

**ΜΕΘΟΔΟΛΟΓΙΑ ΜΕΛΕΤΗΣ ΟΔΟΝΤΩΤΩΝ ΤΡΟΧΩΝ ΜΕ ΠΛΑΓΙΟΥΣ ΟΔΟΝΤΕΣ**

**Απαραίτητα δεδομένα :** αριθμός στροφών κινητήριου τροχού (πινιόν)  $n_1$  [rpm]  
αριθμός στροφών συνεργαζόμενου τροχού  $n_2$  [rpm]  
ισχύς κινητήριου τροχού  $P_1$  [KW] ή ισχύς συνεργαζόμενου τροχού  $P_2$  [KW]

**1. Πρόχειρος υπολογισμός αρχικής διαμέτρου πινιόν**

Η αρχική διάμετρος του πινιόν ( $d_1$ ) υπολογίζεται προσεγγιστικά από τον τύπο :

$$d_1 \cong \frac{20500}{\sigma_{HI}} \sqrt[3]{\frac{P_1 \sigma_{HI}}{\psi_d n_1} \frac{i+1}{i}} \quad \text{σε mm} \quad (1)$$

όπου :  $\psi_d$  λόγος πλάτους προς διάμετρο από σχήμα 1-50 (σελ 78)

$\sigma_{HI}$  δυναμική αντοχή του υλικού του πινιόν σε πίεση επιφάνειας από πίνακα 1-9 (σελ.80)

$i=n_1/n_2$  σχέση μετάδοσης

**Παρατηρήσεις :**

**α.** Αν δίνεται η ισχύς στον συνεργαζόμενο τροχό  $P_2$ , η ισχύς του πινιόν  $P_1$  υπολογίζεται από τη σχέση

$$P_1 = P_2 / \eta_{ολ} \quad \text{σε KW} \quad (2)$$

όπου  $\eta_{ολ}$  ο ολικός βαθμός απόδοσης της μετάδοσης, ο οποίος υπολογίζεται στο βήμα 11.

**β.** Αν δίνεται η απόσταση των αξόνων  $a$  (mm) τότε η αρχική διάμετρος του πινιόν δίνεται από τη σχέση :

$$d_1 = \frac{2a}{i+1} \quad \text{σε mm} \quad (3)$$

Στην περίπτωση αυτή πρέπει να επιλεγεί για το πινιόν ένα υλικό του οποίου η δυναμική αντοχή σε πίεση επιφάνειας να ικανοποιεί τη σχέση :

$$\sigma_{HI} \geq 1000 \sqrt{\left(\frac{205}{d_1}\right)^3 \frac{P_1}{\psi_d n_1} \frac{i+1}{i}} \quad (4)$$

**2. Επιλογή αριθμού οδόντων τροχών**

Υπολογίζεται η περιφερειακή ταχύτητα  $v$  από τη σχέση :

$$v = \frac{\pi d_1 n_1}{60000} \quad \text{σε m/sec} \quad (5)$$

και συναρτήσει αυτής επιλέγεται ο αριθμός των οδόντων του πινιόν  $z_1$  από την σελίδα 77.

(για την επιλογή του κατάλληλου αριθμού  $z_1$  καλό είναι να κάνουμε μερικές δοκιμές για τον υπολογισμό του αριθμού των οδόντων του συνεργαζόμενου τροχού  $z_2$  σύμφωνα με την σχέση  $z_2 = i z_1$ , και να επιλέξουμε τον αριθμό  $z_1$  που θα δώσει την τιμή του  $z_2$  όσο γίνεται πιο κοντά σε ακέραιο αριθμό)

Οι αριθμοί  $z_1$  και  $z_2$  δεν πρέπει να έχουν κοινό διαιρέτη

**3. Έλεγχος αρχικής διαμέτρου πινιόν**

Η αρχική διάμετρος του πινιόν πρέπει να ικανοποιεί τις παρακάτω σχέσεις

για πινιόν με σφήνα στον άξονά του

$$d_1 \geq \frac{1,8d_{sh1}z_1}{z_1 - 2,5} \quad (6)$$

για πινιόν ολόσωμο με τον άξονά του

$$d_1 \geq \frac{1,1d_{sh1}z_1}{z_1 - 2,5} \quad (7)$$

Η διάμετρος  $d_{sh1}$  του άξονα του πινιόν μπορεί να προσδιοριστεί προσεγγιστικά από τη σχέση :

$$d_{sh1} \cong C_2 \sqrt[3]{\frac{C_B P_1}{n_1}} \quad \text{σε mm} \quad (8)$$

όπου  $C_B$  συντελεστής λειτουργίας από πίνακα 1-8 (σελ.76)  
 $C_2$  συντελεστής υλικού από σελίδα 75.

