

Badanie zespołów funkcjonalnych prototypowego regeneratora wibracyjnego REGMAS

R. Dańko*, J. Stojek**, J. Kuźmin***

*AGH Akademia Górniczo-Hutnicza w Krakowie Wydział Odlewnictwa, 30-059 Kraków, ul. Reymonta 23

** AGH Akademia Górniczo-Hutnicza w Krakowie Wydział Inżynierii Mechanicznej i Robotyki

*** Ofama VIBRA Opole sp. z o. o., 45-864 Opole, ul. Niemodlińska 87

Kontakt korespondencyjny: e-mail jd@agh.edu.pl

Otrzymano 16.04.2012; zaakceptowano do druku 02.07.2012

Streszczenie

Przedstawiono wyniki badań zespołów prototypowego regeneratora wibracyjnego REGMAS, które mają decydujący wpływ na funkcjonowanie i parametry eksploatacyjne urządzenia. Procesy technologiczne zachodzące w regeneratorze REGMAS [1-2] mają za zadanie usunięcia zużytego materiału wiążącego z ziarna osnowy oraz jej klasyfikację w klasyfikatorze kaskadowym. Przeprowadzono próby stanowiskowe podajnika ślimakowego dozującego masę użytą po procesie regeneracji właściwej do klasyfikatora pneumatycznego sprzężonego funkcjonalnie z regeneratorem. Wykazano wpływ prędkości przepływu powietrza w kolumnie klasyfikatora na zmianę jego pierwotnej charakterystyki wydajnościowej. Przeprowadzono pomiary częstotliwościowe drgań silnika rotodynamicznego oraz amplitudy na etapie doboru mocy i charakterystyki napędu oraz analogiczne dane dla pracy regeneratora w różnych warunkach obciążenia. Przeprowadzone badania wykorzystano do doboru parametrów eksploatacyjnych prototypu regeneratora REGMAS.

Słowa kluczowe: regenerator masy zużytej, regeneracja, masa formierska; odpady

1. Wprowadzenie

Przedstawione w powyższym artykule badania dotyczą zespołów funkcjonalnych uniwersalnego mechanicznego regeneratora wibracyjnego z klasyfikatorem pneumatycznym, służącego do suchej obróbki regeneracyjnej i ponownego użycia materiałów o strukturze ziarnistej, powszechnie stosowanych w odlewnictwie, takich jak zużyte masy formierskie, rdzeniowe i temu podobnych [3-4].

W celu suchej, mechanicznej regeneracji zużytych mas formierskich, połączonej z odzyskiem głównego składnika mas formierskiej, którym jest osnowa kwarcowa, konieczna jest obróbka mechaniczna obróbka realizowana w toku dwóch grup operacji regeneracyjnych, najkorzystniejszej w obrębie tego samego urządzenia. Pierwsza grupa operacji regeneracyjnych – nosząca nazwę regeneracji wstępnej (ang. primary reclamation) polega na

całkowitym oddzieleniu od obrabianej masy zużytej zanieczyszczeń metalowych, a także na rozdrobnieniu brył i większych skupisk ziaren masy formierskiej wybitej z form do postaci pojedynczych ziaren lub bardzo małych ich zlepków. Druga grupa operacji regeneracyjnych zwana regeneracją właściwą masy zużytej (ang. secondary reclamation) ma celu usunięcie z powierzchni ziaren otoczek zużytego materiału wiążącego pełniącego w masie rolę spoiwa oraz usunięcie z regeneratu pyłowych produktów obróbki i nieużytecznych technologicznie - bardzo drobnych z frakcji osnowy kwarcowej [5-6].

2. Próby stanowiskowe podajnika ślimakowego typu NORD ze zmianą prędkości obrotowej

Próby obejmowały określenie charakterystyki wydajnościowej motoreduktora ślimakowego z falownikiem przy zasilaniu czystym piaskiem formierskim oraz masą zużytą po I stopniu regeneracji w celu doboru użytecznego zakresu prędkości obrotowej w warunkach bezciśnieniowego dozowania piasku (regeneratu) oraz dozowania tego materiału do strumienia powietrza przepływającego przez klasyfikator w trakcie jego normalnej pracy.

