

Uwagi o mocy kruszenia i mocy napędu maszyn rozdrabniających (na przykładzie kruszarki modelowej Blake'a)¹

Jan Zawada, Konstanty Chochół

Przedmiotem rozważań jest ważny naukowy i techniczny problem, a mianowicie określanie mocy kruszenia i mocy napędu maszyn rozdrabniających (na przykładzie kruszarki modelowej Blake'a). Artykuł dotyczy podstaw mechaniki maszynowych procesów kruszenia, rozwijanej przez autorów; publikacje na ten temat zamieszczono w różnych materiałach (konferencje i czasopisma), np. [1, 2]. Publikacja ma charakter doświadczalny i przedstawia wyniki badań na nowoczesnym stanowisku badawczym [3, 4].

Zapoczątkowanie mechanicznej przeróbki surowców mineralnych w drugiej połowie XIX wieku wiązało się z różnymi zadaniami inżynierskimi, z których głównym było określenie mocy napędu, gdyż jej znajomość decyduje o racjonalnej konstrukcji maszyn. Punktem wyjścia do ustalenia mocy napędu jest obliczenie pracy wydatkowanej na konkretny proces rozdrabniania. Ścisłe wyznaczenie tej pracy uwzględniające wiele różnych czynników wpływających na przebieg procesu (losowość procesu, wielokrotne obciążanie, prędkość obciążania, ukształtowanie przestrzeni roboczej i narzędzi obciążających, efekt skali itd.) nie jest nadal, pomimo intensywnych studiów, możliwe. Z tego względu w zastosowaniach praktycznych stosowane są powszechnie tzw. hipotezy energetyczne, które w przybliżeniu opisują procesy rozdrabniania, pomijając analizę formalną. Gdy opieramy się na nich, pojawiają się zwykle pytania, np. w jakim stopniu są one miarodajne i która z tych hipotez może być zastosowana do obliczenia konkretnego procesu.

Sens fizyczny obu wymienionych w tytule pojęć: moc kruszenia i moc napędu jest różny. Moc kruszenia to moc potrzebna do realizacji procesu w przestrzeni roboczej maszyny, np. w komorze kruszarki dwurozporowej utworzonej przez szczękę stałą i ruchomą oraz płyty boczne będące częścią maszyny. Hipotezy energetyczne służą do wyznaczenia właśnie tej mocy. Moc napędu w kruszarkach charakteryzujących się pracą cykliczną, jak we wspomnianej kruszarce dwurozporowej, jest pojęciem bardziej złożonym. Otóż pierwotnym źródłem napędu jest co prawda silnik, najczęściej elektryczny asynchroniczny klatkowy, ale w procesie kruszenia uczestniczą także źródła wtórne: koła zamachowe, wał mimośrodowy, pociągacz, płyty rozporowe. Udziały tych członów w procesie oraz wynikające stąd relacje między mocami pochodzącymi od poszczególnych źródeł są trudne do wyznaczenia. W literaturze problem ten jest poruszany rzadko, co najwyżej w ograniczonym zakresie i sprowadza się do badania zależności między energią silnika i kół zamachowych [5, 6]. Przepływ mocy z różnych źródeł do członów wykonujących bezpośrednio pracę kruszenia związany jest

Streszczenie: Publikacja ma charakter doświadczalny i dotyczy ważnego problemu określenia mocy kruszenia i mocy napędu maszyn rozdrabniających. Pojęcia te są szczególnie istotne dla maszyn o działaniu cyklicznym, a więc kruszarek szczękowych jedno- i dwurozporowych.

Na nowoczesnym stanowisku „Laboratoryjna kruszarka szczękowa Blake'a” dokonano serii badań z użyciem płyt rozdrabniających gładkich i profilowanych oraz dwóch rodzajów skał krajowych. Wyznaczono efektywną energię kruszenia, moc kruszenia i moc napędu. Wartości te porównano z danymi wynikającymi z różnych hipotez energetycznych. Sformułowano wnioski, w których znalazły się nowe elementy mechaniki procesu kruszenia.

REMARKS ON CRUSHING AND DRIVING POWER OF COMMINUTING MACHINES (BASED ON BLAKE MODEL CRUSHER)

Abstract: The paper addresses to experimental studies of crushing and driving power necessary to operate rock comminuting machines. The problem demands a special attention in regard to cyclically operating machines, such as single or double toggle jaw crushers.

