

*Jan Zawada\*, Konstanty Chochoł\**

## DOŚWIADCZALNE BADANIA ENERGII KRUSZENIA (NA PRZYKŁADZIE MODELOWEJ KRUSZARKI DŹWIGNIOWEJ BLAKE'A)

---

### 1. Wstęp

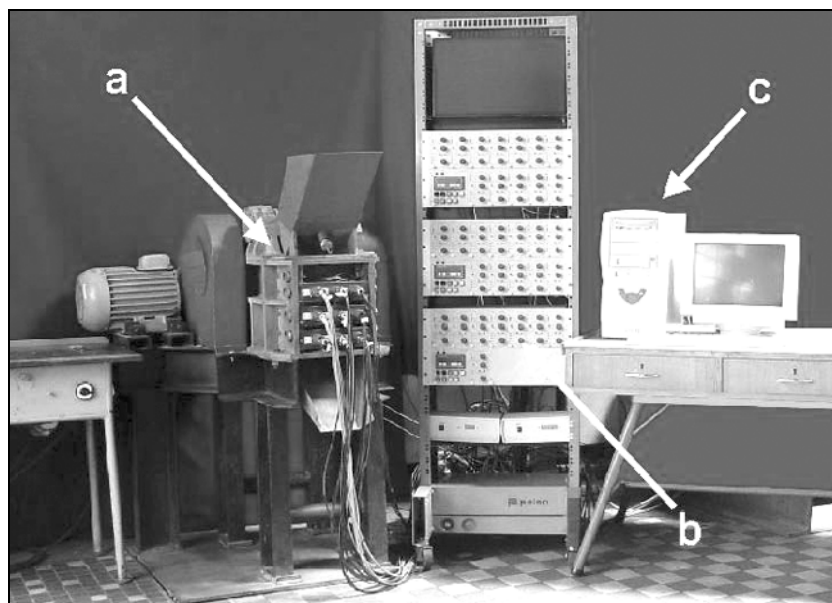
Choć nad problemem określenia energii rozdrabniania (tj. kruszenia i mielenia) trwają prace teoretyczne i doświadczalne od drugiej połowy XIX wieku, problem ten pozostaje nadal nie rozwiązany. Wynika to z wielkiej złożoności procesów rozdrabniania, jak również złożonych właściwości ośrodków kruchych [1, 2]. Z tego względu ściśle wyznaczanie energii efektywnej, tzn. energii nieodwracalnej wydatkowanej na proces, uwzględniające wiele różnych czynników (losowość procesu, wielokrotne obciążanie, ukształtowanie przestrzeni roboczej i organów obciążających, efektów skali wymiarów itd.) nie jest obecnie możliwe [2, 3]. W praktyce przemysłowej wykorzystuje się tzw. hipotezy energetyczne, które w przybliżony sposób, pomijając analizę formalną, wyznaczają zależności między wydatkowaną pracą sił zewnętrznymi, a rozmiarami obciążanych elementów, nowo utworzoną powierzchnią po rozpadzie ciała i innymi wielkościami [4].

Przedmiotem niniejszej pracy jest określanie energii efektywnej (tzw. „energii czystej”) i innych składowych wydatkowanej energii oraz wzajemnych relacji między wymienionymi energiami. Obiektem badań była modelowa kruszarka dźwigniowa Blake’a. Kuszarka ta razem z zespołem pomiarowym i sterująco-rejestrującym stanowią nowoczesne stanowisko, umożliwiające badania mechaniki procesów kruszenia, jak również technologii procesów (rys. 1) [3]. Wyznaczanie energii efektywnej w kruszarkach dźwigniowych tradycyjnymi metodami, np. na podstawie wykresów watografu, czy pomiarów momentu obrotowego wału napędowego i liczby jego obrotów, jest mało dokładne. Należałoby bowiem wtedy sporządzić bilans energetyczny maszyny uwzględniający udział nie tylko dwóch głównych źródeł energii: silnika napędowego i kół zamachowych (źródło wtórne), ale również udział innych członów mechanizmu będących w ruchu złożonym. Należałoby także pamiętać o stratach

---

\* Instytut Maszyn Roboczych Ciężkich, Politechnika Warszawska, Warszawa

tarcia w przegubach mechanizmu i o energii zwracanej w ruchu jałowym (odciążania) przez odkształcony ośrodek kruchy. Sporządzenie takiego bilansu energetycznego byłoby zadaniem niezwykle trudnym.