Widok podajnika ślimakowego przedstawiono na rysunku 1. Ilość dozowanego materiału regulowana była częstotliwością pracy silnika podajnika ślimakowego, która wynosiła odpowiednio 5, 10, 20, 30, 40, 50 Hz.



Rys. 1. Widok podajnika ślimakowego zamontowanego na zasobniku regeneratu. Widoczny panel z przemiennikiem częstotliwości do ustawiania prędkości obrotowej ślimaka

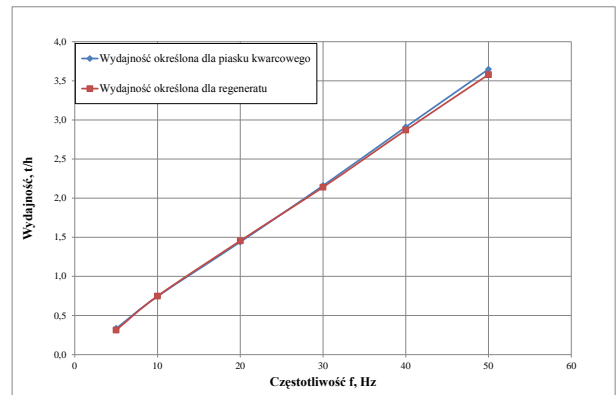
Na podstawie przeprowadzonych badań można zauważyć, że charakterystyka wydajnościowa uzyskana przy pracy urządzenia bez zasilania powietrzem niezbędnym w procesie klasyfikacji przy zastosowaniu jako nosiwa świeżego piasku kwarcowego nie różni się od charakterystyki uzyskanej przy zasilaniu podajnika regeneratem. W zakresie badanych prędkości podawania, regulowanej częstotliwością pracy silnika podajnika uzyskuje się bardzo szeroki zakres regulacji od 0,3 t/h przy 5 Hz do 3,5 t/h przy częstotliwości zasilania silnika 50 Hz.

Sytuacja ulega zasadniczej zmianie po wprowadzeniu do kolumny strumienia powietrza o przeciwnym kierunku przepływu do ruchu materiału dozowanego [1].

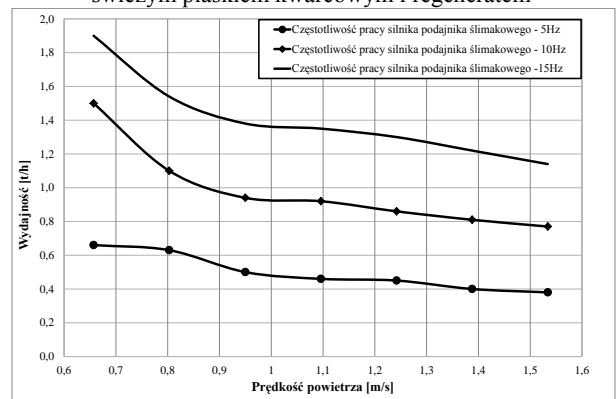
Charakterystykę wydajnościową dla bezciśnieniowego dozowania piasku i regeneratu przedstawiono graficznie na rysunku 2.

Na rysunku 3 zamieszczono dane dotyczące charakterystyki wydajnościowej podajnika ślimakowego określonej dla różnej prędkości klasyfikacji przy zasilaniu świeżym piaskiem kwarcowym i/lub regeneratem, które ilustrują siłę oddziaływania

opisanego zjawiska. W tym przypadku zwiększenie natężenia przepływu powietrza i odpowiadające mu zwiększenie prędkości wywiera negatywny wpływ na wydajność dozownika. Jest to spowodowane naporem dynamicznym powietrza przepływającego do góry kolumny klasyfikatora, które wpływając przez otwór wysypowy ślimaka oraz poprzez jego część dozującą do zbiornika materiału, powoduje rozrzedzenie nosiwa (fluidyzację) i hamuje jego efektywność transportową.