A modern experimental stand “Laboratory Blake jaw crusher” was used for test series of two domestic rocks, processed by smooth and profiled crushing plates. The test results forwarded the possibility to estimate the effective crushing energy, crushing power and driving power. The obtained values were compared to the results predicted on the base of different energy hypothesis. Formulated conclusions contain new elements of mechanics of crushing process.

z oporami ruchu: oporami pokonania sił bezwładności i tarcia w przegubach (w parach kinematycznych V klasy). Suma mocy różnych źródeł równa się więc mocy kruszenia i mocy oporów ruchu. Sporządzenie dokładnego bilansu energetycznego byłoby niezwykle skomplikowane (należałoby w nim także uwzględnić energię oddawaną przez kruszony ośrodek).

Niniejszy artykuł stanowi pewien fragment tego szerokiego tematu, który omówiliśmy wyżej. Zasadnicze jego cele można ująć następująco:

- doświadczalne wyznaczanie energii i mocy kruszenia na podstawie znajomości tzw. pętli pola pracy w kilku seriach pomiarowych procesów kruszenia z zastosowaniem płyt drobiażących gładkich i profilowanych (w tradycyjny sposób) z użyciem jako surowca (nadawy) dwóch skał krajowych;
- obliczenie mocy kruszenia w badanych seriach na podstawie najczęściej stosowanych hipotez energetycznych: Bonda,

Kicka–Lewensona i dodatkowo hipotezy wielokrotności pracy kruszenia – I. Bracha;

- doświadczalne wyznaczenie mocy czynnej (średniej i maksymalnej) silnika napędzającego kruszarkę modelową;
- dokonanie analiz uzyskanych wyników, a w szczególności porównanie mocy kruszenia i mocy napędu silnika elektrycznego.

Badania doświadczalne

Stanowisko badawcze: laboratoryjna kruszarka szczękowa Blake'a

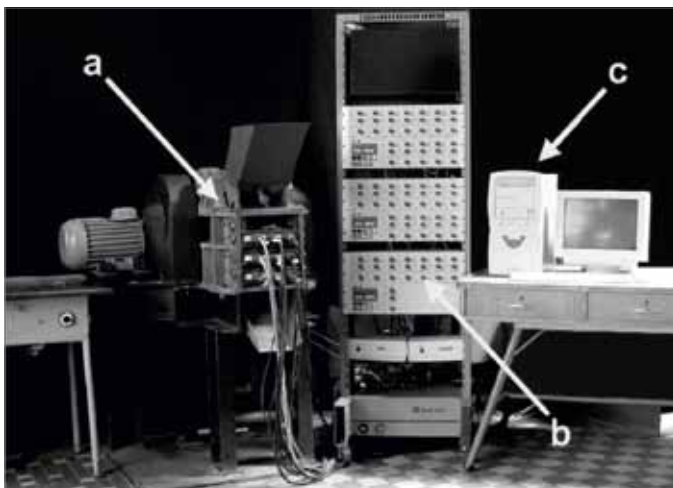
W kruszarce laboratoryjnej maksymalna prędkość liniowa szczęki ruchomej nie przekracza wartości 0,1 m/s, zaś maksymalne przyspieszenie 6 m/s². Obciążenie ośrodka kruche go ma charakter pośredni, tzn. prędkość jego odkształcenia

$$\dot{\varepsilon} = \frac{\varepsilon}{t} = \frac{\Delta l}{l t}$$

zawarta jest w przedziale $\varepsilon = 10^{-2} - 10^{-2}$ [1/s]