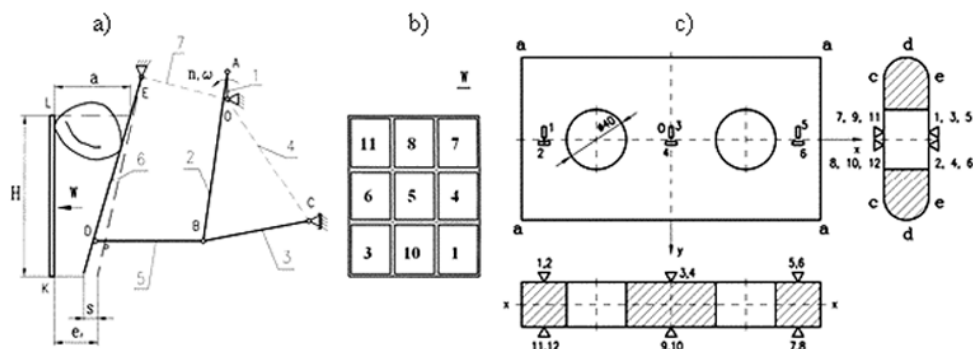
**Rys. 1.** Stanowisko badawcze „kruszarka modelowa” i jego zespoły:  
a) kruszarka dźwigniowa dwurozporowa, b) zespół pomiarowy, c) zespół sterująco-rejestrujący

Z tego względu w pracy wykorzystano inną metodę, która nie jest obciążona znaczącymi błędami. Idea tej metody jest prosta. Energię efektywną kruszenia w poszczególnych cyklach roboczych znajdujemy w pośredni sposób, wyznaczając zależność funkcyjną: siła w przedniej płycie rozporowej kruszarki modelowej — przemieszczenie „*s*” (skok) tej płyty punkcie „*D*” (rys. 2). Otrzymujemy tzw. „pętlę pola pracy” dostarczającą ważnych informacji na temat składowych energii wydatkowanych w poszczególnych cyklach i na temat przebiegu procesu. Znajomość pętli pola pracy umożliwia ponadto weryfikację znanych hipotez energetycznych mechaniki kruszenia.

## 2. Stanowisko badawcze: laboratoryjna kruszarka szczękowa Blake’a — opis i szkic metody pomiarów sił i energii kruszenia

Schemat kinematyczny kruszarki pokazuje rysunek 2a Stanowi ona typowy przykład wieloboku przegubowego. Człon *OA* oznacza korbę napędową (w rzeczywistej maszynie jest to wał mimośrodowy), człon *AB* — pociągacz, człony *BC* i *BD* — płyty rozporowe,

człon  $DE$  — szczękę ruchomą. Płyta nieruchoma — szczęką nieruchomą — została oznaczona literami  $KL$ .