#### 4. Υπολογισμός modul

Το μετωπικό modul των οδοντωτών τροχών δίνεται από τη σχέση :

$$m_t = \frac{d_1}{z_1} \quad \text{σε mm} \quad (9)$$

Επιλέγοντας μια τιμή της γωνίας  $\beta$  μεταξύ  $8^0$  και  $25^0$ , υπολογίζουμε το κάθετο modul σύμφωνα με τη

σχέση :

$$m_n = m_t \sigma \nu \beta \quad \text{σε mm} \quad (10)$$

Αν δεν είναι τυποποιημένο τυποποιείται στην **αμέσως μεγαλύτερη τιμή** από τον πίνακα 1-1 (σελ.20).  
 Στη συνέχεια υπολογίζεται το μετωπικό modul από τη σχέση :

$$m_t = \frac{m_n}{\sigma \nu \beta} \quad \text{σε mm} \quad (11)$$

χρησιμοποιώντας την **τυποποιημένη** τιμή του  $m_n$ .

#### 5. Ακριβής υπολογισμός αρχικής διαμέτρου πινιόν

Η ακριβής τιμή της αρχικής διαμέτρου δίνεται από τη σχέση :

$$d_1 = m_t z_1 \quad \text{σε mm} \quad (12)$$

με την τιμή του modul  $m_t$  που βρέθηκε από τη σχέση (12).

#### 6. Υπολογισμός πλάτους πινιόν

Το πλάτος  $b_1$  του πινιόν υπολογίζεται από τη σχέση :

$$b_1 \cong \psi_d d_1 \quad \text{σε mm} \quad (13)$$

ή από τη σχέση :

$$b_1 \cong 3,5 \frac{m_t}{\sigma \nu \beta} \quad \text{σε mm} \quad (14)$$

#### 7. Υπολογισμός στοιχείων συνεργαζόμενου τροχού

Τα στοιχεία του συνεργαζόμενου τροχού υπολογίζονται από τις σχέσεις :

αριθμός οδόντων

$$z_2 = iz_1 \quad (15)$$

$$\text{αρχική διάμετρος} \quad d_2 = m_t z_2 \quad \text{σε mm} \quad (16)$$

$$\text{πλάτος} \quad b_2 = b_1 - 5 \quad \text{σε mm} \quad (17)$$

### 8. Υπολογισμός δυνάμεων

$$\text{Στρεπτική ροπή στο πινιόν :} \quad T_1 = 9550 \frac{P_1}{n_1} \quad \text{σε Nm} \quad (18)$$

$$\text{Περιφερειακή δύναμη} \quad F_t = \frac{2000T_1}{d_1} \quad \text{σε N} \quad (19)$$

$$\text{Ακτινική δύναμη} \quad F_r = \frac{F_t \varepsilon \phi \alpha}{\sigma \nu \beta} \quad \text{σε N} \quad (20)$$

όπου  $\alpha = 20^\circ$

$$\text{Αξονική δύναμη} \quad F_\alpha = F_t \varepsilon \phi \beta \quad \text{σε N} \quad (21)$$

### 9. Έλεγχος οδόντων σε θραύση

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

$$\sigma_{F1} = \frac{F_t}{b_1 m_n} K_A Y_{Fa1} Y_{Sa} Y_\varepsilon Y_\beta \leq \sigma_{FP1} \cong \frac{\sigma_{Fl1}}{S_F} \quad (22)$$

όπου :

$\sigma_{F1}$  η συνολική ορθή τάση στη βάση του οδόντα του πινιόν σε N/mm<sup>2</sup>