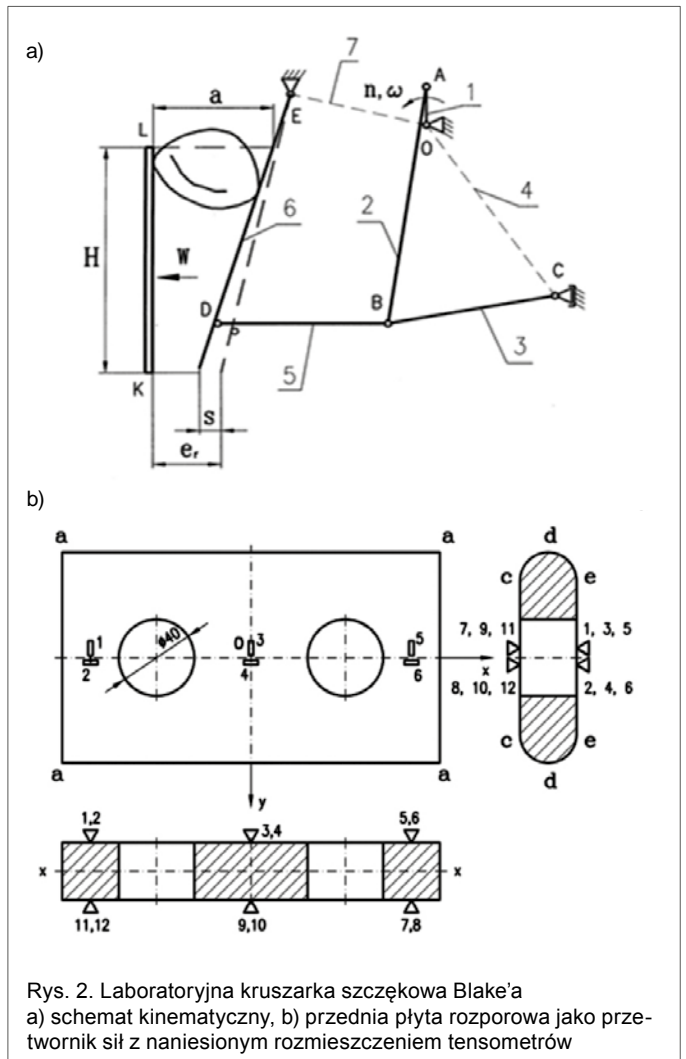
(ε – odkształcenie względne, t – czas). Nie jest to jeszcze obciążenie dynamiczne. Kruszarka jest jednym z zespołów nowoczesnego stanowiska badawczego obejmującego ponadto zespół pomiarowy i zespół sterująco-rejestrujący (rys. 1). Badania polegały na ciągłej rejestracji w czasie wielkości mających istotne znaczenie w procesie kruszenia. Dotyczy to sił normalnych, stycznych i momentów w poszczególnych strefach przestrzeni roboczej (komory kruszenia), dla każdego cyklu pracy (obciążanie, odciążanie ośrodka kruche go), sił w przedniej płycie rozporowej i przemieszczenia szczęki ruchomej w punkcie jej styku z płytą rozporową (para kinematyczna V klasy) pomiarów mocy czynnej silnika napędowego i innych wielkości [6]. Dane dotyczące rejestracji różnych wielkości wykonano z prędkością próbkowania 500 Hz, (czyli co 2 ms określaną krokiem pomiarowym).

Schemat kinematyczny kruszarki pokazuje rys. 2a. Stanowi on typowy przykład wieloboku przegubowego. Człon OA oznacza korbę napędową (w rzeczywistej maszynie jest to wał mimośrodowy), człón AB – pociągacz, człóny BC i BD – płyty rozporowe, człón DE – szczękę ruchomą. Płyta nieruchoma, związana z ramą maszyny, oznaczona została literami KL . Ruch obrotowy korby przenosi się przez pociągacz AB i płytę rozpo-



Rys. 1. Stanowisko badawcze: laboratoryjna kruszarka szczękowa Blake'a

a) kruszarka dźwigniowa, b) zespół pomiarowy, c) zespół sterująco-rejestrujący



Rys. 2. Laboratoryjna kruszarka szczękowa Blake'a
a) schemat kinematyczny, b) przednia płyta rozporowa jako przetwornik sił z naniesionym rozmieszczeniem tensometrów

rową BD na szczękę DE . Wykonuje ona poste ruchy wahadłowe zbliżania się i oddalania w stosunku do szczęki nieruchomej KL , co odpowiada fazie obciążania i odciążania ośrodka. Bryły materiału w przestrzeni komory roboczej o przekroju $DELK$ przechodzą złożoną historię obciążania, redukcji wymiarów, zmiany konfiguracji i przesuwania do dolnej części komory w kierunku otworu wylotowego. Powierzchnie robocze płyt DE i KL są gładkie lub odpowiednio profilowane.

