

Zenon MRÓZ

Władysław ABRAMOWICZ

Instytut Podstawowych  
Problemów Techniki  
PAN - Warszawa

## OBCIĄŻENIA DYNAMICZNE OBUDÓW WYROBISK ŚCIANOWYCH I ICH REDUKCJA

**Streszczenie.** W pracy podano zachowanie się stojaków hydraulicznych przy różnej sile udaru wynikającego ze spadku 5-tonowego ciężaru. Z przytoczonych badań wynika, że im wyższy stojak, tym większa amortyzacja siły udaru. Dla zmniejszenia niekorzystnego wpływu siły udaru zaproponowano stosowanie w stojakach obudowy absorberów energii uderzenia.

W przypadku omawianych obudów ścianowych celowe jest wykorzystanie dwóch powłok walcowych umieszczonych koncentrycznie na osi tłoczyska siłownika hydraulicznego lub powłoki cylindrycznej połączonej z kolumną, które stanowią dobry absorber dla możliwej energii udaru.

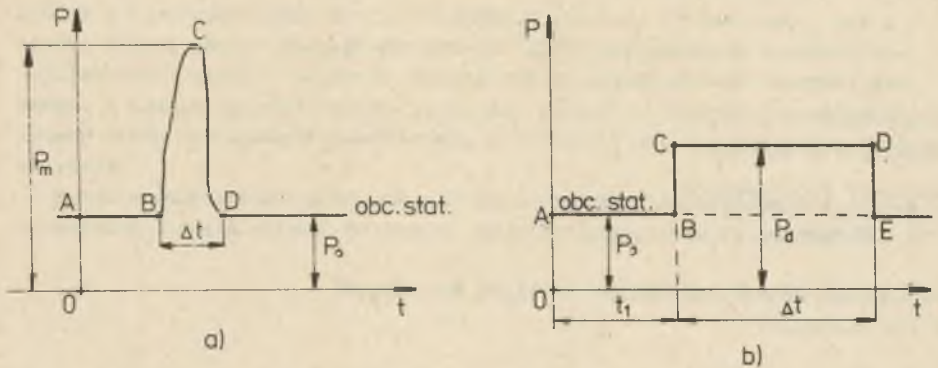
Proponowany w pracy absorber energii jest urządzeniem nieskomplikowanym i prostym do wykonania i znacznie tańszym od obecnie stosowanych urządzeń hydraulicznych. Przeprowadzone badania i podane wzory pozwalają na zaprojektowanie dla konkretnych warunków odpowiedniego rozwiązania amortyzatora obciążeń dynamicznych obudowy.

### 1. WSTĘP

Obudowy ścianowe narażone są często na obciążenia dynamiczne, które nakładają się na obciążenia statyczne i powodują częściowe lub całkowite zniszczenie obudowy. Sytuacja taka występuje w pierwszym rzędzie w wyniku tępań uwalniających znaczną część energii sprężystej górotworu i inicjujących proces dynamicznego zniszczenia stropu, spągu lub pokładu. Wartość obciążeń dynamicznych jest trudna do oceny, zaś przybliżoną ocenę można uzyskać badając postać deformacji i zniszczenia obudowy oraz charakter tępienia. Ogólnie można rozróżnić dwa rodzaje obciążeń dynamicznych:

1) obciążenia typu uderzeniowego, będące wynikiem oddziaływania fali ciśnienia propagującej się przez górotwór. Fala ciśnienia może być wywołana tępieniem lub wstrząsem w obzarze otaczającym front wyrobiska (rys. 1a);

2) nagłe dociążenie obudowy w wyniku pęknięcia lub rozwarstwienia stropu podpieranego przez obudowę. To dociążenie spowoduje ruch obudowy z prędkością przekraczającą prędkość dopuszczalną określoną przepływem



Rys. 1. a) Fala ciśnienia (uderzeniowa) wywołana tąpnięciem lub wstrząsem w obszarze otaczającym front wyrobiska, b) proces nagłego obciążenia obudowy w wyniku pęknięcia lub rozwarstwienia stropu

Fig.1. a) Pressure wave (of a shock type) caused by a crump or shock in the area surrounding heading front, b) process of sudden support load caused by cracking or breaking of the roof

przez zawór upustowy (rys. 1b). Taki charakter obciążenia może wystąpić przy sztywnym stropie, który po pęknięciu i rozwarstwieniu opiera się z jednej strony o zawał, zaś z drugiej strony o obudowę. Następuje szybki ruch obudowy aż do uzyskania nowego położenia równowagi przy rozszerzonym podparciu o zawał (rys. 2). Rozkład nadwyżki ciśnienia przy dociężeniu pękniętym stropem aproksymowany jest stałym ciśnieniem  $P_d$  - rys. 1b.