Rys. 2. Charakterystyka wydajnościowa podajnika ślimakowego określona dla bezciśnieniowej pracy urządzenia przy zasilaniu świeżym piaskiem kwarcowym i regeneratem



Rys. 3. Zależność wydajności podajnika ślimakowego określona dla pracy przy różnej prędkości klasyfikacji i przy zasilaniu świeżym piaskiem kwarcowym lub regeneratem [1]

3. Pomiary amplitudy drgań masy inertnej

Przeprowadzone próby miały na celu sprawdzenie prawidłowości doboru napędu prototypowego regeneratora wibracyjnego przez określenie amplitudy drgań masy inertnej, podpartej sprężystości, przy wymuszeniu drgań za pomocą silników rotodynamicznych typu OVE 112.M 630 w układzie pojedynczym (rys. 4), oraz podwójnym (zsynchronizowanym) przy zasilaniu przemiennikiem częstotliwości (rys. 5).

W przypadku badań w układzie pojedynczym wykonano pomiary przy częstotliwości pracy silnika wynoszącej 30, 40, 50 i 60 Hz, dla wzajemnego położenia mas niewyważonych,

decydujących o energii układu elektrowibratorów wynoszącego 0, 10, 20, 30 i 40 cm. W przypadku badań realizowanych w układzie zsynchronizowanym przeprowadzono próby dla częstotliwości pracy elektrowibratorów wynoszącej 30, 40 i 50Hz przy układzie mas niewyważonych 0, 10 i 20 cm. Zastosowanie wzajemnego ustawienia mas, wywołującego większą siłę pomiar było niemożliwe ze względu na „podnoszenie” masy inercyjnej.



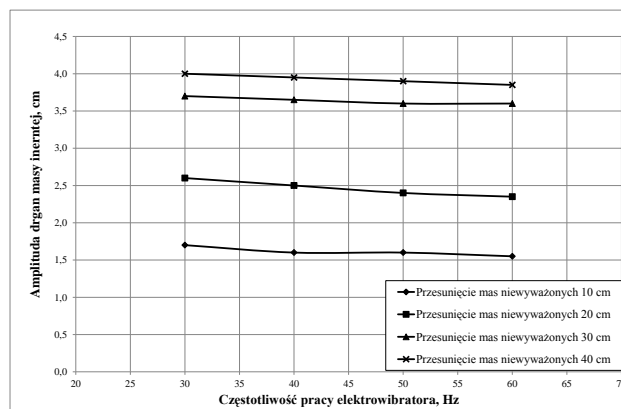
Rys. 4. Pomiar przy wymuszeniu drgań za pomocą silników rotodynamicznych typu OVE 112.M 630 w układzie pojedynczym

W przypadku badań w układzie pojedynczym wykonano pomiary przy częstotliwości pracy silnika wynoszącej 30, 40, 50 i 60Hz, dla wzajemnego położenia mas niewyważonych, decydujących o energii układu elektrowibratorów wynoszącego 0, 10, 20, 30 i 40 cm. W przypadku badań realizowanych w układzie zsynchronizowanym przeprowadzono próby dla częstotliwości pracy elektrowibratorów wynoszącej 30, 40 i 50Hz przy układzie mas niewyważonych 0, 10 i 20 cm. Zastosowanie wzajemnego ustawienia mas, wywołującego większą siłę pomiar było niemożliwe ze względu na „podnoszenie” masy inercyjnej.



Rys. 5. Pomiar przy wymuszeniu drgań za pomocą silników rotodynamicznych typu OVE 112.M 630 w układzie podwójnym (zsynchronizowanym) przy zasilaniu przemiennikiem częstotliwości

Przykładowe wyniki pomiarów amplitudy drgań masy inercyjnej, przy wymuszeniu uzyskanemu dla pracy jednego elektrowibratora przedstawiono na rysunku 6 dla różnej wartości przesunięcia mas niewyważonych.



Rys. 6. Wyniki pomiaru amplitudy drgań masy inercyjnej, przy wymuszeniu drgań w układzie pojedynczym silnika rotodynamicznego typu OVE 112.M 630

4. Pomiary częstotliwościowe drgań masy inercyjnej w układzie pojedynczym i zsynchronizowanym silników rotodynamicznych typu OVE 112.M 630

W ramach badań wyznaczone zostały gęstości widmowe mocy, przy wymuszeniu drgań masy inercyjnej w podanym układzie, które umożliwiają wyznaczenie składowych drgań - ich częstotliwości, generowanych przez urządzenie - jego elementy (pary kinematyczne) i określają np. składowe dominujące ze względu na ich amplitudę.