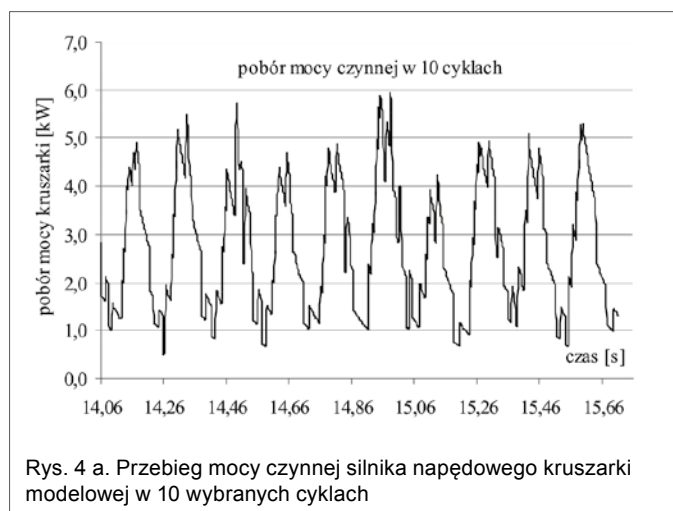
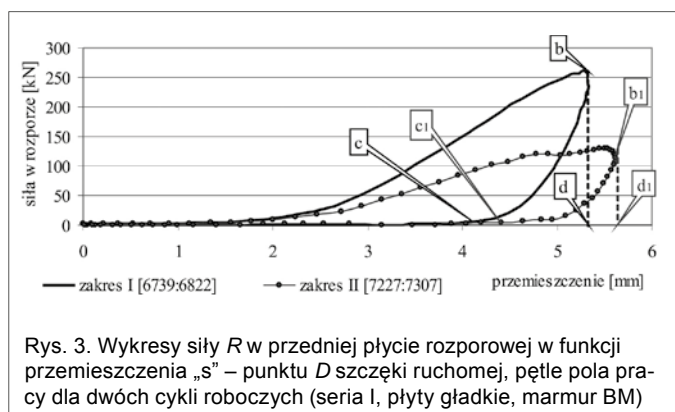
Przednią płytą rozporową BD przystosowano do pełnienia funkcji pomiaru siły wzdłużnej R w każdym cyklu pracy (obciążanie – odciążanie ośrodka). Przemieszczenie płyty „s” zmieniające się w czasie podobnie jak funkcja sinus rejestrowane jest za pomocą specjalnego przetwornika tensometrycznego. Znajomość zmian w czasie siły R i przemieszczenia „s” pozwala na wykreślenie tzw. pętli pola pracy, przedstawiających z małym błędem „pracę czystą” kruszenia². Określenie „mocy czystej” kruszenia przy znajomości czasu obciążania nie przedstawia trudności. Pomiar mocy czynnej silnika elektrycznego odbywa się za pomocą przetwornika mocy przez zasilacz wewnętrzny napięciem 220 V. Opis układów pomiarowego i rejestrującego zamieszczono w [1, 2].

Informacje o surowcu (nadawie) oraz przeprowadzonych seriach badań

Surowcem były dwie skały krajowe: marmur średniokrystaliczny „Biała Marianna” (BM) z okolic Stronia Śląskiego oraz wapień zwarty (M) z okolic Morawicy (tabela 1).

Tabela 1. Informacje o przeprowadzonych seriach badań

l.p.	nr serii	nadawa	masa nadawy	wielkość średnia ziarna D_{sr}	szczelina wylotowa e_r	płyty rozdrabniające	liczba prób
			[kg]	[mm]	[mm]		
1	I	„BM” marmur średniokrystaliczny	6,32–6,66	~80	16	gładkie	9
2	II	„-”	6,32–6,68	~80	21	gładkie	9
3	III	„M” wapień zwarty	6,08–6,45	~80	16	gładkie	6
4	IV	„-”	6,22–6,86	~80	21	gładkie	6
5	V	„BM” marmur średniokrystaliczny	3,19–3,38	~70	24	profilowane	6
6	VI	„-”	3,42–3,52	~70	30	profilowane	6
7	VII	„M” wapień zwarty	3,08–3,36	~70	24	profilowane	6
8	VIII	„-”	3,02–3,28	~70	30	profilowane	6



Pętla pola pracy jako podstawa wyznaczania pracy i mocy kruszenia

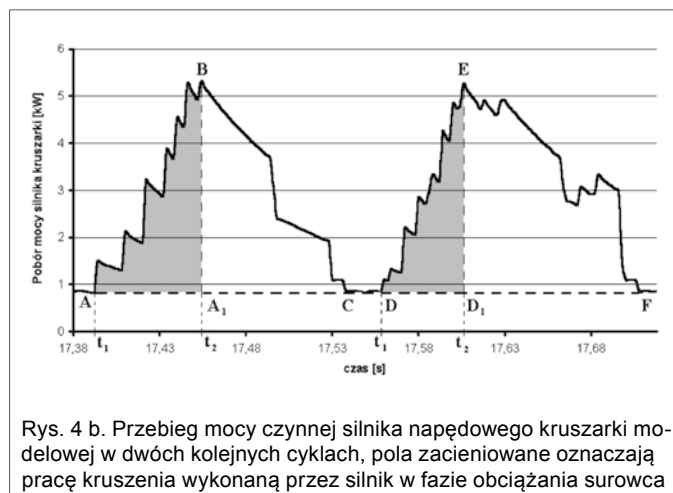
Przykładowe pętle pola pracy, czyli zmiany siły R w przedniej płycie rozporowej w zależności od przemieszczenia „ s ”, to jest wykres funkcji $R = f(s)$, (rys. 3).

