

AKADEMIA GÓRNICZO-HUTNICZA

im. Stanisława Staszica

w Krakowie

Wydział Inżynierii Mechanicznej i Robotyki

Mgr inż. Krzysztof Szykowny

**„Określenie energii udaru młotów hydraulicznych
na podstawie pomiarów wybranych parametrów
pracy”**

Rozprawa Doktorska

Promotor pracy:

Prof. dr hab. inż. Krzysztof Krauze

Pracę wykonano m.in. w ramach projektu badawczego promotorskiego Nr 4T12A 039 27
finansowanego przez Ministerstwo Nauki i Informatyzacji w latach 2004 - 2006

Lubin 2006

Podziękowanie

Składam podziękowania wszystkim, którzy przyszli mi z pomocą przy realizacji niniejszej rozprawy.

Szczególne wyrazy wdzięczności za opiekę naukową oraz cenne uwagi składam na ręce Pana Profesora Krzysztofa Krauze.

Krzysztof Szykowny

Spis treści

Wykaz najczęściej stosowanych w pracy oznaczeń	4
1. Wprowadzenie	8
2. Budowa i zasada pracy młotów hydraulicznych oraz ich zastosowanie w kopalniach rud miedzi	14
2.1. Podział młotów hydraulicznych	14
2.2. Budowa i zasada pracy młotów hydraulicznych	19
2.2.1. Budowa i zasada pracy młota hydraulicznego Rammer S 29	23
2.2.2. Budowa i zasada pracy młota hydraulicznego Rammer S 52	26
2.2.3. Budowa i zasada pracy młota hydraulicznego Rammer E 64	28
2.3. Zastosowanie młotów hydraulicznych w górnictwie podziemnym	31
2.4. Parametry zewnętrzne młotów hydraulicznych	37
3. Zasady eksploatacji młotów hydraulicznych ich wpływ na stan techniczny młota	41
3.1. Uszkodzenia młotów hydraulicznych stosowanych do rozbijania nadgabarytów w kopalniach rud miedzi	43
3.2. Eksploatacja młotów hydraulicznych stosowanych do rozbijania nadgabarytów w kopalniach rud miedzi	52
4. Metody wyznaczania wartości energii udaru młota hydraulicznego	58
4.1. Analityczne metody wyznaczania wartości energii udaru	58
4.2. Empiryczne metody wyznaczania wartości energii udaru	66
4.3. Analityczno-empiryczne metody wyznaczania wartości energii udaru	74
5. Określenie wpływu zużycia elementów młotów hydraulicznych Rammer i Roxon na wartości i przebiegi ich parametrów zewnętrznych	100
5.1. Wytypowanie elementów odpowiedzialnych za jakość pracy młota i sposób oceny jego stanu technicznego	101
5.2. Metodyka i sposób oceny stanu technicznego młotów	107
5.3. Badania młota typu Roxon 602	112

5.4. Badania młota typu Rammer S 52	124
5.5. Opracowanie tabeli oceny stanu technicznego młotów Roxon (TUMF) i Rammer (TUMR)	129
5.6. Uproszczona metoda oceny stanu technicznego młotów Roxon i Rammer na podstawie przebiegu wartości parametrów hydraulicznych	136
6. Teza i cel pracy	145
7. Wyznaczenie energii udaru młota hydraulicznego na podstawie pomiaru wartości ciśnień	148
7.1. Równania ruchu bijaka (tłoka)	148
7.2. Algorytm programu do symulacji ruchu i energii bijaka	151
7.3. Symulacja ruchu bijaka oraz analiza wyników symulacji	156
7.4. Algorytm programu do symulacji energii bijaka na podstawie analizy przebiegu wartości ciśnień	160
8. Metodyka badań dla zweryfikowania metody wyznaczania energii udaru młota hydraulicznego na podstawie pomiaru wartości ciśnień	171
8.1. Metodyka badań młotów hydraulicznych	171
8.2. Zastosowana aparatura pomiarowo-rejestrująca	174
8.3. Opracowanie wyników badań	178
9. Przeprowadzenie badań wytypowanych młotów hydraulicznych	180
9.1. Badania wybranych młotów w warunkach dołowych	180
9.2. Badania wybranych młotów na stanowisku badawczym	185
9.3. Opracowanie i analiza uzyskanych wyników badań	187
9.4. Podsumowanie	204
10. Wnioski i uwagi końcowe	207
11. Literatura	212
ZAŁĄCZNIK NR I Raporty (przebiegi czasowe), diagnostyka, karty pomiarowe i wyniki obliczeń dla wybranych młotów, wykorzystane do analizy w rozdziale 5	
ZAŁĄCZNIK NR II Raporty (przebiegi czasowe), diagnostyka dla wybranych młotów, wykorzystane do analizy w rozdziale 9	

