

Podstawy Konstrukcji Urządzeń Precyzyjnych

Materiały pomocnicze do ćwiczeń projektowych.

Zespół napędu liniowego - 1

Algorytm obliczeń wstępnych

Preskrypt:

Opracował dr inż. Wiesław Mościcki

Warszawa 2019

1. Dobór średnicy popychacza

a) Przewidywana całkowita długość popychacza L_c (rys. 1):

$$L_c = L_d + L_z + L_{max} \quad (1)$$

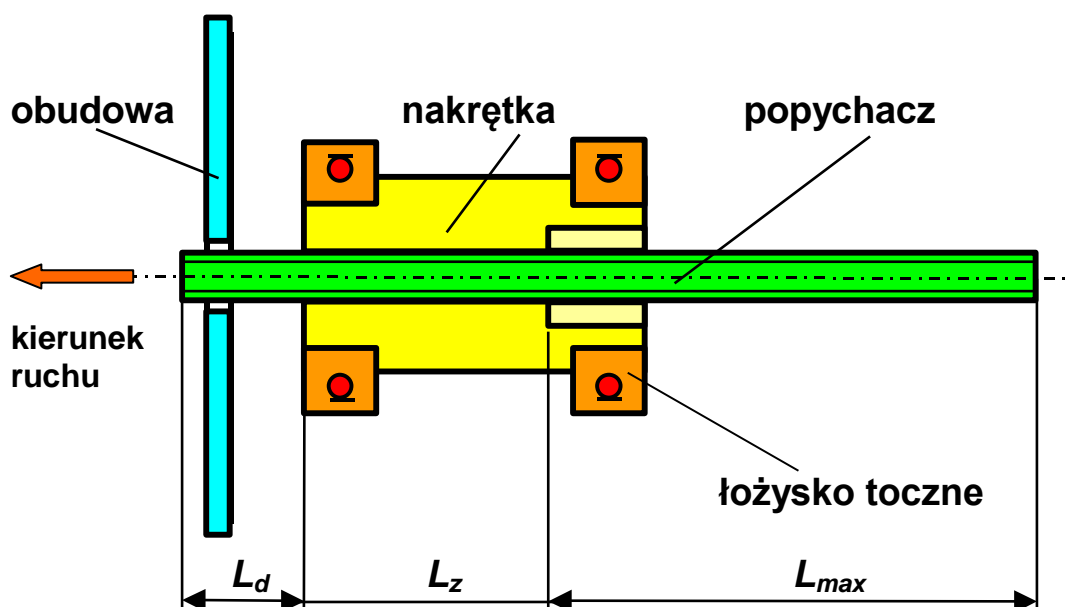
L_d – długość popychacza, od jego wyjścia z nakrętki do czoła, w skrajnym położeniu, gdy jest najmniej wysunięty, w projekcie przyjąć $L_d = 20 \div 40 \text{ mm}$,

L_{max} – zakres ruchu wg tematu,

L_z – długość ześrubowania, $L_z > \min.(4 \div 6)d$, nie mniej niż $20 \div 25 \text{ mm}$

d - średnica popychacza

Popychacz może najłatwiej ulec wyboczeniu, gdy jest maksymalnie wysunięty.



Rys. 1

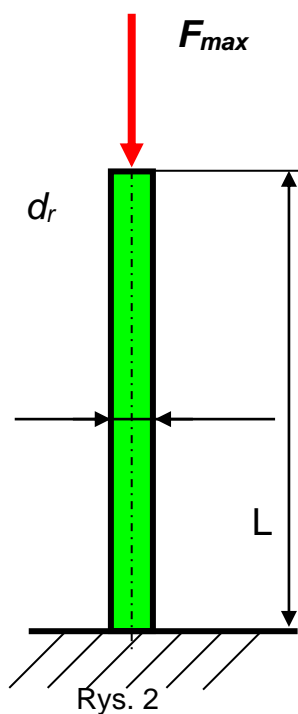
Długość tej wysuniętej z nakrętki części popychacza wynosi (rys. 1):

$$L = L_{max} + L_d \quad (2)$$

To właśnie ta część popychacza jest narażona na wyboczenie.

