

POLITECHNIKA WARSZAWSKA
PODSTAWY KONSTRUKCJI URZĄDZEŃ PRECYZYJNYCH

Projekt 2
Temat nr ZNL - 14

Zespół napędu liniowego

Wykonał: Łukasz Pastuszko, gr. Mt-131B
Prowadzący: dr inż. Marcin Zaczyk

Warszawa 2022/2023

1. Przedmiot założeń.

Przedmiotem poniższych założeń jest mechanizm napędu liniowego przeznaczony do kątownego lub liniowego pozycjonowania obiektów zasilany silnikiem elektrycznym.

2. Symbol i nazwa konstrukcji

Urządzenie skonstruowane zgodnie z niniejszymi założeniami ma mieć symbol ZNL-14 i nazwę Zespół Napędu Liniowego.

3. Zastosowanie

Moduł napędu liniowego zapewnia płynny, precyzyjny ruch liniowy, przy działającym na niego niewielkim obciążeniu. Dzięki dużej dokładności znajduje swoje zastosowanie w kątownych i liniowych układach pozycjonujących.

4. Uzasadnienie celowości opracowania konstrukcji

Jako urządzenie precyzyjne moduł przeznaczony jest do użytku we wszelkiego rodzaju układach pozycjonujących przenoszących niewielkie obciążenie. Ma stanowić konkurencję dla urządzeń już istniejących na rynku ze względu na łatwość eksploatacji i niską cenę.

5. Orientacyjne zapotrzebowanie i przewidywalna wielkość produkcji

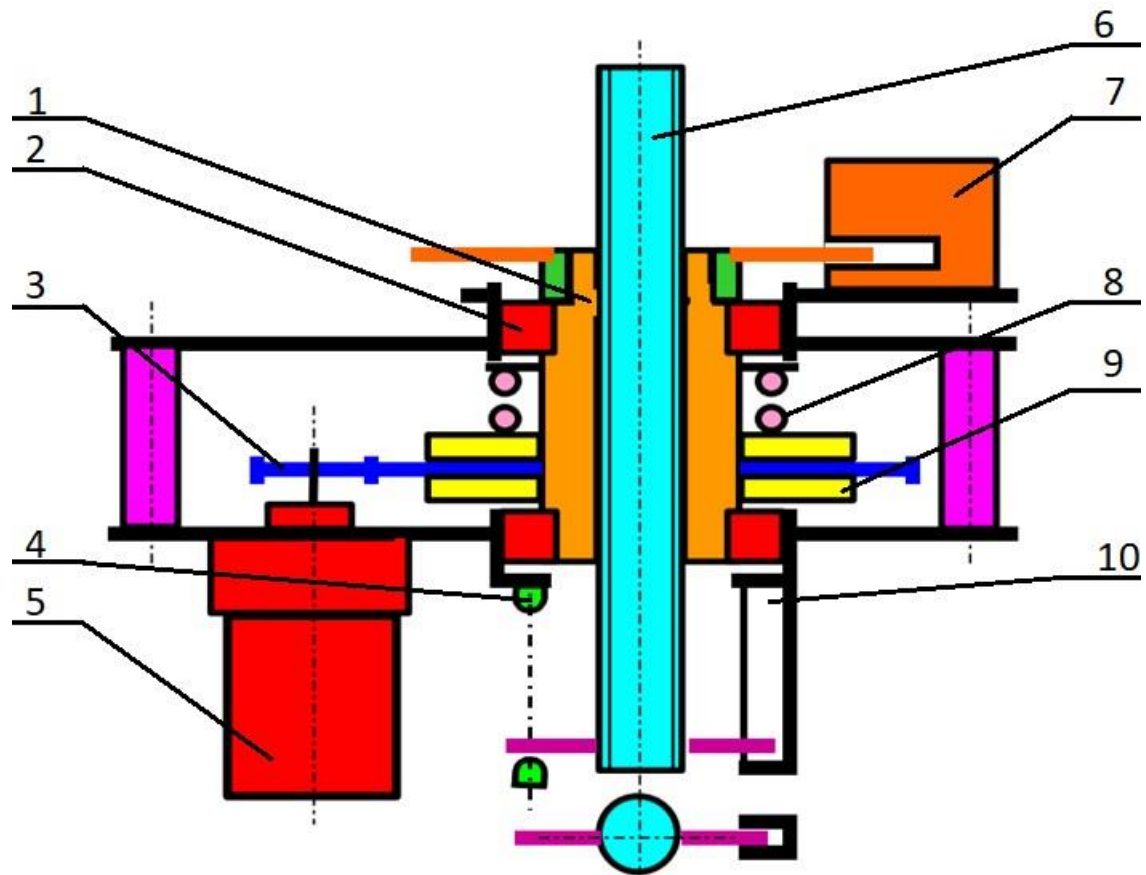
Urządzenie projektowane z myślą o rynku europejskim, dlatego jest zgodnie z jego wymaganiami. Szacowane roczne zapotrzebowanie krajowe i zagraniczne wynosi do 1000 sztuk, dlatego najlepiej, aby urządzenie zastało wykonane w produkcji seryjnej.