Wykaz najczęściej stosowanych w pracy oznaczeń

- A_1 - pole przekroju poprzecznego bijaka, [m^2],
 A_2 - pole przekroju poprzecznego narzędzia, [m^2],
 A_{nB} - pole powierzchni tylnej, podtłokowej tłoka w cylindrze, [m^2],
 A_p - pole przekroju poprzecznego przetwornika udaru,
 A_{pB} - pole powierzchni przedniej, nadtłokowej tłoka w cylindrze, [m^2],
 A_t - powierzchnia przekroju poprzecznego narzędzia w miejscu naklejenia tensometrów, [m^2],
 c - prędkość fali naprężeniowej (dźwiękowej) w materiale bijaka i narzędzia, [m/s],
 c_f - prędkość rozchodzenia się fali naprężeń w narzędziu, [m/s],
 E - moduł Younga materiału bijaka i narzędzia, [MPa],
 E_b - energia kinetyczna bijaka (tłoka), [J]
 E_g - energia przekazywana przez grot na skałę, [J]
 E_{gk} - energia udaru na grocie dla wartości ciśnienia zarejestrowanej za pomocą komputera Laptop Highscreen, [J]
 E_{gzm} - energia udaru grotu zmierzona na stanowisku badawczym, [J]
 E_i - energia pojedynczego uderzenia narzędzia, [J]
 E_{od} - energia odrzutu, [J]
 E_p - moduł Younga materiału przetwornika udaru, [MPa],
 E_{sk} - moduł Younga ośrodka skalnego, [MPa],
 E_u - energia udaru, [J]
 E_w - energia wzorcowa, [J]
 F_n - powierzchnia nadtłokowa bijaka (tłoka), [m^2],
 F_p - powierzchnia podtłokowa bijaka (tłoka), [m^2],
 f_u - częstotliwość uderzeń młota, [Hz],
 g - przyspieszenie ziemskie, [m/s^2],
 H - wysokość naklejenia tensometrów od końca narzędzia, [m],
 h - wysokość spuszczenia ciężaru wzorcowego, [m]
 k - stosunek powierzchni nadtłokowej F_n bijaka do powierzchni podtłokowej F_p ,
 k_p - liczba punktów pomiarowych dla jednego kanału,
 k_p - współczynnik określający zależność energii uderzenia od ciśnienia zasilania, [kJ/MPa],
 k_{pu} - współczynnik spadku ciśnienia zasilania w momencie udaru,

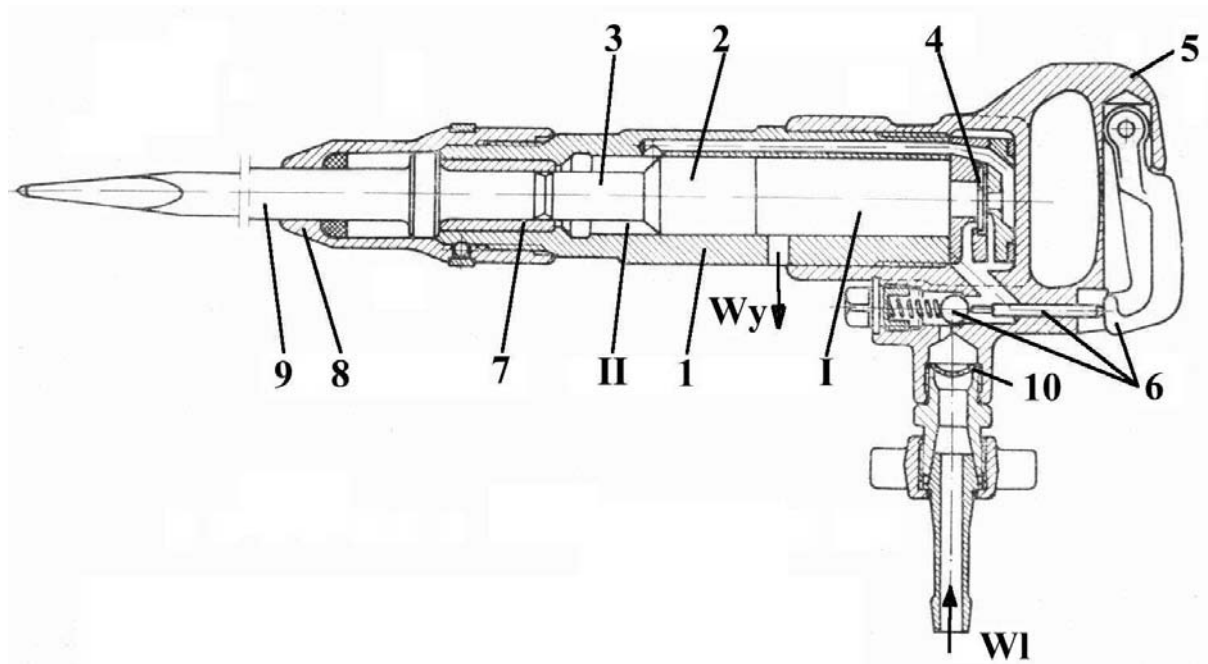
k_q - zlinearyzowany współczynnik określający zależność częstotliwości uderzeń od natężenia przepływu na zasilaniu, [1/dm³],
 k_s - sztywność materiału, z którego wykonany jest grot i bijak,
 L_u - praca użyteczna urabiania ośrodka skalnego, [J]
 M - całkowita masa młota, [kg]
 m - masa ciężaru wzorcowego, [kg],
 m_b - masa bijaka młota, [kg],
 m_g - masa grota młota, [kg],
 m_w - masa wzorcowa, [kg],
 p_a - wartość ciśnienia w akumulatorze, [MPa],
 p_h - ciśnienie robocze młota, [MPa],
 p_{kryt} - wartość krytyczna ciśnienia zasilania młota, [MPa],
 P_p - siła wywołująca ruch powrotny tłoka, [N],
 P_r - siła wywołująca ruch roboczy tłoka, [N],
 p_{sr} - średnie ciśnienie w kanale zasilającym młota w czasie suwu roboczego, [MPa],
 p_s - wartości ciśnienia na spływie młota, [MPa],
 p_{smax} - wartość minimalna ciśnienia na spływie młota, [MPa],
 p_{smin} - wartość minimalna ciśnienia na spływie młota, [MPa],
 p_z - wartość ciśnienia na zasilaniu młota, [MPa],
 p_{zmax} - wartość minimalna ciśnienia na zasilaniu młota, [MPa],
 p_{zmin} - wartość minimalna ciśnienia na zasilaniu młota, [MPa],
 p_{ZRC} - wartość nastawy zaworu regulacji ciśnienia ZRC, [MPa],
 p_{zsr} - średnia wartość ciśnienia w kanale zasilającym w czasie całego cyklu pracy młota, [MPa],
 p_{zu} - wartość ciśnienia zasilania w chwili wystąpienia udaru, [MPa],
 p_{p_i} - chwilowa wartość ciśnienia, [MPa],
 $p_z = [p_{z1}, \dots, p_{zn}]$ - wektor kolejnych wartości ciśnienia na zasilaniu,
 Q_h - natężenie robocze przepływu w kanale zasilającym młot, [MPa],
 Q_s - wartości natężenia przepływu na spływie młota, [MPa],
 Q_{smax} - maksymalna wartość natężenia przepływu na spływie młota, [MPa],
 Q_{smin} - minimalna wartość natężenia przepływu na spływie młota, [MPa],
 Q_z - wartości natężenia przepływu na zasilaniu młota, [MPa],
 Q_{zmax} - maksymalna wartość natężenia przepływu na zasilaniu młota, [MPa],
 Q_{zmin} - minimalna wartość natężenia przepływu na zasilaniu młota, [MPa],

