**EMATYKA 1**

**UWZGLĘDNIANIE LOSOWOŚCI W OBLICZENIACH ZMĘCZENIOWYCH**

Zadanie 1

Belka wspornikowa wystająca z konstrukcji jest pełnym prętem o przekroju kwadratowym wykonanym ze stali konstrukcyjnej o granicy plastyczności Re .

*K*

*a*

*l*

*F*

1. Należy zdefiniować współczynnik bezpieczeństwa

ze względu na doraźne zginanie pręta.

2) Należy uzależnić ten współczynnik, określany

w odniesieniu do przekroju *K*, od wielkości podanych

w temacie.

3) Należy przedstawić w postaci poglądowej wykres gęstości

prawdopodobieństwa granicy plastyczności wspomnianej

stali konstrukcyjnej oraz zaznaczyć na nim położenie

granicy plastyczności stosowanej w obliczeniach deterministycznych i prawdopodobieństwo uszkodzenia wspornika w przypadku, gdy współczynnik bezpieczeństwa *n* > 1 i w przypadku, gdy *n* = 1.

Zadanie 2

Belka wspornikowa wystająca z konstrukcji jest dwuteownikiem wykonanym ze stali o znanych właściwościach wytrzymałościowych. W przewidywanym czasie funkcjonowania konstrukcji belka jest wielokrotnie (*N* ≈ 8∙106) obciążana ładunkiem o jednakowym ciężarze *F*. Dane: *Rm*, *Re*, *Zgj*, *Zgo*, *F*, *l*, *Ix*, *Iy*, *h*.

1. Stosując modele podstawowe, należy zdefiniować

współczynnik bezpieczeństwa ze względu

na zmęczeniowe zginanie pręta.

2) Należy uzależnić ten współczynnik, określany

w odniesieniu do przekroju *K*, od wielkości podanych

w temacie.

3) Należy przedstawić w postaci poglądowej wykres

gęstości prawdopodobieństwa zastosowanej granicy

zmęczenia i zaznaczyć na nim położenie użytej

we wzorze wartości tej granicy.

*K*

*l*

*F*

*y*

*x*

*a*

Zadanie 3

Na rysunku jest przedstawiony fragment dwustopniowego reduktora, należącego do wciągarki linowej. Wałek pośredni reduktora jest wykonany ze stali niestopowej C55 ulepszonej cieplnie, o granicy plastyczności *Re* = 490 MPa i granicy wytrzymałości *Rm* = 750 MPa. Jego powierzchnie w okolicach fragmentu *a* są szlifowane na *Ra* = 10 μm. Obliczone wcześniej obciążenie poprzeczne łożyska Ł wynosi *RŁ* = 6 kN.

*Ł*

*l*

*B*

*d*

*ρ*

*a*

sprzęgło cierne

silnik

sprzęgło luźne

zębate

bęben

z4

z1

z2

z3

W

ω1

1. Należy wyznaczyć współczynnik bezpieczeństwa *n* ze względu na zmęczenie przekroju *a* wałka, stosując w obliczeniach poziom niezawodności właściwości zmęczeniowych materiału wałka równy *r* = 0,98. Czy wyznaczona wartość jest wystarczająca?
2. Należy przedstawić w postaci poglądowej wykres gęstości prawdopodobieństwa granicy zmęczenia zastosowanej w obliczeniach i zaznaczyć na nim położenie użytej wartości tej granicy.

Współczynniki potrzebne w obliczeniach należy dobrać z odpowiedniej literatury. Pozostałe dane: *l* = 70 mm, *d* = 40 mm, *B* = 16 mm, ρ = 2 mm.

Zadanie 4

Tłoczysko siłownika hydraulicznego, napędzającego zespół roboczy w pewnym układzie przenoszenia napędu, obciążone jest dwustronnie zmienną siłą osiową *F.*  Siła ta jest równoważona przez siłę wynikającą z ciśnienia *p* oleju w cylindrze. W planowanym okresie funkcjonowania układu liczba zadziałań siłownika wynosi *N*wym.

Fragmentem tłoczyska szczególnie narażonym na zmęczenie jest przekrój przechodzący przez dno podtoczenia o średnicy *d*. Tłoczysko wykonane jest ze stali niestopowej C60 ulepszonej cieplnie, o granicy plastyczności *Re* = 580 MPa i granicy wytrzymałości *Rm* = 850 MPa. Powierzchnia tłoczyska w miejscu podtoczenia jest szlifowana na *Ra* = 5 μm.

Podejmując odpowiednie decyzje dotyczące niezawodności właściwości wytrzymałościowych oraz wymaganego współczynnika bezpieczeństwa, należy sprawdzić, czy ze względu na wytrzymałość zmęczeniową wskazanego fragmentu tłoczyska siłownik może być zastosowany w projektowanym układzie przenoszenia napędu.

*F*

*p*

*A*

*A*

*d*

*D*

*ρ*

rozciąganie

ściskanie

1 cykl

…

*Fmin*

*Fmax*

*t*

*F*

0

Pozostałe dane: *F*max = 25 kN, *F*min = –8 kN, *N*wym = 1,2·104, *d* = 15 mm, *D* = 20 mm,   
ρ = 2,5 mm oraz β*k* = 1,77, β*p* = 1,1, ε*w* = 0,90.

Rozwiązanie

*n* ≥ *n*wym



*N*gr ≈ 106

σmax nisz

*Z*

*N*wym

*N*

σmax nisz z wykresu Wöhlera. Nie *Z*, gdyż *N*wym<< 106

Rysunki wykorzystane do rozwiązania

0,5*Zrj*

*Z*

*Zrc*

*Zrj*

σ*m*

[MPa]

[MPa]

*Re*

200

100

σ*mk*

σmax*k*

K

*Z*odp

500

400

Wykreślne wyznaczenie wartości granicy zmęczenia *Z*odp

przy użyciu wykresu Smitha

*Zrc* ≈ 0,33*Rm* = 280 MPa

*Zrj* ≈ 0,60*Rm* = 510 MPa

σmax nisz

[MPa]

108

500

200

*Z*odp

*aRm*

*Rm*

102

100

106

104

*N*

σ*m* = σ*mk*

σmax nisz = 550

*N*wym

*a* = 0,75

Wykreślne wyznaczenie wytrzymałości zmęczeniowej σmax nisz materiału tłoczyska

⁞

Zadanie 5

Siła *F*, obciążająca tłoczysko przedstawione w zadaniu 4, jest przenoszona na elementy zespołu roboczego UPN poprzez sworzeń pasowany w otworach widełek końcówki tłoczyska . Końcówka ta wykonana jest z niestopowej stali konstrukcyjnej E335 o granicy plastyczności *Re* = 335 MPa i granicy wytrzymałości *Rm* = 570 MPa. Powierzchnie otworów w widełkach są szlifowane na *Ra* = 5 μm, pozostałe powierzchnie widełek są frezowane na *Ra* = 10 μm.

Należy sprawdzić, czy określone wstępnie wymiary widełek są wystarczające ze względu na wytrzymałość zmęczeniową.

Pozostałe dane: *d* = 12 mm, *s* = 36 mm, *b* = 18 mm, *N*wym = 1,2·104 (wartości współczynników α*k* , η*k* , β*p* i ε*w* należy dobrać z odpowiednich wykresów zamieszczonych w literaturze).

ucho zespołu

roboczego

widełki

sworzeń

*K*

*K*

*K - K*

widełki

sworzeń

*d*

*b*

*s*

*s*

Zadanie 6

*a)*

sprzęgło

luźne

zębate

sprzęgło luźne

zębate

bęben

silnik

lina

*z*1

*z*2

*z*3

*z*4

*ω*1

*l*

*L*

*b)*

*l*

*L*

*W*

*M1*

*s*

łożysko B

łożysko A

*Pn*

ρ

*d*

*D*

Bęben wciągarki linowej jest napędzany silnikiem elektrycznym poprzez dwustopniową przekładnię zębatą, pokazaną na rysunku. Zęby pierwszego stopnia są proste, a drugiego – skośne. Podnoszone ładunki mają zbliżoną masę i dlatego maksymalny moment obrotowy na wałku silnika (w chwili uruchomienia wciągarki) jest w przybliżeniu jednakowy w każdym cyklu podnoszenia i wynosi *M*1. Gdy ładunek nie jest podczepiony do liny, wtedy moment obrotowy obciążający ten wałek można przyjąć równy zero.