Na rysunku 7 zostały przedstawione przykładowe przebiegi gęstości widmowej mocy sygnałów wibracji (w osi X, Y, Z) uzyskane przy pracy elektrowibratora przy wymuszeniu $F=30-60$ Hz w funkcji zmiany położenia masy niewyważonej wynoszącej 0-40 cm.

Z analizy danych na załączonym wykresie wynika, że moc sygnału wibracji przy ustalonej prędkości obrotowej elektrowibratora wzrasta wraz, ze zmianą położenia masy niewyważonej. Wzrost ten następuje od wartości minimalnej (bliskiej zeru) dla zerowego przesunięcia masy do wartości maksymalnej przy największym przemieszczeniu masy niewyważonej (40 cm). Taka zależność zachodzi dla wszystkich nastaw prędkości obrotowych elektrowibratora na kierunkach pomiarowych rozchodzenia się drgań X, Y, Z. Rozkład częstotliwościowy drgań na kierunku X, Y i Z obejmuje pasmo niskoczęstotliwościowe o zakresie od 9.76 Hz (dla wymuszenia $F=30$ Hz) do 19.53 Hz (dla wymuszenia $F=60$ Hz).

Z obserwowanych przebiegów należy stwierdzić, że przy braku przemieszczenia masy niewyważonej (0 cm przemieszczenia), dla każdej z nastaw prędkości obrotowej elektrowibratora wartości otrzymanych wartości gęstości widmowych mocy są znikome [od 0.5 do 3 $m/s^2/Hz$] na wszystkich kierunkach pomiarowych. Wzrost przesunięcia masy niewyważonej od 0 cm do 40 cm powoduje wzrost gęstości widmowej w paśmie niskoczęstotliwościowym sygnałów. Dodatkowy wzrost widma mocy powoduje wzrost nastawianej prędkości obrotowej wałka elektrowibratora. Tak jak przy

omawianiu pierwszej części wyników zamieszczone rozkłady gęstości widmowych mocy sygnałów zmierzonych w osi Y są niewielkie i nie biorą udziału w wytworzeniu użytecznej siły urządzenia.

Główne składowe częstotliwościowe sygnałów drgań zawarte są w paśmie niskoczęstotliwościowym i dla kierunków pomiarowych X oraz Z pod względem amplitud i częstotliwości są praktycznie równoważne. W tabeli 1 zestawiono wyliczone okresy drgań uzyskane przy zadanych prędkości obrotowych (zmiennie wymuszenie F) wałka elektrowibratora silnika rotodynamicznego typu OVE 112.M 630. Do obliczeń posłużono się wzorami:

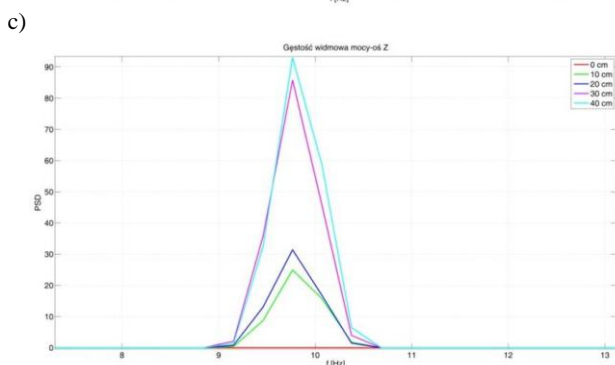
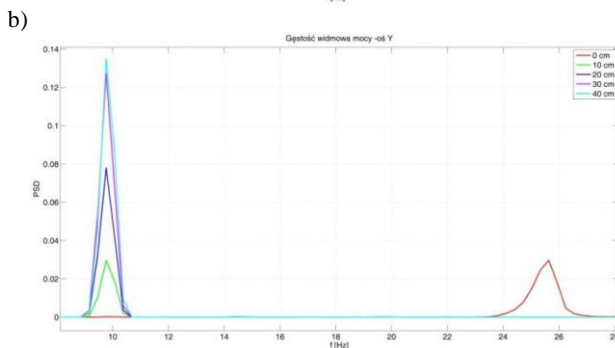
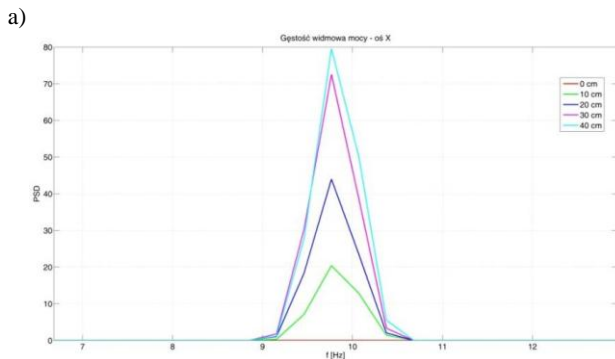
$$\omega = \frac{\pi \cdot n}{30}; \text{rad/s} \text{ lub } \omega = \frac{1}{T} = \frac{n}{60}; 1/s$$

