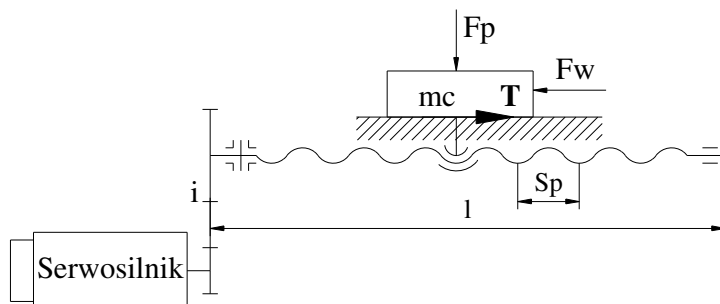


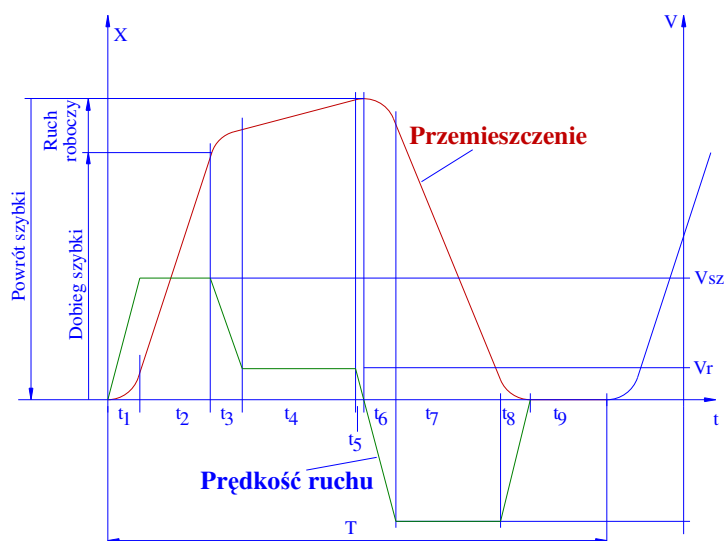
## DOBÓR SERWOSILNIKA POSUWU

Rysunek 1 przedstawia schemat kinematyczny napędu jednej osi urządzenia.



Rys. 1. Schemat kinematyczny serwonapędu:  $i$  – przełożenie przekładni pasowej,  $S_p$  – skok śruby pociągowej,  $F_p$  – siła poprzeczna,  $F_w$  – siła wzdłużna,  $T$  – siła tarcia w prowadnicach,  $m_c$  – masa całkowita stołu

Schemat ruchu (przesunięcia i prędkości w czasie) przedstawia na rys. 2.



Rys. 2. Schemat ruchu

### 1. WSTĘPNY DOBÓR SILNIKA POSUWU

#### 1.1. Prędkość maksymalna silnika musi spełniać warunek:

$$n_{\max} \geq \frac{v_{sz}}{i \cdot S_p}$$

gdzie:  $v_{sz}$  – prędkość przesuwu szybkiego [m/min],  
 $S_p$  – skok śruby tocznej (na początku przyjmujemy  $S_p = 10$  mm) [m],  
 $i$  – przełożenie przekładni mechanicznej silnik – śruba (na początku przyjmujemy  $i = 0.5$ ).

## 1.2. Wstępnie dobrany silnik z katalogu musi umożliwiać rozwijanie momentu napędowego znamionowego spełniającego warunek:

$$M_{zn} \geq M_{op}$$

gdzie:  $M_{op}$  – moment obciążenia zredukowany na wał silnika [Nm],

$M_{zn}$  – moment znamionowy silnika [Nm]

## 1.3. Moment obciążenia

Moment obciążenia  $M_{op}$  musi uwzględniać zarówno obciążenie wynikające z ekstremalnych warunków skrawania, tarcia w prowadnicach i łożyskach itp., jak i obciążenia od sił ciężkości przesuwanych mas (np. dla serwonapędów pionowych - przesuw wrzeciennika o masie  $m$  po pionowym stojaku wiertarko-frezarki)

$$M_{op} = \frac{F \cdot i \cdot S_p}{2 \cdot \pi \cdot \eta} + M_T$$

gdzie:  $F$  – składowa siły zgodna z kierunkiem ruchu posuwu

$S_p$  – skok śruby pociągowej [m],

$\eta$  – sprawność łańcucha kinematycznego (możemy przyjąć 0.80),

$i$  – przełożenie przekładni silnik-śruba,

$M_T$  – moment oporów tarcia (przekładni śrubowej tocznej, łożyskach oraz przekładni mechanicznej) zredukowany na wał silnika, który nie jest uwzględniony we współczynniku sprawności  $\eta$  (możemy przyjąć 1 Nm).