Przewidywana liczba podnoszeń ładunków jest duża (około 105÷106). Wałek, na którym jest osadzone koło zębate 1, wykonany jest ze stali niestopowej C40 ulepszonej cieplnie.

Należy:

1. narysować wykresy przebiegu momentów skręcającego i gnącego, obciążających wałek.

2) wyznaczyć współczynnik bezpieczeństwa ze względu na wytrzymałość doraźną przekroju o średnicy

*d* we fragmencie *W* wałka,

3) stosując modele podstawowe, wyznaczyć współczynnik bezpieczeństwa ze względu na wytrzymałość

zmęczeniową tego samego przekroju wałka,

4) dokonać interpretacji wyników obliczeń i ustalić, czy średnica *d* jest wystarczająca ze względu

na wytrzymałość wałka.

Pozostałe dane: *M*1 = 200 N·m, *Pn* = 4,4 kN, *d* = 28 mm, *D* = 35 mm, ρ = 1 mm, *L* = 190 mm, *l* = 60 mm, *s* = 40 mm, *Rm =* 600 MPa, *Re =* 350 MPa.

Zadanie 7

Stosując zaawansowane modele naprężeń i właściwości materiału (i podejmując odpowiednie decyzje dotyczące niezawodności *r* oraz współczynnika *n*wym), należy przeprowadzić obliczenia sprawdzające wytrzymałość zmęczeniową średnicy *d* wałka analizowanego w zadaniu 6.

Dodatkowe dane: α*k* = 1,5, η*k* = 0,72, β*p* = 1,05, ε*w* = 0,85.

Zadanie 8

Wciągarka, której schemat przedstawiono na rysunku, jest uruchamiana średnio około 10 razy każdego dnia roboczego przez 10 lat. Moment *M* skręcający wałek bębna wciągarki zmienia się w czasie tak, jak pokazano na wykresie.

*M*

*t*

…

*555*

*210*

*[N·m]*

ładunek

ślimacznica

ślimak

sprzęgło

luźne

zębate

M1

bęben

*Q*

silnik

*lina*

*M*

ρ*A*

*dA*

*DA*

*A*

*B*

ρ*B*

*dB*

*DB*

*A*

bęben

*M*

*dA*

*B*

*skrajne położenia liny*

*u*

*b*

*ul*

Wałek jest wykonany ze stali niestopowej C55 ulepszonej cieplnie. Promień zaokrąglenia podtoczenia we fragmencie *A* wałka zaplanowano równy ρ*A* = 1,5 mm.Powierzchnia podtoczenia jest szlifowana na *Ra* = 5 μm.

Należy wyznaczyć najmniejszą średnicę *dA* podtoczenia wymaganą ze względu na wytrzymałość doraźną.

Dodatkowe dane: *DA* = 35 mm, *Re* = 490 MPa i *Rm* = 750 MPa.

Zadanie 9

Należy wyznaczyć współczynnik bezpieczeństwa ze względu na zmęczenie przekroju o średnicy *dA* wałka analizowanego w zadaniu 8, stosując:

1. modele podstawowe,
2. modele zaawansowane

naprężeń i właściwości materiału, a następnie ustalić, czy średnica *dA* jest wystarczająca ze względu na wytrzymałość wałka.

Uwaga: potrzebne do obliczeń dane, w tym wartość średnicy *dA* wyznaczoną ze względu na wytrzymałość doraźną, zaczerpnąć z zadania **8**. Pozostałe dane: α*k* = 1,4, η*k* = 0,82, β*p* = 1,05, ε*w* = 0,85.

Zadanie 10

Wałek analizowany w zadaniach 8 i 9 jest skręcany momentem *M*, a między podporami (odległymi

o *l* = 250 mm) jest również zginany przez siłę *F* w linie. Maksymalne wartości tych obciążeń pojawiają się w czasie rozruchu wciągarki i wynoszą: *M* = 555 N·m i *F* = 1,6 kN.

Należy:

1. narysować wykresy obciążeń wałka momentem skręcającym i momentem gnącym,
2. wyznaczyć współczynnik bezpieczeństwa ze względu na wytrzymałość doraźną fragmentu *B* wałka,
3. stosując modele podstawowe, wyznaczyć współczynnik bezpieczeństwa ze względu na wytrzymałość zmęczeniową tego samego fragmentu wałka,
4. dokonać interpretacji wyników obliczeń i ustalić, czy średnica *dB* przyjęta ze względów konstrukcyjnych jest wystarczająca ze względu na wytrzymałość wałka.

Dane: *dB* = 33 mm, *DB* = 48 mm, ρ*B* = 1,5 mm, *b* = 72 mm, *ul* = 100 mm, *u* = 90 mm. Pozostałe dane potrzebne do obliczeń zaczerpnąć z zadania 8.

Zadanie 11

Stosując zaawansowane modele naprężeń i właściwości materiału (i podejmując odpowiednie decyzje dotyczące niezawodności *r* oraz współczynnika *n*wym), należy przeprowadzić obliczenia sprawdzające wytrzymałość zmęczeniową średnicy *dB* wałka, ustalonej na podstawie obliczeń przeprowadzonych w zadaniu 10. Powierzchnia wałka we fragmencie *B* jest toczona na *Ra* = 7 μm.

Dodatkowe dane: α*k* = 2,0, η*k* = 0,80, β*p* = 1,15, ε*w* = 0,82; α*ks* = 1,5, η*k* = 0,80, β*p* = 1,05, ε*w* = 0,82.

Zadanie 12

Należy wskazać inne przekroje wałka przedstawionego w zadaniu 8 niż analizowane w zadaniach 8÷11, wymagające sprawdzenia pod względem wytrzymałościowym, i dokonać takiego sprawdzenia. Do obliczeń przyjąć dane zawarte w treściach i w rozwiązaniach zadań 8÷11, a inne potrzebne dane przyjąć na podstawie decyzji.

Zadanie 13

Zgodnie z projektem koncepcyjnym, zbiornik na sprężone powietrze o wymiarach *D×H* ma być zespawany z blach o grubości δ. Blachy wykonane są ze stali P265S (wyżarzonej normalizująco) przeznaczonej na urządzenia ciśnieniowe. W całym przewidywanym czasie użytkowania zbiornika jest on napełniany powietrzem do ciśnienia *p* = 1,1 MPa (11 barów) i następnie opróżniany *N*wym = 1000 razy. Parametr chropowatości powierzchni blach, z których zespawany jest zbiornik, wynosi *Ra* ≈ 10 μm.

Należy oszacować wstępnie potrzebną grubość blach, z której wykonana będzie cylindryczna część zbiornika.

Dane: *D* = 457 mm, *H* = 1400 mm, *p* = 1,1 MPa (11 barów), *Re* = 265MPa, *Rm* = 410MPa.

*H*

*D*

*y*

*x*

Zadanie 14

Wiertarka ręczna ma moc *N* = 800 W, a prędkość kątowa wiertła wynosi ω = 90 1/s. W okresie przewidzianej dla niej trwałości wykonuje się przy jej użyciu dużą liczbę wierceń (większą niż 1 milion). Średnica wałka, do którego zakładane jest wiertło, wynosi w przekroju *ad* = 10 mm. Zakładając, że w każdej operacji wiercenia jest wykorzystywana pełna moc wiertarki, należy wyznaczyć współczynnik bezpieczeństwa *n* ze względu na zmęczenie przekroju *a* i sprawdzić odpowiedni warunek wytrzymałościowy. Obliczenia należy przeprowadzić w dwóch wersjach, stosując dwa poziomy niezawodności właściwości zmęczeniowych materiału wałka, mianowicie *r* = 0,50 i *r* = 0,98.