Jako miejsce sztywnego utwierdzenia popychacza (gwintowany wałek) przyjmujemy jego połączenie z gwintem nakrętki. Dla takiego modelu obciążenia (rys. 2) współczynnik β niezbędny do obliczenia minimalnej średnicy rdzenia gwintu ze względu na wyboczenie $\beta = 2$ (wzór (3)).

b) Minimalna średnica śruby ze względu na wyboczenie



Dla pręta obciążonego siłą osiową istnieje siła krytyczna która nie wywoła jeszcze jego wyboczenia.

$$F_{kr} = \left(\frac{\pi}{\beta} \right)^2 \cdot \frac{E \cdot J}{L^2} \quad (3)$$

F_{kr} - siła krytyczna, której przekroczenie wywoła wyboczenie śruby (popychacza)

E - moduł sprężystości materiału śruby, dla stali, $E = 2,1 \cdot 10^5 \text{ MPa}$,

J - moment bezwładności przekroju poprzecznego śruby,

β - współczynnik zależny od sposobu zamocowania pręta,

L - długość popychacza pracującego na wyboczenie

Moment bezwładności przekroju poprzecznego rdzenia śruby :

$$J = \frac{\pi \cdot d_r^4}{64} \quad (4)$$

d_r - średnica rdzenia śruby, (d_3)

Podczas pracy napędu liniowego musi być spełniony warunek :

$$F_{max} \leq F_{kr} \quad (5)$$

Oznacza on, że maksymalna siła osiowa obciążająca popychacz nie może być większa od siły krytycznej dla tego popychacza.

Siła osiowa obciążająca popychacz będzie miała swoją maksymalną wartość F_{max} wtedy, gdy wystąpi przeciążenie. Będzie ona wtedy równa:

$$F_{max} = k \cdot Q_{max} \quad (6)$$

gdzie: Q_{max} - siła robocza obciążająca popychacz,
 k - współczynnik przeciążenia przyjmowany zależnie od przewidywanych warunków pracy (w projekcie przyjmując $k = 3$)

Minimalną średnicę rdzenia popychacza $d_{r\ min}$, ze względu na wyboczenie, wylicza się przyjmując, że największa siła osiowa obciążająca popychacz F_{max} jest mniejsza lub co najwyżej równa sile krytycznej F_{kr} jak we wzorze (5).

Po podstawieniu zależności (2), (3), (4) i (6) do równania (5) oraz po przekształceniach otrzymujemy wzór na minimalną średnicę rdzenia popychacza $d_{r\ min}$:

$$d_{r\ min} \geq \sqrt[4]{\frac{64 \cdot k \cdot Q_{max} \cdot L^2 \cdot \beta^2}{\pi^3 \cdot E}} \quad (7)$$

Średnica rdzenia d_r dobranej śruby powinna być większa od średnicy wyliczonej ze wzoru (7), czyli $d_r > d_{r\ min}$. Odpowiada jej średnica gwintu $M(d)$ i jest to wstępnie wybrana średnica gwintu popychacza (ze względu na wyboczenie).

c) Obliczenie śruby na rozciąganie (ściskanie)

Osiowa siła Q_{max} wywołuje również ściskanie lub rozciąganie popychacza, a naprężenia $\sigma_{c,r}$ wywołane maksymalną siłą osiową F_{max} nie mogą przekroczyć wartości dopuszczalnej $k_{c,r}$.

$$\sigma_{c,r} = \frac{F_{max}}{S} = \frac{4 \cdot k \cdot Q_{max}}{\pi \cdot d_r^2} \leq k_{c,r} \quad (8)$$

gdzie: $\sigma_{c,r}$ - naprężenia ściskające (rozciągające),
 Q_{max} - zadana robocza siła działająca w osi popychacza,
 S - powierzchnia przekroju rdzenia śruby,
 d_r - średnica rdzenia śruby, gwintu $M(d)$ **dobranego w pkt. b)**
 $k_{c,r}$ - dopuszczalne naprężenia ściskające (rozciągające),
 przyjąć $k_{c,r} = 0,5 \cdot R_e$.

