.82\bar{i} - 5.59\bar{j} + 6\bar{k}}$$

3. Ισορροπία δυνάμεων, διαγράμματα δυνάμεων και ροπών

$$F_x = 1kN, F_y = 4kN, F_z = 2kN \quad P_x = 6.82kN, P_y = 5.59kN, P_z = 6kN$$

$$M_{F_x} = F_x \frac{d_1}{2} = 1kN \frac{0.6m}{2} = 0.3kNm \quad M_{P_x} = P_x \frac{d_2}{2} = 6.82kN \frac{0.4m}{2} = 1.364kNm$$

$$A_x = F_x + P_x = 1kN + 6.82kN = 7.82kN$$



ΚΑΤΑΚΟΡΥΦΟ ΕΠΙΠΕΔΟ

$$\sum F_y = 0 \Rightarrow -A_y + F_y + B_y - P_y = 0 \Rightarrow -A_y + B_y = 5.59 - 1.59 = 1.59$$

$$\sum M_o = 0 \Rightarrow F_y l_1 + B_y (\ell_1 + \ell_2) - P_y (\ell_1 + \ell_2 + \ell_3) + M_{P_x} = 0$$

$$\Rightarrow 4 \times 0.5 + B_y \times 0.9 - 5.59 \times 1.2 + 1.364 = 0$$

$$B_y = 3.715 \text{ kN} \quad \text{και} \quad A_y = 2.125 \text{ kN}$$

Οι ροπές στα κρίσιμα σημεία είναι

$$M_{k_1} = 1.0625 \text{ kNm}, \quad M_{k_2} = 0.3125 \text{ kNm} \quad \text{και} \quad M_{k_3} = 1.364 \text{ kNm}$$

ΟΡΙΖΟΝΤΙΟ ΕΠΙΠΕΔΟ

$$\sum F_z = 0 \Rightarrow A_z - F_z - B_z + P_z = 0 \Rightarrow A_z - B_z = 2 - 6 = -4 \text{ kN}$$

$$\sum M_o = 0 \Rightarrow F_z l_1 - M_{F_x} + B_z (\ell_1 + \ell_2) - P_z (\ell_1 + \ell_2 + \ell_3) = 0$$

$$\Rightarrow 2 \times 0.5 - 0.3 + B_z \times 0.9 - 6 \times 1.2 = 0$$

$$B_z = 7.222 \text{ kN} \quad \text{και} \quad A_z = 3.222 \text{ kN}$$

Οι ροπές στα κρίσιμα σημεία είναι

$$M_{o_1} = 1.611 \text{ kNm}, \quad M_{o_2} = 1.800 \text{ kNm} \quad \text{και} \quad M_{o_3} = 0$$

$$M_1 = \sqrt{M_{k_1}^2 + M_{o_1}^2} = \sqrt{1.0625^2 + 1.611^2} = 1.929 \text{ kNm}$$

$$M_2 = \sqrt{M_{k_2}^2 + M_{o_2}^2} = \sqrt{0.3125^2 + 1.800^2} = 1.826 \text{ kNm}$$

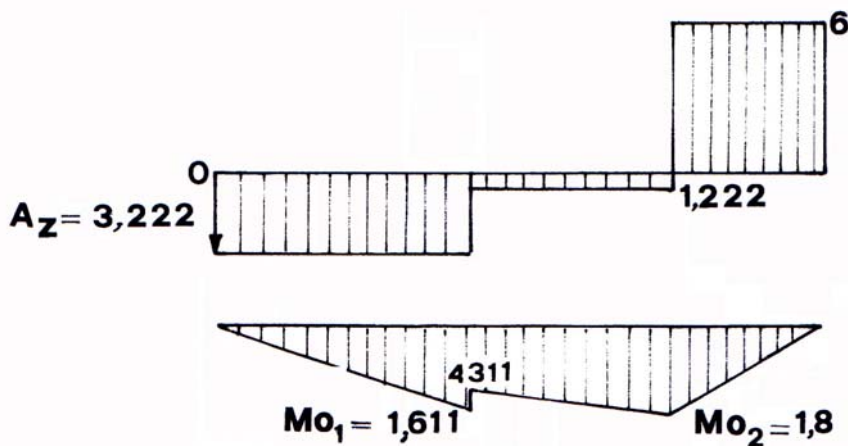
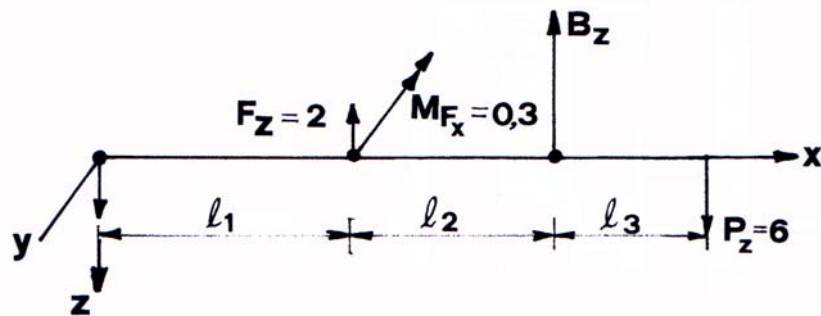
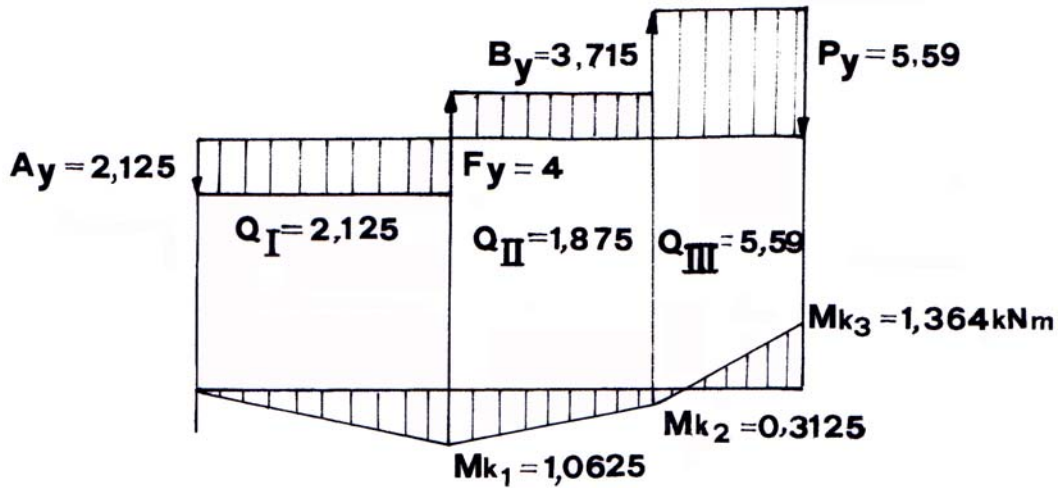
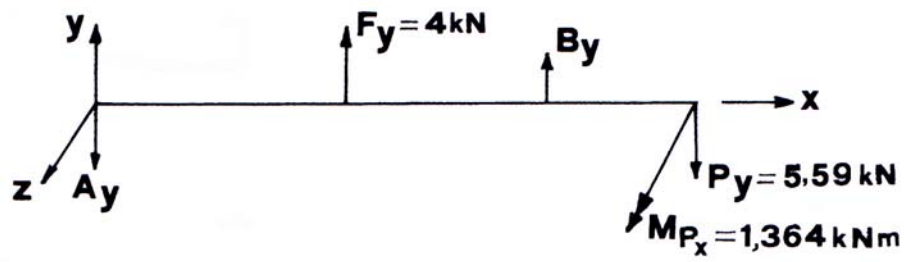
$$M_3 = \sqrt{M_{k_3}^2 + M_{o_3}^2} = \sqrt{1.364^2 + 0^2} = 1.364 \text{ kNm}$$

3. Υπολογισμός και σχεδιασμός άξονα

$$\text{θλίψη: } \sigma_\theta = \frac{4A_x}{\pi d^2} = \frac{4 \times 7.82}{\pi d^2} = \frac{9.956}{d^2} \text{ kN/m}^2$$

$$\text{κάμψη: } \sigma_b = \frac{64M_1 d}{\pi d^4 \cdot 2} = \frac{32M_1}{\pi d^3} = \frac{32 \times 1.929}{\pi d^3} = \frac{19.648}{d^3} \text{ kN/m}^2$$

$$\text{στρέψη: } \tau_m = \frac{M_t d}{J \cdot 2} = \frac{16M_t}{\pi d^3} = \frac{16 \times 1.2}{\pi d^3} = \frac{6.111}{d^3} \text{ kN/m}^2$$



$\sigma_m = \sigma_\theta$, $\sigma_r = \sigma_b$, $\tau_m \neq 0$, $\tau_r = 0$, έστω ότι $\frac{S_y}{S_e} = 6$, τότε σύμφωνα με την Θεωρία της ΜΔΤ:

$$\sigma_{eq} = \sqrt{\left(\sigma_m + \sigma_r \frac{S_y}{S_e}\right)^2 + 4\tau_m^2} = \sqrt{\left(\frac{9.956}{d^2} + \frac{19.648}{d^3} \times 6\right)^2 + 4\frac{6.111^2}{d^{3 \times 2}}} \leq \frac{S_y}{N} = \frac{350 \text{ MPa}}{2.8} = 125000 \text{ kPa}$$

Δοκιμάζοντας διάφορες τιμές του d καταλήγουμε ότι η διάμετρος που ικανοποιεί την ανωτέρω ανισότητα είναι $d_1 = 100mm$.

Ο άξονας στη θέση του κωνικού γραναζιού είναι :

$$\text{θλίψη: } \sigma_{\theta} = \frac{4P_x}{\pi d^2} = \frac{4 \times 6.82}{\pi d^2} = \frac{8.683}{d^2} kPa$$

$$\text{κάμψη: } \sigma_b = \frac{32M_3}{\pi d^3} = \frac{32 \times 1.364}{\pi d^3} = \frac{13.893}{d^3} kPa$$

$$\text{στρέψη: } \tau_m = \frac{6.111}{d^3} kPa$$

$$\sigma_{eq} = \sqrt{\left(\sigma_m + \sigma_r \frac{S_y}{S_e} \right)^2 + 4\tau_m^2} = \sqrt{\left(\frac{8.683}{d^2} + \frac{13.893}{d^3} \times 6 \right)^2 + 4 \frac{6.111^2}{d^{3 \times 2}}} \leq 125000 kPa$$

Δοκιμάζοντας διάφορες τιμές του d καταλήγουμε ότι η διάμετρος που ικανοποιεί την ανωτέρω ανισότητα είναι $d_3 = 90mm$.

Ο άξονας στη θέση του αριστερού ρουλμάν είναι :

$$\text{θλίψη: } \sigma_{\theta} = \frac{9.956}{d^2} kPa$$

$$\text{Διάτμηση μέση: } \bar{\tau} = \frac{4A}{\pi d^2} = \frac{4\sqrt{A_y^2 + A_z^2}}{\pi d^2} = \frac{4.91}{d^2} kPa$$

$$\sigma_{eq} = \sqrt{\sigma_{\theta}^2 + 4\bar{\tau}^2} = \sqrt{\frac{9.956^2}{d^2} + 4 \frac{4.91^2}{d^{2 \times 2}}} \leq 125000 kPa$$

Δοκιμάζοντας διάφορες τιμές του d καταλήγουμε ότι η ελάχιστη διάμετρος που ικανοποιεί την ανωτέρω ανισότητα είναι $d_3 = 11mm$.

Ο άξονας στη θέση του δεξιού ρουλμάν είναι :

$$\text{θλίψη: } \sigma_{\theta} = \frac{4P_x}{\pi d^2} = \frac{4 \times 6.82}{\pi d^2} = \frac{8.683}{d^2} kPa$$

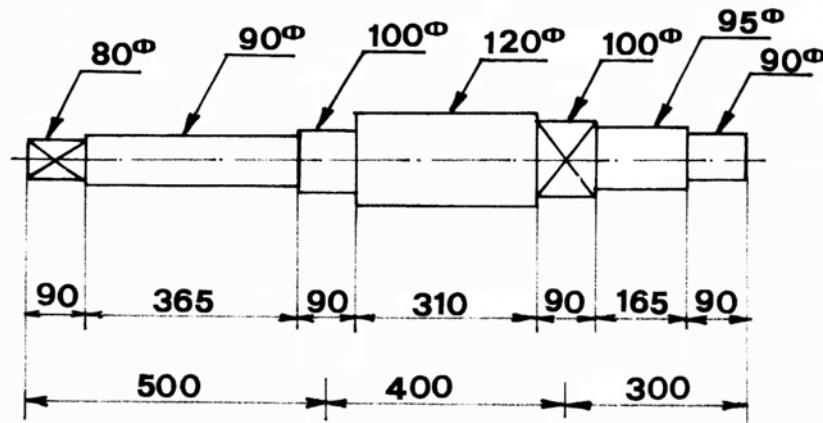
$$\text{κάμψη: } \sigma_b = \frac{32M_2}{\pi d^3} = \frac{32 \times 0.3125}{\pi d^3} = \frac{3.183}{d^3} kPa$$

$$\text{στρέψη: } \tau_m = \frac{6.111}{d^3} kPa$$

$$\sigma_{eq} = \sqrt{\left(\sigma_m + \sigma_r \frac{S_y}{S_e} \right)^2 + 4\tau_m^2} = \sqrt{\left(\frac{8.683}{d^2} + \frac{3.183}{d^3} \times 6 \right)^2 + 4 \frac{6.111^2}{d^{3 \times 2}}} \leq 125000 kPa$$

Δοκιμάζοντας διάφορες τιμές του d καταλήγουμε ότι η ελάχιστη διάμετρος που ικανοποιεί την ανωτέρω ανισότητα είναι $d_B = 60mm$.

Μια πρώτη διαμόρφωση του άξονα μετά τους πιο πάνω υπολογισμούς δίνεται στο σκαρίφημα:



4. Υπολογισμός και επιλογή ρουλμάν

Αξονική δύναμη: $F_a = A_x = 7.82kN$.

Ακτινική δύναμη: $F_r = \sqrt{A_y^2 + A_z^2} = \sqrt{2.125^2 + 3.222^2} = 3.86kN$

Ισοδύναμη δυναμική φόρτιση: $P_0 = XVF_r + YF_a = 0.5F_r + 0.26F_a = 0.5 \times 3.86 + 0.26 \times 7.82 = 3.96kN$

Για πιθανότητα βλάβης 2% ή αξιοπιστία 98%, $a_1 = 0.33$, $a_2 = 1$, και

$$a_3 = f_n^3 f_t^3 = \frac{33.33}{n} \times 1^3 = 0.055.$$

Ο χρόνος ζωής του ρουλμάν είναι

$$L_h = \frac{10^6}{60n} a_1 a_2 a_3 \left(\frac{C}{P_0} \right)^3 \quad \text{ή} \quad C = \sqrt[3]{L_h \frac{60n P_0^3}{10^6 a_1 a_2 a_3}} = \sqrt[3]{36000 \frac{60 \times 600 \times 3.96^3}{10^6 \times 0.33 \times 1 \times 0.055}} = 164kN$$

Αναζητώντας στους καταλόγους το ρουλμάν με $d = 80 \text{ mm}$ και δυναμική αντοχή $C = 164 \text{ kN}$, επιλέγουμε **σφαιρικό** ρουλμάν **γωνιακής** επαφής και **διπλής** σειράς σφαιρών με κωδικό **3316** με $C = 176 \text{ kN}$.

5. Υπολογισμός πλάτους γραναζιού κατά AGMA

$$\sigma_t = \frac{F_t K_0 K_s K_m}{K_v b J m_n} \leq \frac{S_{at} K_L}{K_T K_R} \Rightarrow b \geq \frac{F_t K_0 K_s K_m K_T K_R}{K_v J m_n S_{at} K_L}$$

$$\sigma_c = c_p \sqrt{\frac{F_t C_0 C_s C_m C_f}{C_v b d I}} \leq S_{at} \frac{C_L C_H}{C_T C_R} \Rightarrow b \geq c_p^2 \frac{F_t C_0 C_s C_m C_f}{C_v d I} \frac{1}{S_{at}^2} \frac{C_T^2 C_R^2}{C_L^2 C_H^2}$$

$F_t = 4kN$, $K_0 = C_0 = 1.25$, $K_s = C_s = 1$, $K_m = C_m = 1.6$, $K_v = C_v = 0.70$ ($v = \omega r = 18.85 \text{ m/s}$), $C_f = 1$, $J = 0.45$, $m_n = m \cos \psi = (d/N) \cos \psi = (600/60) \cos 30 = 8.660$, $S_{at} = 400 \text{ Mpa}$, $K_T = C_T = 1$, $K_R = C_R = 1$, $K_L = C_L = 1$, $C_H = 1$

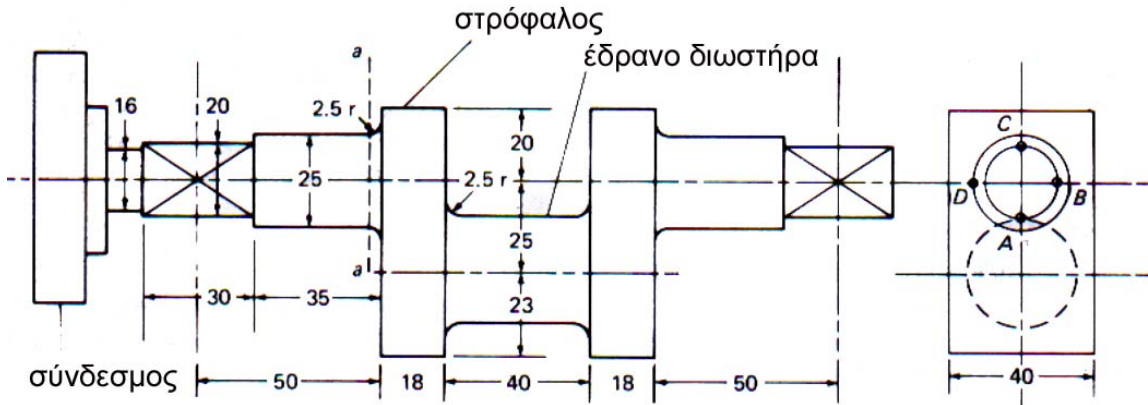
$C_p = 610 (\text{kp/cm}^2)^{0.5}$, $I = 0.54$, $Sac = 8200 \text{ kp/cm}^2$.

Αντικαθιστώντας στις πιο πάνω σχέσεις βρίσκω $b = 7.33 \text{ mm}$ από την πρώτη και $b = 2 \text{ mm}$.

Κατασκευαστικά όμως γρανάζι με διάμετρο 600mm πρέπει να έχει πάχος ανάμεσα σε 9 και 13 φορές το μοντούλ. Επιλέγω $b = 90 \text{ mm}$.

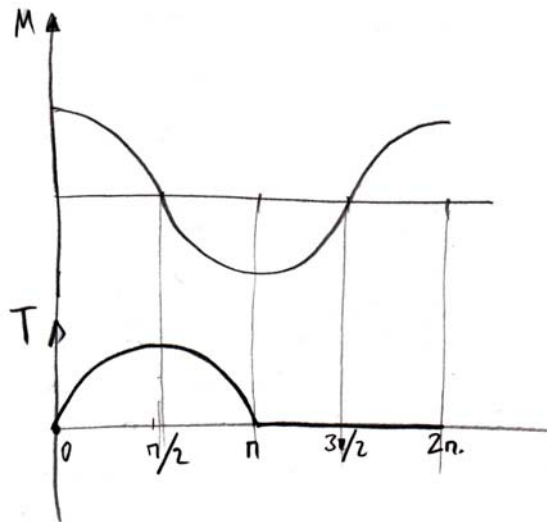
1.1.3 ΑΣΚΗΣΗ

Σε μια μικρή αντλία, η αντίσταση στην κίνηση του πιστονιού είναι 6000 N κατά την συμπίεση και 0 στην επαναφορά. Θεωρούμε ότι οι ίδιες δυνάμεις ασκούνται στον στροφαλοφόρο άξονα, ο οποίος φαίνεται στο σχήμα στην αρχή του μισού κύκλου συμπίεσης, όταν το πιστόνι είναι επάνω. Η στρεπτική ροπή εισάγεται από τον σύνδεσμο αριστερά, χωρίς εισαγωγή καμπτικών ροπών. Προσδιορίσατε την ελάχιστη απαιτούμενη τιμή του S_y για συντελεστή ασφαλείας 1.6 στο επίπεδο $\alpha-\alpha$.



ΛΥΣΗ :

$$M = \frac{F}{2}x, \quad T = Fd$$



$$\sigma' = \frac{32M}{\pi d^3} = \frac{32Fx}{2\pi d^3} = \frac{16Fx}{\pi d^3},$$

$$\tau' = \frac{16T}{\pi d^3} = \frac{16Fd}{\pi d^3}$$

$$\sigma = \sigma_m = \sigma_r = \frac{8Fx}{\pi d^3},$$

$$\tau = \tau_m = \tau_r = \frac{8Fd}{\pi d^3}$$

$$\sigma_{eq} = \sqrt{\left(\sigma_m + \sigma_r \frac{S_y}{S_e}\right)^2 + 3\left(\tau_m + \tau_r \frac{S_{se}}{S_{sy}}\right)^2} = \frac{S_y}{N}$$

$$\sigma^2 \left(1 + \frac{S_e}{S_y}\right)^2 + 3\tau^2 \left(1 + \frac{S_{se}}{S_{sy}}\right)^2 = \frac{S_y^2}{N^2}$$

$$(\sigma^2 + 3\tau^2) \left(1 + \frac{S_e}{S_y}\right) = \frac{S_y^2}{N^2}$$

$$N^2 (\sigma^2 + 3\tau^2) = \left(\frac{S_y^2}{S_y + S_e}\right)^2 \quad \eta \quad N\sqrt{\sigma^2 + 3\tau^2} = \frac{S_y}{1 + \frac{S_e}{S_y}}$$

$$N\sqrt{\frac{64F^2x^2}{\pi^2d^6} + 3\frac{64F^2d^2}{\pi^2d^6}} = \frac{S_y}{1 + \frac{S_y}{S_e}} = \frac{S_y S_e}{S_y + S_e}$$

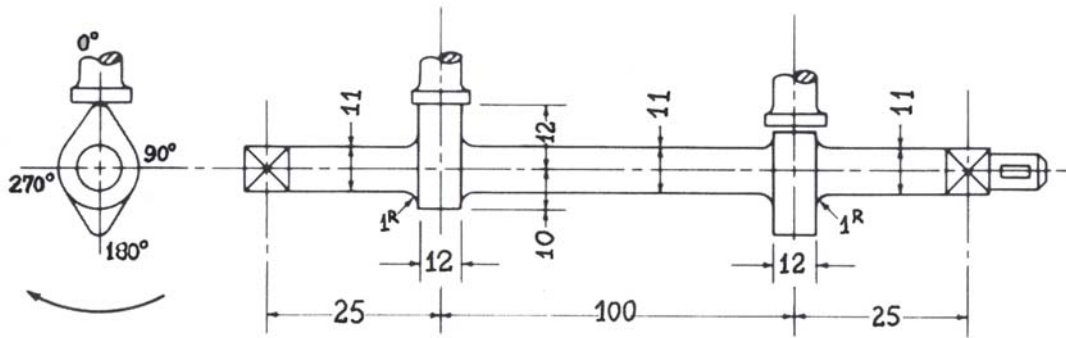
$$\frac{8NF}{\pi d^3} \sqrt{x^2 + 3d^2} = \frac{S_y}{1 + \frac{S_y}{S_e}}$$

$$\frac{8 \times 1.6 \times 6000}{\pi 0.025^3} \sqrt{0.050^2 + 3 \times 0.025^2} = 103 \text{ MPa}$$

$$\frac{S_y}{1 + \frac{S_y}{S_e}} = 103, \quad \alpha \nu \quad \frac{S_y}{S_e} \approx 6.7 \quad S_y = 103(1 + 6.7) \quad \boxed{S_y = 793 \text{ MPa}}$$

1.1.4 ΑΣΚΗΣΗ

Ο άξονας του σχήματος φέρει δύο ίδιες κάμες υπό γωνία 180°. Καθεμιά κάμα ανοίγει μια βαλβίδα με μέγιστη δύναμη 60 kP. Η στρέψη είναι αμελητέα. Αν ο συντελεστής ασφάλειας περιλαμβάνοντας και την αξιοπιστία είναι 2.0, να βρεθεί το κατάλληλο υλικό για τον άξονα αυτόν για άπειρο χρόνο ζωής.



ΛΥΣΗ :

Θεωρούμε ότι η στρέψη είναι αμελητέα.

Από ισορροπία δυνάμεων και ροπών έχουμε:

$$R_A = 50 \text{ kP} \quad \text{και} \quad R_B = 10 \text{ kP}$$

Από τα παραπάνω και από το σχήμα 1 προκύπτει ότι:

$$M_C = 2.5 \text{ cm} \times 50 \text{ kP} \Rightarrow M_C = 125 \text{ kPcm}$$

$$M_D = 2.5 \text{ cm} \times 10 \text{ kP} \Rightarrow M_D = 25 \text{ kPcm}$$

Από τα M_C, M_D Προκύπτει ότι: $M_{\max} = 125 \text{ kPcm}$

Επίσης είναι φανερό ότι η καμπτική ροπή στο σημείο C όπου παρουσιάζει και την μέγιστη τιμή μεταβάλλεται με την γωνία περιστροφής του άξονα. Καταρτίζουμε τον παρακάτω πίνακα:

φ	0°	90°	180°	270°	360°
M_C (kPcm)	125	0	-25	0	125

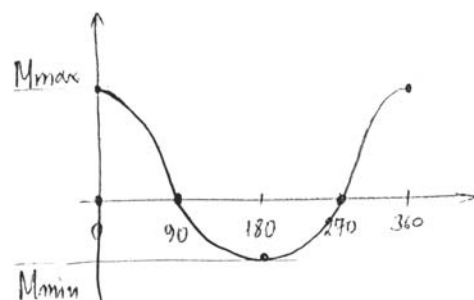
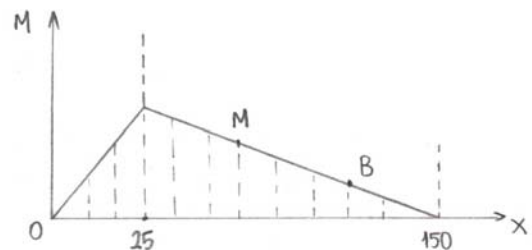
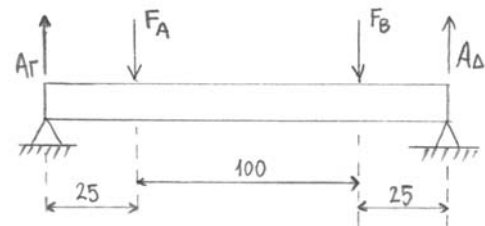
Πίνακας 1

Με βάση τον πίνακα 1 κατασκευάζουμε το παρακάτω διάγραμμα:

Παρατηρούμε ότι η καμπτική ροπή μεταβάλλεται μεταξύ μιας μέγιστης M_{\max} και μιας ελάχιστης τιμής M_{\min} .

Ετσι έχουμε:

$$M_m = \frac{125 - 25}{2} = 50 \text{ kPcm} \quad \text{και}$$



$$M_r = \frac{125 + 25}{2} = 75 \text{ kpcm}$$

Οι τιμές των τάσεων σ_m , σ_r είναι αντίστοιχα:

$$\sigma_m = \frac{32M_m}{\pi d^3} \Rightarrow \sigma_m = \frac{32 \times 50}{\pi \times 11^3} \Rightarrow \boxed{\sigma_m = 382 \text{ kp/cm}^2}$$

και

$$\sigma_r = \frac{32M_r}{\pi d^3} = \frac{32 \times 75}{\pi \times 11^3} \Rightarrow \boxed{\sigma_r = 573 \text{ kp/cm}^2}$$

Από το κριτήριο Sodeberg έχουμε:

$$\frac{S_y}{N} = \sigma_m + \sigma_r \frac{S_y}{S_e} \quad (1)$$

Επιλέγω St.42 με $S_y = 3800 \text{ kp/cm}^2$ και $S_n' = 2200 \text{ kp/cm}^2$
Το τροποποιημένο όριο διαρκούς αντοχής (S_e) είναι:

$$S_e = C_F C_R C_S C_W \frac{1}{k_f} S_n'$$

Επιλέγουμε:

$$C_F = 0.9 \quad (\text{συνήθως λείανση})$$

$$C_R = 1$$

$$C_S = 0.982 \quad (\text{με γραμμική παρεκβολή για } d = 11 \text{ mm μεταξύ } 10 \text{ mm και } 20 \text{ mm})$$

$$C_W = 1 \quad (\text{χωρίς συγκόλληση})$$

$$k_f = 1 + 9(k_t - 1)$$

$$k_t = 1.35 \quad \left(\frac{d}{D} = 1, \frac{r}{d} = 0.9 \right)$$

$$9 = 0.55$$

$$S_n' = 2200 \text{ kp/cm}^2$$

Άρα

$$S_e = 0.9 \times 1 \times 0.982 \times 1 \times \frac{1}{1 + 0.55(1.35 - 1)} \times 220 = 163 \text{ MPa}$$

Από την (I) έχουμε:

$$S_y = 3800 \text{ kp/cm}^2 > N \left(\sigma_m + \sigma_r \frac{S_y}{S_e} \right) = 3484.8 \text{ kp/cm}^2$$

1.1.5 ΑΣΚΗΣΗ

Ένα κατακόρυφο δράπανο παίρνει κίνηση από Η/Κ όπως στο σχήμα με 4 σχέσεις μετάδοσης ανάλογα με την θέση του ιμάντα στις τροχαλίες διαμέτρων 125^Φ , 100^Φ , 75^Φ και 50^Φ . Να υπολογιστεί και να διαμορφωθεί ο άξονας ΑΒ υλικό St.50, για άπειρο χρόνο ζωής, 95% αξιοπιστία, αν ο χρόνος λειτουργίας κατανέμεται εξ ίσου στις 4 ταχύτητες. Αγνοείτε την αξονική δύναμη του δραπάνου.

ΛΥΣΗ :

Οι σχέσεις μετάδοσης από τον Η/Κ προς το δράπανο είναι:

$$i_1 = 50 / 125 = 0.4 \quad i_2 = 75 / 100 = 0.75$$

$$i_3 = 100 / 75 = 1.33 \quad i_4 = 125 / 50 = 2.5$$

Οι στροφές στον άξονα του δραπάνου για κάθε ταχύτητα είναι:

$$n_1 = i_3 n_{H/K} = i_1 \times 1725 = 690 \text{ RPM} \quad n_2 = i_2 1725 = 1293.7 \text{ RPM}$$

$$n_3 = i_3 1725 = 2299.9 \text{ RPM} \quad n_4 = i_4 1725 = 4312.5 \text{ RPM}$$

Με γνωστές τις στροφές σε κάθε ταχύτητα βρίσκουμε την στρεπτική ροπή που ασκείται στον άξονα του δραπάνου με την χρήση της σχέσης:

$$M_t = 71260 \frac{N}{n}$$

όπου H : η ισχύς του Η/Κ και n : οι στροφές που βρίσκουμε για κάθε ταχύτητα.

$$M_{t_1} = 71260 \times \frac{3.75 / 0.746}{690} \Rightarrow M_{t_1} = 521.76 \text{ kpcmt}$$

$$M_{t_2} = 71260 \times \frac{3.75 / 0.746}{1293.7} \Rightarrow M_{t_2} = 278.27 \text{ kpcmt}$$

Ομοια βρίσκουμε:

$$M_{t_3} = 156.27 \text{ kpcmt} \quad M_{t_4} = 83.48 \text{ kpcmt}$$

Οι ροπές κάμψης που καταπονούν τον άξονα βρίσκονται από τις δυνάμεις του ιμάντα.

Η στρεπτική ροπή του κινητήρα είναι:

$$T = 9549 \times \frac{P}{n} (\text{Nm}) \quad \text{ή} \quad T = 9549 \times \frac{3.75}{1725} \Rightarrow T = 20 \text{ Nm}$$

Δυνάμεις στις τροχαλίες για τις διάφορες ταχύτητες στις διαμέτρους: $d_1 = 50^\Phi$, $d_2 = 75^\Phi$, $d_3 = 100^\Phi$, $d_4 = 125^\Phi$.

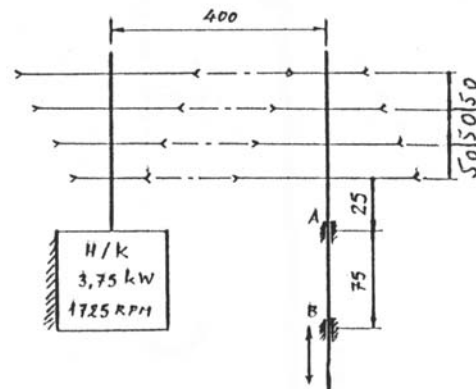
Είναι:

$$S_{11} - S_{12} = 2T / d_1 = 2 \times 20 / 0.050 = 800 \text{ N}$$

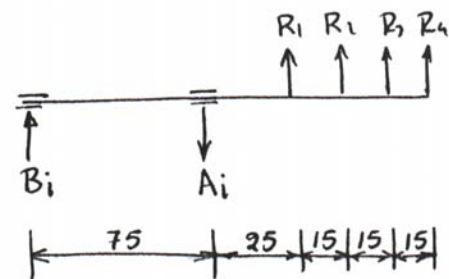
$$S_{21} - S_{22} = 2T / d_2 = 2 \times 20 / 0.075 = 534 \text{ N} \quad (1)$$

$$S_{31} - S_{32} = 2T / d_3 = 2 \times 20 / 0.100 = 400 \text{ N}$$

$$S_{41} - S_{42} = 2T / d_4 = 2 \times 20 / 0.125 = 320 \text{ N}$$



από



Επίσης για κάθε περίπτωση είναι:

$$\tan\varphi_1 = (d_4 - d_1) / 2l = (125 - 50) / (2 \times 400) \quad \text{ή} \quad \varphi_1 = 5.35^\circ$$

$$\tan\varphi_2 = (d_3 - d_2) / 2l = (100 - 75) / (2 \times 400) \quad \text{ή} \quad \varphi_2 = 1.79^\circ$$

$$\tan\varphi_3 = \tan\varphi_2 \quad \text{και} \quad \tan\varphi_4 = \tan\varphi_1 \Rightarrow \varphi_3 = 1.79^\circ \quad \text{και} \quad \varphi_4 = 5.35^\circ$$

Τα τόξα τύλιξης επίσης σε κάθε περίπτωση είναι:

$$\theta_1 = \pi - 2\varphi = 2.95 \text{ rad} \quad f\theta_1 = 0.295 \quad e^{f\theta_1} = 1.35$$

$$\theta_2 = \pi - 2\varphi = 3.08 \text{ rad} \quad f\theta_2 = 0.308 \quad e^{f\theta_2} = 1.36$$

$$e^{f\theta_3} = e^{f\theta_2} \quad \text{και} \quad e^{f\theta_4} = e^{f\theta_1}$$

Οπότε από την σχέση $\frac{S_1}{S_2} = e^{f\theta}$, προκύπτει:

$$\frac{S_{11}}{S_{12}} = 1.35, \quad \frac{S_{21}}{S_{22}} = 1.36, \quad \frac{S_{31}}{S_{32}} = 1.36, \quad \frac{S_{41}}{S_{42}} = 1.35 \quad (2)$$

Από τις σχέσεις (1) και (2) προκύπτουν οι S_{ij} όπου $i = 1, 2, 3, 4$ και $j = 1, 2$

Τελικά:

$$S_{11} = 3.085 \text{ kN} \quad S_{12} = 2.285 \text{ kN}$$

$$S_{21} = 2.015 \text{ kN} \quad S_{22} = 1.483 \text{ kN}$$

$$S_{31} = 1.511 \text{ kN} \quad S_{32} = 1.111 \text{ kN}$$

$$S_{41} = 1.235 \text{ kN} \quad S_{42} = 9.150 \text{ kN}$$

Η συνισταμένη δύναμη για κάθε περίπτωση από τους ιμάντες μπορεί να βρεθεί από τις σχέσεις:

$$R_i = \sqrt{S_{i1}^2 + S_{i2}^2 + 2S_{i1}S_{i2} \cos 2\varphi_i}$$

ή από την προσεγγιστική σχέση:

$$S = S_1 \cos\varphi_1 + S_2 \cos\varphi_2 \quad (\text{βλ. Σχ. 1})$$

Έτσι προσεγγιστικά οι συνισταμένες δυνάμεις είναι:

$$R_1 = 5300 \text{ N}, \quad R_2 = 3450 \text{ N}, \quad R_3 = 2500 \text{ N}, \quad R_4 = 2000 \text{ N}.$$

Στην συνέχεια για κάθε περίπτωση υπολογίζουμε τις αντιδράσεις στις στηρίξεις

1. $A + B = 5300$ (1)

$$\sum M_A = 0 \rightarrow 5300(0.025 + 0.075) - B(0.075) = 0 \rightarrow B = \frac{5300 \times 0.1}{0.075} \rightarrow$$

$$\boxed{A = -1766 \text{ N}}$$

$$\boxed{B = 7066.6 \text{ N}}$$

Άρα έχουμε:

2. $A + B = -3450$

$$\sum M_A = 0 \rightarrow 3450(0.075 + 0.075) + B(0.075) = 0 \rightarrow$$

$$\boxed{A = -10350}$$
 και

$$\boxed{B = 6900 \text{ N}}$$

3) Όμοια

$$\boxed{A = -3333.3 \text{ N}},$$

$$\boxed{B = 5833 \text{ N}}$$

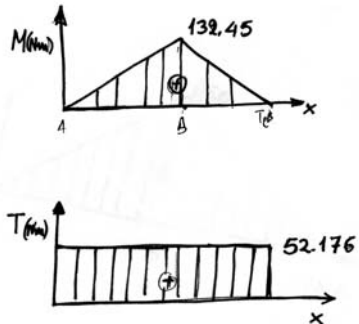
4) Όμοια

$$A = -6000 \text{ N}$$

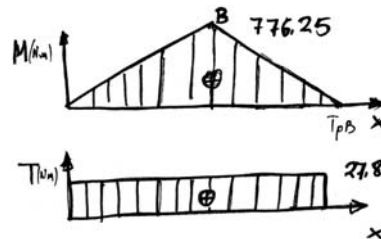
$$B = 6000 \text{ N}$$

Από το παραπάνω και από τις ροπές στρέψης που υπολογίστηκαν πιο πάνω κατασκευάζουμε τα διαγράμματα καμπτικών και στρεπτικών ροπών για κάθε περίπτωση.

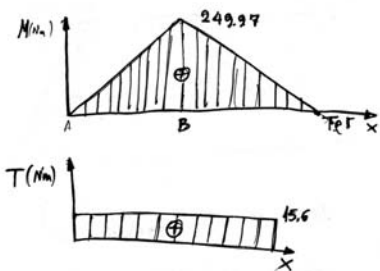
1η περίπτωση (Διάμετροι 50^Φ , 125^Φ)



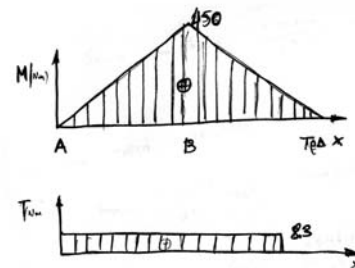
2η περίπτωση (75^Φ , 125^Φ)



3η περίπτωση



4η περίπτωση



Για την πρώτη ταχύτητα έχουμε:

$$\sigma_{\max} = \frac{32M_{\max}}{\pi d^3} \rightarrow \sigma_{\max} = \frac{1349.12}{d^3} \text{ N/m}^2$$

$$\sigma_{\min} = -\frac{1349.12}{d^3} \text{ N/m}^2$$

Έτσι ο άξονας καταπονείται με $\sigma_m = 0$ και $\sigma_{r_1} = \frac{1349.12}{d^3} \text{ N/m}^2$

Για την δεύτερη ταχύτητα έχουμε:

$$\sigma_{\max} = \frac{7906.8}{d^3} \text{ N/m}^2 \quad \text{και} \quad \sigma_{\min} = -\frac{7906.8}{d^3} \text{ N/m}^2$$

$$\sigma_m = 0 \quad \text{και} \quad \sigma_{r_2} = \frac{7906.8}{d^3} \text{ N/m}^2$$

Για την τρίτη ταχύτητα έχουμε:

$$\sigma_{\max} = \frac{2546.17}{d^3} \text{ N/m}^2 \quad \text{και} \quad \sigma_{\min} = -\frac{2546.17}{d^3} \text{ N/m}^2$$

$$\sigma_m = 0 \quad \text{και} \quad \sigma_{r3} = \frac{2546.17}{d^3} \text{ N/m}^2$$

Για την τέταρτη ταχύτητα έχουμε:

$$\sigma_{\max} = \frac{4583.6}{d^3} \quad \text{και} \quad \sigma_{\min} = -\frac{4883.6}{d^3}$$

$$\sigma_m = 0 \quad \text{και} \quad \sigma_r = \frac{4583.6}{d^3}$$

Ο άξονας καταπονείται με ένα από τα τέσσερα δυναμικά φορτία σ_{ri} , $i = 1, 2, 3, 4$ ανάλογα με την ταχύτητα λειτουργίας του.

Από την σχέση του Miner θα προσδιοριστούν οι διαστάσεις του άξονα, οι οποίες είναι:

$$\frac{n_1}{N_1} + \frac{n_2}{N_2} + \frac{n_3}{N_3} + \frac{n_4}{N_4} = 1$$

όπου n_i : κύκλοι καταπόνησης με σ_{ri} και N_i : οι κύκλοι στους οποίους αστοχεί ο άξονας αν καταπονηθεί σε φορτίο σ_{ri} .

Με την υπόθεση ότι ο χρόνος λειτουργίας 10^6 κύκλοι (άπειρη ζωή) ισοκατανέμεται στις 4 ταχύτητες, οι κύκλοι φόρτισης n_i του άξονα είναι:

$$n_1 = n_2 = n_3 = n_4 = 10^6 / 4 \text{ κύκλοι}$$

Για υλικό St.50 $S_u = 550 \text{ MPa}$, $S_y = 270 \text{ MPa}$, $S_n = 250 \text{ MPa}$

Για αξιοπιστία 95% έχω $DMF = 1.6$ και $C_R = 1 - 0.08 DMF \rightarrow C_R = 0.868$

Ετσι η διαρκής αντοχή του συγκεκριμένου άξονα είναι:

$$S_e = C_R S_n = 217 \text{ MPa}$$

Ετσι λοιπόν σύμφωνα με την αναλυτική σχέση που προκύπτει από το διάγραμμα Wholer το δοκίμιο για τάση καταπόνησης σ_{ri} θα σπάσει σε N_i κύκλους φόρτισης.

$$N_i = \left(\frac{\sigma_{ri}}{a} \right)^{1/b} \quad \text{και} \quad \boxed{n_1 \left(\frac{\sigma_{r1}}{a} \right)^{-1/b} + n_2 \left(\frac{\sigma_{r2}}{a} \right)^{-1/b} + n_3 \left(\frac{\sigma_{r3}}{a} \right)^{-1/b} + n_4 \left(\frac{\sigma_{r4}}{a} \right)^{-1/b} = 1}$$

$$\text{όπου } a = \left(\frac{0.9 S_u}{S_e} \right)^2 = 1129.14 \text{ MPa} \quad \text{και} \quad b = -\frac{1}{3} \log \frac{0.9 S_u}{S_e} = -0.11938$$

Συνεπώς για κάθε τάση καταπόνησης σε κάθε ταχύτητα λειτουργίας μπορούμε να βρούμε τους κύκλους που θα σπάσει ο άξονας:

$$\text{Για } \sigma_{r1} = \frac{1349.12}{d^3} \quad \text{θα σπάσει σε} \quad N_1 = \left(\frac{1349.12}{d^3 \times 1129.14 \times 10^6} \right)^{-0.11938}$$

Ομοια αντικαθιστώντας τα σ_{ri} , $i = 2, 3, 4$ προκύπτουν τα αντίστοιχα N_i , $i = 2, 3, 4$.

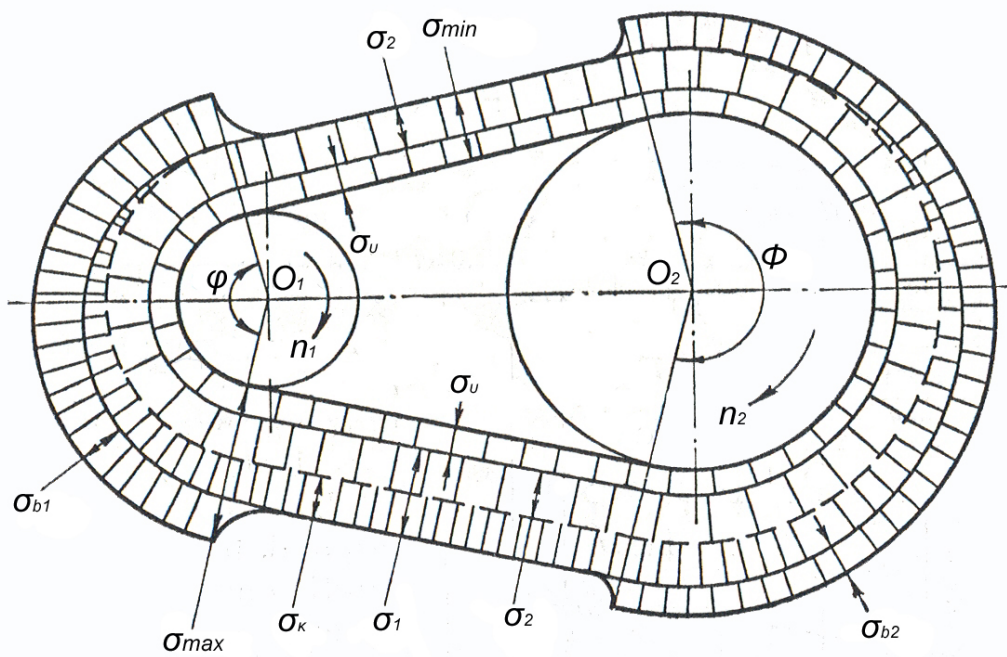
Τελικά η διάσταση του άξονα προκύπτει αντικαθιστώντας τα παραπάνω δεδομένα στην σχέση του Miner:

$$\frac{10^6}{4} \left(\frac{1349.12}{d^3 \times 1129.14 \times 10^6} \right)^{0.11938} + \frac{10^6}{4} \left(\frac{7906.8}{d^3 \times 1129.14 \times 10^6} \right)^{0.11938} + \frac{10^6}{4} \left(\frac{2456.17}{d^3 \times 1129.14 \times 10^6} \right)^{0.11938} + \frac{10^6}{4} \left(\frac{4983.6}{d^3 \times 1129.14 \times 10^6} \right)^{0.11938} = 1$$

Εκτελώντας τις πράξεις προκύπτει $d = 18.71 \text{ mm}$ και τυποποιώντας δέχομαι $d = 20\Phi$.
Προφανώς προσδιορίσαμε την βασική διάμετρο του άξονα και ακολούθως θα πρέπει να γίνει κατασκευαστική διαμόρφωση του άξονα και υπολογισμός των διαμέτρων εκ νέου για κάθε βαθμίδα. Προφανώς οι κύκλοι $10^6/4$ που αντιστοιχούν σε κάθε φόρτιση είναι τυχαία και όχι ίσα.

Χρήστος Α. Παπαδόπουλος

ΦΥΛΛΑΔΙΟ ΑΣΚΗΣΕΩΝ
ΣΤΟΙΧΕΙΩΝ ΜΗΧΑΝΩΝ ΙΙ
ΙΜΑΝΤΩΝ



Πάτρα 2005

1.1.1 ΑΣΚΗΣΗ (Ε)

Η επίπεδη ιμαντοκίνηση, ενός ανεμιστήρα που εργάζεται σε περιβάλλον υγρασίας περίπου 8 ώρες ημερησίως, αποτελείται από δύο τροχαλίες διαμέτρου 1250 mm οι άξονες των οποίων απέχουν 5 μέτρα. Να επιλέξετε τον τύπο και το μέγεθος ενός ιμάντα ικανού να μεταφέρει 60 HP σε μια ταχύτητα 380 RPM. Προένταση με κοχλίες τάνυσης και μέγιστος αριθμός καμπτικών εναλλαγών 9 εναλ/s.

ΛΥΣΗ :

Η γραμμική ταχύτητα του ιμάντα είναι,

$$v = \frac{\pi d}{60} n = \frac{\pi \times 1.250}{60} 380 = 24.87 \text{ m/s}$$

Επειδή οι τροχαλίες έχουν ίδια διάμετρο $D = d = 1250 \text{ mm}$, οι γωνίες τύλιξης είναι ίσες.

$$\Phi = \varphi = \pi$$

$$L = \sqrt{4\alpha^2 - (D-d)^2} + \frac{1}{2}(D\Phi + d\varphi) = \sqrt{4\alpha^2 - (d-d)^2} + \frac{1}{2} \cdot (d\Phi + d\varphi) = 2\alpha + d\varphi$$

$$L = 2\alpha + d\varphi = 2 \times 5000 + 1250 \times \pi = 13927 \text{ mm} = 13.927 \text{ m}$$

Ο αριθμός των καμπτικών εναλλαγών επειδή οι τροχαλίες είναι $z = 2$, είναι

$$B = z \frac{v}{L} = 2 \times \frac{24.87 \text{ m/s}}{13.927 \text{ m}} = 3.571 \text{ εναλ/s}$$

ενώ ο μέγιστος επιτρεπόμενος αριθμός καμπτικών εναλλαγών $B_{\max} = 9$ οπότε

$$B / B_{\max} = 3.571/9 \cong 0.4$$

Τώρα μπορεί να υπολογιστεί ο $C_{o\lambda}$ ο ολικός συντελεστής ασφάλειας για τον ιμάντα,

$$C_{o\lambda} = \prod_{i=1}^5 C_i = C_1 C_2 C_3 C_4 C_5$$

$C_1 = 1.15$ για ανεμιστήρες

$C_2 = 1.1$ για λειτουργία σε υγρό περιβάλλον

$C_3 = 1.09$ για $B / B_{\max} = 0.4$ και 8 ώρες λειτουργία ημερησίως

$C_4 = 1$ για 180° τόξο τύλιξης

$C_5 = 1$ για προένταση με κοχλίες τάνυσης

Ετσι,

$$C_{o\lambda} = \prod_{i=1}^5 C_i = C_1 C_2 C_3 C_4 C_5 = 1.15 \times 1.1 \times 1.09 \times 1 \times 1 \cong 1.38$$

Η ισχύς σε Watt είναι,

$$N = 60 \text{ HP} = 60 \times 735 \frac{W}{\text{HP}} = 44100 \text{ W}$$

Η ισχύς είναι το γινόμενο της κινούσας δύναμης επί την αντίστοιχη γραμμική ταχύτητα,

$$N = (S_1 - S_2) v$$

Για μέγιστη ισχύ θα έχουμε και μέγιστη δύναμη στον έλκοντα κλάδο και μηδενική στον ελκόμενο, $S_1 = 2S_0$ και $S_2 = 0$, οπότε η βασική εξίσωση σχεδιασμού λαμβάνοντας υπ' όψη και τον συντελεστή ασφάλειας γράφεται,

$$N = \frac{2S_0 v}{C_{oi}}$$

Επιλύοντας ως προς S_0 ,

$$S_1 = 2S_0 = \frac{C_{oi} N}{v} = \frac{1.38 \times 44100 W}{24.870 m/s} = 2447 Nt$$

η οποία είναι η μέγιστη δύναμη ($S_1 = 2S_0, S_2 = 0$) που ο προς επιλογή ιμάντας πρέπει να φέρει. για να μεταφέρει την ισχύ των 60 HP στη δεδομένη ταχύτητα.

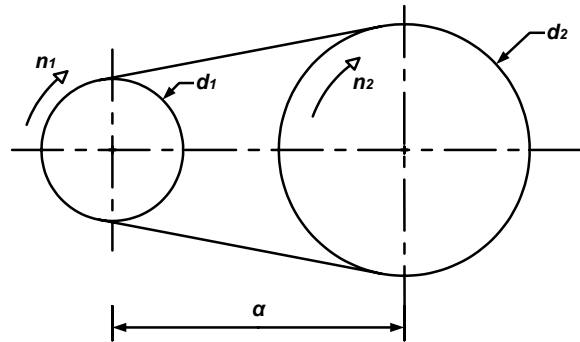
Από πίνακες ιμάντων επιλέγουμε ιμάντα από Polyamide F-2, με πάχος $t = 2 mm$, με επιτρεπόμενη εφελκυστική δύναμη ανά μονάδα πλάτους $S_a = 100 N/cm$, πυκνότητα $\rho = 970 kg/m^3$ και συντελεστή τριβής $f = 0.5$.

Επομένως το απαιτούμενο πλάτος του ιμάντα πρέπει να είναι τουλάχιστον,

$$b = \frac{2S_0}{S_a} = \frac{2 \times 1223.5 N}{100 N/cm} = 24.46 cm \text{ και } b = 25 cm \text{ μετά από την τυποποίηση.}$$

1.1.2 ΑΣΚΗΣΗ (Ε)

Ένας επίπεδος ιμάντας από ενισχυμένο πλαστικό (Extremultus) τύπου 3C, πλάτους $b = 125\text{mm}$, και πάχους $s = 3 \times 0.9 = 2.7\text{mm}$, μεταφέρει $N = 10\text{HP}$. Η κινητήρια τροχαλία έχει διάμετρο $d_1 = 125\text{mm}$, και περιστρέφεται στις $n_1 = 1650\text{rpm}$. Η σχέση μετάδοσης είναι $i = 2.84$. Η πυκνότητα του υλικού του ιμάντα είναι $\rho = 1250\text{kg/m}^3$. Η διάκεντρος των τροχαλιών είναι $\alpha = 1500\text{mm}$.



1. Να βρεθούν το μήκος και το βάρος του ιμάντα και οι γωνίες τύλιξης του ιμάντα στη μικρή και μεγάλη τροχαλία.
2. Να προσδιοριστούν οι δυνάμεις των δύο κλάδων του ιμάντα και η απαραίτητη αρχική πρόταση για την μεταφορά της ισχύος. Να αγνοηθούν οι φυγόκεντρες δυνάμεις που αναπτύσσονται στον ιμάντα.
3. Αν σκόνη και λάδι πέσουν στον ιμάντα και μειώσουν τον συντελεστή τριβής κατά 30%, θα γλιστράει ο ιμάντας;
4. Ποια η μέγιστη αναπτυσσόμενη τάση στον ιμάντα;
5. Ποια η μέγιστη ισχύς που μπορεί ο ιμάντας να μεταφέρει;

ΛΥΣΗ:

1. **Τύπος ιμάντα:** Ο δεδομένος ιμάντας EXTREMULTUS 3C, από τον πίνακα επιπέδων ιμάντων έχει τα ακόλουθα στοιχεία: $E = 55\text{kp/mm}^2$, πάχους $s = 2.7\text{mm}$, πλάτους $b = 125\text{mm}$, $\sigma_u = S_u = 20\text{kp/mm}^2$, πυκνότητα $\rho = 1250\text{kg/m}^3$, $\sigma_{\text{επ}} = 2\text{kp/mm}^2$, συντελεστής τριβής $f = \mu = 0.3 + v/100$, $(d_1/s)_{\text{min}} = 100$, $v_{\text{max}} = 45\text{m/s}$.
2. **Διάμετρος μικρής τροχαλίας:** $d_1 = 125\text{mm}$.
3. **Υπολογισμός διαμέτρου μεγάλης τροχαλίας:** Η διάμετρος της μεγάλης τροχαλίας είναι $d_2 = (1 - \varepsilon) d_1 i = 0.985 d_1 i = 0.985 \times 125 \times 2.84 = 350$ και τυποποιώντας $d_2 = 355\text{mm}$.
4. **Το πάχος του ιμάντα είναι δεδομένο και ίσο με :** $s = 2.7\text{mm}$
5. **Ταχύτητα ιμάντα:** Οι στροφές της μεγάλης τροχαλίας θα είναι $n_2 = n_1 / i = 1650 / 2.84 = 581\text{rpm}$

Η γραμμική ταχύτητα του ιμάντα είναι : $v = \frac{\pi d_1 n_1}{60 \times 1000} = \frac{\pi \times 125 \times 1650}{60 \times 1000} = 10.8\text{m/s}$, η δε

υπόδειξη $10 < v < 20\text{m/s}$ ικανοποιείται.

