

Transport Mechaniczny i Pneumatyczny Materiałów Rozdrobnionych

Ćwiczenie 2

Podstawy obliczeń przenośników
taśmowych

Wydajność przenośnika

Wydajnością przenośnika określa się objętość lub masę nosiwa przemieszczanego w jednostce czasu. Jeśli materiał przemieszcza się nieprzerwaną strugą wydajność teoretyczna wynosi:

$$Q_v = 3600 \cdot A \cdot v, \quad \text{m}^3/\text{h}$$

$$Q_m = 3600 \cdot A \cdot \rho \cdot v, \quad \text{kg/h}$$

gdzie: A - przekrój poprzeczny strumienia materiału, m^2

v – prędkość ruchu przenośnika, m/s

ρ - gęstość nasypowa nosiwa, kg/m^3

Wydajność przenośnika

Prędkości robocze dla projektowanych urządzeń transportu ustala się na podstawie danych praktycznych. Przy założonej prędkości i wydajności określa się **przekrój strugi materiału**, a więc i **wymiary taśmy** otrzymane wartości przekroju należy sprawdzić w odniesieniu do maksymalnych wymiarów kawałków transportowanego materiału.

W praktyce **rzeczywista wydajność** przenośników jest mniejsza od teoretycznej. Dla p. taśmowego:

$$Q = Q_{\text{teor}} \cdot k_1 \cdot k_2$$

k_1 – współczynnik zmniejszający zależny od kąta pochylenia przenośnika,

k_2 – wsp. uwzględniający właściwości nosiwa i warunki ruchowe przenośnika np. równomierność załadunku

Podstawowe wymiary przenośnika

Dla znanej wydajności przenośnika możliwe jest wyznaczenie pola powierzchni transportowanego nosiwa A , dla wstępnie dobranej prędkości ruchu v z zależności:

$$A = Q_m / v \cdot 3600 \cdot \rho \cdot k_1 \cdot k_2$$

To z kolei pozwala na dobranie odpowiedniego układu krążników i ich długości B oraz średnicy krążnika D_k wychodząc z zależności na jego prędkość obrotową:

$$n_k = 60 \cdot v / \pi \cdot D_k$$

która nie powinna przekraczać 600-700 obr/min, a najlepiej 450-550 obr/min.

Średnice krążników są znormalizowane: 63; 89; 108; 133; 159; 194; 214; 245 mm.

Długości również: 300, 400, 500, 600, 650, 800, 1000, 1200, 1400, 1600, 1800, 2000, 2200, 2400, 2600, 2800..... mm.

Zapotrzebowanie mocy przenośnika

Zapotrzebowanie mocy wynika z sumarycznych oporów ruchu przenośnika (np. taśmy obciążonej nosiwem) i oporów wynikających z przemieszczania materiału z jednego poziomu na drugi.

Oporo ruchu dzielą się na:

- opory skupione: występujące na małej długości trasy przenośnika; opory nosiwa w miejscu załadunku, opory zginania taśmy na bębnie, opory tarcia urządzeń czyszczących,
- opory główne: występujące wzdłuż całej długości przenośnika: tarcie toczenia taśmy po krążnikach, przeginianie taśmy, falowanie nosiwa,
- opory dodatkowe: wywołane centrowaniem taśmy, opory ruchu wywołane zgarniakiem.

Zapotrzebowanie mocy przenośnika

Opory ruchu wyznaczyć można następującymi metodami:

- m. podstawową: globalne ujęcie oporów głównych, analogicznie do zapisu tarcia jako iloczynu współczynnika tarcia i siły docisku,
- m. oporów jednostkowych: dokładne określenie poszczególnych oporów ruchu,
- m. uproszczona: ujęcie niektórych oporów w postaci zależności, gdzie poszczególne składniki nie mają fizycznego uzasadnienia, lecz oparte są na wynikach badań pracujących przenośników.