Siłę  $F$ , zależnie od fazy ruchu możemy obliczyć ze wzorów:

$F = F_w + T$  – dla ruchu z posuwem roboczym (faza 4 i 5 oraz dla wstępnego doboru silnika)

$F = T$  – dla pozostałych faz ruchu

Siłę tarcia  $T$  można obliczyć z zależności:

$$T = (m_c \cdot g + F_p) \cdot \mu$$

gdzie:  $m_c$  – masa całkowita stołu z obciążeniem [kg],

$g$  – przyspieszenie ziemskie [ $m/s^2$ ],

$F_p$  – siła poprzeczna [N],

$\mu$  – współczynnik tarcia (dla prowadnic ślizgowych możemy przyjąć  $\mu = 0.1$  dla prowadnic tocznych  $\mu = 0.05$ ).

Dla wstępnego doboru silnika przyjmujemy:  $F = F_w + T$

Na podstawie Momentu obciążenia  $M_{op}$  oraz wymaganej prędkości  $n_{max}$  należy dobrać silnik. W katalogu Siemens poszczególne (istotne) parametry oznaczają:

- Rated speed – prędkość obrotowa nominalna,

- Rated torque – moment znamionowy silnika  $M_{zn}$ ,

- Rotor moment of inertia – moment bezwładności wirnika silnika.

Jeśli nie podano inaczej, moment maksymalny silnika proszę przyjąć  $M_{max} = 4 \times M_{zn}$

## 2. OBCIĄŻENIE SILNIKA W CZASIE PRACY

Przy ruchu dynamicznym napędu (przy rozpędzaniu i hamowaniu) musimy uwzględnić moment dynamiczny. Moment dynamiczny silnika  $M_D$  (w czasie przyspieszania i hamowania) można obliczyć z zależności:

$$M_D = (I_s + I_{zr}) \cdot \varepsilon$$

Gdzie:  $I_s$  – moment bezwładności silnika (z katalogu) [ $\text{kg} \cdot \text{m}^2$ ],  
 $I_{zr}$  – moment bezwładności napędzanych mas zredukowany na wał silnika [ $\text{kg} \cdot \text{m}^2$ ],  
 $\varepsilon$  – przyspieszenie kątowe [ $1/\text{s}^2$ ]

Przyspieszenie kątowe  $\varepsilon$  możemy wyznaczyć z zależności:

$$\varepsilon = \frac{2 \cdot \pi \cdot a}{i \cdot S_p}$$

Gdzie:  $a$  – przyspieszenie liniowe stołu [ $\text{m}/\text{s}^2$ ]  
 $i$  – przełożenie przekładni pasowej  
 $S_p$  – skok śruby pociągowej [m]

Masowy moment bezwładności zredukowany na wał silnika możemy obliczyć z zależności:

$$I_{zr} = \sum \left( m_i \cdot \frac{(i \cdot S_p)^2}{4\pi^2} \right) + \sum (I_i \cdot i^2)$$

gdzie:  $\sum m_i$  - suma mas wykonujących ruch postępowy np. stół obrabiarki, wrzeciennik, suport (w naszym przypadku  $m_c$ ),  
 $\sum I_i$  - suma masowych momentów bezwładności elementów wykonujących ruch obrotowy np. śruba toczna, tarcze przekładni mechanicznej itp. (w naszym przypadku uwzględnimy tylko śrubę pociągową.).

Masowy moment bezwładności śruby pociągowej możemy obliczyć z zależności:

$$I_{sp} = \frac{d^4 \cdot l \cdot \rho \cdot \pi}{32}$$

gdzie:  $d$  – średnica podziałowa gwintu śruby kulowej [m]  
 $l$  – długość śruby [m],  
 $\rho$  – masa właściwa materiału śruby [ $\text{kg}/\text{m}^3$ ] (dla stali  $7800 \text{ kg}/\text{m}^3$ ).