Pola Obd i Ob_1d_1 oznaczają energie globalne E_g^3 w dwóch różnych cyklach w jednej z prób serii I. Pola Obc i Ob_1c_1 oznaczają energie efektywne, to znaczy pętle pola pracy, zaś pola bdc , $b_1d_1c_1$ oznaczają energię sprężystą E_s zwracaną w fazie odciażania do układu dźwigniowego kruszarki. Kształt pętli pracy dla poszczególnych cykli roboczych jest różny, ale ogólne tendencje ich powstawania są podobne. Początkowo, w czasie zbliżania się szczęki ruchomej do szczęki stałej, siła R rośnie stosunkowo wolno, gdyż w tym czasie następuje likwidowanie luzów w mechanizmie, później następuje jej wyraźny wzrost. W punktach b , b_1 siła R osiąga maksimum, ale skok „ s ”, który zapewnia konstrukcja maszyny, nie zostaje wykorzystany. Zjawisko to omawiają prace [8, 9]. W czasie powrotnego ruchu szczęki siła R nie spada gwałtownie do zera, lecz następuje to po pewnym czasie, co jest związane ze zwrotem energii sprężystej do układu kruszarki.

Przykłady przebiegu mocy czynnej silnika napędowego⁴

Na rys. 4 a, b pokazano przebiegi mocy silnika dla 10 wybranych cykli oraz dokładniej uwidoczniony przebieg dla dwóch cykli.

Oba przebiegi zostały wzięte z pomiarów I serii badań. Pole $t_1ABA_1t_2$ oznacza pracę kruszenia wraz z oporami ruchu, wykonaną przez silnik w czasie jednej fazy obciążania. W tym samym czasie w procesie obciążania uczestniczą, jak wspo-



mnieliśmy poprzednio, koła zamachowe wraz z wałem napędowym i inne człony będące w ruchu złożonym. Na rys. 5 podano przebieg prędkości wału kruszarki (na którym są osadzone koła zamachowe, z których jedno połączone z silnikiem przekładnią pasowo-klinową) w dwóch kolejnych cyklach roboczych – tych samych, dla których pobór mocy silnika obrazuje rys. 4 b.

Prędkość ω przybiera największą wartość ω_{max} w chwili rozpoczęcia fazy obciążania, a najmniejszą ω_{min} , gdy ta faza kończy się. Widać wyraźnie, że ruch wału napędowego nie jest ustalony $\omega \neq constans$, jak zwykle zakłada się w obliczeniach inżynierskich. Pole $t_2A_1BCt_3$ (rys. 4 b) oznacza pracę wykona-

Tabela 2. Doświadczalna i teoretyczna moc kruszenia oraz moc napędu średnia i maksymalna w seriach pomiarowych

seria	Moc doświadczalna N_d [W]	Moc napędu		Moc kruszenia wg hipotezy		
		średnia N_{sr} [W]	średnia N_{maxsr} [W]	Bonda N_B [W]	Kicka–Lewensona N_L [W]	Wielokrotności pracy kruszenia N_H [W]
I	1883	2210	4210	3261	1509	560
II	1491	2030	3860	2567	1469	439
III	1632	2010	3820	2553	1319	316
IV	1186	1880	3300	2392	1284	276
V	460	1260	2150	652	1439	98
VI	293	1220	2080	478	1369	68
VII	391	1340	2260	583	1259	69
VIII	316	1200	2050	720	1197	74

ną przez silnik w fazie odciążania (łącznie z oporami ruchu). Wydatkowana jest ona na akumulację energii w kołach zamachowych (wzrost prędkości kątowej od ω_{min} do ω_{max} – rys. 5) na wale napędowym i innych członach wykonujących ruch złożony.

Obliczanie mocy kruszenia na podstawie hipotez energetycznych

Przedstawimy zależności dotyczące trzech zastosowanych hipotez, wg których obliczano pracę i moc kruszenia. Pomijamy tu omawianie tych hipotez, [10, 11] gdyż czynią to różne źródła.

Hipoteza F. Bonda

W zastosowaniach praktycznych wykorzystuje się następującą wzór na pracę jednostkową L_{jB} :

$$L_{jB} = L_i \cdot \frac{\sqrt{d_n} - \sqrt{d_p}}{\sqrt{d_n}} \cdot \sqrt{\frac{100}{d_p}}, \quad \left[\frac{kWh}{t} \right] \quad (1)$$

gdzie:

- L_i – indeks pracy;
- d_n – średni rozmiar ziaren nadawy;
- d_p – średni rozmiar ziaren produktu (wyznaczany na podstawie analizy sitowej).

Moc kruszenia N_B otrzymamy, stosując wyrażenie:

$$N_B = L_{jB} \cdot W_t, \quad [\text{kW}] \quad (2)$$

W_t – wydajność techniczna [t/h].