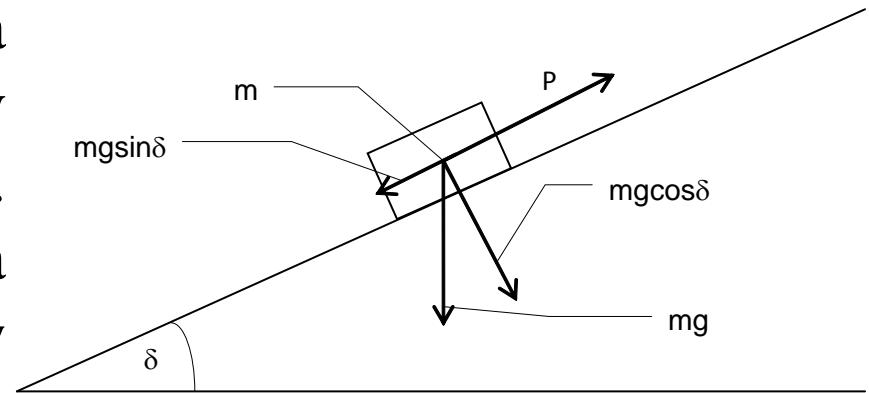
Zapotrzebowanie mocy przenośnika

Obliczanie przenośników metodą podstawową

Przyjmuje się, że w ruchu ustalonym moc napędu (P) pokonuje istniejące opory ruchu (W):

$$P=W$$

W miejsce współczynnika tarcia μ wprowadza się wsp. oporów ruchu (fikcyjny wsp. tarcia) f .
W miejsce m pojawia się suma wszystkich mas będących w ruchu.



$$P = W = \mu \cdot m \cdot g \cdot \cos \delta + m \cdot g \cdot \sin \delta$$

siła pociągowa opory ruchu siła tarcia siła ciężkości

Na opór całkowity składa się suma wszystkich oporów:

$$W_C = W_G + W_S + W_H + W_D$$

Zapotrzebowanie mocy przenośnika

Obliczanie przenośników metodą podstawową

- Opory główne:

$$W_G = f \cdot g \cdot \Sigma m = L \cdot f \cdot g \cdot \{m_k' + (2m_t' + m_n') \cos \delta\}, \quad N$$

gdzie: m_k' – masa krążników,

m_t' – masa taśmy,

m_n' – masa nosiwa

przypadające na 1mb przenośnika

- Opory skupione:

$$W_S = (C-1) \cdot W_G, \quad N$$

- Opór podnoszenia:

$$W_H = H \cdot m_n' \cdot g, \quad N$$

- Opór dodatkowy jest pomijany: $W_D = 0$

W efekcie opór całkowity:

$$W_C = C \cdot f \cdot L \cdot g \cdot \{m_k' + (2m_f' + m_n') \cos \delta\} + H \cdot m_n' \cdot g, \quad N$$

Zapotrzebowanie mocy przenośnika

Obliczanie mocy i dobór napędu przenośnika

- Moc niezbędną do napędu przenośnika wyznaczają całkowite opory ruchu W_C :

$$N = (W_C / 1000) \cdot v, \quad \text{kW}$$

- Całkowita moc niezbędna do utrzymania obciążonego przenośnika w ruchu wynosi:

$$N_C = N / \eta, \quad \text{kW}$$

gdzie: η – sprawność napędu zależna od jego rodzaju,

- Całkowita moc napędu uwzględnia współczynnik rozruchu $k_r=1,2$ i wyraża się wzorem:

$$N_Z = N_C \cdot k_r, \quad \text{kW}$$

Na podstawie wykonanych obliczeń dobiera się silnik z typoszeregu o mocy co najmniej równej N_Z .

Dobór taśmy

Dobór taśmy wymaga znajomości wartości **maksymalnej siły rozciągającej**, co umożliwia wyliczenie wymaganej liczby przekładek o określonej wytrzymałości na rozciąganie.