**Rys. 2.** Laboratoryjna kruszarka szczękowa Blake'a:

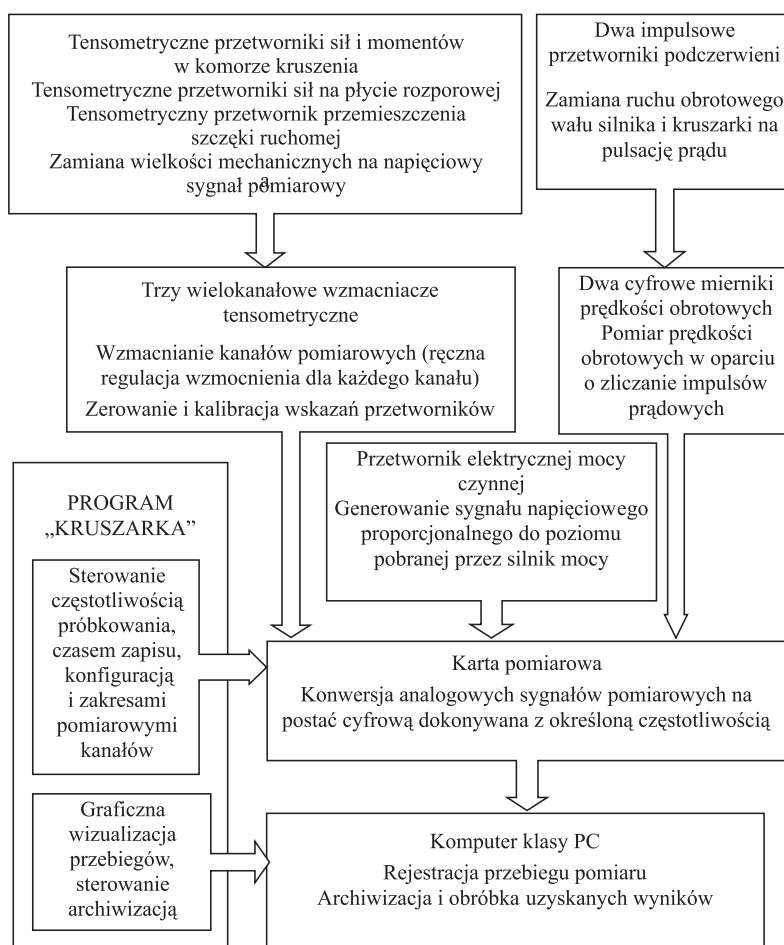
- a) schemat kinematyczny, b) widok na segmenty drobiące szczęki stałej,  
c) przednia płyta rozporowa jako przetwornik sił-rozmieszczenie tensometrów

Człon nieruchomy  $OC$  wraz z członami  $OA$ ,  $AB$ ,  $BC$  tworzą czworobok przegubowy, człony zaś  $OA$ ,  $AB$ ,  $BD$ ,  $DE$ ,  $EO$ , tworzą pięciobok przegubowy. Ruch obrotowy korby przenosi się przez pociągacz  $AB$  i płytę rozporową  $BD$  na szczękę  $DE$ . Wykonuje ona proste ruchy wahadłowe cyklicznego zbliżania się i oddalania w stosunku do szczęki nieruchomej  $KL$ . Bryły materiału znajdującego się w przestrzeni komory roboczej o przekroju  $DELK$  są głównie ściskane i zginane, co powoduje ich pękanie, redukcję wymiarów i przesuwanie się do dolnej części komory, w kierunku otworu wylotowego. Powierzchnie robocze płyt  $DE$  i  $KL$  (są to powierzchnie tzw. płyt drobiących stanowiących oddzielne części) są gładkie lub odpowiednio profilowane, co zmniejsza siły kruszenia.

Prędkości i przyspieszenia punktów leżących na szczęce ruchomej nie są duże. Jeżeli liczba obrotów wału napędowego wynosi  $n = 390$  obr./min, to np. maksymalna prędkość punktu  $D$  (rys. 1) osiąga wartość  $v = 0,1$  m/s, zaś maksymalne przyspieszenie  $p = 5,5$  m/s<sup>2</sup>. Obciążanie ośrodka kruchej w przestrzeni roboczej jest to zatem tzw. obciążanie pośrednie, nie zaś, jak zwykle się sądzi, obciążanie dynamiczne, gdy prędkość odkształcania  $\dot{\epsilon}$  jest większa niż 102 1/s [2].