6. **Απόσταση τροχαλιών:** Η απόσταση των τροχαλιών είναι ίση με $\alpha = 1500\text{mm}$.
7. **Μήκος ιμάντα:** Το μήκος του ιμάντα που ζητείται είναι:

$$L = 2\alpha + \pi \left(\frac{D+d}{2} \right) + \frac{1}{\alpha} \left(\frac{D-d}{2} \right)^2 = 2 \times 1500 + \pi \left(\frac{355+125}{2} \right) + \frac{1}{1500} \left(\frac{355-125}{2} \right)^2 = 3762.80\text{mm}$$

ενώ ο όγκος και το βάρος του θα είναι

$$V = sbL = (2.7 \times 10^{-3}\text{m})(125 \times 10^{-3}\text{m})(3762.80 \times 10^{-3}\text{m}) = 0.001269945\text{m}^3$$

$$B = V\rho = (0.001269945\text{m}^3)1250\text{kg/m}^3 = 1.587\text{kg}$$

8. **Γωνίες τύλιξης του ιμάντα στην μικρή και τη μεγάλη τροχαλία:**

$$\varphi = \pi - 2 \sin^{-1} \left(\frac{D-d}{2\alpha} \right) = \pi - 2 \sin^{-1} \left(\frac{355-125}{2 \times 1500} \right) = 2.98\text{rad} = 171.1^\circ$$

$$\Phi = \pi + 2 \sin^{-1} \left(\frac{D-d}{2\alpha} \right) = \pi + 2 \sin^{-1} \left(\frac{355-125}{2 \times 1500} \right) = 3.29\text{rad} = 188.9^\circ$$

9. **Μέγιστη ισχύς:** Από το νομογράφημα 2.8 για $n_1 = 1650\text{rpm}$, $d_1 = 125\text{mm}$ και 3C ιμάντα έχουμε $N_o = 0.40\text{PS/mm}$. Από τον Πίνακα των συντελεστών ασφαλείας για τους ιμάντες

έχουμε: $C_1 = 1.2$ για ανεμιστήρες, $C_2 = 1.1$ για περιβάλλον υγρασίας. Ο αριθμός των καμπτικών ενελλαγών ανά δευτερόλεπτο είναι $B = v z / L = 10.8 \times 2 / 3.7628 = 5.74 \text{ s}^{-1}$, B_{max} = δεν ορίζεται, και λαμβάνουμε $C_3 = 1.0$. Επειδή το τόξο τύλιξης είναι 171.1° ο συντελεστής τόξου τύλιξης είναι $C_4 = 1.02$, και τέλος ο συντελεστής προέντασης για τάνυση με μάζεμα είναι $C_5 = 1.2$. Επομένως $C_{ολ} = 1.615$.

$$N = \frac{bN_o}{C_{ολ}} = \frac{125 \times 0.40}{1.615} = 30.95 \text{ HP} \approx 31 \text{ HP}$$

όπου $C_{ολ} = 1.615$. Επομένως με το δεδομένο πλάτος του ιμάντα μπορούμε να μεταφέρουμε 31 HP.

$$10. \text{ Δυνάμεις: } S_1 + S_2 = 2S_0, \quad S_1 - S_2 = U = 71620 \frac{2N}{n_1 d_1} = 71620 \frac{2 \times 10}{1650 \times 12.5} = 69.5 \text{ kp}$$

$$\frac{S_1}{S_2} = e^{f\phi} = e^{\left(0.3 + \frac{v}{100}\right)\phi} = e^{\left(0.3 + \frac{10.8}{100}\right)2.98} = 3.373 \quad (\text{αγνοούνται οι φυγόκεντρες δυνάμεις}).$$

$$\text{Απ' όπου προκύπτουν } S_1 = 98.76 \text{ kp}, \quad S_2 = 29.28 \text{ kp} \quad \text{και} \quad S_0 = 64.02 \text{ kp}$$

Αν ο συντελεστής τριβής μειωθεί κατά 30% τότε:

$$\frac{S_1}{S_2} = e^{f\phi} = e^{0.70 \left(0.3 + \frac{v}{100}\right)\phi} = e^{0.70 \left(0.3 + \frac{10.8}{100}\right)2.98} = 2.342, \text{ οπότε επειδή } S_0 = 64.02 \text{ kp} \text{ προκύπτει}$$

$$S_1 = 89.7 \text{ kp}, \quad S_2 = 38.3 \text{ kp} \text{ και επομένως η ισχύς που μπορεί να μεταφερθεί είναι:}$$

$$N = (S_1 - S_2) \frac{n_1 d_1}{2 \times 71620} = (89.7 - 38.3) \frac{1650 \times 12.5}{2 \times 71620} = 7.4 \text{ HP}$$

Όταν λοιπόν μεταφέρονται 10 HP τότε ο ιμάντας θα γλυστρά. Για να μην συμβαίνει αυτό θα πρέπει να αυξηθεί η πρόταση.

11. Τάσεις:

$$\sigma_{\max} = \sigma_o + \sigma_\kappa + \sigma_v + \sigma_{b1} \leq \sigma_{\varepsilon\pi} \quad \text{ή}$$

$$\sigma_{\max} = \frac{S_0}{bs} + \frac{U}{bs} + \frac{\gamma v^2}{g} + E_b \left(\frac{s}{d_1} \right) = \frac{64.02}{125 \times 2.7} + \frac{95.5}{125 \times 2.7} + \frac{1.25 \times 10.8^2}{9.81 \times 1000} + 55 \left(\frac{2.7}{125} \right) =$$

$$= 0.189 + 0.283 + 0.014 + 1.188 = 1.674 \text{ kp/mm}^2 \leq 2.0 \text{ kp/mm}^2 = \sigma_{\varepsilon\pi}$$

$$12. \text{ Διάρκεια ζωής σε ώρες: } H = \left[\frac{N_b}{3600B} \left(\frac{\sigma_f}{\sigma_{\max}} \right)^m \right] \quad (\text{κατά Dobronovski}) \text{ όπου } N_b = 10^7$$

κύκλοι, $B = z v / L$ (εναλ/s), z = αριθμός τροχαλιών

1.1.3 ΑΣΚΗΣΗ (Ε)

Ενας δερμάτινος επίπεδος 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 χυτοσίδηρου-ιμάντα 0.28 . Αν η απόσταση των κέντρων είναι 1550 mm , η μέγιστη επιτρεπόμενη τάση στον ιμάντα είναι 14 kp/cm^2 , και η ταχύτητα του ιμάντα είναι 22 m/s , υπολογίστε την μέγιστη ισχύ που μπορεί να μεταφερθεί από τον ιμάντα, για διάρκεια ζωής 5 χρόνια.

ΛΥΣΗ :

Ζητάμε χρόνο ζωής σε ώρες:

$$N_h = 5 \text{ χρόνια} \times 260 \text{ ημέρες/χρόνο} \times 4 \text{ h/ημέρα} = 43800 \text{ h}$$

Ο αριθμός των καμπτικών καταπονήσεων είναι:

$$N = BNh$$

$$B = \frac{U}{L} z$$

$$L = 2a + \pi(R_1 + R_2) + \frac{(R_2 - R_1)^2}{a} = 5.18m$$

$z = 2$ τροχαλίες

Αρα

$$N = \frac{v}{L} z N_h = \frac{22 \text{ m/sec}}{5.18m} \times 2 \times 43800h \times 3600 \text{ sec/h} = 1.34 \times 10^9 \text{ εναλλαγές}$$

Ομως το όριο διαρκούς αντοχής για τους ιμάντες βασίζεται σε 10^7 εναλλαγές. Αρα ζητάμε να γίνει υπολογισμός με βάση το όριο διαρκούς αντοχής. Δηλαδή το

$$\sigma_f = 40 \text{ kp/cm}^2$$

$$H = \frac{N_b}{3600B} \left(\frac{\sigma_f}{\sigma_{\max}} \right)^m = 43800h = N_h$$

$$\frac{10^7}{3600 \times 8.49} \times \left(\frac{44}{\sigma_{\max}} \right)^6 = 43800$$

$$\boxed{\sigma_{\max} = 19 \text{ kp/cm}^2}$$

Τάσεις

$$\sigma_v = \frac{\gamma v^2}{g} = \frac{900 \text{ kp/m}^3 \times (22 \text{ m/s})^2}{10 \text{ m/s}^2} = 43560 \text{ kp/m}^2 = 4.356 \text{ kp/cm}^2$$

$$\sigma_v = 4.356 \text{ kp/cm}^2$$

$$\sigma_b = E_s \frac{s}{d_1} = 3 \frac{8}{400} = \frac{24}{400} = 6 \text{ kp/cm}^2$$

Δυνάμεις

$$b = \frac{NC}{N_o}$$

$$v_1 = \omega_1 r_1$$

$$\omega_1 = \frac{v_1}{r_1} = \frac{22}{0.2} = 110 \text{ rad/s}$$

$$n_1 = 1050 \text{ rpm}$$

$$s_f = s \left(1 - 10 \frac{s}{d_1} \right) = 8 \text{ mm}$$

Αρα

$$N_o = 0.63 \text{ PS/mm}$$

$$C = 1.5$$

$$N_{\max} = \frac{250\text{mm} \times 0.63 \text{ PS/mm}}{1.5} = 105 \text{ PS}$$

$$N_{\max} = 105 \text{ PS}$$

$$\sigma_{\max} = \sigma_o + \sigma_{\kappa} + \sigma_v + \sigma_b < 19 \text{ kp/cm}^2$$

$$\sigma_{\max} = \frac{S_o}{bs} + \frac{U}{bs} + 4.356 + 6 < 19$$

$$\sigma_{\max} = \frac{F_1 + F_2}{2bs} + \frac{2F_1 - 2F_2}{2bs} < 8.644$$

$$\left. \begin{array}{l} \frac{3F_1 - F_2}{2bs} < 8.644 \\ \frac{F_1}{F_2} = 2.41 \end{array} \right\} \Rightarrow \begin{array}{l} F_1 = 132 \text{ kp} \\ F_2 = 55 \end{array}$$

$$U = F_1 - F_2 = 77 \text{ kp}$$

$$N_{\max} = \frac{U n_1 d_1}{2 \times 71620} = \frac{77 \times 1050 \times 40}{2 \times 71620} = 22.6 \text{ PS}$$

$$N_{\max} = 22.6 \text{ PS}$$

1.1.4 ΑΣΚΗΣΗ (Ε)

Ένας επίπεδος ιμάντας έχει 150 mm πλάτος 7 mm πάχος και μεταφέρει 15 HP. Οι άξονες των τροχαλιών είναι παράλληλοι στο οριζόντιο επίπεδο και απέχουν 2500 mm. Η κινητήρια τροχαλία έχει διάμετρο 150 mm και περιστρέφεται στις 1750 RPM. Η κινούμενη τροχαλία έχει διάμετρο 450 mm. Η πυκνότητα του υλικού του ιμάντα είναι 970 kg / m³. Να προσδιορίσετε (α) τις δυνάμεις στους δύο κλάδους του ιμάντα αν ο συντελεστής τριβής μεταξύ τροχαλίας και ιμάντα είναι 0.3, (β) Ποιές οι δυνάμεις στον ιμάντα αν οι συνθήκες του περιβάλλοντος λειτουργίας αναγκάσουν τον συντελεστή τριβής να πέσει στο 0.2, θα γλιστράει τότε ο ιμάντας, και (γ) το μήκος του ιμάντα.

ΛΥΣΗ :

Ο τύπος του Euler για τις δυνάμεις στους κλάδους ενός ιμάντα δίνει

$$\frac{S_1 - S_\varphi}{S_2 - S_\varphi} = e^{f\varphi}$$

όπου

$$\varphi = \pi - \sin^{-1} \frac{D-d}{\alpha} = \pi - \sin^{-1} \cdot \frac{450-150}{2500} = 3.021$$

$$e^{f\varphi} = e^{0.3 \times 3.021} = 2.475$$

Η γραμμική ταχύτητα του ιμάντα δίνεται από την σχέση,

$$v = \frac{\pi d}{60} \cdot n = \frac{\pi \times 0.150}{60} \cdot 1750 = 13.774 \text{ m/s}$$

Η γραμμική πυκνότητα του υλικού του ιμάντα,

$$\mu = \rho A = 970 \text{ kg/m}^3 \times 0.150 \text{ m} \times 0.007 \text{ m} = 1.0185 \text{ kg/m}$$

και επομένως η αναπτυσσόμενη κατά την λειτουργία φυγόκεντρη δύναμη θα είναι,

$$S_\varphi = \mu v^2 = 1.0185 \text{ kg/m} \times (13.774 \text{ m/sec})^2 = 193.23 \text{ Nt}$$

Η σχέση του Euler γράφεται τώρα,

$$\frac{S_1 - 193.23}{S_2 - 193.23} = 2.475 \quad \text{ή}$$

$$S_1 - 193.23 = 2.475 \cdot (S_2 - 193.23) \quad \text{ή}$$

$$S_1 - 2.475 \cdot S_2 = -285 \tag{1}$$

Η σχέση κινούσας δύναμης και ισχύος είναι,

$$(S_1 - S_2) \cdot \frac{d}{2} = \frac{N}{\omega} \quad \text{ή} \quad (S_1 - S_2) = \frac{2N}{\omega d}$$

όπου

$$N = 15 \text{ HP} = 15 \times 735 \cdot \frac{W}{\text{HP}} = 11025 \text{ W}$$

και

$$\omega = \frac{2\pi}{60} \cdot n = \frac{2\pi}{60} \cdot 1750 = 183.26 \text{ rad/sec}$$

οπότε

$$(S_1 - S_2) = \frac{2N}{\omega d} = \frac{2 \times 11025 \text{ W}}{183.26 \text{ rad/s} \times 0.150 \text{ m}} = 802.1 \text{ Nt} \quad (2)$$

Από το σύστημα των εξισώσεων (1) και (2) έχουμε ότι $S_1 = 1541.6 \text{ N}$ και $S_2 = 739.5 \text{ N}$.
Η αρχική πρόταση του μάντα με γραμμική προσέγγιση είναι

$$2S_0 = S_1 + S_2 = 1541.6 + 739.5 = 2281.1 \text{ Nt} \quad (3)$$

(β) Αν τώρα λόγω συνθηκών ο συντελεστής τριβής πέσει σε 0.2 τότε για την ίδια πάντα πρόταση έχουμε,

$$e^{f\varphi} = e^{0.2 \times 3.021} = 1.830$$

$$\frac{S_1 - 19323}{S_2 - 19323} = 1.830 \quad \text{ή}$$

$$S_1 - 19323 = 1.830 \times (S_2 - 19323) \quad \text{ή}$$

$$S_1 - 1.830S_2 = -160.38$$

Αλλά λόγω της (3) έχουμε,

$$2S_0 - S_2 - 1.830S_2 = -160.38 \quad \text{ή}$$

$$2281.1 - S_2 - 1.830S_2 = -160.38 \quad \text{ή}$$

$$S_2 = 862.7 \text{ Nt} \quad \text{και άρα } S_1 = 2S_0 - S_2 = 2281.1 - 862.7 = 1418.4 \text{ Nt}$$

Η ισχύς που ο μάντας μπορεί κάτω από τις συνθήκες αυτές να μεταφέρει είναι τώρα,

$$N = (S_1 - S_2) \cdot v = (1418.4 - 862.7) \text{ Nt} \times 13.774 \text{ m/sec} = 7654.21 \text{ W} = 10.41 \text{ HP}$$

και επομένως επειδή το φορτίο που καλείται να κινήσει αντιστοιχεί σε ισχύ 15HP ο μάντας θα ολισθαίνει.

(γ) Το απαιτούμενο μήκος του μάντα είναι,

$$L = \sqrt{4\alpha^2 - (D-d)^2} + \frac{1}{2} \cdot (D\Phi + d\varphi)$$

$$\varphi = 3.021$$

$$\Phi = \pi + 2 \sin^{-1} \cdot \frac{D-d}{2\alpha} = \pi + 2 \sin^{-1} \cdot \frac{450-150}{2 \times 2500} = 3.261$$

$$L = \sqrt{4 \times 2500^2 - (450 - 150)^2} + \frac{1}{2} (450 \times 3.261 + 150 \times 3.021) = 5951.3 \text{ mm}$$

Άρα το ζητούμενο μήκος του μάντα είναι $L = 5951.3 \text{ mm}$.

1.1.5 ΑΣΚΗΣΗ (Τ)

Θέλουμε να μεταφέρουμε με τραπεζοειδή ιμαντοκίνηση ισχύ $N = 8 \text{ HP}$ στις $n_1 = 1200 \text{ rpm}$. Αν η σχέση μετάδοσης είναι $i = 2.2$, ποιος μονός ιμάντας είναι σε θέση να μεταφέρει αυτή την ισχύ; Να βρεθούν οι κατάλληλες διάμετροι των τροχαλιών d_1, d_2 και η διάκεντρός τους a . Ποιο το μήκος του ιμάντα L και ποιος ο απαραίτητος συντελεστής ασφαλείας C_{ol} ; Ποιες οι δυνάμεις που αναπτύσσονται στους κλάδους του ιμάντα S_1 και S_2 (εκτός των φυγοκέντρων) και ποια η απαραίτητη αρχική πρόταση S_0 ; (Συντελεστής τριβής ιμάντα – τροχαλιών $f = 0.4$).

ΛΥΣΗ:

1. Συντελεστής λειτουργίας c_2

Από τον πίνακα 1 για μηχανές με μέτριο φορτίο κινούμενες από πολυκύλινδρες μηχανές και εργαζόμενες από 10 – 16 ώρες ημερησίως έχουμε συντελεστή λειτουργίας,

$$c_2 = 1.2$$

2. Επομένως η ισχύς σχεδιασμού N_d είναι,

$$N_d = c_2 N = 1.2 \times 8 \text{ HP} \times 0.745 \text{ kW / HP} = 7.15 \text{ kW}$$

3. Επιλογή τύπου ιμάντα: Επειδή θέλουμε μονό ιμάντα επιλέγουμε τύπο ιμάντα C/22. (Αυτό προκύπτει από την παρατήρηση ότι ο Β τύπος δίνει στις 1200 rpm ειδική ισχύ από 1.33 μέχρι 8.28 ενώ ο τύπος C δίνει από 4.01 μέχρι 19.86 kW).

4. Οι στροφές την κινούμενης μηχανής είναι $n_2 = \frac{n_1}{i} = \frac{1200}{2.2} = 545.45 \text{ rpm}$

5. Αναζητούμε ένα ζεύγος τροχαλιών των οποίων ο λόγος των διαμέτρων να ισούται με την σχέση μετάδοσης i . Ξεκινάμε δοκιμάζοντας την ελάχιστη διάμετρο των τροχαλιών που μπορούν να συνεργαστούν με τον D/32 ιμάντα, που σύμφωνα με τον πίνακα 4 είναι,

$$\boxed{d = 224 \text{ mm}} \text{ οπότε } D = id = 2.2 \times 224 \text{ mm} = 492.8 \text{ mm}$$

Τυποποιώντας στην αμέσως μεγαλύτερη διάμετρο έχουμε $\boxed{D = 500 \text{ mm}}$. Βεβαίως προκύπτει μια μικρή μεταβολή της σχέσης μετάδοσης $i = \frac{D}{d} = \frac{500}{224} = 2.23$.

6. Η προσωρινή απόσταση των αξόνων αν δεν υπάρχει γεωμετρικός περιορισμός λαμβάνεται:

$$\alpha = 0.7 \times (D + d) = 0.7 \times (500 + 224) = 506.80 \text{ mm}$$

Άλλοι κανονισμοί προτείνουν

$$\alpha = \max \left[\left(3 \frac{d}{2} + \frac{D}{2} \right), D \right] = \max \left[\left(3 \frac{224}{2} + \frac{500}{2} \right), 500 \right] = \max [586 \quad 500] = 586 \text{ mm}$$

Ας δεχτούμε εδώ την πρώτη σχέση οπότε $\alpha = 506.80 \text{ mm}$.

7. Το μήκος του ιμάντα που αντιστοιχεί στην απόσταση των αξόνων α δίνεται από την σχέση,

$$L' = 2\alpha + \frac{\pi}{2}(D + d) + \frac{(D - d)^2}{4\alpha} = 2 \times 506.80 + \frac{\pi}{2}(500 + 224) + \frac{(500 - 224)^2}{4 \times 506.80} = 2188.43 \text{ mm}$$

8. Από τον πίνακα 5, των μηκών των τραπεζοειδών ιμάντων για για διατομή D/32. $\Delta L = 61 \text{ mm}$

$$L_i = L' - \Delta L = 2188.43 \text{ mm} - 61 \text{ mm} = 2127.43 \text{ mm}$$

Το πλησιέστερο τυποποιημένο μήκος είναι από τον ίδιο πίνακα: $\boxed{L = 2159 \text{ mm}}$

9. Επειδή είναι τώρα δεδομένο το μήκος του ιμάντα επιλύουμε την σχέση του μήκους ως προς την απόσταση α και προκύπτει η σχέση,

$$\alpha \cong p + \sqrt{p^2 - q}$$

όπου

$$p = \frac{L}{4} - \frac{\pi(D+d)}{8} = \frac{2159}{4} - \frac{\pi(500+224)}{8} = 255.44 \text{ mm και}$$

$$q = \frac{(D-d)^2}{8} = \frac{(500-224)^2}{8} = 9522 \text{ mm}^2$$

$$\alpha \cong p + \sqrt{p^2 - q} = 255.44 + \sqrt{255.44^2 - 9522} = 491.50 \text{ mm}$$

Έτσι η τελική απόσταση των αξόνων είναι $\alpha = 491.5 \text{ mm}$.

10. Η ρύθμιση της απόστασης του κέντρου του άξονα της τροχαλίας

$$x \geq 0.02L = 0.02 \times 2159 = 43 \text{ mm}$$

$$y \leq 0.015L = 0.015 \times 2159 = 32 \text{ mm}$$

11. Προσδιορισμός του συντελεστή γωνίας τύλιξης c_1 από πίνακα 1

$$\frac{D-d}{\alpha} = \frac{500-224}{491.50} = 0.56 \text{ και } \varphi = 147^\circ, \quad \boxed{c_1 \cong 0.91}$$

12. Προσδιορισμός της ειδικής ισχύος N_0 που ο ιμάντας μπορεί να μεταφέρει.. Από τον πίνακα C/22 για $d = 224 \text{ mm}$, $i = 2.23$ και ταχύτητα της μικρής τροχαλίας $n_1 = 1200 \text{ rpm}$ έχουμε $N_0 = 9.05 \text{ kW}$ και συντελεστή διόρθωσης μεγέθους του ιμάντα $\boxed{c_3 \cong 0.888}$

13. Υπολογισμός του αριθμού των απαιτούμενων για την ιμαντοκίνηση ιμάντων,

$$C_{oz} = \frac{c_2}{c_1 c_3} = \frac{1.2}{0.91 \times 0.888} = 1.485 \text{ και } z = \frac{NC_{oz}}{N_0} = \frac{5.96 \times 1.485}{9.05} = 0.98 \xrightarrow{\text{τυποποιώντας}} z = 1$$

και επομένως ο απλός ιμάντας που είναι σε θέση να μεταφέρει 8HP είναι ο C/22, μήκους 2159mm. Ακολουθεί το λογιστικό φύλλο Excel με το διάγραμμα υπολογισμού της άσκησης.

Υπολογισμός ιμαντοκίνησης			
Ισχύς	$N =$	5.96	kW
Στροφές κινητήριας τροχαλίας	$n_1 =$	1200	rpm
Συντελεστής λειτουργίας	$c_2 =$	1.20	
Ισχύς σχεδιασμού	$N_d = c_2 N =$	7.15	kW
Επιλογή τύπου ιμάντα από Νομογράφημα	C/22 τύπος		
Διάμετρος μικρής τροχαλίας	$d_1 =$	224	mm
Διάμετρος μεγάλης τροχαλίας	$d_2 =$	500	mm
Σχέση μετάδοσης	$i =$	2.23	
Διάκεντρος	$a = 0.70 \times (d_1 + d_2) =$	506.80	mm
Μήκος ιμάντα	$L' = 2a + \pi(r_1 + r_2) + (r_2 - r_1)2/a =$	2188.43	mm
Διαφορά εσωτ. & εξωτ περιμέτρου	$\Delta L =$	61.00	mm
Διορθωμένο μήκος ιμάντα	$L_\delta = L' - \Delta L$	2127.43	mm
Τυποποιημένο μήκος ιμάντα	$L =$	2159	mm
Διόρθωση διακέντρου	$p = L/4 - \pi(d_1 + d_2)/8 =$	255.44	mm
---//---	$q = (d_2 - d_1)^2 / 8 =$	9522.00	mm ²
---//---	$a = p + \sqrt{p^2 - q} =$	491.50	mm
---//---	$(d_2 - d_1) / a =$	0.56	
Συντελεστής γωνίας τύλιξης	$c_1 =$	0.91	
Ειδική ισχύς, No	$N_o =$	9.05	kW
Συντελεστής διόρθωσης μήκους ιμάντα	$c_3 =$	0.888	
Βαθμός πολλαπλότητας	$z = \frac{N}{N_o} \frac{c_2}{c_1 c_3}$	0.98	

1.1.6 ΑΣΚΗΣΗ (Τ)

Να υπολογιστεί μια τραπεζοειδής μαντοκίνηση για μεταφορά ισχύος $55 kW$ από ένα ηλεκτροκινητήρα με γωνιακή ταχύτητα $\omega_1 = 75 \text{ rad/s}$ σε μια εργαλειομηχανή με $\omega_2 = 30 \text{ rad/s}$. Η μηχανή δεν θα εργάζεται πάνω από 10 ώρες ημερησίως.

ΛΥΣΗ :

1. Συντελεστής λειτουργίας c_2

Από τον πίνακα 1 για εργαλειομηχανές που εργάζονται μέχρι 10 ώρες ημερησίως, έχουμε συντελεστή λειτουργίας,

$$c_2 = 1.1$$

2. Επομένως η ισχύς σχεδιασμού N_d είναι,

$$N_d = c_2 N = 1.1 \times 55 kW = 60.5 kW$$

3. Επιλογή τύπου μάντα

Οι στροφές του κινητήρα είναι,

$$n = \frac{60}{2\pi} \omega = \frac{60}{2\pi} 75 \text{ rpm} = 716.2 \text{ rpm}$$

Από το νομογράφημα του σχήματος ισχύος σχεδιασμού-ταχύτητας ή από τον πίνακα 2, για ισχύ σχεδιασμού $60.5 kW$, και ταχύτητα της μικρότερης τροχαλίας 716.2 rpm , επιλέγουμε μάντα D/32 του οποίου στη συνέχεια θα υπολογίσουμε την πολλαπλότητα του για την μεταφορά της δεδομένης ισχύος.

4. Η σχέση μετάδοσης της μαντοκίνησης είναι

$$i = \frac{n_1}{n_2} = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{75}{30} = 2.5$$

5. Αναζητούμε ένα ζεύγος τροχαλιών των οποίων ο λόγος των διαμέτρων να ισούται με την σχέση μετάδοσης i . Ξεκινάμε δοκιμάζοντας την ελάχιστη διάμετρο των τροχαλιών που μπορούν να συνεργαστούν με τον D/32 μάντα, που σύμφωνα με τον πίνακα 4 είναι,

$$d = 355 \text{ mm} \quad \text{οπότε} \quad D = id = 2.5 \times 355 \text{ mm} = 887.5 \text{ mm} .$$

Δεν υπάρχει η διάμετρος αυτή στις τυποποιημένες. Έτσι δοκιμάζουμε την αμέσως επόμενη διάμετρο του πίνακα 3 για τον μάντα D / 32.

$$d = 400 \text{ mm} \quad \text{και} \quad D = id = 2.5 \times 400 \text{ mm} = 1000 \text{ mm}$$

Η D είναι τυποποιημένη και έτσι αποδέχομαι

$$d = 400 \text{ mm} \quad \text{και} \quad D = 1000 \text{ mm}$$

6. Η προσωρινή απόσταση των αξόνων αν δεν υπάρχει γεωμετρικός περιορισμός λαμβάνεται

$$\alpha = 0.7 \times (D + d) = 0.7 \times (1000 + 400) = 980 \text{ mm}$$

Άλλοι κανονισμοί προτείνουν

$$\alpha = \max \left[\left(3 \frac{d}{2} + \frac{D}{2} \right), D \right] = \max \left[\left(3 \frac{400}{2} + \frac{1000}{2} \right), 1000 \right] = \max [1100, 1000] = 1100 \text{ mm}$$

Ας δεχτούμε εδώ την πρώτη σχέση οπότε $\alpha = 980 \text{ mm}$.

7. Το μήκος του μάντα που αντιστοιχεί στην απόσταση των αξόνων α δίνεται από την σχέση,

$$L' = 2\alpha + \frac{\pi}{2}(D+d) + \frac{(D-d)^2}{4\alpha} = 2 \times 980 + \frac{\pi}{2}(1000+400) + \frac{(1000-400)^2}{4 \times 980} = 4251mm$$

8. Από τον πίνακα 5, των μηκών των τραπεζοειδών ιμάντων για διατομή D/32. $\Delta L = 80mm$

$$L_i = L' - \Delta L = 4251mm - 80mm = 4171mm$$

Το πλησιέστερο τυποποιημένο μήκος είναι από τον ίδιο πίνακα: $L = 4200mm$

9. Επειδή είναι τώρα δεδομένο το μήκος του ιμάντα επιλύουμε την σχέση του μήκους ως προς την απόσταση α και προκύπτει η σχέση,

$$\alpha \cong p + \sqrt{p^2 - q}$$

όπου

$$p = \frac{L}{4} - \frac{\pi(D+d)}{8} = \frac{4200}{4} - \frac{\pi(1000+400)}{8} = 500.22mm \quad \text{και}$$

$$q = \frac{(D-d)^2}{8} = \frac{(1000-400)^2}{8} = 45000mm^2$$

$$\alpha \cong p + \sqrt{p^2 - q} = 500.22 + \sqrt{500.22^2 - 45000} = 953mm$$

Έτσι η τελική απόσταση των αξόνων είναι $\alpha \cong 953mm$.

10. Η ρύθμιση της απόστασης του κέντρου του άξονα της τροχαλίας

$$x \geq 0.02L = 0.02 \times 4200 = 84mm$$

$$y \leq 0.015L = 0.015 \times 4200 = 63mm$$

11. Προσδιορισμός του συντελεστή γωνίας τύλιξης c_1 από πίνακα 1

$$\frac{D-d}{\alpha} = \frac{1000-400}{953} = 0.63 \quad \text{και} \quad \varphi \cong 145^\circ, \quad c_1 \cong 0.90$$

12. Προσδιορισμός της ειδικής ισχύος N_0 που κάθε ιμάντας μπορεί να μεταφέρει.. Από τον πίνακα 15 για $d = 400mm$, $i = 2.5$ και ταχύτητα της μικρής τροχαλίας $n_1 = 700rpm$ έχουμε $N_0 = 20.86kW$ και συντελεστή διόρθωσης μεγέθους του ιμάντα $c_3 \cong 0.92$

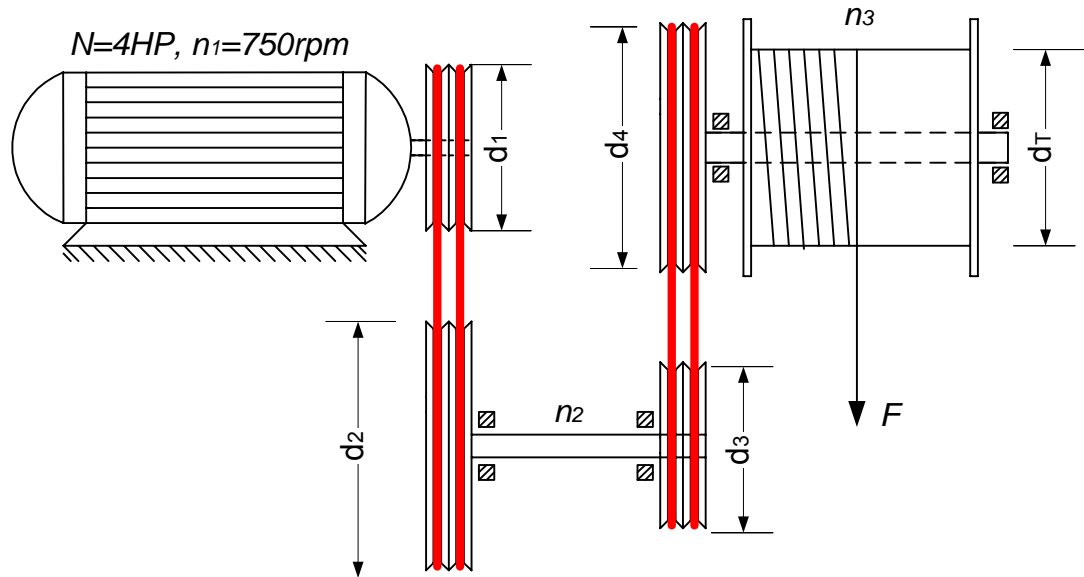
13. Υπολογισμός του αριθμού των απαιτούμενων για την ιμαντοκίνηση ιμάντων,

$$C_{o\lambda} = \frac{c_2}{c_1 c_3} = \frac{1.1}{0.90 \times 0.92} = 1.33 \quad \text{και} \quad z = \frac{NC_{o\lambda}}{N_0} = \frac{55 \times 1.33}{20.86} = 3.50 \xrightarrow{\text{τυποποιώντας}} z = 4$$

και επομένως ο αριθμός των κλάδων είναι τελικά $z = 4$.

1.1.7 ΑΣΚΗΣΗ (Τ)

Ο ηλεκτροκινητήρας του σχήματος ισχύος 4 HP στις 750 rpm, περιστρέφει ένα τύμπανο διαμέτρου $d_T = 230$ mm μέσω δύο τραπεζοειδών μαντοκινήσεων με ίσες σχέσεις μετάδοσης $i_1 = i_2$. Στο τύμπανο τυλίγεται ένα συρματόσχοινο για την ανύψωση ενός φορτίου F το οποίο πρέπει να ανεβαίνει με γραμμική ταχύτητα μικρότερη ή ίση από $v = 1$ m/s. Υπολογίστε το φορτίο F . Να επιλέξετε και να υπολογίσετε τις μαντοκινήσεις 1-2 και 3-4. Οι πολλαπλότητες του σχήματος είναι ενδεικτικές (μπορεί να προκύψουν διαφορετικές μετά τον υπολογισμό).



ΛΥΣΗ:

Υπολογισμός δύναμης ανύψωσης:

Επειδή η ταχύτητα ανύψωσης είναι 1m/s, οι στροφές του τυμπάνου θα είναι

$$v_p = \frac{\pi d_T n_3}{1000 \times 60} \Rightarrow n_3 = v_p \frac{1000 \times 60}{\pi d_T} = 1 \frac{1000 \times 60}{\pi 230} = 83.0 \text{ rpm}.$$

Επομένως η συνολική σχέση μετάδοσης θα είναι $i_{ολ} = \frac{n_1}{n_3} = \frac{750}{83.0} = 9.0$ και επειδή $i_1 = i_2$

$$i_{ολ} = \frac{n_1}{n_2} \frac{n_2}{n_3} = i_1 i_2 = i^2 = 9 \Rightarrow i = 3. \text{ Κατά συνέπεια } n_2 = \frac{n_1}{i} = \frac{750}{3} = 250 \text{ rpm}.$$

Υπολογισμός της δύναμης F :

$$\text{Η ροπή του κινητήρα είναι } M_1 = 71620 \frac{N}{n_1} = 71620 \frac{4}{750} = 382 \text{ kpc}m$$

$$\text{Η ροπή στον άξονα του τυμπάνου είναι } M_3 = i_{ολ} M_1 = 9 \times 382 = 3438 \text{ kpc}m$$

$$\text{Και επομένως η δύναμη θα είναι: } F = \frac{M_3}{d_T} = \frac{3438 \text{ kpc}m}{23 \text{ cm}} = 149.5 \text{ kp}$$

Υπολογισμός τραπεζοειδών μάντων:

1. Συντελεστής λειτουργίας c_2

Από τον πίνακα 1 για μέτριο φορτίο, κανονικά χαρακτηριστικά ροπής και λειτουργία κάτω από 10 ώρες ημερησίως, έχουμε συντελεστή λειτουργίας,

$$c_2 = 1.1$$

2. Επομένως η ισχύς σχεδιασμού N_d είναι,

$$N_d = c_2 N = 1.1 \times 4HP \times 0.745kW / HP = 3.28kW$$

3. Επιλογή τύπου ιμάντα

Οι στροφές του κινητήρα είναι $n_1=750rpm$. Από το νομογράφημα του σχήματος ισχύος σχεδιασμού-ταχύτητας ή από τον πίνακα 2, για ισχύ σχεδιασμού $3.28kW$, και ταχύτητα της μικρότερης τροχαλίας $750 rpm$, επιλέγουμε ιμάντα A/13 του οποίου στη συνέχεια θα υπολογίσουμε την πολλαπλότητα του για την μεταφορά της δεδομένης ισχύος.

4. Η σχέση μετάδοσης της ιμαντοκίνησης 1-2 είναι ως γνωστόν $i = i_1 = 3$

5. Αναζητούμε ένα ζεύγος τροχαλιών των οποίων ο λόγος των διαμέτρων να ισούται με την σχέση μετάδοσης i . Ξεκινάμε δοκιμάζοντας την ελάχιστη διάμετρο των τροχαλιών που μπορούν να συνεργαστούν με τον A/13 ιμάντα, που σύμφωνα με τον πίνακα 4 είναι, και μετά από αρκετές δοκιμές καταλήγουμε σε,

$$d_1 = 118mm \text{ και } d_2 = 355mm \quad \text{οπότε } i_1 = d_2 / d_1 = 355 / 118 = 3.01$$

6. Η προσωρινή απόσταση των αξόνων λαμβάνεται ίση με,

$$\alpha = 0.7 \times (d_1 + d_2) = 0.7 \times (355 + 118) = 331.1mm$$

7. Το μήκος του ιμάντα που αντιστοιχεί στην απόσταση των αξόνων α δίνεται από την σχέση,

$$L' = 2\alpha + \frac{\pi}{2}(d_2 + d_1) + \frac{(d_2 - d_1)^2}{4\alpha} = 2 \times 331 + \frac{\pi}{2}(355 + 118) + \frac{(355 - 118)^2}{4 \times 331} = 1447.60mm$$

Από τον πίνακα 5, των μηκών των τραπεζοειδών ιμάντων για διατομή A/13. $\Delta L = 32mm$ και

$$L_i = L' - \Delta L = 1447.6mm - 32mm = 1415.6mm$$

Το πλησιέστερο τυποποιημένο μήκος είναι από τον ίδιο πίνακα: $L = 1422mm$

9. Επειδή είναι τώρα δεδομένο το μήκος του ιμάντα επιλύουμε την σχέση του μήκους ως προς την απόσταση α και προκύπτει η σχέση,

$$\alpha \cong p + \sqrt{p^2 - q} \quad \text{όπου}$$

$$p = \frac{L}{4} - \frac{\pi(d_1 + d_2)}{8} = \frac{1422}{4} - \frac{\pi(118 + 355)}{8} = 169.75mm \text{ και}$$

$$q = \frac{(d_2 - d_1)^2}{8} = \frac{(355 - 118)^2}{8} = 7021.13mm^2$$

$$\alpha \cong p + \sqrt{p^2 - q} = 169.75 + \sqrt{169.75^2 - 7021.13} = 317.38mm$$

Έτσι η τελική απόσταση των αξόνων είναι $\alpha \cong 317mm$.

10. Η ρύθμιση της απόστασης του κέντρου του άξονα της τροχαλίας

$$x \geq 0.02L = 0.02 \times 1422 = 28.44mm$$

$$y \leq 0.015L = 0.015 \times 2240 = 21.33mm$$

11. Προσδιορισμός του συντελεστή γωνίας τύλιξης c_1 από πίνακα 1

$$\frac{d_2 - d_1}{\alpha} = \frac{355 - 118}{317.38} = 0.75 \quad \text{και} \quad \varphi \cong 135^\circ, \quad c_1 \cong 0.88$$

12. Προσδιορισμός της ειδικής ισχύος N_0 που κάθε μάντα μπορεί να μεταφέρει.. Από τον πίνακα 10 για $d = 118 \text{ mm}$, $i = 3.01$ και ταχύτητα της μικρής τροχαλίας $n_1 = 750 \text{ rpm}$ έχουμε $N_0 = 1.32 \text{ kW}$ και συντελεστή διόρθωσης μεγέθους του μάντα $c_3 \cong 0.95$

13. Υπολογισμός του αριθμού των απαιτούμενων για την ιμαντοκίνηση μάντων,

$$C_{oz} = \frac{c_2}{c_1 c_3} = \frac{1.1}{0.88 \times 0.95} = 1.31 \quad \text{και} \quad z = \frac{N C_{oz}}{N_0} = \frac{2.98 \times 1.31}{1.32} = 2.95 \xrightarrow{\text{τυποποιώντας}} z = 3$$

και επομένως ο αριθμός των κλάδων είναι τελικά $z = 3$.

Πιο κάτω ακολουθεί ένα λογιστικό φύλλο excel με τον πιο πάνω υπολογισμό του τραπεζοειδούς μάντα.

Υπολογισμός ιμαντοκίνησης 1-2			
Ισχύς	$N =$	2.98	kW
Στροφές κινητήριας τροχαλίας	$n_1 =$	750	rpm
Συντελεστής λειτουργίας	$c_2 =$	1.10	
Ισχύς σχεδιασμού	$N_d = c_2 N =$	3.28	kW
Επιλογή τύπου μάντα από Νομογράφημα	Α τύπος		
Διάμετρος μικρής τροχαλίας	$d_1 =$	118	mm
Διάμετρος μεγάλης τροχαλίας	$d_2 =$	355	mm
Σχέση μετάδοσης	$i =$	3.01	
Διάκεντρος	$a = 0.70 \times (d_1 + d_2) =$	331.10	mm
Μήκος ιμάντα	$L' = 2a + \pi(r_1 + r_2) + (r_2 - r_1)2/a =$	1447.60	mm
Διαφορά εσωτ. & εξωτ περιμέτρου	$\Delta L =$	32.00	mm
Διορθωμένο μήκος ιμάντα	$L_s = L' - \Delta L$	1415.60	mm
Τυποποιημένο μήκος ιμάντα	$L =$	1422	mm
Διόρθωση διακέντρου	$p = L/4 - \pi(d_1 + d_2)/8 =$	169.75	mm
---//---	$q = (d_2 - d_1)^2 / 8 =$	7021.13	mm ²
---//---	$a = p + \sqrt{p^2 - q} =$	317.38	mm
---//---	$(d_2 - d_1) / a =$	0.75	
Συντελεστής γωνίας τύλιξης	$c_1 =$	0.88	
Ειδική ισχύς, N_0	$N_0 =$	1.32	HP
Συντελεστής διόρθωσης μήκους ιμάντα	$c_3 =$	0.95	
Βαθμός πολλαπλότητας	$z = \frac{N}{N_0} \frac{c_2}{c_1 c_3}$	2.97	

Υπολογισμός ιμαντοκίνησης 3-4			
Ισχύς	$N =$	2.98	kW
Στροφές κινητήριας τροχαλίας	$n_2 =$	250	rpm
Συντελεστής λειτουργίας	$c_2 =$	1.10	
Ισχύς σχεδιασμού	$N_d = c_2 N =$	3.28	kW
Επιλογή τύπου ιμάντα από Νομογράφημα	B τύπος		
Διάμετρος μικρής τροχαλίας	$d_3 =$	150	mm
Διάμετρος μεγάλης τροχαλίας	$d_4 =$	450	mm
Σχέση μετάδοσης	$i =$	3.00	
Διάκεντρος	$a = 0.70 \times (d_1 + d_2) =$	420.00	mm
Μήκος ιμάντα	$L' = 2a + \pi(r_1 + r_2) + (r_2 - r_1)^2 / a =$	1836.05	mm
Διαφορά εσωτ. & εξωτ περιμέτρου	$\Delta L =$	32.00	mm
Διορθωμένο μήκος ιμάντα	$L_\delta = L' - \Delta L$	1804.05	mm
Τυποποιημένο μήκος ιμάντα	$L =$	1800	mm
Διόρθωση διακέντρου	$p = L / 4 - \pi(d_1 + d_2) / 8 =$	214.38	mm
---//---	$q = (d_2 - d_1)^2 / 8 =$	11250.00	mm ²
---//---	$a = p + \sqrt{p^2 - q} =$	400.68	mm
---//---	$(d_2 - d_1) / a =$	0.75	
Συντελεστής γωνίας τύλιξης	$c_1 =$	0.88	
Ειδική ισχύς, No	$N_o =$	1.0125	HP
Συντελεστής διόρθ. μήκους ιμάντα	$c_3 =$	0.95	
Βαθμός πολλαπλότητας	$z = \frac{N}{N_o} \frac{c_2}{c_1 c_3}$	3.87	

1.1.8 ΑΣΚΗΣΗ (Τ)

Ένας ηλεκτροκινητήρας εναλλασσόμενου ρεύματος περιστρέφεται στις 750rpm και μεταφέρει ισχύ 150HP μέσω μιας τραπεζοειδούς μαντοκίνησης με σχέση μετάδοσης 4.7. Αν η λειτουργία είναι 12 ώρες ημερησίως και το φορτίο είναι μέτρια κρουστικό να υπολογισθεί ο τύπος και ο αριθμός των απαιτούμενων ιμάντων.

ΛΥΣΗ :

Ο συντελεστής λειτουργίας c_2 δίνεται από τον πίνακα 2, για 12 ώρες ημερησίως και είναι $c_2 = 1.2$. Επομένως η ισχύς σχεδιασμού N_d είναι:

$$N_d = c_2 N = 1.2 \times 150 \text{HP} \times 0.746 \frac{\text{kW}}{\text{HP}} = 1.2 \times 112 \text{kW} \cong 135 \text{kW}$$

Από το νομογράφημα του πίνακα 5, για ισχύ σχεδιασμού $N_d = 135 \text{ kW}$, και ταχύτητα της μικρότερης τροχαλίας 750 rpm, επιλέγουμε ιμάντα D/32.

Η σχέση μετάδοσης της μαντοκίνησης είναι, $i = 4.7$. Αναζητούμε ένα ζεύγος τροχαλιών των οποίων ο λόγος των διαμέτρων να ισούται με την σχέση μετάδοσης i . Ξεκινάμε δοκιμάζοντας την ελάχιστη διάμετρος των τροχαλιών που μπορούν να συνεργαστούν με τον D/32 ιμάντα, που σύμφωνα με τον πίνακα 3 είναι,

$$d = 355 \text{ mm}$$

οπότε

$$D = id = 4.7 \times 355 = 16685 \text{ mm}.$$

Τυποποιούμε την διάμετρο στην πλησιέστερη $D = 1600 \text{ mm}$, οπότε η σχέση μετάδοσης γίνεται

$$i = \frac{D}{d} = \frac{1600}{355} = 4.5. \text{ Αν η σχέση μετάδοσης είναι απόλυτη τότε η τροχαλία θα πρέπει να}$$

κατασκευαστεί στην αντίστοιχη διάμετρο.

Έτσι αποδέχομαι $d = 355 \text{ mm}$ και $D = 1600 \text{ mm}$.

Η προσωρινή απόσταση των αξόνων επειδή δεν υπάρχει γεωμετρικός περιορισμός λαμβάνεται

$$a = 0.7(D + d) = 0.7(1600 + 355) \cong 1370 \text{ mm}$$

Το μήκος του ιμάντα που αντιστοιχεί στην απόσταση των αξόνων a δίνεται από την σχέση,

$$L' = 2a + \frac{\pi}{2}(D + d) + \frac{(D - d)^2}{4a} = 2 \times 1370 + \frac{\pi}{2}(1600 + 355) + \frac{(1600 - 355)^2}{4 \times 1370} = 6094 \text{ mm}$$

Από τον πίνακα των μηκών των τραπεζοειδών ιμάντων σε διατομή D/32 αντιστοιχεί $\Delta L = 80 \text{ mm}$.

$$L = L' - \Delta L = 6094 \text{ mm} - 80 \text{ mm} = 6014 \text{ mm}$$

Το πλησιέστερο τυποποιημένο μήκος είναι από τον ίδιο πίνακα, $L = 6000 \text{ mm}$.

Επειδή είναι τώρα δεδομένο το μήκος του ιμάντα επιλύουμε την σχέση του μήκους ως προς την απόσταση a και προκύπτει η σχέση,

$$a \cong p + \sqrt{p^2 - q}$$

όπου

$$p = \frac{L}{4} - \frac{\pi(D + d)}{8} = \frac{6000}{4} - \frac{\pi(1600 + 355)}{8} = 1255.625 \text{ mm} \quad \text{και}$$

$$q = \frac{(D - d)^2}{8} = \frac{(1600 - 355)^2}{8} = 193753.13 \text{ mm}^2$$

$$a \cong p + \sqrt{p^2 - q} = 1255.625 + \sqrt{1255.625^2 - 193753.13} = 2432mm$$

Έτσι η τελική απόσταση των αξόνων είναι $a \cong 2432mm$.

Προσδιορισμός του συντελεστή γωνίας τύλιξης c_1 από πίνακα 1

$$\frac{D-d}{a} = \frac{1600-355}{2432} = 0.51 \quad \text{και} \quad \varphi \cong 150^\circ, \quad c_1 \cong 0.92$$

Από τον πίνακα 15 για $d = 355mm$, $i = 4.5$ και ταχύτητα της μικρής τροχαλίας $n_1=750rpm$ λαμβάνουμε την ειδική ισχύ $N_o = 18.56kW$ που κάθε ιμάντας μπορεί να μεταφέρει και τον συντελεστή διόρθωσης μεγέθους του ιμάντα, $c_3 \cong 0.99$.

Θα υπολογισμός του αριθμού των απαιτούμενων για την μαντοκίνηση ιμάντων,

$$C_{ολ} = \frac{c_2}{c_1 c_3} = \frac{1.2}{0.92 \times 0.99} = 1.317$$

$$z = \frac{NC_{ολ}}{N_o} = \frac{112 \times 1.317}{18.56} = 7.9 \xrightarrow{\text{τυποποιώντας}} 8$$

Επομένως για την μαντοκίνηση του προβλήματος θα χρησιμοποιηθούν $z = 8$ ιμάντες, τύπου D/32 και μήκους $L = 6000mm$.

1.1.9 ΑΣΚΗΣΗ (Α)

Να υπολογιστεί αλυσίδα και να δοθούν κατασκευαστικές διαστάσεις των αλυσοτροχών για κίνηση γερανού. Η κίνηση μεταδίδεται από ηλεκτροκινητήρα και η μεταφερόμενη ονομαστική ισχύς $N_o=20PS$ και $n_1 = 1450 \text{ rpm}$, η σχέση μετάδοσης είναι 1:3 και ο υπολογισμός θέλουμε να εγγυάται 10000 h διάρκεια ζωής.

ΛΥΣΗ :

ΠΛΕΟΝΕΚΤΗΜΑΤΑ ΑΛΥΣΙΔΩΝ

- Μικρότερο φορτίο στον άξονα.
- Μεταφορά ισχύος σε μεγάλες αποστάσεις (5-8 m).
- Μεταφορά ισχύος σε πολλούς άξονες ταυτόχρονα.
- Υψηλός συντελεστής απόδοσης (μέχρι 0.98)
- Λειτουργία χωρίς διολίσθηση (Συγχρονισμός)

ΜΕΙΟΝΕΚΤΗΜΑΤΑ ΑΛΥΣΙΔΩΝ

- Αυξανόμενο, λόγω φθοράς, βήμα αλυσίδας.
- Συνθετότερη συντήρηση (Λίπανση, κ.λπ.).
- Θορυβώδης λειτουργία. (Ταλαντώσεις).
- Λόγω $[\alpha]$ φθορά στον αλυσοτροχό.

ΒΗΜΑ 1^ο : ΕΠΙΛΟΓΗ ΑΛΥΣΙΔΑΣ

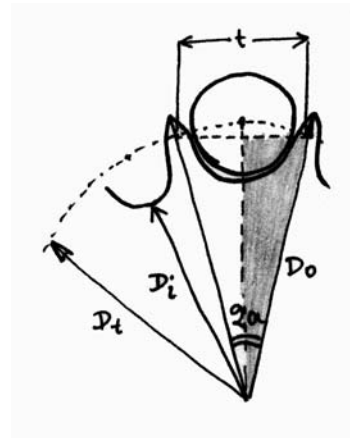
Τέσσερα κύρια είδη αλυσίδων κυκλοφορούν ($U_{\max} = 20-25 \text{ m/sec}$).

- Αλυσίδες κυλίνδρων (DIN 8187, 8180).
- Αλυσίδες χιτωνίων.
- Αλυσίδες οδοντωτές ($z_{\min} = 12$, DIN 8190) αθόρυβη, ακριβότερη.
- Αλυσίδες χαλύβδινων πείρων (DIN 654).

Επιλέγω αλυσίδα κυλίνδρων απλή, κατά DIN 8180 :

ΑΛΥΣΙΔΑ : **(1x25.4x17.02, DIN 8180)**, με στοιχεία :

Βήμα :	$t = 25.4 \text{ mm}$
Εσωτερικό πλάτος :	$b_i = 17.02 \text{ mm}$
Διάμετρο πείρου :	$d_B = 8.27 \text{ mm}$
Διάμετρο κυλίνδρου :	$d_R = 15.88 \text{ mm}$
Επιφ. αρθρ. :	$f = 210 \text{ mm}^2$
Βάρος :	$G = 2.7 \text{ kg/m}$
Φορτίο θραύσης :	$P_B = 1500 \text{ kp}$



ΒΗΜΑ 2 : ΕΠΙΛΟΓΗ

Εστω

D_o = εξωτερική διάμετρος αλυσοτροχού

D_i = εσωτερική διάμετρος αλυσοτροχού

D_t = αρχική διάμετρος υπολογισμού.

$$\sin a = \frac{t/2}{D_t/2} = \frac{t}{D_t}$$

$$\boxed{D_t = \frac{t}{\sin a}} \quad (2.1)$$

$$2\alpha z = 2\pi$$

$$\boxed{a = \frac{\pi}{z}} \quad (2.2)$$

Βήμα t είναι γνωστό, άρα αρκεί να προσδιορίσουμε αριθμό δοντιών z .
Κριτήριο η γραμμική ταχύτητα της αλυσίδας να είναι

$$v < 20 \div 25 \text{ m/s}, \quad z \geq 9 \text{ (για αλ. Κυλίνδρ.)}$$

Εστω

$$z_1 = 25 \quad (\text{από πίνακα πιο κάτω}).$$

$$\alpha = \frac{\pi}{z_1} = \frac{\pi}{25} = 0.12566 \text{ rad}$$

$$\sin \alpha = 0.12533$$

$$D_t = \frac{t}{\sin \alpha} = \frac{25.4}{0.12533} = 202.6 \text{ mm}$$

Τυποποίηση : Δεν χρειάζεται : Το βήμα και ο αριθμός δοντιών αρκούν.
Ελεγχος ταχύτητας αλυσίδας :

$$v = \frac{z_1 t n}{60 \times 1000} = \frac{25 \times 25.4 \times 1450}{60 \times 1000} = 15.34 \text{ m/s} < 20 \text{ m/s}$$

Πίνακας: Αριθμός δοντιών συναρτήσει της σχέσης μετάδοσης							
Σχέση μετάδοσης	1	2	3	4	5	6	7
Αλ. Κυλίνδρων	31	27	25	23	21	17	15
Αλ. Αθόρυβες οδόντων	40	35	31	27	23	19	15

Πηγή (Dobrovolski σ.343)

Ελεγχος δύναμης στην αλυσίδα :

$$M_t = 71620 \frac{N}{n_1} = U \frac{D_t}{2}$$

$$U = 71620 \frac{2 \times N}{D_t n_1} = 71620 \times \frac{2 \times 20}{20 \times 1450} \cong 100 \text{ kp} \ll \text{φορτίο θραύσης}$$

$$P_B = 1500 \text{ kp}$$

ΒΗΜΑ 3 : ΥΠΟΛΟΓΙΣΜΟΣ ΜΕΓΑΛΟΥ ΑΛΥΣΟΤΡΟΧΟΥ

Η πιο κάτω διαδικασία, (πλην του υπολ. του z_2) καλό είναι να γίνεται στο τέλος αφού υπολογιστεί η πολ/τητα της αλυσίδας.

$$i = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{n_1}{n_2} = \frac{z_1}{z_2}$$

$$i = 3$$

$$z_2 = i \times z_1 = 3 \times 25 = 75$$

$$\boxed{z_2 = 75}$$

Επίσης

$$n_2 = \frac{n_i}{i} = \frac{1450}{3} = 483 \text{rpm}$$

$$n_2 = 483 \text{rpm}$$

Από πίνακες επιλέγω $z'_2 = 76$

$$n'_2 = 477 \text{rpm}$$

Τυποποιημένες διαστάσεις των δύο αλυσοτροχών για $t = 25.4$.

