

# POHON VALČEKOVOU REŤAZOU

## POHON VALČEKOVOU REŤAZOU

Elektromotor o výkone  $P = 5,5 \text{ kW}$ , otáčky  $n_1 = 1450 \text{ min}^{-1}$ , poháňa piestový kompresor s prevádzkovými otáčkami  $n_2 = 290 \text{ min}^{-1}$ . Krátkodobý nárast výkonu  $DP/P = 0,5$ .

Navrhne pohon valčekovou reťazou.

Počet zubov menšieho kolesa

Počet zubov volíme  $z_1 = 19$ , viť. [5], str. 197/II

### Počet zubov väčšieho kolesa

Kvôli rovnomernosti opotrebenia volíme počet zubov väčšieho kolesa párný.

$$z_2 = 94$$

Diagramový výkon

$j$  činiteľ presnosti prevedenia reťaze,  $j = 1$  v prípade, že je reťaz vyrobená špecializovaným výrobcom.

$m$  činiteľ mazania reťaze. Pre občasné zloženie reťaze a vloženie do olejového kúpeľa  $m = 0,75$ .  $c = 0,8$  činiteľ výkonu odčítame z grafu činiteľov výkonu pre  $z_1 = 19$ ,  $z_1/z_2 = 5$ ,

viť. [5], str. 142/II.

Z grafu diagramového výkonu reťazového prevodu B určíme druh reťaze podľa počtu otáčok malého kolesa.

Volíme reťaz dvojrakový ISO 08 B - 2 .

Rozpon  $t = 15,7 \text{ mm}$ .

Plocha kĺbu  $S = 100 \text{ mm}^2$ .

Sila pri pretrhnutí  $F_p = 35310 \text{ N}$ .

Hmotnosť jedného metra reťaze  $m_1 = 1,4 \text{ kg/m}$ .

### Priemer rozponových kružníc reťazových kolies

Osová vzdialenosť

Volíme osovú vzdialenosť

Počet článkov reťaze

S ohľadom na jednoduchší a prevádzkovo spoľahlivejší spojovací článok sa volí najčastejšie počet článkov párny.  $X = 140$

Dĺžka reťaze

Opravená osová vzdialenosť

Konstrukčná osová vzdialenosť

Z dôvodu prevesenia voľnej vetvy reťaze zmenšíme osovú vzdialenosť

Korigovaný výkon

Kontrola na korigovaný výkon sa nemusí prevádzať keď je

Kontrola na korigovaný výkon nie je potrebná.

Rýchlosť reťaze

Sila prenášaná reťazou

Kontrola tlaku v kĺboch reťaze

Z grafo dovolených tlakov odčítame pre  $z_1 = 19$ ,  $v = 5,86$  m/s, dovolený tlak v kĺboch reťaze  $p_D = 16,5$  MPa.

Z grafu činiteľov trení odčítame pre  $z_1 / z_2 = 5$ ,  $a = 507,59$  mm činiteľ trenia valčekovej reťaze  $I = 0,81$ .

Tlak v kĺboch reťaze vyhovuje.

Kontrola statickej pevnosti

Reťaz vyhovuje na statickú pevnosť.

Kontrola dynamickej pevnosti

Reťaz vyhovuje na dynamickú pevnosť.

Kritické otáčky reťaze

Prevádzkové otáčky nesmú ležať v intervale  $(0,9 \text{ , } 1,1) \times n_{k1} = (1412,2 \text{ , } 1726,2) \text{ min}^{-1}$ .

Pri prevádzke by došlo k rozkmitaniu reťaze a k jeho následnému poškodeniu. Musíme zmenšiť, alebo zväčšiť osovú vzdialenosť.

Opravený počet článkov reťaze

Z dôvodu zmeny osovej vzdialenosti volíme počet článkov  $X = 134$ .

Opravená osová vzdialenosť

Definitívna konštrukčná osová vzdialenosť

Z dôvodu prevesenia voľnej vetvy reťaze zmenšíme osovú vzdialenosť

Kritické otáčky reťaze

Prevádzkové otáčky nesmú ležať v intervale  $(0,9 \text{ , } 1,1) \times n_{k1} = (1412,2 \text{ , } 1726,2) \text{ min}^{-1}$ .

Nedôjde k rozkmitaniu reťaze.

Opravený tabuľkový korigovaný výkon

Musíme previesť kontrolu. Pre  $A < 40 \times t$  platí pre činiteľ osovej vzdialenosti, viť [5],

str. 143/II..

Urobíme opäť kontrolu pomocou grafu diagramových výkonov valčekových reťazí prevedenie B. Reťaz ISO 08 B2 ešte vyhovuje pre  $n_1 = 1450 \text{ mm}^{-1}$ .

## 16. POHON KLINOVÝM REMEŇOM

Elektromotor o výkone  $P = 5,5 \text{ kW}$ , otáčkach  $n_1 = 1450 \text{ mm}^{-1}$ , poháňa piestový kompresor s prevádzkovými otáčkami  $n_2 = 290 \text{ mm}^{-1}$ . Navrhnite pohon klinovým remeňom. Sklz remeňa  $s = 0,015$  (1,5%).

Pre celkový výkon a otáčky volíme predbežne podľa STN 02 3110 klinový remeň s označením INDUSTRIÁL C,  $b \times h = (22 \times 14) \text{ mm}$ , modelový priemer malej remenice  $d = 200 \text{ mm}$ , viť. [5], str. (116 - 120)/II.

### **Priemer malej remenice**

Priemer volíme  $d = 150$  mm.