Tabela 1. Proponowane materiały na popychacz

Gatunek stali	Granica plastyczności R_e [MPa]
10S20 (A11) – stal automatowa, po walcowaniu	345
46S20 (A45) – stal automatowa, po walcowaniu	325
C45 (45) – stal wyższej jakości, bez obr. cieplnej	360
C45E (45) – stal wyższej jakości ulepszana cieplnie	430
50G – stal niskostopowa normalizowana	390
17Cr3 (15H) – stal stopowa, hartowana	490
107CrV3 (NW1) – „srebrzanka”, ulepszona cieplnie	650

Jeśli długość ześrubowania jest odpowiednio duża, tzn. $L_z > (4 \div 6)d$, nie ma potrzeby sprawdzania połączenia na ścinanie gwintu i na naciski.

d) Dobór średnicy śruby popychacza ze względów technologicznych

Należy wziąć pod uwagę możliwości wykonania popychacza o określonej długości w stosunku do jego średnicy. Zaleca się przyjmowanie średnic popychacza nie mniejszych od podanych poniżej.

Całkowita długość popychacza	Zalecana minimalna średnica gwintu
$L_c < 75$	$\geq M3$
$75 < L_c < 100$	$\geq M4$
$100 < L_c < 150$	$\geq M5$
$L_c > 150$ mm	$\geq M6$

e) Ostateczny dobór średnicy śruby popychacza

Doboru średnicy gwintu popychacza należy dokonać biorąc pod uwagę wszystkie trzy wyżej omówione kryteria:

- wyboczenie popychacza,
- wytrzymałość na ściskanie (rozciąganie),
- względy technologiczne.

Skok gwintu P śruby dobieramy w mniejszym stopniu w korelacji z żądaną rozdzielczością Δs pomiaru położenia, bardziej zaś ze względu na sprawność gwintu (im mniejszy skok gwintu, tym niższa jego sprawność) oraz ze względu na prędkość nakrętki a więc także przełożenie przekładni.

Tabela 2. Wybrane wartości średnic gwintów metrycznych (wg PN-83/M-02013)

Oznaczenie	P [mm]	$D_2 = d_2$	$d_r = d_3$	$D_1 = d_1$
M3	0,5	2,675	2,387	2,459
M3×0,35	0,35	2,773	2,571	2,621
M4	0,7	3,545	3,141	3,242
M4×0,5	0,5	3,675	3,387	3,459
M5	0,8	4,480	4,019	4,134
M5×0,5	0,5	4,675	4,387	4,459
M6	1,0	5,351	4,773	4,917
M6×0,75	0,75	5,513	5,080	5,188
M6×0,5	0,5	5,675	5,387	5,459
M8	1,25	7,188	6,466	6,647
M8×1	1,0	7,350	6,773	6,917
M8×0,75	0,75	7,513	7,080	7,188
M8×0,5	0,5	7,675	7,387	7,459
M10	1,5	9,026	8,160	8,376

2. Wstępne obliczenie przełożenia - i_c

a) Obliczenie prędkości obrotowej nakrętki - n_{nut}

$$n_{nut} = \frac{60 \cdot v_{max}}{P} \left[\frac{\text{obr}}{\text{min}} \right] \quad (9)$$

v_{max} – maksymalna prędkość liniowa śruby (popychacza) w [mm/s],
 P – skok gwintu śruby, w [mm]

b) Wstępne obliczenie przełożenia całkowitego przekładni - i_c

Pierwszym elementem łańcucha kinematycznego wykonującym ruch obrotowy jest wałek silnika, ostatnim zaś nakrętka.

