

Vpliv aksialnih obremenitev na življenjsko dobo valjčnih ležajev

Pri proizvodnji strojev se v Železarni Ravne srečujemo z mnogimi tehnološkimi in konstrukcijskimi problemi. Stroji sestojijo iz množice strojnih delov. Naloga konstruktorjev in tehnologov je, da te dele med seboj uskladijo, da sestavljeni predstavljajo homogeno enoto, ki potem lahko obratujejo v najtežjih pogojih zanesljivo in točno.

Pri konstruiranju stiskalnic in drugih strojev se srečujemo s problemi vležajenja gredi. Ležaji morajo biti tako izbrani in dimenzionirani, da prenašajo sile obremenitev in da zdržijo predpisano življenjsko dobo.

Na sliki 1 je prikazano vležajenje glavne gredi stiskalnice DQ 500 s sklopko in zavoro. Izbrani so valjni ležaji. Pri vklapljanju in izklapljanju se pojavljajo precejšnje aksialne sile. Valjni ležaji te sile prenašajo, skrajša pa se jim življenjska doba.

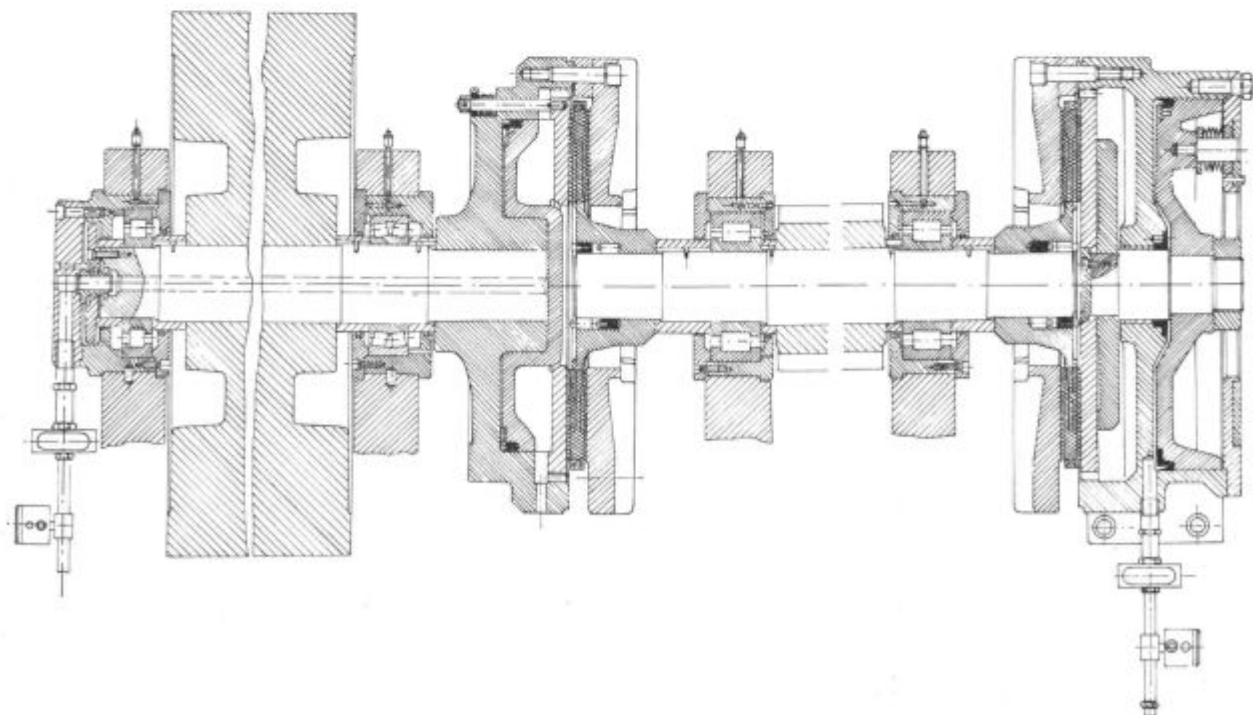
Da bi konstrukterji stiskalnic in podobnih strojev te vplive upoštevali, je v članku podana analiza problema.