### **Priemer veľkej remenice**

Priemer remenice sa vyjadruje podľa rady R40, volíme priemer  $D = 750$  mm.

### **Rýchlosť remeňa**

K vypočítanej rýchlosti odčítame pre daný remeň (interpoláciou z tabuľky modelových výkonov) modelový výkon

Osová vzdialenosť

Osovú vzdialenosť predbežne volíme  $A = D = 750$  mm.

Stredná dĺžka remeňa

Uhol opásania

Výkon pripadajúci na jeden remeň pre dané prevádzkové podmienky

Činiteľ uhlu opásania

(Je možné odčítať z tabuľky činiteľov)

Činiteľ vplyvu prostredia

Relatívna vlhkosť vzduchu nepresahuje 80% a prašnosť prostredia je minimálna.  $c_j = 1$ .

Činiteľ vplyvu priemeru malej remenice

Činiteľ krátkodobého preťaženia

Pre kolísanie výkonu asi o 50% odčítame (z tabuľky činiteľov) činiteľ preťaženia  $c_p = 1,2$ .

Činiteľ vplyvu dĺžky remeňa

Pre strednú dĺžku remeňa odčítame (z grafu činiteľov dĺžok) činiteľ dĺžky remeňa.  $c_l = 0,97$ .

Výkon na jeden remeň

Predbežný počet remeňov

Činiteľ počtu remeňov

Pre počet remeňov  $z^* = 2,26$  odčítame z tabuľky činiteľov počtu remeňov  $c_z = 0,95$ .

Počet remeňov

Volíme použitie troch klinových remeňov

Vnútoraná dĺžka remeňa

Dĺžka remeňov sa vyjadruje podľa rady R20, volíme vnútornú dĺžku remeňa  $L_0 = 2800$  mm.

Skutočná stredná dĺžka remeňa

Skutočná osová vzdialenosť

Životnosť remeňa - počet ohybov

Ak je počet ohybov  $O$  menší ako 20000, môžeme konštatovať, že má remeň dobrú životnosť. Remeň vyhovuje na pevnosť i životnosť.

## 17. POHON PLOCHÝM REMEŇOM

Elektromotor o výkone  $P = 5,5 \text{ kW}$ , otáčkach  $n_1 = 1450 \text{ mm}^{-1}$ , poháňa piestový kompresor s prevádzkovými otáčkami  $n_2 = 290 \text{ mm}^{-1}$ . Navrhnite pohon plochým koženým remeňom. Sklz remeňa  $s = 0,015$  (1,5%).

Pre pohon použijeme jednovrstvý plochý kožený remeň. Hustota remeňa  $r = 1000 \text{ kg/m}^3$ , dovolené normálové napätie  $s_{Dt} = 4,5 \text{ MPa}$ , modul pružnosti kože v ťahu  $E = 120 \text{ MPa}$ , viť. [5], str. (98 - 107)/II.

## Priemer menšej remenice

Volíme  $d = 150 \text{ mm}$ .

Priemer väčšej remenice

## Rýchlosť remeňa

Prenášaná sila

Hmotnosť jedného metra dĺžky remeňa odhadneme  $m_1 = 0,4 \text{ kg/m}$ .

Jednotková únosnosť jednovrstvého remeňa

$c = 1,15 \text{ N/mm}$  modelová únosnosť, tj. sila ktorú môže prenášať 1 mm šírky remeňa pri jeho pohybe v pohone.

$D_0 = 100 \text{ mm}$  priemer modelovej remenice

$v_0 = 5 \text{ m/s}$  modelová rýchlosť remeňa

Jednotkovú únosnosť je možné tiež odčítať z tabuliek plochých kožených remeňov.

Šírka remeňa

Volíme šírku remeňa  $b = 100 \text{ mm}$ .

## Šírka remenice

Hrúbka remeňa

Volíme hrúbku remeňa  $t = 5 \text{ mm}$ .

Dĺžka remeňa

$f_0 = 6 \text{ Hz}$  frekvencia ohýbania remeňa, remeň obvykle prekoná pri tejto frekvencii  $2 \times 10^7$  ohybov.

## Životnosť remeňa

Veľkosť evolventnej funkcie polovice uhlu opásania

Z tabuľky evolventných funkcií, viť. [5], str. 106/II, určíme uhol  $a/2 = 75,3^\circ$ .

Odtiaľ uhol opásania  $a = 150,6^\circ$ .

## Osová vzdialenosť

Súčiniteľ trenia medzi remenicou a remeňom

Napínacia sila

Sila v ochabnutej časti pásu

Sila v ťaženej časti pásu

Skutočná hmotnosť jedného metra remeňa

Odhad predbežnej hmotnosti bol správny (rozdiel odhadnutej hmotnosti a hmotnosti skutočné neovplyvnili veľkosť vypočítaného remeňa).

Kontrola normálového napätie

Remeň vyhovuje pevnostne i životnosťou pre 115 osemhodinovú zmenu prevádzku. Pohon plochým koženým remeňom je investične a prevádzkovo nenáročný. Nevýhodou je požiadavka väčšej osovej vzdialenosti a väčšej hmotnosti veľkej remenice( v riešenom príklade je podľa grafu, viď. [5], str. 107/II, hmotnosť veľkej remenice f740 mm zhruba 35 kg). Rovnako namáhanie ložísiak je vyvolané požiadavkou na veľkú napínaciu silu. Preto je pre prenos výkonu dávaná stále viac prednosť pohonu klinovými remeňmi. Ku kinematickému pohonu sa použijú remene plastové.