Pozostałe dane dotyczące analizowanego fragmentu wałka: współczynnik działania karbu β*k* = 2,5, współczynnik stanu warstwy wierzchniej β*p* = 1,3, współczynnik wielkości przekroju ε*w* = 1, *Rm*= 480 MPa,   
*Re*= 250 MPa, *Zso =* 130 MPa, *Zsj* = 230 MPa.

*a*

*d*

Zadanie 15

Zawór wylotowy sprężarki tłokowej jest sterowany krzywką kołową o promieniu *R* = 25 mm i mimo-środzie *f* = 5 mm. Krzywka steruje popychaczem zaworu, dociskanym do niej sprężyną walcową.W skraj-nym górnym położeniu popychacza (gdy zawór jest zamknięty) siła ściskająca sprężynę wynosi *F*min = = 0,

a w skrajnym dolnym położeniu popychacza (gdy zawór jest całkowicie otwarty), czyli po obrocie krzywki o 180º, siła ta wynosi *F*max = 300 N. Wałek, na którym jest osadzona krzywka, jest wykonany ze stali niestopowej C45 ulepszonej cieplnie, o granicy plastyczności *Re* = 430 MPa i granicy wytrzymałości *Rm* =

= 650 MPa. Powierzchnia wałka jest szlifowana na *Ra* = 5 μm.

1. Stosując zaawansowane modele naprężeń i właściwości materiału (i przyjmując do obliczeń poziom niezawodności właściwości zmęczeniowych materiału wałka równy 0,90), wyznacz współczynnik bezpieczeństwa ze względu na zginanie zmęczeniowe wałka i uzyskany wynik skomentuj.
2. Przedstaw w postaci poglądowej wykres gęstości prawdopodobieństwa odpowiedniej granicy zmęczenia. Zaznacz na nim położenie zastosowanej w obliczeniach wartości tej granicy.

Pozostałe dane: *d* = 15 mm, *D* = 25 mm, *l* = 55 mm, ρ = 1 mm, β*k* = 1,75, β*p* = 1,1, ε*w* = 0,94.

*f*

*R*

*krzywka*

*ρ*

*połączenie*

*cierne*

*popychacz*

*D*

*d*

*l*

Zadanie 16

Zgodnie z projektem koncepcyjnym, zbiornik na sprężone powietrze o wymiarach *D×L* ma być zespawany z blach o grubości δ. Blachy wykonane są ze stali P460N (drobnoziarnistej, wyżarzonej normalizująco) przeznaczonej na urządzenia ciśnieniowe. W planowanym okresie użytkowania zbiornika liczba jego napełnień (do ciśnienia *p*) jest szacowana na *N*wym = 8·105. W czasie użytkowania zbiornika w jego pobliżu mogą przebywać ludzie.

Należy oszacować grubość blachy, z której wykonana będzie cylindryczna część zbiornika, potrzebną ze względu na wytrzymałość zmęczeniową. Obliczenia przeprowadzić w dwóch wersjach: stosując modele podstawowe oraz modele zaawansowane, a następnie podjąć decyzję dotyczącą grubości δ.

Dane: *D* = 457 mm, *L* = 1000 mm, *p* = 3 MPa (30 barów), *Re* = 460 MPa, *Rm* = 570 MPa. Do obliczeń przyjąć: β*k* = 1, β*p* = 1,2, ε*w* = 1.

*D*

*y*

*x*

*L*

Zadanie 17

Bloczek urządzenia wyciągowego służącego do podnoszenia ładunków ułożyskowany jest w dwóch łożyskach kulkowych wahliwych odległych o *L.* Średnica skuteczna bloczka wynosi *Dk* = 0,3 m.Podczas podnoszenia ładunków o masie *M* = 200 kg w pojemniku o masie m = 30 kg na wysokość *H* = 100 m bloczek obraca się z prędkością *n*1 = 200 obr/min , a podczas opuszczania pustego pojemnika prędkość obrotowa bloczka jest równa *n*2 = 600 obr/min. Średnica stalowej liny wynosi δ = 5 mm. Wałek, na którym jest osadzony bloczek, wykonany jest ze stali niestopowej C22 ulepszonej cieplnie. Jednym z fragmentów tego wałka, wymagających obliczeń zmęczeniowych, jest oznaczony na rysunku symbolem *a.* Jego wymiary, określone na podstawie wstępnych obliczeń i warunków konstrukcyjnych, są podane na rysunku. Przewiduje się szlifowanie powierzchni tej części wałka na *Ra* = 10 μm.

Należy sprawdzić, czy średnica *d* wałka w tym fragmencie jest wystarczająca ze względu na wytrzymałość zmęczeniową.

Pozostałe dane: *L* = 125 mm, *l* = 20 mm.

*K*

ρ = 1

M36×2

*d =* 30

*a*

*H*

*M+m*

przekładnia

bloczek

silnik

bęben

linowy

lina

lina

*a)*

*a*

*Dk*

*l*

*L*

*b)*

*K*

Zadanie 18

Resor złożony jest z dwóch sprzęgniętych piór o wymiarach podanych na rysunku. Zewnętrzne obciążenia *F*, przenoszone na resor przez trzpienie T, zmienne w czasie, zostały w modelu obliczeniowym zastąpione obciążeniami równoważnymi zmęczeniowo, zmiennymi harmonicznie. Materiałem zastosowanym na pióra resoru jest stal stopowa sprężynowa 56Si7 o granicy plastyczności *R*0,2 = 1300 MPa  
i granicy wytrzymałości *Rm* = 1450 MPa. Pióra są wykonane z taśm walcowanych na gorąco na *Ra* = 5 μm.

Stosując modele zaawansowane, należy wyznaczyć współczynnik bezpieczeństwa ze względu na zmęczenie najbardziej wytężonego fragmentu pióra resoru.

Pozostałe dane: *h* = 5 mm, *b* = 60 mm, *l* = 400 mm, *Fm* = 2,2 kN, *Fa* = 1 kN, współczynnik działania karbu β*k* = 2, współczynnik stanu warstwy wierzchniej β*p* = 0,85 (korzystny wpływ umocnienia warstwy wierzchniej przez walcowanie), współczynnik wielkości przekroju ε*w* = 1, *Zgo =* 650 MPa, *Zgj* = 1000 MPa.

*Fm*

*t*

*F*

*Fa*

*b)*

*b*

*h*

*F*

*F*

*l*

*a)*

*T*

Zadanie 19

Zewnętrzne obciążenia *F*, przenoszone na jednopiórowy resor przez trzpienie T, zmienne w czasie, zostały w modelu obliczeniowym zastąpione obciążeniami równoważnymi zmęczeniowo, zmiennymi harmonicznie. Materiałem zastosowanym na pióra resoru jest stal stopowa sprężynowa 56Si7 o granicy plastyczności *R*0,2 = 1300 MPa i granicy wytrzymałości *Rm* = 1450 MPa. Pióra są wykonane z taśm walcowanych na gorąco na *Ra* = 5 μm.

Uzasadniając podejmowane decyzje, należy wyznaczyć współczynnik bezpieczeństwa ze względu na zmęczenie najbardziej wytężonego fragmentu pióra resoru, stosując w obliczeniach:

1. modele podstawowe,
2. modele zaawansowane, przyjmując między innymi poziom niezawodności właściwości zmęczeniowych materiału pióra *r* = 0,98,

a następnie skomentować uzyskane wyniki.