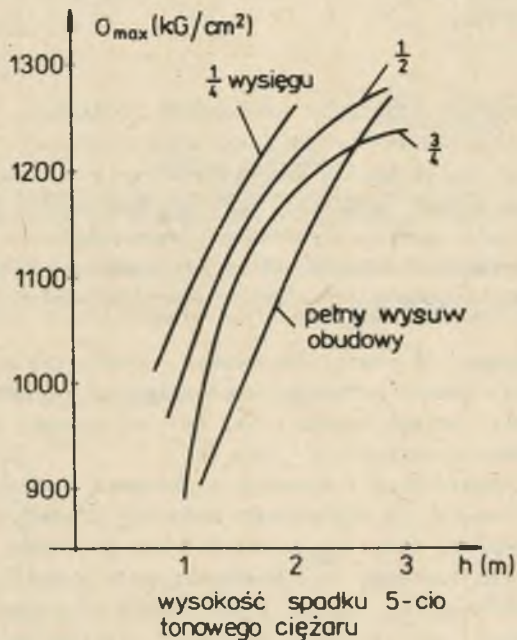
Zagadnienie określenia obciążeń dynamicznych na obudowy oraz właściwych rozwiązań konstrukcyjnych zabezpieczających obudowy przed zniszczeniem jest jednym z ważnych zagadnień współczesnej techniki górniczej.

Proby redukcji obciążeń idą w dwóch kierunkach:

- Podniesienia podatności obudowy. Badania doświadczalne dowiodły, że wpływ podatności na maksymalne ciśnienie jest dość istotny. Powołując się na badania dynamiczne F. Lampla [1], przedstawimy 3 typowe krzywe zależności maksymalnego ciśnienia od wysokości spadku 5 tonowego ciężaru uderzającego w obudowę przy różnych stopniach wysuwu obudowy. Widzimy, że redukcja ciśnienia przy pełnym wysuwie w stosunku do obudowy w niskim położeniu wynosi ok. 30%. Daleszą redukcję można uzyskać przez zwiększenie objętości cieczy w układzie hydraulicznym i stojaku lub przez dodanie akumulatorów cieczowych.
- Zastosowania zaworów o dużych przekrojach przepływowych zwiększających wydatek przepływu (nawet setkrotnie w stosunku do normalnych zaworów). Tego rodzaju rozwiązanie ma istotny efekt przy obciążeniach dynamicznych drugiego rodzaju, gdyż umożliwia ono szybki ruch obudowy, co powoduje zmniejszenie jej obciążeń dynamicznych i osiągnięcie przez strop statecznego położenia równowagi. Oznaczając przez  $Q$  ciężar



Rys. 2. Pęknięcie i łamanie się sztywnego stropu  
 Fig. 2. Cracking and breaking of rigid roof



Rys. 3. Zależność maksymalnego ciśnienia w stojaku obudowy od wysokości spadku 5-tonowego ciężaru

Fig. 3. Dependence of maximum support stresses on the height of five ton weight fall



stropu, przez  $R$  reakcje obudowy na strop, równanie ruchu możemy zapisać w postaci

$$Q - R = \frac{Q}{g} \ddot{x}, \quad (1)$$

gdzie  $x$  oznacza przemieszczenie,  $\ddot{x}$  przyspieszenie obudowy i stropu, zaś  $g$  jest przyspieszeniem ziemskim. Reakcję możemy aproksymować związkiem  $R = R_1 + k v^2$ , gdzie  $v = \dot{x}$  jest prędkością obudowy,  $R_1$  jest jej podpornością, zaś  $k$  oznacza współczynnik oporu przepływu przez zawór. Szybszy ruch obudowy zmniejsza siłę przenoszoną przez jej korpus, a tym samym zabezpiecza ją przed zniszczeniem.

Propozycja zmniejszenia obciążeń dynamicznych przedstawiona w niniejszej pracy sprowadza się do zastosowania w stojakach obudowy absorberów energii uderzenia. Zaproponowana metoda jest efektywna przy obu typach obciążeń dynamicznych.

