

Jacek FELIKS

e-mail: feliks@agh.edu.pl

Katedra Maszyn Górniczych, Przeróbczych i Transportowych, Wydział Inżynierii Mechanicznej i Robotyki, AGH Akademia Górniczo-Hutnicza, Kraków

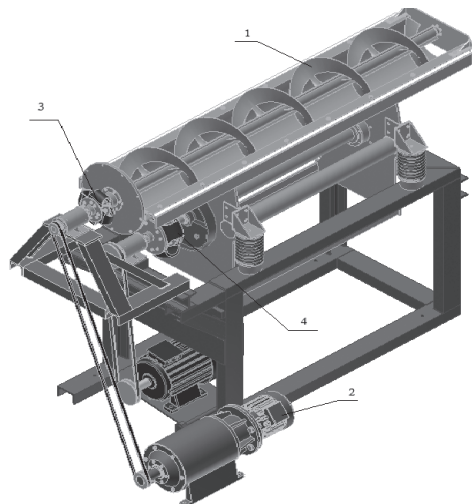
Nowy model rynnowego grudkownika wibracyjnego

Wstęp

W trakcie badań grudkowania w rynnowym granulatorze wibracyjnym skonstruowanym w *Katedrze Maszyn Górniczych, Przeróbczych i Transportowych* stwierdzono że grudki powstające w tego typu urządzeniu charakteryzują się bardzo dobrymi parametrami wytrzymałościowymi. Zauważono również że dużą zaletą jest możliwość grudkowania bez stosowania dodatkowego lepiszcza, wadą natomiast stosunkowo mała wydajność z jednej rynny.

W pierwotnej wersji grudkownika którego budowa została przedstawiona w pracach [Patent PL-173892, 1997; Banaszewski i in., 2000] można wyróżnić dwa podstawowe elementy: nieruchomą podstawę i wibrującą ramę na której znajduje się rynna. Rama była osadzona na czterech sprężynach. W obszar drgań nadrezonansowych wibrująca rama była wprowadzana za pomocą mas niewyważonych osadzonych na wale. Wał ten był wprowadzany w ruch obrotowy za pomocą silnika wykorzystującego przekładnię pasową i sprzęgło oponowe do przekazania napędu. Materiał do granulowania podawany był na początku rynny w pobliżu napędu. Dzięki zastosowaniu specjalnej konstrukcji gniazd sprężyn, rynna miała możliwość regulacji nachylenia od 0 do 3 stopni. Nachylenie to było potrzebne, aby grudkowany materiał był transportowany w kierunku wylotu rynny. Pierwsze próby, na niewielkich partiach materiału, przebiegały pomyślnie, a efekty granulacji były zadawalające. Jednak podczas testów z większą ilością materiału zauważono, że ruch materiału był bardzo chaotyczny i znacząco odbiegał od wymaganej trajektorii. Występowało między innymi nieregularne przemieszczanie zarodków i małych grudek wzdłuż rynny, niektóre zbyt szybko wędrowały ku wylotowi, a inne pozostawały na rynnie zbyt długi czas. Takie zjawisko było przyczyną bardzo dużego zróżnicowania rozmiarów grudek. Dalszym efektem chaotycznego ruchu materiału było powstawianie zróżnicowanej grubościowo nalepy, która w znacznym stopniu utrudniała prawidłowe przeprowadzenie procesu, powstały miejscowe utrudnienia w przesuwaniu się materiału [Banaszewski i in., 2006].

Biorąc pod uwagę zjawisko chaotycznego ruchu materiału i nieregularnego przemieszczenia zarodków wzdłuż rynny stało się jasne, że urządzenie wymaga modyfikacji. Konstruktorzy analizując występujące zjawiska doszli do wniosku, że grudkownik wymaga zainstalowania dodatkowego elementu zapobiegającego powstawaniu tego typu anomalii. Zdecydowano się na zastosowanie elementu w postaci ślimaka (Rys. 1). Ślimak został zainstalowany wzdłuż osi rynny – 1.