$Q_{z\acute{s}r}$ – wartość średnia natężenia przepływu w kanale zasilającym młota, [MPa],
 R - sumaryczny opór tarcia bijaka o gładź cylindra roboczego,
 t_1 - czas trwania suwu roboczego bijaka, [s],
 t_2 - czas trwania suwu powrotnego bijaka, [s],
 t_i - czas rozpoczęcia całkowania, [s],
 T_m - temperatura pracy korpusu młota, [°C],
 t_n - czas zakończenia całkowania, [s],
 T_{om} - temperaturze oleju w młocie, [°C],
 T_{oz} - temperaturze oleju w zbiorniku, [°C],
 T_p - okres próbkowania,
 $\text{var}(p_z)$ - wariancja ciśnienia na zasilaniu,
 v_{br} - prędkości bijaka, [m/s],
 W_k - współczynnik korekcyjny wyznaczony podczas kalibracji układu pomiarowego,
 x - skok bijaka, [m],
 α - współczynnik zależny od poziomu zakłóceń toru pomiarowego,
 α_A - współczynnik charakteryzujący opory zredukowane linii ciśnieniowej i splywowej,
 α_m - współczynnik określający masę bijaka powiększony o masę cieczy roboczej zredukowaną do cylindra roboczego,
 δ_{AC} – błąd graniczny przetwornika A/C, [%],
 δ_{Ap} - błąd wyznaczenia powierzchni przekroju przetwornika tensometrycznego, [%],
 δ_{Ep} - błąd określenia modułu Young'a E_p materiału przetwornika, [%],
 δ_{Eu} - błąd toru pomiaru energii uderzenia, [%],
 δ_{INTE} - błąd całkowania przebiegu odkształceń metodą prostokątów, [%],
 δ_{Wk} - błąd średniokwadratowy wyznaczenia współczynnika kierunkowego W_k , [%],
 δ_{pp} - błąd wyznaczenia gęstości materiału przetwornika, [%],
 ε_i - mierzone odkształcenia narzędzia w miejscu naklejenia tensometrów,
 ε_p – odkształcenia względne przetwornika w miejscu naklejenia tensometrów,
 η - sprawność całkowita młota,
 η_h - sprawność wewnętrzna układu hydraulicznego głowicy udarowej,
 η_m - sprawność mechaniczna układu „bijak-narzędzie robocze-ośrodek skalny”,
 μ - lepkość dynamiczna cieczy roboczej, [Ns/m²],
 ν - lepkość kinematyczna cieczy roboczej, [m²/s],
 ν_{sk} - współczynnik Poissona ośrodka skalnego,

ρ - gęstość cieczy zasilającej młot hydrauliczny, [kg/m³],
 ρ_n - gęstość masy materiału narzędzia młota, [kg/m³],
 σ - naprężenie dopuszczalne materiału grota, [MPa],
 σ_m - naprężenie mierzone przetwornika energii, [MPa],
 σ_w - naprężenie wzorcowe przetwornika energii, [MPa],
 \ddot{x}_{bp} - wartość przyspieszenia bijaka w ruchu powrotnym, [m/s²],
 \ddot{x}_{br} - wartość przyspieszenia bijaka w ruchu roboczym, [m/s²],
 \hat{t}_{p_i} - chwila czasowa określająca początek fazy ruchu roboczego bijaka,
 \tilde{t}_i - przedziały zawierające maksima lokalne sygnału ciśnienia na zasilaniu,
 $\hat{t}_i = [\hat{t}_{p_i}, \hat{t}_{k_i}]$ - przedział czasowy, w którym występuje ruch roboczy bijaka,

I. WPROWADZENIE

W podziemnych kopalniach surowców mineralnych już od dawna wykorzystywane były jako urządzenia pomocnicze młotki mechaniczne. Pierwsze takie urządzenia zastosowano we Francji i Belgii na początku ubiegłego wieku, w latach 1904-5 [40]. Wykorzystywane były one głównie do urabiania miękkiego węgla w ścianach. W Polsce, ze względu na znacznie trudniejsze warunki (bardziej zwięzły węgiel), młotki znalazły zastosowanie w znacznie mniejszym zakresie. Rozwój maszyn górniczych, szczególnie kombajnów ścianowych, spowodował odejście od mechanicznego urabiania węgla młotkami. Jednak dalej wykorzystywane są one w pracach pomocniczych: do obrywania zwisów węglowych, wyrównywania czoła przodka, odrywania łat przystropowych, wykuwania gniazd dla obudowy chodnikowej czy rozbijania dużych brył urobku. Budowę typowego młotka pneumatycznego przedstawiono na rysunku 1.1.