Dobrana taśma musi spełnić następujący warunek:

$$K_N > s_N \cdot (S_{\max}/B), \quad \text{kN/m}$$

gdzie: K_N – nominalna wytrzymałość taśmy na zerwanie,

s_N – współczynnik bezpieczeństwa taśmy (9-12),

S_{\max} – maksymalna siła rozciągająca w złączu, kN

B – szerokość taśmy, m

Dobór taśmy

Maksymalna siła rozciągająca występuje w miejscu nabiegania taśmy na bęben napędowy i wyraża się wzorem:

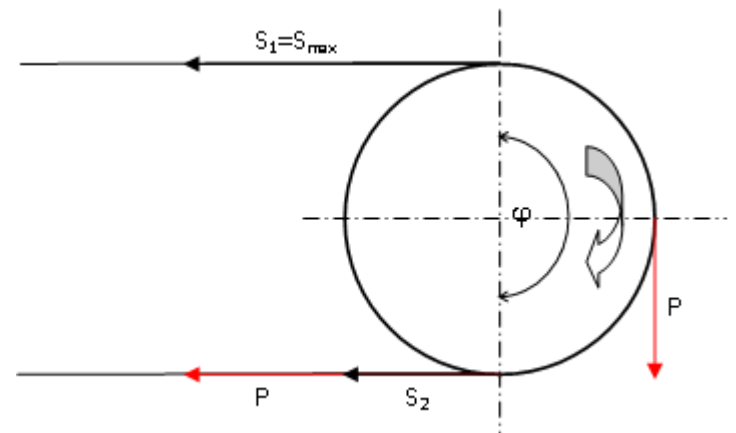
$$S_{\max} = P \cdot [1 + (1 / (e^{\mu\varphi} - 1))]$$

gdzie:

P - siła pociągowa

μ - wsp. tarcia między okładką bieżną a bębniem,

φ - kąt opasania bębna przez taśmę.



Algorytm obliczeń przenośnika taśmowego

1. Średnica krążnika $D_k = 60 \cdot v / \pi \cdot n_k$
dobrana dla danego v i $n_k = 450-550$ obr/min z
typoszeregu:
63; 89; 108; 133; 159; 194; 214; 245 mm.
2. Rozstaw krążników:
 - górnych: $l_{gmax} = 1,8 - 0,28 \cdot B[m] - 0,16 \cdot \rho_{nas}[t/m^3]$ m
 - w miejscu załadunku: $0,5 l_{gmax}$, m
 - dolnych: $l_d = 2,5-3,6$; m

Algorytm obliczeń przenośnika taśmowego

3. Średnica bębna typu A (napędowego):

$$D_A \geq k_D \cdot s_1, \quad \text{mm}$$

gdzie; s_1 – grubość rdzenia taśmy, mm

k_D – wsp. zależny od materiału taśmy

• Średnica bębna typu B (zwrotny)

$$D_B \geq D_A / 1,25$$

• Średnica bębna
typu C (odchylający)

$$D_C \geq D_B / 1,25$$

Wartości współczynnika k_D

Rodzaj tworzywa rdzenia w kierunku podłużnym taśmy	Współczynnik k_D
Bawełna (B)	60
Poliamid (P)	90
Poliester (E)	105
CON-MONTEX (rdzeń jednoprzekładowy z tkaniny wielowarstwowej)	100
CON-BITEX (rdzeń dwuprzekładowy z tkaniny wielowarstwowej)	80
Linki stalowe $> St 2500$	145
$\leq St 2500$	160
Aramid	300

Algorytm obliczeń przenośnika taśmowego

4. Wyznaczenie oporów ruchu przenośnika

$$W_C = C \cdot f \cdot L \cdot g \cdot \{m_k' + (2m_t' + m_n') \cos \delta\} + H \cdot m_n' \cdot g,$$

gdzie współczynniki C i f oraz masy m_k' , m_t' dobiera się na podstawie tabel.