UVOD

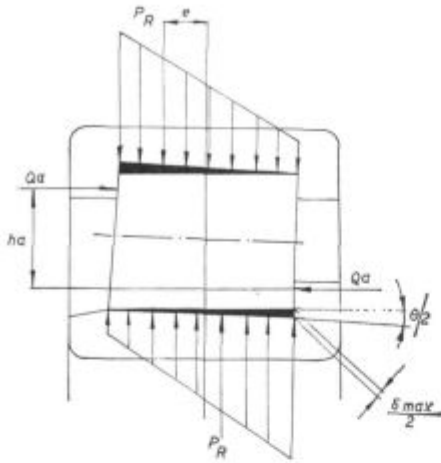
Valjni ležaji so namenjeni za prenašanje radialnih in tudi aksialnih sil. Aksialne obremenitve v določeni meri zmanjšajo življenjsko dobo ležaja, ter povzročajo določene premike in zasuke kotalnih elementov. Te obremenitve so drugačne kot pri čisti radialni sili. Pride do povečanja napetosti na posameznih delih kotalnih elementov, kar skrajša njihovo življenjsko dobo.

Obremenitev posameznega kotalnega elementa

Sl. 2 prikazuje obremenitev valjčka pri aksialni obremenitvi valjnega kotalnega ležaja. Obroč ulovi aksialno obremenitev Q_a . Ta se preko ramen zunanega in notranjega obroča prenese na valjček. Med prijemališčema sil Q_a je razdalja h_a . Pojavi se moment dvojice sil $M = Q_a \cdot h_a$. Moment povzroči zasuk valjčka za kot $\theta/2$. Valjček se neenakomerno deformira na zunanjem premeru. Rezultat tega je neenakomerna obremenitev valjčka (sl. 2). Obremenitev površine valjčka lahko izrazimo s silo



Slika 1
Vležajenje glavne gredi stiskalnice DQ 500.



Slika 2
Obremenitev valjčka

P_R delujočo v razdalji e od središča. Pojavi se dvojica sil v razdalji $2e$, ki da moment $M = P_R \cdot 2e$. Ta moment je enak momentu sil Q_a .

$$M = Q_a \cdot h_a = P_R \cdot 2e \tag{1}$$

Iz te enačbe vidimo, da je valjček pri čisti aksialni sili obremenjen tudi z radialno silo. Pritisk na površini aksialno obremenjenega valjčka lahko določimo iz zasuka valjčka. Če je $\Theta/2$ kot zasuka, $\delta_{max/2}$ največja deformacija na robu valjčka, l_{ef} efektivna dolžina valjčka, lahko tvorimo koeficient;

$$\Gamma = \frac{\Theta \cdot l_{ef}}{\delta_{max}} \tag{2}$$

Koeficient rabimo za prikaz zasuka valjčka. Če ima valjček površinski dotik po celi efektivni dolžini l_{ef} je koeficient med 0 in 1. V primeru delnega dotika je $\Gamma > 1$.

Zunanji premer valjčka je obremenjen z neenačkomernim pritiskom in je deformiran. Ekscentrično silo P_R lahko izrazimo z ekvivalentno dinamično silo $P_{R_{ekv}}$. Sila $P_{R_{ekv}}$ deluje na središče valjčka. Silo $P_{R_{ekv}}$ izrazimo z brezdimenzijskim koeficientom zasuka.

Ločimo dva primera:

a) Valjček je obremenjen po celi dolžini l_{ef} :

$$\frac{P_{R_{ekv}}}{C_\delta \cdot \delta_{max}^{1,08}} = \left[\frac{1 - (1 - \Gamma)^{5,86}}{5,86 \Gamma} \right]^{\frac{2}{9}} \text{ za } 0 < \Gamma \leq 1 \tag{3}$$

b) Valjček je obremenjen samo na delu l_{ef} :

$$\frac{P_{R_{ekv}}}{C_\delta \delta_{max}^{1,08}} = \left[\frac{1}{5,86 \Gamma} \right]^{\frac{2}{9}} \text{ za } 1 \leq \Gamma < \infty \tag{4}$$

C_δ je vzmetna konstanta in se izračuna po enačbi:

$$C_\delta = 2680 \cdot l_{ef}^{0,92} \tag{5}$$

Sile na ležaj

Z enačbami 2, 3 in 4 smo določili ekvivalentno dinamično obremenitev $P_{R_{ekv}}$ za vsak valjček posebej. Poiskati moramo srednjo vrednost $P_{m_{ekv}}$ za vse valjčke v ležaju.