6. Wymagania stawiane konstrukcji

Wymagania techniczne:

- Maksymalne liniowe przemieszczenie popychacza $L_{\max}=60$ mm
- Maksymalne robocze obciążenie osiowe popychacza $Q_{\max}=80$ N
- Maksymalna prędkość posuwu popychacza $v_{\max}=4$ mm/s
- Zapewnić sygnalizowanie położenia popychacza na drodze elektrycznej z rozdzielczością nie gorszą niż $\Delta s=5$ μ m
- Trzykrotne obciążenie przepychacza nie może spowodować uszkodzenia napędu
- Zastosować zabezpieczenie elektryczne oraz mechaniczne umożliwiające przekroczenie położenia końcowych popychacza
- Sposób mocowania zespołu: **K** – kołnierzowy
- Zastosować silnik prądu stałego (DC) zasilany bezpiecznym napięciem (do 24 V)
- Przewidzieć złącze wielostykowe mocowane do szkieletu,
- Zastosować sprzęgło przeciążeniowe cierne
- Urządzenie powinno spełniać wymagania takie jak: odporność na niewłaściwe użytkowanie, mały koszt, niewielkie wymiary i ciężar a także wygoda i bezpieczeństwo obsługi oraz napraw • Mechanizm ma pracować w pomieszczeniu zamkniętym w zakresie temperatur: $+5^{\circ}\text{C}$ do $+40^{\circ}\text{C}$, przy średnim zapyleniu
- Wielkość produkcji urządzenia: seryjna (**S**)

7. Schemat napędu liniowego



1. Nakrętka
2. Łożysko
3. Przekładnia
4. Zabezpieczenie elektryczne
5. Silnik z reduktorem
6. Popychacz
7. Enkoder
8. Sprężyna
9. Sprzęgło
10. Zabezpieczenie mechaniczne

Obliczenia konstrukcyjne

1. Dobór średnicy popychacza

a. Przewidywana całkowita długość popychacza L_c :

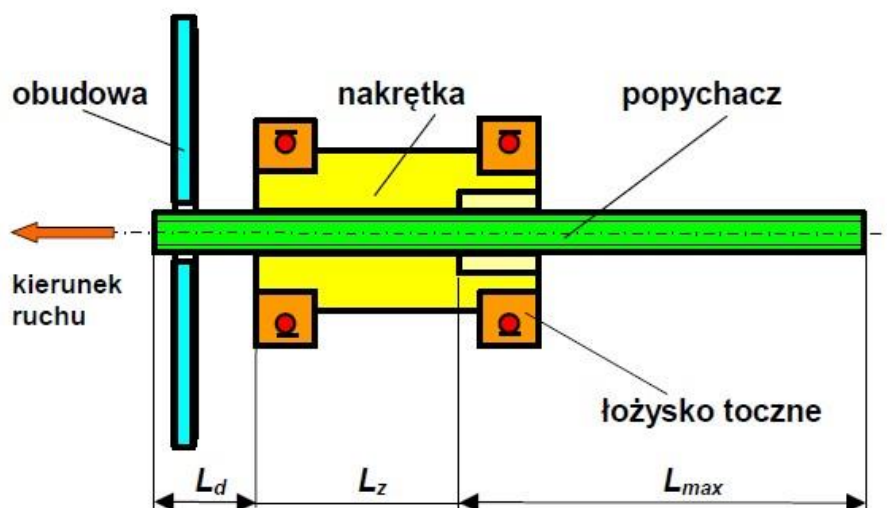
$$L_c = L_d + L_{max} + L_z$$

L_d – długość popychacza, od jego wyjścia z nakrętki do czoła, w skrajnym położeniu, gdy jest najmniej wysunięty,

L_{max} – zakres ruchu

L_z – długość ześrubowania w mm,

Popychacz może najłatwiej ulec wyboczeniu, gdy jest maksymalnie wysunięty.