Konstrukcja kruszarki modelowej umożliwia dość dokładne określanie rozkładu i wartości sił kruszenia w przestrzeni roboczej. Nieruchoma płyta rozdrabniająca  $KL$  — rysunek 2a, jest bowiem podzielona na dziewięć niezależnych segmentów (gładkich bądź profilowanych), jak objaśnia to rysunek 2b, każdy zaś z tych segmentów jest odpowiednio podparty na przetwornikach tensometrycznych specjalnej konstrukcji [3]. Zgodnie z informacją w punkcie 1, siła  $R$  przenoszona przez mechanizm kruszarki mierzona jest na płycie rozporowej  $DB$ , a przemieszczenie „ $s$ ” mierzony jest w punkcie  $D$ , w którym płyta ta tworzy obrotową parę kinematyczną  $V$  klasy ze szczęką ruchomą. Płytę  $DB$ , przystosowaną do pełnienia funk-

cji pomiaru siły wzdłużnej  $R$ , przedstawiono na rysunku 2c. Przemieszczenie „ $s$ ” rejestrowano za pomocą specjalnego przetwornika tensometrycznego. Układy pomiarowy i rejestrujący kruszarki modelowej zawierają wiele innych elementów, których opisy tutaj pomijamy, ponieważ nie dotyczą omawianego tematu. Schemat blokowy układu zamieszcza rysunek 3.



Rys. 3. Schemat blokowy układów pomiarowego i rejestrującego kruszarki modelowej

### 3. Badania doświadczalne

Surowcem (nadawą) w doświadczeniach na kruszarce modelowej były dwie skały krajowe: marmur średniokrystaliczny, „Biała Marianna” (BM) z okolic Stronia Śląskiego o pa-

rametrach — wytrzymałość na jednokierunkowe ściskanie  $S_c = 55$  MPa, wytrzymałość na jednokierunkowe rozrywanie  $S_r = -4,9$  MPa, kąt tarcia wewnętrznego  $\rho = 300$ , oraz wapień zwarty (M) z okolic Morawicy, w kieleckiem, o parametrach  $S_c = 85$  MPa,  $S_r = -12,2$  MPa, i kącie tarcia wewnętrznego  $\rho = 550$ . Szczegółowe dane o przeprowadzonych badaniach zawiera tabela 1.

TABELA 1  
Informacje o badaniach doświadczalnych

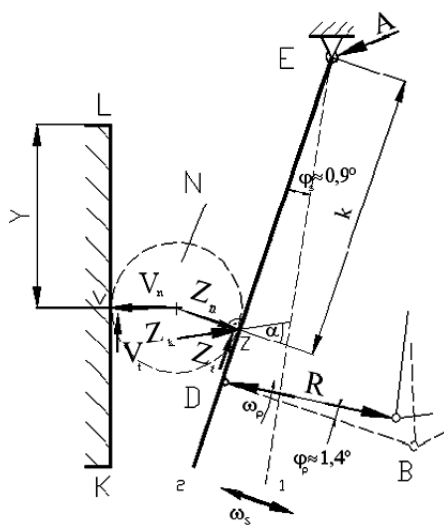
Numer serii	Nadawa	Masa nadawy, kg	Wielkość średnia ziarna $D_{sr}$ , mm	Szczelina wylotowa $e_r$ , mm	Płyty rozdrabniające	Liczba prób
I	marmur średniokrystaliczny „BM”	6,32÷6,6 6	~80	16	gładkie	9
II	marmur średniokrystaliczny „BM”	6,32÷6,6 8	~80	21	gładkie	9
III	wapień zwarty „M”	6,08÷6,4 5	~80	16	gładkie	6
IV	wapień zwarty „M”	6,22÷6,8 6	~80	21	gładkie	6
V	marmur średniokrystaliczny „BM”	3,19÷3,3 8	~70	24	profilowane	6
VI	marmur średniokrystaliczny „BM”	3,42÷3,5 2	~70	30	profilowane	6
VII	wapień zwarty „M”	3,08÷3,3 6	~70	24	profilowane	6
VIII	wapień zwarty „M”	3,02÷3,2 8	~70	30	profilowane	6

#### 4. Pętla pola pracy jako podstawa analizy energetycznej procesu kruszenia

Jak podano poprzednio, w badaniach energii na modelowej kruszarce dźwigniowej Blake’a zastosowano metodę pośrednią opartą na pomiarze siły  $R$  w przedniej płycie rozporowej i przemieszczenia przegubu  $D$  (pary kinematycznej).