Določimo jo po enačbi:

$$P_{m_{ekv}} = \left[\frac{\sum_1^n P_{R_{ekv}}^{10/3}}{Z} \right]^{\frac{3}{10}} \tag{6}$$

Ekvivalentna dinamična obremenitev P , s katero določamo življenjsko dobo ležaja je izražena z enačbo:

$$P = 0,4013 P_{m_{ekv}} \cdot Z \tag{7}$$

S tem smo določili porazdelitev zunanje aksialne obremenitve F_a na vsak posamezen valjček ležaja.

Prenašanje aksialne obremenitve

Vzemimo, da je valjčni ležaj obremenjen samo z radialno obremenitvijo. Radialna sila F_r premakne notranji obroč radialno za δ_r proti zunanjemu obroču. Pri tem so se elastično deformirali valjčki in tekalne površine. S premaknitvijo valjčka v smeri φ se spreminja njegova deformacija. Spreminjanje je izraženo z izrazom $\delta_r \cos \varphi$.

S pojavom aksialne obremenitve F_a se notranji obroč pomakne v aksialni smeri za δ_a relativno na zunanji obroč. Posledica premika je zvrčanje valjčkov (sl. 3).

Če je pritisk na dotikalnih površinah valjčkov in med rameni tekalnih obročev manjši, kot pa pritisk med valjčki in tekalno površino ležajnih obročev, ga lahko zanemarimo.

V primeru, da se oblika tekalnih obročev pri obremenitvi ne menja, moramo analizirati samo deformacijo valjčkov in tekalne površine. Na sl. 3 predstavlja označena površina deformacijo valjčkov in tekalne površine. Deformacija nastopi zaradi aksialne in radialne obremenitve. V sredini valjčka je deformacija $\delta_m = \delta_r \cos \varphi$. Notranji obroč se premakne relativno glede na zunanjega za δ_a . Določimo lahko kot zasuka valjčka $\Theta/2$.

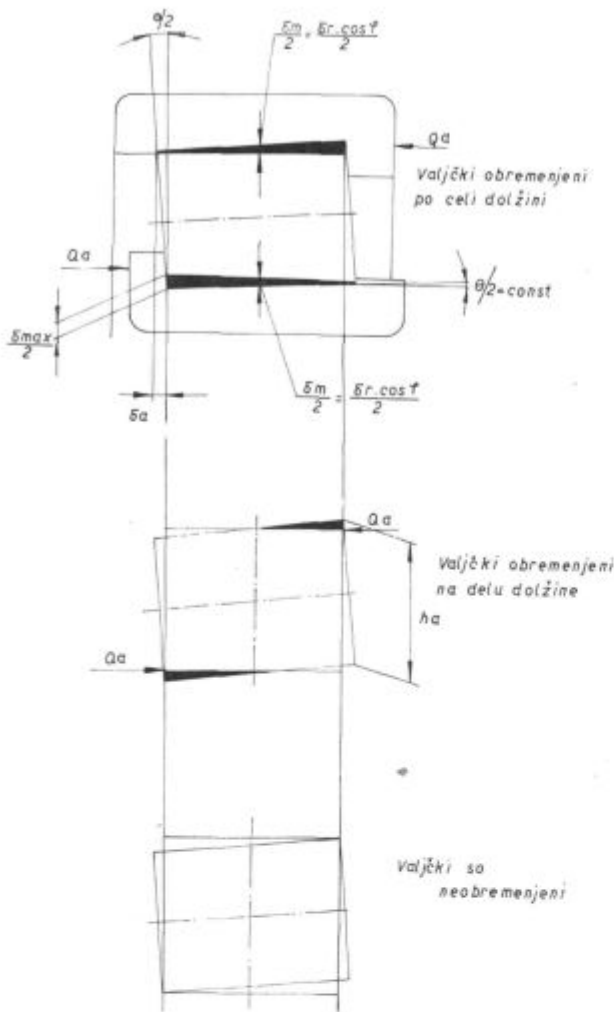
$$\frac{\Theta}{2} = \frac{\delta_a}{h_a} \tag{8}$$