Pozostałe dane: *cr* = 0,82, *h* = 6 mm, *b* = 60 mm, *l* = 400 mm, *Fm* = 180 N, *Fa* = 170 N, współczynnik działania karbu β*k* = 2, współczynnik stanu warstwy wierzchniej β*p* = 0,85 (korzystny wpływ umocnienia warstwy wierzchniej przez walcowanie), współczynnik wielkości przekroju ε*w* = 1, *Zgo =* 650 MPa, *Zgj* = 1000 MPa.

*F*

*F*

*l*

*a)*

*T*

*b*

*h*

*Fm*

*t*

*F*

*Fa*

*b)*

Zadanie 20

W okresie ustalonej pracy szlifierki przedstawionej na rysunku siła szlifowania działająca na powierzchnię elementu *E* wynosi *F*, a siła docisku tarczy szlifierskiej do niego jest równa *P* = 3*F*. Wałek, na którym osadzona jest tarcza szlifierska, wiruje w czasie szlifowania razem z nią i podlega zginaniu oraz skręcaniu. W przewidywanym okresie trwałości szlifierki zabieg szlifowania jest wykonywany wielokrotnie (więcej niż 106 razy).

Stosując modele zaawansowane, należy zdefiniować matematycznie współczynnik bezpieczeństwa ze względu na skręcanie zmęczeniowe przekroju wałka znajdującego się między tarczą a łożyskiem w korpusie przekładni. Zdefiniować także współczynnik bezpieczeństwa ze względu na skręcanie doraźne tego przekroju. Jakie dane są potrzebne do wyznaczenia obu współczynników?

tarcza szlifierska S

*a*

silnik

*D*

l

*ω1*

*2*

*1*

*F*

*E*

*P*

Zadanie 21

Suwnica dwudźwigarowa jest przeznaczona do transportu ładunków o masach w przybliżeniu jednakowych, wynoszących *m* = 5000 kg. Transport odbywa się wielokrotnie w ciągu każdego dnia między podporami A i B. Zespołem nośnym suwnicy są dwa jednakowe dźwigary wykonane z dwuteowników IPE 360. Jeden z nich jest przedstawiony na rysunku. Materiałem dwuteowników jest niestopowa stal konstrukcyjna S235 o granicy plastyczności *Re* = 235 MPa i granicy wytrzymałości *Rm* = 360 MPa.

L

B

h

A

m

b

h

g

K-K

y

*x*

*y*

*h*

*Ix* = 16270 cm4,

*Iy* = 1043 cm4,

*h* = 360 mm,

*L* = 10 m,

*mw* = 57 kg/m

Należy wyznaczyć współczynnik bezpieczeństwa ze względu na zmęczenie najbardziej wytężonego fragmentu dwuteownika, stosując w obliczeniach:

1. modele podstawowe,
2. modele zaawansowane, przyjmując między innymi poziom niezawodności właściwości zmęczeniowych materiału dwuteownika *r* = 0,98,

a następnie skomentować uzyskane wyniki. Na całej długości dwuteownika można przyjąć: β*k* = 1,3, β*p* = 1,1 ε*w* = 0,7.

Zadanie 22

W projekcie pewnego urządzenia zastosowano sprężynę zginaną płaską o wymiarach podanych na rysunku, wykonaną z taśmy, której materiałem jest stal sprężynowa 56Si7 o właściwościach: *Re* (*Re*min) = 1180 MPa, *Rm* = 1400 MPa. Sprężyna ma być obciążana siłą *F*, której wartość wielokrotnie zmienia się

(*N* > 106) od 0 do 100 N. Wiadomo, że uszkodzenie sprężyny w czasie funkcjonowania urządzenia nie spowoduje dużych strat (straty to głównie koszt wymiany sprężyny).

Należy:

1. sprawdzić, czy projektowana sprężyna spełni wymagania wytrzymałości doraźnej,

a następnie, stosując modele podstawowe i modele zaawansowane,

1. sprawdzić, czy spełni ona także wymagania wytrzymałości zmęczeniowej, przy założeniu poziomu niezawodności właściwości wytrzymałościowych 0,90,
2. wskazać przekrój sprężyny, którego dotyczy współczynnik β*k* = 2, i przekrój, dla którego β*k* = 1,

oraz wyjaśnić, czym ta różnica jest spowodowana.

Pozostałe dane: *l* = 60 mm, *g* = 2 mm, *b* = 20 mm, β*k* = 2, β*p* = 1,1, ε*w* = 1.

*b*

*l*

*g*

*F*

Zadanie 23

Siła *Q*(*t*) działająca w przekroju poprzecznym jednej z podłużnic konstrukcji nośnej płatowca (rys. a), wynikająca z obciążeń płatowca, i rozciągająca ją zmienia się w czasie losowo. W obliczeniach zmęczeniowych zastąpiono ją równoważną pod względem zmęczeniowym siłą zmienną harmonicznie (rys. b). Przewidywana liczba zmian w okresie resursu płatowca *N*wym = 2∙107. Podłużnica jest kątownikiem 20×20×2 wykonanym z duralu 2024 (PA7) o granicy plastyczności *Re* = 290 MPa i granicy wytrzymałości *Rm* = 450 MPa. Umowna granica zmęczenia duralu 2024, określona dla *N* = 5∙108 cykli, σmax niszU = 120 MPa. Pole powierzchni pełnego przekroju poprzecznego kątownika *A* = 75 mm2. Nity połączone są

z konstrukcją poszycia nitami o średnicy 4 mm usytuowanymi wzdłuż podłużnicy.

Należy:

1. przedstawić przypuszczalny rozkład naprężeń w niebezpiecznym przekroju podłużnicy,
2. wyznaczyć współczynnik bezpieczeństwa ze względu na zmęczenie podłużnicy, zakładając poziom niezawodności odporności na zmęczenie jej materiału *r* = 0,90.

Pozostałe dane: β*k* = 2, β*p* = 1, ε*w* = 0,95.

a)

*Q*

1,1

*t*

‒ 0,2

[kN]

b)

*Q*(*t*)

Zadanie 24

Na rysunku *a* jest przedstawiony schemat układu napędu pewnego helikoptera, a na rysunku *b* – przekładnia pośrednia w układzie napędu śmigła ogonowego. Wałek 1 przekładni jest wykonany ze stali stopowej chromowej 38Cr2 ulepszonej cieplnie, o granicy plastyczności *Re* = 490 MPa i granicy wytrzymałości *Rm* = 700 MPa. Jego powierzchnie w okolicach fragmentu *a* są szlifowane na *Ra* = 5 μm.

Wałek 1 jest poddany skręcaniu momentem zmiennym *M*1 przenoszonym z wałka ogonowego, wynikającym z zadań i manewrów wykonywanych przez helikopter. Największa wartość tego momentu wynosi *M*1 sup = 395 N∙m. Rzeczywistą zmienność momentu *M*1 zastąpiono zmiennością równoważną ze względu na zmęczenie, określoną przez cykl harmoniczny o wartościach *M*1 min = 150 N∙m i *M*1 max = 250 N∙m. Moment *M*1 wywołuje w strefie zazębienia kół zębatych reakcję w postaci siły międzyzębnej oddziaływania zębów koła 2 na zęby koła 1. Jej trzy składowe, wzajemnie prostopadłe i przyłożone w połowie długości zębów, są pokazane na rysunku *c*. Składowe promieniowa *Pr*1 i wzdłużna *Px*1 są funkcjami siły obwodowej *Pw*1, określonymi przez relacje: *Pr*1 = *Ar Pw*1 i *Px*1 = *Ax Pw*1, gdzie *Ar* = 0,139, *Ax* = 0,336.

Należy wyznaczyć współczynnik bezpieczeństwa *ns* ze względu na zmęczeniowe skręcanie przekroju *K* wałka, stosując w obliczeniach poziom niezawodności właściwości zmęczeniowych materiału wałka równy *r* = 0,90.

