Seria: GÓRNICTWO z. 201

Nr kol. 1159

Marian DOLIPSKI Tadeusz GIZA Piotr SOBOTA Jan OSADNIK

BILANS ENERGETYCZNY PRZENOŚNIKA ZGRZEBŁOWEGO

Streszczenie. W artykule dokonano bilansu energetycznego ścianowego przenośnika zgrzebłowego RYBNIK-80 o długości trasy 100 m, z napędem głównym i pomocniczym o mocy 90 kW każdy. Przeprowadzono analizę porównawczą napędów ze sprzęgłami hydrokinetycznymi SH-100/75 i podatnymi SPP-100Z dla tych samych warunków obciążenia. Określono sprawności układów: silnik-sprzęgło w napędzie głównym i pomocniczym oraz przekładnia--bęben łańcuchowy-kadłub, a także całkowitą napędu głównego. Stwierdzono, że straty energetyczne w przenośniku ze sprzęgłami podatnymi w napędach są niższe niż ze sprzęgłami hydrokinetycznymi.

Summary. The paper gives an energy balance of a longwall scraper conveyor RYBNIK-80 of route length 100 m with main and ancillary drive, 90 kW each. A comparative analysis of the drives with fluid couplings SH-100/75 and flexible ones SPP-100Z for the same conditions of load has been made. The efficiency of the systems: motor-coupling in the main and ancillary drive, as well as transmission gear-chain drum-body has been determined and the total efficiency of the main drive. It has been found that the power losses in a conveyor with flexible couplings in the drives are lower than with fluid couplings.

Резъме. В статье сведен энергетический баланс очистного скребкового конвейера "Рыбник — 80" с конвейерной дорогой 100 м, с главным и вспомогательным приводом мощностью 90 кв каждый. Проведен сравнительный анализ приводов с гидроки тическими муфтами SH-100/75 и подвижными муфтами SPP-100 для одинаковых условий нагрузки. Определены промышленный к.п.д. систем: двигатель-муфта в главном и вспомогательном приводах и передача-цепной барабан-корпус, а также полный к.п.д. главного привода. Установлено, что энергетические потери в конвейере с подвижными муфтами в приводах ниже, чем с гидрокинетическими муфтами.

1. WSTEP

Wzrost intensyfikacji wydobycia węgla w systemach ścianowych wymaga zwiększenia wydajności maszyn transportowych, co nieodłącznie związane jest ze wzrostem mocy tych maszyn. Cały urobek węglowy z wyrobisk ścianowych transportowany jest za pomocą przenośników zgrzebłowych. Już dziś stosowane są ścianowe przenośniki zgrzebłowe, w których zainstalowana moc przekracza 500 kW.

W polskim górnictwie węgla kamiennego eksploatowanych jest obecnie ponad tysiąc przenośników zgrzebłowych ścianowych i podścianowych. W tym kontekście szczególnego znaczenia nabiera zagadnienie sprawności przenośników zgrzebłowych. Nierozpoznane są dotychczas źródła występujących strat energetycznych. Nieznane sa udziały procentowe strat energetycznych występujących w poszczególnych elementach napędów, na bębnach łańcuchowych i w rynnociągu. Prezentowane w literzturze dane liczbowe opierają się często na szacunkach [6] i rozważaniach teoretycznych [1, 2] lub badaniach o zakresie ograniczonym do konturów krótkich [4, 5]. Przedstawione w artykule wyniki sa pod tym względem nowością, ponieważ dotyczą przenośnika o długości trasy 100 m, obciążonego urobkiem w sposób ciągły o znanym natężeniu i regulowanym napięciu wstępnym łańcuchów zgrzebłowych. Ciągła rejestracja 14 parametrów pracy przenośnika pozwoliła na dokonanie jego bilansu energetycznego w układzie silnik-sprzęgło hydrokinetyczne lub podatne oraz przekładnia-bęben łańcuchowy-kadłub napędu, jak również mocy potrzebnej do przemieszczania gałęzi ładownej. Badania wykazały niską sprawność układów napędowych, a w szczególności układu przekładnia-bęben łańcuchowy-kadłub. Uzyskane dane liczbowe mogą być podstawą do weryfikacji dotychczasowych poglądów w tej dziedzinie.