$z = 25$	$z = 76$
$B = 108$	$B = 159$
$C = 37$	$C = 38$
$D = 217$	$D = 626$
$L = 44$	$L = 51$

81-25 Συμβολισμός τυποποιημένων αλυσοτροχών

81-76 Συμβολισμός τυποποιημένων αλυσοτροχών

Βήμα 4 : ΑΠΟΣΤΑΣΗ ΑΞΟΝΩΝ

Η ταχύτητα της αλυσίδας (για σταθερή γωνιακή ταχύτητα του αλυσοτροχού) δεν παραμένει σταθερή. Μια αλυσίδα λειτουργεί κανονικά όταν η απόσταση αξόνων των αλυσοτροχών είναι :

$$A = (30 \div 60)t$$

$$A = (30 \div 60)25.4 = (762 \div 1524) \text{mm}$$

Όταν $i < 4$, μπορούμε προσεγγιστικά να παίρνουμε :

$$\begin{aligned} A_{\min} &= 1.2 \frac{D_{01} + D_{02}}{2} + (30 \div 50) \text{mm} = \\ &= 1.2 \frac{217 + 626}{2} + (30 \div 50) = (540 \div 560) \text{mm} \end{aligned}$$

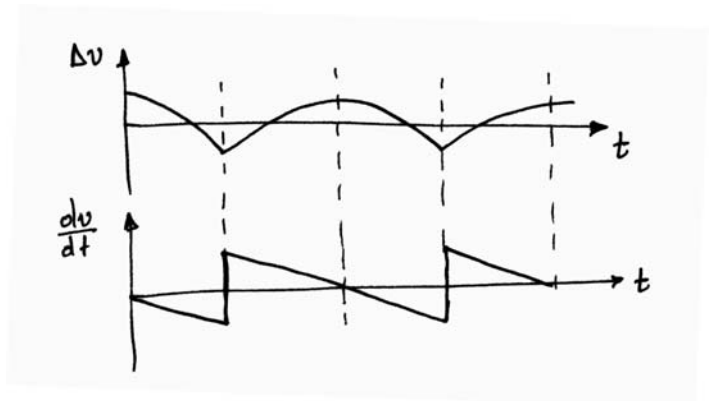
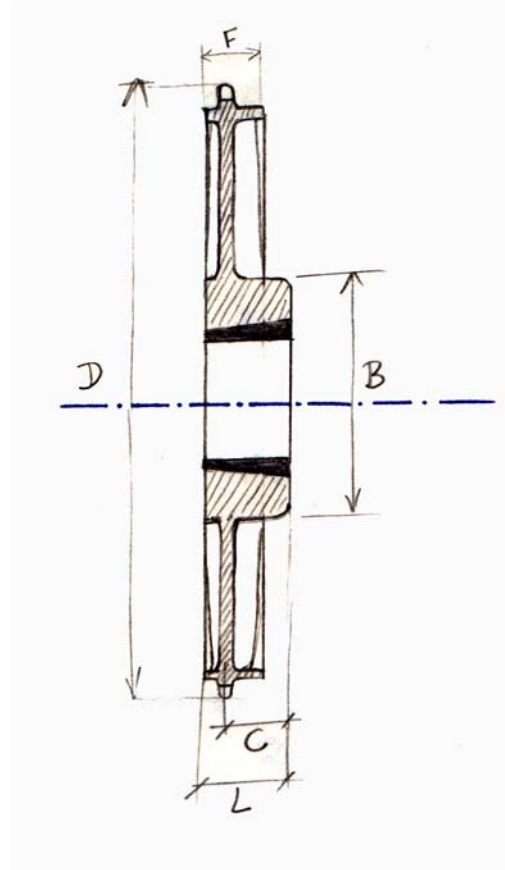
Επιλέγω $A = 800 \text{mm}$

ΒΗΜΑ 5 : ΑΡΙΘΜΟΣ ΚΡΙΚΩΝ

$$x = \frac{2A}{t} + \frac{z_1 + z_2}{2} + \left(\frac{z_2 - z_1}{2\pi} \right)^2 \frac{t}{A} = \frac{25 + 76}{2} + \frac{2 \times 800}{25.4} + \left(\frac{76 - 25}{2\pi} \right)^2 \frac{25.4}{800} = 115$$

Ο αριθμός κρίκων πρέπει να είναι άρτιος $x = 116$

ΒΗΜΑ 6 : ΔΙΟΡΘΩΣΗ Α



$$A = \frac{t}{4} \left[x - \frac{z_1 - z_2}{2} + \sqrt{\left(x - \frac{z_1 + z_2}{2} \right)^2 - 8 \left(\frac{z_2 - z_1}{2\pi} \right)^2} \right] =$$

$$= \frac{25.4}{4} \left[116 - \frac{25 + 76}{2} + \sqrt{\left(116 - \frac{25 + 76}{2} \right)^2 - 8 \left(\frac{76 - 25}{2\pi} \right)^2} \right]$$

$$A = 805.46 \text{ mm} \text{ η οποία είναι η ακριβής απόσταση αξόνων όταν } x = 116.$$

ΒΗΜΑ 7 : ΠΟΛΛΑΠΛΟΤΗΤΑ ΑΛΥΣΙΔΑΣ

Για $n_1 = 1450$ και $t = 25.4$ από το νομογράφημα για DIN 8187 και $L_h = 10000 \text{ h}$ λαμβάνεται:

$$N_o = 35 \text{ PS}$$

Η μεταφερόμενη ισχύς είναι:

$$N_m = j N_o \frac{z_1}{19 C_s} C_1 C_2 C_3$$

όπου $j_1 = 1$ για μονή αλυσίδα, $C_s = 1.25$ για ηλεκτροκίνηση με μέτριες κρούσεις (πιν 2.8),

$C_1 = 0.7$ για περιβάλλον με σκόνη, $C_2 = 0.8$ για DIN 8180, και $C_3 = \sqrt[3]{\frac{x}{90} \frac{i}{i+1}} = 0.98$. Οπότε:

$$N_m = 1 \times 35 \frac{25}{19 \times 1.25} \times 0.7 \times 0.8 \times 0.98 = 20.22 \text{ PS} > N_o$$

Η απλή αλυσίδα είναι ικανή να μεταφέρει ονομαστική ισχύ

$$N_o = 20 \text{ PS}$$

Έλεγχος πίεσης κυλίνδρων

Δύναμη ελκυσμού αλυσίδας :

$$P = U + U_F + U_g \quad \text{με} \quad = 100 \text{ kp} \quad \text{και} \quad U_F = \frac{Gv^2}{9.81} = \frac{2.7 \times 15.34^2}{9.81} = 64.7 \approx 65 \text{ kp}$$

$$U_g = k_f GA = 6 \times 2.7 \times 0.8 \cong 15 \text{ kp} \quad \text{όπου} \quad \left(\begin{array}{l} k_f = 2 \div 6 \quad (\gamma < 40^\circ) \\ k_f = 1 \div 1.5 \quad (\gamma > 40^\circ) \end{array} \right)$$

$$P = 100 + 65 + 15 = 180 \text{ kp}$$

Αρα πίεση στους κυλίνδρους :

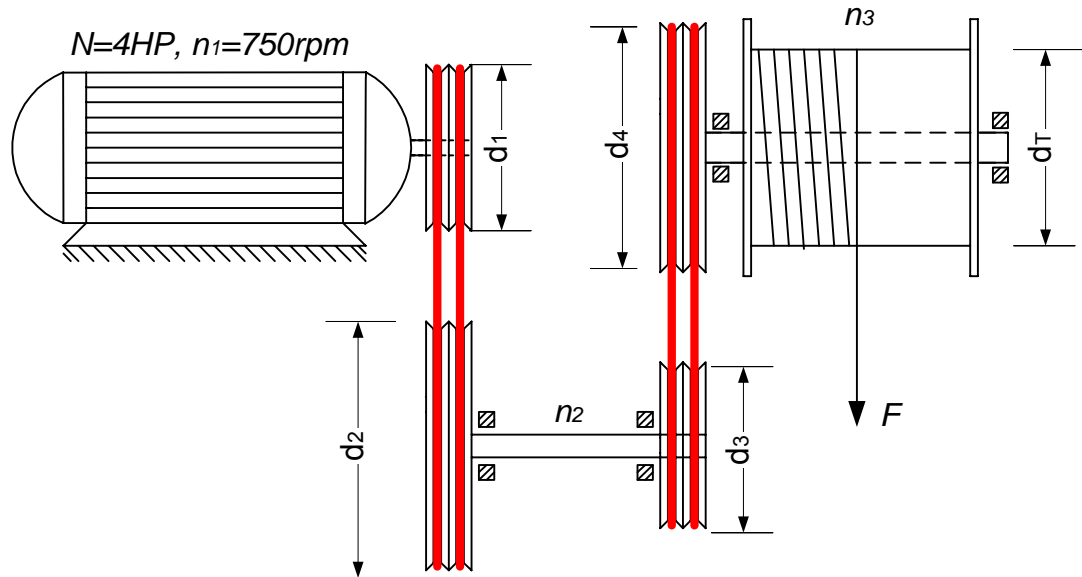
$$p = \frac{P}{f} = \frac{180 \text{ kp}}{210 \text{ mm}^2} = 0.85 \text{ kp/mm}^2$$

Επιτρεπόμενη πίεση (πίνακας 24) : $[p]_{\text{επ}} = 1.72 \text{ kp/mm}^2$

Ο χρόνος ζωής της αλυσίδας εξαρτάται κατά πολύ από τις συνθήκες λίπανσής της.

1.1.10 ΑΣΚΗΣΗ (Α)

Ο ηλεκτροκινητήρας του σχήματος ισχύος 4 HP στις 750 rpm, περιστρέφει ένα τύμπανο διαμέτρου $d_T = 230$ mm μέσω δύο αλυσοκινήσεων με ίσες σχέσεις μετάδοσης $i_1 = i_2$. Στο τύμπανο τυλίγεται ένα συρματόσχοινο για την ανύψωση ενός φορτίου F το οποίο πρέπει να ανεβαίνει με γραμμική ταχύτητα μικρότερη ή ίση από $v = 1$ m/s. Υπολογίστε το φορτίο F . Να επιλέξετε και να υπολογίσετε τις αλυσοκινήσεις 1-2 και 3-4. Οι πολλαπλότητες του σχήματος είναι ενδεικτικές (μπορεί να προκύψουν διαφορετικές μετά τον υπολογισμό).



Υπολογισμός δύναμης ανύψωσης F :

Επειδή η ταχύτητα ανύψωσης είναι 1m/s, οι στροφές του τυμπάνου θα είναι

$$v_p = \frac{\pi d_T n_3}{1000 \times 60} \Rightarrow n_3 = v_p \frac{1000 \times 60}{\pi d_T} = 1 \frac{1000 \times 60}{\pi 230} = 83.0 \text{ rpm}.$$

Επομένως η συνολική σχέση μετάδοσης θα είναι $i_{ολ} = \frac{n_1}{n_3} = \frac{750}{83.0} = 9.0$ και επειδή $i_1 = i_2$

$$i_{ολ} = \frac{n_1}{n_2} \frac{n_2}{n_3} = i_1 i_2 = i^2 = 9 \Rightarrow i = 3. \text{ Κατά συνέπεια } n_2 = \frac{n_1}{i} = \frac{750}{3} = 250 \text{ rpm}.$$

Υπολογισμός της δύναμης F :

$$\text{Η ροπή του κινητήρα είναι } M_1 = 71620 \frac{N}{n_1} = 71620 \frac{4}{750} = 382 \text{ krcm}$$

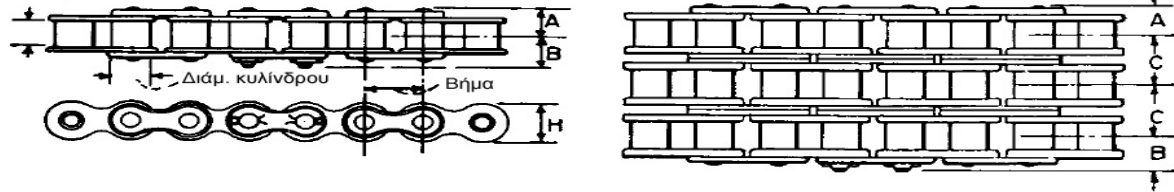
$$\text{Η ροπή στον άξονα του τυμπάνου είναι } M_3 = i_{ολ} M_1 = 9 \times 382 = 3438 \text{ krcm}$$

$$\text{Και επομένως η δύναμη θα είναι: } F = \frac{M_3}{d_T} = \frac{3438 \text{ krcm}}{23 \text{ cm}} = 149.5 \text{ kp}$$

ΒΗΜΑ 1^ο : ΕΠΙΛΟΓΗ ΑΛΥΣΙΔΑΣ: Επιλέγουμε αλυσίδα κυλίνδρων κατά DIN 8187, Από το διάγραμμα επιλογής επιλέγουμε Chain no. 40. με στοιχεία: (1x12.7x7.938, DIN 8187)

Τυποποίηση αλυσίδων κατά			Κυλινδρος			Διάμ. Πείρου, mm	Συνδετήριο έλασμα		Διαστάσεις			Συνιστώμενη ελάχιστη απόσταση κέντρων, mm	Ονομαστική αντοχή θραύσης σε εφελκυσμό, kN	Γραμμική πυκνότητα, kg/m
DIN	ISO	ANSI	Βήμα mm	Πλάτος mm	Διάμετρος mm		Πάχος mm	Ύψος H mm	A mm	B mm	C mm			
	08A-1	40	12.700	7.938	7.925	3.962	1.524	11.481	7.950	9.093	14.376	229	16	0.55

Πλάτος κυλίνδρου



Σχήμα: Συμβολισμοί και διαστάσεις αλυσίδων κυλίνδρων

ΒΗΜΑ 2 : Επειδή η σχέση μετάδοσης είναι 3 επιλέγουμε από τον πίνακα αριθμό δοντιών κινητήριου αλυσοτροχού $z_1 = 25$.

$$d_1 = \frac{z_1 t}{\pi} = \frac{25 \times 12.7}{\pi} = 101 \text{ mm}$$

Η ταχύτητα αλυσίδας υπολογίζεται από τον αριθμό των στροφών ανά λεπτό επί την περίμετρο (δηλ. το βήμα επί τον αριθμό των δοντιών) και όπως ειπώθηκε πιο πάνω πρέπει να μην υπερβαίνει τα 20 έως 25 m/s:

$$v = \frac{z_1 t n}{60 \times 1000} = \frac{25 \times 12.7 \times 750}{60 \times 1000} = 4 \text{ m/s} \leq 20 \div 25 \text{ m/s O.K.}$$

όπου t σε mm, n σε rpm και v σε m/s.

Η δύναμη ελκυσμού στην αλυσίδα υπολογίζεται από:

$$U = \frac{2M_1}{d_1} = \frac{2 \times 382 \text{ krcm}}{10.13 \text{ cm}} = 75.4 \text{ kp} < \text{από το φορτίο θραύσης } 16 \text{ kN.}$$

ΒΗΜΑ 3 : ΥΠΟΛΟΓΙΣΜΟΣ ΜΕΓΑΛΟΥ ΑΛΥΣΟΤΡΟΧΟΥ: Από τη σχέση μετάδοσης και τον αριθμό των δοντιών του μικρού αλυσοτροχού προκύπτει ο αριθμός των δοντιών του μεγάλου αλυσοτροχού z_2 . Η σχέση μετάδοσης είναι:

$$z_2 = iz_1 = 3 \times 25 = 75$$

Ο αριθμός των δοντιών των αλυσοτροχών είναι τυποποιημένος.

$$d_1 = \frac{z_2 t}{\pi} = \frac{75 \times 12.7}{\pi} = 303 \text{ mm}$$

Βήμα 4 : ΑΠΟΣΤΑΣΗ ΑΞΟΝΩΝ:

$$\alpha = (30 \div 60)t = (30 \div 60)12.7 = (381 \div 762) \text{ mm.}$$

Επιλέγουμε $\alpha = 400 \text{ mm}$

ΒΗΜΑ 5 : ΑΡΙΘΜΟΣ ΚΡΙΚΩΝ: Ο αριθμός των κρίκων δίνεται από σχέση ανάλογη με αυτή του μήκους των ιμάντων διαιρεμένου με το βήμα t .

$$x = \frac{z_1 + z_2}{2} + \frac{2a}{t} + \left(\frac{z_2 - z_1}{2\pi} \right)^2 \frac{t}{a} =$$

$$\frac{25 + 75}{2} + \frac{2 \times 400}{12.7} + \left(\frac{75 - 25}{2\pi} \right)^2 \frac{12.7}{400} = 115$$

Επειδή ο αριθμός των κρίκων πρέπει να είναι άρτιος λαμβάνω $x = 116$ κρίκοι.

ΒΗΜΑ 6 : ΔΙΟΡΘΩΣΗ Α: Η διορθωμένη απόσταση a προκύπτει από τους αριθμούς των κρίκων και το βήμα ως εξής:

$$a = \frac{t}{4} \left[\left(x - \frac{z_1 + z_2}{2} \right) + \sqrt{\left(x - \frac{z_1 + z_2}{2} \right)^2 - 8 \left(\frac{z_2 - z_1}{2\pi} \right)^2} \right] =$$

$$= \frac{12.7}{4} \left[\left(116 - \frac{75 + 25}{2} \right) + \sqrt{\left(116 - \frac{75 + 25}{2} \right)^2 - 8 \left(\frac{75 - 25}{2\pi} \right)^2} \right] = 406.54 \text{ mm}$$

ΒΗΜΑ 7 : ΠΟΛΛΑΠΛΟΤΗΤΑ ΑΛΥΣΙΔΑΣ: Η ισχύς N που θέλουμε να μεταφέρουμε με την αλυσίδα πρέπει να πολλαπλασιαστεί επί ένα συντελεστή ασφαλείας $C_{ολ}$ που ισούται με:

$$C_{ολ} = \frac{19}{z_1} \frac{C_s}{C_1 C_2 C_3} = \frac{19}{25} \frac{1.25}{0.7 \times 1.0 \times 0.988} = 1.373$$

όπου: ο συντελεστής λειτουργίας για αλυσίδες $C_s = 1.25$, και ο συντελεστής $C_1 = 0.7$ εξαρτώμενος από τις συνθήκες περιβάλλοντος και λίπανσης, $C_2 = 1.0$ από την τυποποίηση και $C_3 = \sqrt[3]{\frac{x}{90} \frac{i}{i+1}} = 0.988$ από τον αριθμό των κρίκων του μικρού αλυσοτροχού και την σχέση μετάδοσης.

Από τις στροφές του μικρού αλυσοτροχού $n_1 = 750$ και το βήμα της αλυσίδας $t = 12.7 \text{ mm}$ λαμβάνουμε από νομογραφήματα την ειδική ισχύ $N_0 = 2.8 \text{ PS} = 2.83 \text{ HP}$, δηλαδή την ισχύ που κάθε κλάδος (από τους j κλάδους) είναι ικανός να μεταφέρει.

Τότε ο βαθμός πολλαπλότητας της αλυσίδας δίνεται από την σχέση:

$$j = \frac{N_m C_{ολ}}{N_0} = \frac{4 \times 1.373}{2.83} = 1.94.$$

Επομένως ο βαθμός πολλαπλότητας είναι 2.

Τέλος πρέπει να γίνει έλεγχος πίεσης στους κυλίνδρους:

Δύναμη ελκυσμού αλυσίδας :

$$S = S_f + S_c + S_g$$

Όπου $S_c = \mu v^2$ η φυγόκεντρη δύναμη στην αλυσίδα,

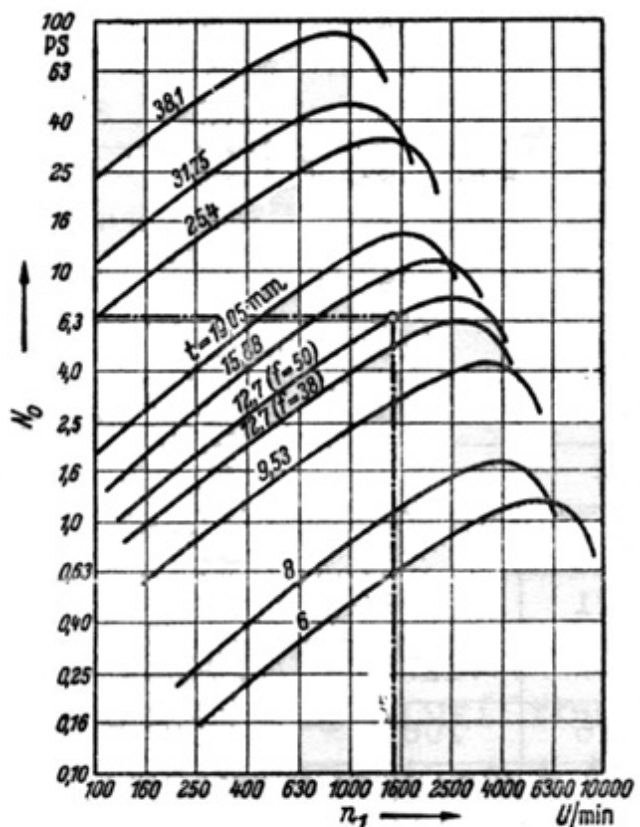
και $S_g = k_f GA$ με $k_f = 2 \div 6$ ($\gamma < 40^\circ$) και

$k_f = 1 \div 1.5$ ($\gamma > 40^\circ$)

Αρα η πίεση στους κυλίνδρους πρέπει να είναι:

$$p = \frac{S}{f} \leq p_{επ}$$

Ο χρόνος ζωής της αλυσίδας εξαρτάται κατά πολύ από τις συνθήκες λίπανσής της.



DIN 8187: Διάρκεια ζωής 10000h

1.1.11 ΑΣΚΗΣΗ (Α)

Να υπολογιστεί αλυσίδα και αλυσοτροχός για κίνηση γερανού. Η κίνηση μεταδίδεται από ηλεκτροκινητήρα, και η μεταφερόμενη ονομαστική ισχύς $N_m = 11 \text{ PS}$ και $n_1 = 1450 \text{ στρ / 1'}$, η σχέση μετάδοσης είναι $1 : 3$ και θέλουμε διάρκεια ζωής 10000 h .

ΛΥΣΗ:

Από τον πίνακα 2.1, 5 κατά DIN 8180 εκλέγω αλυσίδα κυλίνδρων απλή (1 x 31.75 x 19.56, DIN 8180). Από πίνακα τα στοιχεία της αλυσίδας αυτής είναι :

$$\text{Βήμα} = t = 31.75 \text{ mm}$$

$$\text{Εσωτ. πλάτος} = b_i = 19.56 \text{ mm}$$

$$\text{Διάμετρος πείρου} = d_B = 10.17 \text{ mm}$$

$$\text{Διάμετρος κυλίνδρου} = d_R = 19.05 \text{ mm}$$

$$\text{Επιφ. άρθρωσης} = f = 295 \text{ mm}^2$$

$$\text{Φορτίο θραύσης} = P_B = 5500 \text{ kg}$$

$$\text{Μάζα /m} = G = 3.6 \text{ kg /m}$$

Από σχήμα 2.1, 6 για $n_1 = 1450$ και βήμα 31.75 mm παίρνω $N_o = 35 \text{ PS}$. Λαμβάνοντας υπ' όψη τον συντελεστή C_2 θα έχουμε :

$$N_o = 35 \times 0.8 = 28 \text{ PS}$$

$$N_o = 28 \text{ PS}$$

Εκλέγω

$$z_1 = 15$$

οπότε

$$z_2 = i \times z_1 = 3 \times 15 = 45$$

Αρα οι αρχικές διάμετροι θα είναι : (πιν. 2.1, 1).

$$d_{o1} = 150 \text{ mm}$$

και

$$d_{o2} = 450 \text{ mm}$$

Η απόσταση των αξόνων ορίζεται σαν $(1.5 \div 3)d_{o2}$ οπότε :

$$a = 2 \times 450 = 900 \text{ mm}$$

Αριθμός κρίκων αλυσίδας x :

$$x = \frac{2a}{t} + \frac{z_1 + z_2}{2} + \left(\frac{z_2 - z_1}{2\pi} \right)^2 \cdot \frac{t}{a} = 88 \text{ κρικοί}$$

Η μεταφερόμενη ονομαστική ισχύς θα είναι :

$$N_m = j \cdot N_o \cdot \frac{z_1}{19C_s} \cdot C_1 \cdot C_2 \cdot C_3$$

όπου

$$j = \text{αριθμός πολλαπλότητας αλυσίδας} = 1$$

$$N_o = \text{ονομαστική ισχύς} = 35 \text{ PS}$$

$$C_s = \text{συν. κρούσεων (πιν. 2.1, 2)} = 1.25$$

$$C_1 = \text{(πιν. 2.1, 4)} = 0.70$$

$$C_2 = (\pi \cdot 2.1, 4) = 0.80$$

$$C_3 = \left(\frac{x}{90} \frac{i}{i+1} \right)^{\frac{1}{3}} = 0.90$$

οπότε

$$N_m = 11.14 = PS \quad (\text{επαρκής})$$

Η ταχύτητα της αλυσίδας θα είναι :

$$v = \frac{z_1 \cdot t \cdot n_1}{10^3 \times 60} \cong \frac{d_{o1} \cdot n_1}{19100} = 11.4 \text{ m/sec}$$

Η περιφερειακή δύναμη δίνεται από την σχέση :

$$U = \frac{75N}{v} = \frac{75 \times 11.4}{11.4} = 73 \text{ kp}$$

Η φυγόκεντρος δύναμη θα είναι :

$$U_F = \frac{G \cdot v^2}{9.81} = \frac{3.6 \times 11.4^2}{9.81} = 47 \text{ kp}$$

Η δύναμη ελκυσμού στην αλυσίδα θα είναι :

$$P = U + U_F = 73 + 47 = 120 \text{ kp}$$

Και άρα η πίεση των αρθρώσεων

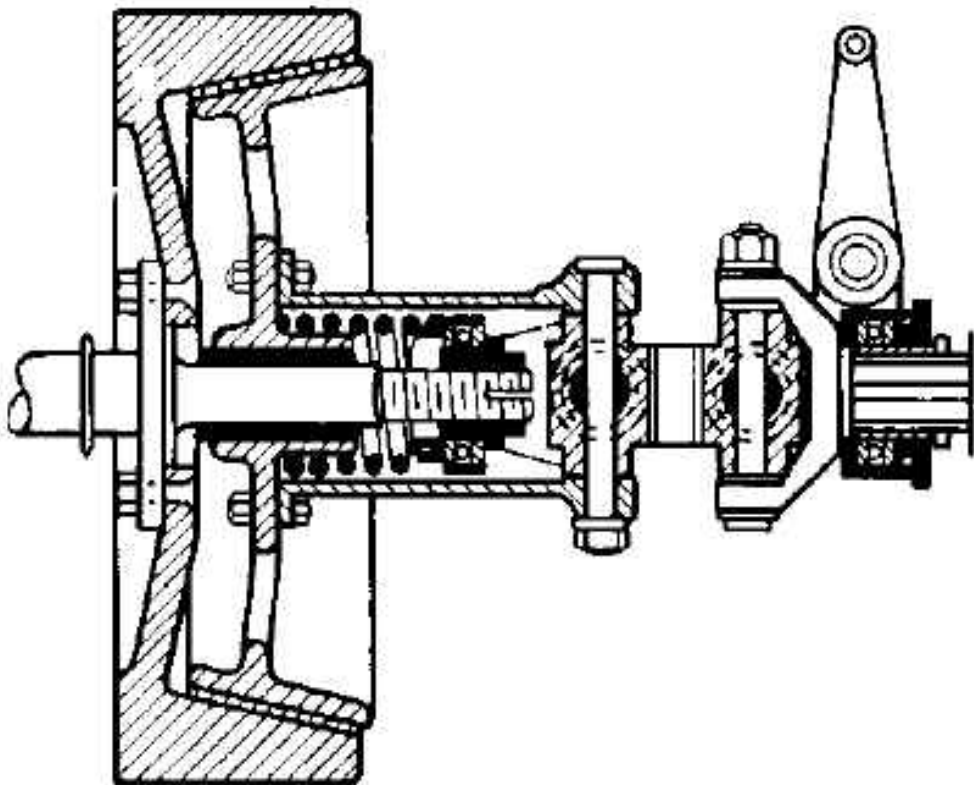
$$P = \frac{P}{f} = \frac{120 \text{ kp}}{295 \text{ mm}^2} = 40.67 \text{ kp/cm}^2$$

Χρήστος Α. Παπαδόπουλος

ΦΥΛΛΑΔΙΟ ΑΣΚΗΣΕΩΝ

ΣΤΟΙΧΕΙΩΝ ΜΗΧΑΝΩΝ ΙΙ

ΣΥΝΔΕΣΜΟΙ-ΣΥΜΠΛΕΚΤΕΣ-ΦΡΕΝΑ



Πάτρα 2005

$$F_L = \frac{400 \text{ mm}}{100 \text{ mm}} F = 4F$$

ενώ η δύναμη στο δεξί πέδμα έχει μέτρο,

$$F_R = \sqrt{F^2 + F_L^2} = \sqrt{F^2 + (4F)^2} = 4.12F$$

και διεύθυνση,

$$\varphi = \tan^{-1}\left(\frac{F}{F_L}\right) = \tan^{-1}\left(\frac{1}{4}\right) = 14^\circ$$

Οι αποστάσεις των σημείων εφαρμογής των δυνάμεων, στην αριστερά και δεξιά σιαγόνα, c_L και c_R από τις αντίστοιχες αρθρώσεις είναι,

$$c_L = 0.700 \text{ m} \quad \text{και} \quad c_R = 0.600 \text{ m} \times \cos 14^\circ = 0.582 \text{ m}.$$

Έτσι η ισορροπία των ροπών στην αυτενεργή σιαγόνα όπου η πίεση είναι ίση με $p_a = 1 \text{ MPa}$ δίνει,

$$F_R = \frac{(M_N - M_f)}{c_R} = \frac{[(5564 - 1330) \times 10^{-6} \times 10^6] \text{ Nm}}{0.582 \text{ m}} = 7275 \text{ N}$$

και επομένως οι τιμές των δυνάμεων είναι,

$$F = \frac{F_R}{4.12} = \frac{7275 \text{ N}}{4.12} = 1766 \text{ N}$$

και

$$F_L = 4F = 4 \times 1766 \text{ N} = 7064 \text{ N}$$

ενώ η ισορροπία στην αριστερή, μη αυτενεργή σιαγόνα δίνει,

$$M_N + M_f = F_L c_L$$

$$(5564 + 1330) \times 10^{-6} p_L = 7064 \text{ N} \times 0.700 \text{ m}$$

$$p_L = \frac{7064 \text{ N} \times 0.700 \text{ m}}{(5564 + 1330) \times 10^{-6}} \quad \text{ή} \quad p_L = 0.717 \text{ MPa}$$

Η συνολική ροπή φρεναρίσματος είναι το άθροισμα της ροπής της αριστερής συν την ροπή της δεξιάς σιαγόνας.

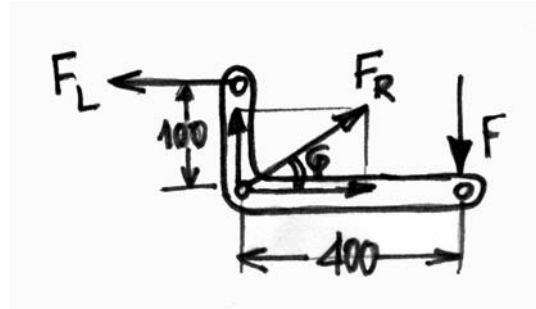
$$T_R = \frac{f p_R b r^2}{\sin \theta_a} (\cos \theta_1 - \cos \theta_2)$$

$$T_R = \frac{0.3 \times 1 \times 10^6 \times 0.050 \times 0.250^2}{\sin 90} (\cos 6 - \cos 136) = 1606 \text{ Nm}$$

$$T_L = \frac{f p_L b r^2}{\sin \theta_a} (\cos \theta_1 - \cos \theta_2)$$

$$T_L = \frac{0.3 \times 0.717 \times 10^6 \times 0.050 \times 0.250^2}{\sin 90} (\cos 6 - \cos 136) = 1152 \text{ Nm}$$

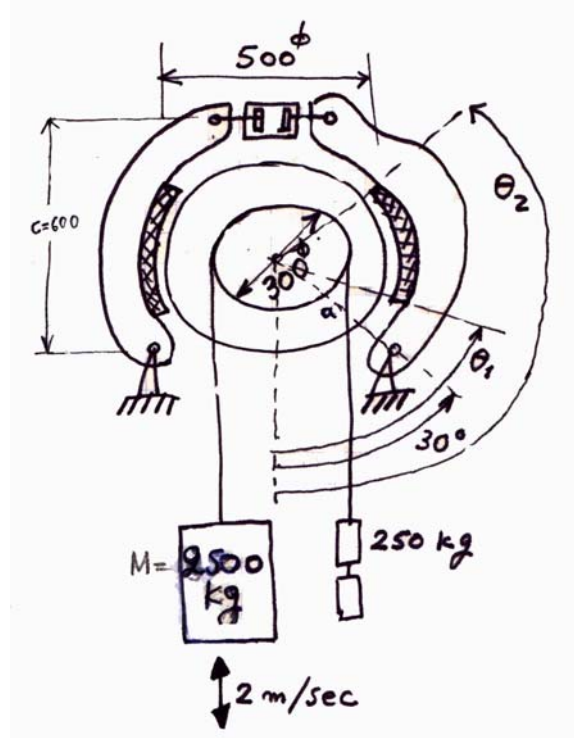
$$T = T_L + T_R = 1606 + 1152 = 2758 \text{ Nm}$$



1.1.2 ΑΣΚΗΣΗ (φρ)

Φρένο ανελκυστήρα αποτελείται από δύο πέλματα που ωθούνται από ένα υδραυλικό κύλινδρο. Όταν ο ανελκυστήρας είναι γεμάτος θέλουμε το φρενάρισμα να μην επιβάλλει επιβράδυνση μεγαλύτερη από 0.1 g. Αν η μέγιστη επιτρεπόμενη πίεση είναι $p_a = 0.8 \text{ MPa}$, $\theta_1 = 55^\circ$, $\theta_2 = 130^\circ$ και ο συντελεστής τριβής υλικού τριβής και τυμπάνου είναι 0.32, να βρεθούν:

- (α) η δύναμη πέδησης στον υδραυλικό κύλινδρο,
 (β) το πλάτος του τυμπάνου που έχει διάμετρο 500 mm,
 (γ) η επιβράδυνση όταν είναι άδειος ο ανελκυστήρας,
 (δ) η αναπτυσσόμενη διαφορά θερμοκρασίας στο τύμπανο κατά το φρενάρισμα.



ΛΥΣΗ :

Ως γνωστό οι δυνάμεις τριβής δίνουν ροπή στο τύμπανο ίση με,

$$M_f = \frac{fp_a br}{\sin \theta_a} \int_{\theta_1}^{\theta_2} \sin \theta (r - a \cos \theta) d\theta = \frac{fp_a br}{\sin \theta_a} \left[-r(\cos \theta_2 - \cos \theta_1) - \frac{a}{2}(\sin^2 \theta_2 - \sin^2 \theta_1) \right]$$

όπου $f = 0.32$ ο συντελεστής τριβής, $r = 0.250 \text{ m}$ η ακτίνα του τυμπάνου και a η απόσταση από την άρθρωση στο κέντρο περιστροφής $a = r / \cos 30 = 0.250 / \cos 30 = 0.2886 \text{ m}$.

Οι γωνίες μετρώνται από την άρθρωση των σιαγώνων και είναι $\theta_1 = \Theta_1 - 30^\circ = 55^\circ - 30^\circ = 25^\circ$, $\theta_2 = \Theta_2 - 30^\circ = 130^\circ - 30^\circ = 100^\circ$ και $\theta_a = 90^\circ$

$$M_f = \frac{0.32 \times 0.250 p_a b}{\sin 90} \left[-0.250 \times (\cos 100 - \cos 25) - \frac{0.2886}{2} (\sin^2 100 - \sin^2 25) \right]$$

$$M_f = (0.0125 p_a b) \text{ Nm}$$

Αντίστοιχα η ροπή φρεναρίσματος λόγω των καθέτων δυνάμεων είναι,

$$M_N = \frac{p_a bra}{\sin \theta_a} \int_{\theta_1}^{\theta_2} \sin^2 \theta d\theta = \frac{p_a bra}{\sin \theta_a} \left[\frac{1}{2}(\theta_2 - \theta_1) - \frac{1}{4}(\sin 2\theta_2 - \sin 2\theta_1) \right]$$

$$M_N = \frac{0.250 \times 0.2886 p_a b}{\sin 90} \left\{ \frac{1}{2}(100 - 25) \frac{\pi}{180} - \frac{1}{4} [\sin(2 \times 100) - \sin(2 \times 25)] \right\}$$

$$M_N = (0.0672 p_a b) \text{ Nm}$$

Έτσι η ισορροπία των ροπών στην αυτενεργή σιαγόνα (κατά την άνοδο της καμπίνας είναι η δεξιά) όπου η πίεση p είναι ίση με $p_a = 0.8 \text{ MPa}$ δίνει,

$$F_R = \frac{(M_N - M_f)}{c_R} = \frac{[(0.0672 - 0.0125) 0.8 \times 10^6 b] \text{ Nm}}{0.6 \text{ m}} = (73000b) \text{ N}$$

ενώ η ισορροπία της μη αυτενεργής σιαγώνας δίνει,

$$F_L = \frac{(M_N + M_f)}{c_L} = \frac{(0.0672 + 0.0125)p_L b}{0.600} = (73000b) N$$

από όπου προκύπτει,

$$p_L = 0.55 \text{ MPa}$$

Η συνολική ροπή πεδήσεως του φρένου ισούται με το άθροισμα της στατικής ροπής, της ροπής επιβραδύνσεως των γραμμικώς μετακινούμενων μαζών και των περιστροφικώς κινουμένων αδρανειών.

Στατική ροπή

$$T_1 = (25000 - 2500) N \times \frac{0.300}{2} m = 3375 Nm$$

Επιβραδυνόμενες γραμμικά κινούμενες μάζες,

$$T_2 = (m_{ολ} \gamma_{επ}) \frac{D_T}{2} = B \frac{\gamma_{επ}}{g} \frac{D_T}{2} = 27500 N \times \frac{0.1g}{g} \frac{0.300}{2} m = 412.5 Nm$$

Οι επιβραδυνόμενες περιστρεφόμενες αδράνειες θεωρούνται ίσες με 50% των T_2 λόγω έλλειψης στοιχείων,

$$T_3 = J_{ολ} a_{επ} = 0.50 T_2 = 212.5 Nm$$

Άρα η συνολική ροπή πέδησης είναι,

$$T_{ολ} = T_1 + T_2 + T_3 = 4000 Nm$$

Επίσης η συνολική ροπή πεδήσεως του φρένου είναι το άθροισμα των στρεπτικών ροπών της αριστερής και της δεξιάς σιαγώνας,

$$T_{ολ} = T_L + T_R$$

$$T_L = \frac{f p_L b r^2}{\sin \theta_a} (\cos \theta_1 - \cos \theta_2) = \frac{0.32 \times 0.55 \times 10^6 \times 0.25^2 b}{\sin 90} (\cos 25 - \cos 100) = 11879 b Nm$$

$$T_R = \frac{f p_R b r^2}{\sin \theta_a} (\cos \theta_1 - \cos \theta_2) = \frac{0.32 \times 0.8 \times 10^6 \times 0.25^2 b}{\sin 90} (\cos 25 - \cos 100) = 17178 b Nm$$

Άρα $T_{ολ} = T_L + T_R = 11879 b + 17178 b = 4000 Nm$ και επομένως το πλάτος του τυμπάνου προκύπτει $b = 4000 / (11879 + 17178) = 0.137 m$.

Επακόλουθα $T_L = 17178 b = 17178 \times 0.137 = 2365 Nm$

και $T_R = 11879 b = 11879 \times 0.137 = 1635 Nm$.

Η δύναμη ενεργοποίησης των σιαγόνων είναι $F_L = F_R = 73000 b = 73000 \times 0.137 = 10050 N$

1.1.3 ΑΣΚΗΣΗ (δίσκος)

Στο σχήμα φαίνεται ένας επίπεδος δακτυλιοειδής συμπλέκτης σχεδιασμένος ο χρήστης να μπορεί να εγκαταστήσει μια τροχαλία διπλή τραπεζοειδών ιμάντων, με την απαραίτητη διάμετρο για κάποια συγκεκριμένη εφαρμογή. Θεωρώντας ότι θα χρησιμοποιηθεί υλικό τριβής με επιτρεπόμενη επιφανειακή πίεση 0.2 MPa, προσδιορίστε την εξωτερική διάμετρο D επιφανειών τριβής αν ο συμπλέκτης πρέπει να μπορεί να μεταφέρει 6 σε 1200 rpm.

ΛΥΣΗ :

Αρχικά υπολογίζουμε την ροπή T που μεταφέρει ο συμπλέκτης

$$T = \frac{P}{\omega} = \frac{P}{(2\pi/60)n} = \frac{6 \times 746W}{\frac{2\pi}{60} 1200 \text{ rad/s}} = 35.62 \text{ Nm}$$

θεωρώντας ομοιόμορφη κατανομή πίεσης στις επιφάνειες τριβής του συμπλέκτη υπολογίζουμε την επιτρεπόμενη κάθετη δύναμη F_K :

$$F_K = P_a A = P_a \frac{(D^2 - 0.07^2)\pi}{4} = 2 \times 9.81 \times 10^4 \times \frac{(D^2 - 0.07^2)\pi}{4}$$

$$F_K = 154095.12 \times (D^2 - 0.07^2) \text{ N}$$

καθώς και την μεταφερόμενη εφαπτομενική δύναμη F :

$$F = T/r = \frac{T}{(D-0.07)/2} = \frac{71.2376}{D-0.07} \text{ N}$$

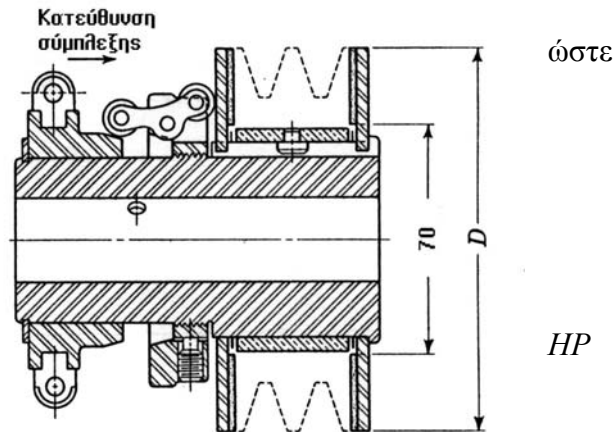
Από πίνακες υλικών τριβής βρίσκουμε ότι μεγαλύτερο συντελεστή τριβής f , για επιτρεπόμενη πίεση $P_a = 2 \text{ kP/cm}^2$, δίνουν το πεπιεσμένο ασβεστόυχο υλικό πάνω στο χυτοσίδηρο $f = 0.3$. Ετσι γράφουμε τελικά:

$$F = f F_K \Rightarrow \frac{71.2376}{D-0.07} = 0.3 \times 154095.12 \times (D^2 - 0.07^2) \Rightarrow$$

$$\Rightarrow (D-0.07)(D^2 - 0.07^2) = 1.54098 \times 10^{-3}$$

Μια από τις λύσεις της τελευταίας εξίσωσης (η οποία μπορεί να επιλυθεί με διαδοχικές δοκιμές τιμών ή με την μέθοδο Newton-Raphson) είναι:

$$D = 0.153095 \text{ m} = 153.0 \text{ mm}$$



1.1.4 ΑΣΚΗΣΗ (δίσκος)

Στην ταινιοπέδη του σχήματος με συντελεστή τριβής $f = 0.35$, να βρεθεί το πλάτος της ταινιοπέδης ώστε η πίεση να μην υπερβαίνει τα 10 kp/cm^2 . Επίσης να υπολογιστεί η ροπή πεδήσεως για αριστερόστροφη και δεξιόστροφη λειτουργία του άξονα.

ΛΥΣΗ : Επειδή $f = 0.35$ και

$$\theta = 180 + \sin^{-1} \frac{100}{250} = 203.6^\circ \quad \text{ή} \quad \theta = 3.55 \text{ rad από}$$

την σχέση του Euler έχουμε:

$$\frac{S_1}{S_2} = e^{f\theta} = e^{0.35 \times 3.55} = 3.47 \quad (\text{a})$$

Η ισορροπία των ροπών γύρω από την άρθρωση του μοχλού του φρένου μας δίνει:

$$\left(\sum M \right)_0 = S_2 L_1 - F (L_1 + L_2) = 0$$

$$S_2 = F \left(1 + \frac{L_2}{L_1} \right) = 1000 \text{ N} \left(1 + \frac{300}{100} \right) = 4000 \text{ N}$$

Αρα από την (α) βρίσκουμε την δύναμη S_1 :

$$S_1 = 3.47 S_2 = 3.47 \times 4000 = 13880 \text{ N}$$

Αν b το πλάτος του μάντα η μέγιστη πίεση του όταν $S_2 = 0$ και $S_1 = 2S_2$ θα είναι:

$$p_a = \frac{2S_1}{bD}, \quad b = \frac{2P_1}{P_a D} = \frac{2 \times 13880 \text{ N}}{1 \times 10^6 \text{ Pa} \times 0.20 \text{ m}} = 0.1388 \text{ m}, \quad \boxed{b = 140 \text{ mm}}$$

Η ροπή πεδήσεως για δεξιόστροφη λειτουργία είναι :

$$\vec{T} = (S_1 - S_2) \frac{D}{2} = (13880 - 4000) \frac{0.20}{2} = 988 \text{ Nm} \quad \vec{T} = 988 \text{ Nm}$$

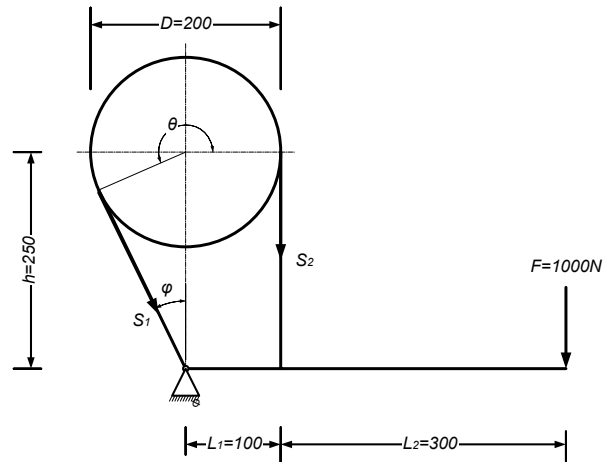
Ενώ για αριστερόστροφη λειτουργία είναι πάλι $S_2 = 4000 \text{ N}$ και:

$$\frac{S_1}{S_2} = e^{-f\theta} = 0.288$$

οπότε

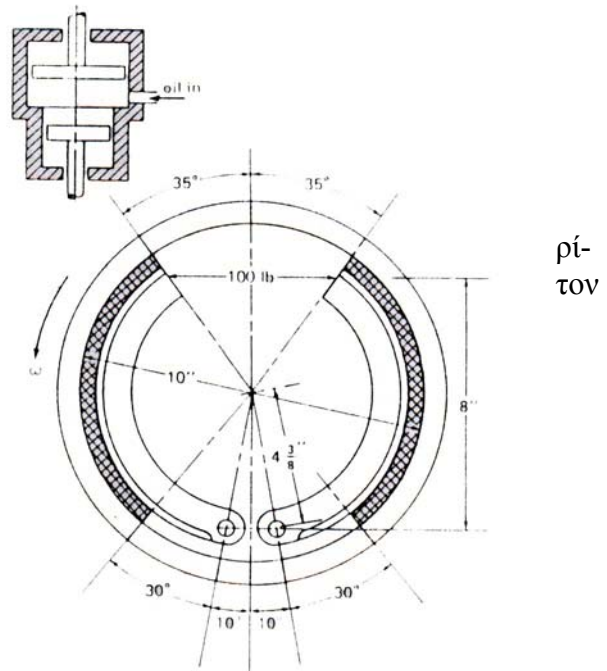
$$S_1 = 0.288 \times S_2 = 1150 \text{ N}$$

$$\vec{T} = (S_2 - S_1) \frac{D}{2} = (4000 - 1150) \frac{0.20}{2} = 285 \text{ Nm} \quad \boxed{\vec{T} = 285 \text{ Nm}}$$



1.1.5 ΑΣΚΗΣΗ

Δύο όμοια πέδιλα ενός φρένου φαίνονται στο σχήμα. Για συντελεστή τριβής 0.3 υπολογίσατε την ροπή πεδήσεως έκαστης σιαγώνας. Αν χρειάζεται να εξισώσουμε τις ροπές πεδήσεως εφαρμόζοντας διαφορετικές δυνάμεις στις σιαγόνες, μέσω υδραυλικών κυλίνδρων διαφορετικής διαμέτρου, προσδιορίσατε τον λόγο των διαμέτρων, και σχεδιάσατε κύλινδρο οριζόντια για να δείξετε πως θα τοποθετηθεί.



ΛΥΣΗ :

(α) Όταν $F_L = F_R = 450\text{ N}$, τότε :

$$M_f = \frac{fp_a br}{\sin \theta_a} \int_{\theta_1}^{\theta_2} \sin \theta (r - \alpha \cos \theta) d\theta$$

$$M_N = \frac{p_a br \alpha}{\sin \theta_a} \int_{\theta_1}^{\theta_2} \sin^2 \theta d\theta$$

όπου : $\theta_1 = 30^\circ$, $\theta_2 = 135^\circ$, $r = 125\text{ mm}$, $c = 200\text{ mm}$, $\alpha = 110\text{ mm}$, $\sin \theta_a = 1$

$$\begin{aligned} M_f &= \frac{fp_a br}{\sin \theta_a} \left[(-r \cos \theta)_{\theta_1}^{\theta_2} - \alpha \left(\frac{1}{2} \sin^2 \theta \right)_{\theta_1}^{\theta_2} \right] = \\ &= \frac{fp_a br}{\sin \theta_a} \left[(-r \cos \theta_2 + r \cos \theta_1) - \alpha \left(\frac{1}{2} \sin^2 \theta_2 - \frac{1}{2} \sin^2 \theta_1 \right) \right] = \\ &= \frac{0.3 p_a b 0.125}{1} \left[0.125 (\cos 30^\circ - \cos 135^\circ) - \frac{0.110}{2} (\sin^2 135^\circ - \sin^2 30^\circ) \right] = \\ &= \boxed{6.858 \times 10^{-3} p_a b = M_f} \text{ μήκη σε } m. \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} M_N &= \frac{p_a br \alpha}{\sin \theta_a} \left(\frac{\theta}{2} - \frac{1}{4} \sin 2\theta \right)_{\theta_1}^{\theta_2} = \\ &= \frac{p_a br \alpha}{\sin \theta_a} \left[\frac{\theta_2 - \theta_1}{2} - \frac{1}{4} (\sin 2\theta_2 - \sin 2\theta_1) \right] = \\ &= \frac{p_a b \times 0.125 \times 0.110}{1} \left[\frac{2.356 - 0.523}{2} - \frac{1}{4} (\sin 2 \times 135 - \sin 2 \times 30) \right] = \\ &= \boxed{19.016 \times 10^{-3} p_a b = M_N} \end{aligned}$$

Αριστερό πέλιμα -αυτενεργό.

$$F_L c = M_N - M_f$$

$$450\text{ N} \times 0.20\text{ m} = (19.016 - 6.858) 10^{-3} (p_a)_L b$$

$$(p_a)_L b = 7402.5\text{ N/m}$$

οπότε η ροπή πεδήσεως του αριστερού είναι :

$$T_L = \frac{f(p_a b) r^2 (\cos \theta_1 - \cos \theta_2)}{\sin \theta_\alpha} = \frac{0.3 \times 7402.5 \times .125^2 (\cos 30^\circ - \cos 135^\circ)}{1}$$

$$T_L = 54 Nm$$

Δεξί πέλμα - μη αυτενεργό

$$F_R c = M_N + M_f$$

$$450 N \times 0.20 m = (19.016 + 6.858) 10^{-3} (p_a)_R b$$

$$(p_a)_R b = 3478.4 N/m$$

και η ροπή πεδήσεως του δεξιού είναι :

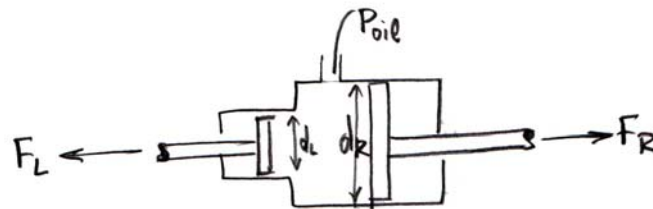
$$T_R = 54 \frac{3478.4}{7402.5} = 25.6 Nm$$

(β) Προφανώς θα πρέπει να ασκηθεί μεγαλύτερη δύναμη στην δεξιά σιαγόνα, ώστε η πίεση να φτάσει την τιμή της αριστερής $(p_a)_R = (p_a)_L$

$$F_R c = M_N + M_F$$

$$F_R \times 0.20 m = (19.016 + 6.858) \times 10^{-3} \times 7402.5$$

$$\boxed{F_R = 957 N}$$



$$P_{oil} = \frac{F_L}{A_L} = \frac{F_R}{A_R} \quad \text{ή} \quad \frac{F_L}{F_R} = \frac{A_L}{A_R} = \frac{d_L^2}{d_R^2}$$

$$\frac{d_L}{d_R} = \sqrt{\frac{F_L}{F_R}} = \sqrt{\frac{450}{957}} = 0.685 \quad \text{ή} \quad \boxed{d_R = 1.458 d_L}$$

1.1.6 ΑΣΚΗΣΗ (φρ+ελατ)

Ο συμπλέκτης του σχήματος πρέπει να μεταφέρει στρεπτική ροπή 960 Nm . Αν το υλικό τριβής σχηματίζει δακτύλιο πλάτους $b = 50 \text{ mm}$, με συντελεστή τριβής σε επιφάνεια χάλυβα $f = 0.3$ και επιτρεπόμενη πίεση $p_a = 100 \text{ kPa}$,

(α) Να βρείτε την σχέση στρεπτικής ροπής, αξονικής δύναμης και μέσης διαμέτρου, να υπολογίσετε την μέση διάμετρο και την απαιτούμενη για την σύμπλεξη αξονική δύναμη.

(β) Να επιλεγεί ο αριθμός και το υλικό των ελατηρίων και να υπολογισθούν αυτά αν υποθέσουμε ότι οι δυνάμεις ενεργούν στη μέση διάμετρο. Χρησιμοποιείστε συντελεστή ασφαλείας $N = 2$, και υποθέστε ότι η αρχική συμπίεση του ελατηρίου είναι $x = 15 \text{ mm}$.

ΛΥΣΗ :

Αν δ η ζητούμενη μέση διάμετρος, b το πλάτος τότε $D = \delta + b$ και $d = \delta - b$. Αν υποθέσουμε ομοιόμορφη κατανομή της πίεσης τότε η αξονική δύναμη είναι,

$$F = \frac{\pi p_a}{4} (D^2 - d^2) = \frac{\pi p_a}{4} (D - d)(D + d) = \frac{\pi p_a}{4} (2b)(2\delta) = \pi \delta b p_a \quad \text{ή}$$

$$\boxed{\frac{\delta}{F} = \frac{1}{\pi b p_a}} \quad (\alpha)$$

Επίσης αποδεικνύεται ότι η σχέση στρεπτικής ροπής και αξονικής δύναμης είναι,

$$\frac{3T}{Ff} = \frac{(D^3 - d^3)}{(D^2 - d^2)} = \frac{(D - d)(D^2 + Dd + d^2)}{(D - d)(D + d)} = \frac{D^2 + Dd + d^2}{D + d}$$

$$\frac{3T}{Ff} = \frac{(\delta + b)^2 + (\delta + b)(\delta - b) + (\delta - b)^2}{(\delta + b) + (\delta - b)} = \frac{3\delta^2 + b^2}{2\delta} \quad \text{ή}$$

$$\frac{\delta}{F} = \frac{f(3\delta^2 + b^2)}{6T} \quad (\beta)$$

Από τις σχέσεις (α) και (β) τα αριστερά μέλη είναι ίσα, άρα και τα δεξιά θα είναι ίσα.

$$\frac{1}{\pi b p_a} = \frac{f(3\delta^2 + b^2)}{6T} \quad (\gamma)$$

Επειδή έχουμε δύο ενεργές επιφάνειες του δίσκου η κάθε επιφάνεια θα μεταφέρει ροπή $T = 960/2 = 480 \text{ Nm}$. Λύνοντας την εξίσωση (γ) ως προς δ βρίσκουμε,

$$\delta = \sqrt{\frac{2T}{\pi b f p_a} - \frac{b^2}{3}} = \sqrt{\frac{2 \times 480 \text{ Nm}}{\pi \times 0.050 \text{ m} \times 0.3 \times 100 \times 10^3 \text{ Pa}} - \frac{0.050^2 \text{ m}^2}{3}} = 0.45 \text{ m}$$

και επομένως λύνοντας την (α) ως προς F λαμβάνουμε,

$$F = \pi \delta b p_a = \pi \times 0.450 \text{ m} \times 0.050 \text{ m} \times 100 \times 10^3 \text{ Pa} = 7068 \text{ N}$$

Αρα η μέση απαιτούμενη διάμετρος είναι $\delta = 450 \text{ mm}$ ενώ η απαιτούμενη για την σύμπλεξη αξονική δύναμη είναι $F = 7068 \text{ N}$.