$$n = \frac{30 \cdot \omega}{\pi}; \text{obr/min} \quad (1)$$

Tabela 1. Wyliczone okresy drgań uzyskane przy zadanych prędkości obrotowych (zmiennie wymuszenie F) wałka elektrowibratora silnika rotodynamicznego typu OVE 112.M 630

Wymuszenie F [Hz]	30	35	40	45	50	55	60
Okres drgań T [s]	0,102	0,086	0,076	0,068	0,060	0,055	0,051
Prędkość kątowa obrotów ω [rad/s]	61,5	73,1	82,6	92,4	104,7	114,2	123,1
Obroty n [1/min]	588,2	697,7	789,5	882,3	1000	1091	1176

Okresy drgań uzyskane przy założonych prędkości obrotowych (zmiana wymuszenie F) wałów elektrowibratorów i zadaniem przesunięciu mas nie wyważonych pozostają stałe, na każdym z kierunków rozchodzenia się drgań dla każdej częstotliwości napięcia zasilającego uzwojenia silników dwu elektrowibratorów (na okres drgań nie ma wpływu zmiana położenia masy nie wyważonej).

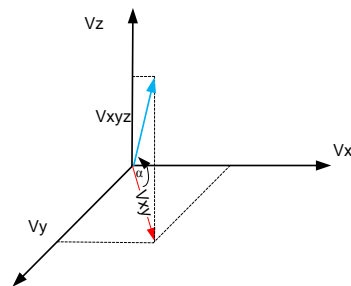


Rys. 7. Przebiegi gęstości widmowej mocy sygnałów wibracji uzyskane przy pracy elektrowibratora przy wymuszeniu F= 30 Hz w funkcji zmiany położenia masy niewyważonej: a) oś X, b) oś Y, c) oś Z

5. Próby mierzące do określenia amplitudy skoku zwoju rynnny podajnika wibracyjnego

Wykorzystanie wyników zrealizowanych w badaniach własnych [1] polega na określeniu wartości wektora prędkości masy inercyjnej oraz kąta nachylenia tego wektora do osi Z. Dane z badań, zamieszczone w tabeli 2 stanowią podstawę do dalszych rozważań kinetyki ruchu cząstek w aspekcie do określenia skoku zwoju rynnny podajnika wibracyjnego opasującego kolumnę regeneratora wibracyjnego.

Zarejestrowane sygnały z czujników przyspieszeń po scałkowaniu i obróbce posłużyły do określenia wektora prędkości najpierw w płaszczyźnie poziomej (X,Y), a następnie pionowej (V_{XY}, V_Z) dając wektor V_{XYZ}, co schematycznie przedstawiono na rysunku 8.