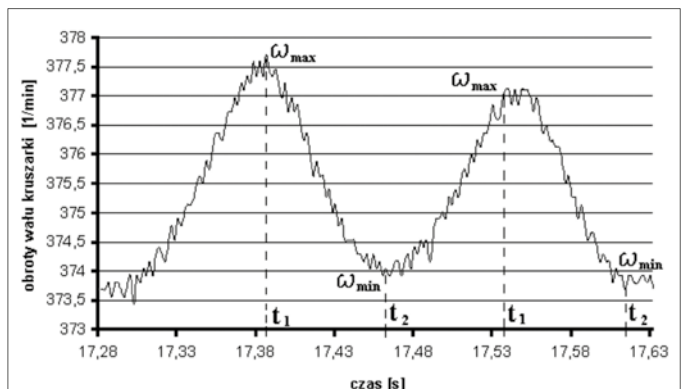
Hipoteza Kicka–Lewensona

Praca kruszenia L_L w czasie jednego cyklu roboczego jest równa:

$$L_c = \frac{\sigma_N^2}{2 \cdot E} \cdot V = \frac{\sigma_N^2 \cdot \pi \cdot b}{12 \cdot E} (d_n^2 - d_p^2) \quad (3)$$

gdzie:

- V – różnica objętości kul nadawy i produktu;
- σ_N – wytrzymałość normowa nadawy na ściskanie;
- b – długość otworu wlotowego kruszarki;
- E – moduł Younga;
- d_n, d_p – średnica kul nadawy i produktu obliczona na podstawie parametrów geometrycznych kruszarki.



Rys. 5. Przebieg prędkości obrotowej wału kruszarki w dwóch kolejnych cyklach roboczych (tych samych, dla których pobór mocy silnika pokazuje rys. 4)

Moc kruszenia jest równa:

$$N_L = \frac{L_c}{t_{1/2}} \quad (4)$$

gdzie:

- $t_{1/2}$ – oznacza czas trwania fazy obciążania (we wzorach na moc silnika napędowego podstawia się czas trwania całego cyklu, gdyż uwzględnia się udział kół zamachowych).

Hipoteza wielokrotności pracy kruszenia

Pracę jednostkową obliczamy z wyrażenia:

$$L_{Hj} = C_0 \cdot \left(\frac{d_0}{d_n} \right)^m \cdot \frac{n^m - 1}{\alpha^m - 1} \quad (5)$$

gdzie:

- C_0 – praca właściwa kruszenia;
 - d_0 – średnica umowna kul, $d_0 = 6,2$ cm;
 - m – wykładnik funkcji hiperbolicznej;
 - n – stopień rozdrobnienia;
 - α – współczynnik przyrostu powierzchni.
- Moc kruszenia określamy iloczynem pracy jednostkowej i wydajności technicznej:

$$N_H = L_{Hj} \cdot W_t \quad (6)$$

Wyniki doświadczeń i ich analiza

Tabela 2 zawiera doświadczalne wartości mocy kruszenia uzyskane na podstawie pętli pola pracy oraz teoretyczne wg hipotez energetycznych.

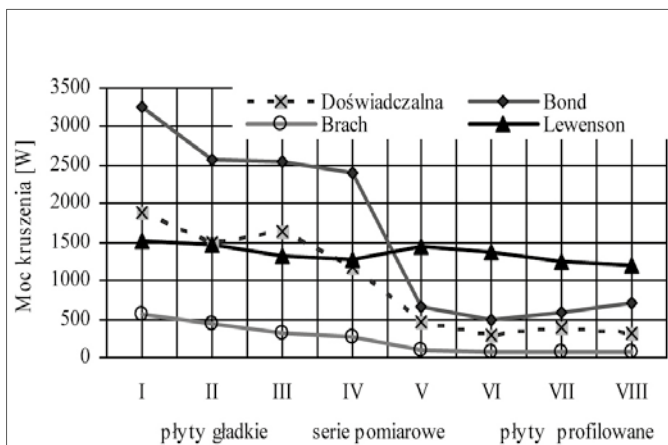
W obliczeniach doświadczalnych mocy kruszenia uwzględniano energię globalną (pole Obd , Ob_1d_1 – rys. 3), która jest konieczna do realizacji procesu. Korzystniejsze jest także posługiwanie się nią w porównaniach z innymi rodzajami energii (czy też mocy). Tabela 2 zawiera również średnią i maksymalną moc napędu, wyznaczaną z przebiegu mocy czynnej silnika. Rys. 6 i 7 przedstawiają wykresy ilustrujące tę tabelę.

Analiza uzyskanych wyników (tabela 2 i rys. 6, 7, 8) prowadzi do sformułowania istotnych wniosków, w których pojawiają się nowe elementy mechaniki kruszenia.