(β) Εστω 12 ελατήρια περιφερειακά της μέσης διαμέτρου $\delta = 450 \text{ mm}$ σε αποστάσεις 30° το ένα από το άλλο. Η δύναμη κάθε ελατηρίου θα είναι τότε $P = F/12 = 7068 \text{ N}/12 = 589 \text{ N}$. Εστω διάμετρος σύρματος ελατηρίου $D = 5.4 \text{ mm}$. Επιλέγουμε υλικό chrom silicon με $A = 1960 \text{ MPa}$ και $m = 0.091$. Το όριο θραύσης του υλικού αυτού για την αντίστοιχη διάμετρο είναι,

$$S_{ut} = \frac{A}{d^m} = \frac{1960}{5.4^{0.091}} = 1681 \text{ MPa}$$

Επειδή το αντίστοιχο όριο ροής σε διάτμηση είναι $S_{sy} = 0.45S_{ut} = 0.45 \times 1681 = 756 \text{ MPa}$ και ο συντελεστής ασφάλειας είναι $N = 2$, η επιτρεπόμενη διατμητική τάση του ελατηρίου είναι $\tau_{\varepsilon\pi} = S_{sy} / N = 756 / 2 = 378 \text{ MPa}$.

Το πλάτος του δίσκου του συμπλέκτη είναι $b = 50 \text{ mm}$. Τα ελατήρια πρέπει να ενεργούν πάνω σ' αυτό το πλάτος και έτσι δεχόμαστε ακτίνα ελίκωσης των ελατηρίων $R = 17.5 \text{ mm}$. Ο χαρακτηριστικός αριθμός των ελατηρίων είναι,

$$C = \frac{2R}{D} = \frac{2 \times 17.5}{5.4} = 6.47$$

Ο γεωμετρικός συντελεστής συγκέντρωσης τάσεων είναι,

$$k_t = \frac{4C - 1}{4C - 4} = \frac{4 \times 6.36 - 1}{4 \times 6.36 - 4} = 1.14$$

Η διάμετρος του σύρματος εκάστου ελατηρίου δίνεται από την σχέση αντοχής του.

$$D = \sqrt[3]{\frac{16PRk_t}{\pi \tau_{\varepsilon\pi}}} = \sqrt[3]{\frac{16 \times 589 \times 17.5 \times 1.14}{\pi \times 378}} = 5.4 \text{ mm}$$

Επειδή η διάμετρος που τελικά υπολογίσαμε συμπίπτει με την αρχικά υποθεθείσα δεν επαναλαμβάνουμε την διαδικασία.

Η σταθερά ελατηρίου είναι

$$k = \frac{P}{x} = \frac{589 \text{ N}}{15 \text{ mm}} = 39.26 \text{ N/mm}$$

Αν το μέτρο διάτμησης είναι $G = 83000 \text{ MPa}$ τότε οι ενεργές σπείρες είναι,

$$N_a = \frac{GD^4}{64kR^3} = \frac{83000 \times 5.4^4}{64 \times 39.26 \times 17.5^3} = 5.25$$

Ο συνολικός αριθμός σπειρών, με πεπλατυσμένα τα άκρα του ελατηρίου, δίνεται από την σχέση,

$$N_t = N_a + 2 = 5.25 + 2 = 7.25$$

Το ύψος του συμπιεσμένου ελατηρίου θα είναι τότε,

$$h_s = N_t D = 7.25 \times 5.4 = 39.2 \text{ mm}$$

Για 20% υπερφόρτιση του ελατηρίου έχουμε μήκος,

$$\delta_s = 1.2 \frac{P}{k} = 1.2 \frac{589}{39.26} = 18 \text{ mm}$$

Το ύψος του ελεύθερου ελατηρίου θα είναι,

$$h_f = h_s + \delta_s = 39.2 + 18 = 57.2 \text{ mm}$$

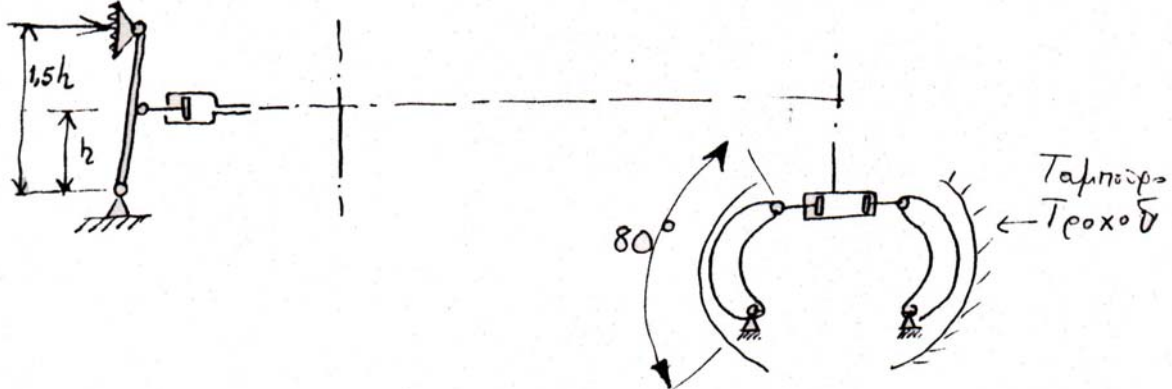
Έτσι χρησιμοποιούμε 12 ελατήρια Chrom-Silicon, διαμέτρου σύρματος 5.4 mm , διαμέτρου ελίκωσης 17.5 mm , με πεπλατυσμένα άκρα και συνολικό αριθμό σπειρών 7.25.

1.1.7 ΑΣΚΗΣΗ (αυτοκ)

Ενα επιβατικό αυτοκίνητο έχει βάρος 1100 kp με φορτίο. Θέλουμε να σχεδιάσουμε τα φρένα του έτσι ώστε όταν τρέχει με 100 km/h , να μπορεί να σταματήσει στα 60 m . Η σχέση μετάδοσης φρένων-τροχών είναι 1:1 (στον ίδιο άξονα). Εξωτερική διάμετρος τροχών 0.55 m , ενώ διάμετρος τυμπάνου φρένων 0.30 m . Τα τέσσερα φρένα είναι τύπου ταμπούρου διπλά, με 80° γωνία επαφής σε κάθε πέλμα. Η μέγιστη επιτρεπόμενη πίεση είναι 10 at . Να υπολογιστεί το πλάτος του φρένου, η δύναμη πέδησης και οι διάμετροι των κυλίνδρων των υδραυλικών φρένων αν η δύναμη πέδησης του οδηγού είναι 30 kp , η διαδρομή των φρένων 5 mm και η διαδρομή του πέλματος του οδηγού 10 cm , με σχέση μοχλού του πέλματος προς το έμβολο $1.5/1$. Συντελεστής τριβής $f = 1.1$.

- Σχολιάστε το φρενάρισμα κατά την κίνηση του αυτοκινήτου προς τα πίσω.

- Τί ποσοστό της συνολικής κινητικής ενέργειας παραλαμβάνει το φρένο κάθε τροχού;



ΛΥΣΗ :

$$m = 1100 \text{ kg}$$

$$U_0 = 100 \text{ km/h} = 27.78 \text{ m/s}$$

$$s = 60 \text{ m}$$

$$T = 71620 \frac{N}{n}$$

$$\gamma_{\varepsilon\pi} \quad F = m\gamma_{\varepsilon\pi}$$

$$s = U_0 t - \frac{1}{2} \gamma_{\varepsilon\pi} t^2 = U_0 - \gamma_{\varepsilon\pi} t = 0$$

$$U_0 = \gamma_{\varepsilon\pi} t$$

$$t = \frac{U_0}{\gamma_{\varepsilon\pi}}$$

$$s = \frac{U_0^2}{\gamma_{\varepsilon\pi}} - \frac{1}{2} \gamma_{\varepsilon\pi} \frac{U_0^2}{\gamma_{\varepsilon\pi}^2} = \frac{U_0^2}{2\gamma_{\varepsilon\pi}}$$

$$\gamma_{\varepsilon\pi} = \frac{U_0^2}{2s} = \frac{27.78 \text{ m}^2/\text{s}^2}{2 \times 60} = 0.65g$$

$$F = m\gamma_{\varepsilon\pi} = 7000 \text{ N} \cong 700 \text{ kp}$$

Περιστροφική κίνηση

$$U_0 = \omega_0 r$$

$$\omega_{\varphi} = \frac{U_0}{r} = \frac{27.78}{0.55/2} = 100 \text{ rad/s}$$

$$\varepsilon_{\varphi} = \frac{\omega_{\varphi}^2}{2\varphi} = \frac{100^2}{2\varphi} = \frac{100^2 \text{ rad}^2/\text{s}^2}{2 \times 218 \text{ rad}} = 22.9 \text{ rad/s}^2$$

$$\Delta\varphi = \frac{s}{r} = \frac{60 \text{ m}}{0.55/2} = 218 \text{ rad}$$

$$E_{\text{κιν}} = \frac{1}{2} m v^2 = \frac{1}{2} (1100 \text{ kg}) (27.78 \text{ m/s})^2 = 848901 \text{ Joule}$$

$$N = M\omega$$

$$T = \frac{E_{\text{κιν}}}{\Delta\varphi} = \frac{848901 \text{ Nm}}{218 \text{ rad}} = 407 \text{ Nm}$$

1.1.8 ΑΣΚΗΣΗ (ταιν)

Ενας γερανός οικοδομών έχει ένα φρένο ταινίας γύρω από ένα τύμπανο $\Phi 200 \text{ mm}$ σε γωνία $\varphi=230^\circ$. Ο εργάτης-χειριστής μπορεί να βάλει δύναμη $F=(30+N_2) \text{ kp}$. Η μέγιστη επιτρεπόμενη πίεση στο φρένο είναι $(3+0, 1N_1) \text{ kp/cm}^2$. Να υπολογιστούν

- α) Το μέγιστο φορτίο W_1 που μπορεί στατικά να σηκώσει το φρένο αν το τύμπανο του συρματόσχοινου έχει την ίδια διάμετρο με αυτήν του φρένου.
 β) Το μέγιστο φορτίο W_2 που μπορεί να αφηθεί να κατέβει με ελεύθερη πτώση και με το φρενάρισμα να σταματήσει σε διάστημα 50 cm , αφού πέσει από τα 18 m .
 γ) Το πλάτος της ταινίας
 δ) Τα W_1 και W_2 αν το συρματόσχοινο τυλιχθεί ανάποδα, κατεβαίνει δηλ. από τα αριστερά του τυμπάνου.

Να θεωρηθεί συντελεστής τριβής $f=0.2$ και οριζόντια θέση του μοχλού στο σημείο φόρτισης.
 ΛΥΣΗ :

$$P_{\max} = 10 \text{ kp/cm}^2$$

Οχι αυτενεργό φρένο (δεξιόστροφα)

Για την τανιοπέδη ισχύει :

$$(1) \quad \frac{F_1}{F_2} = e^{f\theta} = 2.2 \Rightarrow \boxed{F_1 = 2.2F_2}$$

$$(2) \quad P_{\max} = \frac{2F_1}{bD} \Rightarrow \boxed{\frac{F_1}{b} = 100 \text{ kp/cm}}$$

$$(3) \quad \left. \begin{array}{l} F + A_y = F_1 \sin 50 \\ F_1 \cos 50 = A_x \\ F_1(60 \sin 50) = F(460) \end{array} \right\} \begin{array}{l} A_y = 233 \text{ kp} \\ A_x = 225 \text{ kp} \\ F_1 = 350 \text{ kp} \end{array}$$

Αρα

$$\boxed{\begin{array}{l} F_1 = 350 \text{ kp} \\ F_2 = 160 \text{ kp} \\ b = 3.5 \text{ kp} \end{array}} \quad (\text{R})$$

Αυτενεργό φρένο (αριστερόστροφα) :

$$\frac{F_2}{F_1} = 2.2 \Rightarrow F_2 = F_1 \cdot 2.2$$

$$\boxed{\begin{array}{l} F_1 = 350 \text{ kp} \\ F_2 = 770 \text{ kp} \\ b = 7.7 \text{ cm} \end{array}} \quad (\text{L})$$

ΑΡΙΣΤΕΡΟ (αυτενεργό)

$$(α) \quad W_1 = F_1 - F_2 = 770 - 350 = 420 \text{ kp}$$

$$(β) \quad W_2 = W_1 \cdot \frac{g}{\gamma} \left(\gamma = \frac{v_1^2}{2s} = \frac{2gh}{2s} = \frac{gh}{s} \right) =$$

$$W_2 = W_1 \frac{gs}{gh} \Rightarrow$$

$$W_2 = W_1 \frac{s}{h} = 420 \frac{0.5}{18} = 11.67 \text{ kp}$$

ΔΕΞΙΟΣ (όχι αυτενεργό)

$$(\alpha) \quad W_1 = F_1 - F_2 = 350 - 160 = 190 \text{ kp}$$

$$(\beta) \quad W_2 = 190 \frac{0.5}{18} = 5.28 \text{ kp}$$

1.1.9 ΑΣΚΗΣΗ

Μια μεταφορική ταινία κινείται με μια αλυσίδα, μειωτήρα και ένα συμπλέκτη υπερφόρτισης τύπου δίσκου από ένα ηλεκτροκινητήρα (3+0, 1N₁) KW, 1200 RPM. Ο συμπλέκτης συνδέεται στον άξονα του κινητήρα και ρυθμίζεται για 200% υπερφόρτιση από την ονομαστική στρέψη του Η/Κ για να προστατεύσει τον ιμάντα στην περίπτωση που εμφανιστεί εμπόδιο. Ο συντελεστής τριβής εκκίνησης είναι 0,4 και κατά τη διάρκεια της ολίσθησης 0,3. Μια κατάλληλη εξωτερική διάμετρος για το πολύσφηνο του άξονα είναι (50+N₂) mm. Να καθοριστούν τα χαρακτηριστικά του δισκοσυμπλέκτη και ο χρόνος σύμπλεξης ώστε να αποκτηθεί πλήρης ταχύτητα μετά την απομάκρυνση ενός εμποδίου από τον ιμάντα. Η μάζα του ιμάντα και του φορτίου (22+N₁+N₂) x 10³ kg, η σχέση μετάδοσης μεταξύ του ηλεκτροκινητήρα και της τροχαλίας του ιμάντα είναι 157, οι απώλειες τριβής 40%, η πλήρης ταχύτητα 0,3 m/s και η διάμετρος της τροχαλίας του ιμάντα 750 mm.

N₁ = άθροισμα γραμμάτων ονόματος, N₂ = άθροισμα γραμμάτων επωνύμου

ΛΥΣΗ :

Ισχύς : N = 35 KW

στροφ : n = 1200 rpm

συμπλέκτης 200% υπερφόρτιση

f₁ = 0.4 και f₂ = 0.3

d_π = 65 mm

m = 3x10⁴ kg

i = 157

40% απώλειες τριβής

v = 0.3 m/s

d_T = 750 mm

Ταχύτητα :

$$\omega = \frac{2\pi}{60} n = \frac{2\pi}{60} \times 1200 = 125.7 \text{ rad/sec}$$

Ισχύς :

$$N = 3725 \text{ W} = 3725 \text{ N} \cdot \text{m/sec}$$

Ονομαστική στρέψη :

$$T = N/\omega = \frac{3725 \text{ N} \cdot \text{m sec}}{125.7 \text{ sec}} = 29.6 \text{ N} \cdot \text{m}$$

Στρέψη εμπλοκής :

$$T_g = 2T = 59.2 \text{ N} \cdot \text{m} = 592 \text{ kp} \cdot \text{cm}$$

$$\text{Εστω } d = 90^\Phi \quad \text{και} \quad D = 120^\Phi \quad (d_\pi = 65^\Phi) \quad \frac{d}{D} = (0.6 \div 0.8)$$

Δέχομαι μέση πίεση :

$$p_a = 2 \text{ kp/cm}^2 \quad (\text{πιν 3.6, σελ.121})$$

Θα υπολογίσουμε πιο κάτω τις απαιτούμενες επιφάνειες τριβής

α) με ομοιόμορφη φθορά

β) με ομοιόμορφη πίεση

Ομοιόμορφη φθορά

1. Αξονική δύναμη :

$$F = \frac{\pi p_a d}{2} (D - d)$$

$$= \frac{\pi \times 2 \frac{kp}{cm^2} \times 9}{2} (12 - 9) = 85 kp$$

2. Αριθμός τριβομένων επιφανειών :

$$T = z \frac{Ff}{4} (D + d)$$

$$592 = z \frac{(85)(0.4)}{4} (12 + 9)$$

$$z = 3.3$$

Ομοιόμορφη πίεση

1. Αξονική δύναμη :

$$F = \frac{\pi p_a}{4} (D^2 - d^2)$$

$$= \frac{\pi \times 2}{4} (12^2 - 9^2) = 99 kp$$

2. Αριθμός τριβομένων επιφανειών :

$$T = z \frac{Ff}{3} \frac{D^3 - d^3}{D^2 - d^2}$$

$$592 = z \frac{(99)(0.4)}{3} \frac{12^3 - 9^3}{12^2 - 9^2}$$

$$z = 2.82$$

Θα χρησιμοποιήσω τελικά 2 εσωτερικά σφηνωμένους δίσκους, μεταξύ 3 εξωτερικά σφηνωμένων άρα

$$z = 4$$

Τότε θα είναι :

$$F = \frac{4T}{zf(D+d)} = \frac{4 \times (592)}{4 \times (0.4)(12+9)} = 70 kp$$

και

$$p_a = \frac{2F}{\pi d(D-d)} = \frac{2(70)}{\pi(9)(12-9)} = 1.65 kp/cm^2$$

ή

$$F = \frac{3T}{zf} \cdot \frac{D^2 - d^2}{D^3 - d^3} = \frac{3(592)}{4(0.4)} \cdot \frac{12^2 - 9^2}{12^3 - 9^3} = 1110 \frac{63}{999} = 70$$

$$F = 70 kp$$

και

$$p_a = \frac{4F}{\pi(D^2 - d^2)} = \frac{4(70)}{\pi(12^2 - 9^2)} = 1.41 \text{ kp/cm}^2$$

Η τριβή ολίσθησης είναι μικρότερη από τη στατική και έτσι η ροπή γίνεται :

$$T = \frac{0.3}{0.4} 592 \text{ kp} \cdot \text{cm} = 444 \text{ kp} \cdot \text{cm}$$

Η τροχαλία της μεταφορικής ταινίας έχει το 1/157 της ταχύτητας του κινητήρα και η δύναμη στον μάντα είναι περίπου απώλεια τριβής:

$$T_{\tau p} = 71620 \frac{0.6N}{n_T} = 71620 \frac{0.6(1.36 \times 5) PS}{(1200/157)} = 38230 \text{ kp} \cdot \text{cm}$$

$$F = \frac{2T_{\tau p}}{d_{\tau p}} = \frac{2 \times 38230}{75} = 1020 \text{ kp}$$

Η ώθηση ισούται με την ορμή :

$$F \cdot t = m \cdot v$$

$$(10200 \text{ N})t = (30000 \text{ kg})(0.3 \text{ m/sec}) \Rightarrow \boxed{t = 1.13 \text{ sec}}$$

ή

$$\left. \begin{array}{l} v = v_0 + \gamma \cdot t \Rightarrow v = \gamma \cdot t \\ \gamma = \frac{F}{m} \end{array} \right\} \Rightarrow t = \frac{v}{\gamma} = \frac{vm}{F} \quad \text{ή} \quad \boxed{F \cdot t = m \cdot v}$$

1.2 ΑΣΚΗΣΕΙΣ ΠΡΟΣ ΕΠΙΛΥΣΗ

1.2.1 ΑΣΚΗΣΗ

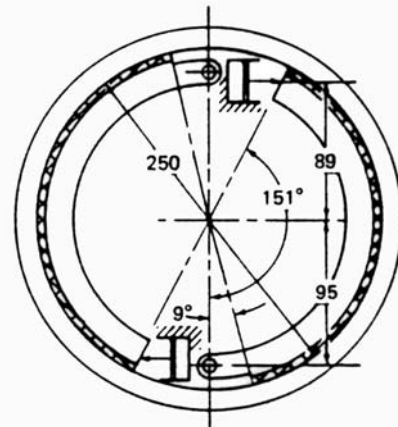
Δύο αυτενεργά πέδιλα με δύο ξεχωριστούς υδραυλικούς κυλίνδρους, χρησιμοποιούνται στα μπροστινά φρένα αυτοκινήτου. Το πλάτος των πεδίων αυτών είναι 50 mm και η διάμετρος των υδραυλικών κυλίνδρων 28 mm . Η εξωτερική διάμετρος των τροχών είναι 700 mm . Ο συντελεστής τριβής μεταξύ φερμουίτ και τυμπάνου είναι 0.3 , ενώ μεταξύ ελαστικού και οδοστρώματος 0.6 . Η μάζα του αυτοκινήτου είναι 1400 kg και η δύναμη φρεναρίσματος κατανέμεται κατά 60% στους μπροστινούς και 40% στους πίσω τροχούς σε επιβράδυνση από 100 km/h .

- Προσδιορίστε τις δυνάμεις στους τροχούς λίγο πριν από την ολίσθηση των τροχών, θεωρώντας ότι όλοι οι τροχοί αρχίζουν να ολισθαίνουν την ίδια στιγμή.
- Σε ποιά απόσταση και χρόνο μπορεί να σταματήσει το αυτοκίνητο.
- Προσδιορίστε την ροπή πέδησεως των μπροστινών τροχών.
- Προσδιορίστε την μέγιστη πίεση των φερμουίτ, τις ροπές, τις ενεργούσες δυνάμεις και την υδραυλική πίεση.

1.2.2 ΑΣΚΗΣΗ

Στο σχήμα φαίνεται το δεξί εμπρόσθιο φρένο ενός οχήματος, του οποίου οι σιαγόνες έχουν πλάτος 50 mm και ο υδραυλικός κύλινδρος διάμετρο 28 mm . Η εξωτερική διάμετρος του ελαστικού είναι 700 mm . Ο συντελεστής τριβής μεταξύ του υλικού τριβής και του τυμπάνου είναι 0.3 και μεταξύ ελαστικού και οδοστρώματος 0.6 . Η μάζα του οχήματος είναι 1150 kg , η δύναμη της οποίας κατανέμεται κατά 60% στους εμπρόσθιους και κατά 40% στους οπίσθιους τροχούς κατά την επιβράδυνση από αρχική ταχύτητα 100 km .

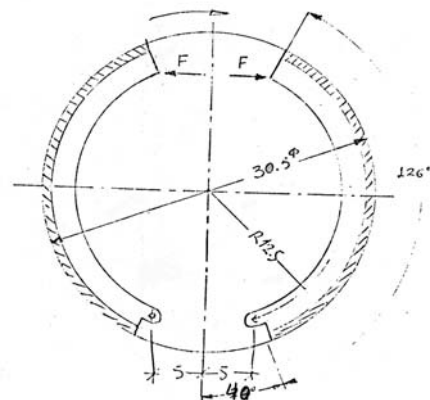
- Υπολογίστε τις δυνάμεις στους τροχούς.
- Υπολογίστε το μήκος και το χρόνο επιβράδυνσης.
- Υπολογίστε τη ροπή πέδησης σε κάθε σιαγώνα και την απαιτούμενη πίεση του λαδιού.
- Αν η πίεση του λαδιού είναι 20% μικρότερη από την προηγούμενη πόσο επί 215% μεταβάλλεται το μήκος επιβράδυνσης;



1.2.3 ΑΣΚΗΣΗ

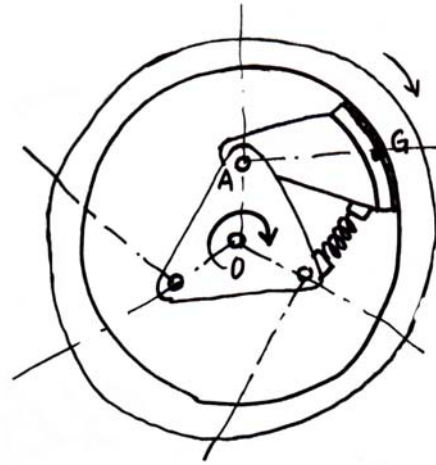
Το φρένο του σχήματος έχει διάμετρο 30.5 cm και η μετάδοση της κίνησης γίνεται από ένα μηχανισμό που μεταφέρει την ίδια δύναμη σε κάθε πέλμα. Τα πέλματα είναι ίδια και έχουν πλάτος 3.17 cm . Η επένδυση είναι κατασκευασμένη από χυτοάσβεστο και έχει συντελεστή τριβής 0.32 και μέγιστη πίεση 10 kp/cm^2 .

- Προσδιορίστε την δύναμη F .
- Υπολογίστε τις αντιδράσεις στο σημείο αρθρώσεως.



1.2.4 ΑΣΚΗΣΗ

Ενας φυγόκεντρικός συμπλέκτης επιβατικού αυτοκινήτου αποτελείται από ένα εξωτερικό τύμπανο με εσωτερική διάμετρο $D = 300 \text{ mm}$ (κινούμενο) και ένα κινητήριο σύστημα με ένα τριγωνικό στοιχείο που έχει στις γωνίες του στερεωμένα με πείρους τρία πέλματα. Με ένα ελατήριο το κάθε πέλμα κρατιέται μακριά από το τύμπανο στην ακινησία. Όταν οι στροφές της μηχανής (και του τριγώνου) περάσουν τις $500 / 1'$ τότε τα πέλματα έρχονται σε επαφή με το εξωτερικό τύμπανο και σε μεγαλύτερες στροφές η φυγόκεντρη δύναμη τα συμπιέζει πάνω στο τύμπανο έτσι που να μεταφέρεται η περιστροφική κίνηση με τριβή. Αν το πλάτος τυμπάνου και πελμάτων είναι 60 mm , το βάρος κάθε πέλματος 0.800 kp θεωρούμενο στο κέντρο βάρους, σημείο G , γωνία $\hat{G}AO = \pi/2$, ακτίνα $(AO) = 75 \text{ mm}$, ο συντελεστής τριβής $f = 0.5$.



α) Να βρεθεί η σχέση ισχύος με αριθμό στροφών και να χαραχτεί σε διάγραμμα από 500 ως $4000 \text{ στρ} / 1'$.

β) Παρόμοια να χαραχτεί το διάγραμμα ροπής στρέψης / αριθμού στροφών.

γ) Όταν αφήσουμε το γκάτζι ενώ το όχημα κινείται με μεγάλη ταχύτητα, θα έχουμε βαθμιαία μείωση ταχύτητας. Σε ποια τέτοια ταχύτητα θα γίνει η αποσύμπλεξη.

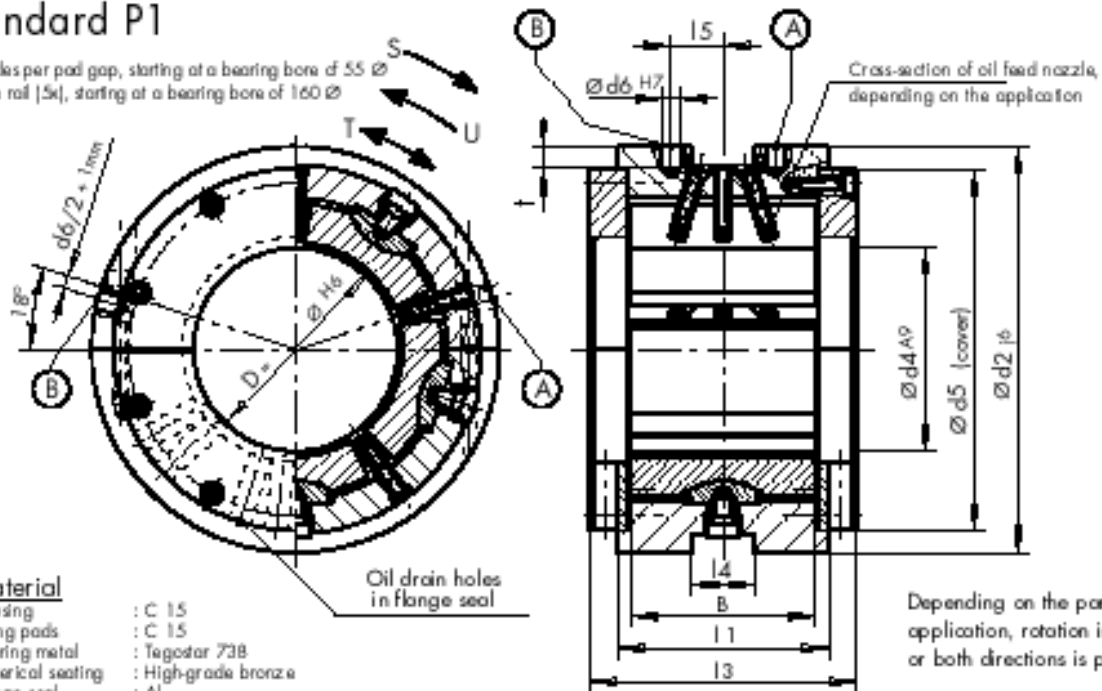
ΦΥΛΛΑΔΙΟ ΑΣΚΗΣΕΩΝ

ΣΤΟΙΧΕΙΩΝ ΜΗΧΑΝΩΝ ΙΙ

ΕΔΡΑΝΑ ΟΛΙΣΘΗΣΗΣ

Standard P1

3 nozzles per pad gap, starting at a bearing bore of 55 \varnothing
Nozzle rail [5k], starting at a bearing bore of 160 \varnothing



Material

Housing	: C 15
Tilting pads	: C 15
Bearing metal	: Tegostar 738
Spherical seating	: High-grade bronze
Flange seal	: Al

1.1 ΑΣΚΗΣΕΙΣ ΕΔΡΑΝΩΝ ΟΛΙΣΘΗΣΗΣ

1.1.1 ΑΣΚΗΣΗ

Ένα πλήρες έδρανο ολίσθησης έχει διάμετρο 30 mm και $\ell/d = 1$. Το φορτίο του εδράνου είναι 1440 Nt και ο άξονας περιστρέφεται στις 1200 rpm. Χρησιμοποιήσατε ακτινική χάρη 20 μm και μια μέση τιμή για το ιξώδες είναι 50 mPas, και βρήτε το ελάχιστο πάχος του λιπαντικού, τις απώλειες ισχύος και την πλευρική ροή λιπαντικού.

ΛΥΣΗ :

Η μέση πίεση του φίλμ είναι,

$$p_m = \frac{W}{2r\ell} = \frac{1440\text{Nt}}{2 \times 0.030 / 2 \times 0.030\text{m}} = 1.6\text{MPa}$$

Οι στροφές $N = 1200 \text{ rpm} = 20 \text{ rev/s}$, και το

$$\frac{r}{c} = \frac{d}{2c} = \frac{30\text{mm}}{2 \times 20 \times 10^{-3}\text{mm}} = 750$$

Ο αριθμός Sommerfeld είναι,

$$S = \left(\frac{r}{c}\right)^2 \frac{\mu N}{p_m} = (750)^2 \frac{50 \times 10^{-3} \text{ Pa s} \times 20 \text{ rev/s}}{1.6 \times 10^6 \text{ Pa}} = 0.35$$

Για $S = 0.35$, $\ell/d = 1$ έχουμε

$$\frac{h_0}{c} = 0.65, \quad \frac{r}{c} f = 9.5, \quad \frac{Q}{rcN\ell} = 3.85 \quad \text{και} \quad \frac{Q_s}{Q} = 0.42$$

Άρα,

$$h_0 = 0.65c = 0.65 \times 20 \mu\text{m} = 13 \mu\text{m}$$

ή

$$\boxed{h_0 = 13 \mu\text{m}}$$

Επίσης,

$$f = \frac{9.5}{r/c} = \frac{9.5}{750} = 0.0127$$

Οι απώλειες ισχύος λόγω τριβής στο έδρανο είναι,

$$P = T\omega = fWr\omega = 0.0127 \times 1440 \text{ N} \times 0.015 \text{ m} \times 2\pi \times 20 \text{ rad/s} = 35 \text{ W}$$

$$\boxed{P = 35 \text{ W}}$$

Τέλος

$$Q = 3.85 \times 0.015 \text{ m} \times 20 \times 10^{-6} \text{ m} \times 20 \text{ rev/s} \times 0.030 \text{ m} = 6.93 \times 10^{-7} \text{ m}^3 / \text{s} = 2.5 \text{ lt/h}$$

και

$$Q_s = 0.42Q = 0.42 \times 2.5 \text{ lt/h} = 1.05 \text{ lt/h}$$

$$\boxed{Q_s = 1.05 \text{ lt/h}}$$

ΥΠΟΛΟΓΙΣΜΟΣ ΕΔΡΑΝΟΥ ΟΛΙΣΘΗΣΕΩΣ			
Δεδομένα του εδράνου ολισθήσεως			
Διάμετρος άξονα	$d =$	30.00	mm
Μήκος εδράνου	$l =$	30.00	mm
Λόγος μήκους / διάμετρο	$l / d =$	1.00	
Ακτινική χάρη	$c =$	0.020	mm
Φορτίο εδράνου	$W =$	1440.00	N
Στροφές άξονα	$N =$	20.00	rev/s
Στροφές άξονα	$\omega = 2\pi N =$	125.66	rad/s
Ιξώδες	$\mu =$	0.050	Pa.s
Στοιχεία που υπολογίζονται			
Μέση πίεση λειτουργίας	$p_m = W/(dl)$	1.6	MPa
Λόγος (r/c)	$(r/c) =$	750	
Αριθμός Sommerfeld	$S = (r/c)^2 \mu N / p_m =$	0.3516	
Ελάχιστο πάχος λιπαντικού	$h_o / c =$	0.6500	
Ελάχιστο πάχος λιπαντικού	$h_o =$	0.0130	mm
Αδιάστατος συντελεστής τριβής	$f(r/c) =$	9.5	
Συντελεστής τριβής	$f =$	0.0127	
Αδιάστατη ολική ροή λιπαντικού	$Q / (rcNl) =$	3.85	
Ολική ροή λιπαντικού	$Q =$	2.49	lt / h
Αδιάστατη πλευρική ροή λιπαντικού	$Q_s / Q =$	0.42	
Πλευρική ροή λιπαντικού	$Q_s =$	1.05	lt / h
Ροπή τριβής	$M_t = f W r =$	0.27	Nm
Απώλειες ισχύος	$N_f = M_t \omega =$	34.38	Watt

1.1.2 ΑΣΚΗΣΗ

Ένα κυλινδρικό έδρανο ολίσθησης έχει διάμετρο 80 mm και λόγο $l/d = 1$ και λειτουργεί στις 8 rev/s. Χρησιμοποιείται λιπαντικό SAE-30 σε θερμοκρασία εισόδου 60°C. Το ακτινικό φορτίο είναι 3000N και η ακτινική χάρη είναι 40μm. Να προσδιορίσετε την αύξηση της θερμοκρασίας στο έδρανο, το ελάχιστο πάχος λιπαντικού, το σημείο ισορροπίας του άξονα στο έδρανο, τις απώλειες ισχύος και την πλευρική ροή του λιπαντικού.

ΛΥΣΗ :

Εστω ότι η αύξηση της θερμοκρασίας του λιπαντικού μέσα στο έδρανο είναι $\Delta T = 10^\circ\text{C}$. Επομένως η μέση θερμοκρασία του λαδιού στο έδρανο είναι $T_m = 65^\circ\text{C}$. Το αντίστοιχο ιξώδες για SAE-30 είναι, $\mu = 22 \text{ mPas}$, ο λόγος $(r/c) = 10^3$, η μέση πίεση είναι,

$$p = \frac{W}{ld} = \frac{3000\text{N}}{0.080\text{m} \times 0.080\text{m}} = 0.469\text{MPa}$$

και επομένως ο αριθμός Sommerfeld δίνεται από

$$S = \left(\frac{r}{c}\right)^2 \frac{\mu N}{p_m} = (10^3)^2 \frac{22 \times 10^{-3} \text{ Pa s} \times 8 \text{ rev/s}}{0.469 \times 10^6 \text{ Pa}} = 0.375$$

Για $S = 0.375$ και $l/d = 1$ έχουμε

$$\frac{h_o}{c} = 0.66, \quad \varphi = 68^\circ, \quad \frac{r}{c} f = 7.9, \quad \frac{Q}{rcNl} = 3.8 \quad \text{και} \quad \frac{Q_s}{Q} = 0.40$$

Η διαφορά θερμοκρασίας που προκύπτει για έδρανο με τα πιο πάνω στοιχεία είναι

$$\Delta T_{o_c} = \frac{8.30 \times 10^{-6} p}{[1 - 0.5(Q_s/Q)]} \frac{(r/c)f}{(Q/rcN\ell)} = \frac{8.30 \times 10^{-6} \times 0.469 \times 10^6 Pa \cdot 7.9}{[1 - 0.5(0.4)]} \frac{1}{3.8} = 10^0 C$$

Λόγω πολύ καλής αρχικής προσέγγισης της διαφοράς θερμοκρασίας το αποτέλεσμα είναι αυτό που αρχικώς θεωρήθηκε. Αν δεν ήταν θα επαναλαμβανόταν η διαδικασία με νέα ΔT , έτσι ώστε η διαφορά αρχικής θεώρησης και υπολογισμένης θερμοκρασιακής διαφοράς να είναι μικρότερη ή ίση με ένα περίπου βαθμό. Επομένως

$$\Delta T_{o_c} = 10^0 C$$

Το ελάχιστο πάχος λιπαντικού είναι

$$h_0 = 0.66c = 0.66 \times 40 \mu m = 26.4 \mu m$$

$$\boxed{h_0 = 26.4 \mu m}$$

Η εκκεντρότητα βρίσκεται ως εξής,

$$e = c - h_0 = (40 - 26.4) \mu m = 13.6 \mu m$$

Άρα το κέντρο του άξονα βρίσκεται σε εκκεντρότητα $e = 13.6 \mu m$ σε γωνία συμπεριφοράς

$$\boxed{\varphi = 68^0}$$

Ο συντελεστής τριβής είναι

$$f = \frac{7.9}{r/c} = \frac{7.9}{10^3} = 0.0079$$

Οι απώλειες ισχύος λόγω τριβής στο έδρανο είναι,

$$P = T\omega = fWr\omega = 0.0079 \times 3000 N \times 0.040 m \times 2 \pi \times 8 \text{ rad/s} = 48 W$$

$$\boxed{P = 48 W}$$

Τέλος

$$Q = 3.8 \times 0.040 m \times 40 \times 10^{-6} m \times 8 \text{ rev/s} \times 0.080 m = 3.9 \times 10^{-6} m^3 / s = 14 \text{ lt/h}$$

και

$$Q_s = 0.40Q = 0.40 \times 14 \text{ lt/h} = 5.6 \text{ lt/h}$$

Έτσι η πλευρική ροή λιπαντικού βρέθηκε

$$\boxed{Q_s = 5.6 \text{ lt/h}}$$

ΥΠΟΛΟΓΙΣΜΟΣ ΕΔΡΑΝΟΥ ΟΛΙΣΘΗΣΕΩΣ			
Δεδομένα του εδράνου ολισθήσεως			
Διάμετρος άξονα	$d =$	80.00	mm
Μήκος εδράνου	$l =$	80.00	mm
Λόγος μήκους / διάμετρο	$l/d =$	1.00	
Ακτινική χάρη	$c =$	0.040	mm
Φορτίο εδράνου	$W =$	3000.00	N
Στροφές άξονα	$N =$	8.00	rev/s
Στροφές άξονα	$\omega = 2\pi N =$	50.27	rad/s
Θερμοκρασία εισόδου λαδιού SAE30	$T_1 =$	60.00	°C
Στοιχεία που υπολογίζονται			
Έστω άνοδος θερμοκρασίας	$\Delta T =$	10.00	°C
Μέση θερμοκρασία στο έδρανο	$T_m =$	65.00	°C
Ιξώδες	$\mu =$	0.022	Pa.s
Λόγος r/c	$(r/c) =$	1000.00	
Μέση πίεση στο λιπαντικό	$p_m =$	468750.00	Pa
Αριθμός Sommerfeld	$S = (r/c)^2 \mu N/p_m =$	0.3755	
Ελάχιστο πάχος λιπαντικού	$h_o / c =$	0.6600	
Ελάχιστο πάχος λιπαντικού	$h_o =$	0.0264	mm
Η εκκεντρότητα	$e = c - h_o$	0.0136	mm
Γωνία συμπεριφοράς	$\varphi =$	68.00	deg
Αδιάστατος συντελεστής τριβής	$f(r/c) =$	7.90	
Συντελεστής τριβής	$f =$	0.0079	
Αδιάστατη ολική ροή λιπαντικού	$Q / (rcNl) =$	3.80	
Ολική ροή λιπαντικού	$Q =$	14.01	lt/h
Αδιάστατη πλευρική ροή λιπαντικού	$Q_s / Q =$	0.40	
Πλευρική ροή λιπαντικού	$Q_s =$	5.60	lt/h
Η διαφορά θερμοκρασίας του λαδιού	$\Delta T = \frac{8.30 \times 10^{-6} p}{[1 - 0.5(Q_s/Q)]} \frac{(r/c)f}{(Q/rcNl)}$	10.11	°C
Ροπή τριβής	$M_t = fWr =$	0.95	Nm
Απώλειες ισχύος	$N_f = M_t \omega =$	47.65	W

1.1.3 ΑΣΚΗΣΗ

Το στροφέιο σύγχρονης ηλεκτρογεννήτριας ζυγίζει 2.5 τόνους και στηρίζεται σε δύο έδρανα ολίσθησης στα δύο του άκρα. Αν η ταχύτητα περιστροφής είναι 3000 rpm.

(α) Να υπολογιστούν με την εμπειρική μέθοδο οι κύριες διαστάσεις των εδράνων.

(β) Να υπολογιστεί η κρίσιμη ταχύτητα του στροφείου (θεωρούμενου άκαμπτου).

(γ) Να υπολογίσετε τις συνθήκες λειτουργίας δηλαδή ροή λιπαντικού και θερμοκρασία αυτού.

ΛΥΣΗ

Η διάμετρος του στροφείου εξαρτάται από το φορτίο του, το υλικό του και την απόσταση των εδράνων. Θα υποθέσουμε λοιπόν την διάμετρό του.

Εστω $d = 150\text{mm}$. Επίσης δέχομαι ότι το μήκος του εδράνου είναι όσο και η διάμετρος $\ell = 150\text{mm}$.

Επομένως $\ell/d = 1$. Από πίνακα 4.3 για μέσο αριθμό στροφών και υλικό εδράνου λευκό μέταλλο έστω $c/d = 10^{-3}$ οπότε $c = 150\mu\text{m}$.

Η μέση πίεση στο έδρανο θα είναι,

$$p = \frac{W}{2d\ell} = \frac{25000\text{N}}{2 \times 0.15\text{m} \times 0.15\text{m}} = 0.555 < 0.8\text{MPa} = p_{επ}$$

Η επιτρεπόμενη πίεση φαίνεται στον πίνακα 4.2 για στροβιλομηχανές, λευκό μέταλλο στο έδρανο και από χάλυβα ο στροφέας. Επιβεβαιώνεται εδώ η σωστή επιλογή του λόγου $0.8 < \ell/d = 1 < 1.25$.

Η ταχύτητα είναι

$$v = \pi dN = \frac{\pi \times 0.15}{60} \times 3000 = 23\text{m/s} < 60\text{m/s}$$

Επιλέγω λάδι SAE-10 σε θερμοκρασία εισόδου $T_1 = 90^\circ\text{C}$ και $\Delta T = 5^\circ\text{C}$.

Η μέση θερμοκρασία λειτουργίας θα είναι

$$T_m = T_1 + \frac{\Delta T}{2} = 92.5^\circ\text{C}$$

Τότε το ιξώδες βρίσκεται $\mu = 5.38\text{mPa s}$ και ο αριθμός Sommerfeld υπολογίζεται,

$$S = \left(\frac{r}{c}\right)^2 \frac{\mu N}{p_m} = (500)^2 \frac{5.38 \times 10^{-3}\text{Pa s} \times 50\text{rev/s}}{0.555 \times 10^6\text{Pa}} = 0.12$$

Για $S = 0.12$, $\ell/d = 1$ έχουμε

$$\frac{r}{c} f = 3.2, \quad \frac{Q}{rcN\ell} = 4.3$$

και

$$\frac{Q_s}{Q} = 0.68$$

Η διαφορά θερμοκρασίας που προκύπτει για έδρανο με τα πιο πάνω στοιχεία είναι

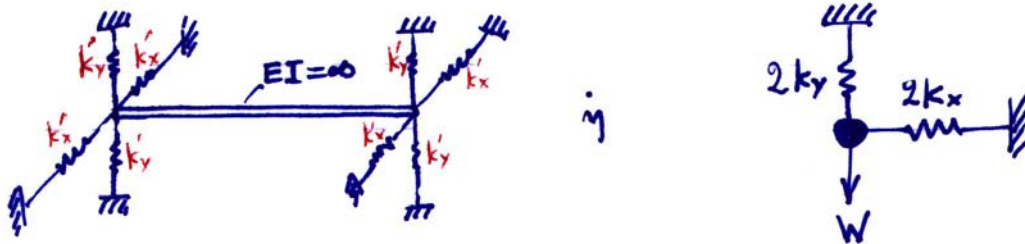
$$\Delta T_{\circ\text{C}} = \frac{8.30 \times 10^{-6} p}{[1 - 0.5(Q_s/Q)]} \frac{(r/c)f}{(Q/rcN\ell)} = \frac{8.30 \times 0.555}{[1 - 0.5 \times 0.68]} \frac{3.2}{4.6} = 4.8^\circ\text{C}$$

Η τιμή αυτή της διαφοράς θερμοκρασίας είναι πολύ κοντά στην αρχικά υποθεθείσα και έτσι δεν επαναλαμβάνω την διαδικασία και δέχομαι την $\Delta T_{\circ\text{C}} \cong 5^\circ\text{C}$

Παρατήρηση : Κριτήριο επιλογής του λαδιού και της θερμοκρασίας του ήταν ο αριθμός Sommerfeld σε σχέση με τον λόγο $\ell / d = 1$, να δίνει τιμές στην γραμμοσκιασμένη περιοχή όπου έχουμε βέλτιστη λειτουργία.

β) Κρίσιμη ταχύτητα.

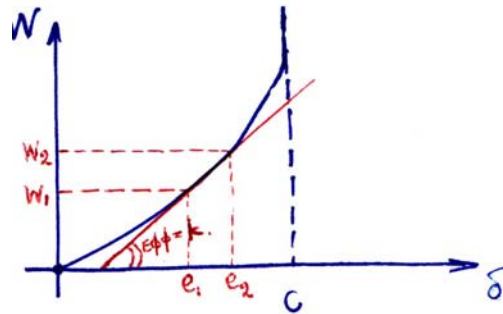
Επειδή ο άξονας είναι άκαμπτος το μοντέλο είναι :



Είναι γνωστό ότι η σταθερά ελατηρίου ενός εδράνου είναι μη γραμμική συνάρτηση.

Η παραμόρφωση δ ουδέποτε γίνεται μεγαλύτερη από την ακτινική χάρη c . Η δε κλίση δεν είναι σταθερή :

$$\frac{dW}{d\delta} = k$$



Θα υποθέσουμε λοιπόν στις συνθήκες λειτουργίας μια μικρή σχετικά μεταβολή του φορτίου, και θεωρώντας γραμμικό το ελατήριο στη μικρή αυτή περιοχή θα υπολογίσουμε την κλίση δηλαδή το k . Έτσι θα έχουμε μια αρκετά κοντινή προσέγγιση των κρίσιμων ταχυτήτων.

Εστω το φορτίο

$$W_1 = 1250 \text{ kp}$$

$$S = 0.12$$

$$\frac{h_o}{c} = 0.39 \rightarrow h_o = 0.39c$$

και

$$\frac{d}{c} = 10^3 \Rightarrow c = d \times 10^{-3}$$

$$h_o = 0.39d \times 10^{-3} = 0.39 \times 150 \times 10^{-3} \text{ mm} = 58.5 \times 10^{-3} \text{ mm}$$

και άρα η μετατόπιση :

$$e_1 = c - h_o = 91.5 \times 10^{-3} \text{ mm}$$

Από (σχ. 4.13) βρίσκω : $\varphi = 51^\circ$ οπότε :

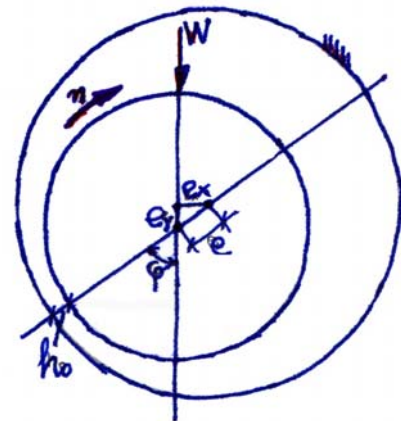
$$e_{x1} = e_1 \sin \varphi = 71.108 \times 10^{-3} \text{ mm}$$

$$e_{y1} = e_1 \cos \varphi = 57.583 \times 10^{-3} \text{ mm}$$

Εστω τώρα

$$W_2 = W_1 + \Delta W = 1300 \text{ kp}$$

Τότε :



$$p_m = \frac{13000}{0.15 \times 0.15} = 0.577 \text{ MPa}$$

$$S = (500)^2 \frac{0.005382 \times 50}{0.577 \times 10^6} = 0.116$$

$$\frac{h_o}{c} = 0.38$$

$$h_o = 0.38c = 57 \times 10^{-3} \text{ mm}$$

$$e_2 = c - h_o = 93 \times 10^{-3} \text{ mm}$$

$$\varphi = 50^\circ$$

$$e_{x_2} = e_2 \sin \varphi = 71.242 \times 10^{-3} \text{ mm}$$

$$e_{y_2} = e_2 \cos \varphi = 59.779 \times 10^{-3} \text{ mm}$$

Αρα

$$k_{yy} = \frac{W_2 - W_1}{e_{y_2} - e_{y_1}} = \frac{500 \text{ N}}{2.196 \times 10^{-6} \text{ m}} = 2.2768 \times 10^8 \text{ N/m}$$

$$k_{xy} = \frac{W_2 - W_1}{e_{x_2} - e_{x_1}} = \frac{500 \text{ N}}{0.134 \times 10^{-6} \text{ m}} = 37.3134 \times 10^8 \text{ N/m}$$

Οπότε θεωρώντας τα ελατήρια των δύο εδράνων, και πρακτικά, ακριβώς ίδια θα έχω :

$$\omega_y = \sqrt{\frac{2k_{yy}}{m}} = \sqrt{\frac{2 \times 2.2768 \times 10^8}{50}} = 3018 \text{ s}^{-1} = 28800 \text{ rpm}$$

$$\omega_x = \sqrt{\frac{2k_{xy}}{m}} = \sqrt{\frac{2 \times 37.3134 \times 10^8}{50}} = 12216 \text{ s}^{-1} = 115000 \text{ rpm}$$

Οι στροφές λειτουργίας είναι λοιπόν πολύ μακριά από τον συντονισμό.

γ) Στο ερώτημα (α) είδαμε ότι το λάδι SAE-10 μπαίνει σε θερμοκρασία $T_1 = 90^\circ\text{C}$ και βγαίνει σε $T_2 = 95^\circ\text{C}$.

Επειδή $S = 0.12$ από (σχ. 4.15) :

$$\frac{Q}{rcN\ell} = 4.3$$

Αλλά :

$$r = 75 \text{ mm} = 7.5 \text{ cm}$$

$$c = 150 \times 10^{-3} \text{ mm} = 15 \times 10^{-3} \text{ cm}$$

$$N = 3000 \text{ rpm}$$

$$\ell = 150 \text{ mm} = 15 \text{ cm}$$

Οπότε

$$Q = 4.3(7.5)(15 \times 10^{-3})(3000)(15) = 21768 \text{ cm}^3/\text{min}$$

$$Q = 21 \text{ lt}/\text{min}$$

Επίσης

$$\frac{Q_s}{Q} = 0.69$$

$$Q_s = 0.69 \times Q \cong 15 \text{ lt/min}$$

Οπότε για κάθε έδρανο ισχύει

$$Q_{ολ} = Q + Q_s = 36 \text{ lt/min}$$

ΥΠΟΛΟΓΙΣΜΟΣ ΕΔΡΑΝΟΥ ΟΛΙΣΘΗΣΕΩΣ			
Δεδομένα του εδράνου ολισθήσεως			
Διάμετρος άξονα	$d =$	150.00	mm
Μήκος εδράνου	$l =$	150.00	mm
Λόγος μήκους / διάμετρο	$l/d =$	1.00	
Ακτινική χάρη	$c =$	0.150	mm
Φορτίο εδράνου	$W =$	12500.00	N
Στροφές άξονα	$N =$	50.00	rev/s
Στροφές άξονα	$\omega = 2\pi N =$	314.16	rad/s
Γραμμική ταχύτητα	$u = \pi dN =$	23.56	m/s
Θερμοκρασία εισόδου λαδιού SAE10	$T_1 =$	90.00	°C
Στοιχεία που υπολογίζονται			
Έστω άνοδος θερμοκρασίας	$\Delta T =$	5.00	°C
Μέση θερμοκρασία στο έδρανο	$T_m =$	92.50	°C
Ιξώδες	$\mu =$	0.00538	Pa.s
Λόγος r/c	$(r/c) =$	500.00	
Μέση πίεση στο λιπαντικό	$p_m =$	555555.56	Pa
Αριθμός Sommerfeld	$S = (r/c)^2 \mu N/p_m =$	0.1211	
Αδιάστατο ελάχιστο πάχος	$h_0/c =$	0.39	
Ελάχιστο πάχος λιπαντικού	$h_0 =$	0.0585	mm
Μετατόπιση	$e_1 = c - h_0$	0.0915	mm
Γωνία συμπεριφοράς	$\varphi =$	51.0	deg
Κατακόρυφη μετατόπιση	$e_{x1} = e_1 \sin\varphi$	0.071109	mm
Οριζόντια μετατόπιση	$e_{y1} = e_1 \cos\varphi$	0.057583	mm
Αδιάστατος συντελεστής τριβής	$f(r/c) =$	3.20	
Συντελεστής τριβής	$f =$	0.0064	
Αδιάστατη ολική ροή λιπαντικού	$Q/(rcNl) =$	4.30	
Ολική ροή λιπαντικού	$Q =$	21.77	lt/min
Αδιάστατη πλευρική ροή λιπαντικού	$Q_s/Q =$	0.68	
Πλευρική ροή λιπαντικού	$Q_s =$	14.80	lt/min
Η διαφορά θερμοκρασίας του λαδιού	$\Delta T = \frac{8.30 \times 10^{-6} p}{[1 - 0.5(Q_s/Q)]} \frac{(r/c)f}{(Q/rcNl)}$	5.20	°C
Ροπή τριβής	$M_t = fWr =$	6.00	Nm
Απώλειες ισχύος	$N_f = M_t \omega =$	1884.96	W

1.1.4 ΑΣΚΗΣΗ

Για ένα έδρανο δίνονται τα ακόλουθα στοιχεία: λιπαντικό SAE 30, θερμοκρασία λειτουργίας 65°C στροφές 1800 RPM , ακτίνα στροφέα $r = 20\text{ mm}$, διάκενο $c = 0.04\text{ mm}$ και μήκος εδράνου $l = 40\text{ mm}$. Να βρεθούν τα υπόλοιπα στοιχεία του εδράνου, αν το φορτίο του είναι $W = 2200\text{ N}$.