2. OBIEKT BADAŃ, WIELKOŚCI MIERZONE I WYZNACZANE

Przedmiotem analizy energetycznej był ścianowy przenośnik zgrzebłowy RYB-NIK-80 o długości trasy 100 m, z napędem głównym i pomocniczym. Każdy z układów napędowych składał się z:

- trójfazowego silnika asynchronicznego typu 2SGF280M4 o mocy 90 kW, zasilanego napięciem 500 V;
- sprzęgła hydrokinetycznego typu SH-100/75 o napełnieniu nominalnym 15,4 dm³
 i poślizgu nominalnym 3% lub sprzęgła podatnego typu SPP-100Z;

Bilans energetyczny przenośnika zgrzebłowego

- przekładni zębatej kątowej o przełożeniu 38,35;
- bębna łańcuchowego o liczbie zębów równej 7, współdziałającego z łańcuchami 2 x 26 x 96.

W czasie pracy przenośnika rejestrowano następujące parametry [3]:

- moc elektryczną czynną pobieraną z sieci przez silniki napędu głównego i pomocniczego;
- napięcia zasilania silników elektrycznych;
- momenty obrotowe pomiędzy sprzęgłami a przekładniami;
- obroty na wale wejściowym przekładni zębatej;
- siły w obydwu pasmach łańcucha zgrzebłowego w gałęzi górnej i dolnej, w punktach konturu przedstawionych na rys. 1.





Rys. 1. Rozmieszczenie ogniw pomiarowych w konturze łańcucha zgrzebłowego Fig. 1. The arrangement of the measuring links in the contour of a scraper conveyor

Bilans energetyczny przenośnika przeprowadzono dla układów napędowych ze sprzęgłami hydrokinetycznymi SH-100/75 i podatnymi SPP-100Z. Aby możliwa była analiza porównawcza obu układów, wybrano do niej te przypadki, w których warunki obciążenia przenośnika (napięcia wstępne łańcucha, transportowana masa urobku, ułożenie trasy) były takie same. Zmianę stanu napięcia wstępnego realizowano poprzez zwiększenie lub zmniejszenie długości obydwu łańcuchów. W tym celu wpinano w kontur łańcuchowy w pobliżu napędu pomocniczego odcinki łańcuchów o liczbie ogniw n_o = 3 w pierwszym przypadku i n_o = 1 w drugim. Uwzględniono również dwa warainty obciążenia nosiwem (rys. 2). W pierwszym na długości 78 m przenośnik obciążony był nosiwem o natężeniu 115 kg m⁻¹, które



Rys. 2. Warianty obciążenia przenośnika zgrzebłowego nosiwem Fig. 2. Variants of the loading of a scraper conveyor with the material handled

w około 2/3 składało się z suchego kamienia, a w 1/3 z miału węglowego. W drugim wariancie do istniejącego stanu obciążenia doładowano na długości 55 m miał węglowy do natężenia 220 kg m⁻¹. W obu wariantach średnie obciążenie przeliczone na całą długość trasy przenośnika wynosiło odpowiednio około 90 kg m⁻¹ i 147,5 kg m⁻¹.

Sprawności obydwu napędów rozpatrywano oddzielnie. Dla napędu głównego wyznaczono sprawności układów: silnik elektryczny wraz ze sprzęgłem; przekładnia zębata wraz z bębnem łańcuchowym i kadłubem napędu (odcinkiem łańcucha zgrzebłowego pomiędzy ogniwami pomiarowymi (1), (2) a (3), (4)) oraz sprawność całkowitą. Sprawność układu przekładnia-bęben-kadłub oraz sprawność całkowita napędu głównego zawierają w sobie sprawność zazębienia łańcucha zgrzebłowego z bębnem łańcuchowym. W napędzie pomocniczym wyznaczono sprawność układu: silnik elektryczny wraz ze sprzęgłem.

Sprawność układu silnik-sprzęgło zdefiniowano jako stosunek iloczynu momentu obrotowego i prędkości kątowej wału wyjściowego sprzęgła do mocy elektrycznej pobieranej przez silnik napędu, co w napędzie głównym można zapisać:

- dla sprzęgła hydrokinetycznego

$$\eta_{1A} = \frac{M_{SHA} \omega_{SHA}}{N_A}$$

- dla sprzęgła podatnego

$$\eta_{1A} = \frac{M_{SPA} \omega_{SPA}}{N_A}$$
(2)

gdzie:

- M_{SHA} moment obrotowy na wale wyjściowym sprzęgła hydrokinetycznego w napedzie głównym,
 - MSPA moment obrotowy na wale wyjściowym sprzęgła podatnego w napędzie głównym,

 - ^wSPA prędkość kątowa wału wyjściowego sprzęgła podatnego w napędzie głównym,

Ta sama formuła obowiązuje dla napędu pomocniczego, przy czym moment obrotowy, prędkość kątowa i moc mierzone są w odpowiednich węzłach pomiarowych napędu pomocniczego.