Długość części popychacza wysuniętej z nakrętki wynosi:

$$L = L_{max} + L_d = 60 + 30 = 90 \text{ mm}$$

b. Minimalna średnica śruby ze względu na wyboczenie.

Dla pręta obciążonego siłą osiową istnieje siła krytyczna, która nie wywoła jeszcze jego wyboczenia. Jej wartość wyznaczam z zależności:

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

Gdzie:

E – moduł sprężystości; β – współczynnik zależny od sposobu mocowania pręta, $\beta=2$;

L – długość popychacza pracująca na wyboczenie;

J – moment bezwładności przekroju poprzecznego śruby wyrażany wzorem:

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

d_r – średnica śruby.

Podczas pracy napędu liniowego musi być spełniony warunek

$$F_{\max} \leq F_{kr}$$

Siła maksymalna jaką musi wytrzymać napęd, jest trzykrotnie większa od wartości roboczej obciążającej popychacz.

$$F_{\max} = k \cdot Q_{\max} = 3 \cdot 80 = 240 \text{ N}$$

Gdzie:

k – współczynnik przeciążenia przyjmowany zależnie od przewidywanych warunków pracy, $k=3$

Q_{\max} – siła robocza obciążająca popychacz.

Na podstawie przytoczonych zależności wyznaczam minimalną średnicę rdzenia popychacza $d_{r \min}$, ze względu na wyboczenie.

$$d_{r \min} \geq \sqrt[4]{\frac{64 \cdot k \cdot Q_{\max} \cdot L^2 \cdot \beta^2}{\pi^3 \cdot E}} = \sqrt[4]{\frac{64 \cdot 240 \cdot 90^2 \cdot 2^2}{3,14^3 \cdot 2,1 \cdot 10^5}} = 2,957 \text{ mm}$$

Tabela 1. 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

Porównując otrzymaną wartość $d_{r \min}$ z wartościami d_r w załączonej tabeli, wstępnie wybieram gwint **M4 ze względu na wyboczenie**.

c. Obliczenie śruby na rozciąganie (ściskanie)

Naprężenia ściskające lub rozciągające wywołane działaniem na popychacz siły osiowej nie mogą przekroczyć wartości krytycznej:

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

gdzie:

$\sigma_{c,r}$ – naprężenia ściskające (rozciągające),

Q_{max} - zadana robocza siła działająca w osi popychacza,

S - powierzchnia przekroju rdzenia śruby w mm^2 ,

d_r - średnica rdzenia śruby dla gwintu M4,

$k_{c,r}$ - dopuszczalne naprężenia ściskające (rozciągające), $k_{c,r} = 0,5 \cdot R_e$

(R_e – granica plastyczności w MPa)

k - współczynnik przeciążenia zależny od przewidywanych warunków pracy, $k = 3$

$$\sigma_{c,r} = \frac{4 \cdot 3 \cdot 80}{3,14 \cdot 3,141^2} = 30,973 \text{ MPa}$$

Materiał wybrany na rdzeń popychacza to **stal stopowa hartowana 17Cr3 (15H)** dla której $R_e = 490$ MPa, zatem naprężenia dopuszczalne $k_{c,r} = 245$ MPa.

d. Dobór średnicy śruby popychacza ze względów technologicznych

Ponieważ długość ześrubowania $L_z > 6 \cdot d = 6 \cdot 3,141 = 18,846$, przyjmuję wartość $L_z = 20$ mm

$$L_c = L_d + L_z + L_{\max} = 30 + 20 + 60 = 110 \text{ mm}$$

gdzie:

L_c – całkowita długość popychacza w mm

L_d – długość popychacza, od jego wyjścia z nakrętki do czoła, w skrajnym położeniu, gdy jest najmniej wysunięty,

L_{\max} – zakres ruchu

L_z – długość ześrubowania w mm,

Tabela 2. Zalecane minimalne średnice gwintu w zależności od długości całkowitej popychacza L_c

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

Całkowita długość popychacza zawiera się w przedziale $100 \text{ mm} < L_c < 150 \text{ mm}$. Na tej podstawie wybieram gwint **M5** ze względów technologicznych i jest to mój ostateczny wybór.