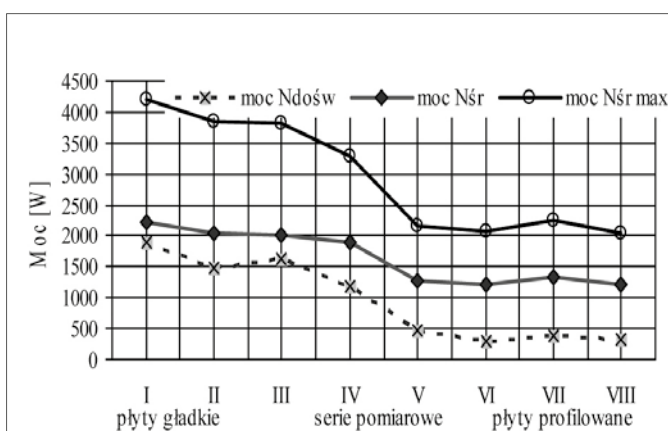
1. Porównanie doświadczalnej globalnej mocy kruszenia z mocami wg hipotez energetycznych (rys. 6) wskazuje, że hipoteza Kicka–Lewensona dobrze (największy rozrzut między wynikami hipotezy i doświadczeniem $\approx 24\%$) przewiduje rzeczywistą moc procesów z zastosowaniem gładkich płyt drobiących, zaś hipoteza Bonda moc procesów z zastosowaniem płyt profilowanych (największy rozrzut $\approx 43\%$). Moc policzona dla hipotezy wielokrotności odbiega znacząco od mocy z zastosowaniem płyt gładkich, a w mniejszym stopniu z zastosowaniem płyt profilowanych.
2. Porównania doświadczalnej globalnej mocy kruszenia z mocą średnią i mocą średnią maksymalną napędu (rys. 7) przynoszą zadziwiające spostrzeżenia. Okazuje się mianowicie, że różnice między mocą średnią napędu N_{sr} a mocą doświadczalną N_d w wypadku zastosowania płyt gładkich przybierają na ogół wartości, jakie zwykle stosuje się w obliczeniach inżynierskich, tj. około 35%, co oznacza, że moc oporów ruchu wynosi $\approx 35\%$ z mocy kruszenia [10, 12]. Tymczasem w wypadku płyt profilowanych wartość ta znacznie wzrasta i wynosi ponad 200%. Jest to fakt niezrozumiały i wymaga wnikliwych badań.
3. Ważne dla praktyki inżynierskiej są relacje między mocami napędu, obliczonymi z hipotez energetycznych, a rzeczywistą mocą napędu (rys. 8). Moc wg hipotezy Bonda jest większa o $\approx 27\%$ od mocy doświadczalnej (płyty gładkie), a moc wg Kicka–Lewensona jest bardzo bliska mocy doświadczalnej (płyty profilowane).

Zakończenie

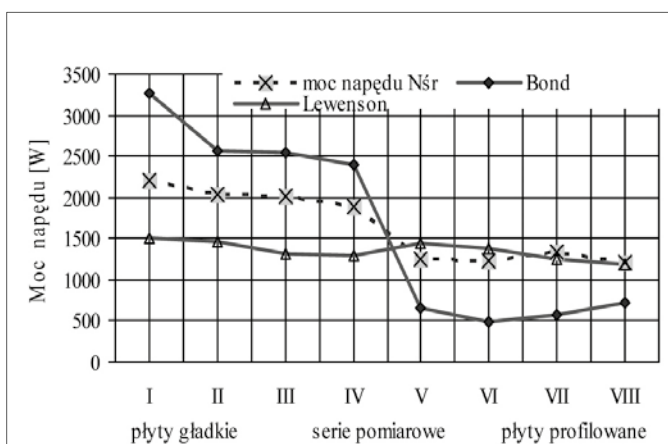
Niniejsze rozważania nad mocą kruszenia i mocą napędu kruszarek dźwigniowych mogą stanowić wstęp do obszerniejszych studiów poświęconych temu ważnemu problemowi. Do dalszych badań pozostaje wiele kwestii wynikających choćby z niniejszej pracy, jak np. dokładniejsze sprawdzenie oporów ruchu, bo jak wynika z rys. 7 – są one o wiele większe od mocy doświadczalnej dla płyt profilowanych. Dalsze sprawdzanie przydatności hipotez energetycznych, jak wynika z naszych doświadczeń – obie hipotezy Bonda i Kicka–Lewensona mogą mieć zastosowanie, ale nie uniwersalne, lecz ograniczone, np. do procesów z użyciem danych rodzajów płyt rozdrabniających. Ważne byłoby również ułożenie bilansu energetycznego maszyny, nawet przy dość silnych założeniach i dokładne wykazanie roli kół zamachowych w procesie obciążania ośrodka.