ΛΥΣΗ :

Η μέση πίεση είναι :

$$P = \frac{W}{2r\ell} = \frac{2200}{2 \times 20 \times 40 \times 10^{-6}} = 1.375\text{ MPa}$$

Οι στροφές :

$$N = 1800\text{ RPM} = \frac{1800}{60} = 30\text{ RPS}$$

Λάδι SAE 30, θερμοκρασία 65°C

$$\mu = 22\text{ mPasec (σχ 4.11 /145)}$$

Ο αριθμός Sommerfeld είναι,

$$S = \left(\frac{r}{c}\right)^2 \cdot \frac{\mu N}{p} = \left(\frac{20}{0.04}\right)^2 \cdot \frac{22 \times 10^{-3} \times 30}{1.375 \times 10^6} = 0.12$$

Ο συντελεστής τριβής είναι :

$$\ell/d = \ell/2r = \frac{40}{2 \times 20} = 1 \quad (\text{σχ. 4.14 /148})$$

για $S = 0.12$:

$$\left(\frac{r}{c}\right) f \cong 3.15$$

άρα

$$f = 3.15 \frac{c}{r} = 3.15 \frac{0.04}{20} = 0.0063$$

Η ροπή τριβής είναι

$$T = fWr = 0.0063 \times 2200 \times 20 \times 10^{-3} = 0.2772\text{ Nm}$$

Οι απώλειες τριβής είναι :

$$N_f = M_f \omega = 0.28\text{ Nm} \times 188.50 = 52.25\text{ W}$$

Ελάχιστο πάχος φιλμ :

$$S = 0.12, \ell/d = 1, (\text{σχ. 4.12 /146})$$

$$\frac{h_o}{c} = 0.39$$

$$h_o = 0.39c = 0.39 \times 0.04 = 0.0156\text{ mm}$$

Θέση ελάχιστου πάχους

$$S = 0.12, \ell/d = 1, (\text{σχ. 4.13/147}) \varphi = 51^{\circ}$$

Παροχή λαδιού από αντλία :

$$S = 0.12, \ell/d = 1, (\text{σχ. 4.15 /149})$$

$$\frac{Q}{rcN\ell} = 4.32$$

$$Q = 4.32rcN\ell = 4.15 \times 10^{-6} \text{ m}^3/\text{s} = 0.25 \text{ lt / min}$$

Η πλευρική παροχή είναι :

$$S = 0.12, \ell/d = 1, (\text{σχ. 4.16 /149})$$

$$\frac{Q_s}{Q} = 0.69$$

$$Q_s = 0.694 \cdot Q = 2.9 \times 10^{-6} \text{ m}^3/\text{s} = 0.17 \text{ lt / min}$$

Η μέγιστη πίεση στο φιλμ είναι :

$$S = 0.12, \ell/d = 1, (\text{σχ. 4.17 /151})$$

$$\frac{P}{P_{\max}} = 0.41$$

$$P_{\max} = \frac{P}{0.41} = 3.35 \text{ MPa}$$

Οι θέσεις ελάχιστης και μέγιστης πίεσης είναι :

$$S = 0.12, \ell/d = 1, (\text{σχ. 4.18})$$

$$\theta_{p_o} = 73^\circ, \theta_{p_{\max}} = 18^\circ$$

Η αύξηση θερμοκρασίας είναι :

$$\Delta T_{\circ C} = \frac{8.30 \times 10^{-6} p}{[1 - 0.5(Q_s/Q)]} \frac{(r/c)f}{(Q/rcN\ell)} = \frac{8.30 \times 1.375}{[1 - 0.5 \times 0.694]} \frac{3.15}{4.32} = 12.61^\circ C$$

ΥΠΟΛΟΓΙΣΜΟΣ ΕΔΡΑΝΟΥ ΟΛΙΣΘΗΣΕΩΣ			
Δεδομένα του εδράνου ολίσθησεως			
Διάμετρος άξονα	$d =$	40.00	mm
Μήκος εδράνου	$l =$	40.00	mm
Λόγος μήκους / διάμετρο	$l/d =$	1.00	
Ακτινική χάρη	$c =$	0.040	mm
Φορτίο εδράνου	$W =$	2200.00	N
Στροφές άξονα	$N =$	30.00	rev/s
Στροφές άξονα	$\omega = 2\pi N =$	188.50	rad/s
Γραμμική ταχύτητα	$u = \pi dN =$	3.77	m/s
Μέση θερμοκρασία στο έδρανο	$T_m =$	65.00	°C
Στοιχεία που υπολογίζονται			
Ιξώδες	$\mu =$	0.02200	Pa.s
Λόγος r/c	$(r/c) =$	500.00	
Μέση πίεση στο λιπαντικό	$p_m =$	1375000.00	Pa
Αριθμός Sommerfeld	$S = (r/c)^2 \mu N / p_m =$	0.1200	
Αδιάστατο ελάχιστο πάχος	$h_0/c =$	0.39	
Ελάχιστο πάχος λιπαντικού	$h_0 =$	0.0156	mm
Μετατόπιση	$e_1 = c - h_0$	0.0244	mm
Γωνία συμπεριφοράς	$\varphi =$	51.0	deg
Κατακόρυφη μετατόπιση	$e_{x1} = e_1 \sin\varphi$	0.018962	mm
Οριζόντια μετατόπιση	$e_{y1} = e_1 \cos\varphi$	0.015355	mm
Αδιάστατος συντελεστής τριβής	$f(r/c) =$	3.15	
Συντελεστής τριβής	$f =$	0.0063	
Αδιάστατη ολική ροή λιπαντικού	$Q / (rcNl) =$	4.32	
Ολική ροή λιπαντικού	$Q =$	0.25	lt / min
Αδιάστατη πλευρική ροή λιπαντικού	$Q_s / Q =$	0.69	
Πλευρική ροή λιπαντικού	$Q_s =$	0.17	lt / min
Η διαφορά θερμοκρασίας του λαδιού	$\Delta T = \frac{8.30 \times 10^{-6} p (r/c) f}{[1 - 0.5(Q_s/Q)] (Q/rcNl)}$	12.74	°C
Ροπή τριβής	$M_t = f W r =$	0.2772	Nm
Απώλειες ισχύος	$N_f = M_t \omega =$	52.25	W

1.1.5 ΑΣΚΗΣΗ

Ενας ηλεκτροκινητήρας 300kW και 730rpm κινεί στροβιλοσυμπιεστή με ένα ζευγάρι μετωπικών οδοντωτών τροχών. Ο τροχός του ηλεκτροκινητήρα έχει αρχική διάμετρο 300 mm. Το έδρανο του ΗΚ κοντά στον τροχό θεωρούμε ότι παίρνει όλη τη δύναμη από την λειτουργία του οδοντωτού τροχού και επιπλέον 25%. Το έδρανο αυτό είναι κυλινδρικό με υδροδυναμική λίπανση ($\epsilon = 0.8$).

α) Υπολογίστε τις κύριες διαστάσεις του, εκλέγοντας υλικό.

β) Υπολογίστε τις απώλειες και τη ροή λιπαντικού SAE-10 για θερμοκρασίες μέχρι 90°C στην είσοδο.

γ) Υπολογίστε τις θερμοκρασίες του λαδιού όταν το σύστημα εργάζεται στο 50% της ισχύος του.

ΛΥΣΗ :

Φορτίο εδράνου:

$$M_t = 71620 \frac{N}{n} = 71620 \frac{300 \times 1.36}{730} = 40000 \text{ kpcm}$$

$$F_t = \frac{2M_t}{d_G} = \frac{2 \times 40000}{30} = 2666 \text{ kp}$$

$$F = \frac{F_t}{\cos \varphi} = \frac{2666}{\cos 20^\circ} = 2840 \text{ kp}$$

$$F = 1.25 \times F = 3550 \text{ kp}$$

α) Εστω $\ell/d = 1$. Πρέπει

$$p_m = 0.8 \div 1.5 \text{ MPa}$$

Αν

$$\ell = d = 0.200 \text{ m}$$

τότε

$$p_m = \frac{35500 \text{ Nt}}{0.20 \times 0.20 \text{ m}^2} = 0.8875 \text{ MPa} \quad (\text{δεκτή})$$

Επίσης για υλικό εδράνου Μόλυβδο - κασσίτερο πρέπει :

$$600 < \frac{r}{c} < 1000$$

Εστω :

$$\frac{r}{c} = 1000$$

Για $T_1 = 90^\circ \text{C}$ και αν $\Delta T = 10^\circ \text{C}$ τότε

$$T_m = T_1 + \Delta T/2 = 95^\circ \text{C} = 203^\circ \text{F}$$

και

$$\mu = 0.72 \text{ mreyn} = 0.004968 \text{ Pa s}$$

Ο αριθμός Sommerfeld θα είναι :

$$S = \left(\frac{r}{c}\right)^2 \frac{\mu N}{p_m} = (10^3)^2 \cdot \frac{0.004968 \times 730/60}{0.8875 \times 10^6} = 0.068$$

Τότε από διαγράμματα (4.14 ÷ 4.16) έχω :

$$(r/c)f \cong 2.18, \quad (Q_s/Q) \cong 0.782, \quad Q/(rcN\ell) \cong 4.51$$

και

$$\Delta T = \frac{8.3 \times P}{1 - 0.5(Q_s/Q)} = \frac{(r/c)f}{Q/rcN\ell} = 5.8^\circ \text{C}$$

Επαναλαμβάνω για $\Delta T = 6^\circ \text{C}$

$$T_m = T_1 + \Delta T/2 = 93^\circ \text{C} \cong 200^\circ \text{F}$$

$$\mu = 0.75 \text{ mreyn} = 0.005175 \text{ Pa s}$$

$$S = (10^3)^2 \frac{0.005175 \times 730/60}{0.8875 \times 10^6} = 0.07$$

Αρα

$$(r/c)f = 2.2, \quad (Q_s/Q) = 0.78, \quad Q/(rcN\ell) = 4.5$$

και

$$\Delta T = \frac{8.3 \times 0.8875}{1 - 0.5 \times 0.78} \times \frac{2.2}{4.5} = 6^\circ C$$

Παρατηρώ ότι η υποθεθείσα ΔT είναι ίση με την υπολογισθείσα.

β) Οι απώλειες προέρχονται από την τριβή στο έδρανο. Ο συντελεστής τριβής είναι :

$$f \frac{r}{c} = 2.2$$

$$f = 2.2 \times 10^{-3}$$

$$M = Ffr = 3550kp \times 2.2 \times 10^{-3} \times 10 = 78.1kp\text{cm}$$

$$N = \frac{Mn}{71620} = \frac{78.1 \times 730}{71620} = 0.796PS$$

$$N = 0.796 PS$$

Η ροή λιπαντικού είναι :

$$Q = 4.5(rcN\ell) = 4.5(10 \times 10 \times 10^{-3} \times 730 \times 20) = \\ = 6570 \text{ cm}^3/\text{min} = 6.57 \text{ lt}/\text{min}$$

$$Q_s = (0.78)Q = (0.78) \times 6.5 = 5.12 \text{ lt}/\text{min}$$

$$Q_{ol} = Q + Q_s = 6.57 + 5.12 = 11.69 \text{ lt}/\text{min}$$

$$Q_{ol} = 11.69 \text{ lt}/\text{min}$$

γ) Όταν το σύστημα εργάζεται στο 50% της ισχύος του, τότε :

$$F = 1775 kp$$

$$p_m = 0.4437 MPa$$

Για

$$\Delta T = 6^\circ C \rightarrow \mu = 0.005175 Pa s$$

και

$$S = 10^6 \frac{(0.005175) \times (730/60)}{(0.4437) \times 10^6} = 0.142$$

οπότε:

$$(r/c)f = 3.6, \quad (Q_s/Q) = 0.64, \quad Q/(rcN\ell) = 4.25$$

$$\Delta T = \frac{8.3 \times 0.4437}{1 - 0.5 \times 0.64} \frac{3.6}{4.25} = 4.6^\circ C$$

Παρατηρώ ότι η μείωση του φορτίου έχει σαν αποτέλεσμα την μείωση της θερμοκρασίας του λιπαντικού.

Επαναλαμβάνοντας την διαδικασία παίρνουμε $\Delta T = 4.6^\circ C$

Τότε

$$T_m = T_1 + \Delta T/2 = 92.3^\circ C = 198.14^\circ F$$

οπότε

$$\mu = 0.77 \text{ mreyh} = 0.005313 Pa s$$

και

$$S = \frac{0.005313 \times 730/60}{0.4437} = 0.145$$

$$(r/c)f = 3.6, \quad (Q_s/Q) = 0.62, \quad Q/(rcN\ell) = 4.23$$

$$\Delta T = 4.4$$

Δέχομαι $\Delta T = 4.4^\circ C$ οπότε

$T_m = 92.2^\circ C$
$T_1 = 90^\circ C$
$T_2 = 94.4^\circ C$

Επίσης για υλικό εδράνου Μόλυβδο-κασσίτερο πρέπει :

$$600 < \frac{r}{c} < 1000$$

Εστω :

$$\frac{r}{c} = 1000$$

Επειδή $\varepsilon = 0.8$ έχουμε:

$$\frac{h_o}{c} = \frac{c-e}{c} = \frac{c-\varepsilon c}{c} = 1-\varepsilon$$

$$\frac{h_o}{c} = 0.2$$

Από διάγραμμα 4.12 έχουμε :

$$S = 0.045$$

Η δυσρευστότητα του λαδιού θα είναι:

$$\mu = \left(\frac{c}{r}\right)^2 \frac{Sp_m}{n} = (10^{-3})^2 \frac{0.045 \times 0.8875 \times 10^6}{730/60} = 3.28 \times 10^{-3} \text{ Pas}$$

Αυτή η δυσρευστότητα του SAE-10 αντιστοιχεί σε

$$T_m = 115^\circ C$$

οπότε επειδή

$$T_1 = 90^\circ C \Rightarrow \Delta T = 50^\circ C$$

$$\left(\frac{r}{c}\right)f = 1.65, \quad \frac{Q}{rcN\ell} = 4.6, \quad \frac{Q_s}{Q} = 0.84$$

$$\Delta T = \frac{8.3 \times 0.8875}{1 - 0.5 \times 0.84} \frac{1.65}{4.6} = 4.5^\circ C$$

1.1.6 ΑΣΚΗΣΗ

Ένα έδρανο ολίσθησης με λάδι λειτουργεί σε καθαρό αέρα. Η διάμετρος του άξονα είναι $d = 7.62 \text{ cm}$ και το μήκος του επίσης $l = 7.62 \text{ cm}$. Το έδρανο υποβάλλεται σε φορτίο $W = 454.5 \text{ kp}$ και ο άξονας περιστρέφεται με $N = 500 \text{ rpm}$. Η ακτινική χάρη είναι $c = 6.35 \times 10^{-3} \text{ cm}$, το λάδι είναι SAE-30 και η θερμοκρασία περιβάλλοντος $T_a = 26.6^\circ \text{C}$. Βρείτε το ιξώδες του λαδιού.

ΛΥΣΗ :

Εστω

$$T_m = 65^\circ \text{C} = 149^\circ \text{F} \Rightarrow$$

$$\mu = 3.5 \text{ mreyns} = 3.5 \times \frac{6.9 \text{ Ns}}{1000 \text{ m}^2} = 0.02415 \text{ Pas}$$

$$\boxed{\mu = 0.02415 \text{ Pas}}$$

Η μέγιστη πίεση λειτουργίας θα είναι :

$$p_m = \frac{W}{d\ell} = \frac{454.5 \text{ kp}}{7.62 \times 7.62 \text{ cm}^2} \cong 7.8 \text{ kp/cm}^2$$

$$\boxed{p_m = 782751 \text{ Pa}}$$

Ο αριθμός Sommerfeld είναι :

$$\boxed{S = \left(\frac{r}{c}\right)^2 \frac{\mu N}{p_m}}$$

$$\frac{r}{c} = \frac{3.81 \text{ cm}}{6.35 \times 10^{-3} \text{ cm}} = 0.6 \times 10^3$$

$$N = 500 \text{ rpm} = \frac{500}{60} \text{ rps}$$

Αρα

$$S = (0.6 \times 10^3)^2 \frac{(0.02415 \text{ Pas})(500/60 \text{ s}^{-1})}{782751 \text{ Pa}} = 0.0925$$

Από σχ. 4.14

$$\left(\frac{r}{c}\right) f = 2.6$$

και

$$f = 2.6 \left(\frac{c}{r}\right) = 2.6 \times \frac{1}{0.6 \times 10^3} = 0.0043$$

Η απώλεια ενέργειας λόγω τριβών είναι υπεύθυνη για την άνοδο της θερμοκρασίας. Εστω ότι όλη η ενέργεια πάει στο λάδι.

$$M_f = f W r = 0.0043 \times 454.5 \text{ kp} \times 3.81 \text{ cm} = 7.446 \text{ kp cm}$$

$$N_f = \frac{M_f n}{71620} = \frac{(7.446 \text{ kp cm})(500 \text{ rpm})}{71620} = 0.0519 \text{ PS} = 0.0519 \times 745.7 \text{ W} = 38.70 \text{ W}$$

Επομένως :

$$N_f = CA(T_b - T_a)$$

T_a = θερμοκρασία περιβάλλοντος

T_b = θερμοκρασία εδράνου

Ο συντελεστής μετάδοσης θερμότητας είναι :

$$C = 2 \frac{Btu}{hr ft^2 \text{ } ^\circ F} = 2 \times \left(5.6784 \frac{W}{m^2 \text{ } ^\circ C} \right) = 11.3568 \frac{W}{m^2 \text{ } ^\circ C}$$

$$A = 12.5 \times d \times \ell = 12.5 \times 0.0762m \times 0.0762m = 0.0726m^2$$

Αρα

$$T_b - T_a = \frac{N_f}{CA} = \frac{38.70 W}{11.3568 \cdot \frac{W}{m^2 \text{ } ^\circ C} \times 0.0726m^2} = 46.95^\circ C$$

$$T_m - T_a = 2(T_b - T_a)$$

T_m = θερμοκρασία φιλμ λαδιού (μέση) [Dentschman]

T_a = θερμοκρασία περιβάλλοντος

T_b = θερμοκρασία μέσα στο έδρανο

Αρα εφόσον

$$T_b - T_a = 47^\circ C$$

$$T_m = T_a + 2(T_b - T_a) = 26.6^\circ C + 2 \times 47^\circ C = 120^\circ C$$

Εμείς θεωρήσαμε $T_m = 65^\circ C$. Επαναλαμβάνουμε τη διαδικασία για $T_m = 100^\circ C = 212^\circ F$.

$$T_m = 212^\circ F$$

$$\mu = 1.15 mreyns = 1.15 \times \frac{6.9}{1000} Pas = 0.007935 Pas$$

$$S = 0.03$$

$$\frac{r}{c} f = 1.4$$

$$f = \frac{1.4}{(0.6 \times 10^3)} = 0.00233$$

$$M_f = 4.034 kpcm$$

$$N_f = 0.02816 PS = 21 W$$

$$T_b - T_a = 25.47^\circ C$$

$$T_m = 26.6 + 2(25.47) = 77.54^\circ C$$

Επαναλαμβάνω για $T_m = 90^\circ C$

$$T_m = 194^\circ F$$

$$\mu = 1.4 mreyns = 1.4 \times \frac{6.9}{1000} Pas = 0.00966 Pas$$

$$S = 0.037$$

$$\frac{r}{c} f = 1.5$$

$$f = 0.0025$$

$$M_f = 4.33 \text{ kpcm}$$

$$N_f = 0.030 \text{ PS} = 22.54 \text{ W}$$

$$T_b - T_a = 27.33^\circ\text{C}$$

$$T_m = 26.6 + 2(27.33) = 81.26^\circ\text{C}$$

Επομένως για $T_m = 85^\circ\text{C}$

Όταν η θερμοκρασία (T_m) είναι μικρότερη από $200^\circ\text{F} = 93^\circ\text{C}$ δεν χρειάζεται εξωτερική ψύξη.

Για το ίδιο πρόβλημα :

Εστω

$$T_m = 85^\circ\text{C} = 185^\circ\text{F}$$

Τότε

$$\mu = 1.7 \text{ mreyns} = 1.7 \times \frac{6.9}{1000} \text{ Pas} = 0.01173 \text{ Pas}$$

Άρα

$$S = \left(\frac{r}{c}\right)^2 \frac{\mu n}{p_m} = (0.6 \times 10^3)^2 \frac{(0.01173)(500/60)}{(782751)} = 0.0449$$

οπότε $\left(\frac{r}{c} f\right) = 1.7$, $(Q_s/Q) = 0.84$, $(Q/rcN\ell) = 4.6$ και επομένως

$$\Delta T = \frac{8.3 \times 10^{-6} p_m}{1 - 0.5(Q_s/Q)} \cdot \frac{(r/c) f}{(Q/(rcN\ell))}$$

Η αύξηση της θερμοκρασίας του λαδιού μέσα στο έδρανο είναι :

$$\Delta T = \frac{(8.3 \times 10^{-6})(782751)}{1 - 0.5(0.84)} \frac{1.7}{4.6} = 4.13^\circ\text{C}$$

$$T_m = T_1 + \frac{\Delta T}{2}$$

$$\Delta T = T_2 - T_1$$

$$T_1 = T_m - \frac{\Delta T}{2} = 85^\circ\text{C} - 2^\circ\text{C} = 83^\circ\text{C}$$

$$\boxed{T_1 = 83^\circ\text{C}}$$

$$\boxed{T_2 = 87^\circ\text{C}}$$

1.2 ΑΣΚΗΣΕΙΣ ΠΡΟΣ ΕΠΙΛΥΣΗ

1.2.1 ΑΣΚΗΣΗ

Το στροφέιο μικρού ατμοστρόβιλου 6000 στρ /1' ζυγίζει 1500+20 *m* (*kg*) και έχει δύο έδρανα ολίσθησης με διάμετρο 80 *mm*. Να υπολογιστούν οι κύριες διαστάσεις των εδράνων, να βρεθούν οι απώλειες για λιπαντικό SAE 10, να υπολογιστεί η απαιτούμενη ποσότητα λαδιού για θερμοκρασία εισόδου λαδιού 80°C και εξόδου μέγιστη 95°C. Μέγιστη σχετική εκκεντρότητα είναι 0.9. Γιατί δεν χρησιμοποιήσαμε εδώ έδρανα κύλισης;

1.2.2 ΑΣΚΗΣΗ

Ενα βαγόνι τρένου σχεδιασμένο για μεγάλο φορτίο λειτουργίας 90000 *kp*, έχει 12 τροχούς με διάμετρο 600 *mm*. Τα έδρανα έχουν διάμετρο 125 *mm* και τα έδρανα αποτελούνται από μόνο το άνω μισό τμήμα (το φορτίο στα έδρανα είναι προς τα πάνω) με τροφοδοσία λιπαντικού από κάτω, μέσω σπογγώδους υλικού, που είναι σε επαφή με τον άξονα ενώ η δεξαμενή του λαδιού βρίσκεται ακριβώς από κάτω. Το μήκος του κάθε εδράνου είναι 200 *mm*, και η ακτινική χάρη 0.2 *mm*. Η δεξαμενή περιέχει λάδι SAE 40, που για τους υπολογισμούς μπορεί να υποτεθεί ότι έχει σταθερή θερμοκρασία 65°C.

α) Πόσο γρήγορα πρέπει να τρέχει το τρένο (*km /h*) πριν τα έδρανα αρχίσουν να λειτουργούν με υδροδυναμικό φιλμ λαδιού;

β) Με το τρένο κινούμενο με 100 *km /h*, ποιά δύναμη απαιτείται για την κίνηση του βαγονιού; Αγνοήσατε την επίδραση του αέρα.

γ) Βασιζόμενοι στην απάντηση της ερώτησης (2), ποιά ισχύς (*HP*) απαιτείται για την κίνηση ενός τρένου με 100 τέτοια βαγόνια σε ταχύτητα 100 *km /h*;

δ) Τί παρατήρηση (λειτουργίας-κατασκευαστικές κ.α.) έχετε να κάνετε για την εφαρμογή αυτή των εδράνων ολισθήσεως σε βαγόνια φορτίων; Ελεύθερη επιλογή υλικών.

1.2.3 ΑΣΚΗΣΗ

Το έδρανο του σχήματος λιπαίνεται μέσω δακτυλίου που βρίσκεται από την κάτω πλευρά του μέσα σε λάδι και με την περιστροφή τροφοδοτεί το έδρανο με λάδι. Προσδιορίσατε τις απώλειες τριβών για $D = 140 \text{ mm}$, $L = 200 \text{ mm}$, $\ell = 600 \text{ mm}$, $c / r = 0.001$ λάδι SAE 40 σε 60°C (θερμοκρασία εισόδου) με την εξίσωση του Petroff για $n = 1000 \text{ rpm}$.

1.2.4 ΑΣΚΗΣΗ

Ο τροχός ανυψωτικού μηχανήματος περιστρέφεται γύρω από ακίνητο άξονα διαμέτρου $d = 60 \text{ mm}$ με την παρεμβολή εδράνου ολίσθησης. Ο άξονας είναι από χάλυβα St 50 και το φορτίο $F = 5.5 \text{ ton}$.

α) Επιλέξτε υλικά εδράνων αν $U_{\max} = 40 \text{ m /min}$.

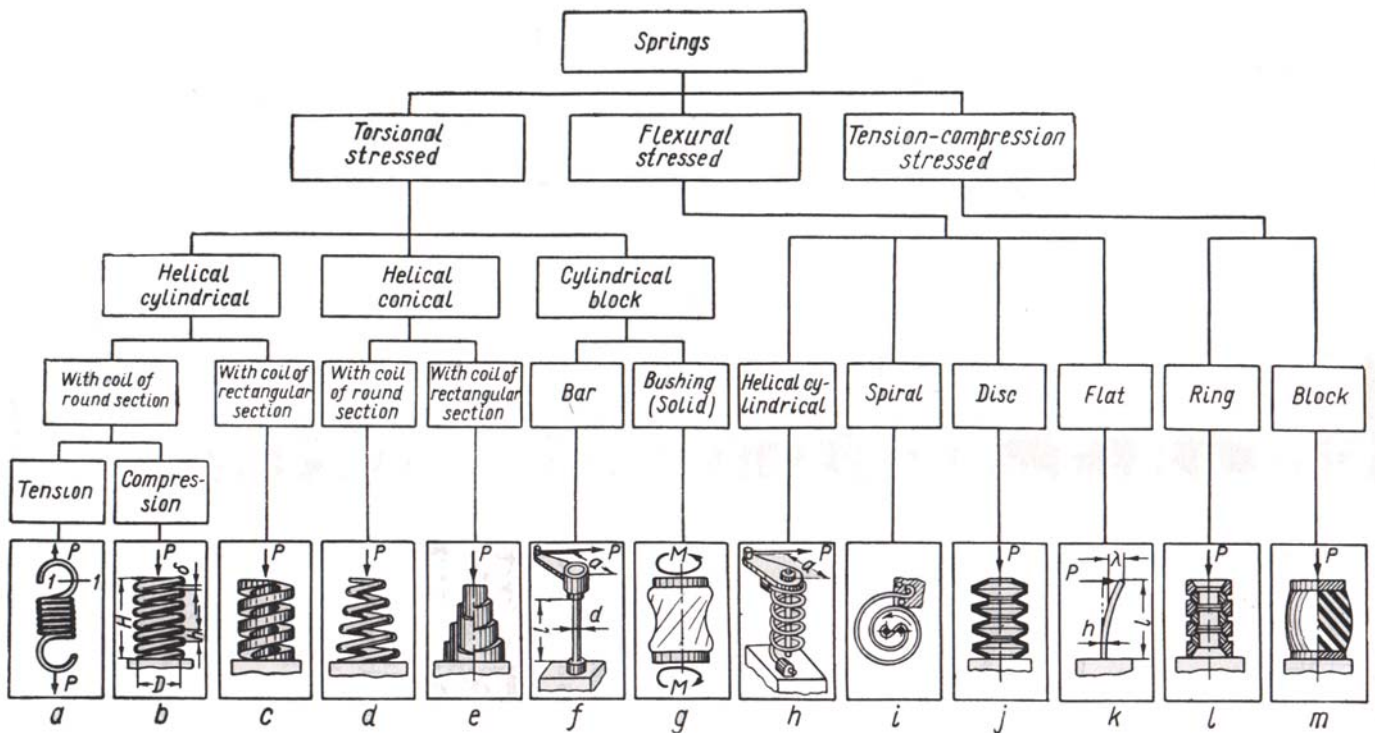
β) Ελέγξτε το μέσο φορτίο του εδράνου.

Χρήστος Α. Παπαδόπουλος

ΦΥΛΛΑΔΙΟ ΑΣΚΗΣΕΩΝ
ΣΤΟΙΧΕΙΩΝ ΜΗΧΑΝΩΝ ΙΙ
ΕΛΑΤΗΡΙΑ



Πάτρα 2005



Υλικά ελατηρίων

Η αντοχή σε θραύση για υλικά ελατηρίων δίνεται στο σχήμα 1. Αν δεν υπάρχουν άλλα στοιχεία:

$$S_{ut} = \frac{A}{d^m}$$

όπου A , m σταθερές του υλικού και d η διάμετρος του σύρματος. Το όριο ροής βρίσκεται από την προσεγγιστική σχέση:

$$S_y = 0.75 S_{ut}$$

και το όριο ροής σε διάτμηση:

$$S_{sy} = 0.577 S_y \text{ (θεωρία ισοδύναμου έργου παραμόρφωσης)}$$

Οι σταθερές A και m βρίσκονται από τον πίνακα:

ΥΛΙΚΟ	Διάμετρος (mm)	Εκθέτης M	Σταθερή A (MPa)
Music wire	0.10 - 6.5	0.146	2170
Oil tempered wire	0.50 - 12	0.186	1880
Harddrawn wire	0.70 - 12	0.192	1750
Chrome - Vanadium	0.80 - 12	0.167	2000
Chrome - Silicon	1.60 - 10	0.112	2000

Η διαρκής αντοχή δίνεται από τα διαγράμματα SMITH. Αν δεν υπάρχουν άλλα στοιχεία σύμφωνα με τον Zimmerli για χάλυβες ελατηρίων και άπειρη διάρκεια ζωής:

$$S'_{sn} = 310 \text{ MPa} \quad \text{για ελατήρια χωρίς σφυρηλασία}$$

$$S'_{sn} = 465MPa$$

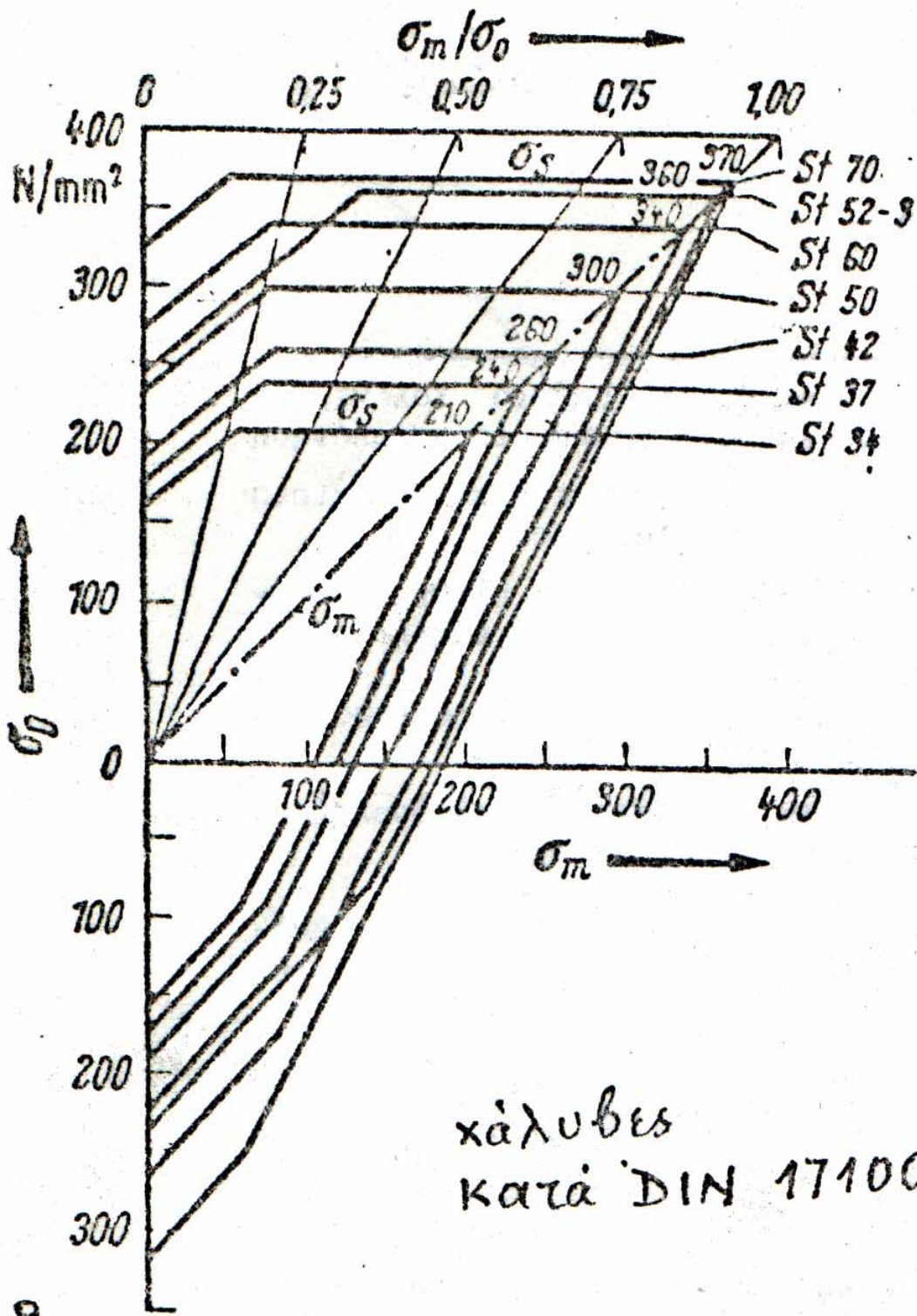
για ελατήρια που έχουν υποστεί σφυρηλασία

ΠΙΝΑΚΑΣ: ΧΑΛΥΒΕΣ ΕΛΑΤΗΡΙΩΝ

Χαρακτηρισμ ός	Τιμές αντοχής ⁴		Είδος	Χρήση
	σ_B^* ΜΡα	δ_5 %		
A ¹	1570...1890	40	Χαλύβδινο σύρμα ελατηρίων	μέχρι 10 mm \emptyset , για σπάνια ταλαντευόμενη και λιγοστή σε ηρεμία, καταπόνηση
B ¹	1900...2260	40	Ελατό πατενταρισμένο	μέχρι 17 mm \emptyset , για ήρεμη και ελάχιστα ταλαντευόμενη καταπόνηση
C ¹	2270...2510	40	Μη κραματούχος με	μέχρι 17 mm \emptyset , ελατήρια πίεσης, έντασης, αρμών και μορφών σε υψηλή καταπόνηση
Π ¹	2450...2750	40	0,6 - 1% C	μέχρι 2 mm \emptyset , και για ταλαντευόμενη καταπόνηση
FD ²	1770...1960	45 ³	Ελατός και βαμμένος χάλυβας ελατηρίων	μέχρι 14 mm \emptyset , ελατήρια που δουλεύουν στα όρια χρονικής αντοχής
VD ²	1670...1810	45 ³		μέχρι 7,5 mm \emptyset , σύρμα ελατηρίων βαλβίδων για ελατήρια δύσκολα στο τύλιγμα
38Si6	1180...1370	6	Θερμοδιαμορφωμένος	για μεγαλύτερες διατομές, δισκοειδή
46Si7	1280...1470	6	χάλυβας ποιότητας	ελατήρια και φυλλοειδή ελατήρια οχημάτων
51Si7	1280...1470	6		
65Si7	1280...1470	6		βαθύτερη σκλήρυνση με προσθήκη Mn
60SiMn5	1320...1520	6		
67SiCr7	1470...1670	5	Θερμοδιαμορφωμένος	Ισχυρά καταπονούμενα φυλλοειδή ελατήρια
50CrV4	1320...1670	6	χάλυβας ανώτερης ποιότητας	κοχλίων, ελατήρια σχήματος ράβδου περιστροφής
C53	1180...1370	6	Ψυχροελατός χάλυβας	μη κραματούχος χάλυβας για πιο λεπτές
C67	1180...1370	6	ποιότητας σε λωρίδες	λωρίδες
55Si7	1570...1960	6		Φυλλοειδή ελατήρια φορτηγών αυτοκινήτων μέχρι 7 mm πάχος
65Si7	1670...2160	6		Φυλλοειδή ελατήρια φορτηγών αυτοκινήτων άνω των 7 mm πάχος
Ck53	1180...1370	7	Χάλυβας ανώτερης ποιότητας	λεπτότερες λωρίδες
Ck67	1370...1620	6	Ψυχροελατή λωρίδα	ισχυρά καταπονούμενα φυλλοειδή ελατήρια. Φυλλοειδή ελατήρια σε μέγιστη καταπόνηση
Mk101	1770...2350	5		Φυλλοειδή ελατήρια σε μέγιστη
67SiCr5	1860...2350	4		καταπόνηση
50CrV4	1670...2260	5		Φυλλοειδή ελατήρια σε μέγιστη καταπόνηση
X12CrNi17 7	1570...1770 ⁵	-	Ψυχροελκόμενα	ανθεκτικός σε οξείδωση άλλα ιδιαίτερα χημικά είδη βλ. DIN 17224
65WMo34 8	1370...1670	-		θερμανθεκτικός, όριο διαρροής μεχρι τους 550°C στα 200 N/mm ²

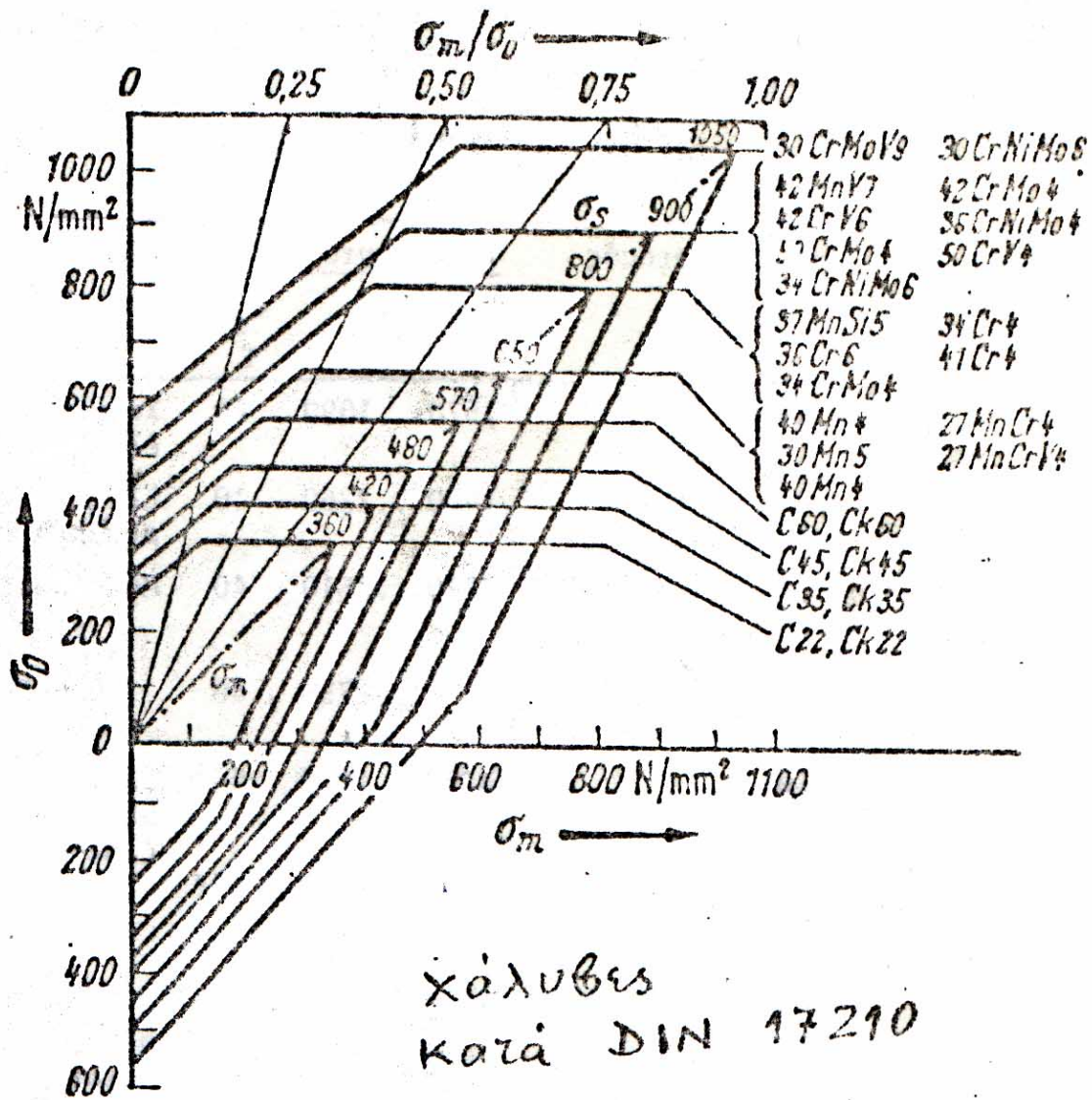
ΥΛΙΚΑ ΓΙΑ ΣΥΡΜΑΤΑ ΕΛΑΤΗΡΙΩΝ

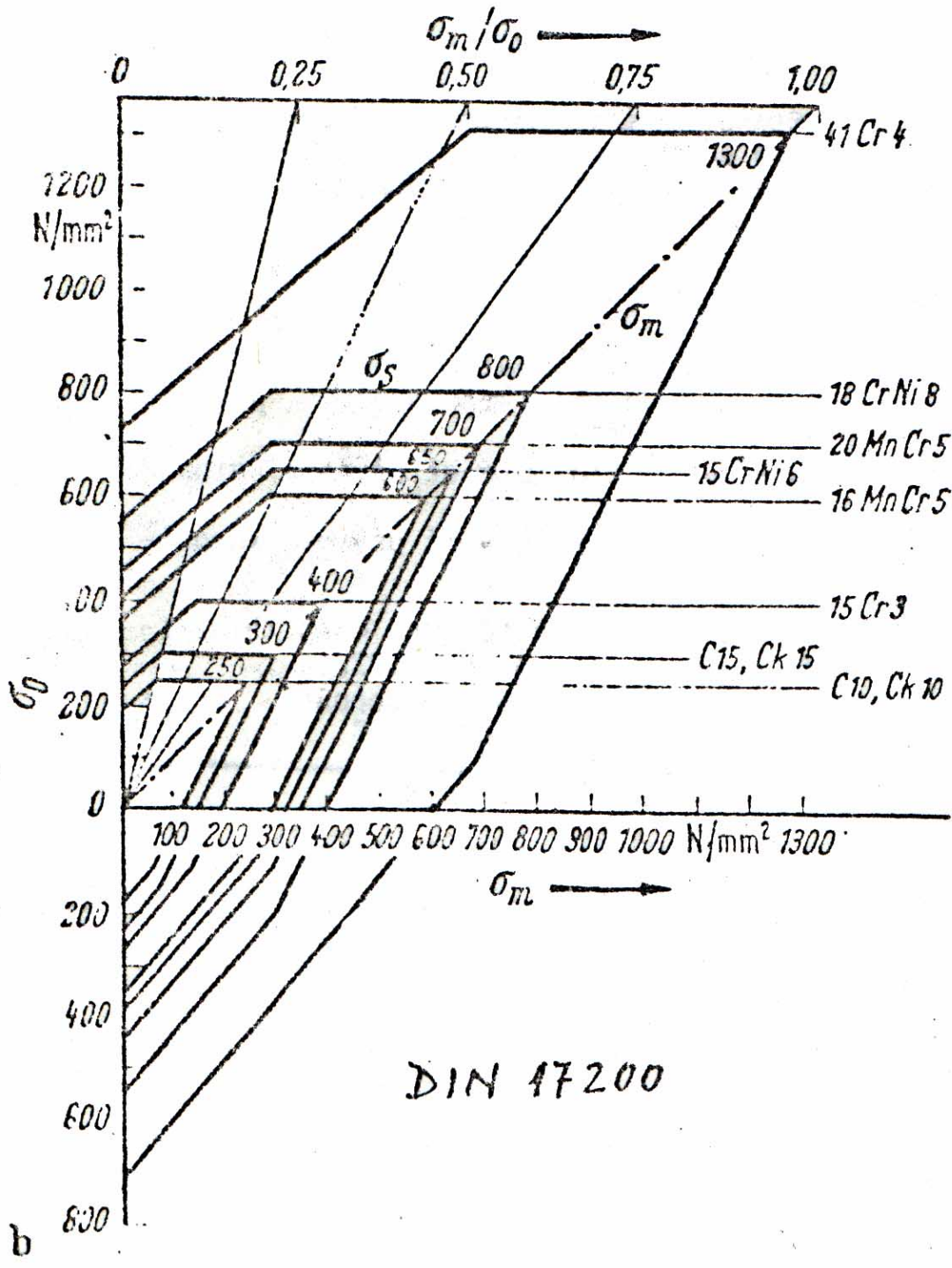
ΟΝΟΜΑ ΚΑΝΟΝΙΣΜΟΙ	ΙΔΙΟΤΗΤΕΣ - ΧΡΗΣΗ
Music wire Μουσικό σύρμα UNS G10850 AISI 1085 (ή SAE-1085) ASTM A228	Είναι το καλύτερο, ανθεκτικότερο και ευρέως χρησιμοποιούμενο υλικό για μικρά ελατήρια. Σε εναλλασσόμενη φόρτιση παρουσιάζει τη μεγαλύτερη διάρκεια ζωής απ' όλα τα άλλα υλικά. Διαθέσιμο σε διαμέτρους από 0.12 έως 3 mm. Δεν χρησιμοποιείται σε θερμοκρασίες μεγαλύτερες από 120°C και κάτω του μηδενός.
Oil tempered wire Σύρμα βαμμένο σε λάδι UNS G10660 AISI 1065 (ή SAE-1065) ASTM 229	Είναι χάλυβας ελατηρίων γενικής χρήσης. Χρησιμοποιείται για μεγαλύτερες διαμέτρους σύρματος. Διαθέσιμος σε διαμέτρους από 3 έως 12 mm. Ακατάλληλος για κρουστικά φορτία και για θερμοκρασίες κάτω του μηδενός ή πάνω από 180°C.
Hard-drawn wire Σύρμα ψυχρού τραβήγματος UNS G10660 AISI 1066(ή SAE-1066) ASTM A227	Αυτός είναι ο φθηνότερος γενικής χρήσης χάλυβας ελατηρίων και πρέπει να χρησιμοποιείται όπου η διάρκεια ζωής, ακρίβεια και παραμόρφωση δεν παίζουν σημαντικό ρόλο. Διαθέσιμος σε διαμέτρους από 0.8 έως 12 mm. Ακατάλληλος για θερμοκρασίες κάτω του μηδενός και πάνω από 120°C.
Chrome – Vanadium Χρωμοβαναδιούχος χάλυβας UNS G61500 AISI 6150(ή SAE-6150) ASTM 231	Είναι το πιο κοινό κράμα χάλυβα ελατηρίων για συνθήκες υψηλής τάσης, κατάλληλο και για κρούσεις. Χρησιμοποιείται για ελατήρια βαλβίδων μηχανών αεροπλάνων και για θερμοκρασίες μέχρι 220°C. Διαθέσιμος σε ανοπτημένη ή προβαμμένη μορφή και σε διαμέτρους από 0.8 έως 12 mm.
Chrom – Silicon Χρωμοπυριτιούχος χάλυβας UNS G92540 AISI 9254	Εξοχο υλικό για ελατήρια που καταπονούνται σε μεγάλες τάσεις, έχουν μεγάλη διάρκεια ζωής και φορτίζονται σε κρούση. Διαθέσιμο σε διαμέτρους από 0.8 έως 12 mm και χρησιμοποιείται σε θερμοκρασίες μέχρι 250°C.

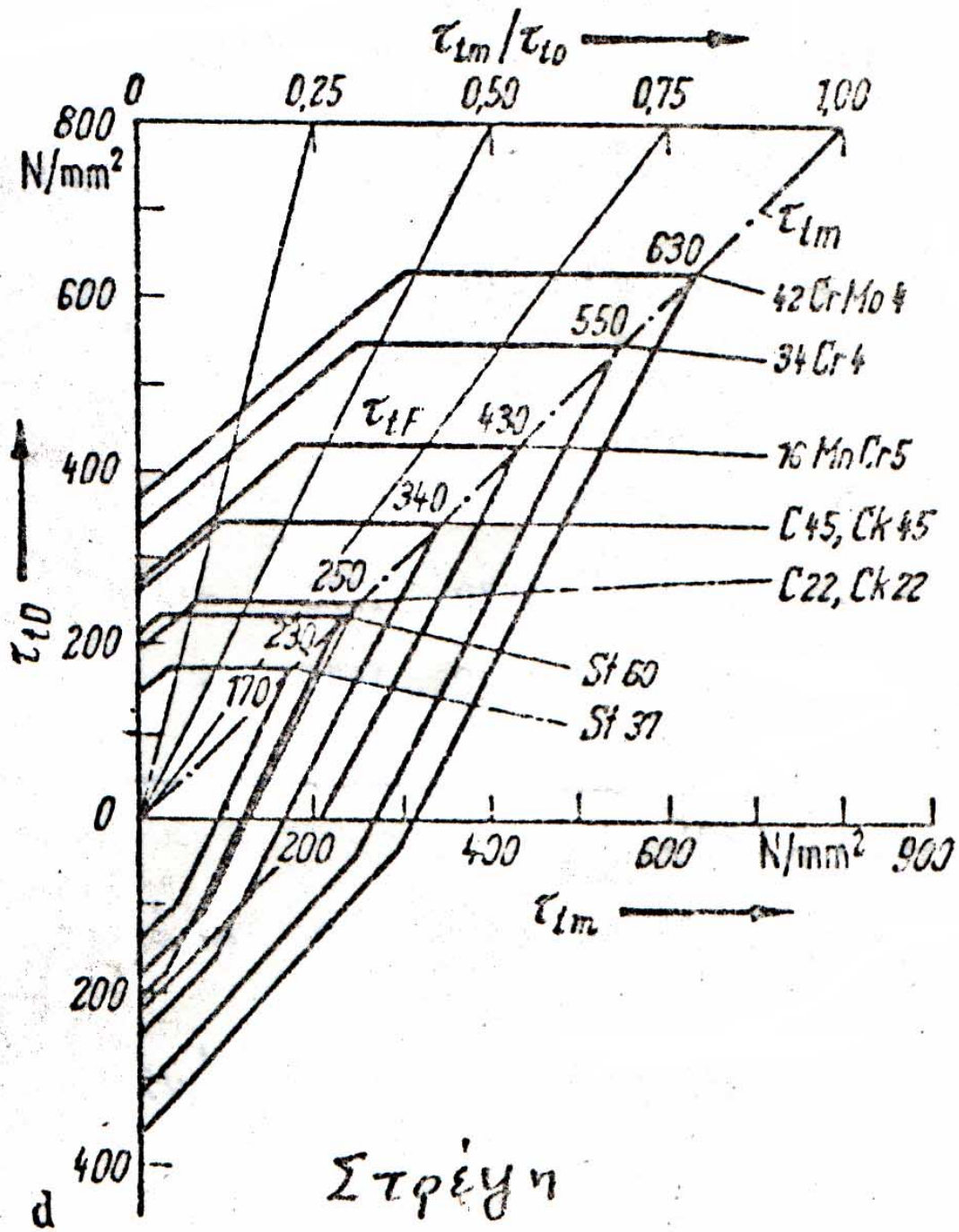


χάλυβες
κατά DIN 17100

a

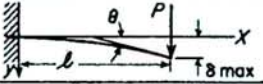
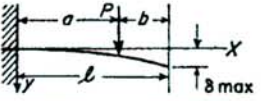

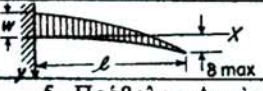
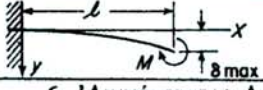
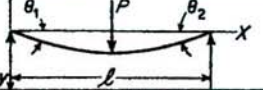
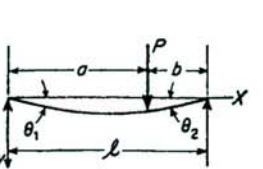

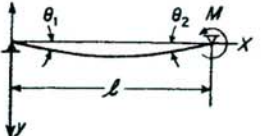
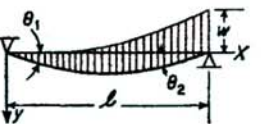






Σχήμα 1-1: Διαγράμματα Smith (Γερμανικές Προδιαγραφές).

ΤΥΠΟΙ ΒΕΛΩΝ ΚΑΜΨΕΩΣ ΔΟΚΩΝ

ΤΥΠΟΣ ΔΟΚΟΥ	ΚΛΙΣΙΣ ΕΙΣ ΕΛΕΥΘΕΡ ΑΚΡΟΝ	ΒΕΛΟΣ ΕΙΣ ΟΙΑΝΔΗΠΟΤΕ ΤΟΜΗΝ ΟΡΙΖΟΜΕΝΗΝ ΔΙΑ ΤΟΥ x: y ΘΕΤΙΚΟΝ ΠΡΟΣ ΤΑ ΚΑΤΩ	ΜΕΓΙΣΤΟΝ ΒΕΛΟΣ ΚΑΜΨΕΩΣ
1. Πρόβολος Δοκός — Συγκεντρωμένον φορτίον P εις τὸ ἐλεύθερον ἄκρον		$\theta = \frac{Pl^2}{2EI}$	$y = \frac{Px^2}{6EI} (3l - x)$ $\delta_{max} = \frac{Pl^3}{3EI}$
2. Πρόβολος Δοκός — Συγκεντρωμένον φορτίον P εις οἰονδήποτε σημείον		$\theta = \frac{Pa^2}{2EI}$	$y = \frac{Px^2}{6EI} (3a - x)$ διὰ $0 < x < a$ $y = \frac{Pa^2}{6EI} (3x - a)$ διὰ $a < x < l$ $\delta_{max} = \frac{Pa^2}{6EI} (3l - a)$
3. Πρόβολος Δοκός — Ὅμοιομόρφως κατανεμημένον φορτίον w lb ἀνά μονάδα μήκους		$\theta = \frac{wl^3}{6EI}$	$y = \frac{wx^2}{24EI} (x^2 + 6l^2 - 4lx)$ $\delta_{max} = \frac{wl^4}{8EI}$
4. Πρόβολος Δοκός — Ὅμοιομόρφως μεταβαλλόμενον φορτίον' μέγιστη ἔντασις w lb ἀνά μονάδα μήκους		$\theta = \frac{wl^3}{24EI}$	$y = \frac{wx^2}{120lEI} (10l^3 - 10l^2x + 5lx^2 - x^3)$ $\delta_{max} = \frac{wl^4}{30EI}$
5. Πρόβολος Δοκός — Ζεύγος M ἐφηρμοσμένον εις τὸ ἐλεύθερον ἄκρον		$\theta = \frac{Ml}{EI}$	$y = \frac{Mx^2}{2EI}$ $\delta_{max} = \frac{Ml^2}{2EI}$
6. Ἀμφιέριστος Δοκός εις τὰ ἄκρα. — Συγκεντρωμένον φορτίον P εις τὸ Μέσον		$\theta_1 = \theta_2 = \frac{Pl^2}{16EI}$	$y = \frac{Px}{12EI} \left(\frac{3l^2}{4} - x^2 \right)$ διὰ $0 < x < \frac{l}{2}$ $\delta_{max} = \frac{Pl^3}{48EI}$
7. Ἀμφιέριστος Δοκός εις τὰ ἄκρα — Συγκεντρωμένον φορτίον εις οἰονδήποτε σημείον		Ἀριστερ᾽ Ἄκρον $\theta_1 = \frac{Pb(l^2 - b^2)}{6lEI}$ Δεξιὸν Ἄκρον $\theta_2 = \frac{Pab(2l - b)}{6lEI}$	$y = \frac{Pbx}{6lEI} (l^2 - x^2 - b^2)$ [$0 < x < a$] $y = \frac{Pb}{6lEI} \left[\frac{l}{b}(x - a)^3 + (l^2 - b^2)x - x^3 \right]$ [$a < x < l$] $\delta_{max} = \frac{Pb(l^2 - b^2)^{3/2}}{9\sqrt{3}lEI}$ at $x = \sqrt{\frac{l^2 - b^2}{3}}$ εις τὸ κέντρον, ἐὰν $a > b$ $\delta = \frac{Pb}{48EI} (3l^2 - 4b^2)$
8. Ἀμφιέριστος Δοκός εις τὰ ἄκρα — Ὅμοιομόρφως κατανεμημένον φορτίον w lb (λιβρῶν) ἀνά μονάδα μήκους		$\theta_1 = \theta_2 = \frac{wl^3}{24EI}$	$y = \frac{wx}{24EI} (l^3 - 2lx^2 + x^3)$ $\delta_{max} = \frac{5wl^4}{384EI}$
9. Ἀμφιέριστος Δοκός εις τὰ ἄκρα = Ζεύγος M εις τὸ δεξιὸν ἄκρον		$\theta_1 = \frac{Ml}{6EI}$ $\theta_2 = \frac{Ml}{3EI}$	$y = \frac{Mlx}{6EI} \left(1 - \frac{x^2}{l^2} \right)$ $\delta_{max} = \frac{Ml^2}{9\sqrt{3}EI}$ at $x = l/\sqrt{3}$ εις τὸ κέντρον. $\delta = \frac{Ml^2}{16EI}$
10. Ἀμφιέριστος Δοκός εις τὰ ἄκρα = Ὅμοιομόρφως μεταβαλλόμενον φορτίον: μέγιστη ἔντασις w		$\theta_1 = \frac{7wl^3}{360EI}$ $\theta_2 = \frac{wl^3}{45EI}$	$y = \frac{wx}{360lEI} (7l^4 - 10l^2x^2 + 3x^4)$ $\delta_{max} = .00652 \frac{wl^4}{EI}$ at $x = 0.519l$ εις τὸ κέντρον $\delta = .00651 \frac{wl^4}{EI}$

1.1.1 ΑΣΚΗΣΗ

Το ελατήριο μιας βαλβίδας αυτοκινήτου πρέπει να σχεδιαστεί έτσι ώστε να δίνει μια δύναμη 60 N όταν η βαλβίδα είναι κλειστή. Για το άνοιγμα της βαλβίδας απαιτείται δύναμη κατά 25% μεγαλύτερη. Η εξωτερική διάμετρος του άξονα της βαλβίδας γύρω από την οποία θα προσαρμοστεί το ελατήριο είναι 22 mm και η διαδρομή της βαλβίδας είναι 10 mm . Το πεπλατυσμένων άκρων ελατήριο περικλείεται σε έναν σωλήνα εσωτερικής διαμέτρου 40 mm . Ο συντελεστής ασφάλειας σε δυναμική αντοχή είναι $N = 2$ και οι σπείρες του ελατηρίου δεν έρχονται σε επαφή όταν το φορτίο υπερβεί το μέγιστο κατά 20%.