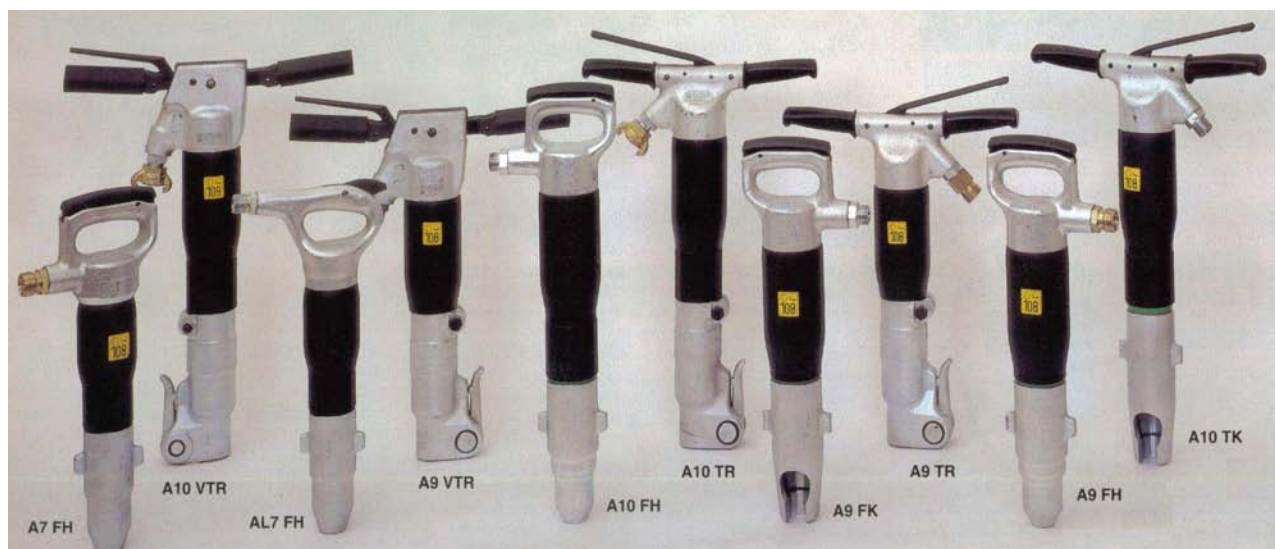
Rys. 1.1. Budowa typowego młotka pneumatycznego [40]

Podstawowe elementy konstrukcji młotka pneumatycznego to cylinder (1), wewnątrz którego porusza się tłok (2) zakończony bijakiem (3), uderzający w tylec narzędzia roboczego. Sprężone powietrze doprowadzane jest do części nad- i podtłokowej przez rozrząd (4). W tylnej części młotka wykonana jest rękojeść (5), pozwalająca pracownikowi na swobodny uchwyt. W rękojeści i pod rozrządem umieszczony jest mechanizm odcinający lub doprowadzający sprężone powietrze do młotka. Powietrze jest doprowadzane przez króciec (10). Narzędzie robocze (9) mocowane jest w tulei (7) i zabezpieczane trzymakiem (8) przed wysunięciem.

Zasada działania jest prosta. Powietrze sprężone, po otwarciu wlotu, dostaje się do rozrzędu i zależnie od ustawienia elementu sterującego, dostaje się do tylnej (I) lub przedniej przestrzeni tłoka. Rozprężając się, powietrze powoduje ruch tłoka w przód (suw roboczy) lub w tył (suw powrotny). Rozrząd stosowany w młotkach pneumatycznych można podzielić na trzy grupy: sterowanie tłokiem roboczym, sterowanie zaworowe i suwakowe. W tym pierwszym można wyróżnić sterowanie tłokiem roboczym z kanałami w tłoku lub kanałami w ścianie cylindra. W sterowaniu zaworowym, ze względu na element sterujący, można wyróżnić zawory kulkowe, płytkowe, pierścieniowe, kołnierzowe i skrzydełkowe.

Jak już podano, ruch tłoka odbywa się na skutek działania ciśnienia sprężonego powietrza. Powietrze to w kopalniach podziemnych jest dostarczane zazwyczaj z sieci kopalnianej. Wartość ciśnienia w tej sieci nie przekracza 0,4 MPa. Stąd wypadkowa siła działająca na powierzchnię tłoka jest niewielkiej wartości i powoduje niewielkie przyspieszenia tłoka i bijaka, a tym samym małe energie uderu. Dla zwiększenia tej energii stosuje się dość duży skok tłoka.

Ze względu na małe rozmiary i masę młotków pneumatycznych są one stosowane głównie z ręki i obecnie wykorzystywane głównie do prac pomocniczych, nie mających wielkiego wpływu na proces produkcyjny. Na rysunku 1.2 przedstawiono przykładowo wybór młotków pneumatycznych serii A firmy Böhler Pneumatik International, które mogą mieć zastosowanie w tego typu pracach [42]. Masa tych młotków nie przekracza 24 kg, energia uderu dochodzi maksymalnie do kilkudziesięciu [J], dopuszczalne ciśnienie zasilania to 0,6 MPa a ich wymiary to - długość do 750 [mm] (bez grota), średnica korpusu do 120 [mm].



