

ΑΕΝ/ΑΣΠΡΟΠΥΡΓΟΥ ΣΧΟΛΗ ΜΗΧΑΝΙΚΩΝ	ΣΤΟΙΧΕΙΑ ΜΗΧΑΝΩΝ Ε' Εξαμ. Καθηγητής : Κώστας Τατζίδης	ΒΟΗΘΗΤΙΚΕΣ ΣΗΜΕΙΩΣΕΙΣ
------------------------------------	--	--------------------------

ΜΕΘΟΛΟΛΟΓΙΑ ΜΕΛΕΤΗΣ ΚΩΝΙΚΩΝ ΟΔΟΝΤΩΤΩΝ ΤΡΟΧΩΝ

Απαραίτητα δεδομένα : αριθμός στροφών κινητήριου τροχού n_1 [rpm]
αριθμός στροφών συνεργαζόμενου τροχού n_2 [rpm]
ισχύς κινητήριου τροχού P_1 [KW] ή ισχύς συνεργαζόμενου τροχού P_2 [KW]
γωνία αξόνων Σ [$^\circ$]

1. Πρόχειρος υπολογισμός μέσης αρχικής διαμέτρου πινιόν

Αρχικά υπολογίζεται η σχέση μετάδοσης i από τη σχέση :

$$i = \frac{n_1}{n_2} \quad (1)$$

Υπολογίζεται η γωνία δ_1 του αρχικού κώνου του πινιόν από τη σχέση :

$$\epsilon\phi\delta_1 = \frac{\eta\mu\Sigma}{i + \sigma\nu\nu\Sigma} \quad (2)$$

Αν οι άξονες είναι ορθογώνιοι ($\Sigma=90^\circ$) τότε η σχέση (2) γίνεται :

$$\epsilon\phi\delta_1 = \frac{1}{i} \quad (3)$$

Από τον πίνακα 1-11 (σελ.119) υπολογίζεται ο συντελεστής πλάτους-διαμέτρου ψ_d και επιλέγεται ο αριθμός των οδόντων του πινιόν z_1 .

Η μέση αρχική διάμετρος του πινιόν υπολογίζεται από τη σχέση :

$$d_{m1} \cong \frac{20500}{\sigma_{Hl}} \sqrt[3]{\frac{P_1 \sigma_{Hl} \sigma\nu\nu^2 \delta_1 i^2 + 1}{\psi_d n_1 i^2}} \quad \text{σε mm} \quad (4)$$

όπου : σ_{Hl} δυναμική αντοχή του υλικού του πινιόν σε πίεση επιφάνειας από πίν.1-9 (σελ.80).

2. Έλεγχος μέσης αρχικής διαμέτρου πινιόν

Η μέση αρχική διάμετρος του πινιόν πρέπει να ικανοποιεί τις παρακάτω σχέσεις :

$$\text{Για πινιόν με σφήνα στον άξονά του : } d_{m1} \geq 2,5d_{sh1} \quad (5)$$

$$\text{Για πινιόν ολόσωμο με τον άξονά του : } d_{m1} \geq 1,25d_{sh1} \quad (6)$$

όπου : η διάμετρος d_{sh1} του άξονα του πινιόν μπορεί να εκτιμηθεί προσεγγιστικά από τη σχέση :

$$d_{sh1} \cong C_2 \sqrt[3]{\frac{C_B P_1}{n_1}} \quad \text{σε mm} \quad (7)$$

όπου : C_B συντελεστής λειτουργίας από πίνακα 1-8 (σελ.76)

C_2 συντελεστής υλικού από σελ. 75.

3. Υπολογισμός πλάτους πινιόν

Το πλάτος του πινιόν b υπολογίζεται από τη σχέση :

$$b \cong \psi_d d_{m1} \quad \text{σε mm} \quad (8)$$

4. Έλεγχος πλάτους του πινιόν

Το πλάτος του πινιόν πρέπει να ικανοποιεί τη σχέση :

$$b \leq \frac{d_{m1}}{5\eta\mu\delta_1} \quad (9)$$

5. Υπολογισμός modul

Υπολογίζεται η αρχική διάμετρος d_1 του πινιόν από τη σχέση :

$$d_1 = d_{m1} + b\eta\mu\delta_1 \quad \text{σε mm} \quad (10)$$

Υπολογίζεται το modul m των οδοντωτών τροχών από τη σχέση :

$$m = \frac{d_1}{z_1} \quad \text{σε mm} \quad (11)$$

Το modul **τυποποιείται** στην αμέσως μεγαλύτερη τιμή από τον πίνακα 1-1 (σελ.20)

6. Υπολογισμός οριστικών τιμών αρχικής και μέσης αρχικής διαμέτρου πινιόν

Η οριστική τιμή της αρχικής διαμέτρου d_1 του πινιόν υπολογίζεται από τη σχέση :

$$d_1 = mz_1 \quad \text{σε mm} \quad (12)$$

με την **τυποποιημένη** τιμή του modul.