ΛΥΣΗ :

Επειδή κατά την εκφώνηση το ελατήριο θα προσαρμοστεί μεταξύ των διαμέτρων 22 και 40 mm , επιλέγουμε μέση διάμετρο

$$D_m = (D_i + D_o) / 2 = (22 + 40) / 2 = 31\text{ mm}$$

Επιλέγουμε $d = 3\text{ mm}$ οπότε $C = D_m / d = 10.33$. Μετά τον υπολογισμό της διαμέτρου θα επιστρέψουμε να διορθώσουμε την επιλογή αυτή μέχρις ότου επιλογή και υπολογισμός ταυτιστούν. Επιλέγω χρωμοβαναδιούχο χάλυβα ως υλικό του ελατηρίου. Επειδή $d = 3\text{ mm}$ θα είναι:

$$S_{ut} = A / d^m = 2000 / 3^{0.167} = 1664.8\text{ N / mm}^2$$

$$S_{sn}' = 465\text{ N / mm}^2$$

Για αξιοπιστία 99% είναι $C_R = 0.81$

Συντελεστής συγκέντρωσης τάσεων

$$k_t = \frac{4C - 1}{4C - 4} + \frac{0.615}{C} = 1.140 \quad \text{και} \quad k_f = k_t$$

λόγω επιφανειακής σκλήρυνσης.

$$S_{se} = (C_R / k_f) S_{sn}' = (0.81 / 1.15) \times 465 = 330.4\text{ N / mm}^2$$

$$S_y = 0.75 S_{ut} = 0.75 \times 1665 = 1248.6\text{ N / mm}^2$$

$$S_{sy} = 0.577 S_y = 0.577 \times 1250 = 720.4\text{ N / mm}^2$$

Επειδή η μέγιστη δύναμη που ασκείται στο ελατήριο είναι κατά 25% μεγαλύτερη από την δύναμη με κλειστή βαλβίδα

$$P_{\min} = 60\text{ N} \quad \text{και} \quad P_{\max} = 1.25 P_{\min} = 1.25 \times 60 = 75\text{ N}$$

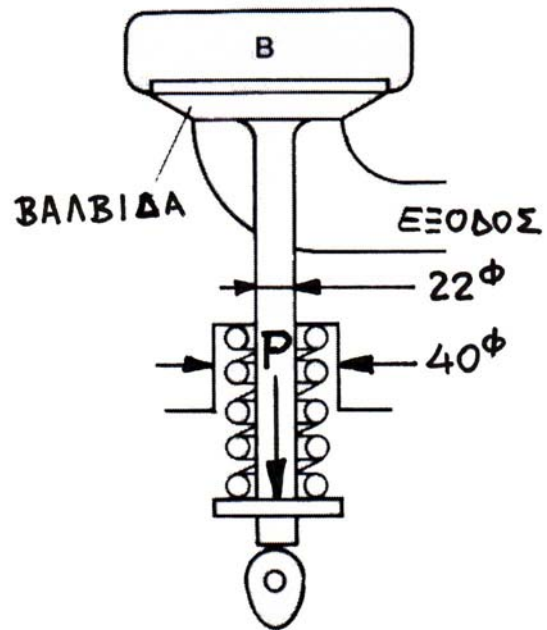
$$P_m = (P_{\max} + P_{\min}) / 2 = (75 + 60) / 2 = 67.5\text{ N}$$

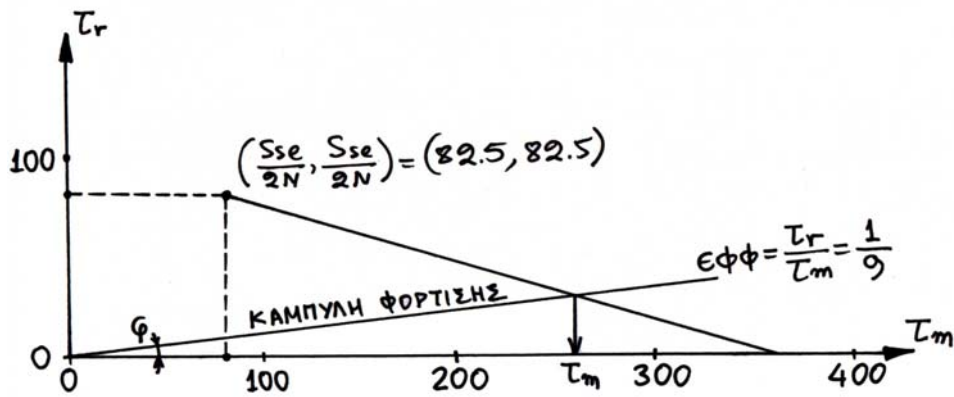
$$P_r = (P_{\max} - P_{\min}) / 2 = (75 - 60) / 2 = 7.5\text{ N}$$

Αρα

$$\frac{\tau_r}{\tau_m} = \frac{P_r}{P_m} = \frac{7.5}{67.5} = 0.111$$

Κατασκευάζουμε το τροποποιημένο διάγραμμα Soderberg από όπου $\tau_m = 262\text{ N / mm}^2$.





Διαφορετικά μπορούμε να χρησιμοποιήσουμε την ακριβέστερη αναλυτική σχέση:

$$\tau_m = \frac{S_{sy}/N}{\left(\frac{\tau_r}{\tau_m}\right)\left(\frac{2S_{sy} - S_{se}}{S_{se}}\right) + 1} = \frac{720/2}{(0.111)\left(\frac{2 \times 720 - 330}{330}\right) + 1} = 262.3 \text{ N/mm}^2$$

Τότε η διάμετρος του σύρματος υπολογίζεται ότι είναι :

$$d = [(8P_m C_k) / (\pi \tau_m)]^{1/2} = (8 \times 67.5 \times 10.33 \times 1.140) / (\pi \times 262.3) = 2.78 \text{ mm}$$

Επαναλαμβάνοντας τον υπολογισμό για $d = 2.83 \text{ mm}$, βρίσκουμε $d = 2.84 \text{ mm}$ και επομένως δεχόμαστε την διάμετρο $d = 2.83 \text{ mm}$.

Η σταθερά ελατηρίου βρίσκεται από την διαδρομή του ελατηρίου και την διαφορά δύναμης

$$K = \Delta P / \delta = (75 - 60) / 10 = 1.5 \text{ N/mm}$$

Αρα οι ενεργές σπείρες είναι

$$N_a = Gd^4 / (64kR^3) = 0.8 \times 10^5 \times 2.83^4 / (64 \times 1.5 \times 15.5^3) = 14.50 \text{ σπείρες}$$

Οι ολικές σπείρες του ελατηρίου θα είναι λόγω των πεπλατυσμένων άκρων

$$N_t = N_a + 2 = 14.5 + 2 = 16.5 \text{ σπείρες}$$

Το μήκος του πλήρως συμπιεσμένου ελατηρίου είναι

$$h_s = N_t d = 16.5 \times 2.83 = 46.71 \text{ mm}$$

Το μήκος του ελατηρίου χωρίς φορτίο είναι

$$h_f = h_s + \delta_s = 46.71 + 1.2 \times 10 = 58.71 \text{ mm}$$

Επίλυση της προηγούμενης άσκησης με την βοήθεια του Excel.

Σημείωση: Η χρήση του Excel της Microsoft για την επίλυση προβλημάτων σχεδιασμού όπου απαιτείται όπως εδώ επαναληπτική διαδικασία αποδεικνύεται πολύ χρήσιμη. Η προηγούμενη άσκηση επιλύθηκε με χρήση του Excel και η επίλυση παρουσιάζεται στους δύο επόμενους πίνακες. Ο πρώτος πίνακας περιλαμβάνει όπως και στην επίλυση της άσκησης την θεώρηση ότι η αρχική διάμετρος είναι 3.00mm. Ο υπολογισμός καταλήγει όπως αναμένεται στην εύρεση διαφορετικής διαμέτρου 2.78mm. Μετά από λίγες δοκιμές καταλήγουμε στην διάμετρο 2.83 η οποία δίνει αποτέλεσμα 2.84. Θεωρείται ικανοποιητικό και σταματάμε.

ΠΙΝΑΚΑΣ ΥΠΟΛΟΓΙΣΜΟΥ ΕΛΑΤΗΡΙΩΝ ΜΕ ΤΗ ΒΟΗΘΕΙΑ ΤΟΥ EXCEL

Σταθερές

$\pi =$	3.14159
$N =$	2
$D_m =$	31.00 mm
$\delta =$	10.00 mm
$C = Dm / \text{δορχική}$	10.33

Υλικό

$A =$	2000.0 MPa
$m =$	0.167
$S_{ut} = A/d^m =$	1664.8 MPa
$S'_{sn} =$	465.0 MPa
$k_t = \frac{4C-1}{4C-4} + \frac{0.615}{C} =$	1.140
$k_t = k_f =$	1.140
$Cr =$	0.810
$S_{se} =$	330.4 MPa
$S_y =$	1248.6 MPa
$S_{sy} =$	720.4 MPa

Δυνάμεις

$P_{min} =$	60.0 N
$P_{max} =$	75.0 N
$P_m =$	67.5 N
$P_r =$	7.5 N
$P_r / P_m =$	0.111

Τάσεις

$\tau_r / \tau_m = P_r / P_m =$	0.111
$\tau_m = \frac{S_{sy}/N}{\left(\frac{\tau_r}{\tau_m}\right)\left(\frac{2S_{sy}-S_{se}}{S_{se}}\right)+1} =$	262.3 MPa
$k = (P_{max}-P_{min}) / \delta =$	1.50 N/mm
$G =$	80000 MPa
$R =$	15.50 mm
$N_a = \frac{Gd^4}{64kR^3} =$	13.33 σπείρες
$N_t = N_a + 2 =$	15.33 σπείρες
$h_s = N_t d =$	46.00 mm
$h_f = h_s + \delta_s =$	58.00 mm

Αλλάζουμε την αρχική διάμετρο μέχρις ότου συμπίσει με την τελική διάμετρο.

αρχική = 3.00 mm

$d = \sqrt{(8P_m C / \pi \tau_m) k_t} =$ 2.78 mm

1.1.2 ΑΣΚΗΣΗ

Ένα ελατήριο συμπίεσης με πεπλατυσμένα άκρα δέχεται μεταβαλλόμενη δύναμη από 770 μέχρι 1140N. Αν ο χαρακτηριστικός αριθμός του ελατηρίου είναι $C = 7$ και ο συντελεστής ασφάλειας είναι $N = 1.61$ και το υλικό είναι χρωμιο-πυριτιούχος χάλυβας (Chrome-Silicon), να υπολογιστεί το ελικοειδές ελατήριο συμπίεσης ώστε η φυσική συχνότητα του συστήματος να μην ξεπερνά τους 120 κύκλους το λεπτό.

ΛΥΣΗ :

Το υλικό είναι Chrome-Silicon με

$$S_{ut} = \frac{A}{d^m} = \frac{2000}{9^{0.112}} = 1563.7 \text{ N/mm}^2, \quad S_y = 0.75S_{ut} = 0.75 \times 1563.7 = 1172.8 \text{ N/mm}^2$$

$$S'_{sn} = 465 \text{ N/mm}^2$$

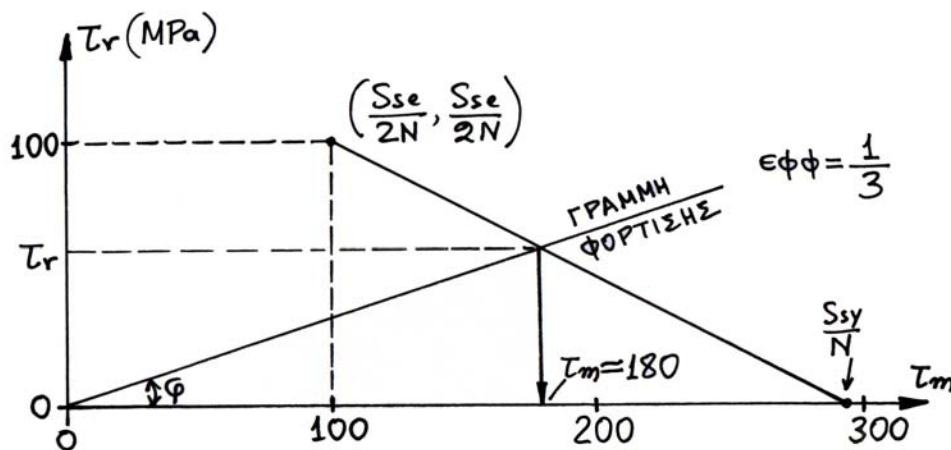
$$C_R = 0.81, \text{ για } 99\% \text{ αξιοπιστία}$$

$$K_t = \frac{4C-1}{4C-4} + \frac{0.615}{C} = 1.213 \text{ και για επιφανειακή σκλήρυνση } \rightarrow K_f \approx K_t$$

$$S_{se} = \frac{C_R}{K_f} S'_{sn} = \frac{0.81}{1.213} 465 = 310.5 \text{ N/mm}^2$$

$$\left. \begin{aligned} P_m &= \frac{P_{\max} + P_{\min}}{2} = \frac{1140 + 770}{2} = 955 \text{ N} \\ P_r &= \frac{P_{\max} - P_{\min}}{2} = \frac{1140 - 770}{2} = 185 \text{ N} \end{aligned} \right\} \begin{aligned} \tau_r &= \frac{P_r}{P_m} = 0.194 \\ \tau_m &= \frac{P_r}{P_m} = 0.194 \end{aligned}$$

Κατασκευάζω το τροποποιημένο διάγραμμα Soderberg από το οποίο $\tau_m \cong 255 \text{ N/mm}^2$. Η διάμετρος σύρματος είναι:



ΝΑ ΑΛΛΑΞ.

$$D = \sqrt{\frac{8P_m C}{\pi \tau_m}} k_t = \sqrt{\frac{8 \times 955 \times 7}{\pi \times 254.7}} 1.213 = 9.00 \text{ mm}$$

Η μέση ακτίνα τότε του ελατηρίου είναι:

$$R = \frac{1}{2} C d = \frac{1}{2} 7 \times 9 = 31.50 \text{ mm}$$

Εχουμε

$$\omega = \frac{2\pi}{60} f, f = \sqrt{\frac{k}{P_m/g}} = 120 \text{ cpm}, \quad g = 9.81 \text{ m/sec}^2$$

άρα η σταθερά ελατηρίου είναι

$$k = \frac{P_m}{g} \left(\frac{2\pi f}{60} \right)^2 = \frac{955}{9.81} \left(\frac{2\pi \times 120}{60} \right)^2 = 15.373 \text{ N/mm}$$

Τότε

$$\delta_s = 1.2 \frac{P_{\max}}{k} = 1.2 \frac{1140}{15.373} = 88.99 \text{ mm} \quad (20\% \text{ υπερφόρτιση})$$

ΠΙΝΑΚΑΣ ΥΠΟΛΟΓΙΣΜΟΥ ΕΛΑΤΗΡΙΩΝ ΜΕ ΤΗ ΒΟΗΘΕΙΑ ΤΟΥ EXCEL

Σταθερές

$\pi =$	3.14159
$N =$	1.61
$D_m =$	63.00 mm
$C = Dm / d$	7.00

Υλικό

Chrome-Silicon
 $A = 2000.0 \text{ MPa}$

$m = 0.112$

$S_{ut} = A / d^m = 1563.7 \text{ MPa}$

$S'_{sn} = 465.0 \text{ MPa}$

$k_t = \frac{4C-1}{4C-4} + \frac{0.615}{C} = 1.213$

$k_t = k_f = 1.213$

$Cr = 0.810$

$S_{se} = 310.5 \text{ MPa}$

$S_y = 1172.8 \text{ MPa}$

$S_{sy} = 676.7 \text{ MPa}$

$d_{\text{αρχ}} = 9.00 \text{ mm}$

Δυνάμεις

$P_{\min} = 770.0 \text{ N}$

$P_{\max} = 1140.0 \text{ N}$

$P_m = 955.0 \text{ N}$

$P_r = 185.0 \text{ N}$

$P_r / P_m = 0.194$

Τάσεις

$\tau_r / \tau_m = P_r / P_m = 0.194$

$\tau_m = \frac{S_{sy}/N}{\left(\frac{\tau_r}{\tau_m}\right) \left(\frac{2S_{sy} - S_{se}}{S_{se}}\right) + 1} = 254.7 \text{ MPa}$

$fn = 120 \text{ cps}$

$\omega n = 12.57 \text{ rad/s}$

$k = m\omega_n^2 = 15.373 \text{ N/mm}$

$G = 80000 \text{ MPa}$

$R = 31.50 \text{ mm}$

$N_a = \frac{Gd^4}{64kR^3} = 17.10 \text{ σπείρες}$

$N_t = N_a + 2 = 19.10 \text{ σπείρες}$

$h_s = N_t d = 171.91 \text{ mm}$

$\delta_s = 1.20P / k = 88.99 \text{ mm}$

$h_f = h_s + \delta_s = 260.90 \text{ mm}$

$d = \sqrt{(8P_m C / \pi \tau_m) k_t} = 9.00 \text{ mm}$

Οι ενεργές σπείρες του ελατηρίου:

$$N_a = \frac{GD^4}{64kR^3} = \frac{80000 \times 9^4}{64 \times 15.373 \times 31.5^3} = 17.10 \text{ σπείρες (για } G = 80000 \text{ N/mm}^2)$$

και οι ολικές σπείρες του ελατηρίου

$$N_t = N_a + 2 = 19.10 \text{ σπείρες} \quad (\text{πεπλατυσμένα άκρα})$$

Το μήκος του συμπιεσμένου ελατηρίου

$$h_s = N_s d = 19.10 \times 9 = 171.92 \text{ mm}$$

Το μήκος του ελατηρίου χωρίς φορτίο

$$h_f = h_s + \delta_s = 171.92 + 88.99 = 260.90 \text{ mm}$$

Η θεμελιώδης ιδιοσυχνότητα του ελατηρίου είναι :

$$f_n = \frac{nD}{16\pi R^2 N_a} \sqrt{\frac{G}{2\rho}} \text{ cps}, \quad \rho = 7.8 \frac{\text{kg}}{\text{dm}^3} = 7.8 \times 10^{-6} \frac{\text{kg}}{\text{mm}^3} \quad n = 1$$

Αρα

$$f_1 = \frac{1 \times 9}{16\pi \times 31.5^2 \times 19.10} \sqrt{\frac{80000}{2 \times 7.8 \times 10^{-6}}} = 0.676 \text{ cps} = 40.59 \text{ cpm}$$

που είναι πολύ πιο μικρή από τη συχνότητα λειτουργίας : 120 cpm.

Ελεγχος σε λυγισμό:

Ισοδύναμη ροπή αδράνειας:

$$I_{eq} = \frac{LD^4}{128N_a R \left(1 + \frac{\nu}{2}\right)} = \frac{186.74 \times 9^4}{128 \times 17.10 \times 31.5 \left(1 + \frac{0.3}{2}\right)} = 15.45 \text{ mm}^4,$$

$$L = h_f - \frac{P_m}{k} = 260.90 - \frac{1140}{15.373} = 186.74 \text{ mm}$$

$$(E = 206 \text{ GPa})$$

Το κρίσιμο φορτίο για αμφίπακτο ελατήριο :

$$P_{cr} = \frac{4\pi^2 EI_{eq}}{L^2} = \frac{4\pi^2 206000 \text{ N/mm}^2 \times 15.45 \text{ mm}^4}{186.74^2 \text{ mm}^2} = 3603 \text{ N}$$

Αρα έχουμε συντελεστή ασφάλειας σε λυγισμό $N_b = P_{cr} / P_{max} = 3603 / 1140 = 3.16$

1.1.3 ΑΣΚΗΣΗ

Ένα ελατήριο συμπίεσης είναι κατασκευασμένο από σύρμα χαλύβδινο ψυχρής έλξης, έχει διάμετρο σύρματος 2 mm , εξωτερική διάμετρο 16 mm , ασυμπίεστο μήκος 80 mm (;), 21 ενεργές σπείρες και πεπλατυσμένα άκρα. Το ελατήριο συναρμολογείται με μια προένταση 5 N (ελάχιστο φορτίο) και θα φορτίζεται με μέγιστο φορτίο 25 N κατά τη διάρκεια της λειτουργίας του. Να καθοριστεί ο συντελεστής ασφάλειας για αστοχία σε κόπωση, βασισμένος σε 50000 κύκλους λειτουργίας και αξιοπιστία 99%.

ΛΥΣΗ :

Hard drawn wire : $D = 2^\phi$ άρα $m = 0.192$, $A = 1750 \text{ MPa}$

Εμπειρικά :

$$S_{ut} = \frac{A}{d^m} = \frac{1750}{2^{0.192}} = 1532 \text{ N/mm}^2$$

$$S_{su} = 0.6S_{ut} = 0.6 \times 1532 = 919 \text{ N/mm}^2$$

και

$$S'_{sn} = 465 \text{ N/mm}^2$$

$$S_{se} = C_R \frac{S'_{sn}}{K_f}$$

$$C_R = 1 - 0.08 \text{ (DMF)}, \quad \text{DMF} = 2.33 \text{ για } 99\% \text{ αξιοπιστία}$$

άρα

$$C_R = 1 - 0.08 \times 2.33 = 0.81$$

$$K_t = \frac{4C - 1}{4C - 4} + \frac{0.615}{C}$$

μέση διάμετρος ελατηρίου $2R = 16 - 2 = 14 \text{ mm}$ άρα

$$C = \frac{2R}{D} = \frac{14}{2} = 7 \Rightarrow K_t = 1.213$$

Επειδή τα ελατήρια παρουσιάζουν μεγάλη επιφανειακή σκληρότητα,

$$q \approx 1 \quad \text{άρα} \quad K_f \cong K_t = 1.213$$

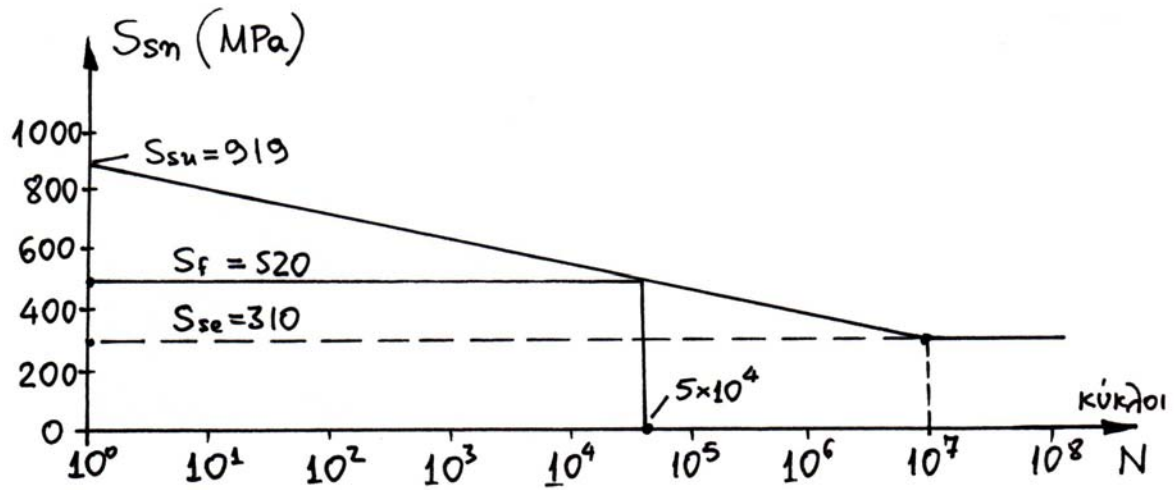
άρα

$$S_{se} = 0.81 \frac{465}{1.213} = 310 \text{ N/mm}^2$$

Σχεδιάζουμε το διάγραμμα διαρκούς αντοχής :

Το μέσο φορτίο και το εύρος του φορτίου είναι :

$$P_m = \frac{P_{\max} + P_{\min}}{2} = \frac{25 + 5}{2} = 15 \text{ N}$$



$$P_r = \frac{P_{\max} - P_{\min}}{2} = \frac{25 - 5}{2} = 10N$$

Οι αντίστοιχες τάσεις :

$$\tau_m = \frac{16P_m R}{\pi D^3} \left(\frac{4C-1}{4C-4} + \frac{0.615}{C} \right) = \frac{16 \times 15 \times 7}{\pi 2^3} 1.213 = 81 N/mm^2$$

$$\tau_r = \frac{16P_r R}{\pi D^3} \left(\frac{4C-1}{4C-4} + \frac{0.615}{C} \right) = \frac{16 \times 10 \times 7}{\pi 2^3} 1.213 = 54 N/mm^2$$

Επομένως ο συντελεστής ασφάλειας για αστοχία σε κόπωση είναι :

$$N = \frac{S_f}{\tau_r} = \frac{520}{54} = 9.6$$

1.1.4 ΑΣΚΗΣΗ

Να σχεδιαστεί ένα σύστημα χαλύβδινων κυλινδρικών ελατηρίων για να στηρίζουν ένα στατικό φορτίο $P = 2000 \text{ N}$ ανά ελατήριο. Για να επιτευχθεί απόσβεση, η φυσική συχνότητα του συστήματος δεν πρέπει να ξεπερνά τους 100 κύκλους το λεπτό, με την προϋπόθεση ότι κάθε ελατήριο φέρει μάζα βάρους P . Ο συντελεστής ασφαλείας είναι $N = 2.65$ και ο χαρακτηριστικός αριθμός του ελατηρίου είναι $C = 9$. Τα άκρα είναι πεπλατυσμένα και κατά την πλήρη συμπίεση του ελατηρίου επέρχεται υπερφόρτιση 20%. Να γίνει δυναμική ανάλυση αν το φορτίο μεταβάλλεται ως εξής: $(P \pm 0.15P) \text{ kP}$.

ΛΥΣΗ :

Επιλέγω υλικό C^1 Γερμανικής τυποποίησης με $S_{ut} = 2270 \text{ MPa}$. Τότε $S_y = 0.75 \times 2270 = 1702.5 \text{ MPa}$, και $S_{sy} = 0.577 \times S_y = 0.577 \times 1702.5 \text{ MPa} = 982.3 \text{ MPa}$. Επίσης αν $C = 9$ τότε $k_t = (4C - 1) / (4C - 4) + 0.615 / C = 1.162$, $C_R = 0.81$ για 99% αξιοπιστία και $S'_{sn} = 465 \text{ MPa}$ τότε $S_{se} = C_R S'_{sn} / k_f = 0.81 \times 465 / 1.162 = 324.1 \text{ MPa}$.

$$\tau = \frac{8PC}{\pi D^2} k_t \leq \frac{S_{sy}}{N} \quad \text{ή} \quad D = \sqrt{\frac{8PCN}{\pi S_{sy}}} k_t \quad (1)$$

Αρα αντικαθιστώντας στην (1)

$$d = \sqrt{\frac{8PCN}{\pi S_{sy}}} k_t = \sqrt{\frac{8 \times 2000 \times 9 \times 2.65}{\pi 982.3}} 1.162 = 11.99 \text{ mm}$$

Φυσική συχνότητα $f_n \leq 100 \text{ cpm}$

$$\omega_n = \frac{2\pi}{60} f_n = \sqrt{\frac{k}{B/g}} \quad \text{ή} \quad k = \frac{B}{g} \left[\frac{2\pi}{60} f_n \right]^2 = \frac{2000}{9.81} \left[\frac{2\pi}{60} 100 \right]^2 = 22357 \text{ N/m} = 22.357 \text{ N/mm}$$

Αν το μέτρο στρέψης είναι $G = 80000 \text{ MPa}$ και $D_m = Cd = 9 \times 11.99 = 107.88 \text{ mm}$ τότε $R = 53.94 \text{ mm}$. Ο αριθμός των σπειρών θα είναι:

$$N_a = \frac{GD^4}{64KR^3} = \frac{80000 \times 11.99^4}{64 \times 22.357 \times 53.94^3} = 7.35 \text{ σπείρες}$$

Ο ολικός αριθμός των σπειρών για ελατήριο με πεπλατυσμένα άκρα είναι

$$N_t = N_a + 2 = 9.35 \text{ σπείρες}$$

Το ύψος του συμπιεσμένου ελατηρίου:

$$h_s = N_t d = 9.35 \times 11.99 = 112.14 \text{ mm}$$

Για 20% υπερφόρτιση: $\delta_s = 1.20 \times \frac{P}{k} = 1.20 \times \frac{2000 \text{ N}}{22.357 \text{ N/mm}} = 107.35 \text{ mm}$

οπότε το ύψος του ελεύθερου ελατηρίου θα είναι:

$$h_f = h_s + \delta_s = 112.14 + 107.35 = 219.49 \text{ mm}$$

ΠΙΝΑΚΑΣ ΥΠΟΛΟΓΙΣΜΟΥ ΕΛΑΤΗΡΙΩΝ ΜΕ ΤΗ ΒΟΗΘΕΙΑ ΤΟΥ EXCEL

Σταθερές		Δυνάμεις	
$\pi =$	3.14159	$P_{min} =$	2000.0 N
$N =$	2.65	$P_{max} =$	2000.0 N
$D_m =$	107.88 mm	$P_m =$	2000.0 N
$C = D_m / d$	9.00	$P_r =$	0.0 N
		$P_r / P_m =$	0.000
Υλικό	C1	Τάσεις	
$A =$	Mpa	$\tau_r / \tau_m = P_r / P_m =$	0.000
$m =$		$\tau_m = \frac{S_{sy} / N}{\left(\frac{\tau_r}{\tau_m}\right) \left(\frac{2S_{sy} - S_{se}}{S_{se}}\right) + 1} =$	370.7 Mpa
$S_{ut} = A / d^m =$	2270.0 MPa	$f_n =$	100 cps
$S'_{sn} =$	465.0 MPa	$\omega_n =$	10.47 rad/s
$k_t = \frac{4C-1}{4C-4} + \frac{0.615}{C} =$	1.162	$k = m\omega_n^2 =$	22 N/mm
$k_t = k_f =$	1.162	$G =$	80000 Mpa
$Cr =$	0.810	$R =$	53.94 mm
$S_{se} =$	324.1 MPa	$N_a = \frac{Gd^4}{64kR^3} =$	7.35 σπείρες
$S_y =$	1702.5 MPa	$N_t = N_a + 2 =$	9.35 σπείρες
$S_{sy} =$	982.3 MPa	$h_s = N_t d =$	112.14 mm
		$\delta_s = 1.20P / k =$	107.35 mm
		$h_f = h_s + \delta_s =$	219.49 mm
		$d = \sqrt{(8P_m C / \pi \tau_m) k_t} =$	11.99 mm

Δυναμική ανάλυση:

Αν το φορτίο μεταβάλλεται: $(P \pm 0.15P) = (2000 \pm 0.15 \times 2000) = (2000 \pm 300) N$

$$\left. \begin{array}{l} P_r = 300 N \\ P_m = 2000 N \end{array} \right\} \Rightarrow \frac{\tau_r}{\tau_m} = \frac{P_r}{P_m} = \frac{3}{20}$$

$$S_{sy} = 982.3 N/mm^2, S_{se} = 324.1 N/mm^2$$

$$N = 2.65$$

$$\tau_m = \frac{S_{sy} / N}{\left(\frac{\tau_r}{\tau_m}\right) \left(\frac{2S_{sy} - S_{se}}{S_{se}} - 1\right) + 1} = \frac{982.3 / 2.65}{(3/20) \left(\frac{2 \times 982.3}{324.1} - 1\right) + 1} = 210.7 MPa$$

ΠΙΝΑΚΑΣ ΥΠΟΛΟΓΙΣΜΟΥ ΕΛΑΤΗΡΙΩΝ ΜΕ ΤΗ ΒΟΗΘΕΙΑ ΤΟΥ EXCEL

Σταθερές		Δυνάμεις	
$\pi =$	3.14159	$P_{min} =$	1700.0 N
$N =$	2.65	$P_{max} =$	2300.0 N
$D_m =$	143.09 mm	$P_m =$	2000.0 N
		$P_r =$	300.0 N
$C = Dm / d$	9.00	$P_r / P_m =$	0.150
Υλικό	C1	Τάσεις	
$A =$	Mpa	$\tau_r / \tau_m = P_r / P_m =$	0.150
$m =$		$\tau_m = \frac{S_{sy} / N}{\left(\frac{\tau_r}{\tau_m}\right) \left(\frac{2S_{sy} - S_{se}}{S_{se}}\right) + 1} =$	210.7 Mpa
$S_{ut} = A / d^m =$	2270.0 MPa	$f_n =$	100 cps
$S'_{sn} =$	465.0 MPa	$\omega n =$	10.47 rad/s
$k_t = \frac{4C - 1}{4C - 4} + \frac{0.615}{C} =$	1.162	$k = m\omega_n^2 =$	22 N/mm
$k_t = k_f =$	1.162	$G =$	80000 Mpa
$Cr =$	0.810	$R =$	71.55 mm
$S_{se} =$	324.1 MPa	$N_a = \frac{GD^4}{64kR^3} =$	9.76 σπείρες
$S_y =$	1702.5 MPa	$N_t = N_a + 2 =$	11.76 σπείρες
$S_{sy} =$	982.3 MPa	$h_s = N_t d =$	186.90 mm
		$\delta_s = 1.20P / k =$	91.25 mm
		$h_f = h_s + \delta_s =$	278.15 mm
		$d = \sqrt{(8P_m C / \pi \tau_m) k_t} =$	15.90 mm

$$d = \sqrt{\frac{8P_m C}{\pi \tau_m} k_t} = \sqrt{\frac{8 \times 2000 \times 9}{\pi \times 210.7}} \times 1.162 = 15.90 \text{ mm}$$

$$R = \frac{1}{2} C d = \frac{1}{2} \times 9 \times 15.90 = 71.55 \text{ mm}$$

$$N_a = \frac{GD^4}{64kR^3} = \frac{80000 \times 15.90^4}{64 \times 22.357 \times 71.55^3} = 9.76 \text{ σπείρες}$$

$$N_t = N_a + 2 = 11.76 \text{ σπείρες}$$

$$h_s = N_t d = 11.76 \times 15.90 = 186.90 \text{ mm}$$

$$\delta_s = 1.2 \frac{P_{max}}{K} = 1.2 \times \frac{2300 \text{ N}}{22.357 \text{ N/mm}} = 91.25 \text{ mm}$$

$$h_f = h_s + \delta_s = 278.15 \text{ mm}$$

ΕΛΕΓΧΟΣ ΙΔΙΟΣΥΧΝΟΤΗΤΑΣ

$$\omega_1 = \frac{nD}{8R^2 N_a} \sqrt{\frac{G}{2\rho}} = \frac{1 \times 0.0159m}{8 \times 0.07155^2 m^2 \times 9.76} \sqrt{\frac{0.80 \times 10^{11} N/m^2}{7800 kg/m^3}} = 127.4 rad/s$$

$$f_1 = 127.4 \frac{60}{2\pi} cpm = 1216 cpm \gg 100 cpm$$

ΕΛΕΓΧΟΣ ΛΥΓΙΣΜΟΥ

$$L = h_f - \frac{P_{max}}{k} = 278.15mm - \frac{2300}{22.357} = 175.3mm$$

$$I_{eq} = \frac{LD^4}{128N_a \left(1 + \frac{\nu}{2}\right) R} = \frac{175.3mm \times 15.90^4 mm^4}{128 \times 9.76 (1 + 0.15) \times 71.55mm} = 108.99mm^4$$

$$P_{cr} = \frac{\pi^2 EI_{eq}}{L^2} = \frac{\pi^2 \times 206000 N/mm^2 \times 108.99mm^4}{175.3^2 mm^2} = 7211N$$

Αν το ελατήριο είναι πακτωμένο - πακτωμένο τότε και ($\beta = 4$) και

$$P_{cr} = 4 \times 7211N = 28844N$$

και αν N_b ο συντελεστής ασφάλειας σε λυγισμό τότε:

$$N_b = P_{cr} / P_{max} = 28844 / 2300 = 12.54$$

Χρήστος Α. Παπαδόπουλος

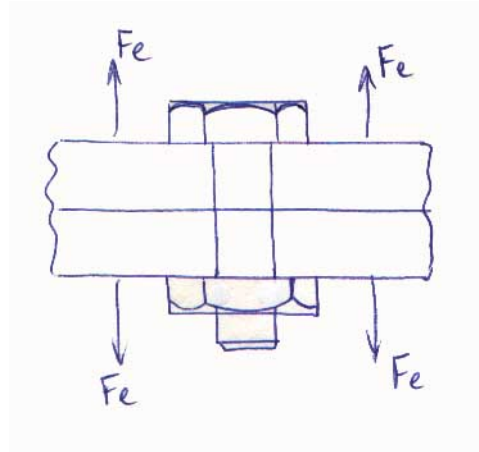
ΦΥΛΛΑΔΙΟ ΑΣΚΗΣΕΩΝ
ΣΤΟΙΧΕΙΩΝ ΜΗΧΑΝΩΝ Ι
ΚΟΧΛΙΕΣ

Πάτρα 2005

1 ΑΣΚΗΣΗ:

Ενας κοχλίας διαμέτρου $M16\text{ mm}$ συνδέει δύο τμήματα μιας κατασκευής που υφίστανται μια μεταβαλλόμενη δύναμη F από 500 kp έως 4000 kp . Ο κοχλίας και η φλάντζα είναι από το ίδιο υλικό, με $S_y = 5000\text{ kp/cm}^2$ και $S_e = 2200\text{ kp/cm}^2$. Εστω συντελεστής συγκέντρωσης τάσης στο σπείρωμα 3.8.

- Είναι ασφαλής ο κοχλίας για συνεχή λειτουργία;
- Αν εφαρμόσουμε 5000 kp πρόταση είναι ασφαλής για συνεχή λειτουργία;
- Το ίδιο αν η πρόταση είναι 8000 kp .



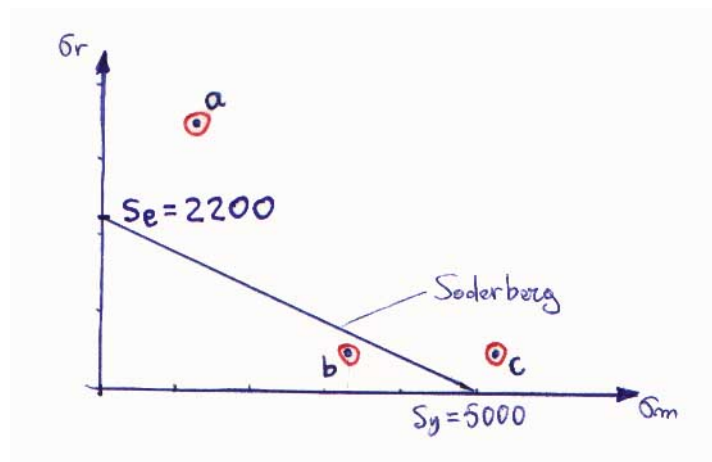
ΛΥΣΗ:

$$\alpha) F_{e(m)} = \frac{500 + 4000}{2} = 2250\text{kp}$$

$$F_{e(r)} = \frac{4000 - 500}{2} = 1750\text{kp}$$

$$\sigma_m = \frac{F_{e(m)}}{A_b} = \frac{2250}{1.57} = 1433\text{kp/cm}^2$$

$$k_t \cdot \sigma_r = (3.8) \cdot \frac{1750}{1.57} = 4235\text{kp/cm}^2$$



Όπως φαίνεται από το σχήμα δεν έχουμε ασφαλή συνεχή λειτουργία. Καταπονούμενη διατομή (πιν. 4.1).

$$A_b = 1.57\text{cm}^2$$

$$\beta) k_b = \frac{A_b \cdot E_b}{\ell b} = \frac{(2.01) \cdot E}{\ell}$$

$$A_p = \frac{\pi \cdot (3d)^2}{4} - \frac{\pi d^2}{4} = 2\pi d^2 = 2\pi(1.6)^2 = 16.08\text{cm}^2$$

$$k_p = \frac{A_p \cdot E_p}{\ell p} = \frac{(16.08) \cdot E}{\ell}$$

$$F_{b(m)} = \frac{k_b}{k_b + k_p} \cdot F_{e(m)} + F_i = \frac{2.01}{2.01 + 16.08} \cdot 2250 + 5000 = 5250kp$$

$$F_{b(r)} = \frac{k_b}{k_b + k_p} \cdot F_{e(r)} = \frac{2.01}{2.01 + 16.08} \cdot 1750 = 195kp$$

Οπότε

$$\sigma_{b(m)} = \frac{5250}{1.57} = 3344kp/cm^2$$

$$\sigma_{b(r)} = \frac{(3.8) \cdot (195)}{1.57} = 472kp/cm^2$$

Από το διάγραμμα Soderberg βλέπουμε ότι τώρα έχουμε ασφαλή λειτουργία.

$$\gamma) \quad F_{b(m)} = \frac{1}{9} \cdot 2250 + 8000 = 8250kp$$

$$F_{b(r)} = \frac{1750}{9} = 195kp$$

Οπότε

$$\sigma_{b(m)} = \frac{8250}{1.57} = 5255kp/cm^2$$

$$\sigma_{b(r)} = \frac{(3.8) \cdot (195)}{1.57} = 472kp/cm^2$$

2 ΑΣΚΗΣΗ:

Σε μια κοχλιωτή σύνδεση οι κοχλίες M12 συνδέουν δύο φλάντζες ίδιου υλικού και ίδιου πάχους. Οι φλάντζες έχουν $E_p = 1.6 \times 10^6 \text{ kp/cm}^2$. Οι κοχλίες είναι κατηγορίας 8.8 με $E_b = 2.1 \times 10^6 \text{ kp/cm}^2$, και υφίστανται πρόταση 2600 kp. Αν η εξωτερική δύναμη κυμαίνεται από 0 έως 1300 kp ανά κοχλία, ποιός ο συντελεστής ασφαλείας των κοχλιών;

ΛΥΣΗ:

Αφού οι κοχλίες είναι M12 και 8.8 κατηγορίας ισχύει:

$$d_1 = 12 \text{ mm}$$

$$d_2 = 10.863$$

$$d_3 = 9.853$$

$$\frac{d}{R} = \frac{6 \cdot d}{H} = 47$$

$$A_3 = 0.843 \text{ cm}^2$$

$$\sigma_{0.2} = 6400 \text{ kp/cm}^2$$

$$S_e = 920 \text{ kp/cm}^2$$

$$F_e = (0 \div 1300) \Rightarrow \begin{matrix} F_{e(m)} = 650 \text{ kp} \\ F_{e(r)} = 650 \text{ kp} \end{matrix}$$

$$C = \frac{k_b}{k_b + k_p} = \frac{1}{1 + \frac{k_p}{k_b}} = \frac{1}{1 + 6.095} = 0.141$$

$$\frac{k_p}{k_b} = \frac{A_p \cdot E_p}{L} \cdot \frac{L}{A_b \cdot E_b} = \frac{A_p}{A_b} \cdot \frac{E_p}{E_b} = \left(\frac{8}{1} \cdot \frac{1.6}{2.1} \right) = 6.095$$

$$\begin{cases} F_{b(m)} = CF_{e(m)} + F_i = (0.141) \cdot (650) + 2600 = 2690 \text{ kp} \\ F_{b(r)} = CF_{e(r)} = (0.141) \cdot (650) = 92 \text{ kp} \end{cases}$$

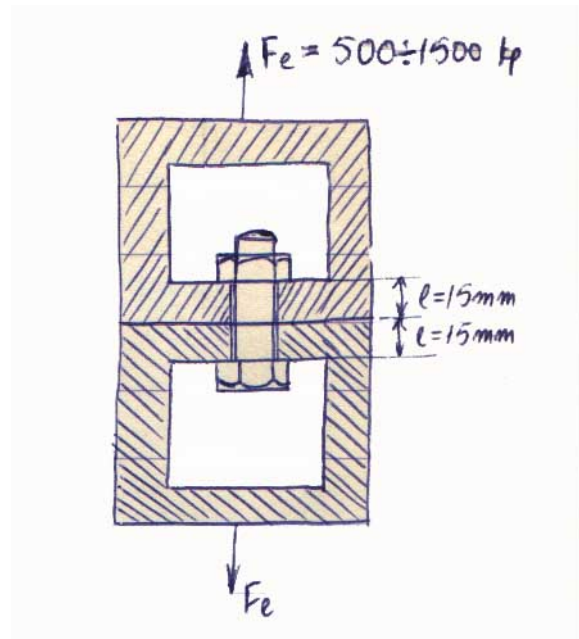
$$\sigma_m = \frac{F_{b(m)}}{A_3} = \frac{2690}{0.843} = 3190 \text{ kp/cm}^2$$

$$\sigma_r = \frac{92}{0.843} = 110 \text{ kp/cm}^2$$

$$\sigma_m + \frac{S_y}{S_e} \cdot \sigma_r \leq \frac{S_y}{N}$$

$$N = \frac{1}{\frac{\sigma_m}{S_y} + \frac{\sigma_r}{S_e}} = \frac{1}{\frac{3190}{6400} + \frac{110}{920}} = 1.62$$

Αρα ο συντελεστής ασφαλείας των κοχλιών είναι $N = 1.62$.



4 ΑΣΚΗΣΗ:

Σε μία κοχλιωτή σύνδεση, κοχλίες M12 συνδέουν δύο φλάντζες διαφορετικού υλικού αλλά του ίδιου πάχους. Οι κοχλίες είναι χαλύβδινοι κατηγορίας 8.8. Αν η εξωτερική δύναμη μεταβάλλεται από 0 μέχρι 1300 kP, βρήτε την αναγκαία πρόταση ώστε ο συντελεστής ασφάλειας των κοχλιών να είναι 1.6. ($E_{p_1} = 10^6$ και $E_{p_2} = 1.6 \times 10^6$ kP/cm²).

ΛΥΣΗ:

Για κοχλία M12 από τους πίνακες έχουμε:

$$d_1 = 12 \text{ mm}$$

$$d_3 = 9.858 \text{ mm}$$

$$r = 0.253$$

Για υλικό κατηγορίας 8.8 έχουμε:

$$S_y = 6400 \text{ kP/cm}^2$$

$$S_e = 950 \text{ kP/cm}^2$$

(από διάγραμμα, γιατί $\frac{d}{r} = \frac{12}{0.253} = 47.4$)

Το φορτίο του κοχλία είναι

$$F_e = (0 \div 1300) = (650 \pm 650)$$

ή

$$F_{e(m)} = 650 \text{ kP}$$

$$F_{e(r)} = 650 \text{ kP}$$

Η σταθερά ελατηρίου της φλάντζας είναι

$$\frac{1}{k_p} = \frac{1}{k_{p_1}} + \frac{1}{k_{p_2}}$$

$$k_p = \frac{k_{p_1}}{1 + \frac{E_{p_1}}{E_{p_2}}}$$

$$k_p = \frac{A_p \cdot E_{p_1}}{L \times \left(1 + \frac{E_{p_1}}{E_{p_2}}\right)}$$

$$k_p = \frac{A_b \cdot E_b}{2L}$$

$$m = \frac{k_p}{k_b} = \frac{2A_p \cdot E_{p_1}}{\left[A_b \cdot E_b \times \left(1 + \frac{E_{p_1}}{E_{p_2}}\right)\right]} = \dots = 4.688$$

$$C = \frac{1}{1+m} = \frac{1}{1+4.668} = 0.176$$

Οπότε,

$$F_{eb(m)} = CF_{e(m)} + F_i = (114.4 + F_i) \text{ kP}$$

$$F_{eb(r)} = CF_{e(r)} = 114.4 \text{ kP}$$

Οι ορθές τάσεις είναι

$$\sigma_m = \frac{4 \times (114.4 + F_i)}{\pi \times 0.9853^2} = 150 + 1.31 F_i \text{ (kp/cm}^2\text{)}$$

$$\sigma_r = \frac{4 \times 114.4}{\pi \times 0.9853^2} = 150 \text{ kp/cm}^2$$

Από Soderberg έχουμε

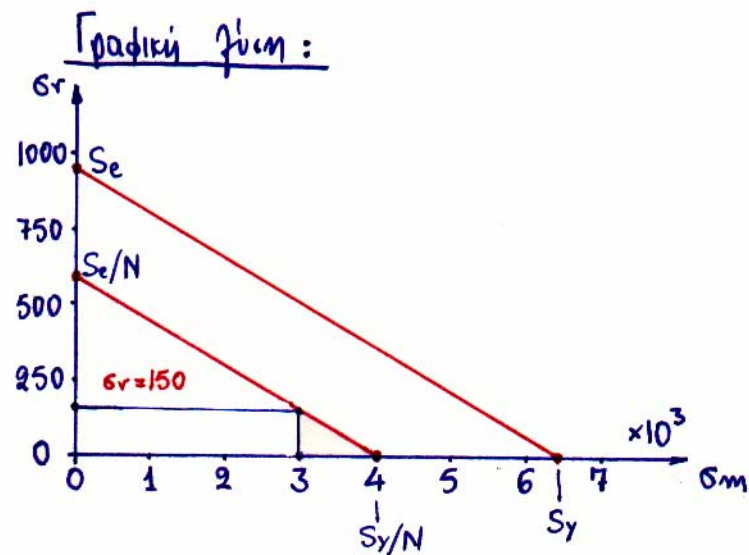
$$\sigma_m + \sigma_r \cdot \frac{S_y}{S_e} = \frac{S_y}{N}$$

ή

$$(150 + F_i) + 150 \times \frac{6400}{950} = \frac{6400}{1.6}$$

Η ζητούμενη πρόταση είναι $F_i = 2176 \text{ kp}$.

Γραφική λύση:



Σχεδιάζω το διάγραμμα του Soderberg. Φέρω την $(\frac{S_y}{N}, \frac{S_e}{N})$. Από $\sigma_r = 150 \text{ kp/cm}^2$, παράλληλο στην σ_m , μέχρις ότου τμήσει την ευθεία Soderberg, και από εκεί κάθετο στην σ_m . Τότε $\sigma_m \approx 3000 \text{ kp/cm}^2$. Αλλά $\sigma_m = 150 + 1.31 F_i$, οπότε $F_i = 2175 \text{ kp}$.

5 ΑΣΚΗΣΗ:

Στην κοχλιωτή σύνδεση του σχήματος η εξωτερική δύναμη F_e μεταβάλλεται μεταξύ 0 και 1000 kp. Οι φλάντζες που συμπιέζονται είναι από χυτοσίδηρο με $E_p = 1.6 \times 10^6 \text{ kp/cm}^2$. Ο κοχλίας μεταξύ κεφαλής και περικοχλίου συμπιέζει και έναν αποστάτη διαμέτρου 15^ϕ πάχους 2 mm, και ύψους 50 mm. Η πρόταση του κοχλία είναι $F_i = 2000 \text{ kp}$. Να βρείτε τον συντελεστή ασφάλειας του κοχλία N .

ΛΥΣΗ:

$$k_{p_1} = \frac{A_p \cdot E_p}{L} = \frac{8 \cdot A_b \cdot E_p}{L} = \frac{8 \cdot (0.762 \text{ cm}^2) \times 1.6 \times 10^6 \text{ kp/cm}^2}{4 \text{ cm}} = 2.44 \times 10^6 \text{ kp/cm}$$

$$k_{p_2} = \frac{A_a \cdot E_p}{H} = \frac{\pi \cdot d_a \cdot t_a \cdot E_p}{L} = \frac{\pi \cdot (1.5) \cdot (0.2) \times 1.6 \times 10^6}{5} = 0.3 \times 10^6 \text{ kp/cm}$$

$$k_p = \frac{k_{p_1} \times k_{p_2}}{k_{p_1} + k_{p_2}} = \frac{(2.44 \times 0.3) \cdot 10^6}{2.44 + 0.3} = 0.267 \times 10^6 \text{ kp/cm}^2$$

$$k_b = \frac{A_b \cdot E_b}{L + H} = \frac{(0.762) \cdot (2.1 \times 10^6)}{4 + 5} = 0.178 \times 10^6 \text{ kp/cm}^2$$

$$C = \frac{k_b}{k_b + k_p} = \frac{0.178}{0.178 + 0.267} = 0.4$$

Δυνάμεις:

$$F_{b(m)} = C \cdot F_{e(m)} + F_i = 0.4 \cdot (500) + 2000 = 2200 \text{ kp}$$

$$F_{b(r)} = C \cdot F_{e(r)} = 0.4 \cdot (500) = 200 \text{ kp}$$

Γιατί

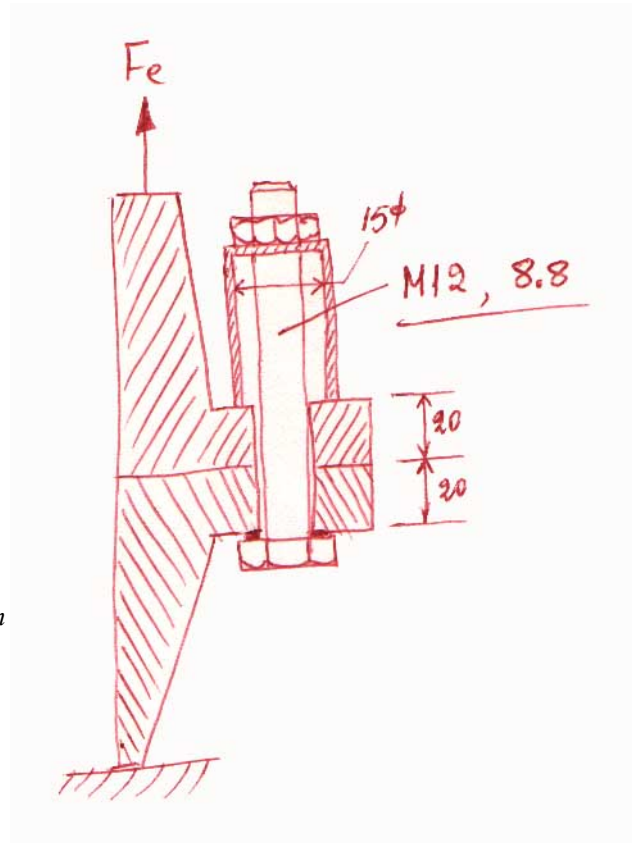
$$F_e = (500 \pm 500) = F_{e(m)} \pm F_{e(r)}$$

Τάσεις:

$$\sigma_m = \frac{F_{b(m)}}{A_b} = \frac{2200}{(0.762)} \cong 2890 \text{ kp}$$

$$\sigma_r = \frac{F_{b(r)}}{A_b} = \frac{200}{(0.762)} \cong 260 \text{ kp}$$

Ισοδύναμη τάση.



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

$$\frac{d}{R} = \frac{6d}{H} = \frac{6d}{(0.86603 \cdot p)} = \frac{6 \times 12}{(0.86603 \times 1.75)} = 47.5$$

Αρα $S_e = 920 \text{ kp/cm}^2$ και $S_y = 6400 \text{ kp/cm}^2$
Ο συντελεστής ασφάλειας είναι:

$$N = \frac{1}{\frac{\sigma_m}{S_y} + \frac{\sigma_r}{S_e}} = \frac{1}{\frac{2890}{6400} + \frac{260}{920}} = 1.36$$

$$\boxed{N = 1.36}$$

6 ΑΣΚΗΣΗ:

Το καπάκι της μηχανής εσωτερικής καύσης του σχήματος, βιδώνεται με 8 βίδες M12, από St.38 με $S_y = 2200 \text{ kp/cm}^2$, και $S_e = 365 \text{ kp/cm}^2$. Η πίεση των αερίων από την καύση εντός του κυλίνδρου της μηχανής κυμαίνεται από $0 \div 18 \text{ at}$. Υλικό καπακιού και κυλίνδρου με $E_f = 1.8 \times 10^6 \text{ kp/cm}^2$, υλικό παρεμβύσματος χαλκός με $E_g = 1.15 \times 10^6 \text{ kp/cm}^2$ και υλικό κοχλιών χάλυβας με $E_b = 2.1 \times 10^6 \text{ kp/cm}^2$. Να προσδιορίσετε την απαιτούμενη ροπή σύσφιγξης των κοχλιών, ώστε ο συντελεστής ασφάλειας της κατασκευής να είναι 2.