Rys. 1. Pierwotna konstrukcja grudkownika z zainstalowanym ślimakiem

Ślimak ten był wyposażony we własny niezależny napęd – 2 pozwalający na płynną regulację prędkości obrotowej. Przekazanie napędu było realizowane za pomocą sprzęgła oponowego. Niezależny napęd dawał możliwość regulacji czasu przebywania materiału na powierzchni rynny [Patent PL-197521, 2001]. Kolejne testy potwierdziły przydatność tej modernizacji instalacji. Pomiedzy obracającym się ślimakiem a rynną w krótkim czasie ustaliła się kilkumilimetrowa gładka warstwa nalepy z grudkowanego materiału. Grudkowanie przebiegało bez zakłóceń, ślimak spowodował powstawanie krótkich odcinków oddzielonych zwojami, w których proces granulacji przebiegał stabilnie.

Projekt przemysłowego grudkownika wibracyjnego

Modyfikacje i zmiany konstrukcyjne wpłynęły bardzo pozytywnie na stabilizację procesu granulacji zachodzącej na rynnie wibratora. Okazało się jednak, że wydajność urządzenia jest niewystarczająca, aby jego zastosowanie przemysłowe było ekonomicznie uzasadnione. Dalsze udoskonalenia skierowano na zwiększenie wydajności grudkownika. Cel ten planowano osiągnąć poprzez zastosowanie dwóch dodatkowych rynien zamontowanych równolegle do istniejącej dotychczas. Zaletą tego rozwiązania jest to, że przy stosunkowo niewielkich modyfikacjach można wielokrotnie zwiększyć wydajność urządzenia. Wiąże się to z koniecznością zastosowania podziału napędu na kolejne ślimaki, które będą zainstalowane wzdłuż nowych rynien. Wymagana będzie także zmiana sposobu przekazywania napędu z nieruchomej podstawy na wibrujące elementy. Konieczna będzie wymiana sprzęgła oponowego – 3 (Rys. 1), które już przy jednym ślimaku wykazywało niedostateczną zdolność do przenoszenia momentu obrotowego. Założono, że w nowej konstrukcji moment będzie przekazywany za pomocą wału *Cardana* na wał centralnego ślimaka, a stamtąd za pomocą przekładni cięgnowych (pasowych lub łańcuchowych) na kolejne ślimaki. Natomiast napęd wału wibratora za pomocą sprzęgła oponowego jest rozwiązaniem dobrym i jak do tej pory bezawaryjnym, w tym miejscu nie przewidziano większych modyfikacji. Z wstępnych obserwacji wynika, że dotychczas stosowane silniki posiadają wystarczający zapas mocy, aby dalej napędzać urządzenie mimo przewidywanych modyfikacji.

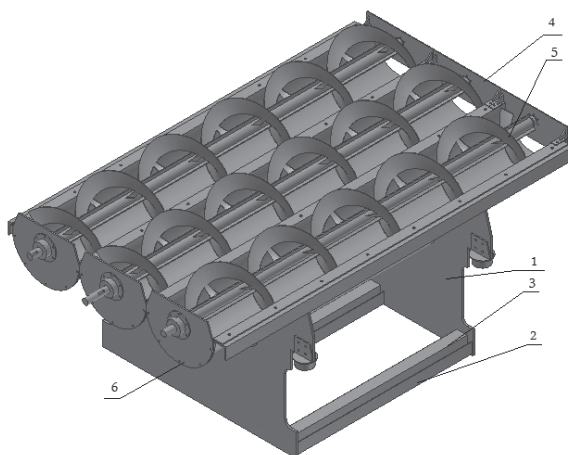
Modyfikacja korpusu wibrującego

Zmiana polega na przeprojektowaniu płyt nośnych w taki sposób, aby wszystkie rynny zamontować na jednej konstrukcji. Wiąże się to z koniecznością adaptacji konstrukcji wsporczej grudkownika i przystosowanie jej do nowych rozstawów gniazd sprężyn. Dodatkowym celem modyfikacji było zbliżenie do siebie rynien skutkujące zwięzieniem konstrukcji, a także możliwie największe odciążenie górnej części instalacji i obniżenie środka ciężkości. Biorąc pod uwagę powyższe zalecenia powstała koncepcja ramy. Cechy charakterystyczne tej koncepcji (Tab. 1) to zwarta konstrukcja oparta na jednolitej płycie podporowej. W rozwiązaniu podniesiono oś wału na maksymalną możliwą wysokość. Usunięto też zbędny materiał z górnej części konstrukcji. Jednak mimo tych zabiegów nie udało się uniknąć potrzeby dociążenia konstrukcji w jej dolnej części.