2. Wstępne obliczenia przełożenia i_c .

- a.** Obliczenie prędkości obrotowej nakrętki – n_{nut}

$$n_{nut} = \frac{60 \cdot V_{max}}{P} = \frac{60 \cdot 4}{0,8} = 300 \frac{obr}{min}$$

gdzie:

V_{max} – maksymalna prędkość liniowa śruby (popychacza) w mm/s

P – skok gwintu śruby w mm

- b.** Wstępne obliczenie przełożenia całkowitego przekładni – i_c

$$i'_p = \frac{n_{siln}}{n_{nut}} = \frac{5250}{300} = 17,5$$

gdzie:

n_{siln} – wstępnie przyjęta prędkość robocza silnika, $n_{siln} = 5250$ obr/min

n_{nut} – prędkość obrotowa nakrętki

- c.** Sposób realizacji przełożenia – i_p

$$i_p > 8$$

Otrzymana wartość przełożenia jest wysoka zatem należy zastosować reduktor handlowy. Konieczne jest więc zastosowanie jednostopniowej przekładni sprzęgającej. Ostatecznie:

$$i_p = i_{rh} \cdot i_s$$

gdzie:

i_{rh} – przełożenie reduktora handlowego

i_s – przełożenie przekładni sprzęgającej

3. Sprawność przekładni redukcyjnej – η_p

- a.** reduktor handlowy i stopień sprzęgający

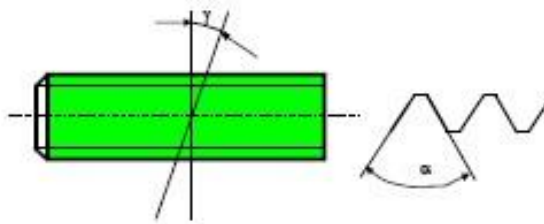
$$\eta_p = \eta_{rh} \cdot \eta_s = 0,85 \cdot 0,9 = 0,765$$

gdzie:

η_{rh} – sprawność reduktora handlowego, wstępnie przyjęto

η_s – sprawność stopnia sprzęgającego

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



Rysunek 1. Wybrane parametry gwintu.

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

$$\gamma = \operatorname{arctg} \frac{P}{\pi \cdot d_2} = \operatorname{arctg} \frac{0,8}{3,14 \cdot 4,48} = 3,25^\circ$$

$$\rho' = \operatorname{arctg} \mu' = \operatorname{arctg} \frac{\mu}{\cos \frac{\alpha}{2}} = \operatorname{arctg} \frac{0,25}{\cos \frac{60^\circ}{2}} = 16,1^\circ$$

$$\eta_{sr-n} = \frac{\operatorname{tg}(3,25)}{\operatorname{tg}(3,25 + 16,1^\circ)} = 0,1618$$

gdzie:

γ – kąt pochylenia linii śrubowej gwintu,

ρ' – pozorny kąt tarcia,

α – kąt zarysu gwintu metrycznego, $\alpha = 60^\circ$

P – skok gwintu w mm

d_2 – średnia średnica gwintu w mm

μ' – pozorny współczynnik tarcia, μ – współczynnik tarcia materiałów śruby i nakrętki (**stal twarda– stal miękka**)

5. Sprawność zespołu napędu liniowego - η_{znl}

$$\eta_{znl} = \eta_p \cdot \eta_{sr-n} = 0,765 \cdot 0,1618 = 0,124$$

gdzie:

η_p – sprawność przekładni redukcyjnej

η_{sr-n} – sprawność zespołu śruba – nakrętka

6. Moc na popychaczu – N_{sr}

Moc dostarczana na popychacz przez napęd musi być równa:

$$N_{sr} = \frac{Q_{max} \cdot V_{max}}{1000} = \frac{80 \cdot 4}{1000} = 0,32 \text{ W}$$

gdzie:

Q_{max} – maksymalne robocze obciążenie popychacza (śruby) w N

V_{max} – maksymalna prędkość ruchu popychacza w mm/s

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

$$N_{obl} = \frac{N_{sr}}{\eta_{znl}} = \frac{0,32}{0,124} = 2,585 \text{ W}$$

Dla zapewnienia poprawnej pracy moc maksymalna P_{2max} silnika musi zawierać się w granicach:

$$P_{2max} = (1,3 \div 1,5) \cdot N_{obl} = (1,3 \div 1,5) \cdot 2,585 = (3,361 \div 3,878) \text{ W}$$

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

$$M_{nut} = 0,5 \cdot Q_{max} \cdot d_2 \cdot \text{tg}(\gamma + \rho') = 0,5 \cdot 80 \cdot 4,48 \cdot \text{tg}(3,25^\circ + 16,1^\circ) = 62,949 \text{ mNm}$$

gdzie:

d_2 – średnia średnica gwintu popychacza,

γ – kąt pochylenia linii śrubowej gwintu popychacza

ρ' – pozorny kąt tarcia pary materiałów śruby i nakrętki

Q_{max} – siła osiowa obciążająca popychacz w N

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

$$M_{zred} = \frac{M_{nut}}{i_p \cdot \eta_p} = \frac{62,949}{17,5 \cdot 0,765} = 4,702 \text{ mNm}$$

gdzie:

M_{nut} – moment niezbędny do zapewnienia ruchu obrotowego nakrętki w mNm

i_p – przełożenie przekładni redukcyjnej

η_p – sprawność przekładni redukcyjnej

10. Dobór silnika.

Wymagana moc: $(3,361 \div 3,878) \text{ W}$

Na tej podstawie wybieram silnik firmy **Maxon RE 16 118701** o prędkości biegu jałowego

$n_0 = 7130 \frac{\text{obr}}{\text{min}}$ oraz momencie hamującym $M_h = 18,6 \text{ mNm}$

Kartę katalogową załączam na końcu dokumentacji.

Sprawdzenie mocy silnika:

$$P_{2max} = 0,25 \cdot M_h \cdot \omega_0 = 0,25 \cdot M_h \cdot \frac{\pi \cdot n_0}{30} = 0,25 \cdot 18,6 \cdot \frac{3,14 \cdot 7130}{30 \cdot 1000} = 3,472 \text{ W}$$

gdzie:

M_h – moment hamujący silnika w Nm

ω_0 – prędkość kątowa biegu jałowego wybranego silnika

n_0 – prędkość biegu jałowego silnika w obr/min

11. Wstępny dobór punktu pracy silnika.

$$n_s = n_0 \cdot \frac{M_h - M_{zred}}{M_h}$$

gdzie:

n_0 – prędkość biegu jałowego silnika w obr/min,

n_s – prędkość robocza silnika w obr/min

M_h – moment rozruchowy (startowy) silnika w mNm

M_{zred} – moment obciążenia zredukowany do wałka silnika w mNm

n_k	i_p	M_{zred}	n_{k+1}	Δn
5250	17,5	4,702	5328	78
5328	17,758	4,634	5354	26
5354	17,846	4,611		

$$i_p = \frac{n_k}{n_{nut}} \quad M_{zred} = \frac{M_{nut}}{i_p \cdot \eta_p} \quad n_{k+1} = n_0 \cdot \frac{M_h - M_{zred}}{M_h}$$

Punkt pracy dobieramy tak aby spełniał poniższą zależność:

$$0,5M_h > M_{zred} > \frac{1}{7}M_h$$

$$9,3 > M_{zred} > 2,657$$

Wyznaczony moment pracy spełnia tą zależność.

$$M_{zred} = 4,611 \text{ mNm}$$

$$n_0 = 5354 \frac{\text{obr}}{\text{min}}$$

12. Dobór reduktora

Reduktor handlowy należy dobrać spośród zalecanych przez producenta do danego silnika.

Wybieram reduktor firmy **Maxon Planetary Gearhead GP 16 A 110321** o

przełożeniu 4,4:1 i sprawności 0,9. Maksymalna prędkość wejściowa przy pracy ciągłej wynosi 8000 obr/min.