Rys. 8. Rozkład prędkości w płaszczyznach XY oraz XYZ

Tabela 2. Wybrane wyniki analizy przyspieszeń w osiach X,Y,Z dla wymuszeń wibracji F=30÷60 Hz oraz przesunięć masy 2 silników elektrowibratorów rotodynamicznych typu OVE 112.M 630 w zakresie 0÷20 cm

Wartości przyspieszeń min/max [m/s ²]	Wartości składowe przyspieszeń w osiach X,Y,Z dla wymuszeń F =30÷60 Hz oraz przesunięć masy 2 elektrowibratorów 0÷30 cm							
		30 Hz	35Hz	40Hz	45Hz	50Hz	55Hz	60Hz
Oś działania								
Przesunięcie mas - 0 cm								
X	max	5.08	4.62	3.96	3.37	3.87	3.06	4.03
	min	-6.13	-5.53	-5.97	-5.18	-5.25	-4.74	-5.46
Y	max	4.51	5.06	6.43	3.92	4.04	4.85	4.36
	min	-6.33	-5.12	-5.80	-4.72	-4.60	-4.96	-4.56
Z	max	7.37	8.12	6.53	5.09	4.79	5.00	4.85
	min	-7.43	-8.55	-7.05	-5.68	-5.73	-5.39	-4.48
Przesunięcie mas - 10 cm								
X	max	8.65	9.84	10.44	11.16	16.88	19.60	15.91
	min	-7.90	-9.24	-10.05	-11.55	-17.15	-16.14	-16.02
Y	max	11.41	11.97	13.58	13.67	16.68	19.63	20.06
	min	-8.98	-12.47	-10.98	-14.21	-17.37	-17.61	-18.11
Z	max	8.94	11.05	12.55	14.91	17.72	20.04	23.23
	min	-10.04	-12.49	-14.06	-15.14	-17.29	-19.57	-22.80
Przesunięcie mas - 20 cm								
X	max	7.50	12.72	11.22	11.22	15.04	12.26	13.63
	min	-8.30	-14.96	-10.60	-10.60	-12.36	-10.73	-16.61
Y	max	16.60	20.64	21.70	21.70	19.68	24.00	28.64
	min	-16.60	-17.72	-19.39	-19.39	-21.07	-22.65	-26.89
Z	max	20.78	23.82	25.0	25.00	30.49	34.00	38.22
	min	-20.78	-23.34	-24.47	-24.47	-30.04	-31.91	-36.80

V_{xyz} – prędkość początkowa cząstki (wypadkowa prędkość w płaszczyźnie ZXY):

$$V_{xyz} = \sqrt{V_{xy}^2 + V_z^2} \quad (2)$$

Kąt zawarty pomiędzy wektorem V_{xyz} a V_{xy}:

$$\alpha = \cos^{-1} \frac{V_{xy}}{V_{xyz}} \quad (3)$$

Kąt zawarty pomiędzy wektorem Vz a VXY:

$$\beta = 90 - \alpha \quad (4)$$

Określenie trajektorii hipotetycznej cząstki materiału poruszającej się pod wpływem działających sił odpowiada warunkom ukośnego rzutu do góry z prędkością V_{xyz}, której wektor jest nachylony do osi X pod kątem β, co ilustruje schemat na rysunku 9. Określenie wartości tego kąta w oparciu o analizę kinetyki ruchu cząstek jest pomocne do wyboru skoku zwoju rynny podajnika wibracyjnego opasującego kolumnę regeneratora wibracyjnego.

Od wartości składowej pionowej wektora prędkości uzależniona jest wysokość podrzutu transportowanego materiału, natomiast zasięg rzutu w płaszczyźnie przemieszczania materiału od składowej poziomej, której wartość wyznaczają kąty α i β.

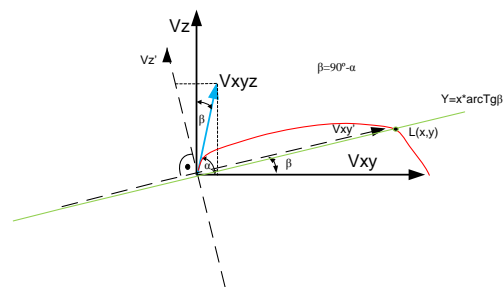
Układ równań trajektorii ruchu cząstki i pochylenia podajnika:

$$\begin{cases} y = x \cdot \tan \alpha - \frac{g \cdot x^2}{2 \cdot V_{xyz}^2 \cdot \cos^2 \alpha} \\ y = x \cdot \tan \beta \end{cases} \quad (5)$$

rozwiązanie:

$$x = \frac{(\tan \alpha - \tan \beta) \cdot 2 \cdot V_{xyz}^2 \cdot \cos^2 \alpha}{g} \quad (6)$$

$$y = x \cdot \tan \beta \quad (7)$$



Rys. 9. Przebieg trajektorii cząstki w płaszczyźnie ZXY: L(x,y) – punkt przecięcia trajektorii z tworzącą podajnika

Dokonane przeliczenia interesujących wielkości zamieszczone zostały w tabelach 3- 5.