Pozostałe dane: *d* = 50 mm, *do* = 45mm, *Dz* = 60 mm, ρ = 0,5 mm, *dm*1 = 87 mm, *s* = 16 mm, α*k* = 1,9,

η*k* = 0,72, β*p* = 1,05, ε*w* = 1,00, *cr* = 0,90.

Rozwiązanie

Złożony stan naprężeń warunek wytrzymałościowy *n* ≥ *n*wym  lub σzr ≤ σdop

Obliczeniowy współczynnik bezpieczeństwa z wyrażenia

Pr1

Pw1∙0,5dm1 = ǀM1ǀ

Pw1

P1

γ

do

d

τM

τP

γ

τP

τM

τM

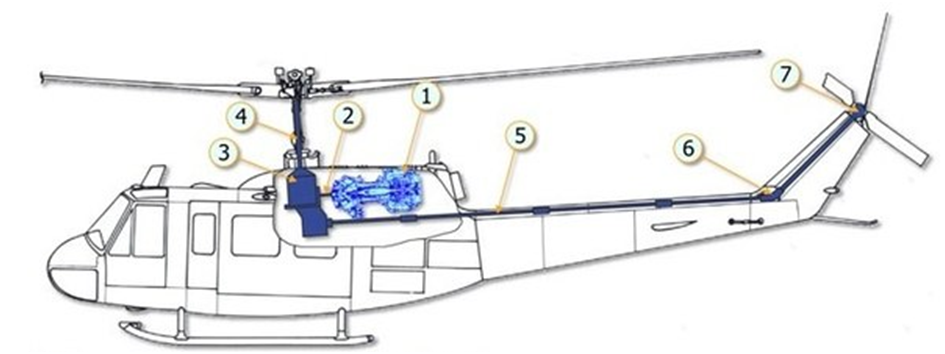
τM

τP

τP

γ ≈ 8°

, gdzie:  



1. silnik 2. wał wejściowy przekładni głównej 3. przekładnia główna

4. wał wirnika nośnego 5. wałek śmigła ogonowego 6. przekładnia pośrednia

7. przekładnia śmigła ogonowego

*a*)

*do*

*d*

*Dz*

*ρ*

*K*

Pw1

Pr1

Px1

M1

s

dm1

*c*)

*wałek ogonowy (napędzający)*

*kołnierz do mocowania*

*w korpusie belki ogonowej*

*koło zębate napędzające*

*koło zębate napędzane*

*sprzęgło przegubowe (Cardana)*

*króciec do spuszczania oleju*

*wałek pośredni (napędzany)*

*K*

*b*)

*wałek* 1 *przekładni*

dm1

s

P

T

1. Założenie: *M*1 = *M*1 max = 250 N∙m i stały w czasie,

wałek się obraca z prędkością *n* = 1600 obr/min przyczyna zmienności naprężeń

*A* ≈ π*dg* = π*d*∙0,5(*d – do*) = π∙50∙10-3∙ 0,5∙ (50 – 45)∙10-3 = 0,39∙10-3 m2



, gdzie:

*Pr*1 = *Ar Pw*1 = 0,139∙5,75 = 0,80 kN





Zał.: jednakowe współcz. β*k* , β*p* i ε*w* przy skręcaniu i przy ścinaniu



β*ks* = 1 + η*k*(α*k* – 1) = 1,65



τ*k*

77

*t*

25

jeden obrót wałka

[MPa]

*M*1 max = 250 N∙m

τ*mk*

Naprężenia w analizowanym przekroju są liniową funkcją momentu *M*1:

τ*k* = *CM*1

1. Dla każdej innej wartości momentu niż *M*1 max naprężenia τ*k* są odpowiednio

mniejsze, np. dla *M*1 min (= 150 N∙m) ich zmienność w czasie wywołana

wirowaniem wałka (w stosunku do obciążenia w strefie zazębienia) ma postać

*M*1 max

*M*1 min

*t*

[MPa]

τ*k*

46

*t*

15

jeden obrót wałka

*M*1 min = 150 N∙m

Wymiarujące analizowany przekrój (uwzględniane w warunku wytrzymałościowym i w obliczeniach współczynnika *ns*) są zatem zmienne naprężenia τ*k* wyznaczane dla powtarzających się okresów, gdy obciążenie *M*1 = *M*1 max .

Ograniczeniem od góry tych naprężeń – odpowiednia granica zmęczenia, gdyż liczba zmian naprężeń w analizowanym przekroju (równa liczbie obrotów wałka) w okresie resursu helikoptera *N* >> *N*gr.

N

Ngr







W celu uproszczenia obliczeń przyjmujemy, że zmienność naprężeń jest jednostronna, odzerowo tętniąca (co jest decyzją ostrożną).

τ*k*

77

*t*

25

[MPa]

τ*mk*

τ*k*

77

*t*

[MPa]

τ*mk*

Stąd *Z*odp = *Zsj* ≈ 0,45*Rm* = 315 MPa.





Zadanie 25

Na rysunku *b* w zadaniu 24 jest przedstawiony rysunek techniczny przekładni pośredniej w układzie napędu śmigła ogonowego. Wałek 1 przekładni wraz z łożyskami jest usytuowany w tulei T zamocowanej do korpusu przekładni. Wnętrze tulei jest odizolowane od zewnątrz przez pokrywę P połączoną z tuleją za pomocą sześciu śrub M6 równomiernie rozmieszczonych na obwodzie kołnierza tulei. Śruby wykonane są ze stali klasy 4.8 o granicy plastyczności *Re* = 320 MPa i granicy wytrzymałości *Rm* = 400 MPa, a tuleja i pokrywa wykonane są z duralu 2024. Naciąg wstępny każdej ze śrub wynosi *Fw* = 0,8 kN.

Korzystając z dodatkowych informacji zawartych w treści zadania 24, należy wyznaczyć współczynnik bezpieczeństwa *n* ze względu na zmęczenie śruby, stosując w obliczeniach poziom niezawodności właściwości zmęczeniowych jej materiału równy *r* = 0,90.

Pozostałe dane: *d* = 6 mm, *dr* = 4,77 mm, *ck* = 970 kN/mm, *cs* = 370 kN/mm, α*k* = 2,4, η*k* = 0,55,

β*p* = 1,00, ε*w* = 1,00, *cr* = 0,90.

*Przypomnienie:* siła w śrubie .

**UWZGLĘDNIANIE LOSOWOŚCI**

**W OBLICZENIACH ŁOŻYSK TOCZNYCH**

Zadanie 26

W projekcie wstępnym łożyskowania wałka wejściowego przekładni zębatej przewidziano dwa łożyska:

kulkowe zwykłe 6207 Explorer (nieuszczelnione wewnętrznie) i walcowe jednorzędowe NU 1005. Prędkość wałka wynosi *n*1 = 1000 obr/min, a przenoszona przez wałek moc jest równa *N* = 5 kW. Rozstaw łożysk wynosi *l* = 95 mm, a odległość środka szerokości koła zębatego od łożyska kulkowego *b* = 45 mm. Przewidywana temperatura pracy łożysk *t* = 30ºC. Zęby kół przekładni smarowane są zanurzeniowo olejem o lepkości kinematycznej νzo = 10 mm2/s (w temperaturze odniesienia 40ºC), olej nie jest filtrowany, ale

w okresie *L*pr,*h* = 10000 h między profilaktycznymi wymianami łożysk jest kilkakrotnie wymieniany. Prawdopodobieństwo uszkodzenia łożyska kulkowego w czasie *L*pr,*h* nie powinno przekroczyć 0,03. Obciążenia łożysk wynikają z siły międzyzębnej, której trzy składowe są pokazane na rysunku. Składowa obwodowa *Pw* = 1,34 kN, przyłożona na okręgu podziałowym o średnicy *d*1 = 71,72 mm, jest siłą równoważącą moment obrotowy (od silnika) przenoszony przez wałek. Pozostałe dwie składowe siły międzyzębnej są równe: promieniowa *Pr* = 0,54 kN, wzdłużna *Px* = 0,63 kN zwrócona ku łożyskom (zęby kół skośne, β = 25º).