Wartości współczynnika oporów ruchu f.

Napęd silnikowy						
Przenośniki wznoszące, poziome lub nieznacznie opuszczające						
Warunki eksploatacji przenośnika	f' w zależności od prędkości taśmy					
	v [m/s]					
	1	2	3	4	5	6
Wykonanie normalne, ładunek z przeciętnym tarciem wewnętrznym	0,016	0,0165	0,017	0,018	0,02	0,022
Dobre ułożenie przenośnika, krążniki lekko obracające się, ładunek z małym tarciem wewnętrznym	0,0135	0,014	0,015	0,016	0,017	0,019
Niekorzystne warunki ruchowe, ładunek z dużym tarciem wewnętrznym	0,023 ÷ 0,027					
Przenośniki oddziałowe w górnictwie podziemnym	0,027 ÷ 0,03					
Hamowanie generatorowe						
Przenośniki transportujące silnie w dół						
Warunki eksploatacji przenośnika	f					
Dobre ułożenie przenośnika przy normalnych warunkach ruchowych, ładunek z małym do średniego tarciem wewnętrznym	0,012 ÷ 0,016					
Wartości współczynnika c _T w zależności od temperatury						
Temperatura °C	+20	+10	0	-10	-20	-30
c _T	1	1,01	1,04	1,10	1,16	1,27

Algorytm obliczeń przenośnika taśmowego

4. Wyznaczenie oporów ruchu przenośnika c.d.

Współczynnik C w funkcji długości przenośnika L.

L [m]	80	90	100	120	140	160	180	200	250	300	350	400
C	1,92	1,86	1,78	1,70	1,63	1,56	1,50	1,45	1,38	1,31	1,27	1,25
L [m]	450	500	550	600	700	800	900	1000	1500	2000	2500	5000
C	1,22	1,20	1,18	1,17	1,14	1,12	1,10	1,09	1,06	1,05	1,04	1,03

Tablica 12. Przybliżona wartość mas m_g , m_d [kg], przy rozstawie zestawów co 1 [m]

Szerokość taśmy	Zestaw	Średnica krążników				
		63	89	108	133	159
400	1-krążnikowy	2,7	3,7			
	2-krążnikowy	3,5	5,5			
	3-krążnikowy	4,2	7,2			
500	1-krążnikowy		3,2	5,3	8,6	
	2-krążnikowy		4,0	6,7	11,5	
	3-krążnikowy		4,6	8,1	13,3	
650	1-krążnikowy	4,0	6,7	10,1		
	2-krążnikowy	4,8	8,2	12,8		
	3-krążnikowy	5,5	9,6	14,8		
800	1-krążnikowy	4,8	8,0	12,0	15,3	
	2-krążnikowy	5,7	9,7	14,7	17,9	
	3-krążnikowy	6,5	11,3	16,8	19,7	
1000	1-krążnikowy	4,8	9,4	13,1	18,8	
	2-krążnikowy		11,3	16,0	22,3	
	3-krążnikowy		13,0	18,3	25,0	
1200	1-krążnikowy			16,7	23,3	30,2
	2-krążnikowy			19,5	26,9	35,7
	3-krążnikowy			21,6	30,1	39,8

Algorytm obliczeń przenośnika taśmowego

4. Wyznaczenie oporów ruchu przenośnika c.d.

Masa taśmy m_t' przypadająca na 1m długości przenośnika odczytywana jest z tabeli dla danego rodzaju taśmy przenośnikowej, np. tabela 5