Wymagana prędkość obrotowa nakrętki n_{nut} jest znacznie mniejsza niż robocza prędkość obrotowa wałka silnika. Dlatego między tymi elementami musi być zastosowana przekładnia o przełożeniu redukcyjnym - i'_p .

$$i'_p = \frac{n_{siln}}{n_{nut}} \quad (10)$$

n_{siln} – wstępnie przyjęta (według zaleceń prowadzącego) prędkość robocza silnika, w [obr/min], zwykle $n_{siln} = (5000 \div 6000)$ obr/min

c) Sposób realizacji przełożenia - i_p

Zadaniem przekładni jest redukcja prędkości oraz połączenie dwóch równoległych do siebie osi: silnika i nakrętki.

C1) przełożenie małe, $i_p \leq 8$

W takim przypadku stosujemy przekładnię własnej konstrukcji, jednostopniową lub najwyżej dwustopniową. Graniczna wartość przełożenia ($i_p = 8$) podana jest orientacyjnie.

C2) przełożenie duże, $i_p > 8$

Konstruktor ma w tym przypadku dwie możliwości:

- zastosować dwu lub trzystopniową przekładnię zębatą własnej konstrukcji,

$$i_p = i_1 \cdot i_2 \cdot i_3 \quad (11)$$

- zastosować motoreduktor handlowy, a więc połączenie silnika z reduktorem oferowanym przez producenta silnika.
W tym przypadku, do połączenia równoległych osi motoreduktora i nakrętki, konieczne jest jeszcze zastosowanie jednostopniowej przekładni sprzęgającej.

$$i_p = i_{rh} \cdot i_s \quad (12)$$

Właśnie takie rozwiązanie jest zalecane do realizacji w projekcie.

3. Sprawność przekładni redukcyjnej - η_p

a) reduktor wielostopniowy

Przyjmuje się, że sprawność jednostopniowej drobnomodułowej przekładni zębatej jest równa $\eta_i = 0,9$. Ta wartość uwzględnia zarówno straty na tarcie w zazębieniu jak i opory ruchu łożyskowania ślizgowego wałków.

Sprawność przekładni wielostopniowej jest iloczynem sprawności poszczególnych stopni:

$$\eta_p = \eta_1 \cdot \eta_2 \cdot \eta_3 \cdot \dots \quad (13)$$

b) reduktor handlowy i stopień sprzęgający

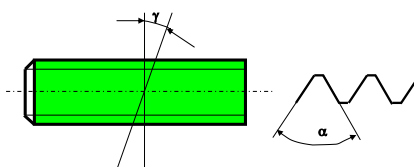
W tym przypadku sprawność przekładni redukcyjnej jest iloczynem sprawności reduktora handlowego η_{rh} i *sprawności stopnia sprzęgającego* η_s :

$$\eta_p = \eta_{rh} \cdot \eta_s \quad (14)$$

Sprawność η_{rh} reduktorów handlowych należy odczytać z katalogów. Wstępnie zaleca się przyjąć sprawność η'_{rh} w przedziale (0,7 ÷ 0,85). Im większe przewidywane przełożenie reduktora handlowego tym mniejsza jego sprawność.

Sprawność stopnia sprzęgającego przyjmujemy równą $\eta_s = 0,9$.

4. Sprawność zespołu śruba - nakrętka - η_{sr-n}



Rys. 3

- γ – kąt pochylenia linii śrubowej gwintu,
- ρ' – pozorny kąt tarcia,
- α – kąt zarysu gwintu, dla gwintu metrycznego, $\alpha = 60^\circ$
- P – skok gwintu w mm,
- d_2 – średnia średnica gwintu w mm

$$\eta_{sr-n} = \frac{\operatorname{tg} \gamma}{\operatorname{tg}(\gamma + \rho')} \quad (15)$$

przy czym:

$$\gamma = \operatorname{arctg} \frac{P}{\pi \cdot d_2}, \quad (16)$$

$$\rho' = \operatorname{arctg} \mu' = \operatorname{arctg} \frac{\mu}{\cos \frac{\alpha}{2}} \quad (17)$$

μ' – pozorny współczynnik tarcia,

μ – współczynnik tarcia materiałów śruby i nakrętki

5. Sprawność zespołu napędu liniowego - η_{znl}

Sprawność całego mechanizmu jest iloczynem sprawności zespołów tworzących łańcuch kinematyczny tego mechanizmu.