Należy sprawdzić, czy dobrane wstępnie łożysko kulkowe spełni wymagania.

Cechy analizowanego łożyska kulkowego: *d* = 35 mm, *D* = 72 mm, *B* = 17 mm, *C* = 27 kN, *Co* = 15,3 kN, *Pu* = 0,66 kN.

Uwaga

Do obliczeń przyjąć następujące wartości wyznaczone przy zastosowaniu procedur i zaleceń, podanych w katalogu łożysk SKF: *X* = 0,56, *Y* = 1,80; νwym ≈ 17 mm2/s, ν = ν*z* =17 mm2/s (olej przekładni w temp. 30ºC) – κ =1, η*c* ≈ 0,4 (!), η*c*(*Pu*/*P*) = 0,11 i stąd *aw* ≈ 2,5.

b

l

d1

ω1

Pw

Pr

Px

Zadanie 27

W projekcie wstępnym łożyskowania wałka wejściowego przekładni zębatej opisanej w zadaniu 26 przewidziano dwa łożyska: kulkowe zwykłe 6207 Explorer (nieuszczelnione wewnętrznie) i walcowe jednorzędowe NU 1005. Opierając się na informacjach podanych w zadaniu 26, należy sprawdzić, czy wymagania trwałościowe spełni także łożysko walcowe, przy założeniu, że są one takie, jak wymagania stawiane łożysku kulkowemu.

Dane dotyczące łożyska walcowego: *d* = 25 mm, *D* = 47 mm, *B* = 12 mm, *C* = 14,2 kN, *Co* = 13,2 kN,   
*Pu* = 1,4 kN, a współczynnik warunków pracy *aw* = 2,5.

Zadanie 28

Podparcie wałka przekładni zębatej stanowią dwa jednakowe łożyska poprzeczne kulkowe zwykłe 6207-2RS1 Explorer, wyposażone w uszczelnienia wewnętrzne stykowe z kauczuku. Łożysko o tym oznaczeniu ma następujące cechy: *d* = 35 mm, *D =* 72 mm, nośność ruchowa *C* = 27 kN, nośność spoczynkowa *Co* = 15,3 kN, granica zmęczenia *Pu* = 0,655 kN.

b

M1

łożysko B

łożysko A

Pn

l

Rozstaw łożysk wynosi *l* = 190 mm, a siła poprzeczna, wynikająca z zazębienia z kołem współpracującym, jest równa *Pn* = 4,4 kN. Wałek obraca się z prędkością *n* = 1000 obr/min, przewidywana temperatura pracy łożyska *t* ≈ 30ºC. Łożyska z wewnętrznymi uszczelnieniami są fabrycznie wypełnione standardowym smarem na cały okres eksploatacji. Według katalogu łożysk SKF jest to smar MT33 o lepkości oleju bazowego w temperaturze odniesienia (40˚C) νo = 98 mm2/s. W pierwotnej wersji usytuowania koła zębatego w stosunku do podparć wałka odległość koła od łożyska ustalającego jest równa *b* = 60 mm.

Należy wyznaczyć funkcję niezawodności łożyska ustalającego, łożyska swobodnego i zespołu obu łożysk w czasie *L*wym = 2500 mln obr (współczynnik warunków pracy każdego z łożysk, wyznaczony zgodnie z procedurą opisaną w katalogu łożysk, wynosi *aw* ≈ 30).

Zadanie 29

Należy wyznaczyć funkcję niezawodności zespołu łożysk, opisanego w zadaniu 28, przy założeniu, że koło zębate usytuowano w połowie odległości obu łożysk (współczynnik warunków pracy każdego z łożysk w nowej wersji położenia koła zębatego, wyznaczony zgodnie z procedurą opisaną w katalogu łożysk, wynosi *aw* ≈ 50).

Zadanie 30

W projekcie wstępnym łożyskowania wałka wirówki przewidziano dwa łożyska: kulkowe zwykłe 6304-2RSL Explorer (z uszczelnieniami wewnętrznymi bezstykowymi) i walcowe jednorzędowe N 304 ECP Explorer (nie ma uszczelnień wewnętrznych). Prędkość wałka wynosi *n* = 9000 obr/min.

b

e

l

n

próbka

Wszystkie ruchome elementy wirówki, oprócz próbki, są wyrównoważone statycznie i dynamicznie. Próbka o masie *m* = 0,10 kg jest umieszczona na końcu ramienia sztywno połączonego z wałkiem. Odległość próbki od osi obrotu jest równa *e* = 0,1 m. Trwałość łożyska walcowego powinna wynosić co najmniej *L*wym,*h* = 500 h z prawdopodobieństwem *R*wym = 0,95. Przewiduje się, że będzie ono smarowane olejem o klasie lepkości ISO VG 20, tzn. o lepkości kinematycznej w temperaturze odniesienia (40ºC) równej 20 mm2/s. Z powodu dużej prędkości obrotowej *n* temperatura w łożysku może wynosić około 50ºC.

Należy sprawdzić przy użyciu warunku trwałościowego, czy tak zaprojektowane podparcie wałka wirówki przez łożysko walcowe spełni wymaganie dotyczące jego trwałości.

Dodatkowe dane dotyczące wirówki: *b* = 0,04 m, *l* = 0,25 m. Cechy łożyska walcowego: *d* = 20 mm, *D* = 52 mm, *C* = 35,5 kN, *Co* = 26 kN, *Pu* = 3,25 kN.

Uwaga

Do obliczeń przyjąć, że współczynnik warunków pracy łożyska (wyznaczony zgodnie z procedurą opisaną w katalogu łożysk) wynosi *aw*= 12.

Zadanie 31

Należy wyznaczyć prawdopodobieństwo *P*{***L*** > *L*wym} nieuszkodzenia w czasie *L*wym łożyska walcowego analizowanego w zadaniu 30, a następnie sporządzić wykres funkcji jego niezawodności i zaznaczyć na nim rezultaty obliczeń. Sporządzić odpowiadający temu wykresowi wykres gęstości prawdopodobieństwa trwałości łożyska.

Zadanie 32

W projekcie wstępnym podparcia wałka wirówki, analizowanego w zadaniu 30, przewidziano dwa łożyska: kulkowe zwykłe 6304-2RSL Explorer (z uszczelnieniami wewnętrznymi bezstykowymi) i walcowe jednorzędowe N 304 ECP Explorer. Łożysko kulkowe jest fabrycznie wypełnione standardowym smarem MT47 o lepkości ν*o* = 70 mm2/s w temperaturze odniesienia 40ºC.

Łożysku kulkowemu stawiane jest takie samo wymaganie, jak łożysku walcowemu, tzn. trwałość powinna wynosić co najmniej *L*wym,*h* = 500 h z prawdopodobieństwem *R*wym = 0,95. Opierając się na informacjach podanych w zadaniu 30, należy sprawdzić, czy spełni ono to wymaganie. Do obliczeń można przyjąć, że współczynnik warunków jego pracy wynosi *aw* = 40 (z powodu uszczelnień wewnętrznych, w które wyposażone jest łożysko, warunki te są dobre).

Cechy analizowanego łożyska kulkowego: *d* = 20 mm, *D* = 52mm, *B* = 15 mm, *C* = 16,8 kN, *Co* = 7,8 kN, *Pu* = 0,335 kN.