Dla układu: przekładnia-bęben łańcuchowy-kadłub sprawność jest iloczynem prędkości łańcucha zgrzebłowego i różnicy napięć w łańcuchach gałęzi nabiegającej i zbiegającej odniesionym do iloczynu momentu obrotowego i prędkości kątowej wału wyjściowego sprzegła. Dla napędu głównego ze sprzęgłem hydrokinetycznym zapis ten ma postać:

$$\eta_{2A} = \frac{\left[\left(S_{(3)} + S_{(4)} \right) - \left(S_{(1)} + S_{(2)} \right) \right] zp}{M_{SHA} \Pi i}$$
(3)

gdzie:

S₍₃₎, S₍₄₎ - obciążenie w łańcuchach gałęzi nabiegającej, S₍₁₎, S₍₂₎ - obciążenie w łańcuchach gałęzi zbiegającej, z - liczba zębów bębna łańcuchowego, p - podziałka ogniwowego łańcucha zgrzebłowego, i - przełożenie przekładni. 65

Tablica 1

	5			B	aped gi	tóway A							Ra po	posocn1	CIJ B			Nor we
Posiar	sprant	Noc	Homent	Fredt	8124	a zafo	echu [2	1	Spraw	ność uk	Ladu	Noc	Mount	Predk.	812a -	tancuahu	Spraw.	da thorana
		elektr.	MSPA	1 Mar					Siln1k	przek1.	calkor.	elektr.	M CTPA	MR.			silnik.	mieszcs.
		MA	M SHA	Vas	8/1/	8/2/	B/3/	S/4/	ELO.	Deo.		R N	SHA	S S S	8/5/	8/6/	Sto Prze	Ladovad L
				NB														a s
		[N24]	[ma]	rad.a_1					11	1 24	۳2	2		rad.s.			2 1B	
6.3	SPP	82,8	492,2	155,8	49,5	17,6	86,4	52.9	0,928	0,787	0,729	76.5	435.2	155,8	0	0	0,688	116,6
5.19	ESS	81,6	492,9	149,5	60,7	16,9	96,7	47,1	0,902	0,721	0,651	88,7	514,8	150,8	7.5.	5.5	0,875	109,5
2-5	SUP	76,6	457.8	153,3	59 B	15,0	107,8	25,3	0,916	0,688	0,63.1	6*06	534.4	153.3	5,8	15,6	0,902	92,1
5.14	13	92.4	536,4	147,6	67.7	15,9	98,7	43,2	0,875	0, 591	0,507	102,5	511.5	148,7	4.01	16,4	0,829	61.3
64.8	SPP .	58,8	357,1	155,2	28,8	8.2	61,1	24.5	0,943	0,731	0,689	57.3	335.7	155,8	4,6	3,8	0,912	64.3
5.7	3	52,9	318,7	151.4	41,4	10.5	66.7	25,1	0,912	C779 .0	0,618	62.7	337.5	152.0	8,3	6*#	0,813	65'3
62.6	SPP	82,6	493,3	153.3	6.03	11*1	104.3	20.5	0,917	0,684	0,627	65.4	356.7	153,9	40.0	19,0	0,841	2.2
5.10	E	64.7	387,5	149,5	47.1	46,4	76.4	45*3	0, B99	0, 392	0,352	24.9	597.7	152.0	22.5	26*2	0,807	26,0

ustalonym przenośnika

Obclążenie napędów i łańcuchów zgrzebłowych praz sprawność układów w ruchu

M. Dolipski i inni

Sprawność całkowitą napędu głównego określono jako iloczyn sprawności układu silnik-sprzęgło i przekładnia-bęben łańcuchowy-kadłub, co dla napędu ze sprzęgłem hydroklnetycznym można zapisać:

$$\eta_{A} = \eta_{1A} \eta_{2A} \tag{4}$$

lub

$$\eta_{A} = \frac{\left[\left(S_{(3)} + S_{(4)} \right) - \left(S_{(1)} + S_{(2)} \right) \right] \omega_{SHA} zp}{N_{A} \Pi i}$$
(5)