W następnym rozdziale przedstawimy zasady działania tego typu urządzeń i ich charakterystyki.

## 2. ABSORBERY ENERGII UDERZENIA LUB NAGŁEGO DOCIĄŻENIA

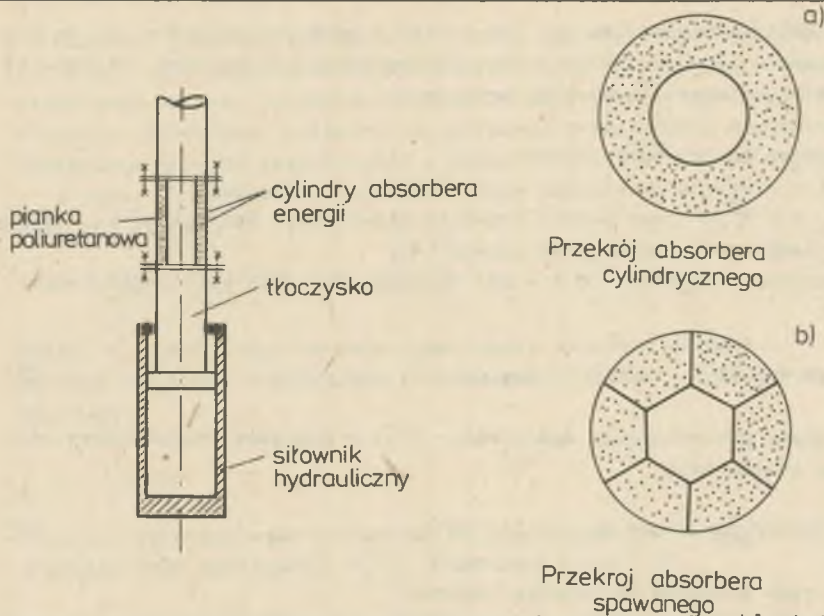
Omawiane urządzenie pochłania energię uderzenia lub nagłego dociążenia w skutek bardzo dużych deformacji plastycznych powłok cienkościennych.

Możliwych jest szereg rozwiązań technicznych tego typu absorbera. Można w tym celu wykorzystać odcinki kolumn cienkościennych o różnych kształtach przekroju poprzecznego, jak również skomplikowane konstrukcje spawane.

W przypadku omawianych obudów ścianowych najbardziej efektywne będzie wykorzystanie dwóch powłok walcowych umieszczonych koncentrycznie na osi tłoczyska siłownika hydraulicznego (rys. 4a) lub powłoki cylindrycznej połączonej z kolumną sześciokątną rys. 4b.

Przykładową charakterystykę osiowego zgniatania powłoki walcowej przedstawiono na rys. 5. Po wyczerpaniu nośności granicznej powłoki i osiągnięciu maksymalnej siły  $P_{\max}$  obserwujemy gwałtowny spadek siły nośnej powłoki aż do wartości  $P_1$ . Następnie siła nośna powłoki oscyluje wokół wartości średniej  $P_m$ , zwanej średnią siłą zgniatania. Kolejnym wahaniem siły nośnej  $P$  towarzyszy tworzenie się kolejnych fal wyboczenia lokalnego, a powłoka walcowa "składa się", tworząc charakterystyczny kształt mischa akordeonu lub miecha kowalskiego. Proces ten trwa aż do momentu utworzenia się ostatniej fali wyboczenia, co odpowiada skróceniu kolumny o około 75% jej wysokości początkowej.

Średnia siła zgniatania jak również kształt kolejnych fal wyboczenia lokalnego zależą od wymiarów geometrycznych niezdeformowanej kolumny i są praktycznie nieczułe na własności materiałowe [2, 3].

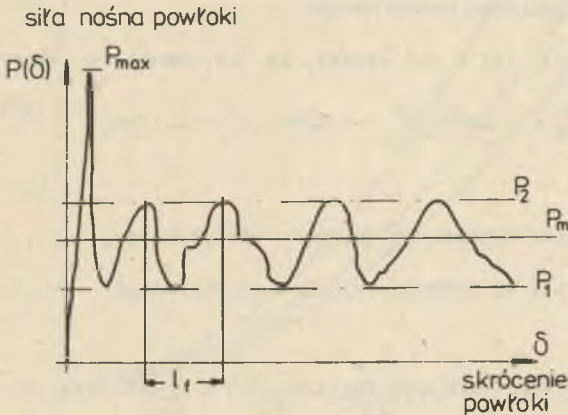


Rys. 4. Przykłady rozwiązań konstrukcyjnych urządzenia pochłaniającego energię uderzenia

a) wykorzystanie dwóch koncentrycznych powłok walcowych - absorber cylindryczny, b) wykorzystanie powłoki cylindrycznej połączonej z kolumną sześciokątną - absorber spawany