Rys. 1.2. Typoszereg młotków pneumatycznych serii A firmy Böhler Pneumatik International [42]

Dla zintensyfikowania pracy młota, szczególnie zwiększenia energii udaru, zaczęto poszukiwać innych rozwiązań konstrukcyjnych i przede wszystkim innego źródła zasilania. Takim rozwiązaniem stał się młot hydrauliczny. Historia młotów hydraulicznych rozpoczęła się niewiele ponad trzydzieści lat temu, jest zatem konstrukcją stosunkowo młodą [47]. Młot hydrauliczny stosowano najczęściej jako dodatkowe wyposażenie koparki. W swych początkach, w latach sześćdziesiątych, młoty były raczej niewielkie, a ich ówczesne zastosowania można określić dziś jako prace pomocnicze o charakterze lekkim. Rosnące w skali światowej potrzeby znalezienia narzędzia przeznaczonego do cięższych prac, a zatem charakteryzującego się znacznie silniejszą konstrukcją i większą masą spowodowały znaczne postępy w tej dziedzinie. Problem występował przede wszystkim w górnictwie skalnym i podziemnym, które od dawna oczekiwały na rozwiązanie bardzo kłopotliwego i kosztownego zagadnienia kruszenia nadgabarytowych fragmentów urobku. Dotychczas stosowano konwencjonalną metodę wiercenia i strzelania niemożliwych do dalszego transportu i przerobu głazów, co wiązało się z dużym niebezpieczeństwem, stratami czasu i rozrzutem kruszonej bryły.

Idea pracy jest podobna do wcześniej przedstawionej pracy młotków pneumatycznych i polega na przekazywaniu energii udaru przez narzędzie robocze w postaci grota ostrego, tępego lub dłuta na caliznę skalną, względnie inny materiał zwięzły, powodując ich rozkruszenie, urobienie lub odłupanie. Jednak ich energia udaru, przez zastosowanie innego medium zasilającego (oleju hydraulicznego) jest nieporównywalnie większa i w przypadku najcięższych młotów dochodzi nawet do 27 500 [J]. Masa młotów hydraulicznych jest również wielokrotnie większa, co powoduje, że młoty te są z reguły montowane i przemieszczane na wysięgnikach.

Przyszły użytkownik dobiera młot hydrauliczny ze względu na wartość jego parametrów zewnętrznych takich jak energia i częstotliwość udaru, ciśnienie zasilania oraz wymiary i masa młota. Wybór młotów jest bardzo szeroki. W tabeli 1.1 przedstawiono wybrane modele młotów hydraulicznych, które można spotkać w Polsce [44].

Obszar zastosowania przedstawionych w tabeli młotów hydraulicznych jest bardzo szeroki. Autor pracy, ze względu na ścisły kontakt i możliwości zbierania danych i informacji, ograniczył się do młotów, które znalazły zastosowanie w polskim górnictwie podziemnym, w kopalniach wydobywających rudy metali nieżelaznych. Największa ich liczba pracuje obecnie w zakładach górniczych KGHM „Polska Miedź” S.A. Są one wykorzystywane w całym procesie wydobywczym pod ziemią, od momentu odspojenia rudy od calizny skalnej, aż do jej załadowania na przenośnik.

Tabela 1.1. Zestawienie parametrów wybranych młotów hydraulicznych pracujących w Polsce [44]

Producent	Typ	Masa z narzędziem standardowym	Energia uderzenia T_1	Częstotliwość uderzeń f_u	Ciśnienie zasilania P_h	Natężenie zasilania Q_h	Wskaźnik $W = I \text{ i/m}$
		kg	J	1/S	MPa	dm ³ /min	J/kg
	S21	130	175	12÷36	9.5÷12.5	20÷50	1.34
Sandvik	S29	830	1450	8÷16	12.5÷15	60 ÷ 120	1.74
Tammrock	S52	*	1800	7÷16	14.5 ÷ 17.5	70 ÷ 100	*
Rammer Corp.	E64	1040	2300	6÷12	13.5÷14.5	70 ÷ 130	2.21
	G130	6600	12500	5÷7	13.0÷14.0	70 ÷ 130	1.89
Atlas Copco AG	TEX 300 HM	540	800÷700	5.0 ÷ 10.0	10÷20	55÷90	1,48÷3.15
Gullick Dobson	GD 2000	629	2000	1,0÷ 10,0	12,6	63	3,18
International Ltd.	GD 3000	1251	3000	1,0÷ 10,0	12,6÷ 19,6	81 ÷ 180	2,40
Ingelsoll-Rand Co.	G 500	*	690	14,2	*	4e	*
	0300	390	1250	4,5 ÷ 7,5	12,7	68÷114	3,20
	G 1100	381	1650	10,0	14,0	162	4,33
Joy Manufacturing Co.	206 IIIZFTI	160	1355	3,3	17,5	95	5,47
	411 HEFTI	730	8300	1,0	17,5	190	*
	514HEFTI	1089	27650	0,38	17,5	170÷190	25,40
	Roxon 25	24	*	22,0	5,0÷12,0	18÷25	*
KONE	Roxon 150	270	370	32,0	12,0 ÷ 14,0	60	1,37
Corporation Breaker Division	Roxon B=200	650	*	5,0÷9,3	13,7÷15,7	48÷85	*
	Roxon 602	750	1600	5,0 ÷ 9,3	13,7	60 ÷ 100	2,13
	Roxon 700	800	1762	5,0 ÷ 9,3	13,7	60 ÷ 100	2,20
	HM 25	25	140	16,7	10,0	23	5,60
	HM 32	32	170	16,7	12,0	24	5,31
Fiad, Krupp GmbH	HM 110	170	450	11,7÷16,7	11,0÷13,0	35÷50	2,65
	HM 200	530	800	5,0 ÷ 10,5	12,0÷15,0	40÷55	1,51
	HM 500	900	1900	6,0÷5,3	13,0÷15,0	55÷90	2,11
	HM900	1500	3200	5,0 ÷ 7,5	15,0÷ 18,0	95 ÷ 145	2,57
	BRH40	80	180	16,6/25,0	12,0	20/25	2,25
Etablissement Montabert S.A.	BRH 125	272	700	6,7/16,6	8,0 7,0	40/100	2,57
	BRH 250	550	1000	3,5 10,0 5,2 10,0	10,0 7,5	35/90 90÷130	1,82
	BRH501L	1000	2000	5,3/8,0 6,5/8,3	11,0 8,0	80,120 110/140	2,00
Salzgitter Maschinen und Anlagen AG	HB 5000	1000	2200÷5000	1,7÷8,3	14,0÷20,0	40 ÷ 120	2,20÷5,00