Wyznaczono również moc wydatkowaną na przemieszczanie gałęzi ładownej wraz z urobkiem, pomiędzy ogniwami pomiarowymi (3) i (4) a (5) i (6), dla przenośnika ze sprzęgłami hydrokinetycznymi zgodnie z wyrażeniem:

$$N_{1} = \frac{\left[\left(S_{(3)} + S_{(4)} \right) - \left(S_{(5)} + S_{(6)} \right) \right] \omega_{SHA} \ zp}{\Pi i}$$
(6)

Zarówno wartości sprawności, jak i mocy na przemieszczanie gałęzi ładownej przenośnika określono w ruchu ustalonym (po zakończonym rozruchu napędu głównego i pomocniczego), jako średnie wartości dla czasu pomiaru od 6 s do 10 s. Podstawowe dane uzyskane z pomiarów oraz wyniki ich opracowania przedstawiono w tablicy 1.

3. SPRAWNOŚĆ UKŁADÓW NAPĘDOWYCH ZE SPRZĘGŁAMI HYDROKINETYCZNYMI

Analizę sprawności układów napędowych ze sprzęgłami hydrokinetycznymi prowadzono dla dwóch wariantów obciążenia przenośnika zgrzebłowego nosiwem (wariant I – pomiary 5.7 i 5.10 oraz wariant II – pomiary 5.14 i 5.19) przy dwóch stanach napięcia wstępnego łańcucha zgrzebłowego (n₀ = 1 – pomiary 5.10 i 5,14 oraz n₀ = 3 – pomiary 5.7 i 5.19).

Średnia moc elektryczna pobierana przez silnik napędu głównego N_A dla wariantu obciążenia I wynosi 52,9 kW (n_o = 3) i wzrasta do 81,6 kW dla II wariantu obciążenia, natomiast dla silnika napędu pomocniczego N_B wynosi

odpowiednio 62,7 kW i 88,7 kW. Zwiększenie napięcia wstępnego łańcucha (n_o = 1) prowadzi do wzrostu zapotrzebowania mocy do wartości N_A = 64,7 kW (I wariant) i 92,4 kW (II wariant) oraz N_D = 74.9 kW i 102,5 kW.

Wzrost obciążenia gałęzi ładownej nosiwem spowodował niemal identyczny bezwzględny przyrost poboru mocy przez silniki obu napędów ($\Delta N_A \approx 28,7$ kW; $\Delta N_B = 26$ kW). Podobnie oddziałuje na oba napędy zwiększenie napięcia wstępnego, z tym że mamy w tym przypadku niższy przyrost wydatkowanej mocy ($AN_A = 10, 8-11, 8$ kW; $\Delta N_B = 12, 2-13, 8$ kW).

Sprawności układu silnik-sprzęgło dla napędu głównego są wyższe niż dla napędu pomocniczego i zawierają się w granicach $\eta_{1A} = 0,86-0,91$, podczas gdy $\eta_{1B} = 0,81-0,88$. Zmiana wartości sprawności układu silnik-sprzęgło w zależności od wariantu obciążenia i napięcia wstępnego odbywa się w niewielkim zakresie. Zdecydowanie niższe są wartości sprawności układu przekładnia-bęben łańcuchowy-kadłub wyznaczone dla napędu głównego, które zmieniają się w granicach $\eta_{2A} = 0,39-0,72$. Zwiększenie napięcia wstępnego z $n_0 = 3$ do $n_0 = 1$ powoduje zdecydowane obniżenie sprawności tego układu z $\eta_{2A} = 0,72$ do $\eta_{2A} = 0,59$ (dla II wariantu obciążenia) oraz z $\eta_{2A} = 0,68$ do $\eta_{2A} = 0,39$ (dla I wariantu obciążenia). Niska sprawność układu przekładnia-bęben łańcuchowy-kadłub decyduje o dużym zróżnicowaniu i stosunkowo niskich wartościach sprawności całkowitej napędu głównego, która dla różnych wariantów obciążenia i napięcia wstępnego zmienia się w granicach $\eta_A = 0,35-0,65$.