ΛΥΣΗ:

Κοχλίες M12:

$$d = 12 \text{ mm}$$

$$d_2 = 10.863 \text{ mm}$$

$$d_3 = 9.853 \text{ mm}$$

$$p = 1.75 \text{ mm}$$

Το φορτίο κάθε κοχλία είναι

$$8F = pA = (9 \pm 9) \cdot \frac{\pi \times 15^2}{4} = (1590 \pm 1590) \text{ kp}$$

$$F = (200 \pm 200) \text{ kp}$$

Η σταθερά ελατηρίου της φλάντζας είναι

$$C = \frac{1}{1+m}, \quad m = \frac{k_p}{k_b}$$

$$\frac{1}{k_p} = \frac{1}{k_f} + \frac{1}{k_g}$$

$$k_p = \frac{k_f \cdot k_g}{k_f + k_g} = \frac{E_f E_g}{E_f L_g + E_g L_p} \cdot A_p$$

και

$$\frac{A_p}{A_b} = 8$$

$$k_b = \frac{A_b E_b}{L_b}$$

όπου: $L_g = 3 \text{ mm}$

$$L_p = 18 \text{ mm}$$

$$L_b = 21 \text{ mm}$$

Οπότε: $m = 6.35$ και $C = 0.136$

Δυνάμεις:

$$F_{b(m)} = CF_{e(m)} + F_i = (27.2 + F_i) \text{ kp}$$

$$F_{b(r)} = CF_{e(r)} = 27.2 \text{ kp}$$

Τάσεις:

$$\sigma_m = \frac{4 \times (27.2 + F_i)}{(\pi \times d_3^2)} = (36 + 1.31 F_i) \text{ kp/cm}^2$$

$$\sigma_r = \frac{4 \times 27.2}{(\pi \times d_3^2)} = 36 \text{ kp/cm}^2$$

Soderberg:

$$\sigma_m + \sigma_r \cdot \frac{S_y}{S_e} = \frac{S_y}{N}$$

$$(36 + 1.31F_i) + 36 \times \frac{2200}{365} = \frac{2200}{2}$$

$$F_i = 850 \text{ kp}$$

$$M = F_i \cdot \left[\frac{d_2}{2} \cdot \tan(\alpha + \rho') + \frac{d_A}{2} \cdot f_A \right]$$

όπου: $\tan \alpha = \frac{p}{\pi d}$

$$\alpha = 2.66'$$

$$\tan \rho = 0.15$$

$$\rho = 8.5^\circ$$

$$\rho' = 9.8^\circ$$

$$d_A = \frac{(d + d\pi)}{2} = \frac{12 + 19}{2} = 15.5$$

$$f_A = 0.16$$

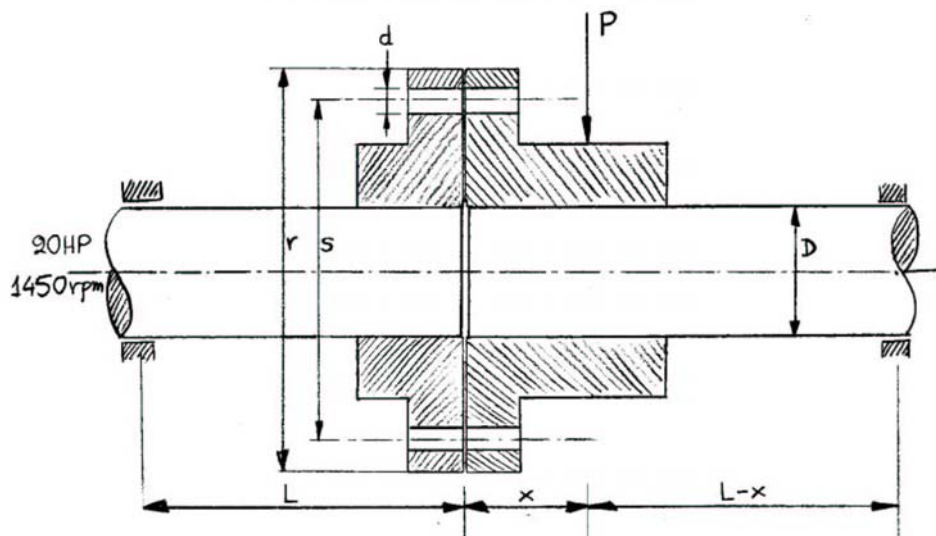
Επομένως η αναγκαία ροπή σύσφιγξης είναι,

$$\begin{aligned} M &= F_i \cdot \left[\frac{d_2}{2} \cdot \tan(\alpha + \rho') + \frac{d_A}{2} \cdot f_A \right] = \\ &= 850 \times \left[\frac{1.0863}{2} \cdot \tan(2.66 + 9.8) + \frac{15.5}{2} \cdot 0.16 \right] = \\ &= 850 \times 1.36 = 1156 \text{ kpcm} \end{aligned}$$

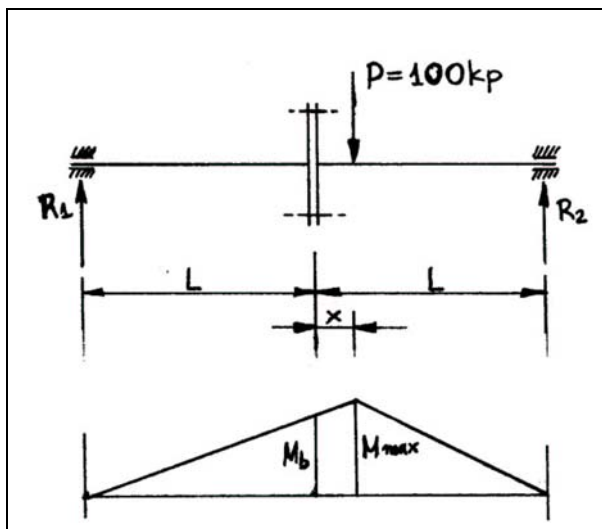
$$M = 1156 \text{ kpcm}$$

7 ΑΣΚΗΣΗ (Φεβ 2003):

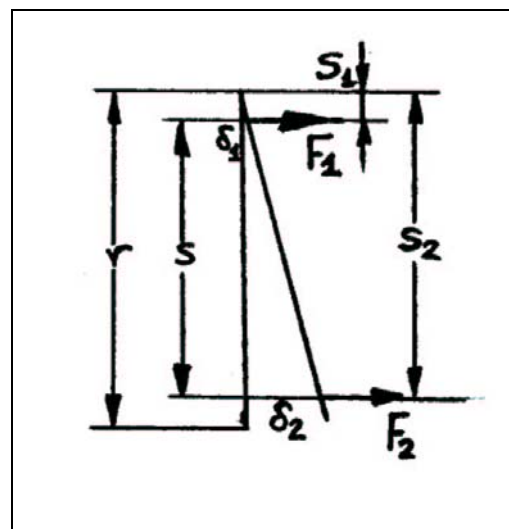
Ο περιστρεφόμενος άξονας του σχήματος διαμέτρου $D = 40\text{mm}$, αποτελείται από δύο ημιαξόνια που συνδέονται με κοχλιωτό σύνδεσμο και είναι πλήρως ζυγοσταθμισμένος. Από αριστερά εισέρχεται ισχύς $N = 20\text{ HP}$ σε 1450 rpm που μεταβιβάζεται μέσω ιμάντα σε δεύτερο παράλληλον άξονα. Η διαμόρφωση του δεξιού τμήματος του συνδέσμου σε τροχαλία, επιτρέπει την σύνδεση του ιμάντα ο οποίος μεταδίδει την κίνηση. Αν $P = 100\text{ kP}$ η κατακόρυφη δύναμη του ιμάντα, $2L = 600\text{mm}$ το μήκος του άξονα και $x = 80\text{mm}$ η απόσταση του σημείου εφαρμογής της P από το μέσο του άξονα ζητείται να υπολογιστεί η διάμετρος d των 6 κοχλιών μετρικού σπειρώματος του συνδέσμου αν $s = 200\text{mm}$ και ο συντελεστής ασφάλειας τους είναι 2.2. Κατηγορία υλικού κοχλιών είναι 8.8. Να θεωρήσετε ότι η στρεπτική ροπή μεταφέρεται δια της τριβής των επιφανειών του συνδέσμου. Η δύναμη P τι ρόλο παίζει στην ανωτέρω θεώρηση; Θεωρήστε τον σύνδεσμο απαραμόρφωτο. (Βαθμολογία 40%)



ΛΥΣΗ: Βρίσκουμε τις αντιδράσεις στα έδρανα. $R_1 + R_2 = 100$ και $P(L+x) = 2R_2L$ και $R_1 = 63\text{kP}$ και $R_2 = 37\text{kP}$. (Σχήμα 1)



Σχήμα 1



Σχήμα 2

Η από αριστερά εισερχόμενη στρεπτική ροπή και η καμπτική ροπή στη σύνδεση είναι αντίστοιχα:

$$M_t = 71620 \frac{N}{n} = 71620 \frac{20}{1450} = 988 \text{ kpcm} \quad \text{και}$$

$$M_b = R_1 L = 37 \times 30 = 1110 \text{ kpcm}$$

Θεωρώντας απαραμόρφωτο τον σύνδεσμο (Σχήμα 2) βρίσκουμε, και δεχόμενοι ότι $r = 250 \text{ mm}$:

$$\frac{F_1}{\delta_1} = \frac{F_2}{\delta_2} \quad \text{ή} \quad \frac{F_1}{F_2} = \frac{\delta_1}{\delta_2} = \frac{s_1}{s_2} = \frac{25}{225} = \frac{1}{9} \quad \text{ή} \quad 9F_1 = F_2$$

Οι ροπές των δύο δυνάμεων πρέπει να αντισταθμίζουν την καμπτική ροπή που τείνει να «ανοίξει» τον σύνδεσμο:

$$F_1 s_1 + F_2 s_2 = M_b = 1110 \text{ kpcm} \quad \text{και τελικά} \quad F_1 = 5.4 \text{ kp} \quad \text{και} \quad F_2 = 48.6 \text{ kp}.$$

Αυτές είναι η ελάχιστη (πάνω) και η μέγιστη (κάτω) δύναμη που καταπονεί τον κάθε κοχλία, κατά την περιστροφή άξονα και συνδέσμου και επομένως έχουμε:

$$F_{e(\min)} = F_1 = 5.4 \text{ kp} \quad \text{και} \quad F_{e(\max)} = F_2 = 48.6 \text{ kp} \quad \text{και}$$

$$F_{e(m)} = \frac{F_{e(\max)} + F_{e(\min)}}{2} = \frac{48.6 + 5.4}{2} = 27 \text{ kp}$$

$$F_{e(r)} = \frac{F_{e(\max)} - F_{e(\min)}}{2} = \frac{48.6 - 5.4}{2} = 21.6 \text{ kp}$$

Εξ άλλου για την αντιστάθμιση της στρεπτικής ροπής πρέπει να υπάρχουν σε κάθε ένα από τους 6 κοχλίες μια δύναμη τριβής $F_{\tau p}$ τέτοια ώστε:

$$M_t = 6F_{\tau p} \frac{s}{2} \quad \text{ή} \quad F_{\tau p} = \frac{M_t}{3s} = \frac{988}{3 \times 20} = 16.5 \text{ kp}$$

Αν ο συντελεστής τριβής είναι $f = 0.15$ τότε $F_{\tau p} = F_n f$ ή $F_n = \frac{F_{\tau p}}{f} = \frac{16.5}{0.15} = 110 \text{ kp}$

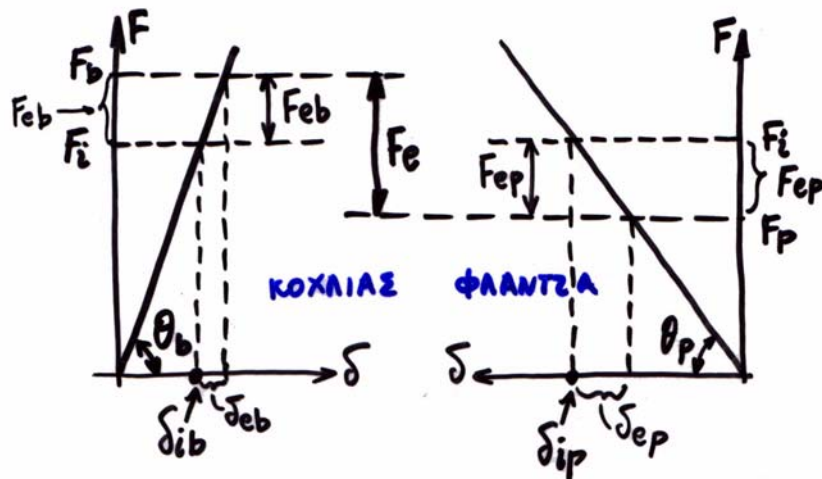
όπου F_n η ελάχιστη ανα κοχλία κάθετη δύναμη που συμπιέζει τις επιφάνειες του συνδέσμου και δημιουργεί τις δυνάμεις τριβής.

Ελάχιστη δύναμη για μεταφορά της στρεπτικής ροπής είναι ίση με την δύναμη που συμπιέζει τις φλάντζες μετά την επιβολή του εξωτερικού φορτίου $F_e = F_2$ (Σχήμα 3).

$$F_p = F_i - F_{ep} = F_n = 110 \text{ kp}$$

Αν κοχλίας και σύνδεσμος είναι από το ίδιο υλικό τότε:

$$\frac{k_p}{k_b} = \frac{A_p E_p L}{L A_b E_b} = 8 \quad \text{και} \quad \frac{k_b}{k_b + k_p} = \frac{1}{1 + k_p/k_b} = \frac{1}{1 + 8} = \frac{1}{9} \quad \text{οπότε:}$$



Σχήμα 3

$$F_{eb} = \frac{F_e}{9} = \frac{F_2}{9} = \frac{48.6}{9} = 5.4kp$$

$$F_{ep} = \frac{8F_e}{9} = \frac{8F_2}{9} = \frac{8 \times 48.6}{9} = 43.2kp$$

Έτσι βρίσκουμε την πρόταση

$$F_i - F_{ep} = 110 \quad \text{και} \quad \boxed{F_i = 43.2 + 110 = 153.2kp}$$

Η μέση τιμή και το εύρος εναλλαγής της δύναμης έκαστου κοχλίου είναι αντίστοιχα:

$$F_{b(m)} = \frac{k_b}{k_b + k_p} F_{e(m)} + F_i = \frac{1}{9} \times 27 + 153.2 = 156.2kp$$

$$F_{b(r)} = \frac{k_b}{k_b + k_p} F_{e(r)} = \frac{1}{9} \times 21.6 = 2.4kp$$

Οι αντίστοιχες τάσεις:

$$\sigma_m = \frac{F_{b(m)}}{A_3}, \quad \sigma_r = \frac{F_{b(r)}}{A_3} \quad \text{και σύμφωνα με το κριτήριο του Soderberg}$$

$$\sigma_m + \sigma_r \frac{S_y}{S_e} \leq \frac{S_y}{N} \quad \text{ή} \quad \frac{(F_b)_m}{A_3} + \frac{(F_b)_r}{A_3} \frac{S_y}{S_e} \leq \frac{S_y}{N} \quad \text{και λύνοντας ως προς } A_3:$$

$$A_3 \geq \frac{N(F_b)_m}{S_y} + \frac{N(F_b)_r}{S_e} = \frac{2.2 \times 156.2}{6400} + \frac{2.2 \times 2.4}{800} = 0.060cm^2$$

Αρα τυποποιώντας κατά ISO βρίσκουμε **κοχλίου M3.5**. Αν αγνοηθεί η δυναμική συνιστώσα ως αμελητέα,

$$A_3 \geq \frac{N(F_b)_m}{S_y} + \frac{N(F_b)_r}{S_e} = \frac{2.2 \times 156.2}{6400} = 0.0536cm^2 \quad \text{τυποποιώντας κατά ISO βρίσκουμε πάλι}$$

κοχλίου M3.5. Ο κοχλίας αυτός είναι μικρός για τις διαστάσεις του συνδέσμου όμως είναι σε θέση να παραλάβει το μικρό φορτίο P της άσκησης. Αν ζητηθεί να σχεδιάσουμε τον σύνδεσμο για μέγιστη απόδοση τότε φυσικά η διάμετρος θα βρεθεί μεγαλύτερη.

8 ΑΣΚΗΣΗ:

Να υπολογιστούν οι κοχλίες που χρειάζονται για να στερεώσουν το γωνιακό έλασμα που φορτίζεται όπως στο σχήμα. Για τον υπολογισμό των κοχλιών να χρησιμοποιηθεί το κριτήριο Θ.Ε.Π. (θεωρία έργου παραμόρφωσης), με $\sigma_{επ} = 1400 \text{ kp/cm}^2$.

ΛΥΣΗ:

Η δύναμη F προκαλεί στους κοχλίες διατμητικές και ορθές δυνάμεις.

Διατμητικές:

α) Η F παραλαμβάνεται ομοιόμορφα από κάθε κοχλία ώστε

$$V = \frac{F}{3} = \frac{1000}{3} = 333 \text{ kp}$$

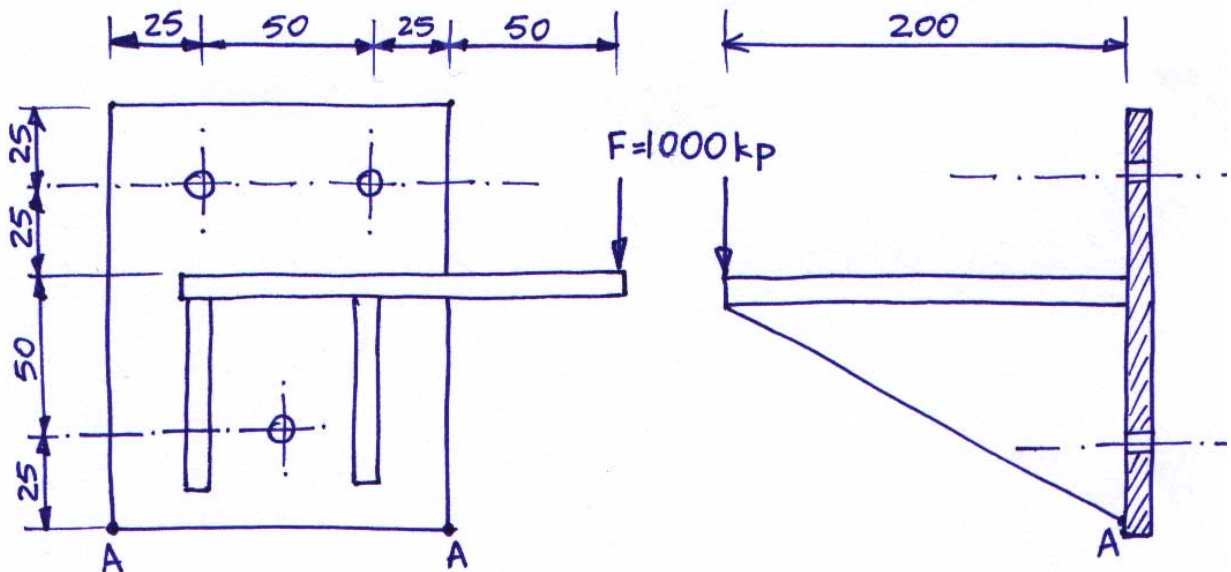
β) Η F προκαλεί ροπή ως προς το κ.β. των κοχλιών που συνεπάγεται διατμητικές δυνάμεις στους κοχλίες 1, 2 και 3

$$T = \frac{M_{\sigma} \cdot d_n}{\Sigma d_n^2} \quad n = 1, 2, 3$$

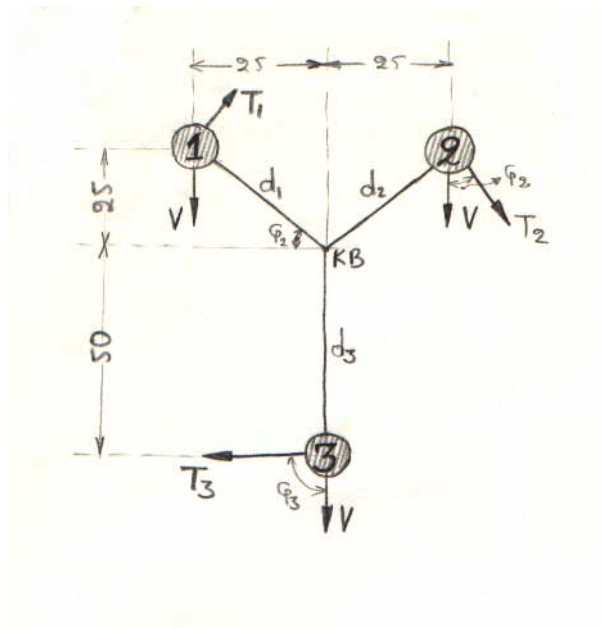
Ορθές:

Λόγω της περί το Α περιστροφής δημιουργούνται ορθές τάσεις

$$P = \frac{M_b \cdot d_n}{\Sigma d_n^2} \quad n = 1, 2, 3$$



Θα βρω τη διατμητική, τάση την ορθή τάση και την ισοδύναμη με το κριτήριο Θ.Ε.Π., στους δυσμενέστερα φορτιζόμενους κοχλίες, δηλαδή τον 2 και τον 3. Από την γεωμετρία του σχήματος έχω $d_1 = d_2 = 25\sqrt{2} = 35 \text{ mm}$ και $d_3 = 50 \text{ mm}$. Οι διατμητικές δυνάμεις T_1 και T_3 , λόγω της ροπής $M_{\sigma} = F \cdot e = 1000 \text{ kp} \times 10 \text{ cm} = 10^4 \text{ kp} \cdot \text{cm}$, είναι:



$$T_2 = \frac{10^4 \times 3.5}{(3.5^2 + 3.5^2 + 5^2)} = \frac{10^4 \times 3.5}{49.5} = 705kp$$

$$T_3 = \frac{10^4 \times 5}{(3.5^2 + 3.5^2 + 5^2)} = \frac{10^4 \times 5}{49.5} = 1000kp$$

Οι γωνίες που σχηματίζουν οι T_2 και T_3 με τις V είναι $\varphi_2 = 45.6^\circ$ και $\varphi_3 = 90^\circ$.
Αρα οι συνισταμένες διατμητικές δυνάμεις είναι:

$$R_2 = \sqrt{T_2^2 + V^2 + 2T_2 \cdot V \cos \varphi_2} =$$

$$= \sqrt{705^2 + 333^2 + 2 \times 705 \times 333 \cos 45.6^\circ} \cong 970kp$$

$$R_3 = \sqrt{T_3^2 + V^2 + 2T_3 \cdot V \cos \varphi_3} =$$

$$= \sqrt{1000^2 + 333^2 + 2 \times 1000 \times 333 \cos 90^\circ} = 1050kp$$

Οι ορθές δυνάμεις P_2 και P_3 , λόγω της περί το Α ροπής $M_b = F \cdot e' = 1000 \times 20 = 2 \times 10^4 kp \cdot cm$, είναι:

$$P_1 = P_2 = \frac{M_b \cdot d_2}{\Sigma d^2} = \frac{2 \times 10^4 \times 10}{(10^2 + 10^2 + 2.5^2)} = 970kp$$

$$P_3 = \frac{M_b \cdot d_3}{\Sigma d^2} = \frac{2 \times 10^4 \times 2.5}{(10^2 + 10^2 + 2.5^2)} = 240kp$$

Παρατηρούμε ότι ο πιο επικίνδυνος συνδυασμός διατμητικών (R) και ορθών (P) δυνάμεων είναι στον κοχλία 2.

Οι αντίστοιχες τάσεις είναι:

$$\tau_2 = \frac{R_2}{\frac{\pi}{4} \cdot d^2} = \frac{970}{\frac{\pi}{4} \cdot d^2} = \frac{1235}{d^2}$$

$$\sigma_2 = \frac{P_2}{\frac{\pi}{4} \cdot d^2} = \frac{970}{\frac{\pi}{4} \cdot d^2} = \frac{1235}{d^2}$$

Από το κριτήριο της θεωρίας έργου - παραμόρφωσης έχουμε:

$$\sigma_{eq} = \sqrt{\sigma_2^2 + 3\tau_2^2} \leq \sigma_{\epsilon\pi}$$

ή

$$\left(\frac{1235}{d^2}\right)^2 + 3 \cdot \left(\frac{1235}{d^2}\right)^2 \leq (1400)^2$$

$$d = 13.2mm$$

Τυποποιώντας έχω κοχλίες **M14**

9 ΑΣΚΗΣΗ:

Σε μια κοχλιωτή σύνδεση φλαντζών, με κοχλίες M18 και με φλάντζες ίδιου υλικού με τους κοχλίες και συνεργαζόμενης επιφάνειας 8.3 cm^2 , το εξωτερικό φορτίο κυμαίνεται από 1800 έως 4600 kp. Δίνονται: Συντελεστής ασφάλειας $N = 2$, $S_y = 6800 \text{ kp/cm}^2$, $S_e = 1100 \text{ kp/cm}^2$.

- Είναι κατάλληλοι οι κοχλίες για συνεχή λειτουργία;
- Εάν επιβάλλουμε πρόταση 3700 kp, θα αντέχουν οι κοχλίες;
- Τι συμβαίνει για πρόταση 5500 kp;
- Ποιά είναι η ελάχιστη δύναμη της φλάντζας στη πρόταση (β);

ΛΥΣΗ:

Για κοχλίες M18 έχω από πίνακα 1 (Niemann), κεφ. 4.2:

$$d = 18$$

$$d_2 = 17.026$$

$$d_3 = 16.160$$

$$P = 1.5$$

Με βάση το κριτήριο του Soderberg έχουμε:

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

όπου:

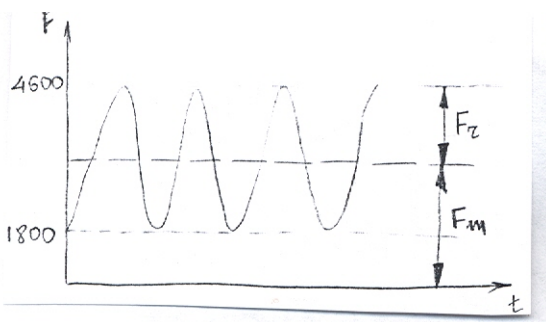
$$\sigma_m = \frac{F_m}{\frac{\pi}{4} \cdot d_3^2}$$

$$\sigma_r = \frac{F_r}{\frac{\pi}{4} \cdot d_3^2}$$

με

$$F_m = \frac{1}{2} \times (4600 + 1800) = 3200 \text{ kp}$$

$$F_r = \frac{1}{2} \times (4600 - 1800) = 1400 \text{ kp}$$



Αρα είναι

$$\begin{aligned} \sigma_{eq} &= \sigma_m + \sigma_r \cdot \frac{S_y}{S_e} = \\ &= \frac{3200}{\frac{\pi}{4} \times 1.6160^2} + \frac{1400}{\frac{\pi}{4} \times 1.616^2} \times \frac{6800}{1100} = 5780 \text{ kp/cm}^2 \text{ και} \end{aligned}$$

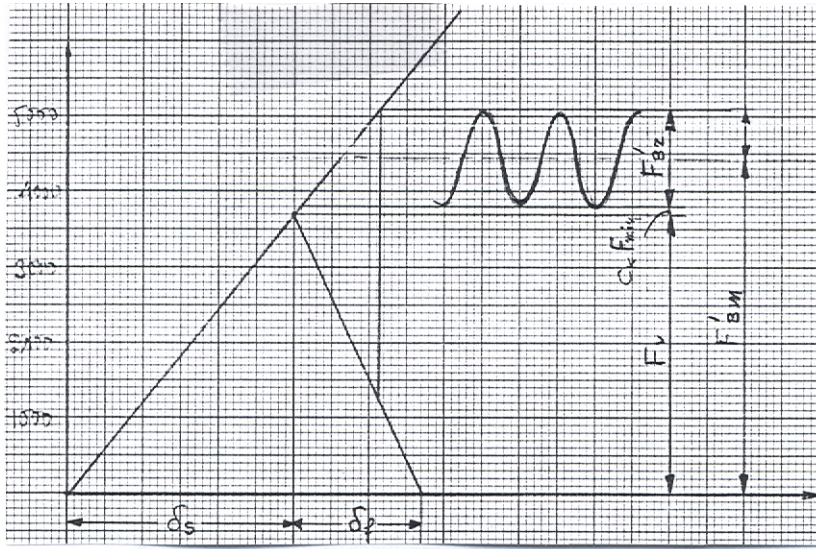
$$\sigma_{\text{επ}} = \frac{S_y}{N} = \frac{6800}{2} = 3400 \text{ kp/cm}^2$$

Επειδή $\sigma_{eq} > \sigma_{επ}$, οι κοχλίες είναι ακατάλληλοι.

β) Αν επιβάλλουμε πρόταση $F_v = 3700 \text{ kp}$ θα έχουμε το διάγραμμα Από Soderberg η ισοδύναμη τάση είναι:

$$\sigma'_{eq} = \sigma'_m + \sigma'_r \cdot \frac{S_y}{S_e}$$

όπου



$$\sigma'_m = \frac{F'_{Bm}}{\frac{\pi}{4} \cdot d_3^2}$$

με

$$F'_{Bm} = F_v + C_k \times \left(F_{\min} + \frac{F_{Br}}{2} \right)$$

$$= F_v + C_k \cdot F_{Bm}$$

$$C_k = \frac{1}{1 + \frac{\delta_s}{\delta_f}}$$

και

$$\frac{\delta_s}{\delta_f} = \frac{A_f}{A_s} \cdot \frac{E_f}{E_s}$$

Επειδή οι κοχλίες και οι φλάντζες είναι του ίδιου υλικού

$$E_f = E_s$$

Είναι λοιπόν

$$\frac{\delta_s}{\delta_f} = \frac{A_f}{A_s} = \frac{8.3 \text{ cm}^2}{\frac{\pi}{4} \cdot 1.8^2} = 3.26$$

και

$$C_k = \frac{1}{1 + \frac{\delta_s}{\delta_f}} = \frac{1}{1 + 3.26} = 0.235$$

Επειδή είναι $F_v = 3700 \text{ kp}$ και $F_{Bm} = 3200 \text{ kp}$

$$F'_{Bm} = 3700 + 0.235 \times 3200 = 3700 + 750 = 4450kp$$

$$F'_{Br} = C_k \cdot F_{Br} = 0.235 \times 2800 = 660kp$$

Άρα έχω για τις τάσεις

$$\sigma'_m = \frac{F'_{Bm}}{\frac{\pi}{4} \cdot d_3^2} = \frac{4450}{\frac{\pi}{4} \cdot 1.616^2} = 2170kp/cm^2$$

$$\sigma'_r = \frac{F'_{Br}}{2 \cdot \frac{\pi}{4} \cdot d_3^2} = \frac{660}{2 \cdot \frac{\pi}{4} \cdot 1.616^2} = 160kp/cm^2$$

Οπότε

$$\begin{aligned} \sigma'_{eq} &= \sigma'_m + \sigma'_r \cdot \frac{S_y}{S_e} = \\ &= 2170 + 160 \cdot \frac{6800}{1100} = 3160kp/cm^2 \end{aligned}$$

$$\sigma_{\varepsilon\pi} = \frac{S_y}{\nu} = \frac{6800}{2} = 3400kp/cm^2$$

Δηλαδή $\sigma'_{eq} < \sigma_{\varepsilon\pi}$. Οπότε οι κοιλίες αντέχουν.

γ) Όπως και στο ερώτημα (β) έχουμε:

$$F'_{Bm} = 5500 + 750 = 6250kp$$

$$F'_{Br} = 660kp$$

$$\sigma'_m = \frac{6250}{\frac{\pi}{4} \cdot 1.616^2} = 3050kp/cm^2$$

$$\sigma'_r = 160kp/cm^2$$

Αρα

$$\begin{aligned} \sigma'_{eq} &= \sigma'_m + \sigma'_r \cdot \frac{S_y}{S_e} = \\ &= 3050 + 160 \cdot \frac{6800}{1100} = 4040kp/cm^2 \end{aligned}$$

Επειδή $\sigma_{\varepsilon\pi} = 3400kp/cm^2 < \sigma'_{eq}$, οι κοιλίες δεν αντέχουν.

δ) Η ελάχιστη δύναμη της φλάντζας όταν $F_v = 3700 kp$ είναι:

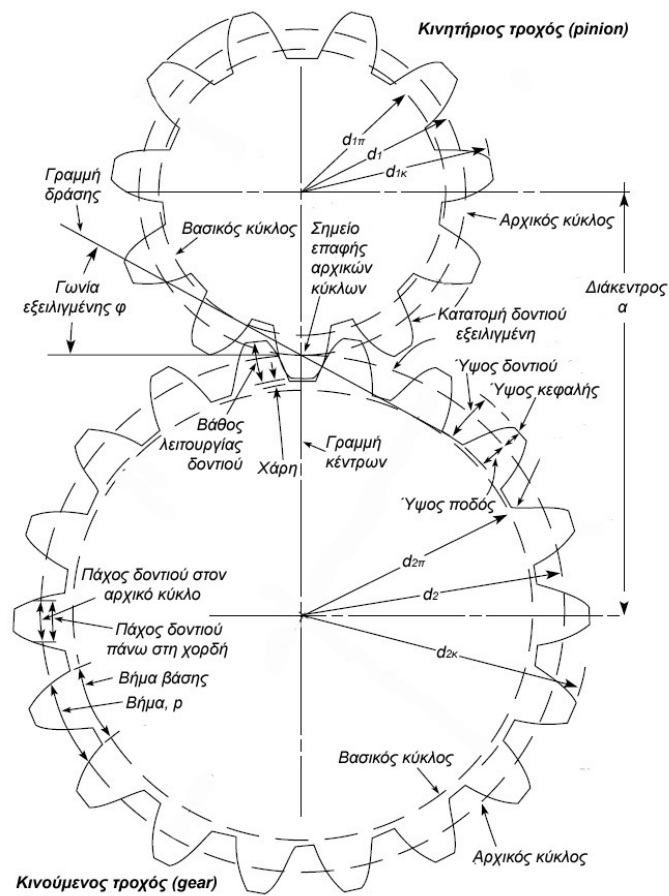
$$\begin{aligned} F_{f \min} &= F_{s \max} - F_{B \max} = (F_v + C_k \cdot F_{B \max}) - F_{B \max} = \\ &= F_v - (1 - C_k) \cdot F_{B \max} = \\ &= F_v - \frac{\delta_s}{\delta_s + \delta_f} \cdot F_{B \max} = \\ &= 3700 - (1 - 0.235) \cdot 4600 = 180kp \end{aligned}$$

$$F_{f \min} = 180kp$$

ΦΥΛΛΑΔΙΟ ΑΣΚΗΣΕΩΝ

ΣΤΟΙΧΕΙΩΝ ΜΗΧΑΝΩΝ ΙΙ

ΜΕΤΩΠΙΚΟΙ ΟΔΟΝΤΩΤΟΙ ΤΡΟΧΟΙ



1.1 Ασκήσεις μετωπικών οδοντωτών τροχών.

1.1.1 ΑΣΚΗΣΗ (Αντοχή σε κάμψη και επιφανειακή πίεση κατά Lewis και Buckingham)

Κινητήριος άξονας που περιστρέφεται στις 600 rpm μεταδίδει στον κινούμενο ισχύ $N = 2HP$, μέσω ενός ζεύγους οδοντωτών τροχών. Αν η σχέση μετάδοσης είναι $i = 3$ να υπολογιστεί το ζεύγος των οδοντωτών τροχών. Να χρησιμοποιηθεί η μέθοδος Lewis για τον έλεγχο των καμπτικών τάσεων, και Buckingham για τον έλεγχο σε επιφανειακή πίεση στους οδοντωτούς τροχούς.

ΛΥΣΗ:

Ο κινητήριος άξονας μεταδίδει στρεπτική ροπή ίση με:

$$M_t = 71620 \frac{N}{n} = 71620 \frac{2PS}{600rpm} = 238.7kp.cm$$

Από το Σχήμα 16 για $n=600rpm$ και $N=2HP$ δεχόμαστε σαν αρχική επιλογή το module $m=2$. Επιλέγω $N_1=25$ και η διάμετρος θα είναι: $d_1 = N_1 m = 25 \times 2 = 50mm$ και επειδή $i = 3$

$$d_2 = N_2 m = 75 \times 2 = 150mm.$$

Η περιφερειακή δύναμη στον οδοντωτό τροχό είναι:

$$F_t = \frac{M}{d_1/2} = \frac{238.7kp.cm}{5cm/2} = 95.48kp = 954.8N$$

Η περιφερειακή ταχύτητα στην αρχική διάμετρο είναι:

$$v_p = \frac{\pi d_1 n_1}{1000 \times 60} = \frac{\pi \times 50 \times 600}{1000 \times 60} = 1.57m/s$$

$$F_d = \frac{3 + v_p}{3} F_t = \frac{3 + 1.57}{3} 954.8N = 1.523 \times 954.8N = 1455N$$

Επειδή συνιστάται $9m < b < 13m$ ή $18mm < b < 26mm$ επιλέγουμε $b = 22mm$.

Έλεγχος αντοχής του pinion σε κάμψη κατά Lewis:

Η τάση κατά Lewis είναι:

$$\sigma_1 = \frac{F_d}{byp/k_t} \leq \sigma_{\varepsilon\pi}$$

Επειδή $N_1 = 25$ και θεωρούμε ότι το φορτίο εφαρμόζεται στην κεφαλή και η γωνία εξειλιγμένης λαμβάνεται ίση με 20deg, ο συντελεστής Lewis βρίσκεται από τον Πίνακα 10 $y=0.108$. Επίσης το βήμα της οδόντωσης στον αρχικό κύκλο βρίσκεται από την σχέση:

$$p = \pi \cdot m = 3.14 \times 2 = 6.2832mm$$

Αν t το πάχος του δοντιού στη βάση του τότε $t = \pi m / 2 = 6.2832 / 2 = 3.1416mm$, η ακτίνα καμπυλότητας στη βάση του δοντιού έστω ότι είναι $\rho_f = 1mm$, και η απόσταση του σημείου εφαρμογής της δύναμης από την βάση (βλέπε Σχ. 18) είναι $e = 2.2 \times m = 2.2 \times 2 = 4.4mm$ τότε:

$$k_t = 0.18 + \left(\frac{t}{\rho_f}\right)^{0.15} \left(\frac{t}{e}\right)^{0.45} = 0.18 + \left(\frac{\pi}{1}\right)^{0.15} \left(\frac{\pi}{4.4}\right)^{0.45} = 1.20$$

και η τάση κατά Lewis μπορεί τώρα να βρεθεί:

$$\sigma_1 = \frac{1455}{22 \times 0.108 \times 6.2832 / 1.20} = 117MPa$$

Έλεγχος αντοχής του μεγάλου τροχού σε κάμψη κατά Lewis: Ο αριθμός των δοντιών του τροχού είναι $N_2 = 75$ δόντια, οπότε από τον Πίνακα 10 βρίσκουμε τον συντελεστή Lewis: $y=0.138$. Το βήμα είναι το ίδιο με του pinion $p=6.2832 \text{ mm}$ και ο συντελεστής συγκέντρωσης τάσεων $k_t=1.20$.

$$\sigma_2 = \frac{1455}{22 \times 0.138 \times 6.2832 / 1.20} = 91.5 \text{ MPa}$$

Άρα επιλέγουμε υλικά για pinion και κινούμενο τροχό από τον Πίνακα 11 για :

Υλικό pinion: Χυτογάλυβας 0.20% C με θερμική επεξεργασία, $S_{επ} = 175 \text{ MPa}$ και BHN = 250 και **Υλικό τροχού:** Χυτοσίδηρος (ASTM-50) με $S_{επ} = 100 \text{ MPa}$ και BHN = 223.

Έλεγχος επιφανειακής αντοχής κατά Buckingham:

$$\left. \begin{array}{l} F_w = d_1 b Q K \\ F_w = \frac{F_t}{\sin \varphi} \end{array} \right\} \Rightarrow K = \frac{F_t}{d_1 b Q \sin \varphi} = \frac{1455}{50 \times 22 \times 1.5 \times \sin 20} = 2.57 \text{ MPa}$$

όπου : $d_1 = 50 \text{ mm}$ και $b = 22 \text{ mm}$ και $Q = \frac{2N_2}{N_1 + N_2} = \frac{2 \times 75}{25 + 75} = 1.50$

Από τον Πίνακα 12 για χάλυβα BHN = 200 με χυτοσίδηρο $K_1 = 0.84 \text{ MPa}$

$$F_w = d_1 b Q K = 50 \text{ mm} \times 22 \text{ mm} \times 1.5 \times 0.84 \text{ N/mm}^2 = 1386 \text{ N}$$

(αστοχεί γιατί $1386 < 1455 \text{ N}$)

Επιλέγω άλλα υλικά σκληρότερα

ΥΛΙΚΟ 1 SAE - 1045 BHN = 215

ΥΛΙΚΟ 2 SAE - 1035 BHN = 190

οπότε

$$K_1 = 90 \text{ psi} = 6.28 \text{ kp/cm}^2$$

$$F_w = 12 \times 7 \times 1.67 \times 6.28 = 880 \quad (\text{αστοχεί})$$

ΥΛΙΚΟ 1 :

Ανάποδα για $F_t = 1488$

$$F_w = \frac{1488}{\cos 20^\circ} = 1580 \text{ kp}$$

$$\frac{1500}{12 \times 7 \times 1.67} = 11.22 \text{ kp/cm}^2 = 160.29 \text{ psi} = K$$

$$\text{BHN} = 275$$

Επιλέγω SAE - 3145

Εξίσωση σχεδιασμού Lewis

$$\sigma_t = \frac{F_d}{by_1p / k_t}$$

Δεδομένα κοινά και για τους δύο οδοντωτούς τροχούς

Μεταφερόμενη ισχύς	$N =$	2.00	HP				
Σχέση μετάδοσης	$i =$	3.00					
Στροφές pinion	$n_1 =$	600.00	rpm	$n_2 =$	200.00	rpm	
Module οδοντοκίνησης	$m =$	2.00					
Αριθμός δοντιών	$N_1 =$	25.00	δόντια	$N_2 = N_1 * i =$	75.00	δόντια	
Βήμα οδόντωσης στον αρχικό κύκλο	$p =$	6.28	mm				
Αρχικές διάμετροι οδοντωτών τροχών	$d_1 = mN_1 =$	50.00	mm	$d_2 = mN_2 =$	150.00	mm	
Πλάτος οδοντωτών τροχών	$b =$	22.00	mm				
Στρεπτική ροπή	$M_t = 71620 \frac{N}{n_1}$	238.73	krctm	$M_t = 71620 \frac{N}{n_2}$	716.20	kr.cm	
Περιφερειακή δύναμη	$F_t = \frac{M_t}{d_1/2} =$	954.93	N				
Γραμμική ταχύτητα αρχικού κύκλου	$v_p = \frac{\pi d_1 n_1}{1000 \times 60} =$	1.57	m/s				
Δύναμη σχεδιασμού	$F_d = F_t \frac{3 + v_p}{3}$	1454.94	N				

Τιμές που βρίσκονται από τον σχεδιαστή βάσει των πιο πάνω στοιχείων και εισέρχονται πιο κάτω με το χέρι

Συντελεστής συγκέντρωσης τάσης	$k_t =$	1.20					
Συντελεστής Lewis	$y_1 =$	0.108		$y_2 =$	0.138		
Καμπτική τάση κατά Lewis	$\sigma_1 = \frac{F_d}{by_1p / k_t} =$	116.95	MPa	$\sigma_2 = \sigma_1 * y_1 / y_2 =$	91.53	MPa	
ΥΛΙΚΟ	Pinion	$S_{επιτρ}$	BHN	Τροχός	$S_{επιτρ}$	BHN	
	Χυτοχάλυβας, 0.20% C, με θερμική επεξ.	175.00	250	ASTM 50	100.00	223	
Τάση < Τάση επιτρεπόμενη ?	Το pinion	είναι ασφαλές.		Ο τροχός	είναι ασφαλής.		

Υπολογισμός σε επιφανειακή πίεση κατά Buckingham

Εξίσωση σχεδιασμού Buckingham

$$K_1 = \frac{F_w}{d_1 b Q_1} = \frac{F_t}{d_1 b Q_1 \cos \varphi}$$

Γεωμετρικός συντελεστής Buckingham	$Q = 2N_2 / (N_1 + N_2)$	1.5					
	$K_1 =$	0.93837	MPa	$K_2 =$	0.31279	MPa	
ΥΛΙΚΟ	Pinion	K	BHN	Τροχός	K	BHN	
	Χυτοχάλυβας, 0.20% C, με θερμική επεξ.	1.38	MPa	ASTM 50	1.38	MPa	
Είναι $K_1 < K$; Ναι=ασφαλές, Όχι=αστοχεί	Το pinion	είναι ασφαλές.		Ο τροχός	είναι ασφαλής.		

1.1.2 ΑΣΚΗΣΗ (Κάμψη κατά AGMA)

Κινητήριος άξονας που περιστρέφεται στις 600 rpm μεταδίδει στον κινούμενο ισχύ $N = 2HP$, μέσω ενός ζεύγους οδοντωτών τροχών. Αν η σχέση μετάδοσης είναι $i = 3$ να υπολογιστεί το ζεύγος των οδοντωτών τροχών. Να επιλυθεί η άσκηση με την μέθοδο της AGMA.

ΛΥΣΗ:

Η στρεπτική ροπή στον άξονα είναι:

$$M_t = 71620 \frac{N}{n} = 71620 \frac{2.0PS}{600rpm} = 238.7kp.cm$$

Δεχόμαστε γωνία εξειλιγμένης $\varphi = 20^\circ$, module $m=2$, και αριθμό δοντιών $N_1 = 40$. Τότε η αρχική διάμετρος του pinion θα είναι $d_1 = m N_1 = 2 \times 40$ ή $d_1 = 80mm$. Επειδή η σχέση μετάδοσης είναι $i = 3$ ο αριθμός των δοντιών και η διάμετρος του μεγάλου τροχού είναι: $N_2 = 3 \times 40 = 120$ και $d_2 = m N_2 = 2 \times 120$ και επομένως $d_2 = 240mm$.

Η γραμμική ταχύτητα είναι:

$$v_t = \frac{\pi d_1 n_1}{1000 \times 60} = \frac{\pi \times 80 \times 600}{1000 \times 60} = 2.51m/s$$

Η ασκούμενη περιφερειακή δύναμη είναι:

$$F_t = \frac{M_t}{d/2} = \frac{238.7kp.cm}{8cm/2} = 59.68kp = 596.8N$$

Η καμπτική τάση σ_t σε MPa κατά AGMA δίνεται από την σχέση:

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

όπου :

- $F_t = 596.8N$, η ασκούμενη στο δόντι δύναμη,
- $m = 2.0$ το module σε mm,
- Για το πλάτος πρέπει: $9m \leq b \leq 13m \Rightarrow 18mm \leq b \leq 26mm \xrightarrow{\text{δεχομαι}} b = 22mm$,
- Ο γεωμετρικός συντελεστής $J_1 = 0.425$ και $J_2 = 0.465$, (Σχήμα 22)
- $K_o = 1.25$, ο συντελεστής υπερφόρτισης, (Πίνακας 13)
- $K_v = 1.24$, ο δυναμικός συντελεστής εξαρτώμενος από την γραμμική ταχύτητα του τροχού, (Σχήμα 21) και από την ακρίβεια κατασκευής $Q_v = 7$.
- $K_s = 1$, ο συντελεστής μεγέθους, (Πίνακας 14)
- K_m ο συντελεστής διανομής φορτίου, (Πίνακας 16). Εκτός από τον Πίνακα 16 μπορούμε να βρούμε τον συντελεστή διανομής φορτίου και σε αναλυτική έκφραση:

$$K_m = 1.0 + C_{pf} + C_{ma}$$

Όπου C_{pf} = συντελεστής αναλογίας pinion,

$$\text{Για } b \leq 25mm \text{ τότε } C_{pf} = \frac{b}{10d} - 0.025 = \frac{22mm}{10 \times 50mm} - 0.025 = 0.019$$

και C_{ma} = συντελεστής ευθυγράμμισης εμπλοκής και για ανοιχτούς τροχούς στο περιβάλλον¹:

$$\begin{aligned} C_{ma} &= 0.247 + 6.5748 \times 10^{-4} b - 1.1858 \times 10^{-7} b^2 = \\ &= 0.247 + 6.5748 \times 10^{-4} (22) - 1.1858 \times 10^{-7} (22)^2 = \\ &= 0.2614 \end{aligned}$$

Το πλάτος των τροχών στις ανωτέρω σχέσεις πρέπει να εκφράζεται σε mm. Οπότε

$$K_m = 1 + C_{pf} + C_{ma} = 1 + 0.0190 + 0.2614 = 1.2804$$

- $K_B = 1$, ο συντελεστής πάχους στεφάνης. (Σχήμα 20-α)

Επίσης στο δεξί μέρος της ανισότητας:

¹ Το πλάτος και η διάμετρος των τροχών στις ανωτέρω σχέσεις πρέπει να εκφράζεται σε mm.

- Η αντοχή σε κάμψη $S_{at} = 330 \text{ MPa}$ Ποιότητας 2 ($H_B = 300$) για το pinion και $S_{at} = 180 \text{ MPa}$ Ποιότητας 1 ($H_B = 300$) για τον τροχό. (Πίνακας 17 και Σχήμα 30)
- $K_L = 1$, ο συντελεστής διάρκειας ζωής, (Σχήμα 24)
- $S_F = 1.5$, ο συντελεστής ασφάλειας, (κατ' επιλογή του σχεδιαστή)
- $K_T = 1$, ο συντελεστής θερμοκρασίας για $T \leq 120^\circ\text{C}$ και
- $K_R = 1$, για 99% αξιοπιστία (Πίνακας 15).

Άρα
$$\sigma_{t_1} = \frac{F_t}{mbJ} K_o K_v K_s K_m K_B = \frac{596.8}{2 \times 22 \times 0.425} 1.25 \times 1.24 \times 1.0 \times 1.28 \times 1 = 63.7 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{t_2} = \frac{F_t}{mbJ} K_o K_v K_s K_m K_B = \frac{596.8}{2 \times 22 \times 0.465} 1.25 \times 1.24 \times 1.0 \times 1.2864 \times 1 = 58.2 \text{ MPa}$$

Και
$$S_{\varepsilon\pi_1} = \frac{S_{at} K_L}{S_F K_T K_R} = \frac{260 \times 1}{1.5 \times 1 \times 1} = 173.3 \text{ MPa}$$

$$S_{\varepsilon\pi_2} = \frac{S_{at} K_L}{S_F K_T K_R} = \frac{180 \times 1}{1.5 \times 1 \times 1} = 120 \text{ MPa}$$

Παρατηρούμε ότι η τάση στο pinion και στον μεγάλο τροχό είναι μικρότερες από τις επιτρεπόμενες και επομένως οι οδοντωτοί τροχοί αντέχουν σε κάμψη κατά AGMA.

Στο λογιστικό φύλλο που ακολουθεί έχει λυθεί η ίδια άσκηση έτσι ώστε να μπορούμε να κάνουμε τον σχεδιασμό του ζεύγους με το λιγότερο υπολογιστικό κόστος.

Σχεδιασμός σε κάμψη μετωπικών οδοντωτών τροχών κατά AGMA

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

Δεδομένα κοινά και για τους δυο οδοντωτούς τροχούς

Σχέση μετάδοσης	$i =$	3	
Ισχύς προς μετάδοση	$N =$	2	HP
Γωνία εξειλιγμένης	$\varphi =$	20	μοίρες
Module	$m =$	2.00	mm
Τύπος οδόντωσης	Τύπος τροχού	Κανονική οδόντωση	
Τύπος φορτίου δοντιού	Φορτίο δοντιού	Φορτίο εφαρμοζόμενο στην υψηλότερη θέση επαφής κατά την λειτουργία	
Πλάτος τροχού	$b =$	22.00	mm
Μεταφερόμενη δύναμη	$F_t =$	596.8	N
Γραμμική ταχύτητα	$u_t =$	2.51	m/s
Κατηγορία ποιότητας	$Q_v =$	7	
Συντελεστής υπερφόρτισης	$K_o =$	1.25	
Συντελεστής μεγέθους	$K_s =$	1.00	
Συντελεστής πάχους στεφάνης	$K_B =$	1.00	
Συντελεστής ασφαλείας	$S_F =$	1.50	
Συντελεστής διάρκειας ζωής	$K_L =$	1.00	
Συντελεστής θερμοκρασίας	$K_T =$	1.00	
Συντελεστής αξιοπιστίας	$K_R =$	1.00	

Δεδομένα διαφορετικά για κάθε οδοντωτό τροχό

		Pinion	Τροχός	
Αριθμός δοντιών	$N_i =$	40	120	δόντια
Διάμετρος	$d =$	80	240	mm
Στροφές ανά λεπτό	$n =$	600.0	200.0	rpm
Στρεπτική ροπή	$M_t = 71620N/n$	238.7	716.2	kp.cm
Τύπος υλικού	Υλικό =	Steel HB200	Steel HB180	
Ποιότητα υλικού	Ποιότητα =	Ποιότητα 2	Ποιότητα 1	

Τιμές εισερχόμενες από τον σχεδιαστή βάσει των ανωτέρω δεδομένων

Επιτρεπόμενη τάση	$S_{at} =$	260	180	MPa
Γεωμετρικός συντελεστής	$J =$	0.425	0.465	

Τιμές υπολογιζόμενες βάσει των ανωτέρω δεδομένων

Δυναμικός συντελεστής	$K_u =$	1.24		
Συντ. διανομής φορτίου	$K_m =$	1.2864		
Αριστερό σκέλος εξίσ.	$\sigma_t =$	63.72	58.24	MPa
Δεξιό σκέλος εξίσ.	$S_{\varepsilon\pi} =$	173.33	120.00	MPa
	Κατάσταση	ΑΣΦΑΛΕΙΑ	ΑΣΦΑΛΕΙΑ	

Σημείωση: Το λογιστικό αυτό φύλλο περιέχει macros δηλ. ενσωματωμένα προγράμματα Visual Basic που χρησιμοποιούνται για αυτόματους υπολογισμούς. Επομένως πρέπει πάντα να επιτρέπεται από τον χρήστη η χρήση των macros. Η επιλογή αυτή γίνεται στο Tools-Macro-Security

1.1.3 ΑΣΚΗΣΗ (Επιφανειακή πίεση κατά AGMA)

Κινητήριος άξονας που περιστρέφεται στις 600 rpm μεταδίδει στον κινούμενο ισχύ $N = 2HP$, μέσω ενός ζεύγους οδοντωτών τροχών. Αν η σχέση μετάδοσης είναι $i = 3$ να υπολογιστεί το ζεύγος των οδοντωτών τροχών. Να επιλυθεί η άσκηση με την μέθοδο της AGMA.

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

όπου

σ_c = η προκαλούμενη επιφανειακή πίεση

C_p = ο ελαστικός συντελεστής του οποίου η τιμή υπολογίζεται από την σχέση

$$C_p = \sqrt{\frac{1}{\pi \left[(1 - \nu_p^2) / E_p + (1 - \nu_g^2) / E_g \right]}}$$

και δίνεται στον Πίνακα 19 σε \sqrt{MPa} . E_p , E_g , ν_p , ν_g είναι τα μέτρα ελαστικότητας και οι λόγοι Poisson του pinion και του τροχού αντίστοιχα.

F_t = η μεταφερόμενη εφαπτομενική δύναμη

b = πλάτος δοντιού σε επαφή του τροχού μικρότερου πλάτους

d_1 = αρχική διάμετρος του pinion

= $2a / (i + 1)$ για εξωτερικούς οδοντωτούς τροχούς

= $2a / (i - 1)$ για εσωτερικούς οδοντωτούς τροχούς

I = γεωμετρικός συντελεστής αντίστασης σε επιφανειακή φθορά (σχήματα 36 και 37).

Επίσης ο γεωμετρικός συντελεστής I υπολογίζεται στην επόμενη παράγραφο κατά AGMA.

Ο Πίνακας 22 έχει τους υπολογισμούς αυτούς σε Excel.

K_o = συντελεστής υπερφόρτισης (Πίνακας 13)

K_v = δυναμικός συντελεστής (Σχήμα 21)

K_s = Συντελεστής διόρθωσης μεγέθους (Πίνακας 14)

K_m = Συντελεστής διανομής φορτίου (Πίνακας 16)

C_f = Συντελεστής επιφανειακών συνθηκών για αντίσταση σε φθορά.

Και για το δεύτερο μέλος της ανισότητας έχουμε ότι

$S_{c,επ}$ = η επιτρεπόμενη πίεση επαφής

S_{ac} = επιτρεπόμενη πίεση επαφής κατά τους Πίνακες 20 και 21 και Σχήμα 39.

Z_N = συντελεστής διάρκειας ζωής σε επιφανειακή φθορά (Σχήμα 38).