Masa krążników m_k' przypadająca na 1m długości przenośnika wyliczana jest na podstawie mas zredukowanych krążników górnych m_g i dolnych m_d odczytanych z tablicy 12, z zależności:

$$m_k' = m_g/l_g + m_d/l_d, \quad \text{kg/m}$$

Masa nosiwa m_n' obciążającego 1 m długości taśmy wynika ze strumienia masowego transportowanego nosiwa i prędkości ruchu taśmy wg zależności:

$$m_n' = Q_m/v, \quad \text{kg/m}$$

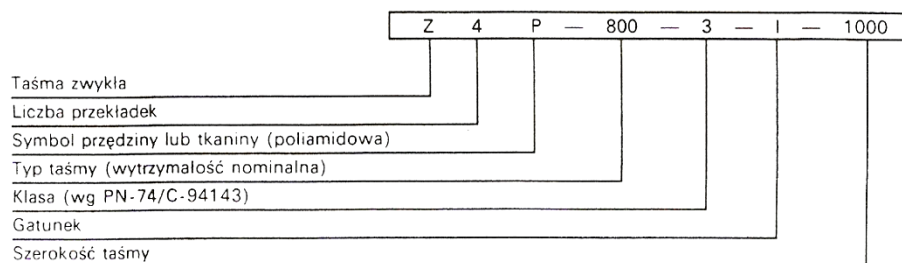
Algorytm obliczeń przenośnika taśmowego

4. Wyznaczenie oporów ruchu przenośnika c.d.

TAŚMY PRZENOŚNIKOWE GUMOWE ZWYKŁE

Norma: PN-74/C-94143

Przykład oznaczenia:



Tablica 5.

Parametry taśm gumowych zwykłych

Szerokość taśmy [mm]	Typ kN/m	Liczba przekładek	Grubość taśmy [mm]	Grubość okładek okł. n.+okł. b. [mm]	Masa 1 mb taśmy min. [kg]	Oznaczenie
400	630	3	9-10	2+2	5	Z3P- 630-3-I- 400
500	630	3	8-10	2+2	6	Z3P- 630-3-I- 500
650	630	3	8-10	2+2	7	Z3P- 630-3-I- 650
800	630	3	9-11	3+2	9	Z3P- 630-3-I- 800
1000	630	3	9-11	3+2	12	Z3P- 630-3-I-1000
1000	1000	3	14-17	4+3	17	Z3P-1000-3-I-1000
1200	1000	4	14-17	4+3	21	Z4P-1000-3-I-1200
1200	1250	5	16-19	4+3	24	Z5P-1250-2-I-1200
1400	1250	5	16-19	4+3	28	Z5P-1250-3-I-1400
1400	1400	4	16-19	4+3	26	Z4P-1400-2-I-1400

Algorytm obliczeń przenośnika taśmowego

5. Wyznaczenie mocy przenośnika

$$N = (W_C / 1000) \cdot v, \quad \text{kW}$$

$$N_C = N / \eta, \text{ sprawność napędu z tabeli} \quad \text{kW}$$

$$N_Z = N_C \cdot k_r, \text{ wsp. nadmiaru mocy } k_r = 1,2 \quad \text{kW}$$

Sprawność napędu.

Rodzaj napędu	napęd jednobębnowy η^+	napęd wielobębnowy η^+	napęd hamujący η^-
Elektrobęben	0,96		
Elektromechaniczny (silnik elektryczny, sprzęgło podatne, przekładnia)	0,94	0,92	
Elektromechaniczny + sprzęgło hydrokinetyczne	0,9	0,85	0,95 + 1,0
Hydrauliczny	0,86	0,80	

Szereg mocy silników wg DIN 42973

Moc silnika [kW]	Moc silnika [kW]	Moc silnika [kW]
22	110	500
30	132	630
37	160	1000
45	200	1500
55	250	2000
75	315	
90	400	