Wyznaczona energia globalna  $E_g^{1)}$  (jest to w istocie praca siły  $R$ ) jest sumą energii cząstkowych. Są to:

- energia efektywna kruszenia  $E_{ek}$  („praca czysta” kruszenia),
- energia odkształceń sprężystych  $E_s$  płyty rozporowej  $BD$ , szczęki ruchomej i nieruchomej  $KL$  oraz obciążanego surowca  $N$  (nadawy) zalegającego w przestrzeni roboczej — rysunek 4,
- energia tarcia w przegubach  $E, D, B$ .



**Rys. 4.** Dwa zwrotne położenia szczęki ruchomej, przesunięcie z położenia  $E_1$  do położenia  $E_2$  wymaga nakładu energii  $E_g$  (energii globalnej)

Jeśli oznaczymy  $E_{ek} + E_s = E_c$ , wówczas energia globalna

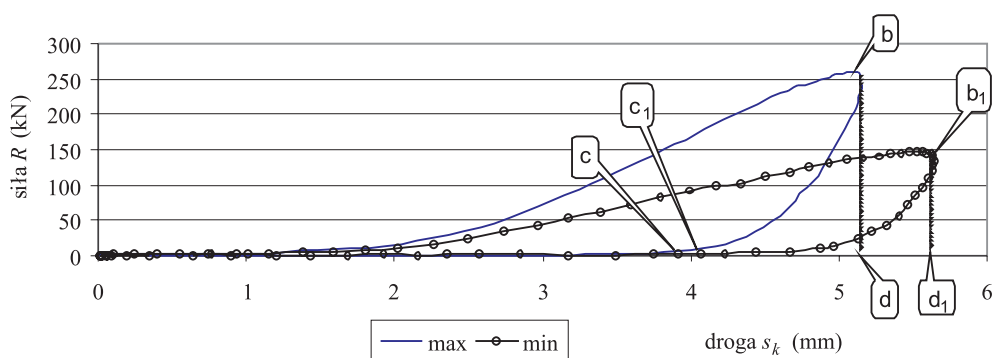
$$E_g = E_c + E_t \quad (1)$$

Energia efektywna kruszenia  $E_{ek}$  jest sumą energii dyssypacji plastycznej, energii powierzchniowej powstających rozprzestrzeniających się szczelin, energii kinetycznej tych szczelin oraz innych rodzajów energii (np. energii termicznej) [2]. Wyznaczanie tych składowych stanowi odrębny problem — nie będziemy go obecnie rozpatrywać, ponieważ interesuje nas obecnie wartość energii efektywnej  $E_{ek}$ . We wzorze (1) na energię globalną występuje energia tarcia  $E_t$  to jest energia tracona w łożysku zawieszenia szczęki ruchomej

1) Praca sił obciążających prowadzi do zmagazynowania w ośrodku określonej energii. Wykonana praca — praca kruszenia — jest równa tej energii — energii kruszenia. Jeżeli nie interesują nas stany pokryteczne, możemy utożsamić te dwa pojęcia.

oraz w gniazdach przedniej płyty rozporowej. Jak wykazano w pracy (dysertacji) [5], jest to jednak energia pomijalnie mała, rzędu ułamka procenta w stosunku do energii  $E_c$ , co oznacza, iż głównymi składowymi energii  $E_g$  są człony  $E_{ek}$  i  $E_s$ , czyli energia efektywna kruszenia i energia odkształceń sprężystych.