Zadanie 33

Wałek wirówki podparty jest przez łożysko walcowe i łożysko kulkowe. Opierając się na wynikach uzyskanych w rozwiązaniach zadań 30-32, należy wyznaczyć wartość funkcji niezawodności podparcia wałka (zespołu łożysk) w czasie *Lh* funkcjonowania wirówki równym 200, 500 i 800 h oraz sporządzić wykres zależności tej funkcji od czasu *Lh*.

Zadanie 34

Jednym z łożysk podpierających wałek wirówki jest łożysko walcowe, analizowane   
w zadaniu 30. Opierając się na uzyskanych w nim wynikach, należy wyznaczyć takie liczby *L*2, *L*3 i *L*5 milionów obrotów wałka wirówki, których nie zdoła przetrwać odpowiednio 2%, 3% i 5% populacji rozważanych łożysk (w populacji wirówek). Korzystając z otrzymanych rezultatów, należy sporządzić wykres funkcji niezawodności łożyska.

Zadanie 35

Przekładnia zębata, której fragment przedstawiono w zadaniu 26, ma być zastosowana do przenoszenia napędu o niejednakowych charakterystykach w dwóch wyróżnionych okresach funkcjonowania układu. W tabeli są podane procentowe udziały tych okresów (liczonych w godzinach) w przewidywanym czasie funkcjonowania układu *L*wym,*h* = 15000 h oraz odpowiadające im wartości: mocy na wałku wejściowym przekładni, jego prędkości i składowych siły międzyzębnej działającej na koło zębate osadzone na wałku. W ostatniej kolumnie tabeli podano także wartości współczynnika *aw* warunków pracy łożyska kulkowego, wyznaczone zgodnie z procedurą opisaną w katalogu łożysk SKF. Przyjmując pozostałe informacje i dane

z zadania 26, należy wyznaczyć trwałość *Lh* [h] tego łożyska na poziomie niezawodności *R*wym = 0,98.

Dane charakteryzujące dwa okresy funkcjonowania wałka przekładni

|  |  |  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| Okres | Udział *wj*  [%] | *N*  [kW] | *n*  [obr/min] | *Pw*  [kN] | *Pr*  [kN] | *Px*  [kN] | *aw* |
| *j* = 1 | 15 | 8 | 1000 | 2,14 | 0,86 | 1,01 | 1,8 |
| *j* = 2 | 85 | 5 | 1000 | 1,34 | 0,54 | 0,63 | 2,5 |

Zadanie 36

Urządzenie wyciągowe przedstawione na rysunku służy do podnoszenia ładunków o masie *M* = 200 kg w pojemniku o masie *m* = 30 kg. Oś bloczka linowego łożyskowana jest w dwóch łożyskach kulkowych wahliwych 2205 ETN9 o następujących cechach: *d* = = 25 mm, *D =* 52 mm, *B* = 18 mm, *C* = 16,8 kN,   
*Co* = 4,4 kN, *Pu* = 0,23 kN. Łożyska są uszczelnione (zewnętrznie) pokrywami i smarowane smarem plastycznym LGMT3 (ogólnego przeznaczenia), którego olej bazowy w temperaturze odniesienia 40˚C ma lepkość ν*o* = 120 mm2/s. Temperatura pracy łożysk jest zawarta w przedziale 20÷30ºC. Podczas podnoszenia ładunku na wysokość *H* bloczek (wraz

z osią) obraca się z prędkością *np* = 200 obr/min,

a przy opuszczaniu pustego pojemnika prędkość ta wynosi *no* = 600 obr/min. Współczynnik warunków pracy tego łożyska, wyznaczony zgodnie z procedurą opisaną w katalogu łożysk, jest równy *aw* = 1,4.

H

M+m

przekładnia

bloczek

silnik

bęben

linowy

lina

lina

K

L

*K*

Należy:

1. wyznaczyć trwałość nominalną *L*10 łożyska,
2. wyznaczyć taką liczbę milionów obrotów, którą łożysko przepracuje

z prawdopodobieństwem 0,97,

1. korzystając z uzyskanych rezultatów obliczeń, narysować przybliżony przebieg wykresu funkcji niezawodności łożyska.

Zadanie 37

Pionowy słup żurawika obciążonego siłą *Q* = 40 kN obraca się z prędkością *n* = 15 obr/min. Wymiary wysięgnika są równe: *H* = 8 m, *l* = 2 m. Dolny koniec słupa jest łożyskowany we wzdłużnym łożysku baryłkowym wahliwym, a górny – w łożysku walcowym NU 1006 o następujących cechach: *d* = 30 mm,

*D =* 55 mm, *B* = 13 mm, *C* = 17,9 kN, *Co* = 17,3 kN, *Pu* = 1,86 kN. Łożysko walcowe jest uszczelnione (zewnętrznie) pokrywami i smarowane smarem plastycznym LGMT3 (ogólnego przeznaczenia), którego olej bazowy w temperaturze odniesienia 40˚C ma lepkość ν*o* = 120 mm2/s. Temperatura pracy łożysk jest zawarta w przedziale 20÷30ºC. Współczynnik warunków pracy tego łożyska, wyznaczony zgodnie z procedurą opisaną w katalogu łożysk SKF jest równy *aw* = 0,7.

Należy wyznaczyć trwałość nominalną łożyska walcowego, określoną w milionach obrotów i w godzinach pracy żurawika, oraz sprawdzić poprawność doboru łożyska, jeśli wymagana jego trwałość na poziomie niezawodności *R*wym = 0,95 wynosi 1000 h.

Q

H

l

Zadanie 38

Bęben wciągarki linowej jest napędzany silnikiem elektrycznym poprzez dwustopniową przekładnię, pokazaną na schematycznym rysunku (w widoku z góry). Zęby wszystkich kół są proste. Podparciami wałka wyjściowego przekładni są dwa jednakowe łożyska poprzeczne kulkowe z uszczelnieniami wewnętrznymi bezstykowymi o nośnościach nominalnych każdego z nich *C* = 5,85 kN. Obciążenie poprzeczne łożyska *B*, wynikające z ciężaru *Q* podnoszonego ładunku i z sił w strefie zazębienia kół 3 i 4, przez 90% czasu funkcjonowania przekładni (liczonego w mln obrotów wałka) wynosi 2,2 kN, a w pozostałym czasie 4,5 kN. Przewidywana trwałość tego łożyska *Lwym* = 10 mln obr, a wymagana wartość funkcji niezawodności w tym okresie powinna być nie mniejsza niż *Rwym =* 0,95. Dzięki uszczelnieniom wewnętrznym warunki pracy łożyska są względnie dobre, tak że współczynnik warunków pracy może być przyjęty równy 9. Należy:

1. sprawdzić prawidłowość doboru łożyska *B* do tych warunków,
2. wyniki obliczeń przedstawić na wykresie funkcji niezawodności łożyska.

B

A

Q

z4

z1

z2

z3

silnik

bęben

Zadanie 39

Bęben wciągarki linowej jest napędzany silnikiem elektrycznym poprzez dwustopniową przekładnię zębatą, pokazaną na schematycznym rysunku (w widoku z góry). Do podparcia wałka, na którym osadzone jest koło zębate 4, postanowiono dobrać dwa jednakowe łożyska poprzeczne kulkowe zwykłe wyposażone w uszczelnienia wewnętrzne stykowe z kauczuku. Łożyska są wypełnione fabrycznie smarem MT33 o lep-kości oleju bazowego w temperaturze odniesienia (40˚C) νo = 98 mm2/s (wg katalogu SKF). Rozstaw łożysk *l* = 190 mm, a odległość całkowitej siły poprzecznej *Pn* = 16 kN, działającej na koło zębate 4 i wynikającej z zazębienia z kołem współpracującym, od łożyska B wynosi *b* = 60 mm. Zęby koła są proste. Wałek obraca się z prędkością *n* = 125 obr/min, przewidywana temperatura pracy łożyska *t* ≈ 30ºC.