Algorytm obliczeń przenośnika taśmowego

5. Wyznaczenie mocy przenośnika c.d.

Średnica bębna			Zakres mocy			Prędkość liniowa taśmy		
Ø	mm	siehe Seite odnieść się do strony	P2 [kW]			V [m/s]		
			Minimum	→	Maksimum	Minimum	→	Maksimum
Ø	60	8	0,03	→	0,08	0,09	→	1,90
Ø	80	12	0,06	→	0,12	0,11	→	2,57
Ø	82	16	0,018	→	0,12	0,05	→	0,92
Ø	111	20	0,075	→	0,55	0,09	→	3,47
Ø	135	26	0,09	→	0,75	0,05	→	1,01
Ø	160	30	0,09	→	0,75	0,06	→	1,19
Ø	165	34	0,37	→	2,2	0,19	→	5,18
Ø	216	38	0,37	→	3,0	0,25	→	2,20
Ø	321	42	1,5	→	7,5	0,39	→	3,28
Ø	415	46	3,0	→	15	0,60	→	2,17
Ø	518	50	4,0	→	22	0,51	→	2,14
Ø	620	54	7,5	→	22	0,77	→	2,56
Ø	630	58	30	→	55	1,25	→	4,00
Ø	800	60	22	→	132	1,00	→	4,50

Przykładowy
zakres dostawy
elektrobębnow f-my
LAT

Algorytm obliczeń przenośnika taśmowego

6. Sprawdzenie wytrzymałości taśmy na rozciąganie

Prawidłowo dobrana taśma powinna spełniać warunek w postaci:

$$K_N > s_N \cdot (S_{\max}/B), \quad \text{kN/m}$$

gdzie: K_N – nominalna wytrzymałość taśmy na zerwanie odczytana z tabeli 5 dla wybranego typu taśmy, kN/m

s_N – współczynnik bezpieczeństwa taśmy (9-12),

S_{\max} – maksymalna siła rozciągająca w taśmie wyliczona ze wzoru: $S_{\max} = P \cdot [1 + (1/(e^{\mu\phi} - 1))]$ w kN, gdzie wartość wyrażenia $1 + (1/(e^{\mu\phi} - 1))$ dobiera się z tablicy 14.

B – szerokość taśmy, m

W przypadku gdy warunek powyższy nie zostaje spełniony konieczne jest dobranie innej, bardziej wytrzymałej taśmy.

Algorytm obliczeń przenośnika taśmowego

6. Sprawdzenie wytrzymałości taśmy na rozciąganie

Tablica 14. Wartości współczynnika $\left(1 + \frac{1}{e^{\mu\varphi} - 1}\right)$

		Napęd jednobębnowy				Napęd dwubębnowy			
Płaszcz bębna	Współczynnik tarcia μ	Kąt opasania φ							
		180°	190°	200°	210°	360°	380°	400°	420°
Stalowy goły mokry i zanieczyszczony	0,10	3,7	3,55	3,41	3,28	2,13	2,06	1,99	1,90
Ogumowany z rowkami mokry i zanieczyszczony	0,25	1,83	1,77	1,77	1,67	1,26	1,24	1,21	1,19
	0,30	1,64	1,64	1,59	1,50	1,18	1,16	1,14	1,13
goły suchy, ogumowany z rowkami, mokry z wykładziną ceramiczną	0,35	1,50	1,46	1,42	1,38	1,13	1,11	1,10	1,08
z wykładziną ceramiczną rowkowaną mokrą	0,35	1,50	1,46	1,42	1,38	1,13	1,11	1,10	1,08
	0,40	1,40	1,36	1,33	1,30	1,09	1,08	1,07	1,06
gumowy suchy, z wykładziną ceramiczną	0,40	1,40	1,36	1,33	1,30	1,09	1,08	1,07	1,06
	0,45	1,32	1,29	1,24	1,210	1,06	1,05	1,04	1,03

Jako wartości standardowe dla taśm gumowych przyjmuje się z reguły $\mu = 0,25$ dla bębna stalowego gładkiego i suchego oraz $\mu = 0,35$ dla bębna wyłożonego okładziną gumową. Dla Taśm PVC wartości współczynnika μ należy zmniejszyć o około 20%.