Fig. 4. Example of making the device absorbing striking energy

a) making use of two cylindrical coats - cylindrical absorber, b) making use of cylindrical coat connected with hexagonal column - welded absorber



Rys. 5. Charakterystyka osiowego zgniatania powłoki walcowej  
 Fig. 5. Characteristics of axial crushing of cylindrical coat

W pracy [3] pokazano, że np. dla stosunku średnicy cylindra  $D$  do grubości ścianki  $h$ , wynoszącego  $D/h = 20$ , powłoka cylindryczna "składa się" na planie sześciokąta foremnego, przy czym:

$$P_m/M_0 = 28.86 \sqrt{D/h} + 44.74 \quad (1)$$

gdzie  $M_0 = \sigma_0 h^2/4$  jest pełnym momentem plastycznym ścianki a  $\sigma_0$  - średnim naprężeniem płynięcia plastycznego [4].

W omawianym przypadku ( $D/h = 20$ ) długość  $l_f$  fali wyboczenia wynosi (rys. 5):

$$l_f/D \approx 0.23, \quad (2)$$

a przybliżony przebieg siły zgniatania  $P(\delta)$  w zakresie pokrytycznym można opisać zależnością:

$$P(\delta) = P_m [1 + 0.25 \sin(1.28 \delta / D)], \quad (3)$$

gdzie  $\delta$  jest bieżącym skróceniem kolumny.

W przypadku dwóch koncentrycznych cylindrów warunki zgodności promieniowych przemieszczeń powłok wymagają, aby:

$$D_w/D_z = 0.40, \quad (4)$$

gdzie:

$D_z$  - średnica cylindra zewnętrznego,

$D_w$  - średnica cylindra wewnętrznego.

Z zależności (1), (3) i (4) wynika, że dla omawianego absorbera:

$$P_m = P_m^z + P_m^w = 0.11056_0 D^2 + 0.02496_0 D^2 = 0.1356_0 D^2, \quad (5)$$

gdzie:

$P_m^z$  - średnia siła zgniatania cylindra zewnętrznego,

$P_m^w$  - średnia siła zgniatania cylindra wewnętrznego

oraz:

$$P(\delta)/\sigma_0 D^2 \approx 0.135 + 0.028 \sin(14.28 \delta / D) + 0.00625 \sin(30.7 \delta / D + \varphi), \quad (6)$$

gdzie  $\varphi$  jest przesunięciem w fazie oscylacji siły  $P^z$ .



Dobranie odpowiedniej wartości kąta  $\varphi$  pozwala na zmniejszenie oscylacji siły  $P(\delta)$  wokół wartości średniej  $P_m$ . W przypadku absorbera przedstawionego na rys. 4b energia uderzenia jest dyssypowana w wyniku plastycznych deformacji cylindra zewnętrznego oraz sześciu elementów typu Y, tworzących kolumnę sześciokątą z zewnętrznymi żebrami usztywniającymi.

W pracy [5] pokazano, że średnia siła zgniatania elementu typu Y wyraża się wzorem:

$$P_m^Y/M_0 = 2\pi\sqrt{3/2}\sqrt{c/h} + \pi, \quad (7)$$

gdzie  $c$  jest długością boku sześciokąta podstawy kolumny.

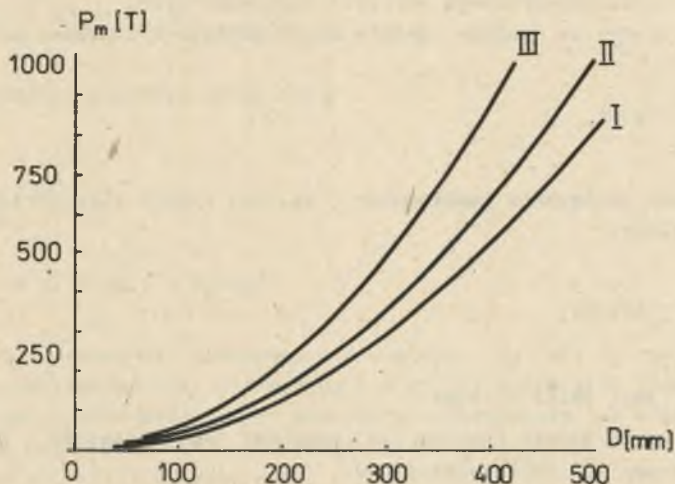
Warunki zgodności odkształceń promieniowych cylindra i elementów typu Y wymagają:

$$c = D/4 \quad (8)$$

Tak więc wykorzystując zależności (1), (7), (8) można wyznaczyć wartość średniej siły zgniatania  $P_m^{(2)}$  absorbera z rys. 4b

$$P_m^{(2)} = 0.187 \sigma_0 D^2, \quad (9)$$

gdzie jak poprzednio  $\sigma_0$  oznacza średnią wartość naprężenia a  $D$  - średnicę zewnętrznego cylindra.



Rys. 6. Zależność średniej siły zgniatania od rodzaju absorbera  
Fig. 6. Dependence of average crushing force on the kind of absorber

Na rys. 6 przedstawiono zależność średniej siły zgniatania dla absorbera wykonanego z jednej - linia I i dwóch powłok walcowych - linia II. Linia III przedstawia zależność dla absorbera z rys. 4b.

Do obliczeń przyjęto  $D/h = 20$  i  $\sigma_0 = 300 \frac{\text{MN}}{\text{m}^2}$ . Założona wartość średniego naprężenia  $\sigma_0$  jest typowa dla absorberów o omawianej geometrii, wykonanych z miękkiej stali.

Z przedstawionych wykresów wynika, że konstrukcja spawana z rys. 4b charakteryzuje się największą siłą zgniatania przy zadanej średnicy zewnętrznego obrysu urządzenia. Na przykład dla  $D = 400 \text{ mm}$  siła ta jest o około 40% większa niż w przypadku dwóch powłok cylindrycznych i około 50% większa niż w przypadku jednej powłoki.

### 3. OSZACOWANIE MAKSYMALNEJ WARTOŚCI IMPULSU SIŁY ROZPRASZANEGO PRZEZ ABSORBER ENERGII

Poniższe rozumowanie przeprowadzono przy upraszczającym założeniu, że maksymalna siła jaką obudowa może przenieść bez uszkodzeń jest o 50% wyższa od jej odporności statycznej  $P_0$ . Z zależności (3) wynika, że przyjmując:

$$P_m/P_0 = 1.25 \quad (10)$$

zapewniamy poprawne działanie absorbera, przy którym kolejne wahania siły  $P(\delta)$  (rys. 5) nie przekraczają wartości dopuszczalnych.

Założymy dalej, że obudowa została nagle obciążona impulsem siły

$$I = \int_0^t P(t) dt \quad (11)$$

W przypadku obciążenia impulsowego (rys. 1a) impuls siły określony jest zależnością:

$$I = \int_0^t I_0 \delta(t) dt, \quad (12)$$

gdzie  $\delta(t)$  jest deltą Diraca.

Pod wpływem działania impulsu (12) absorber jest zgniatany z prędkością początkową  $v_0$  daną zależnością:

$$v_0 = I/M, \quad (13)$$



gdzie:

$M$  - masa obudowy zredukowana na oś siłownika hydraulicznego.

Energia kinetyczna masy  $M$  jest rozpraszana dzięki deformacjom plastycznym absorbera, tak więc:

$$\frac{1}{2} M v_0^2 = P_m \delta_{dop}, \quad (14)$$

gdzie:

$\delta_{dop}$  - jest maksymalnym dopuszczalnym zgnieceniem absorbera.

Ponieważ, jak wspomniano poprzednio

$$\delta_{dop} = 0.75 L, \quad (15)$$

gdzie:

$L$  - wysokość niezdeformowanego absorbera,

maksymalny impuls  $I$ , który może być przejęty przez absorber wynosi:

$$I = \sqrt{1.5 P_m L} / \sqrt{M^3} \quad (16)$$

W przypadku nagłego obciążenia obudowy siłą  $P_d$  (rys. 1b) obudowa poddana jest działaniu impulsu siły:

$$I = \int_0^t (P_d - P_m) dt, \quad (17)$$

który powoduje przyrost prędkości:

$$v_0 = gI/P_d \quad (18)$$

na drodze:

$$\delta_1 = gI^2/2P_d^2(1 + P_m/P_d) \quad (19)$$

Tak więc w momencie zaniknięcia dociążenia  $P_d$  (pkt E, rys. 1b) masa  $M = P_g/g$  posiada energię kinetyczną  $E = Mv_0^2/2$ , która jest rozpraszana dzięki plastycznym deformacjom absorbera analogicznie jak w przypadku omawianym poprzednio (14). Przyjmując w (14)  $\delta_{dop} = \delta_2$ , można wyznaczyć całkowite skrócenie absorbera  $\delta_t$  pod działaniem obciążenia  $P_d$ :