Przejdźmy do omówienia pętli pola pracy. Przykładowe wykresy i zmiany siły  $R$  w płycie rozporowej w funkcji przemieszczenia „ $s$ ” pokazano na rysunku 5. pole  $Obd$  i  $Ob_1d_1$  oznaczają energie globalne  $E_g$  w dwóch różnych cyklach roboczych w jednej z prób serii I (obciążanie — odciążanie), gdy siła  $R$  w płycie rozporowej osiąga największą i najmniejszą wartość. Pola  $Obc$  i  $Ob_1c_1$  oznaczają energie efektywne  $E_{ek}$  a więc zdefiniowane wcześniej pętle pola pracy, zaś pola  $bdc$  i  $b_1d_1c_1$  oznaczają energie sprężyste  $E_s$  zwracane do układu dźwigniowego kruszarki. Kształt pętli pracy jest różny, co świadczy o złożoności i losowości procesu kruszenia, ale ogólna 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 wyraźny wzrost. W punktach  $b$ ,  $b_1$  siła  $R$  osiąga maksimum, ale skok „ $s_k$ ”, który zapewnia konstrukcja maszyny, nie zostaje wykorzystany. Zjawisko to omawiają prace [6, 7]. W czasie powrotnego ruchu szczęki siła nie spada najczęściej gwałtownie do zera, lecz następuje to po pewnym czasie, co jest związane ze zwrotem energii sprężystej do układu kruszarki.



**Rys. 5.** Wykresy siła  $R$  w płycie rozporowej — przemieszczenie punktu  $D$  szczęki ruchomej — pętle pola pracy dla dwóch cykli roboczych (seria I, płyty gładkie, marmur  $BM$ )

## 5. Badanie związków między składowymi energiami kruszenia

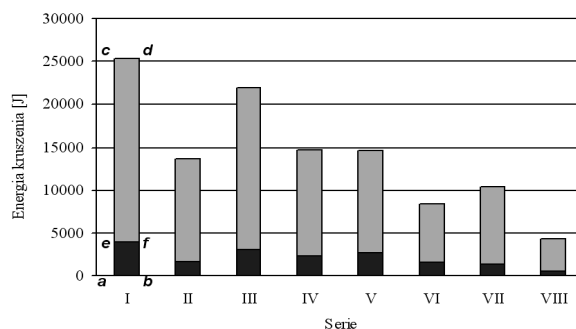
W tabeli 2 zestawiono, razem z odchyleniami standardowymi, wartości energii globalnej  $E_g$ , efektywnej energii kruszenia  $E_{ek}$  i oddawanej do układu energii sprężystej  $E_s$ . Wyniki dotyczące każdej serii są wartościami średnimi z poszczególnych prób. Ilustrację graficzną uzyskanych wyników przedstawia rysunek 6.

TABELA 2  
**Energia globalna, efektywna energia kruszenia i energia sprężysta w seriach pomiarowych**

Seria pomiarowa	Energia globalna $E_g, J$	Odchylenie standardowe $S_g, J$	Energia efektywna $E_{ek}, J$	Odchylenie standardowe $S_{ek}, J$	Energia sprężysta $E_{s}, J$	Odchylenie standardowe $S_s, J$
I	25 303	2 444	21 371	1 943	3 932	551
II	13 631	2 015	11 920	1 736	1 710	303
III	21 873	787	18 718	852	3 154	73
IV	14 746	1 314	12 446	1 009	2 300	306
V	14 613	5 515	11 926	4 433	2 688	1 323
VI	8 377	1 998	6 832	1 334	1 545	665
VII	10 361	1 707	9 034	1 292	1 326	414
VIII	4 315	216	3 732	114	583	127



Ważną kwestią, nie poruszaną w literaturze, jest ilościowy udział energii efektywnej i energii sprężystej w energii globalnej oraz wpływ na niego warunków, w których przebiega proces.



**Rys. 6.** Energia globalna  $E_g$  (pole  $abcd$ ), energia efektywna  $E_{ek}$  (pole  $efcd$ ), energia sprężysta  $E_s$  (pole  $abef$ ) w seriach badań