Należy oszacować, jaką nośność dynamiczną *C* powinno mieć łożysko B (bardziej obciążone), by jego trwałość była z prawdopodobieństwem *R*wym = 0,97 równa 43000 h. Do oszacowań można wstępnie przyjąć współczynnik warunków pracy *aw* = 17.

wałek

z analizowanymi

łożyskami

sprzęgło

luźne

zębate

sprzęgło luźne

zębate

bęben

silnik

lina

z1

z2

z3

z4

ω1

b

l

B

A

Zadanie 40

Zespół roboczy jest napędzany silnikiem elektrycznym poprzez dwustopniową przekładnię zębatą. Wałek, na którym osadzone jest koło 4, podparty jest dwoma łożyskami: walcowym jednorzędowym NU 309 ECP Explorer (oznaczonym na rysunku symbolem A) i kulkowym zwykłym 6209 Explorer. Prędkość wałka wynosi *n*4 = 300 obr/min. Rozstaw łożysk wynosi *l* = 60 mm, a odległość środka szerokości koła zębatego 4 od łożyska walcowego *b* = 35 mm. Przewidywana temperatura pracy łożysk *t* = 30ºC. Łożyska nie mają uszczelnień wewnętrznych, nie są też dostatecznie chronione przez uszczelnienia zewnętrzne.

Zęby kół przekładni smarowane są zanurzeniowo olejem o lepkości kinematycznej νzo = 10 mm2/s (w temperaturze odniesienia 40ºC), olej nie jest filtrowany, ale w okresie *L*pr,*h* = 10000 h między profilaktycznymi wymianami łożysk jest kilkakrotnie wymieniany. Prawdopodobieństwo uszkodzenia łożyska walcowego w czasie *L*pr,*h* nie powinno przekroczyć 0,03. Obciążenia łożysk wynikają z siły międzyzębnej, której trzy składowe przyłożone na okręgu podziałowym o średnicy *d*4 = 214,86 mm są pokazane na rysunku. Są to: składowa obwodowa *Pw* = 8,32 kN, promieniowa *Pr* = 3,14 kN, wzdłużna *Px* = 2,32 kN (zęby kół skośne, β34 = 15,55º). Współczynnik opisanych warunków pracy łożyska walcowego, wyznaczony zgodnie z procedurą opisaną w katalogu łożysk SKF, jest równy *aw* = 0,35.

Należy sprawdzić, czy dobrane wstępnie łożysko walcowe spełni wymagania.

Cechy analizowanego łożyska walcowego: *d* = 45 mm, *D* = 100 mm, *B* = 25 mm, *C* = 112 kN, *Co* = 100 kN, *Pu* = 12,9 kN.

*a)*

b)

Px4

Pw4

Pr4

l

d4

b

B

A

z4

z1

z2

z3

silnik

sprzęgło luźnezębate

B

A

b

l

sprzęgło luźne zębate

zespół

roboczy

NU

Zadanie 41

Łożysko kulkowe B (6209 Explorer) w układzie przenoszenia napędu opisanym w zadaniu 40 powinno spełnić te same wymagania, które zostały postawione w odniesieniu do łożyska A, tzn.: prawdopodobieństwo uszkodzenia łożyska w czasie *L*pr,*h* = 10000 h nie powinno przekroczyć 0,03. Należy:

1. korzystając z katalogu łożysk, określić najważniejsze cechy łożyska,

oraz opierając się na informacjach i danych przedstawionych w zadaniu 40, należy także

1. wyznaczyć obciążenie tego łożyska,
2. sprawdzić, czy spełni ono postawione wymagania.

Współczynnik warunków pracy analizowanego łożyska, wyznaczony zgodnie z procedurą opisaną w kata-logu łożysk SKF jest równy *aw* = 0,4.

Zadanie 42

Zespół roboczy jest napędzany silnikiem elektrycznym poprzez dwustopniową przekładnię zębatą.  
Wałek przekładni, na którym osadzone jest koło 4, podparty jest dwoma łożyskami kulkowymi zwykłymi (bez uszczelnień wewnętrznych). Łożyska są wypełnione fabrycznie smarem MT33 o lepkości oleju bazo-wego w temperaturze odniesienia (40˚C) νo = 98 mm2/s. Prędkość wałka wynosi *n*4 = 224 obr/min. Rozstaw łożysk wynosi 2*s* = 120 mm. Przewidywana temperatura pracy łożysk *t* = 30ºC. Prawdopodobieństwo uszkodzenia łożyska A w czasie *L*pr,*h* = 8000 h (między profilaktycznymi wymianami łożysk) nie powinno przekroczyć 0,05. Obciążenia łożysk wynikają z siły międzyzębnej, której trzy składowe przyłożone na okręgu podziałowym o średnicy *d*4 = 298,2 mm są pokazane na rysunku. Są to: składowa obwodowa *Pw*4 =

= 5,72 kN, promieniowa *Pr*4 = 2,16 kN, wzdłużna *Px*4 = 1,54 kN (zęby koła skośne, β34 = 15º). Współczyn-nik warunków pracy tego łożyska oraz współczynniki składowych jego obciążenia, wyznaczone zgodnie

z procedurami opisanymi w katalogu łożysk SKF, wynoszą odpowiednio: *aw* = 0,9, *X* = 0,56, *Y* = 2,00.

Px4

Pw4

Pr4

s

d4

s

A

B

c)

silnik

zespół roboczy

s

s

A

B

z4

z1

z2

z3

ω1

b)

a)

Należy sprawdzić, czy łożysko A spełni postawione wymagania, i naryso-wać przybliżony przebieg wykresu jego funkcji niezawodności w czasie.

Cechy analizowanego łożyska:

*d* = 30 mm, *D* = 62 mm, *B* = 16 mm,

*C* = 20,3 kN, *Co* = 11,2 kN,

*Pu* = 0,475 kN.

Zadanie 43

W układzie napędu śmigła ogonowego w helikopterze znajduje się przekładnia pośrednia. Jest to przekładnia zębata kątowa, której rysunek jest przedstawiony w zadaniu 24. Wałek 1 tej przekładni podparty jest dwoma łożyskami tocznymi: kulkowym zwykłym 6210 i walcowym jednorzędowym N 210 ECP, smarowanymi olejem znajdującym się w korpusie przekładni. Moment obrotowy *M*1 przenoszony przez przekładnię wywołuje w strefie zazębienia kół zębatych reakcję w postaci siły międzyzębnej oddziaływania zębów koła 2 na zęby koła 1. Jej trzy składowe, wzajemnie prostopadłe i przyłożone w połowie długości zębów, są pokazane na rysunku poniżej. Usytuowanie tych sił w stosunku do podparć wałka są określone przez wymiary *l* i *L*. Przy założeniu, że *M*1 = 250 N∙m, składowe siły międzyzębnej wynoszą: *Pw*1 = 5,75 kN, *Pr*1 = 0,80 kN, *Px*1 = 1,93 kN.

Helikopter wykonuje przewidziane zadania średnio trzy godziny dziennie przez 200 dni w roku. Należy wyznaczyć prawdopodobieństwo nieuszkodzenia łożyska walcowego w okresie między wymianami (na nowe), tzn. przez 5 lat użytkowania helikoptera, przy założeniu, że moment *M*1 jest w tym czasie stały i wynosi 250 N∙m, a uśredniona prędkość obrotowa w każdej godzinie lotu wynosi *n*1 = 1460 obr/min. Przyjąć również, że współczynnik warunków pracy analizowanego łożyska, wyznaczony zgodnie z procedurą opisaną w katalogu łożysk SKF jest równy *aw* = 3.

Cechy analizowanego łożyska walcowego: *d* = 50 mm, *D* = 90 mm, *B* = 20 mm,   
*C* = 73,5 kN, *Co* = 69,5 kN, *Pu* = 8,8 kN.

Pw1

Pr1

Px1

M1

l

dm1

L