Moc wydatkowana na przemieszczanie gałęzi ładownej zależy od jej obciążenia nosiwem i rośnie z 56 kW dla I wariantu obciążenia do 91,3 kW dla II wariantu przy stanie napięcia n_o = 1. Względny przyrost mocy odpowiada w tym przypadku procentowemu przyrostowi (64%) natężenia urobku na przenośniku. Dla stanu napięcia łańcuchów n_o = 3 moc wydatkowana rośnie o 47,2 kW, to jest około 75%.

4. SPRAWNOŚĆ UKŁADÓW NAPĘDOWYCH ZE SPRZĘGŁAMI PODATNYMI

Zestawione w tablicy 1 wyniki pomiarów 7.29 i 8.49 odpowiadają I wariantowi obciążenia urobkiem, a pomiary 6,3 i 7.5 II wariantowi, dla przenośnika, którego zespoły napędowe wyposażone były w sprzęgło podatne SPP-100Z. W pomiarach 6.3 i 8.49 napięcie wstępne łańcuchów przenośnika było mniejsze $(n_{2} = 3)$ aniżeli w pomiarach 7.5 i 7.29 $(n_{2} = 1)$.

Średnia moc pobierana przez silnik elektryczny napędu głównego $\rm N_A$ przy $\rm n_o=3~dla~I$ wariantu obciążenia wynosiła 58,8 kW i wzrosła do 82,8 kW dla



69

II wariantu obciążenia, natomiast dla silnika napędu pomocniczego N_B wynosiła odpowiednio 57,3 kW i 76,5 kW. Zwiększenie napięcia wstępnego (n_o = 1) prowadzi do wzrostu sumarycznej mocy elektrycznej pobieranej przez silniki ze 159,3 kW do 167 kW (II wariant obciążenia nosiwem) oraz ze 116,1 kW do 148,0 kW (I wariant obciążenia nosiwem).

Sprawności układu silnik-sprzęgło podatne są dla napędu głównego wyższe niż dla pomocniczego i przyjmują wartości w zakresie $\eta_{1A} = 0,92-0,94$, pod-czas gdy $\eta_{1B} = 0,84-0,91$. Sprawność układu przekładnia-bęben łańcuchowy-ka-dłub wyznaczona dla napędu głównego zawiera się w przedziale $\eta_{2A} = 0,68-0,79$. Wzrost napięcia wstępnego (z n_o = 3 do n_o = 1) powoduje obniżenie sprawności układu z $\eta_{2A} = 0,79$ do $\eta_{2A} = 0,69$ dla II wariantu obciążenia i z $\eta_{2A} = 0,73$ do $\eta_{2A} = 0,68$ dla I wariantu. Sprawność całkowita napędu głównego mieści się w przedziale $\eta_{4} = 0,63-0,73$.

Doładowanie przenośnika urobkiem z I wariantu do II wariantu obciążenia powoduje wzrost mocy na przemieszczanie gałęzi ładownej o 37,9 kW (około 70%) przy stanie napięcia wstępnego łańcucha przenośnika n_o = 1 oraz 52,3 kW (około 81%) dla stanu napięcia łańcucha n_o = 3.

Przykładowy rozpływ energii w badanym przenośniku dla II wariantu obciążenia nosiwem i napięcia wstępnego łańcucha n_o = 1, dla układów napędowych wyposażonych w sprzęgła podatne przedstawiono na rys. 3. W nawiasach podano wartości dla układów napędowych ze sprzęgłami hydrokinetycznymi, przy tych samych warunkach obciążenia i napięcia wstępnego.

5. ZAKOŃCZENIE

Straty energetyczne w przenośniku zgrzebłowym wyposażonym w układy napędowe ze sprzęgłami podatnymi typu SPP-100Z są niższe niż ze sprzęgłami hydrokinetycznymi typu SH-100/75. Zarówno dla napędu głównego, jak i pomocniczego wartości sprawności układu silnik-sprzęgło podatne są wyższe od sprawności układu silnik-sprzęgło hydrokinetyczne dla porównywalnych warunków obciążenia nosiwem i napięcia wstępnego łańcuchów. Sprawność układu silnik-sprzęgło była wyższa w napędzie głównym niż w napędzie pomocniczym, bez względu na typ zastosowanego sprzęgła, obciążenie nosiwem i napięcie wstępne łańcuchów. Różnice sprawności układów silnik-sprzęgło pomiędzy napędem głównym i pomocniczym wynoszą:

- od 1,5% do 7,6% dla przenośnika ze sprzęgłami podatnymi,

- od 2,7% do 9,5% dla przenośnika ze sprzęgłami hydrokinetycznymi.