Kartę katalogową załączam na końcu dokumentacji.

Sprawność przekładni redukcyjnej dla wybranego reduktora:

$$\eta_p = \eta_{th} \cdot \eta_s = 0,9 \cdot 0,9 = 0,81$$

gdzie:

η_{th} – sprawność reduktora handlowego

η_s – sprawność stopnia sprzęgającego

Sprawność reduktora różni się od wstępnie przyjętej sprawności, dlatego przeprowadzam obliczenia skorygowanego punktu pracy.

n_k	i_p	M_{zred}	n_{k+1}	Δn
5354	17,846	3,919	5628	274
5628	18,759	3,729	5701	73
5701	19,002	3,681	5719	18
5719	19,063	3,669		

$$i_p = \frac{n_k}{n_{nut}} \quad M_{zred} = \frac{M_{nut}}{i_p \cdot \eta_p} \quad n_{k+1} = n_0 \cdot \frac{M_h - M_{zred}}{M_h}$$

Ostateczna wartość momentu zredukowanego: $M_{zred} = 3,669 \text{ mNm}$

Przełożenie przekładni redukcyjnej $i_{pk} = 19,063$

Prędkość robocza $n_{sk} = 5719 \text{ obr/min}$

13. Przełożenie stopnia sprzęgającego

Wartość przełożenia stopnia sprzęgającego :

$$i_s = \frac{i_{pk}}{i_{rh}} = \frac{19,063}{4,4} = 4,333$$

i_{pk} – ostateczna wartość przełożenia przekładni redukcyjnej

i_{rh} – przełożenie wybranego reduktora handlowego

Moment zredukowany:

$$M_{zred} = \left(\frac{1}{7} M_h \div 0,5 M_h \right) = (2,657 \div 9,3) \text{ mNm}$$

$$M_{zred} = 3,669 \text{ mNm}$$

Dla wybranego punktu pracy moment zredukowany do wałka silnika nie przekracza określonej wartości.

14. Moment sprzęgła przeciążeniowego M_{sp}

$$M_{sp} = (1,3 \div 1,5) M_{nut} = 1,5 \cdot 62,949 = 94,424 \text{ mNm}$$

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

$$n_{imp} = \frac{1000 \cdot p}{\Delta s} = \frac{1000 \cdot 0,8}{5} = 160$$

gdzie:

p – skok gwintu w mm

Δs – rozdzielczość μm

liczba cykli CPR tarczy na jeden obrót:

$$n_{CPR} = 0,25 \cdot n_{imp} = 0,25 \cdot 160 = 40$$

RE



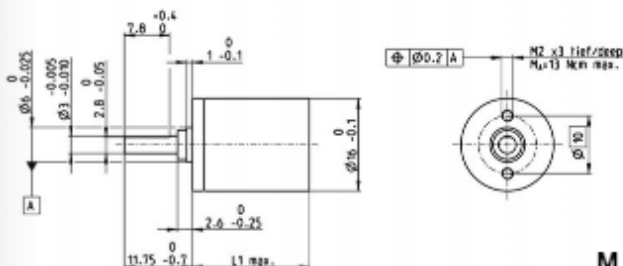
Part Numbers

Specifications

- **Continuous operation**
In observation of above listed thermal resistance (lines 17 and 18) the maximum permissible winding temperature will be reached during continuous operation at 25°C ambient.
= Thermal limit.
- Short term operation**
The motor may be briefly overloaded (recurring).
- **Assigned power rating**

Details on catalog page 44

Planetary Gearhead GP 16 A Ø16 mm, 0.1-0.3 Nm



M 1:1

Technical Data

Planetary Gearhead	straight teeth
Output shaft	stainless steel, hardened
Bearing at output	sleeve bearing
Radial play, 6 mm from flange	max. 0.06 mm
Axial play	0.02-0.10 mm
Max. axial load (dynamic)	8 N
Max. force for press fits	100 N
Direction of rotation, drive to output	-
Max. continuous input speed	8000 rpm
Recommended temperature range	-30...+100°C
Extended range as option	-40...+100°C
Number of stages	1 2 3 4 5
Max. radial load, 6 mm from flange	8 N 12 N 16 N 20 N 20 N

gear

- Stock program
- Standard program
- Special program (on request)