Młoty hydrauliczne zamocowane na wsięgnikach zainstalowanych na maszynach samojezdnych zostały wykorzystywane do wstępnego rozdrabniania urobku już w przodku górnym, bezpośredniego urabiania i wykonywania ociosów wyrobisk, wyrównywania czoła w przodku górnym, wykonywania wykopów w spągu wyrobisk górniczych. Młoty hydrauliczne pracujące natomiast na stacjonarnych wsięgnikach na tzw. kratkach rozładowniczych umieszczonych nad urządzeniami załadowniczymi przeznaczone są do rozdrabniania urobku przed załadowaniem go na przenośnik taśmowy.

W zakładach górniczych KGHM „Polska Miedź” S.A. obecnie wykorzystywane są głównie młoty Rammer i Roxon produkowane przez firmę Sandvik Tammrock Rammer Corp. i przejętą przez nią KONE Corporation Breaker Division, których parametry zewnętrzne są najkorzystniejsze dla użytkowników. Ale można spotkać się jeszcze z młotami innych producentów - firm Atlas Copco AG, Etablissement Montabert S.A. czy Krupp GmbH.

Ze względu na charakter i miejsce ich pracy, od młotów hydraulicznych wymagana jest duża dyspozycyjność i niezawodność. Jednak ich eksploatacja związana jest z postępującym zużyciem współpracujących elementów. Naturalne zużycie ściernie powierzchni hartowanych o dużej gładkości nie ma znaczącego wpływu na zmianę energii uderzenia młota hydraulicznego w trakcie jego użytkowania. Jednak błędy technologiczne podczas wytwarzania lub wykonywanego remontu oraz trudne do wyeliminowania zanieczyszczenia oleju mogą doprowadzić do przyspieszonego zużycia lub uszkodzenia współpracujących powierzchni. Powoduje to zazwyczaj spadek wartości parametrów zewnętrznych, przede wszystkim energii udaru, i ograniczenie przydatności lub wręcz wyeliminowanie takiego młota z miejsca jego pracy. Dlatego bardzo ważnym jest szybkie stwierdzenie takiego stanu i ocena techniczna przyczyn jego powstania, tak aby uszkodzony młot można było jak najszybciej poddać remontowi i przywrócić mu jego parametry wyjściowe.

Młoty hydrauliczne należą do tych, które są szczególnie czułe na jakość wykonania, zastosowane materiały konstrukcyjne i warunki eksploatacji. Przy dokonywaniu ich napraw lub remontów niezmiernie ważna jest możliwość stwierdzenia stopnia zużycia poszczególnych elementów i odpowiednie ich zakwalifikowanie. Jakość wykonania remontu można ocenić najczęściej dopiero w miejscu pracy młota po jego uruchomieniu. W przypadku ciężkich młotów hydraulicznych eksploatowanych w kopalni podziemnej, każdy źle wykonany remont powoduje duże straty. Metoda oceny stopnia zużycia poszczególnych elementów młota, polegająca na demontażu i pomiarze ich wymiarów liniowych jest bardzo trudna i czasochłonna. Wymaga specjalistycznych i kosztownych przyrządów pomiarowych. Dodatkowo nie są znane zależności pomiędzy wymiarami elementów młota i jego parametrami zewnętrznymi (energia i częstotliwość uderzeń).

Dlatego zarówno producenci, jak też użytkownicy młotów hydraulicznych, starają się opracować i stosować metody pomiaru energii udaru dla określenia przydatności młotów do dalszej eksploatacji oraz określenia, jaki wpływ na wartość parametrów zewnętrznych mają zużycie lub uszkodzenie poszczególnych elementów młota [30,38,39,]. Do tego celu wykorzystuje się, przede wszystkim ze względu na dokładność i wiarygodność pomiaru, metody empiryczne i analityczno-empiryczne.

Dla opracowania takiej metody niezbędna jest znajomość budowy i zasady pracy młotów hydraulicznych, czynników destrukcyjnych, skutków ich działania, korelacji pomiędzy parametrami eksploatacyjnymi a stopniem zużycia elementów młota oraz wartościami mierzonych parametrów zewnętrznych. Dlatego w następnych rozdziałach szczegółowo opisano powyższe zagadnienia. Przedstawiono również najczęściej wykorzystywane przez producentów i użytkowników metody wyznaczania parametrów eksploatacyjnych młotów hydraulicznych, głównie energii udaru.

Jednak wszystkie opisane metody wymagają wykonania badań i pomiarów przedmiotowego młota na specjalistycznych stanowiskach badawczych. W tym celu młot musi być przewieziony z miejsca pracy, odpowiednio przygotowany do badań, a po ocenie technicznej jego stanu i ewentualnym wykonaniu remontu, ponownie przetransportowany na dół. Jest to więc proces czasochłonny i kosztowny. Po przeanalizowaniu wykorzystywanych obecnie metod pomiaru energii udaru młotów hydraulicznych, a w szczególności metody oceny stanu technicznego młotów hydraulicznych na podstawie pomiaru wartości ich parametrów zewnętrznych, opracowanej przy współpracy pracowników AGH Kraków i O/ZG „Rudna” w Polkowicach, zaproponowano rozwiązanie, które uprościłoby i ułatwiło ten proces.