Η οριστική τιμή της μέσης αρχικής διαμέτρου d_{m1} του πινιόν δίνεται από τη σχέση :

$$d_{m1} = d_1 - b\eta\mu\delta_1 \quad \text{σε mm} \quad (13)$$

7. Υπολογισμός στοιχείων συνεργαζόμενου τροχού

Τα στοιχεία του συνεργαζόμενου τροχού υπολογίζονται από τις σχέσεις :

$$\text{Γωνία αρχικού κώνου} \quad \delta_2 = \Sigma - \delta_1 \quad (14)$$

$$\text{Αριθμός οδόντων} \quad z_2 = iz_1 \quad (15)$$

Πλάτος
Το πλάτος του συνεργαζόμενου τροχού λαμβάνεται συνήθως **ίσο** με το πλάτος του πινιόν

$$\text{Αρχική διάμετρος} \quad d_2 = mz_2 \quad \text{σε mm} \quad (16)$$

$$\text{Μέση αρχική διάμετρος} \quad d_{m2} = d_2 - b\eta\mu\delta_2 \quad \text{σε mm} \quad (17)$$

8. Υπολογισμός δυνάμεων

$$\text{Ροπή στρέψης στον άξονα του πινιόν} \quad T_1 = 9550 \frac{P_1}{n_1} \quad \text{σε N m} \quad (18)$$

$$\text{Περιφερειακή δύναμη :} \quad F_t = \frac{2000T_1}{d_{m1}} \quad \text{σε N} \quad (19)$$

Ακτινική δύναμη στο πινιόν : $F_{r1} = F_t \epsilon\phi\alpha\sigma\upsilon\nu\delta_1$ σε N (20)

Αξονική δύναμη στο πινιόν : $F_{\alpha1} = F_t \epsilon\phi\alpha\eta\mu\delta_1$ σε N (21)

Ακτινική δύναμη στον

συνεργαζόμενο τροχό : $F_{r2} = F_t \epsilon\phi\alpha\sigma\upsilon\nu\delta_2$ σε N (22)

Αξονική δύναμη στον

συνεργαζόμενο τροχό : $F_{\alpha2} = F_t \epsilon\phi\alpha\eta\mu\delta_2$ σε N (23)
 $\alpha=20^\circ$

Παρατήρηση : Αν οι άξονες των κωνικών τροχών είναι ορθογώνιοι, δηλ. $\Sigma=90^\circ$, τότε $\delta_1+\delta_2=90^\circ$ και $\eta\mu\delta_1=\sigma\upsilon\nu\delta_2$ και $\eta\mu\delta_2=\sigma\upsilon\nu\delta_1$ οπότε από τις σχέσεις (20), (21), (22), (23) προκύπτει ότι :

$$F_{r1} = F_{\alpha2} \quad (24)$$

και $F_{r2} = F_{\alpha1}$ (25)

9. Έλεγχος οδόντων σε θραύση

Για τη συνολική ορθή τάση στη βάση του οδόντα του πινιόν πρέπει να ισχύει η σχέση :

$$\sigma_{F1} = \frac{F_t}{b m_m} K_A K_{Fb} Y_{Fa1} \leq \sigma_{FP1} = \frac{\sigma_{F1l}}{S_F} \quad (26)$$

όπου :

σ_{F1} η συνολική ορθή τάση στη βάση του οδόντα του πινιόν σε N/mm²

m_m μέσο modul από τη σχέση : $m_m = \frac{d_{m1}}{z_1}$ σε mm (27)

K_A συντελεστής εφαρμογής από τον πίνακα 1-7 (σελ.69)

K_{Fb} συντελεστής πλάτους, λαμβάνεται περίπου $K_{Fb}=1,2$

Y_{Fa1} συντελεστής μορφής από το σχήμα 1-55 (σελ.86) χρησιμοποιώντας τον φανταστικό αριθμό οδόντων z_{v1} :

$$z_{v1} = \frac{z_1}{\sigma\upsilon\nu\delta_1} \quad (28)$$

σ_{FP1} επιτρεπόμενη τάση στη βάση του οδόντα σε N/mm²

σ_{F1l} δυναμική αντοχή του υλικού του πινιόν από τον πίνακα 1-9 (σελ.80)

Παρατήρηση : Οι τιμές του πίνακα 1-9 αντιστοιχούν σε επαναλαμβανόμενη καμπτική καταπόνηση

Για αντιστρεφόμενη καμπτική καταπόνηση λαμβάνεται το 70% των τιμών του πίνακα.