Part Numbers

Gearhead Data

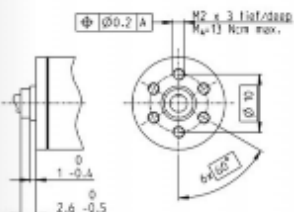
	110321	110322	110323	118186	110324	134782	110325	134785
1 Reduction	4.4:1	19:1	84:1	157:1	370:1	690:1	1621:1	3027:1
2 Absolute reduction	37/3	2249/188	181182/2187	18882/1225	10548002/23881	1121851/1825	6016700/121782	8289308/11125
3 Max. motor shaft diameter	2	2	2	1.5	2	2	2	2
Part Numbers	118184	134777	134778		134780	118187	134783	134786
1 Reduction	5.4:1	24:1	104:1		455:1	850:1	1996:1	3728:1
2 Absolute reduction	21/4	1428/61	87722/861		3000211/10985	331441/4235	2848170/141885	2828213/7625
3 Max. motor shaft diameter	1.5	2	2		2	2	2	2
Part Numbers		118185	134779		134781		134784	118188
1 Reduction		29:1	128:1		561:1		2459:1	4592:1
2 Absolute reduction		728/25	4103/325		238527/4225		12000587/54825	1434888/2325
3 Max. motor shaft diameter		1.5	2		2		2	1.5
4 Number of stages	1	2	3	3	4	4	5	5
5 Max. continuous torque	Nm 0.10	0.15	0.20	0.20	0.25	0.25	0.30	0.30
6 Max. intermittent torque at gear output	Nm 0.150	0.225	0.300	0.300	0.375	0.375	0.450	0.450
7 Max. efficiency	% 90	81	73	73	65	65	59	59
8 Weight	g 20	23	27	27	31	31	35	35
9 Average backlash no load	1.4	1.6	2.0	2.0	2.4	2.4	3.0	3.0
10 Mass inertia	gcm ² 0.07	0.05	0.05	0.04	0.05	0.05	0.05	0.05
11 Gearhead length L1	mm 15.5	19.1	22.7	22.7	26.3	26.3	29.9	29.9



Modular System

+ Motor	Page	+ Sensor/Brake	Page	Overall length [mm] = Motor length + gearhead length + (sensor/brake) + assembly parts
RE 16, 2 W	147			37.9
RE 16, 2 W	147	MR	507/508	43.6
RE 16, 3.2 W	148/149			56.0
RE 16, 3.2 W	149	13 GAMA	472	62.1
RE 16, 3.2 W	149	MR	507/508	61.0
RE 16, 4.5 W	150/151			59.0
RE 16, 4.5 W	151	13 GAMA	472	65.2
RE 16, 4.5 W	151	MR	507/508	64.0
A-max 16	167-170			41.0
A-max 16	168/170	13 GAMA	472	49.1
A-max 16	168/170	MR	507/508	46.0
EC-max 16, 5 W	263			39.6
EC-max 16, 5 W	263	MR	509	46.9
EC-max 16, 2-wire	264			49.1
EC-max 16, 8 W	265			51.6
EC-max 16, 8 W	265	MR	509	58.9

Option Ball Bearing



Part Numbers

4.4:1	138333	455:1	138343
5.4:1	138334	561:1	138344
19:1	138335	690:1	138345
24:1	138336	850:1	138346
29:1	138337	1621:1	138347
84:1	138338	1996:1	138348
104:1	138339	2459:1	138349
128:1	138340	3027:1	138350
157:1	138341	3728:1	138351
370:1	138342	4592:1	138352

Technical Data

Planetary Gearhead	straight teeth
Output shaft	stainless steel, hardened
Bearing at output	preloaded ball bearings
Radial play, 6 mm from flange	max. 0.08 mm
Axial play at axial load	< 4 N 0 mm > 4 N max. 0.05 mm
Max. axial load (dynamic)	8 N
Max. force for press fits	25 N
Direction of rotation, drive to output	-
Max. continuous input speed	8000 rpm
Recommended temperature range	-40...+100°C
Number of stages	1 2 3 4 5
Max. radial load, 6 mm from flange	10 N 15 N 20 N 20 N 20 N