W zespole napędu liniowego ZNL łańcuch kinematyczny, między wałkiem silnika a popychaczem, tworzą:

- wielostopniowa przekładnia (reduktor) własnej konstrukcji o sprawności η_p lub, jak w projekcie, przekładnia zbudowana z reduktora handlowego o sprawności η_{rh} i stopnia sprzęgającego o sprawności η_s ,
- zespół śruba – nakrętka o sprawności - η_{sr-n} .

Sprawność całego zespołu ZNL jest równa:

$$\eta_{znl} = \eta_p \cdot \eta_{sr-n} \quad \text{lub} \quad \eta_{znl} = \eta_{rh} \cdot \eta_s \cdot \eta_{sr-n} \quad (18)$$

Przykład:

ZNL składa się z trzystopniowej przekładni redukcyjnej własnej konstrukcji oraz zespołu śruba-nakrętka z gwintem M5x0,5.

Sprawność trzystopniowej przekładni redukcyjnej - gdy sprawność pojedynczego stopnia $\eta = 0,9$ - jest równa:

$$\eta_p = 0,9 \cdot 0,9 \cdot 0,9 = 0,729$$

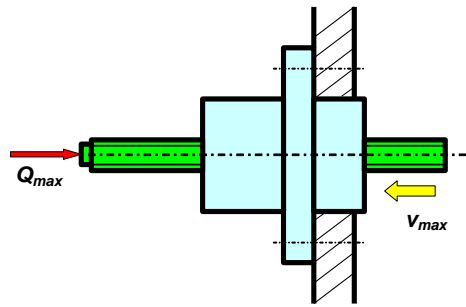
Sprawność zespołu śruba–nakrętka, obliczona dla gwintu M5x0,5 i dla współczynnika tarcia materiałów śruby i nakrętki (stal-mosiądz) - $\mu = 0,3$:

$$\eta_{sr-n} = 0,088$$

Zatem sprawność całego mechanizmu ZNL jest równa:

$$\eta_{znl} = \eta_p \cdot \eta_{sr-n} = 0,729 \cdot 0,088 = 0,064$$

6. Moc na popychaczu – N_{sr}



Rys. 4

Moc, która musi być dostarczona przez napęd do popychacza jest równa:

$$N_{sr} = \frac{Q_{max} \cdot v_{max}}{1000} [W] \quad (19)$$

gdzie: Q_{max} – maksymalne robocze obciążenie popychacza (śruby) wyrażone w [N],
 v_{max} – maksymalna prędkość ruchu popychacza wyrażona w [mm/s]

7. Moc silnika napędowego: obliczeniowa – N_{obl} i maksymalna P_{2max}

Moc na popychaczu N_{sr} zredukowana do wałka silnika, czyli tzw. moc obliczeniowa – N_{obl} , jest równa:

$$N_{obl} = \frac{N_{sr}}{\eta_{znl}} \quad (20)$$

Dla zapewnienia poprawnej pracy dobierzemy silnik, którego moc maksymalna P_{2max} będzie większa od wymaganej mocy N_{obl} i będzie się mieściła w przedziale:

$$\begin{aligned} \text{Dolna granica } P_{2max} &= 1,3 \cdot N_{obl} \\ \text{Górna granica } P_{2max} &= 1,5 \cdot N_{obl} \end{aligned} \quad (21)$$

Z całego katalogu silników możemy teraz wybrać tylko kilka silników ale za to takich, których moc maksymalna P_{2max} mieści się w wyznaczonym przedziale:

$$(\text{dolna granica } P_{2max}) \leq P_{2max} \leq (\text{górną granicą } P_{2max}) \quad (22)$$