Proponowana metoda nie będzie zastępować w/w metody, ma jedynie za zadanie ułatwić wstępną ocenę stanu technicznego młotów. Ułatwienie to wiąże się przede wszystkim z przeprowadzaniem pomiarów wartości tylko parametrów hydraulicznych (wartości i przebiegi ciśnień na zasilaniu i splywie) na stanowisku pracy młota, czyli eliminuje ona czynności związane z transportem, montażem i demontażem młota ze stanowiska pracy. Innym ułatwieniem przy wstępnej ocenie stanu technicznego, ma być wyeliminowanie pomiaru wartości energii i częstotliwości udaru młota na specjalistycznym stanowisku badawczym.

Opracowanie takiej metody oceny stopnia zużycia oraz wyznaczania energii udaru młotów hydraulicznych na podstawie pomiaru jego parametrów zewnętrznych umożliwi prowadzenie racjonalnej gospodarki remontowej. Pozwoli to na ocenę stopnia zużycia elementów młota już na stanowisku pracy, bez konieczności jego demontażu. Dzięki temu stan młota będzie można ocenić przy użyciu mniejszego nakładu pracy i kosztów.

2. BUDOWA I ZASADA PRACY MŁOTÓW HYDRAULICZNYCH ORAZ ICH ZASTOSOWANIE W KOPALNIACH RUD MIEDZI

Młoty hydrauliczne należą do specyficznej grupy urządzeń udarowych. Idea ich pracy jest podobna i polega na przekazywaniu energii udaru przez narzędzie robocze w postaci grota ostrego, tępego lub dłuta na calizną skalną, względnie inny materiał (beton, nawierzchnia drogowa itp.) powodując jej rozkruszenie, urobienie lub odłupanie. Jednak młoty różnią się między sobą konstrukcją i zasadą działania. Poniżej omówiono kryteria podziału produkowanych i stosowanych młotów, przedstawiono budowę i zasadę działania wybranych, najczęściej stosowanych w kopalniach rud miedzi „Polska Miedź” S.A., młotów hydraulicznych oraz opisano ich zastosowanie w tych kopalniach.

2.1. PODZIAŁ MŁOTÓW HYDRAULICZNYCH

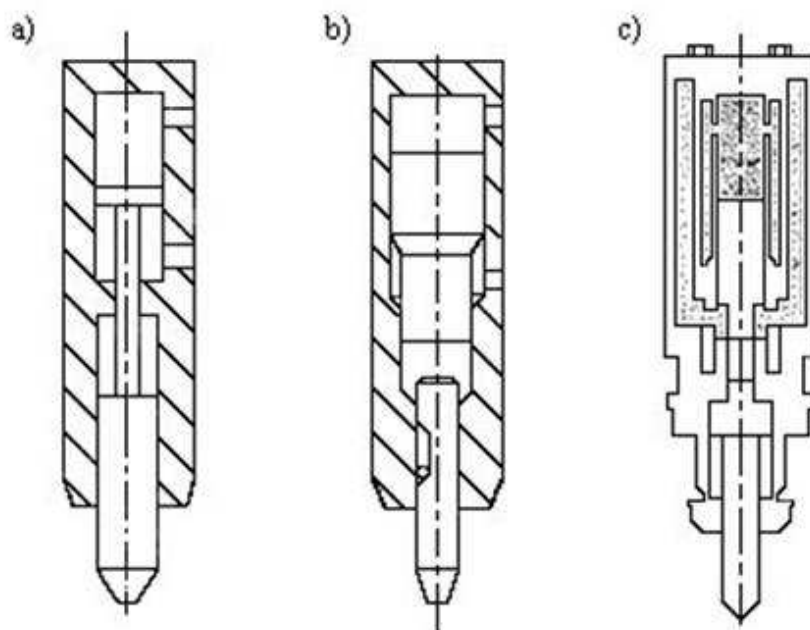
Podziału ciężkich, hydraulicznych młotów udarowych można dokonać stosując się do następujących kryteriów:

1. rozwiązanie konstrukcyjne,
2. sposób przekazywania energii,
3. sposób sterowania ruchem tłoka (bijaka).

Ze względu na pierwsze kryterium, rozwiązania konstrukcyjne, młoty hydrauliczne można podzielić na dwa zasadnicze typy [1,2,3,8,23,25]:

- młoty bezbijakowe - młoty nieposiadające oddzielnego narzędzia roboczego, w których bijak połączony jest w jedną całość z narzędziem i uderza bezpośrednio w obrabiany element lub urabiany ośrodek skalny,
- młoty bijakowe - młoty wyposażone w oddzielne narzędzie robocze.

Przykład takich młotów przedstawiono na rysunku 2.1. Młoty bezbijakowe (zwane też pociskowe), pokazane na rysunku 2.1a, są to młoty, w których układ roboczy wykonany jest jako odpowiednio ukształtowany jeden element typu „tłok-bijak” połączony w jedną całość z narzędziem. Zaletą takich młotów jest możliwość stosowania dużych energii uderzenia ($13\div 20$ [kJ]), ograniczonych tylko wytrzymałością narzędzia roboczego. Wadą jest brak wstępnego docisku narzędzia do calizny skalnej, co prowadzi do znacznego odrzutu. Szczególnie widoczne jest to przy urabianiu skał o dużej zwięzłości, gdzie odrzut narzędzia młota bezbijakowego pochłania znaczną część energii. Z tego powodu młoty bezbijakowe mają mniejsze zastosowanie w eksploatacji górniczej niż młoty bijakowe. Inne wady to kłopoty z uszczelnieniami, brak możliwości podważania lub obrócenia bryły.