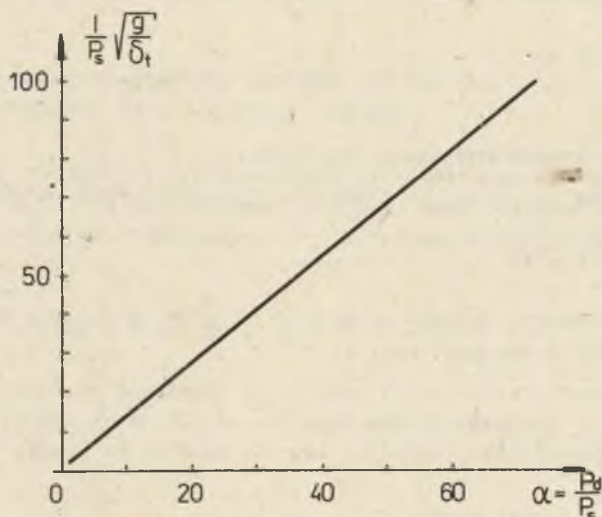
$$\delta_t = gI^2[1/2P_d^2(1 + P_m/P_d) + P_g/2P_d^2P_m] \quad (20)$$

Przyjmując dalej oznaczenie  $\alpha = P_d/P_s$  i wykorzystując (17) wyznaczyć można bezwymiarową wartość maksymalnego impulsu w funkcji  $\alpha$  :

$$\frac{I}{P_s} \sqrt{\frac{g}{\delta_t}} = \alpha \sqrt{\frac{2(1 + 1.25/\alpha)}{1 + 0.8(1 + 1.25/\alpha)}} \quad (21)$$

Zależność (21) przedstawiono na rys. 7. Zależność ta jest prawie liniowa w całym przedziale określoności  $\alpha$  i może być aproksymowana linią prostą. Wtedy przybliżony wzór na maksymalny impuls siły  $P_d$  ma postać:

$$I = 1.38\alpha P_s \sqrt{\delta_{\text{dop}}/g} \quad (22)$$

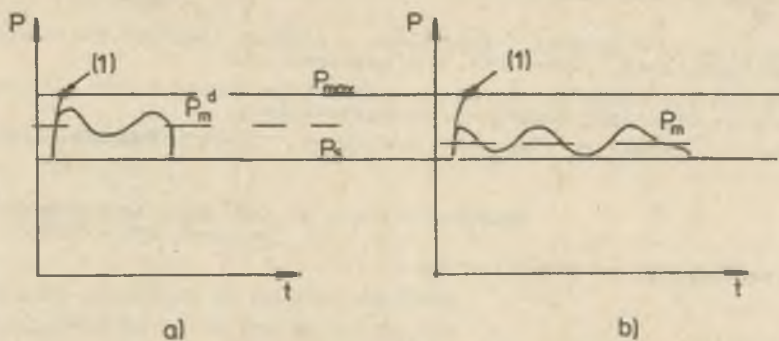


Rys. 7. Zależność  $\frac{I}{P_s} \sqrt{\frac{g}{\delta_t}}$  od  $\alpha$  według wzoru (21)

Fig. 7. Dependence of  $\frac{I}{P_s} \sqrt{\frac{g}{\delta_t}}$  on  $\alpha$  according to the formula (21)

Na rys. 8 przedstawiono schematycznie działanie absorbera w obu omówionych przypadkach.

Linia (1) przedstawia tu charakterystykę obciążania obudowy bez absorbera energii. W tym przypadku nadwyżka obciążenia ponad obciążenie statyczne  $P_s$  jest kompensowana przez odkształcenia sprężyste obudowy. Odkształcenia te pozwalają jedynie na nieznaczne, rzędu kilku milimetrów, skrócenie obudowy. Jeżeli skrócenie to będzie za małe dla skompensowania nadwyżki obciążenia, zniszczenie obudowy nastąpi w punkcie (\*) (rys. 8) po przekroczeniu obciążenia dopuszczalnego.