Bilans energetyczny przenośnika zgrzebłowego

Bardzo duże straty energetyczne występują w układzie przekładnia-bęben łańcuchowy-kadłub. Sprawności tego układu w napędzie głównym wynoszą:

- od 68,4% do 78,7% dla przenośnika ze sprzęgłami podatnymi,

- od 39,2% do 72,1% dla przenośnika ze sprzęgłami hydrokinetycznymi.

Zwiększenie napięcia wstępnego łańcuchów prowadzi do większego obciążenia silników napędowych zarówno w przypadku stosowania sprzęgieł podatnych, jak i hydrokinematycznych oraz obniżenia sprawności układów przekładnia-bęben łańcuchowy-kadłub.

LITERATURA

1 A

- Antoniak J., Suchoń J. Górnicze przenośniki zgrzebłowe. Wyd. Śląsk, Katowice 1983.
- [2] Dolipski M. Vergleich der normalen und speciallen Kettenverzahnung. Glückauf Forschungshefte nr 6, 1985.
- [3] Dolipski M, Giza T., Osadnik J., Puchała W., Sobota P. Stanowisko do badania zjawisk dynamicznych w górniczych przenośnikach zgrzebłowych. International Conference: Dynamics of Mining Machines DYNAMACH'89. Zeszyty Naukowe Pol. Śl. s. Górnictwo s. 181, 1989.
- [4] Grotenhöfer J. Untersuchung der geometrischen Größen von Kettensternen sowie deren Einfluß auf das Laufverhalten bei Rundstahlkettentrieben für den Bergbau. Diss. RWTH Aachen, 1978.
- [5] Rynik J. Sprawność napędowych kół łańcuchowych. Przegląd Mechaniczny nr 17, 1976.
- [6] Schaefer W. Welche Antriebsleistung wird am Kettenkratzerförderer benötig. Glückauf nr 14, 1979.
- [7] Markusik S. Sprzegła mechaniczne. WNT, Warszawa 1979.
- [8] Pełczewski W. Sprzęgła elektromagnetyczne. WNT, Warszawa 1969.
- [9] Szydelski Z. Sprzęgła i przekładnie hydrokinetyczne. WNT, Warszawa 1973.

Recenzent: doc. dr hab. inż. Sylwester MARKUSIK

Wpłynęło do Redakcji w maju 1991 r.

ENERGY BALANCE OF A SCRAPER CONVEYOR

Abstract

The paper gives an energy balance of a Mongwall scraper conveyor RYBNIK-80 of route length 100 m with main and ancillary drive, 90 kW each. A comparative analysis of the drives with fluid couplings SH-100/75 and flexible ones SPP-100Z for the same conditions of load has been made. The efficiency of the systems: motor-coupling in the main and ancillary drive, as well as transmission gear-chain drum-body has been determined and the total efficiency of the main drive. It has been found that the power loses in a conveuor with flexible couplings in the drives are lower than with fluid couplings. The efficiency of the motor-coupling system was higher in the main drive regardless of the type of the coupling used, the loading of the route with the material handled, and initial tension of the scraper chains. Great power loses occurred in the system transmission gear-chain drum-body for the main drive and were higher than the losses in the motor-coupling system.

The values of the total efficiency of the main drive with fluid and flexible couplings have been given (table 1). The expenditure of energy for the loading branch displacement depends on its loading with the material handled. An increase of the initial tension of chains results in a greater loading of the driving motors, both in the case of using flexible and fluid couplings, and in a lower efficiency of the system transmission gear-chain drum-body.

The differentiation of the state of initial tension was realized through a change in length of both threads of the conveyor chain. Two variants of loading with the material handled have been considered (fig. 2).

The mean loading with the material handled. calculated for the whole length of the conveyor route was, respectively, 90 kg m¹.

The testings demonstrated a low efficiency of the driving system, and particularly of the system transmission gear-chain drum-body. Taken by way of example propagation of energy in the conveyor tested for the loading with the material handled 147,5 kg m⁻¹ for the driving systems with flexible couplings, has been presented in fig. 3.

Given in brackets are the values for the driving systems with fluid couplings in the same conditions of loading and initial tension. The numerical data obtained as a result of the testings may form the basis for the verification of the views held so far on this subject.