Maksimalna deformacija valjčkov je:

$$\delta_{max} = \delta_r \cos \varphi + \Theta \frac{l_{ef}}{2} \tag{9}$$

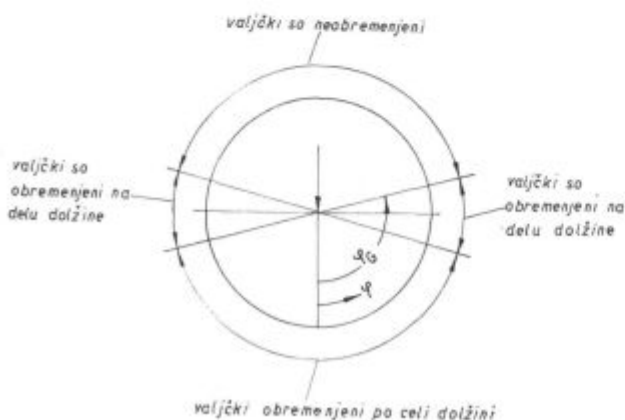
Določimo brezdimenzijski koeficient zasuka za vsak valjček posebej. Γ se spreminja v odvisnosti od kota φ .

$$\Gamma(\varphi) = \frac{\Theta \cdot l_{ef}}{\delta_{max}} = \frac{2 \cdot \frac{\delta_a}{\delta_r} \cdot \frac{l_{ef}}{h_a}}{\frac{\delta_r}{\delta_a} \cdot \frac{l_{ef}}{h_a} + \cos \varphi} \tag{10}$$



Slika 3
Aksialni pomik δ_a ležajnega obroča

Na sliki 3 vidimo tri obremenitvene primere. Območja obremenitev v ležaju prikazuje slika 4. V območju φ so valjčki obremenjeni po celi dotikalni površini $\Gamma(\varphi)$ je med 0 in 1. Z naraščanjem kota φ Γ narašča. Pri $\Gamma > 1$ so valjčki obremenjeni samo na delu dotikalne površine. Kadar je kot $\varphi =$



Slika 4
Različna dolžina obremenitve valjčka po obodu ležaja

$= \varphi_G$ je $\Gamma(\varphi_G)$ neskončno velik. Za čisto radialno obremenitev ležaja je $\varphi_G = 90^\circ$. V primeru radialne in aksialne obremenitve je $\varphi_G > 90^\circ$. V neobremenjenem območju postane $\Gamma(\varphi)$ negativen. Ekvivalentna obremenitev ležaja $P_R = 0$ in valjčki ne prenašajo aksialne obremenitve. Teh valjčkov v izračunu ne upoštevamo. Če poznamo $\Gamma(\varphi)$ je ekvivalentna obremenitev P_R določena.

Ločimo dva primera:

a) Valjček je obremenjen po celi dolžini:

$$\frac{P_R}{C_\delta \cdot \delta_{\max}^{1,08}} = \frac{1 - (1 - \Gamma)^{2,08}}{2,08 \Gamma} \quad \text{za } 0 < \Gamma \leq 1 \quad (11)$$

b) Valjček je obremenjen samo na delu svoje dolžine:

$$\frac{P_R}{C_\delta \cdot \delta_{\max}^{1,08}} = \frac{1}{2,08 \Gamma} \quad \text{za } 1 \leq \Gamma < \infty \quad (12)$$

Radialna sila F_r ležaja se izračuna iz P_R

$$F_r = z \cdot \frac{1}{2\Pi} \int_0^{2\Pi} P_R(\varphi) \cdot \cos\varphi \cdot d\varphi \quad (13)$$

Aksialno silo F_a dobimo tako, da aksialno obremenitev $Q_a(\varphi)$ prenesemo na posamezne valjčke.