Rys. 6. Porównanie globalnej doświadczalnej mocy kruszenia z mocami wg hipotez energetycznych



Rys. 7. Porównanie mocy doświadczalnej N_d , średniej mocy napędu N_{sr} i mocy średniej maksymalnej $N_{sr\ max}$



Rys. 8. Porównanie mocy teoretycznej (z hipotez energetycznych) z mocą napędu N_{sr}

Literatura

- [1] ZAWADA J., CHOCHOŁ K.: *O weryfikacji hipotez energetycznych (w świetle badań na modelowej kruszarce Blake'a)*. a. XXI Konferencja Naukowa Problemy Rozwoju Maszyn Roboczych Ciężkich, 21–24.01.2008 Zakopane.

- b. Problemy Maszyn Roboczych, Wydawnictwo Technologii Eksploatacji Państwowy Instytut Badawczy z. 30, 63–71, 2007, Radom.
- [2] ZAWADA J., CHOCHOŁ K.: *Uwagi o obciążaniu przestrzeni roboczej kruszarek dźwigniowych (na przykładzie kruszarki modelowej Blake'a)*.
 a. XXII Konferencja Naukowa. Problemy Rozwoju Maszyn Roboczych, Zakopane 2009.
 b. „Przegląd Mechaniczny” nr 11/09, s. 39–42, 2009.
- [3] ZAWADA J. (RED), BUCZYŃSKI A., CHOCHOŁ K., RZESZOT J.: *Wprowadzenie do mechaniki maszynowych procesów kruszenia*. Wydawnictwo Instytutu Technologii Eksploatacji (w Radomiu), Warszawa 2005.
- [4] CHOCHOŁ K.: *Doświadczalne studium mechaniki procesu kruszenia na przykładzie kruszarki szczękowej*, Rozprawa Doktorska Politechnika Warszawska, Warszawa 2006.
- [5] ZAWADA J., SUPEL J. I INNI: *Badania procesów rozdrabniania oraz podstaw teoretycznych nowych metod rozdrabniania. Metodyka doboru mas kół zamachowych kruszarek szczękowych*. Instytut Maszyn Roboczych Ciężkich Politechniki Warszawskiej, Warszawa 1973.
- [6] MICHAŁOWSKI K.: *Dobór parametrów hybrydowego układu napędowego kruszarki szczękowej*. Praca doktorska, Politechnika Warszawska 1991.
- [7] SOKOŁOWSKI M.: *Energetyczny opis procesu rozdrabniania*. Wydawnictwo Instytutu Mechanizacji Budownictwa i Górnictwa Skalnego, Warszawa 1990.
- [8] SUPEL J., RUMEL J.: *Wpływ podatności elementów kruszarek szczękowych na wielkość sił kruszenia i wydajność*, Seminarium Naukowe. Problemy Konstrukcji Maszyn i Urządzeń kruszących, Politechnika Warszawska, 1974.
- [9] ZAWADA J.: *O problemie określania sił kruszenia*. Prace Naukowe Politechniki Warszawskiej, Mechanika, z. 96, s. 37–71, 1986.
- [10] LOWRISON G. CH.: *Crushing and Grinding*, Butterworths. London 1974.
- [11] ZAWADA J.: *Wstęp do mechaniki procesów kruszenia*. Wydawnictwo Instytutu Technologii Eksploatacji, Radom 1998.
- [12] BATTAGLIA A., BANASZEWSKI T.: *Maszyny do przeróbki węgla, rud i surowców mineralnych cz. I*. PWN, Warszawa–Kraków 1972.

Przypisy

1. Napisano na podstawie prac prowadzonych w ramach projektu badawczego Ministerstwa Nauki i Szkolnictwa Wyższego pod tytułem „Koncepcje nowych konstrukcji płyt kruszących zwiększających efektywność maszyn (wzrost wydajności, obniżenie energochłonności i obciążeń) – studia teoretyczne i doświadczalne.
2. Zagadnieniem pomiaru „pracy czystej” z zastosowaniem innej metody zajmował się także M. Sokołowski [7].
3. Praca sił obciążających prowadzi do zmagazynowania w ośrodku określonej energii. Jeżeli nie interesują nas stany podkrytyczne, możemy utożsamić pracę z energią.
4. Silnik asynchroniczny klatkowy, typ SZJe 34b, moc znamionowa $N_{zn} = 4$ kW.

prof. dr hab. inż. Jan Zawada, dr inż. Konstanty Chochoł –
 Instytut Maszyn Roboczych Ciężkich, Politechnika Warszawska