Tab. 1. Parametry zaproponowanego korpusu wibracyjnego

| | | |
|--|-----|------|
| Wymiar w największej szerokości | 990 | [mm] |
| Wysokość | 787 | [mm] |
| Masa własna | 205 | [kg] |
| Odległość od wymaganego środka ciężkości | 64 | [mm] |
| Wymagane dociążenie | 36 | [kg] |

Końcowy wygląd korpusu przedstawiono na rys. 2.



Rys. 2. Wibrujący korpus wraz zainstalowanymi ślimakami:
1 – płyta nośna, 2 – element usztywniający, 3 – masa dociążenia,
4 – tylna płyta mocująca ślimak, 5 – ślimak, 6 – przednia płyta mocująca ślimak

Konstrukcja podstawy i dobór elementów sprężystych

Nowe rozwiązanie konstrukcyjne korpusu wibrującego niesie za sobą potrzebę modyfikacji podstawy. Głównym celem modyfikacji jest poszerzenie rozstawu gniazd dla podpór sprężystych. Wskazane będzie także skrócenie długości nóg podstawy, a w rezultacie obniżenie całego urządzenia. Jest to argumentowane tym, że już we wcześniejszej konstrukcji zauważono niebezpieczne wibracje nóg podstawy, zwiększenie masy wibrującej na pewno pogłębiło by to niepożądane zjawisko. Kierując się założeniami wstępnymi opracowano projekt podstawy. W nowym projekcie przewidziano miejsce do zamontowania motoreduktora do napędu ślimaka. Zmodyfikowano także miejsce montażu silnika, co pozwoliło to na obniżenie konstrukcji.

Przy doborze sposobu podparcia maszyn wibracyjnych, kierowano się wieloma czynnikami. Najważniejszym czynnikiem jest minimalizacja oddziaływań dynamicznych maszyny na podłoże w stanach pracy ustalonej oraz przechodzenia przez częstość rezonansową podczas rozruchu i hamowania. Siły dynamiczne przenoszone na konstrukcję nośną uzyskano kilkunastu krotnie mniejsze od sił działających wewnątrz układu. Przyjęto najmniejszą sumaryczną sztywność sprężyn, taką aby spełniała warunki podparcia. Przewidziano także możliwość zblokowania się sprężyn podczas maksymalnych amplitud rezonansowych, jest to bardzo niebezpieczne zjawisko ponieważ powoduje ono nagły wzrost sił przekazywanych na konstrukcję i stwarza możliwość wystąpienia trwałych uszkodzeń granulatora. Mając na uwadze powyższe zalecenia dokonano doboru sprężyn.

Konstrukcja wibratora jednomasowego

Jak wspomniano wcześniej do wprowadzania urządzenia w obszar drgań nadrezonansowych zastosowany został jednomasowy wibrator bezwładnościowy (Rys. 3). Prędkość obrotowa silnika przekazywana na wał – 1, na którego końcach zaklinowane są tarcze mocujące – 3, a do nich są przekracane masy niewyważone – 2.



Rys. 3. Konstrukcja wibratora jednomasowego:
1 – wał napędzany z silnika, 2 – masa niewyważona, 3 – tarcza mocująca

Nowa konstrukcja elementu roboczego jest znacznie cięższa, wymagana jest większa wartość siły wymuszającej, aby uzyskać wymagane parametry pracy. Można to dokonać, np. przez zmianę promienia masy niewyważonej. Jednak ze względu na konstrukcję elementu wibrującego i usytuowanie wibratora nie ma miejsca na zwiększenie promienia tarczy mocującej i jedynym rozwiązaniem staje się zwiększenie masy obciążników przez zwiększenie ich grubości. Zakłada się trzy nominal-

ne amplitudy pracy granulatora równe: 3, 6 i 9 [mm]. Dla wyznaczonej sztywności układu podparcia wyznaczono wymagane wartości mas do osiągnięcia odpowiednich amplitud. Uzyskanie każdej z mas jest realizowane przez zastosowanie dwóch obciążników, dla których stały jest wymiar średnicy, a zmienia się grubość (d_b).

$$\begin{aligned} m_1 &= 2 \times 15 \text{ [kg]} & d_b &= 89 \text{ [mm]}, \\ m_2 &= 2 \times 9,5 \text{ [kg]} & d_b &= 56 \text{ [mm]}, \\ m_3 &= 2 \times 4,5 \text{ [kg]} & d_b &= 30 \text{ [mm]}. \end{aligned}$$

Dobór mocy silnika do napędu wibratora

Silniki stosowane do napędów wibratorów bezwładnościowych dobrano biorąc pod uwagę dwa podstawowe parametry: moment rozruchowy i moc.