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

$Y_{Fa1}$  συντελεστής μορφής από σχήμα 1-55 (σελ.86) για τον φανταστικό αριθμό οδόντων  $z_{n1}$

$$\text{όπου} \quad z_{n1} \cong \frac{z_1}{\sigma \nu^3 \beta} \quad (23)$$

$Y_{Sa}$  συντελεστής διόρθωσης της τάσης από σχήμα 1-56 (σελ.87)

$$Y_\varepsilon \quad \text{συντελεστής επικάλυψης από τη σχέση :} \quad Y_\varepsilon = 0,25 + \frac{0,75}{\varepsilon_\alpha} \quad (24)$$

όπου ο μετωπικός βαθμός επικάλυψης  $\varepsilon_\alpha$  δίνεται από τη σχέση :

$$\varepsilon_\alpha = \varepsilon \sigma \nu^2 \beta \quad (25)$$

όπου ο βαθμός επικάλυψης  $\varepsilon$  βρίσκεται από το σχήμα 1-10 (σελ.28) χρησιμοποιώντας τον φανταστικό αριθμό οδόντων  $z_{n1}$ .

$$Y_\beta \quad \text{συντελεστής κλίσης από τη σχέση :} \quad Y_\beta = 1 - \varepsilon_\beta \frac{\beta}{120} \quad (26)$$

όπου ο βαθμός επικάλυψης λόγω κλίσης  $\varepsilon_\beta$  δίνεται από την σχέση :

$$\varepsilon_\beta = \frac{b_1 \eta \mu \beta}{m_n \pi} \geq 1 \quad (27)$$

Αν δεν ισχύει η παραπάνω ανισότητα τότε παίρνουμε μεγαλύτερο πλάτος  $b_1$  ή μεγαλύτερη γωνία  $\beta$ .

$\sigma_{FP1}$  η επιτρεπόμενη τάση στη βάση του οδόντα σε  $N/mm^2$

$\sigma_{F11}$  δυναμική αντοχή του υλικού του πινιόν σε από 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 συνεχή λειτουργία

$S_F=2$  για διακεκομμένη λειτουργία

Για τον συνεργαζόμενο τροχό ισχύει αντίστοιχη σχέση με την (22) αλλά μπορούμε να υπολογίσουμε

την τάση  $\sigma_{F2}$  και από τη σχέση :

$$\sigma_{F2} = \sigma_{F1} \frac{Y_{Fa2} b_1}{Y_{Fa1} b_2} \quad (28)$$

όπου  $Y_{Fa2}$  από πίνακα 1-55 (σελ. 86) χρησιμοποιώντας τον φανταστικό αριθμό οδόντων  $z_{n2}$  από τη

σχέση :

$$z_{n2} = \frac{z_2}{\sigma v^3 \beta} \quad (29)$$

**Παρατήρηση :** Αν ο συνεργαζόμενος τροχός είναι από το ίδιο υλικό με το πινιόν 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 :

$$\sigma_H = \sqrt{\frac{F_t}{bd_1} \frac{i+1}{i} K_A Z_H Z_M Z_\varepsilon Z_\beta} \leq \sigma_{HP} = \frac{\sigma_{Hl}}{S_H} \quad (30)$$

όπου :

$\sigma_H$  πίεση επιφάνειας στην κατατομή του οδόντα σε  $N/mm^2$

$b$  το μικρότερο πλάτος σε mm

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

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

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

$Z_\varepsilon$  συντελεστής επικάλυψης από το σχήμα 1-72 (σελ. 109)

όπου  $\varepsilon_\alpha$  ο μετωπικός βαθμός επικάλυψης από τη σχέση(26) και

$\varepsilon_\beta$  ο βαθμός επικάλυψης λόγω κλίσης από τη σχέση (28).

$Z_\beta = \sqrt{\sigma v \beta}$  συντελεστής κλίσης

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

$\sigma_{Hl}$  δυναμική αντοχή σε πίεση επιφάνειας του ασθενέστερου υλικού σε  $N/mm^2$  από πίνακα 1-9 (σελ.80)

$S_H$  συντελεστής ασφάλειας :  $S_H=1,8$

### 11. Υπολογισμός ολικού βαθμού απόδοσης μετάδοσης

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

για κατεργασμένους οδόντες  $\eta_Z=0,99$

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

για έδρανα ολίσθησης  $\eta_L=0,96$

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

Ο ολικός βαθμός απόδοσης της μετάδοσης δίνεται από τη σχέση :

$$\eta_{ολ} = \eta_Z \eta_{L1} \eta_{L2} \eta_{D1} \eta_{D2} \quad (31)$$