C_H = Συντελεστής λόγου σκληρότητας για αντίσταση σε φθορά (Σχήμα 40 και 41)

S_H = Συντελεστής ασφαλείας σε επιφανειακή φθορά

K_T = Συντελεστής θερμοκρασίας

K_R = Συντελεστής αξιοπιστίας

Σχεδιασμός σε επιφανειακή πίεση μετωπικών οδοντωτών τροχών κατά AGMA

$$\sigma_c = C_p \sqrt{\frac{F_t}{dbI}} K_o K_v K_s K_m C_f \leq S_{c,επ} = \frac{S_{ac} Z_N C_H}{S_H K_T K_R}$$

Δεδομένα κοινά και για τους δύο οδοντωτούς τροχούς

Γωνία Πίεσης	$\phi =$	20	μόιρες
Module	$m =$	2	mm
Τύπος οδόντωσης	$Gear\ type =$	AGMA κανονικού βάθους	
Τύπος φορτίου οδόντος	$Tooth\ load =$	Φορτίο εφαρμοζόμενο στην υψηλότερη θέση επαφής κατά την λειτουργία	
Πλάτος τροχού	$b =$	22	mm
Μεταφερόμενο φορτίο	$F_t =$	596.8	N
Περιφερειακή ταχύτητα	$v_t =$	2.51	m/s
Συντ. ασφαλείας σε επιφ φθορά	$S_H =$	1.50	
Συντ. υπερφόρτισης	$K_o =$	1.25	
Κατηγορία ποιότητας τροχών	$Q_v =$	7	
Συντελεστής επιφ. Κατάστασης	$C_f =$	1.00	
Συντ. διάρκειας ζωής	$Z_N =$	1.00	
Συντ. θερμοκρασίας	$K_T =$	1.00	
Συντ. σξιοπιστίας	$K_R =$	1.00	

Δεδομένα που ενδεχομένως είναι διαφορετικά για κάθε οδοντωτό τροχό

		Pinion	Τροχός	
Αριθμός δοντιών	$N_i =$	40	120	δόντια
-1=εσωτ. Οδόντ., 1=εξωτ. Οδόντ.	$Gear\ style =$	1	1	
Percent +long/-short	$Addendum =$	0%	0%	
Υλικό	$Material =$	Χάλυβας HB300	Χάλυβας HB180	
Ποιότητα υλικού	$grade =$	Ποιότητα 2	Ποιότητα 1	
Σκληρότητα Brinell	$Hardness$	300	180	BHN
Λόγος Poisson	$\mu =$	0.30	0.30	
Μέτρο Ελαστικότητας	$E =$	2.10E+05	2.10E+05	MPa

Τιμές εισερχόμενες από τον σχεδιαστή βάσει των ανωτέρω δεδομένων

Επιτρεπόμενες τάσεις	$S_{ac} =$	979	684	MPa
Τιμές υπολογιζόμενες βάσει των ανωτέρω δεδομένων				
Αρχική διάμετρος	$d =$	80.0	240.0	mm
Γεωμετρικός συντελεστής	$I =$	0.1201	0.0402	
Ελαστικός συντελεστής	$C_p =$	192		(MPa) ^{1/2}
Συντ. λόγου σκληροτήτων	$C_H =$	1.01	1.01	
Δυναμικός συντελεστής	$K_v =$	1.02		
Συντ. διανομής φορτίου	$K_m =$	1.9		
Αριστ. Μέρος εξίσωσης	$S_c =$	504	291	MPa
Δεξιό μέρος εξίσωσης	$S_{c,επ} =$	660	461	MPa
Κατάσταση		ΑΣΦΑΛΕΣ	ΑΣΦΑΛΕΣ	

Σημείωση: Το λογιστικό αυτό φύλλο περιέχει macros δηλ. ενσωματωμένα προγράμματα Visual Basic που χρησιμοποιούνται για αυτόματους υπολογισμούς. Επομένως πρέπει πάντα να επιτρέπεται από τον χρήστη η χρήση των macros. Η επιλογή αυτή γίνεται στο Tools-Macro-Security

1.1.4 ΑΣΚΗΣΗ

Ένας μειωτήρας αποτελείται από ένα ζεύγος μετωπικών οδοντωτών τροχών με σχέση μετάδοσης $i = 2.8$ και module = 3. Το pinion έχει $N_1 = 25$ δόντια και λειτουργεί στις $n_1 = 600 \text{ rpm}$ μεταφέροντας ισχύ $N = 4 \text{ kW}$ στο γρανάζι. Αν η γωνία εξελιγμένης είναι $\phi = 20^\circ$ και το συνεργαζόμενο πλάτος των γραναζιών $b = 40 \text{ mm}$ και ο συντελεστής συγκέντρωσης τάσεων στη βάση του δοντιού $k_t = 1.5$, να βρείτε ποια είναι τα υλικά με την μικρότερη αντοχή από τα οποία πρέπει να κατασκευάσουμε τα δύο γρανάζια ώστε να αντέχουν ταυτόχρονα σε κάμψη και επιφανειακή πίεση;

ΛΥΣΗ:

Υπολογισμός αντοχής σε κάμψη κατά Lewis						
Εξίσωση σχεδιασμού Lewis			$\sigma_i = \frac{F_d}{b y_i p / k_t}$			
Δεδομένα κοινά και για τους δύο οδοντωτούς τροχούς						
Μεταφερόμενη ισχύς	$N =$	5.37	HP			
Σχέση μετάδοσης	$i =$	2.80				
Στροφές pinion	$n_1 =$	600.00	rpm	$n_2 =$	214.29	rpm
Module οδοντοκίνησης	$m =$	3.00				
Αριθμός δοντιών	$N_1 =$	25.00	δόντια	$N_2 = N_1 * i =$	70.00	δόντια
Βήμα οδόντωσης στον αρχικό κύκλο	$p =$	9.42	mm			
Αρχικές διαμέτροι οδοντωτών τροχών	$d_1 = m N_1 =$	75.00	mm	$d_2 = m N_2 =$	210.00	mm
Πλάτος οδοντωτών τροχών	$b =$	40.00	mm			
Στρεπτική ροπή	$M_t = 71620 \frac{N}{n_1}$	640.89	kp.cm	$M_t = 71620 \frac{N}{n_2}$	1794.51	kp.cm
Περιφερειακή δύναμη	$F_t = \frac{M_t}{d_1 / 2} =$	170.91	kp			
Γραμμική ταχύτητα αρχικού κύκλου	$v_p = \frac{\pi d_1 n_1}{1000 \times 60} =$	2.36	m / s			
Δύναμη σχεδιασμού	$F_d = F_t \frac{3 + v_p}{3}$	305.13	kp			
Τιμές που βρίσκονται από τον σχεδιαστή βάσει των πιο πάνω στοιχείων και εισέρχονται πιο κάτω με το χέρι						
Συντελεστής συγκέντρωσης τάσης	$k_t =$	1.50				
Συντελεστής Lewis	$y_1 =$	0.108		$y_2 =$	0.137	
Καμπτική τάση κατά Lewis	$\sigma_1 = \frac{F_d}{b y_1 p / k_t} =$	112.42	kp/cm ²	$\sigma_2 = \sigma_1 * y_1 / y_2 =$	88.62	kp/cm ²
ΥΛΙΚΟ	Pinion	$S_{επιτρ}$	BHN	Τροχός	$S_{επιτρ}$	BHN
	Χυτοχάλυβας, 0.20% C, με θερμική επεξ.	1750.00	250	ASTM 25	560.00	174
Τάση < Τάση επιτρεπόμενη ;	Το pinion	είναι ασφαλές.		Ο τροχός	είναι ασφαλές.	
Υπολογισμός σε επιφανειακή πίεση κατά Buckingham						
Εξίσωση σχεδιασμού Buckingham			$K_1 = \frac{F_w}{d_1 b Q_1}$			
Γεωμετρικός συντελεστής Buckingham	$Q = 2N_2 / (N_1 + N_2)$	1.47368				
	$K_1 =$	6.90184	kp/cm ²	$K_2 =$	2.46494	kp/cm ²
ΥΛΙΚΟ	Pinion	K	BHN	Τροχός	K	BHN
	Χυτοχάλυβας, 0.20% C, με θερμική επεξ.	13.81	250	ASTM 25	4.00	174
Τάση < Τάση επιτρεπόμενη ;	Το pinion	είναι ασφαλές.		Ο τροχός	είναι ασφαλές.	

1.1.5 ΑΣΚΗΣΗ (μετωπικοί)

Ένα ζευγάρι γραναζιών πρέπει να μεταφέρει 40 HP για 1000 rpm του pinion και σχέση μετάδοσης 1:5. Να σχεδιαστούν και δοθούν κατασκευαστικές διαστάσεις των τροχών βάσει της αντοχής σε κάμψη κατά Lewis.

ΛΥΣΗ :

Κάμψη κατά Lewis: Έστω η ισχύς $N = 40 \text{ HP}$, οι στροφές $n_1 = 1000 \text{ rpm}$ και η σχέση μετάδοσης $i = 5$:

1) Τότε επιλέγω αρχικά αριθμό δοντιών του pinion $N_1 = 20$.

Επομένως ο αριθμός των δοντιών $N_2 = N_1 \times i = 100$. Επίσης επιλέγουμε $\phi = 20^\circ$ γωνία εξειλιγμένης. Τότε η στρεπτική ροπή που εισέρχεται από τον ηλεκτροκινητήρα είναι:

$$M = 71620 \frac{N}{n_1} = 2865 \text{ kpcm}$$

2) Από το νομογράφημα ισχύος - στροφών του σχήματος 16 δεχόμαστε module: $m = 6 \text{ mm}$

$$d_1 = N_1 m = 20 \times 6 = 120 \text{ mm}$$

$$d_2 = N_2 m = 100 \times 6 = 600 \text{ mm}$$

$$v_p = \frac{\pi d_1 n_1}{1000 \times 60} = \frac{\pi \times 120 \times 1000}{1000 \times 60} = 6.28 \text{ m/s}$$

$$F_t = \frac{M}{d_1/2} = \frac{2865 \text{ kpcm}}{12 \text{ cm}/2} = 477.5 \text{ kp}$$

$$F_d = \frac{3 + v_p}{3} F_t = \frac{3 + 6.28}{3} 477.5 \text{ kp} = 3.093 \times 477.5 \text{ kp} = 1477 \text{ kp}$$

3) Επειδή συνιστάται $9m < b < 13m$ ή $54 \text{ mm} < b < 78 \text{ mm}$ επιλέγουμε $b = 70 \text{ mm}$.

Έλεγχος αντοχής του pinion σε κάμψη κατά Lewis:

$$\sigma_1 = \frac{F_d}{b y_p / k_t} \leq \sigma_{\varepsilon\pi}$$

Επειδή $N_1 = 20$ και θεωρούμε ότι το φορτίο εφαρμόζεται στην κεφαλή και η γωνία εξειλιγμένης λαμβάνεται ίση με 20° , ο συντελεστής Lewis βρίσκεται από τον Πίνακα 10 $y = 0.102$. Επίσης το βήμα της οδόντωσης βρίσκεται:

$$p = \pi \cdot m = 3.14 \times 6 = 18.85 \text{ mm}$$

Αν t το πάχος του δοντιού στη βάση του τότε $t = \frac{\pi m}{2} = \frac{18.85}{2} = 9.425 \text{ mm}$, η ακτίνα καμπυλότητας

στη βάση του δοντιού είναι $r = 3 \text{ mm}$, και η απόσταση του σημείου εφαρμογής της δύναμης από την βάση είναι $L = 2.2 \times m = 2.2 \times 6 = 13.2 \text{ mm}$ τότε:

$$k_t = 0.18 + \left(\frac{t}{r}\right)^{0.15} \left(\frac{t}{L}\right)^{0.45} = 0.18 + \left(\frac{9.425}{3}\right)^{0.15} \left(\frac{9.425}{13.2}\right)^{0.45} = 1.17$$

και η τάση κατά Lewis μπορεί τώρα να βρεθεί: $\sigma_1 = \frac{1477}{7 \times 0.102 \times 1.885 / 1.17} = 1284 \text{ kp/cm}^2$

Έλεγχος αντοχής του μεγάλου τροχού σε κάμψη κατά Lewis:

$N_2 = 100$ δόντια

$$y = 0.142$$

$$p = 1.885 \text{ cm}$$

$$k_t = 1.17$$

$$\sigma_2 = \frac{1477}{7 \times 0.142 \times 1.885 / 1.17} = 922 \text{ kp/cm}^2$$

Άρα χρησιμοποιούμε από τον Πίνακα 11 για :

Υλικό pinion: SAE 1030 με $S_{επ} = 1400$ και BHN = 180 και

Υλικό τροχού: Χυτοσίδηρος (ASTM-50) με $S_{επ} = 1050$ και BHN = 223.

1.1.6 ΑΣΚΗΣΗ (μετωπικοί)

Η προηγούμενη άσκηση να επιλυθεί βάσει της αντοχής του οδοντωτού τροχού σε κάμψη κατά AGMA.

Έλεγχος αντοχής κατά AGMA:

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

όπου : $F_t = 1488 \text{ kp}$

$$m = 0.6 \text{ cm}$$

$$b = 7 \text{ cm}$$

$$J = 0.33 \quad (\text{γεωμετρικός συντελεστής, Σχήμα 22})$$

$$K_o = 1.25 \quad (\text{συντελεστής υπερφόρτισης για μέτριες κρούσεις σε ομοιόμορφο κινητήρα από Πίνακα 13})$$

$$K_v = 1 \quad (\text{συντελεστής δυναμικής φόρτισης, από Σχήμα 21})$$

$$K_s = 1 \quad (\text{συντελεστής})$$

$$K_m = 1.4 \quad (\text{συντελεστής διανομής φορτίου, από Πίνακα 16})$$

$$K_B = 1 \quad (\text{συντελεστής πάχους στεφάνης από Σχήμα 20α})$$

$$\sigma_1 = \frac{1488}{0.6 \times 7 \times 0.33} \times 1.25 \times 1 \times 1 \times 1.4 \times 1 = 1880 \text{ kp/cm}^2$$

$$\sigma_1 = \frac{1488}{0.6 \times 7 \times 0.44} \times 1.25 \times 1 \times 1 \times 1.4 \times 1 = 1400 \text{ kp/cm}^2$$

$$S_{επ} = \frac{S_{at} K_L}{S_F K_T K_R}$$

Χρησιμοποιούμε για το pinion χάλυβα με σκλήρυνση σε βάθος από Πίνακα 17 και Σχήμα 30 (Ποιότητας 2) και για BHN 190 βρίσκουμε: $S_{at} = 190 \text{ MPa} = 1900 \text{ kp/cm}^2$

$$S_F = 1 \quad \text{Συντελεστής ασφαλείας}$$

$$K_L = 1 \quad \text{Συντελεστής διάρκειας ζωής (Σχήμα 24)}$$

$$K_T = 1 \quad \text{Συντελεστής θερμοκρασίας}$$

$$K_R = 1 \quad \text{Συντελεστής αξιοπιστίας (για < 1% απώλεια)}$$

$$S_{επ} = S_{at} = 1900 \text{ kp/cm}^2$$

Πράγματι

$$\sigma_1 = 1880 < S_{επ} = 1900$$

2ο Γρανάζι

Χυτογάλυβας :

$$S_{\varepsilon\pi} = 1400, \quad \text{BHN} = 180$$

$$S_{at} = 1760 \text{ kp/cm}^2$$

και

$$S_{\varepsilon\pi} = 1760 \text{ kp/cm}^2$$

Ασφαλές γιατί

$$\sigma_2 = 1400 < S_{\varepsilon\pi} = 1760 \text{ kp/cm}^2$$

Ελεγχος κατά Buchingham επιφανειακής αντοχής:

$$F_w = d_1 \cdot b \cdot Q \cdot K$$

$$F_w = \frac{F_t}{\sin \varphi}$$

όπου : $d_1 = 12 \text{ cm}$

$$b = 7 \text{ cm}$$

$$Q = \frac{2N_2}{N_1 + N_2} = \frac{2 \times 100}{20 + 100} = 1.67$$

$$K_1 = 79 \text{ psi} = 8.38 \text{ kp/cm}^2 \text{ (Πίνακας 12)}$$

$$F_w = 12 \times 7 \times 1.67 \times 8.38 = 1171 \text{ kp (αστοχεί)}$$

$$780 < 1488 \text{ kp}$$

Επιλέγω άλλα υλικά σκληρότερα

ΥΛΙΚΟ 1 SAE - 1045 BHN = 215

ΥΛΙΚΟ 2 SAE - 1035 BHN = 190

οπότε

$$K_1 = 90 \text{ psi} = 6.28 \text{ kp/cm}^2$$

$$F_w = 12 \times 7 \times 1.67 \times 6.28 = 880 \quad \text{(αστοχεί)}$$

ΥΛΙΚΟ 1 :

Ανάποδα για $F_t = 1488$

$$F_w = \frac{1488}{\cos 20^\circ} = 1580 \text{ kp}$$

$$\frac{1500}{12 \times 7 \times 1.67} = 11.22 \text{ kp/cm}^2 = 160.29 \text{ psi} = K$$

$$\text{BHN} = 275$$

Επιλέγω SAE - 3145

Ελεγχος επιφανειακής αντοχής - φθοράς κατά AGMA:

$$\sigma_c = c_p \cdot \sqrt{\frac{F_t \cdot C_o \cdot C_s \cdot C_m \cdot C_t}{C_v \cdot b \cdot d_1 \cdot I}}$$

όπου : $C_p = 2300 \sqrt{\text{psi}} = 610 \sqrt{\text{kp/cm}^2}$ (συντελεστής ελαστικών υλικών) (πιν. 6.9)

$$F_t = 1488 \text{ kp}$$

$$C_o = 1.25$$

(συντελεστής υπερφόρτισης) (πιν. 6.3)

$$C_v = 1$$

για λεία ευθεία γρανάζια

$$C_s = 1$$

(συντελεστής μεγέθους) (μικρά γρανάζια)

$$b = 7 \text{ cm}$$

$$d_1 = 12 \text{ cm}$$

$$C_m = 1.4$$

(συντελεστής διανομής φορτίου) (πιν. 6.4)

$$I = 0.118$$

(συντελεστής γεωμετρίας) (σχ. 6.31)

$$C_f = 1$$

(για λείες επιφάνειες)

$$\sigma_c = 610 \sqrt{\text{kp/cm}^2} \cdot \sqrt{\frac{1488 \text{kp} \times 1.25 \times 1 \times 1.4 \times 1}{1 \times 7 \times 12 \times 0.118}} = 9887 \text{ kp/cm}^2$$

Πρέπει

$$\sigma_c < S_{ac} \cdot \frac{C_L \cdot C_H}{C_T \cdot C_R}$$

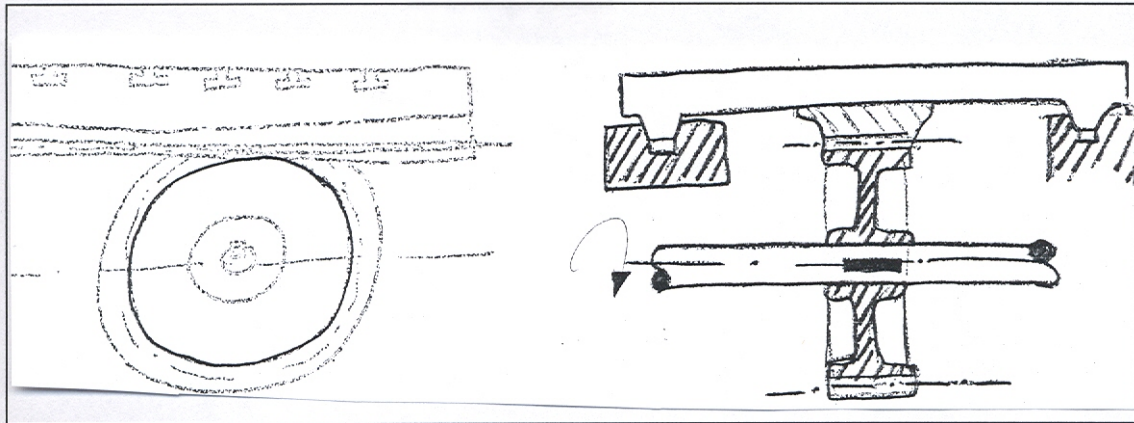
Επανεκλογή μεγαλύτερης διαμέτρου

$$m = 7$$

κ.ο.κ.

1.1.7 ΑΣΚΗΣΗ (μετωπικός-οδοντωτός κανόνας)

Η κίνηση της τράπεζας μιας γεφυροπλάνης γίνεται με ένα οδοντωτό τροχό και ένα οδοντωτό κανόνα (μετωπικοί, παράλληλοι, εξειλιγμένης 20°). Η κοπή γίνεται με δύναμη $F = 1500 \text{ kp}$ και ταχύτητα 20 m/min και η γρήγορη επιστροφή με ταχύτητα 40 m/min . Η διάμετρος του οδοντωτού τροχού εκτιμάται σε περίπου 320 mm . Να υπολογιστεί το σύστημα οδοντωτού τροχού - κανόνα, κατασκευασμένο (αν γίνεται) από χυτοσίδηρο ή χυτοχάλυβα.



ΛΥΣΗ :

Υπολογισμός διαστάσεων μεταποτισμένου μετωπικού οδοντωτού τροχού και οδοντωτού κανόνα					
No	Στοιχείο	Σύμβολο	Σχέση	Παράδειγμα	
				μετωπικός τροχός	κανόνας
1	module	m		12	
2	Γωνία εξειλιγμένης	φ		20	
3	Αριθμός δοντιών	N_1		27	---
4	Συντελεστής μετατόπισης	x		0.60	
5	Ύψος αρχικής γραμμής κανόνα	h_0		--	32.000
6	Γωνία δράσης λειτουργίας	φ_b		20	
7	Διάκεντρος	a_x	$a_x = N_1 m / 2 + h_0 + xm$	201.200	
8	Αρχική διάμετρος	d_0	$d_0 = N_1 m$	324.000	---
9	Διάμετρος ποδός	d_π	$d_\pi = d_0 \cos \varphi$	304.460	
10	Αρχική διάμετρος λειτουργίας	d_b	$d_b = d_\pi / \cos \varphi_b$	324.000	
11	Ύψος κεφαλής	h_κ	$h_\kappa = (1+x)m$	19.200	12.000
12	Ολικό ύψος	h	$h = 2.25m$	27.000	
13	Εξωτερική διάμετρος	d_κ	$d_\kappa = d_0 + 2h_\kappa$	362.400	---
14	Διάμετρος ρίζας	d_r	$d_r = d_\kappa - 2h$	308.400	

Η ισχύς είναι :

$$N = F \cdot v = 15000 \text{ N} \cdot 20 \text{ m}/60 \text{ sec} = 5 \text{ kW}$$

Η ταχύτητα είναι :

$$\omega = \frac{v}{r} = \frac{2 \cdot v}{d} = \frac{2 \times 20 \text{ m}/60 \text{ sec}}{0.32 \text{ m}} = 2 \text{ rad/sec} = 19 \text{ RPM}$$

$$N = M \cdot \omega$$

ή

$$M = \frac{N}{\omega} = \frac{5000}{2} = 2500 Nm$$

$$F_t = \sigma \cdot b \cdot y \cdot p / k_t$$

Lewis :

$$\sigma = \frac{k_t \cdot F_t}{b \cdot y \cdot p}$$

Αν $d_1 \cong 320 mm$ τότε :

$$b = 0.25 \times 320 = 80 mm$$

Εστω $m = 12 mm$ και $N_1 = 320/12 = 26.6 = 27$ και $d_1 = mN_1 = 324 mm$.

$$p = \pi \cdot m = 37.7 mm, \quad y = 0.111, \quad k_t = 1.3$$

$$\sigma = \frac{1500 \cdot 1.3}{8 \cdot 0.111 \cdot 37.7} = 582 kp/cm^2$$

Buckingham :

$$Q = \frac{2 \cdot N_2}{(N_1 + N_2)} = 2$$

$$F_w = \frac{F_t}{\cos \varphi} = 1600$$

$$K = \frac{F_w}{d_1 b_1 Q} = \frac{1600}{32.4 \times 8 \times 2} = 3.08 kp/cm^2$$

Επιλέγεται :

ASTM-50 χυτοσίδηρος με $S_{επ} = 1050 kp/cm^2$ BHN 223 και $K = 18.591 kp/cm^2$ Αντοχή κατά AGMA

$$\sigma_t = \frac{F_t \cdot K_o \cdot K_s \cdot K_m}{K_v \cdot J \cdot b \cdot m} = \frac{(1500) \cdot (1.75) \cdot (1) \cdot (1.3)}{(1) \cdot (0.40) \cdot (8) \cdot (1.2)} = 888 kp/cm^2$$

$$S_{επ} = \frac{S_{at} \cdot K_L}{K_T \cdot K_R} = \frac{1050 \times 0.9}{1 \times 1} = 945 kp/cm^2$$

Αντοχή επιφανειακή κατά AGMA :

$$\begin{aligned} \sigma_c &= c_p \cdot \sqrt{\frac{F_t \cdot C_o \cdot C_s \cdot C_m \cdot C_t}{C_v \cdot b \cdot d_1 \cdot I}} = \\ &= 477 \cdot \sqrt{\frac{(1600) \cdot (1.75) \cdot (1) \cdot (1.3)}{(1) \cdot (8) \cdot (32.4) \cdot (0.130)}} = 4957 kp/cm^2 \end{aligned}$$

$$S_{ac} = 5980 kp/cm^2$$

για AGMA grade 50.

$$\sigma_c \leq S_{ac} \cdot \frac{C_L \cdot C_H}{C_T \cdot C_R} = 5980 \cdot \frac{(0.9) \cdot (1)}{(1) \cdot (1)} = 5382$$

1.1.8 ΑΣΚΗΣΗ (πλανητικό)

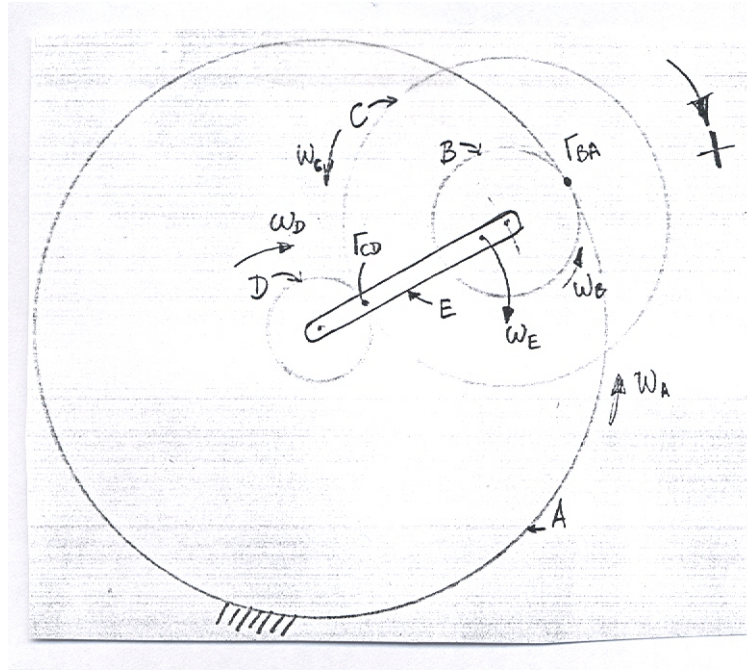
Στο πλανητικό σύστημα γραναζιών του σχήματος, τα γρανάζια B και C είναι σφηνωμένα σε άξονα που συνδέεται με τον περιστρεφόμενο βραχίονα E. Ο αριθμός δοντιών είναι ο ακόλουθος $N_A = 100$, $N_B = 20$, $N_C = 50$.

α) Αν όλα τα γρανάζια έχουν $m = 5$ και γωνία εξειλιγμένης 20° προσδιορίστε τον αριθμό των δοντιών του D τροχού.

β) Αν το γρανάζι D περιστρέφεται στις 1500 rpm δεξιόστροφα και μεταφέρει 8 hp, προσδιορίστε την περιστροφική ταχύτητα (rpm) και την διεύθυνση περιστροφής του βραχίονα E.

γ) Σχεδιάστε όλα τα διαγράμματα ελευθέρου σώματος.

δ) Τι στρέψη μπορεί ο βραχίονας να αποδώσει;



α) $d_A = N_A m = 500 \text{ mm}$, $d_B = N_B m = 100 \text{ mm}$, $d_C = N_C m = 250 \text{ mm}$

$d_D = d_A - d_B - d_C = 150 \text{ mm}$

$N_D = d_D / m = 30$ δόντια

	A	B	C	D	E
d	500	100	250	150	-
N	100	20	50	30	-
I	1	1	1	1	1
II	-1	-5	-5	$5 \frac{50}{30}$	0
Σ	0	-4	-4	$1 + 5 \frac{50}{30} = 9.33$	1
n	0	640	640	1500	161

I. Κρατάμε κλειδωμένο το πλανητικό σύστημα και περιστρέφουμε το A μια φορά δεξιόστροφα.

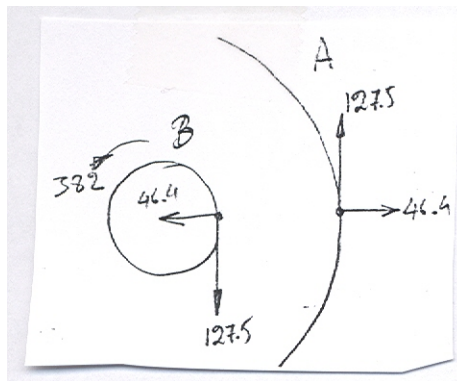
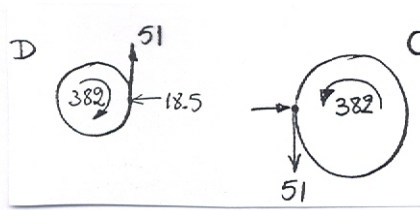
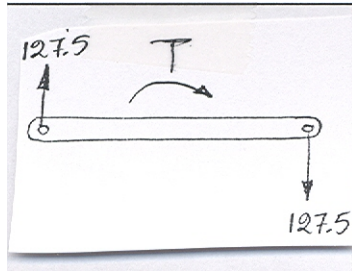
II. Κλειδώνουμε τον βραχίονα και περιστρέφουμε το A αντίθετα μια φορά.

$$\gamma) \quad M_D = 71620 \cdot \frac{8}{1500} = 382 \text{ kp} \cdot \text{cm}$$

$$F_{tD} = \frac{382 \text{ kp} \cdot \text{cm}}{7.5 \text{ cm}} = 51 \text{ kp}$$

$$F_{rD} = F_{tD} \cdot \tan \varphi = 51 \cdot \tan 20 = 18.5 \text{ kp}$$

$$M_c = F_{tC} \cdot r_C = F_{tD} \cdot r_C = 51 \times 12.5 = 637.5 \text{ kp} \cdot \text{cm} = M_B$$

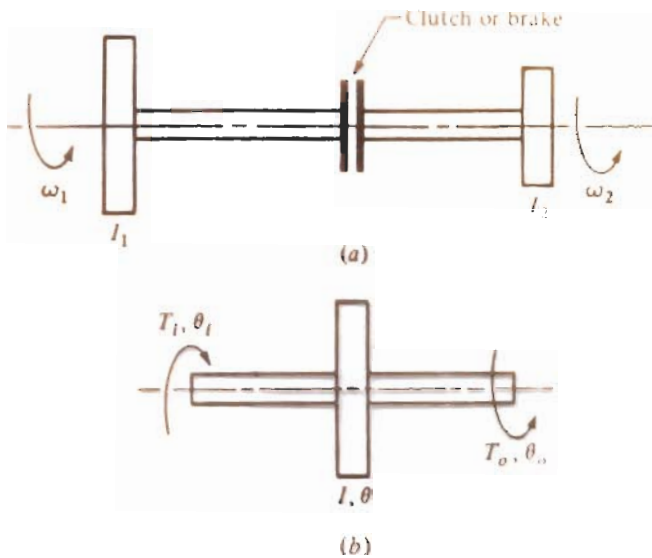


$$F_{tB} = \frac{M_B}{r_B} = \frac{637.5 \text{ kp} \cdot \text{cm}}{5 \text{ cm}} = 127.5 \text{ kp}$$

$$F_{rB} = F_{tB} \tan \varphi = 127.5 \cdot \tan 20 = 46.4 \text{ kp}$$

$$T = 127.5 \cdot (r_C + r_D) = 127.5 \cdot 20 = 2550 \text{ kp} \cdot \text{cm}$$

ΣΥΜΠΛΕΚΤΕΣ - ΦΡΕΝΑ



Μεταδοση τμ κίνησης με τριβή

- ① Δυστασίμ
- ② Ροπή
- ③ Απόδοση - Θερμότητα.

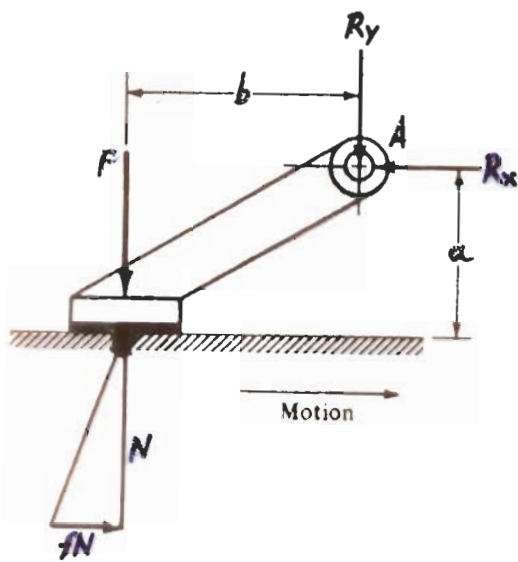
$$N = P_{\alpha} A$$

$P_{\alpha} = \pi \mu \omega r$
 $A = \text{επιφάνεια}$

$$\textcircled{A} \quad Fb - Nb \pm fNa = 0$$

$$F = \frac{P_{\alpha} A (b \pm fa)}{b}$$

Αν κίνηση \rightarrow \neq $b = fa$
 τότε $F = 0$ Αυτενέργεια.

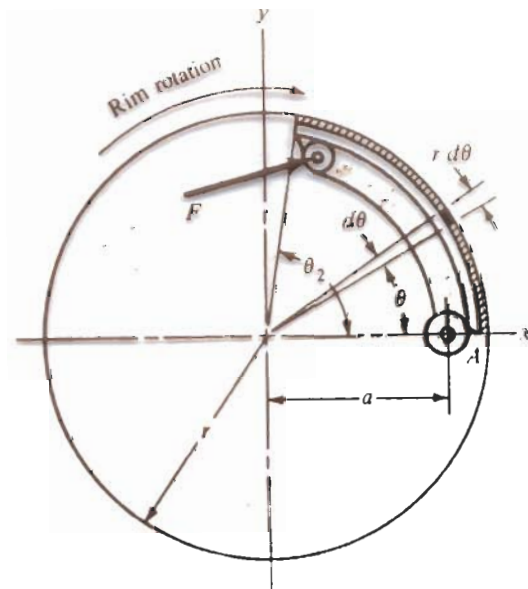


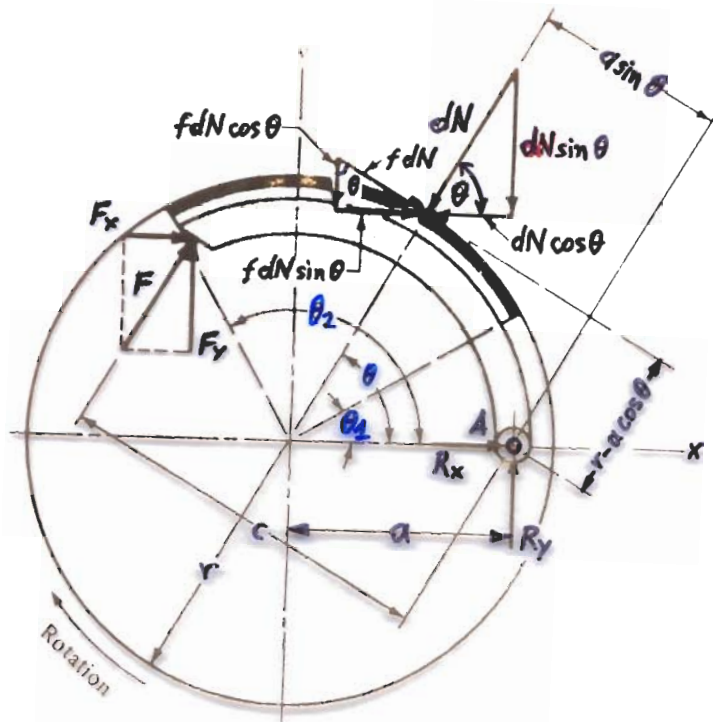
Αντιδράση

$$\sum F_x = 0 \rightarrow R_x = f P_{\alpha} A$$

$$\sum F_y = 0 \rightarrow R_y = P_{\alpha} A - F$$

ΣΤΕΦΑΝΗ ΜΕ ΕΣΩΤΕΡΙΚΑ ΕΛΑΣΜΑΤΑ ΠΟΥ ΑΝΟΙΓΟΥΝ





Βήμα 1^ο : ΠΡΟΣΔΙΟΡΙΣΜΟΣ ΚΑΤΑΝΟΜΗΣ ΠΙΕΣΗΣ.

σε γωνία $\theta_1 \rightarrow p=0$

σε γωνία $\theta_a \rightarrow p=p_{max} = p_a$

$$p = p_a \frac{\sin \theta}{\sin \theta_a} \quad \text{①} \quad \theta_1 \leq \theta \leq \theta_2$$

$\sin \theta_a = \sin \theta_2$ για $\theta_2 \leq 90^\circ$
 $\sin \theta_a = \sin 90^\circ$ για $\theta_2 > 90^\circ$

Βήμα 2^ο : ΥΠΟΛΟΓΙΣΜΟΣ ΔΥΝΑΜΕΩΝ ΛΟΓΩ ΤΗΣ P.

$$dN = p dA = p b ds = p b r d\theta \quad , \quad b = \text{πλάτος πεδίου.}$$

$$\text{①} \rightarrow dN = p_a \frac{\sin \theta}{\sin \theta_a} b r d\theta \quad \text{②}$$

Βήμα 3^ο : ΡΟΤΗ ΔΥΝΑΜΕΩΝ ΤΡΙΒΗΣ M_f

$$M_f = \int f (r - a \cos \theta) dN$$

$$\left| M_f = \frac{f p_a b r}{\sin \theta_a} \int_{\theta_1}^{\theta_2} \sin \theta (r - a \cos \theta) d\theta \right| \quad \text{③}$$

Βήμα 4^ο: ΡΟΠΗ ΚΑΘΕΤΩΝ ΔΥΝΑΜΕΩΝ, M_N .

$$M_N = \int a \sin \theta dN$$

$$M_N = \frac{P_\alpha a b r}{\sin \theta_\alpha} \int_{\theta_1}^{\theta_2} \sin^2 \theta d\theta \quad (4)$$

Βήμα 5^ο: ΔΥΝΑΜΗ ΦΡΕΝΑΡΙΣΜΑΤΟΣ

$$F_c + M_f - M_N = 0 \quad \text{ή} \quad F = \frac{M_N \mp M_f}{c} \quad \begin{matrix} (-) \omega \\ (+) -\omega \end{matrix} \quad (5)$$

Όταν $+\omega$ και $M_N = M_f \rightarrow$ αυτενεργεια ή αυτοέξουλη.

Βήμα 6^ο: ΡΟΠΗ ΣΤΡΕΦΗΣ ΣΤΟ ΤΥΜΠΑΝΟ. (T)

$$T = \int f r dN$$

$$T = \frac{f P_\alpha b r^2}{\sin \theta_\alpha} \int_{\theta_1}^{\theta_2} \sin \theta d\theta = \frac{f P_\alpha b r^2}{\sin \theta_\alpha} (\cos \theta_1 - \cos \theta_2) \quad (6)$$

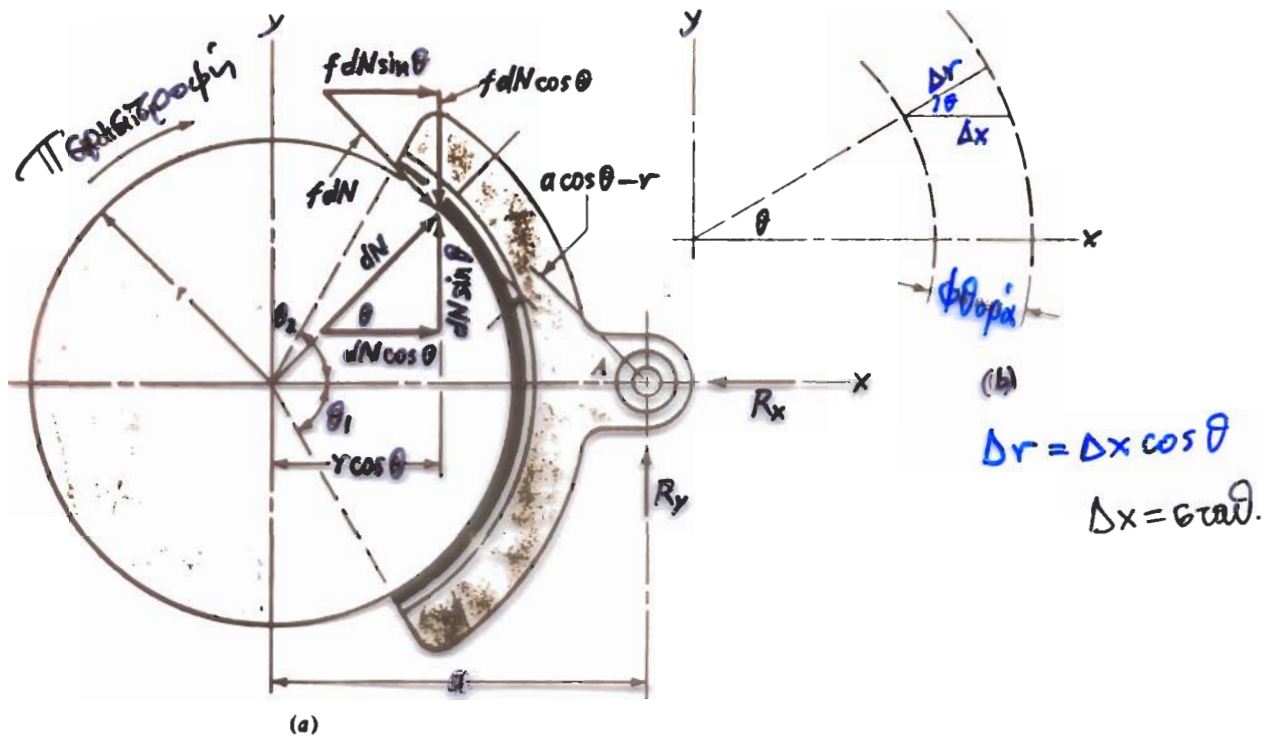
Βήμα 7^ο: Ανάλυση σημείου στήριξης. R_x, R_y .

$$R_x = \int dN \cos \theta \mp \int f dN \sin \theta - F_x$$

$$R_x = \frac{P_\alpha b r}{\sin \theta_\alpha} \left[\int_{\theta_1}^{\theta_2} \sin \theta \cos \theta d\theta \mp f \int_{\theta_1}^{\theta_2} \sin^2 \theta d\theta \right] - F_x$$

$$\& R_y = \frac{P_\alpha b r}{\sin \theta_\alpha} \left[\int_{\theta_1}^{\theta_2} \sin^2 \theta d\theta \pm \int_{\theta_1}^{\theta_2} \sin \theta \cos \theta d\theta \right] - F_y$$

ΕΞΩΤΕΡΙΚΗ ΣΥΜΜΕΤΡΙΚΗ ΣΙΑΤΟΝΑ.



$p = p_x \cos \theta$, p_{\max} στο $\theta = 0$.

$dN = p b r d\theta = p_x b r \cos \theta d\theta$

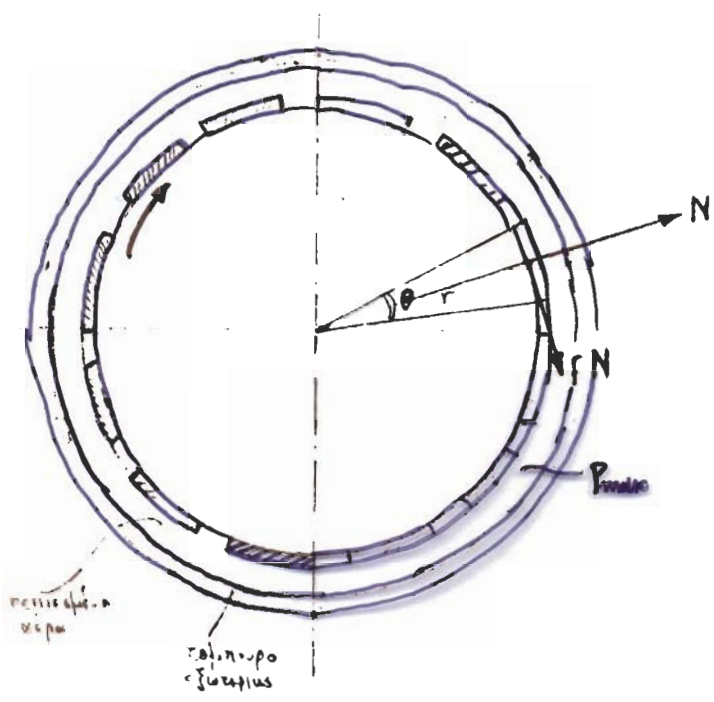
$M_f = 2 \int_0^{\theta_2} (f dN)(a \cos \theta - r)$ ← η τιμή α ώστε $M_f = 0$

$M_f = 2 f p_x b r \int_0^{\theta_2} (a \cos^2 \theta - r \cos \theta) d\theta = 0$

$$a = \frac{4r \sin \theta_2}{2\theta_2 + \sin 2\theta_2}$$

$$T = a f N$$

$$\begin{cases} R_x = -N \\ R_y = -f N \end{cases} \begin{cases} R_x = 2 \int dN \cos \theta = \frac{p_x b r}{2} (2\theta_2 + \sin 2\theta_2) \\ R_y = 2 \int f dN \cos \theta = \frac{p_x b r f}{2} (2\theta_2 + \sin 2\theta_2) \end{cases}$$



ΒΗΜΑ 1 : ΒΑΤΑΝΟΜΗ ΠΙΕΣΗΣ

$$P = P_{max}$$

Ομοιόμορφη κατανομή πίεσης.
Η μέγιστη ατμή θα είναι η μέγιστη του αεροθάλαμου.

ΒΗΜΑ 2 : ΔΥΝΑΜΕΙΣ N

$$N = P_{max} r \theta b$$

ΒΗΜΑ 3 : ΡΟΠΗ ΠΕΔΗΣΗΣ

$$T = \eta r f N$$

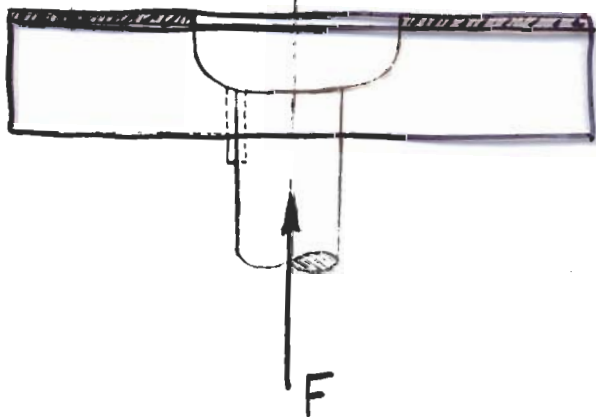
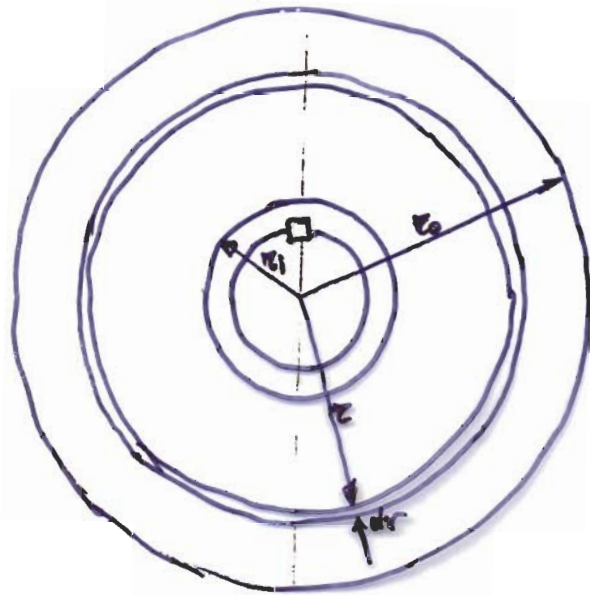
- υψόμετρο δύσμετρο
- ελαστικότητα ελαστικού
- ακεραιότητα
- αριθμός επαφών φρενών

ή $T = \eta r^2 \theta b f P$

$$P = \frac{T}{(\eta f \theta) b r^2}$$

επιπλέον πίεση για ροπή T.
Μπορεί να γραφτεί το θ

ΣΥΜΠΛΕΚΤΕΣ ΔΙΣΚΟΝ (Ομοϊσορροφία φθορά)



ΒΗΜΑ 1 : ΚΑΤΑΝΟΜΗ ΠΙΕΣΗΣ

Λέγοντας ότι στο r_i έχω τη μέγιστη πίεση p_{max} .

$$p = p_{max} \frac{r_i}{r} \quad \text{απειροστικά } r(r)$$

ΒΗΜΑ 2 : ΔΥΝΑΜΗ ΣΥΜΠΛΕΞΗΣ

$$F = \int_{r_i}^{r_o} p (2\pi r dr) =$$

$$= \int_{r_i}^{r_o} p_{max} \frac{r_i}{r} 2\pi r dr =$$

$$F = 2\pi r_i p_{max} (r_o - r_i)$$

ΒΗΜΑ 3 : ΜΕΤΑΦΕΡΟΜΕΝΗ ΡΟΠΗ

$$T = \int_{r_i}^{r_o} f dF \cdot r = \int_{r_i}^{r_o} f (p \cdot 2\pi r dr) r$$

$$T = \pi f r_i p_{max} (r_o^2 - r_i^2)$$

$$T = \frac{f F (r_o + r_i)}{2}$$

$$\checkmark T = \frac{f}{2} [2\pi r_i p_{max} (r_o - r_i)] (r_o + r_i)$$

ΣΥΜΠΛΕΚΤΕΣ ΔΙΣΚΟΝ (Ομοόμορφη πίεση)

ΒΗΜΑ 1: ΚΑΤΑΜΟΧΗ ΠΙΕΣΗΣ

$$P = P_{\max}$$

ΒΗΜΑ 2: ΔΥΝΑΜΗ ΣΥΜΠΛΕΞΗΣ

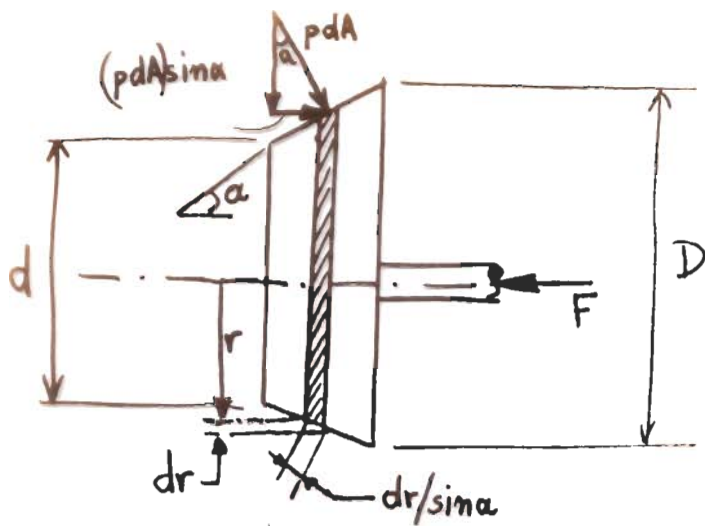
$$F = \int_{r_i}^{r_o} P_{\max} 2\pi r dr = \pi P_{\max} (r_o^2 - r_i^2)$$

ΒΗΜΑ 3: ΜΕΤΑΦΕΡΟΜΕΝΗ ΡΟΠΗ

$$T = \int_{r_i}^{r_o} P_{\max} 2\pi r^2 dr = \frac{2}{3} \pi P_{\max} (r_o^3 - r_i^3)$$

$$\Rightarrow T = \frac{2}{3} r F \left(\frac{r_o^3 - r_i^3}{r_o^2 - r_i^2} \right)$$

ΚΩΝΙΚΟΙ ΣΥΜΠΛΕΚΤΕΣ



α) ΟΜΟΙΟΜΟΡΦΗ ΦΘΟΡΑ

$$\underline{\text{πίεση}} : p(r) = p_{\alpha} \frac{d}{2r}$$

$$* dA = 2\pi r \frac{dr}{\sin \alpha}$$

δύναμη

$$F = \int_{d/2}^{D/2} p \sin \alpha dA = \int_{d/2}^{D/2} p_{\alpha} \frac{d}{2r} \sin \alpha 2\pi r \frac{dr}{\sin \alpha}$$

$$F = \int_{d/2}^{D/2} \pi d p_{\alpha} dr$$

$$F = \pi p_{\alpha} d \frac{D-d}{2}$$

ποπή

$$T = \int_{d/2}^{D/2} f(p dA) r = \int_{d/2}^{D/2} f \left(p_{\alpha} \frac{d}{2r} 2\pi r \frac{dr}{\sin \alpha} \right) r$$

$$T = \int_{d/2}^{D/2} \frac{\pi f p_{\alpha} d}{\sin \alpha} r dr$$

$$T = \frac{\pi f p_{\alpha} d}{8 \sin \alpha} (D^2 - d^2)$$

$$\frac{T}{F} = \frac{f}{4 \sin \alpha} (D+d)$$

β) Ομοιομορφη πιεση.

1. $P = P_\alpha$

2. $F = \int P_\alpha \sin\alpha dA = \int P_\alpha \sin\alpha 2\pi r \frac{dr}{\sin\alpha}$

$$F = \int 2\pi P_\alpha r dr = \underline{\underline{\frac{\pi P_\alpha}{4} (D^2 - d^2)}}$$

3. $T = \int f(P_\alpha dA) r =$

$$= \int f P_\alpha (2\pi r / \sin\alpha) r dr =$$

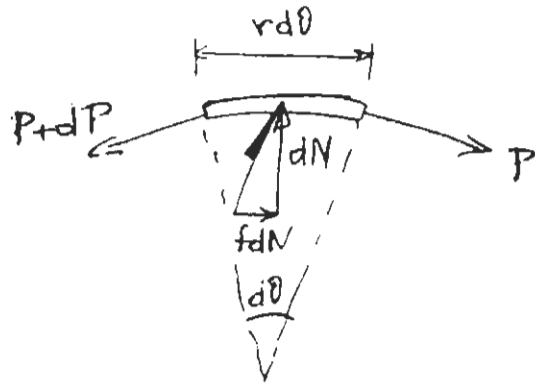
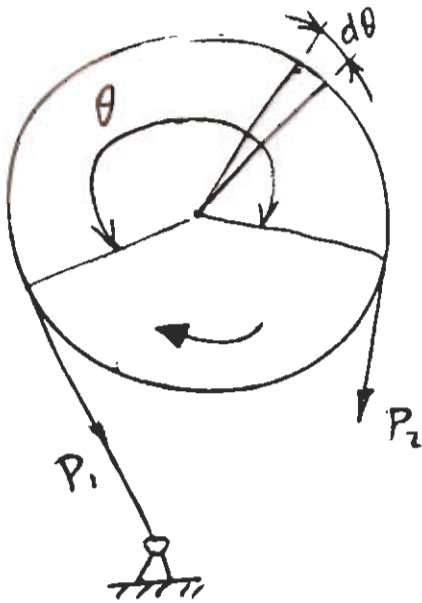
$$= \int \frac{2\pi f P_\alpha}{\sin\alpha} r^2 dr =$$

$$= \frac{2\pi f P_\alpha}{\sin\alpha} \int r^2 dr =$$

$$= \frac{\pi f P_\alpha}{12 \sin\alpha} (D^3 - d^3)$$

$$\& \boxed{\frac{T}{F} = \frac{f}{3 \sin\alpha} \frac{D^3 - d^3}{D^2 - d^2}}$$

ΣΥΜΠΛΕΚΤΕΣ ΤΥΠΟΥ ΤΑΙΝΙΑΣ



ωριζ.

$$(P+dP) \sin \frac{d\theta}{2} + P \sin \frac{d\theta}{2} - dN = 0$$

$$dN = P d\theta$$

οριζ.

$$(P+dP) \cos \frac{d\theta}{2} - P \cos \frac{d\theta}{2} - f dN = 0$$

$$dP - f dN = 0$$

$$\dot{\eta} \quad dP - f P d\theta = 0 \quad \dot{\eta} \quad \frac{dP}{P} = f d\theta$$

$$\int_{P_1}^{P_2} \frac{dP}{P} = f \int_0^{\theta} d\theta \quad \dot{\eta} \quad \ln \frac{P_2}{P_1} = f\theta$$

$$\dot{\eta} \quad \frac{P_2}{P_1} = e^{f\theta}$$

πονή σπρέυμ.

$$T = (P_1 - P_2) \frac{D}{2}$$

$$dN = p b r d\theta = P d\theta$$

η $pbr = P$

η $p = \frac{2P}{bD}$

πίεση ανάλογη με
τάση τέντασης.

$$P_{\max} = \frac{2P}{bD}$$

μεγιστή τιμή.