Zapotrzebowanie mocy dla nowego wibratora obliczono jako sumę trzech składników: [Banaszewski, 1990].

$$N = N_1 + N_2 + N_u \text{ [W]} \quad (1)$$

N_1 – moc potrzebna na pokonanie tarcia w uszcz. i łożyskach,
 N_2 – moc potrzebna na pokonanie tarcia tocznego w łożyskach,
 N_u – moc potrzebna na wywołanie ruchu materiału.

Kolejnym etapem było sprawdzenie, czy zastosowany silnik będzie posiadał odpowiedni moment rozruchowy potrzebny do uruchomienia wibratora.

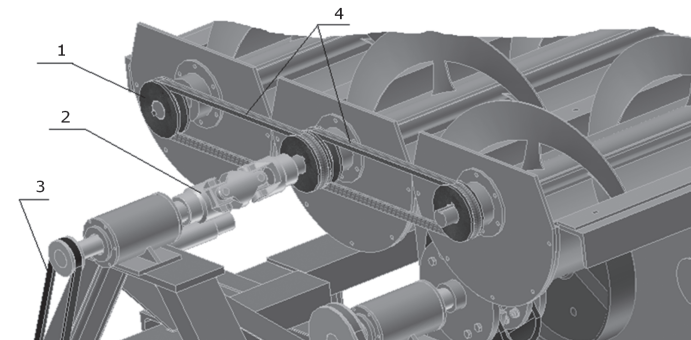
Korzystając z powyższych zależności wyznaczono wymagane parametry dla silnika i wynoszą one: moment rozruchowy $M_r = 22$ [Nm], moc $N = 600$ [W]. Do napędu wału wibratora zostanie użyty silnik *Sg100L-4B*. Jego parametry to: $M_r = 36$ [Nm], $N = 2,2$ [kW].

Koncepcja podziału napędu

Instalacja dodatkowych dwóch ślimaków niesła za sobą potrzebę podziału napędu kierowanego do tej pory na jeden ślimak. W oryginalnym projekcie moment obrotowy był przekazywany za pośrednictwem przekładni pasowej, a następnie sprzęgła oponowego. Sprzęgło to jak już wspomniano wcześniej było słabym punktem tej konstrukcji, dla tego w nowym urządzeniu zostanie zastosowane wał *Cardana*, które zapewni pewne i płynne sprzężenie. Rozważano kilka opcji podziału napędu wszystkie opierały się na użyciu przekładni cięgnowej łańcuchowej bądź pasowej.

Początkowo zdecydowano się na zastosowanie rozwiązania składającego się z jednego długiego pasa klinowego opasującego 3 koła. Jednak przy modelowaniu tej przekładni stwierdzono, że wałki napinające, które są niezbędne do działania tego zespołu nie pozwolą na przeniesienie wystarczającego momentu.

Ostatecznie zdecydowano się zastosować dwa niezależne pasy klinowe zamocowane na dwóch osobnych kołach osadzonych na wale ślimaka środkowego (Rys. 4). Czynnikiem decydującym przy wyborze tego rozwiązania była prosta konstrukcja i możliwość rozprzęgania jednego ślimaka niezależnie od pozostałych.



Rys. 4. Wizualizacja podziału napędu: 1 – koło pasowe, 2 – wał *Cardana*, 3 – przekładnia pasowa, 4 – pasy klinowe

Obliczenia przenośnika ślimakowego

Kolejnym etapem projektu jest obliczenie zapotrzebowania mocy i wydajności transportowej ślimaków wykorzystanych do ujednoczenia przemieszczenia materiały wzdłuż rynny. Podstawowe parametry ślimaków podano w tab. 2.