Tabela 3. Wyniki uzyskane przy braku przesunięcia masy i różnych nastawach wymuszenia w układzie silników elektrowibratorów rotodynamicznych typu OVE 112.M 630

F [Hz]	V _{xyz} [mm/s]	α[°]	β[°]	X [mm]	Y [mm]	L [mm]
60	2.7	15.9	5	0.28	0.02	0.28
55	0.9	51.8	5	0.08	0.01	0.08
50	1.6	21.1	5	0.14	0.01	0.14
45	1.8	22.4	5	0.18	0.01	0.18
40	1.3	22.6	5	0.09	0.01	0.1
35	1.4	23.7	5	0.1	0.01	0.11
30	1.5	16.78	5	0.09	0.01	0.09

Tabela 4. Wyniki uzyskane przy przesunięciu masy 10 cm i różnych nastawach wymuszenia w układzie silników elektrowibratorów rotodynamicznych typu OVE 112.M 630

F [Hz]	V _{xyz} [mm/s]	α[°]	β[°]	X[mm]	Y [mm]	L [mm]
60	153	85.6	4.39	370	28	371
55	141	85.2	4.76	340	28	341
50	131	85.12	4.87	296	25	298
45	121	85.7	4.26	225	16	225
40	111	86.14	3.85	170	11	170
35	102	86.06	3.93	146	10	146
30	94.7	86.26	3.73	119	7.8	119

Tabela 5. Wyniki uzyskane przy przesunięciu masy 20 cm i różnych nastawach wymuszenia w układzie silników elektrowibratorów rotodynamicznych typu OVE 112.M 630

F [Hz]	V _{xyz} [mm/s]	α[°]	β[°]	X[mm]	Y [mm]	L [mm]
60	235	85.8	4.1	808	57	810
55	218	85.9	4	686	48	687
50	202	85.7	4.2	616	45	618
45	185	86.1	3.8	473	31	474
40	169	86.4	3.6	367	23	368
35	155	86.3	3.7	317	20	318
30	144	86.4	3.6	267	16	267

Przeprowadzone rozważania uzasadniają przyjęcie skoku linii śrubowej rynny podajnika wibracyjnego na podstawie obliczonego kąta wzniosu. Zgodnie z obliczonymi wartościami kąt wzniosu powinien zapewnić transport materiału przy najmniej korzystnych parametrach wibracji. Przy wykorzystaniu mocy wibratorów na poziomie 50%, co w przybliżeniu odpowiada przesunięciu masy 10 cm, maksymalna wartość kąta wzniosu dla zakresu częstotliwości $F = 40 - 60$ Hz wynosi $3,85 - 4,39$ stopnia. Dla układu o mocy ok. 70% (wychylenie mas ok. 20 cm), maksymalny kąt wzniosu może wynosić w podanym zakresie częstotliwości wymuszenia około $\beta = 3,6 - 4,1$ stopnia.

Ze względów praktycznych należy przyjąć, że korzystniejsza jest dolna granica wartości kąta wzniosu spirali β sprzyjająca przemieszczaniu materiału po dnie rynny i wydłużająca drogę ocierania i ścierania otoczki materiału wiążącego wyprowadzonego z regeneratora.