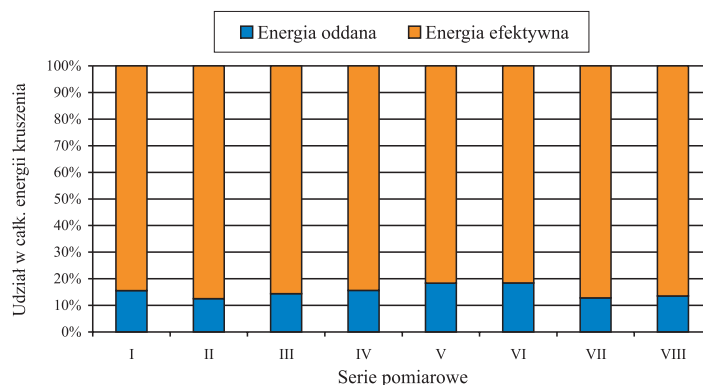
Wyniki są wyszczególnione w tabeli 3 i pokazane poglądowo na rysunku 7.

TABELA 3

**Procentowe udziały efektywnej energii kruszenia i energii kruszenia w globalnej energii kruszenia**

Seria pomiarowa	Udział energii efektywnej w energii globalnej $\frac{E_{ek}}{E_g}$ , %	Udział energii sprężystej w energii globalnej $\frac{E_s}{E_g}$ , %
1	2	3
I	84,0	16,0
II	87,0	13,0
III	86,0	14,0
IV	84,0	16,0
V	82,0	18,0
VI	82,0	18,0
VII	87,0	13,0
VIII	86,0	14,0

Okazuje się, że zmiana warunków procesu: rodzaj nadawy, rodzaje płyt rozdrabniających, rozmiar szczeliny wylotowej nie odgrywają większej roli we wzajemnych relacjach pomiędzy  $E_g$ ,  $E_{ek}$ ,  $E_s$ . Efektywna energia kruszenia  $E_{ek}$  stanowi średnio 85% energii globalnej, a oddawana do układu energia sprężysta  $E_s$  średnio 15% energii globalnej.



Rys. 7. Procentowe udziały efektywnej energii kruszenia (pole  $efcd$ ) i energii sprężystej (pole  $abef$ ) w globalnej energii kruszenia (pole  $abcd$ )

## 6. Zakończenie

Niniejsze rozważania nad energią kruszenia w kruszarkach dźwigniowych mogą stanowić wstęp do obszerniejszych studiów poświęconych temu ważnemu problemowi. Do dalszych rozważań pozostaje wiele kwestii, jak np. weryfikacja znanych hipotez energetycznych, oszacowania energii traconej na opory tarcia w całym mechanizmie (obecnie przyjmuje się, że opory te są równe około 35% mocy kruszenia). Istotne jest wyznaczenie zależności między liczbą obrotów wału napędowego a wydatkowaną energią, gdyż liczba obrotów ustalona wg zależności L. Lewensona [8], nie odpowiada energii najmniejszej. Konieczne jest rozwijanie badań na temat modelowania procesu i opracowania modelu umożliwiającego realne określanie zapotrzebowanej energii. Można wymienić jeszcze inne zagadnienia, które oczekują na rozwiązania.

### LITERATURA

- [1] Zawada J.: Obciążenia graniczne i pękanie skał. PWN, Warszawa, 1995
- [2] Zawada J.: Wstęp do mechaniki procesów kruszenia. Wydawnictwo Technologii Eksploatacji, Radom, 1998
- [3] Zawada J. (red), Buczyński A., Chochół K., Rzeszot J.: Wprowadzenie do mechaniki maszynowych procesów kruszenia. Wydawnictwo Instytutu Technologii Eksploatacji (w Radomiu), Warszawa, 2005
- [4] Lowrison G.Ch.: Crushing and Grinding. Butterworths, London, 1974
- [5] Chochół K.: Doświadczalne studium mechaniki procesów kruszenia (na przykładzie kruszarki szczękowej). Rozprawa doktorska, Politechnika Warszawska, Warszawa, 2005
- [6] 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
- [7] Zawada J.: O problemie określania sił kruszenia. Prace Naukowe Politechniki Warszawskiej, Mechanika, z. 96, 37–72, 1986
- [8] Sobolewski S.: Przeróbka mechaniczna skał i surowców mineralnych. T. XV Rozdrabnianie, Politechnika Wroclawska, Wrocław, 1974