S_F συντελεστής ασφάλειας : $S_F=3$ για μειωτήρες συνεχούς λειτουργίας

$S_F=2$ για μειωτήρες διακεκομμένης λειτουργίας

Για τον συνεργαζόμενο τροχό ισχύει αντίστοιχη σχέση με την (26), αλλά μπορούμε να υπολογίσουμε

την τάση σ_{F2} και από την σχέση :

$$\sigma_{F2} = \sigma_{F1} \frac{Y_{Fa2}}{Y_{Fa1}} \quad \text{σε N/mm}^2 \quad (29)$$

όπου Y_{Fa2} από το σχήμα 1-55 (σελ. 86) χρησιμοποιώντας τον φανταστικό αριθμό οδόντων z_{v2}

$$z_{v2} = \frac{z_2}{\sin \delta_2} \quad (30)$$

Παρατήρηση : Αν ο συνεργαζόμενος τροχός είναι από το ίδιο υλικό με το πινιόν τότε δεν απαιτείται έλεγχος γι αυτόν.

10. Έλεγχος οδόντων σε πίεση επιφάνειας

Για την πίεση επιφάνειας στα σημεία επαφής των οδόντων πρέπει να ισχύει η σχέση :

$$\sigma_H = \sqrt{\frac{F_t}{d_{v1} b} \frac{i_v + 1}{i_v} K_A K_{Hb} Z_H Z_M} \leq \sigma_{HP} = \frac{\sigma_{HI}}{S_H} \quad (31)$$

όπου :

σ_H πίεση επιφάνειας στην κατατομή του οδόντα σε N/mm^2

d_{v1} αρχική διάμετρος του πινιόν της ισοδύναμης παράλληλης φανταστικής οδόντωσης από τη σχέση :

$$d_{v1} = \frac{d_{m1}}{\sin \delta_1} \quad \text{σε mm} \quad (32)$$

i_v σχέση μετάδοσης της ισοδύναμης παράλληλης φανταστικής οδόντωσης από τη σχέση :

$$i_v = \frac{z_{v2}}{z_{v1}} \quad (33)$$

Παρατήρηση : Αν οι άξονες των τροχών είναι ορθογώνιοι ($\Sigma=90^\circ$) τότε :

$$i_v = i^2 \quad (34)$$

K_A συντελεστής εφαρμογής από πίνακα 1-7 (σελ.69)

K_{Hb} συντελεστής πλάτους, λαμβάνεται περίπου $K_{Hb}=1,2$

Z_H συντελεστής ζώνης από σχήμα 1-59 (σελ.90)

Z_M συντελεστής υλικών σε $\sqrt{\text{N/mm}^2}$ από πίνακα 1-10 (σελ.91)

σ_{HP} επιτρεπόμενη πίεση επιφάνειας για το ασθενέστερο υλικό σε N/mm^2

σ_{HI} δυναμική αντοχή σε πίεση επιφάνειας για το ασθενέστερο υλικό σε N/mm^2 από πίνακα 1-9 σελ. (80)

S_H συντελεστής ασφάλειας : $S_H=2$ για συνεχή λειτουργία
 $S_H=1,5$ για διακεκομμένη λειτουργία

11. Υπολογισμός ολικού βαθμού απόδοσης μετάδοσης

βαθμός απόδοσης επαφής οδόντων η_z : για ακατέργαστους οδόντες $\eta_z=0,97$

για κατεργασμένους οδόντες $\eta_z=0,99$

βαθμός απόδοσης λόγω έδρασης η_L : για έδρανα κύλισης $\eta_L=0,98$

για έδρανα ολίσθησης $\eta_L=0,96$

βαθμός απόδοσης λόγω δακτυλίων στεγανότητας και λίπανσης η_D : $\eta_D=0,98$

ο ολικός βαθμός απόδοσης της μετάδοσης δίνεται από τη σχέση :

$$\eta_{ολ} = \eta_Z \eta_{L1} \eta_{L2} \eta_{D1} \eta_{D2} \quad (35)$$