Rys. 8. Ilustracja graficzna działania absorbera  
 Fig. 8. Graphical presentation of absorber functioning

W przypadku obudowy z absorberem energii maksymalna reakcja podpory zostanie zredukowana dzięki zgniataniu cylindrów zabezpieczających. Sytuację tę ilustrują linie ciągłe na rys. 8a i b, odpowiednio dla przypadku dociążenia podpory impulsem ciśnienia (rys. 1a) i dla przypadku dociążenia dodatkową masę (rys. 1b).

Cechą charakteryzującą dociążenie impulsem ciśnienia jest znaczna prędkość początkowa procesu (rzędu kilku m/s). Powoduje ona nieznaczne zwiększenie średniej siły zgniatania  $P_m^d$  (rys. 8a). Przyczyną tego zjawiska są lepkie własności absorbera energii [2].

#### 4. WNIOSKI

1. Omawiane urządzenie stanowi efektywne zabezpieczenie obudów ściannowych przed obciążeniami dynamicznymi omawianymi w punkcie 1.
2. Proponowany absorber energii jest urządzeniem nieskomplikowanym i prostym do wykonania, a co za tym idzie tańszym od stosowanych obecnie urządzeń hydraulicznych.
3. W porównaniu do używanych obecnie zabezpieczeń omawiany absorber może przenieść wielokrotnie większe obciążenia impulsem ciśnienia.

#### LITERATURA

- [1] Lampl F.: Effect and limitations of abnormal loads on roof supports, w "Rockbursts: Prediction and Control", The Inst. Mining Met ll., London 1983.
- [2] Abramowicz W., Jones N.: Dynamic Axial Crushing of Circular Tubes, Int. J. Impact Engng., 2, 263-281, 1984.
- [3] Abramowicz W., Jones N.: Dynamic Axial Crushing of Circular Tubes. Part II (w przygotowaniu).



- [4] Abramowicz W.: O definicji naprężenia i pewnych efektach skali w procesach zgniatania, Prace IPPT, w przygotowaniu.
- [5] Abramowicz W., Jones N., Birch B.: Axial Crushing of X and Y forms, University of L'pool Reports (w przygotowaniu).
- [6] Borecki M., Chudek M.: Mechanika Górotworu. "Śląsk", Katowice 1972.

Recenzent: Prof. dr hab. inż. Mirosław Chudek

Wpłynęło do Redakcji we wrześniu 1985 r.

#### ДИНАМИЧЕСКАЯ НАГРУЗКА КРЕПЕЙ ВЫРАБОТОК ЛАВЫ И ИХ РЕДУКЦИЯ

##### Р е з ю м е

В работе рассмотрен вопрос поведения гидравлических стоек при разной силе толчка, возникающего при падении с некоторой высоты груза весом в пять тонн. На основе анализа результатов исследований сделаем вывод, что чем выше стойка, тем лучше амортизация. С целью уменьшения неблагоприятного влияния силы удара предлагается применять в стойках крепи абсорберы энергии удара. В случае рассмотренных крепей лав, целесообразным является использование двух цилиндрических оболочек расположенных концентрически на оси штока на оси гидравлического сервомотора либо цилиндрической оболочки соединённой с колонной, которые являются хорошими абсорберами возможной силы удара. Предлагаемый нами абсорбер энергии является несложным в выполнении устройством и более дешёвым, чем применяемые в настоящее время гидравлические устройства. Проведённые исследования и приведённые формулы позволяют проектировать амортизаторы динамических нагрузок крепей для конкретных условий.

#### DYNAMIC LOAD OF HEADING SUPPORTS AND THEIR REDUCTION

##### С и ж е н и е

The paper presents behaviour of hydraulic props at different impact force resulting from the five ton weight fall. From the presented tests it results that the higher prop, the bigger shock absorption of impact force. To reduce the influence of impact force the application of striking energy absorbers has been proposed. In the case of the supports being discussed it is good to apply two cylindrical coats placed concentrically on the axis of hydraulic cylinder piston rod or one cylindrical coat connected with column, the coats are good absorbers for a possible striking energy.

The energy absorber proposed in the paper is an uncomplicated and simple to be made device and also much cheaper than the hydraulic devices used nowadays. The tests which have been carried out and the calculations given allow to design a suitable shock absorber of support dynamic loads for given conditions.