Tab. 2. Parametry zastosowanych ślimaków

| | |
|--|-----------|
| Podziałka śruby P_s | 270 [mm] |
| Długość ślimaka L | 1500 [mm] |
| Średnica zewnętrzna śruby D | 240 [mm] |
| Szczelina pomiędzy wałem śrubowym a rynną transportową | 5 [mm] |
| Średnica wału śruby D_h | 23 [mm] |

Prędkość przesuwu materiału oblicza się z zależności:

$$V_m = \frac{P_s \omega}{2\pi} \left[\frac{m}{s} \right] \quad (2)$$

gdzie:

ω – prędkość kątowa wału śrubowego, [rad/s],

P_s – skok śruby, [m].

Natomiast wydajność objętościową przenośnika śrubowego można przedstawić wzorem [Obertyński, 1961]:

$$Q = 60 \frac{\pi D^2}{4} P_s n \Phi k \quad [m^3/h] \quad (3)$$

gdzie:

D – średnica zewnętrzna śruby, [m],

Φ – współczynnik napętnienia rynny, [-],

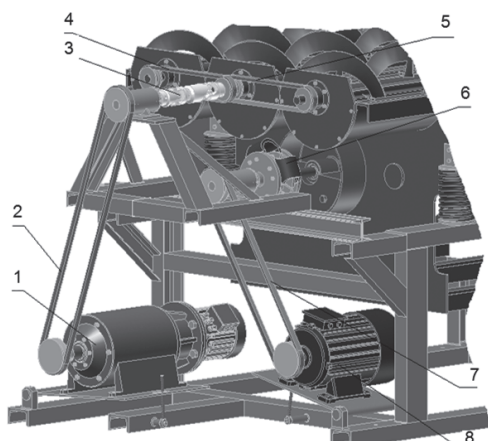
k – współczynnik uwzględniający kąt pochylenia ślimaka, [-],

n – prędkość obrotowa ślimaka, [obr/min].

Wartość prędkości obrotowej dobierana jest w zależności od wymagań procesu, gdyż wpływa ona na czas przebywania materiału na rynnie. Dla czasu przebywania materiału na rynnie wynoszącego od 20 do 300 [s] [Banaszewski i inni, 2003], prędkość obrotowa ślimaka mieści się w przedziale od 1÷16 [obr/min]. Wydajność objętościowa dla jednego przenośnika zależy od prędkości obrotowej zawiera się w wartościach: $Q = 0,1 \div 2,5$ [m³/h]. Zatem wydajność dla trójrynnowego grudkownika powinna mieścić się w granicach 0,3÷7,5 [m³/h].

Kolejnym krokiem to obliczenie maksymalnej mocy potrzebnej do transportu materiału. Zapotrzebowanie mocy ślimaka jest liczone jako suma mocy potrzebnej do pokonania sił tarcia i oporów w łożyskach i potrzebnej do wywołania ruchu materiału wynosi 28 [W]. Wymagana moc dla trzech ślimaków wyniesie 84 [W]. Przenośnik ten jest zasilany z motoreduktora o mocy 0,5 [kW] z płynną regulacją obrotów.

Następnie obliczono/dobrano długości i rodzaje pasów klinowych. Przenośnik ślimakowy był dotychczas napędzany za pomocą układu przekładni pasowej i sprzęgła oponowego. Układ ten działał prawidłowo jedynie na biegu jałowym i niskim obciążeniu, jednak gdy ilość granulowanego materiału na rynnie zwiększała się, sprzęgło oponowe nie było już w stanie stabilnie przenosić momentu obrotowego. Oczywiście rozwiązaniem wydawało się zwiększenie gabarytów tego sprzęgła, a także wymiana elementu podatnego na wytrzymałszy. Stanowiło by to jednak tylko doraźne rozwiązanie nie gwarantujące pewnego działania przekładni w przyszłości. Dużo lepsza wydaje się koncepcja zamontowania specjalnej konstrukcji wału przegubowego. Pod uwagę