Maksymalną moc P_{2max} silnika wyznacza się ze wzoru:

$$P_{2max} = 0,25M_h \cdot \omega_o \quad (23)$$

gdzie: M_h – moment rozruchowy (startowy) wybranego silnika (stall torque),

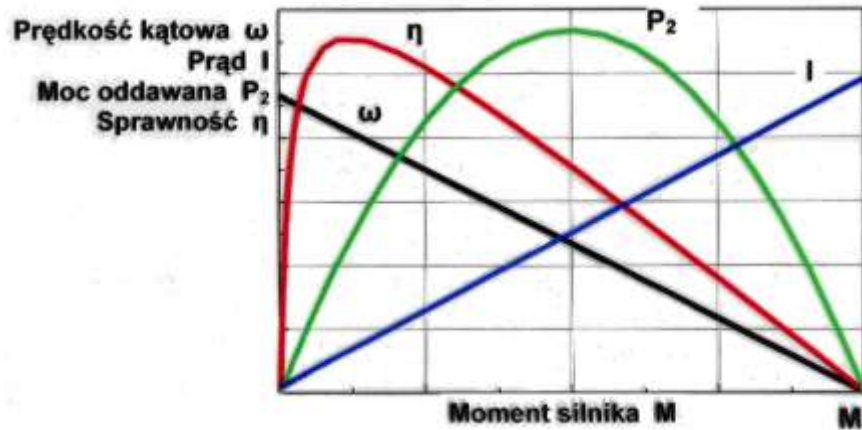
ω_0 – prędkość kątowna biegu jałowego wybranego silnika,

$$\omega_0 = \frac{\pi \cdot n_0}{30} \quad (24)$$

n_0 - prędkość obrotowa biegu jałowego silnika (no load speed) w obr/min

Parametry M_h oraz n_0 należy odczytać z charakterystyki obciążeniowej zawartej w karcie katalogowej wstępnie wybranego silnika (rys. 5).

8. Charakterystyki obciążeniowe silnika prądu stałego



Rys. 5

9. Moment – M_{nut} niezbędny do zapewnienia ruchu obrotowego nakrętki

Moment niezbędny do zapewnienia ruchu obrotowego nakrętki - M_{nut} jest równy momentowi tarcia w połączeniu śruba-nakrętka.

Określa się go podczas pracy układu a więc wtedy, gdy śruba jest obciążona roboczą siłą osiową Q_{max} . W obliczeniu pominięto moment oporów ruchu w tocznym ułożyskowaniu nakrętki.

$$M_{nut} = 0,5 \cdot Q_{max} \cdot d_2 \cdot \text{tg}(\gamma + \rho') \quad (25)$$

gdzie:

- d_2 – średnia średnica gwintu popychacza w mm,
- γ – kąt pochylenia linii śrubowej gwintu popychacza, wg (16)
- ρ' – pozorny kąt tarcia pary materiałów śruby i nakrętki, wg (17)
- Q_{max} – siła osiowa obciążająca popychacz, w [N],
- M_{nut} – moment wyrażony w mNm

10. Moment obciążenia zredukowany do wałka silnika – M_{zred}

Moment M_{nut} niezbędny do zapewnienia ruchu obrotowego nakrętki jest momentem obciążającym silnik. Jego wartość jest zmniejszona przez przekładnię redukcyjną znajdującą się między wałkiem silnika a nakrętką.

Bezpośrednim obciążeniem wałka silnika jest więc moment M_{zred} , którego wartość jest równa:

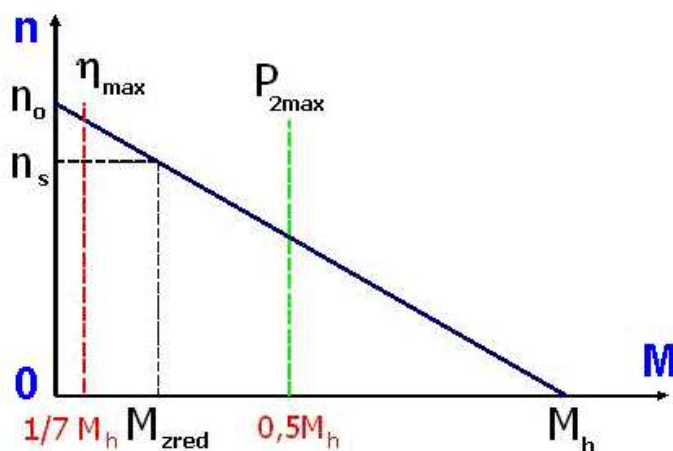
$$M_{zred} = \frac{M_{nut}}{i_p \cdot \eta_p} \quad (26)$$

gdzie: M_{nut} – moment niezbędny do zapewnienia ruchu obrotowego nakrętki, wyrażony w mNm
 i_p – przełożenie przekładni redukcyjnej znajdującej się między wałkiem silnika a nakrętką, wg (12),
 η_p – sprawność przekładni redukcyjnej znajdującej się między wałkiem silnika a nakrętką, wg (14),

11. Dobór punktu pracy silnika prądu stałego

Dla wybranego wstępnie silnika, a więc takiego, którego moc P_{2max} spełnia warunek (22), należy ustalić punkt pracy, czyli określić prędkość roboczą n_s silnika przy obciążeniu momentem M_{zred} , zredukowanym do wałka silnika.

W tym celu wykorzystuje się liniowy przebieg charakterystyki prędkości w funkcji obciążenia, $n = f(M)$. Punkt pracy dobiera się tak, aby moment obciążenia zredukowany do wałka silnika M_{zred} znajdował się w przedziale między $0,5M_h$ a $1/7M_h$.



Rys. 6

Z liniowego przebiegu charakterystyki wynika następująca zależność:

$$n_s = n_o \cdot \frac{M_h - M_{zred}}{M_h} \quad (27)$$

w której:

- n_o – prędkość biegu jałowego wybranego silnika [obr/min] ,
- n_s – prędkość robocza silnika,
- M_h – moment rozruchowy (startowy) wybranego silnika,
- M_{zred} – moment obciążenia zredukowany do wałka silnika, obliczany według (26).

Obliczenia należy prowadzić metodą kolejnych przybliżeń do chwili aż kolejno wyliczona prędkość obrotowa będzie mniejsza od poprzedniej o mniej niż 50 obr/min. Dla tej prędkości wyliczamy po raz ostatni przełożenie przekładni i_p . Wyniki obliczeń najlepiej przedstawić w tabeli.

Tabela 3. Wyniki obliczeń punktu pracy silnika

Silnik:		$M_h =$		$n_o =$	
		mNm		obr/min	
	n_k	i_p	M_{zred}	n_{k+1}	Δn
1	6000	80	2,53	7500	1500
2	7500				
3					
4	n_{s-1}			n_s	≤ 50
5	n_s	i_p			

Obliczona robocza prędkość obrotowa silnika n_s oraz odpowiadające jej przełożenie i_p przekładni to wartości, które przyjmujemy w projekcie.

12. Dobór reduktora handlowego

Reduktor handlowy należy dobrać spośród zalecanych przez producenta do danego silnika. Reduktory jednego typu (o jednej średnicy zewnętrznej) realizują wiele przełożeń.

Przełożenie reduktora handlowego i_{rh} powinno być wybrane tak, aby uzyskać przełożenie stopnia sprzęgającego w przedziale $i_{sp} = 2,5 \div 4$. Stwarza to szansę na to, że przy przyjętej, ze względów konstrukcyjnych, możliwie małej odległości osi motoreduktora i popychacza, liczba zębów zębniaka osadzonego na wałku motoreduktora będzie mniejsza niż $z_g = 17$.

Dobierając reduktor handlowy należy sprawdzić jaka jest zalecana dla niego przez producenta maksymalna prędkość wejściowa przy pracy ciągłej (zwykle jest to $n_{we} = 5000 \div 8000$ obr/min).