$$Q_a(\varphi) = \frac{2e(\varphi)}{h_a} \cdot P_R(\varphi) \quad (14)$$

Ekscentričnost $e(\varphi)$ dobimo iz Γ . Ločimo dva primera:

a) Valjček je obremenjen po celi dolžini:

$$\frac{e(\varphi)}{l_{ef}} = 1 + \frac{2}{\Gamma} \left\{ \frac{2,08 [1 - (1 - \Gamma)^{3,08}]}{3,08 [1 - (1 - \Gamma)^{2,08}]} - 1 \right\} \quad \text{za } 0 < \Gamma \leq 1 \quad (15)$$

b) Valjček je obremenjen po delu dolžine:

$$\frac{e(\varphi)}{l_{ef}} = 1 - \frac{2}{3,08} \Gamma \quad \text{za } 1 \leq \Gamma < \infty \quad (16)$$

Določimo $e(\varphi)$ in iz enačbe 14 izračunamo $Q_a(\varphi)$. Aksialno silo F_a ležaja določimo z $Q_a(\varphi)$.

$$F_a = z \cdot \frac{1}{2\Pi} \int_0^{2\Pi} Q_a(\varphi) d\varphi \quad (17)$$

Rešitev enačb

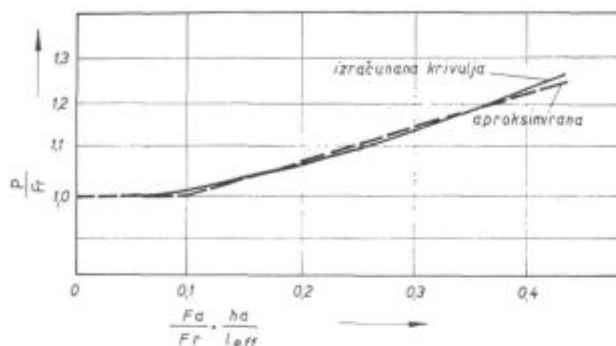
Radialno silo F_r , aksialno silo F_a in ekvivalentno dinamično obremenitev P določimo z vstavljanjem vrednosti za $\delta_a \cdot l_{ef}$ in $\delta_r \cdot h_a$.

Ekvivalentna dinamična sila je odvisna od radialne obremenitve. Odnos lahko izrazimo v funkcijski zvezi.

$$\frac{P}{F_r} = \frac{F_a}{F_r} \cdot \frac{h_a}{l_{ef}} \quad (18)$$

Funkcija podaja napetosti in deformacije valjčnih kotalnih ležajev obremenjenih z aksialno obremenitvijo.

Funkcija je grafično prikazana v diagramu sl. 5. Polna črta podaja naraščanje ekvivalentne dinamične sile P za valjčne kotalne ležaje, če je poleg radialne obremenitve ležaja še aksialna obremenitev.



Slika 5

$$\frac{P}{F_r} \text{ kot funkcija } \frac{F_a}{F_r} \cdot \frac{h_a}{l_{ef}}$$

Poenostavljen izračun

Računsko dobljeno krivuljo lahko aproksimiramo z dvema ravnima črtama. Ta poenostavitev da naslednji enačbi:

$$P = F_r \text{ za } \frac{F_a}{F_r} \cdot \frac{h_a}{l_{ef}} \leq 0,1 \quad (19)$$

$$P = 0,925 F_r + 0,75 \frac{h_a}{l_{ef}} \cdot F_a \text{ za } \frac{F_a}{F_r} \cdot \frac{h_a}{l_{ef}} > 0,1 \quad (20)$$

Z vstavljanjem vrednosti za $\frac{h_a}{l_{ef}}$ iz kataloga za vrsto ležajev dobimo enačbe v tabeli 1.

Tabela 1

Serije valjčnih kot. ležajev	Stopnja obremenitve	Ekvivalentna dinamična obr.	St. enačbe
10; 2; 2E; 3; 3E; 4	$0 \leq \frac{F_a}{F_r} \leq 0,11$	$P = F_r$	(20)
	$0,11 < \frac{F_a}{F_r} \leq 0,30$	$P = 0,925 F_r + 0,682 F_a$	(21)
22; 22E; 23; 23;	$0 \leq \frac{F_a}{F_r} \leq 0,17$	$P = F_r$	(22)
	$0,17 < \frac{F_a}{F_r} \leq 0,30$	$P = 0,925 F_r + 0,441 F_a$	(23)

Vrednosti za ekvivalentno dinamično obremenitev P vstavljamo v znano enačbo za določanje ležajev in lahko določimo koeficient življenjske dobe ležaja.

$$f_t = \frac{c}{P} \cdot f_n \quad (25)$$

Življenjsko dobo ležaja L_b lahko izračunamo iz koeficienta življenjske dobe f_t .