W naszym przypadku proszę przyjąć  $l=L_{\text{max}}+0.15$  [m]

W czasie pracy silnik jest obciążany różnymi momentami zależnie od fazy przyjętego schematu ruchu. Dla naszego przypadku ruchu występują 9 chwilowych obciążeń silnika, na wartość, których mają wpływ następujące obciążenia:

$M_1 = M_D + M_{Ft}$	- rozpędzanie silnika - moment dynamiczny oraz opory tarcia
$M_2 = M_{Ft}$	- tylko opory tarcia
$M_3 = -M_D + M_{Ft}$	- hamowanie silnika - moment dynamiczny oraz opory tarcia
$M_4 = M_{Fw} + M_{Ft}$	- wykonywanie określonej pracy - siły wzdłużne i opory tarcia,
$M_5 = M_{Fw} - M_D + M_{Ft}$	- wykonywanie określonej pracy z wyhamowaniem - siły wzdłużne, moment dynamiczny oraz siły tarcia
$M_6 = M_D + M_{Ft}$	- rozpędzanie silnika - moment dynamiczny oraz opory tarcia
$M_7 = M_{Ft}$	- tylko opory tarcia
$M_8 = -M_D + M_{Ft}$	- hamowanie silnika - moment dynamiczny oraz opory tarcia
$M_9 = 0$	- przerwa w działaniu.

Gdzie:  $M_{Ft}$  – moment obciążenia silnika wynikający z oporów tarcia. Moment ten można obliczyć ze wzoru na  $M_{op}$  gdzie  $F = T$ ,  
 $M_{Fw}$  - moment obciążenia silnika wynikający z oporów wykonywania określonej pracy. Moment ten można obliczyć ze wzoru na  $M_{op}$  gdzie  $F = F_w$   
 $M_D$  – moment dynamiczny

### 3. WERYFIKACJA DOBORU SILNIKA

#### 3.1. Kryterium prędkości ruchu szybkiego:

To kryterium jest spełnione, jeśli spełniony jest warunek:

$$n_{\max} \cdot i \cdot S_p \geq v_{sz}$$

Gdzie:  $n_{\max}$  – maksymalna prędkość obrotowa silnika [obr/min]  
 $i$  – przełożenie przekładni pasowej,  
 $S_p$  – skok śruby pociągowej [m],  
 $v_{sz}$  – prędkość ruchu szybkiego [m/min]

#### 3.2. Kryterium masowego momentu bezwładności:

Masowy moment bezwładności zredukowany na wał silnika i moment bezwładności wirnika silnika powinny być w przybliżeniu równe. Nie jest jednak kryterium decydujące.

$$I_s \approx I_{zr}$$

gdzie:  $I_{zr}$  – masowy moment bezwładności zredukowany na wał silnika [ $\text{kg} \cdot \text{m}^2$ ],  
 $I_s$  – moment bezwładności wirnika silnika (z katalogu silnika) [ $\text{kg} \cdot \text{m}^2$ ].

### 3.3. Kryterium momentu maksymalnego

To kryterium jest spełnione, jeśli żaden z momentów obciążenia silnika (od  $M_1$  do  $M_9$ ) nie przekracza momentu maksymalnego silnika.

$$M_{\max} > |M_i|$$

Gdzie:  $M_i$  – chwilowy moment obciążenia [Nm],  
 $M_{\max}$  – maksymalny moment silnika z katalogu [Nm]

### 3.4. Kryterium nieprzegrzewania się silnika

**Wartość średniokwadratowa momentu napędowego (momentu zastępczego  $M_z$ ) silnika nie może przekroczyć wartości momentu długotrwałego (znamionowego  $M_{zn}$ ). Spełnienie tego warunku jest równoznaczne z tym, że silnik nie przekroczy dopuszczalnej dla niego temperatury, określonej w katalogu.**

$$M_z < M_{zn}$$

Gdzie:  $M_z$  – moment zastępczy obciążenia silnika,  
 $M_{zn}$  – moment znamionowy silnika.

Moment zastępczy silnika możemy obliczyć z zależności

$$M_z = \sqrt{\frac{\sum (M_i^2 \cdot t_i)}{T}}$$

Gdzie:  $M_i$  – chwilowy moment obciążenia silnika (od  $M_1$  do  $M_9$  obliczone w punkcie 2),  
 $t_i$  – czas działania poszczególnych momentów (z tabeli) ,  
 $T$  – całkowity czas cyklu pracy (suma od  $t_1$  do  $t_9$ ).