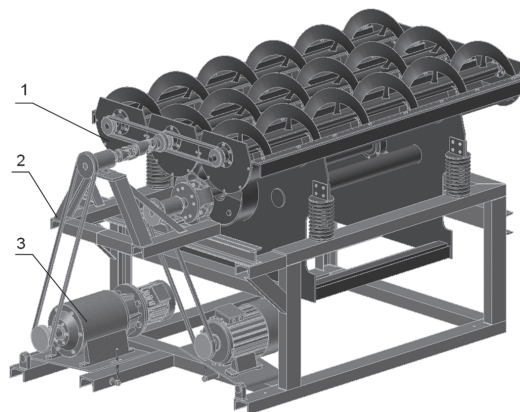


Rys. 5. Układ napędowy grudkownika: 1 – motoreduktor, 2 – przekładnia pasowa, 3 – wał przegubowy Cardana, 4, 5 – rozdzielacz napędu, 6 – sprzęgło oponowe, 7 – przekładnia pasowa, 8 – silnik napędu wibratora

brano kilka konstrukcji, ostatecznie zdecydowano się na sprzęgło kątowne o specjalnej konstrukcji – zmiennej długości. Zmienna długość przegubu realizowana jest dzięki współdziałaniu wału wielowypustowego z otworem z wyżłobieniem wielowypustowym znajdującym się w elemencie. Umożliwia to zmianę długości wału płynnie podczas pracy urządzenia. Kompletny układ napędowy (Rys. 5) jest odpowiedzialny za przekazanie napędu z silników, na wał wibratora i ślimaki zamontowane w rynnach.

Opis budowy trójrynnowego grudkownika

Wizualizacja grudkownika została przedstawiona na rys. 6.



Rys. 6. Trójrynnowy grudkownik wibracyjny

Grudkownik zbudowany jest z trzech zespołów:

1. układu wibrującego o masie 242 [kg] – bez mas niewyważonych,
2. konstrukcji nośnej o masie 145 [kg],
3. układu napędowego.

Całkowita masa granulatora wraz z pełnym oprzyrządowaniem wynosi 513 [kg].

Wnioski

Nowe rozwiązanie konstrukcji grudkownika przedstawione w tej pracy umożliwi trzykrotne zwiększenie jego wydajności. W pierwotnej konstrukcji maksymalna wydajność wynosiła 2,6 [Mg/h], w nowym grudkowniku powinna wynosić 7,9 [Mg/h].

Moc potrzebna do napędu zarówno wibratora jak i ślimaków wzrosła około 2,5-krotnie. Mając jednak na uwadze małą energochłonność tej technologii granulowania całkowita wartość wymaganej mocy jest nadal niewielka.

Przeźren zajmowana przez nowy granulator jak i jego masa w porównaniu z oryginalnym urządzeniem uległa zwiększeniu tylko o 50%.

Jednostkowa wydajność na zajmowaną powierzchnię uległa polepszeniu z 2,4 do 4 [Mg/m²h].

Zużycie energii grudkownika wibracyjnego znajduje się na poziomie 0,1÷0,2 [kWh/Mg].

Reasumując – udało się zwiększyć wydajność teoretyczną grudkownika trzykrotnie przy jednoczesnym zachowaniu niskiej energochłonności układu, a także znacznie zmniejszyć wymaganą powierzchnię zabudowy. Są to bardzo ważne parametry zwłaszcza obecnie, kiedy stawia się urządzeniom wysokie wymagania odnośnie ochrony środowiska, a także ciągle dąży się do obniżenia kosztów produkcji.

LITERATURA

- Banaszewski T., Feliks J., Filipowicz A., 2003. Badania grudkowania w rynnowym grudkowniku wibracyjnym w sposób ciągły. *Inż. Ap. Chem.*, 42, nr 3s, 11-12
- Banaszewski T., Feliks J., Filipowicz A., 2006. Badania możliwości grudkowania w sposób ciągły w rynnowym grudkowniku wibracyjnym. *Zesz. Nauk. Inż. Chem. Proc. Pol. Łódź.*, nr 29, 5-12
- Banaszewski T., 1990. *Przesiewacze*. Wyd. Śląsk, Katowice
- Obertyński A., 1961. *Przenośniki do materiałów sypkich*. WNT, Warszawa Patent PL nr 173892, 1997. *Grudkownik wibracyjny*
- Patent PL nr PL 197521 B1, 2001. *Wibracyjny grudkownik rynnowy*