Tabela 2

Serije ležajev	$\frac{F_a}{F_r} = 0,10$	0,15	0,20	0,25	0,30
10; 2; 2E; 3E; 4	0 %	8 %	18 %	26 %	33 %
22; 22E; 23; 23E	0 %	0 %	4 %	11 %	17 %

Učinek delovanja aksialne obremenitve ležaja na življenjsko dobo je prikazan v tabeli 2. L_{ra} pomeni življenjsko dobo ležaja, če je ta obremenjen z aksialno in radialno obremenitvijo in L_r življenjsko dobo ležaja, če je ta obremenjen samo z radialno silo.

Kvocienent $\frac{L_r - L_{ra}}{L_r} \cdot 100 \%$ prikaže procentualno skrajšanje življenjske dobe ležaja pod vplivom aksialne sile.

Literatura:

- Brändlein, J.: »The Fatigue Life of axially loaded Cylindrical Roller Bearings«, Ball and Roller Bearing Engineering (Schweinfurt) 1. (1972) stran 7–11.
- Brändlein, J.: »The Effect of Misalignment on the Life of Cylindrical Roller Bearing and Tapered Roller Bearings«, Ball and Roller Bearing Engineering (Schweinfurt) 1. (1971), stran 2–9.

ZUSAMMENFASSUNG

Beim Konstruieren der Pressen und anderer Maschinen stösst man immer wieder auf die Probleme der Wellen-einlagerung. Die Welle muss so eingelagert sein, dass die Lager die Beanspruchungen auch ertragen können und eine vorgeschriebene Lebensdauer aushalten. Um die Lager auch dimensionieren zu können, müssen die Beanspruchungsarten und deren Einfluss auf die Lebensdauer bekannt sein.

Bei dem klassischen Verfahren zur Dimensionierung der Wälzlager besteht keine Verbindung zwischen der axialen Beanspruchung und der Verkürzung der Lebensdauer. Die

Wälzlager ertragen auch die axialen Beanspruchungen, doch die Lebensdauer wird mit grösser werdenden axialen Beanspruchung kleiner.

Eine Funktionsverbindung über den Einfluss der axialer Beanspruchung auf die Lebensdauer der Wälzlager ist angegeben.

Bei der Ausrechnung der Lebensdauer der Wälzlager, welche mit axialen Kräften oder nach dem klassischen Verfahren beansprucht werden, müssen die erhaltenen Werte für einen bestimmten Wert korrigiert werden.

SUMMARY

Problems of mounting bearings on shafts are met in building presses and other machines. The bearing must be mounted in such a way that it takes the loads and keeps the prescribed life. When constructing the bearings, the ways of loading and the influence of loading on the bearing life must be known.

In standard way of constructing the roll bearings, no

correlation between the axial load and the reduction of the bearing life is given. The roll bearings take the axial loads but their life is reduced by an increased axial load.

Functional correlation of the influence of axial loads on life of roll bearings is given. The life values of roll bearings loaded by axial forces evaluated in a standard way must be corrected by a certain factor.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

При конструировании разных пресс а также и других машин встречаемся с проблемой устанавливания подшипников. Вал необходимо вложить так, чтобы подшипники перенесли нагрузку и выдержали предписаную продолжительность. Чтобы иметь возможность правильно установить размеры подшипников, необходимо иметь сведения о видах нагрузки а также влияние нагрузки на продолжительность подшипников. При устанавливании размеров роликовых подшипников классическим способом не водана связь между аксиальной нагрузки и уменьшением продолжитель-

ности подшипников. Роликовые подшипники переносят аксиальную нагрузку, но их продолжительность с увеличением нагрузки уменьшается.

В статье подана функциональная связь влияния аксиальной нагрузки с продолжительностью роликовых подшипников. При вычислении продолжительности роликовых подшипников нагруженных с аксиальной силой, необходимо полученные данные поправить на определённые значения.