Jeśli punkt pracy wybranego silnika wypada przy prędkości roboczej n_s większej niż n_{we} reduktora, tj. $n_s > n_{we}$, wtedy nie jest możliwa ciągła praca napędu. W takiej sytuacji należy dobrać nowy silnik, który będzie pracował w punkcie pracy o prędkości roboczej n_s mniejszej niż prędkość n_{we} dobranego do tego silnika reduktora.

Jeśli sprawność η_{rh} dobranego reduktora różni się od wstępnie przyjętej sprawności η'_{rh} należy przeprowadzić obliczenie skorygowanego punktu pracy o parametrach (n_{sk} , M_{zred-k}), wyniki umieszczając w tabelce.

Jako n_k oraz i_p w wierszu 1 tabeli 4 wpisujemy odpowiednie wartości z wiersza 5 tabeli 3. Jako M_{zred} w tym samym wierszu 1 wstawiamy wartość liczbową uzyskaną ze wzoru (26) w którym jako η_p podstawiamy iloczyn sprawności wybranego reduktora η_{rh} i stopnia sprzęgającego $\eta_s = 0,9$.

Dalej postępujemy jak poprzednio. W wyniku tych obliczeń uzyskujemy ostateczne położenie punktu pracy o parametrach (n_{sk} , M_{zred-k}) oraz końcową wartość przełożenia przekładni redukcyjnej i_{pk} .

Tabela 4. Wyniki obliczeń skorygowanego punktu pracy silnika

Silnik:		$M_h =$ mNm		$n_o =$ obr/min	
	n_k	i_p	M_{zred}	n_{k+1}	Δn
1	n_s	i_p			
2					
3	n_{s-1}			n_{sk}	≤ 50
4	n_{sk}	i_{pk}			

13. Przełożenie stopnia sprzęgającego

Po dobraniu reduktora handlowego i obliczeniu skorygowanego punktu pracy silnika można wyznaczyć wartość przełożenia i_s stopnia sprzęgającego z zależności:

$$i_s = \frac{i_{pk}}{i_{rh}} \quad (28)$$

gdzie:

- i_{pk} – ostateczna wartość przełożenia przekładni redukcyjnej w ZNL (wiersz 4 w tabeli 4 lub wiersz 5 w tabeli 3 (i_p - jeśli obliczenia korygujące są zbędne)
- i_{rh} – przełożenie dobranego reduktora handlowego

Jeśli obliczenia korygujące nie były przeprowadzane to jako i_{pk} podstawiamy wyliczoną w punkcie 11 wartość przełożenia i_p (tabela 3, wiersz 5).

Uwaga:

W każdym przypadku obliczeń punktu pracy moment obciążenia zredukowany do wałka silnika M_{zred} nie może wykraczać poza przedział określony w punkcie 11, czyli ($1/7M_h$, $0,5M_h$).

14. Moment sprzęgła przeciążeniowego M_{sp}

Moment przenoszony przez sprzęgło przeciążeniowe M_{sp} powinien być 40÷50% większy od momentu roboczego M_{nut} , czyli:

$$M_{sp} = (1,4 \div 1,5) \cdot M_{nut} \quad (29)$$

15. Minimalna liczba impulsów n_{imp} tarczy na jeden obrót

Liczba impulsów tarczy enkodera na jeden obrót wynika z zadanej rozdzielczości Δs oraz ze skoku p gwintu popychacza.

$$n_{\text{imp}} = \frac{1000 \cdot p}{\Delta s}$$

gdzie: p – skok gwintu wyrażony w mm, Δs – rozdzielczość wyrażona w μm

Niekiedy w katalogach podana jest liczba cykli CPR tarczy na jeden obrót. Wtedy należy tarczę dobierać według liczby CPR korzystając z zależności:

$$n_{\text{CPR}} = 0,25 \cdot n_{\text{imp}}$$

Wyniki obliczeń należy wpisać do karty informacyjnej projektu ZNL.