Biorąc pod uwagę, że kąt wzniosu linii śrubowej jest nieco większy przy cylindrycznej kolumnie regeneratora, a mniejszy na zewnętrznym obrzeży rynny transportowej, a ponadto nieco inny na dolnych zwojach rynny w stosunku do górnych zaproponowano na etapie realizacji konstrukcji urządzenia średnią wartość $\beta = 3,0$ stopnie na części przylegającej do korpusu regeneratora o średnicy $d_{korp} = 920$ mm. W rezultacie uzyskany skok linii śrubowej powinien wynosić:

$$S_{\text{srub}} = \pi \cdot d_{\text{korp}} \cdot \text{tg} \beta = 920 \cdot \pi \cdot \text{tg} 3,0^\circ = 151,5 \text{ mm} \quad (8)$$

Przyjmując, że skok linii śrubowej ze względów konstrukcyjnych i łatwego dostępu do czyszczenia wynosi $S_{\text{srub}} = 160$ mm, kąt wzniosu przy korpusie regeneratora wyniesie $\beta = 3,17$ stopnia, a na części zewnętrznej obrzeża rynny o szerokości $b = 120$ mm - $\beta = 2,514$ stopnia.

5. Podsumowanie

Przeprowadzone badania obejmujące obliczenia i próby stworzyły podstawy do prawidłowego doboru parametrów konstrukcyjnych i eksploatacyjnych prototypu regeneratora REGMAS. Wykazano, że połączenie w obrębie jednego urządzenia regeneracji i klasyfikacji pneumatycznej wymaga dla

prawidłowego ich funkcjonowania uwzględnienia, że firmowa charakterystyka wydajnościowa podajnika ślimakowego dozującego masę użytą po procesie regeneracji właściwej do klasyfikatora pneumatycznego ulega zmianie pod wpływem prędkości przepływu powietrza w kolumnie klasyfikatora. Przeprowadzono pomiary częstotliwościowe drgań masy inercyjnej oraz amplitudy na etapie doboru mocy silnika rotodynamicznego i charakterystyki napędu wykazały zbieżność obliczeń i uzyskanych wyników dla pracy regeneratora w różnych warunkach obciążenia.

**Publikacja wykonana i finansowana z projektu
POIG nr WND-POIG.01.03.01-12-007/09**

Literatura

- [1]. Dańko, J., Dańko, R. & Łucarz, M. (2007). Procesy i urządzenia do regeneracji osnowy zużytych mas formierskich. Wydawnictwo Naukowe Akapit, Kraków. ISBN 978-83-89541-88-8.
- [2]. Dańko, J., Holtzer, M. & Dańko R. (2010). Pragmatyka oceny jakości osnowy kwarcowej odzyskiwanej z różnych rodzajów masy zużytej we współczesnych systemach regeneracji. *Archives of Foundry Engineering*. Vol. 10 spec. iss. 2 s. 27÷31.
- [3]. Integrated Pollution and Control. Reference Document on Best Available Techniques in the Smitheries and Foundries Industry. European Commission, May 2005.
- [4]. Dańko, J., Holtzer, M. & Dańko R. (2010). Criteria of an advanced assessment of the reclamation process products. *Archives of Foundry Engineering*. Polish Academy of Sciences. Commission of Foundry Engineering; ISSN 1897-3310. Vol. 10 iss. 3 s. 25÷28.
- [5]. Dańko R. (2009). Analysis of effectiveness of used sands reclamation treatment – in various technological devices. *Archives of Foundry Engineering*. Vol. 9 iss. 4 s. 31÷36.
- [6]. Polzin, H., Nitsch, U., Tilch, W. & Flemming E. (1997). Regenerierung anorganisch gebundener Altsande mit einer mechanisch arbeitender Pilotanlage. *Gieserei-Praxis* nr 23/24, s. 500-507.

Investigations of functional systems of the vibratory reclaimer prototype REGMAS

Summary

The results of investigations of the vibratory reclaimer prototype REGMAS systems, which have the decisive influence on functioning and exploitation parameters of the device are presented in the paper. Stand tests of the worm feeder proportioning spent sands - after the secondary reclamation process - into the pneumatic classifier, functionally coupled with the reclaimer, were performed. An influence of the air flow velocity in the classifier column on a change of its primary efficiency characteristics was shown. The vibration frequency measurements of the rotodynamic motor and the amplitude at the power selection stage and drive characteristics were performed as well as the analogous data for the reclaimer operation, at various load conditions, were collected. The performed investigations were used for the selection of exploitation parameters of the reclaimer prototype REGMAS.