Rys. 2. 1. Rodzaje młotów hydraulicznych [23]

a) bezbijaćkowy, b) bijaćkowy bezpośredni, c) bijaćkowy pośredni

Młoty bijaćkowe, przedstawione na rysunku 2.1b, są to młoty, w których bijaćka uderza bezpośrednio w powierzchnię czołową tylnej części narzędzia. Występuje tu konieczność dostosowania prędkości uderzenia oraz masy bijaćki do wytrzymałości materiału, z którego wykonane są elementy zespołu roboczego bijaćka-narzędzie.

Młoty bijaćkowe, w zależności od kryterium nr 2, specyfiki uderzenia i przekazania energii można podzielić na:

- młot o działaniu bezpośrednim - młot, w którym bijaćka uderza bezpośrednio w powierzchnię tylną narzędzia, uderzenie typu metal-metal (rys. 2.1b),
- młot o działaniu pośrednim – młot, w którym uderzenie bijaćki jest przekazywane poprzez oddzielne medium pośredniczące (rys. 2.1c).

W młotach bijaćkowych o działaniu pośrednim wyeliminowano twarde uderzenie typu metal-metal, dzięki zastosowaniu elementu pośredniczącego, które oddziela bijaćkę od narzędzia. Elementem pośredniczącym może tu być bijaćka pośrednia lub poduszka olejowa. Zaletą takiego rozwiązania jest możliwość zastosowania znacznie większych prędkości uderzenia bijaćki. W ten sposób uzyskiwane są dużo większe energie uderzenia, nie do osiągnięcia w przypadku młotów konwencjonalnych. Odbywa się to ponadto przy relatywnie niższym poziomie generowanych naprężeń. Dodatkowymi zaletami takiego rozwiązania są:

- zwiększenie trwałości układu roboczego, dzięki uniknięciu lokalnego spiętrzenia naprężeń stykowych,

- obniżenie poziomu hałasu,
- zredukowanie poziomu energii odrzutu do wartości 3-5% wartości energii uderu.

Jedynym mankamentem tego typu urządzenia jest konieczność zapewnienia dużej szczelności przestrzeni hydraulicznej cylindra młota (podczas sprężania poduszki hydraulicznej ciśnienie osiąga wartość 100 do 200 MPa. Przykładem opisanego powyżej rozwiązania jest młot hydrauliczny typu 514 HEFTI (Joy Manufacturing Co.), którego konstrukcję przedstawiono na schemacie na rysunku 2.1c.

W najczęściej stosowanych młotach bijakowych o działaniu bezpośrednim funkcje tłoka- bijaka i narzędzia są rozdzielone. Można dostrzec w tym istotne bariery dla dalszego rozwoju tego typu rozwiązania, związanego z koniecznością ograniczenia prędkości uderzenia oraz masy bijaka. Prędkość uderzenia limitowana jest ograniczoną wytrzymałością tworzywa konstrukcyjnego, z którego wykonane są elementy zespołu roboczego bijak-narzędzie. Według klasycznej jednowymiarowej teorii propagacji fali w odniesieniu do zderzenia dwóch ciał o konfiguracji prętowej, płaskich powierzchniach czołowych i stałym przekroju poprzecznym, wartości naprężeń σ_1 i σ_2 generowanych w bijaku i narzędziu przy zderzeniu z prędkością v wynoszą [23]:

$$\sigma_1 = \frac{E}{1 + \frac{A_1}{A_2}} \cdot \frac{v}{c} \quad \sigma_2 = \frac{E}{1 + \frac{A_2}{A_1}} \cdot \frac{v}{c} \quad (2.1)$$

gdzie:

E - moduł Younga materiału bijaka i narzędzia,

c - prędkość fali naprężeniowej (dźwiękowej) w materiale bijaka i narzędzia,

A_1 - pole przekroju poprzecznego bijaka,

A_2 - pole przekroju poprzecznego narzędzia.

Jeśli przyjąć, że przekroje poprzeczne bijaka i narzędzia są jednakowe, moduł Younga dla typowych stali $E = 2,1 \times 10^5$ [MPa], a prędkość fali naprężeniowej $c = 5150$ [m/s], to dla typowo stosowanych wysoko gatunkowych stali obrabianych cieplnie, dla których wartości dopuszczalnych naprężeń wynoszą 250-280 [MPa], otrzyma się ograniczenie prędkości do około 10-13 [m/s].

Rozważanie to przeprowadzono w sposób uproszczony, trudno jest bowiem podać bardziej precyzyjnie kryterium zniszczenia układu uderzeniowego uwzględniające takie złożone zjawiska, jak zmęczenie materiału, niskocykliczne pękanie, lokalne uplastycznienie i szereg innych zjawisk nie poddających się dokładniejszemu opisowi analitycznemu.

Masa bijaka jest natomiast ograniczona wartością poziomu odrzutu młota od calizny. Jeśli pominie się wpływ siły wstępnego docisku narzędzia do skały, to energię odrzutu można określić zależnością:

$$E_{od} = \frac{m_b}{M} \cdot E_u \quad (2.2)$$

gdzie:

E_{od} - energia odrzutu,

E_u - energia udaru,

M - całkowita masa młota,

m_b – masa bijaka młota.

Ogólnie przyjmuje się, że ze względu na trwałość konstrukcji nośnej wysięgnika można dopuścić poziom energii odrzutu rzędu 10-15 [%] energii uderzenia, a zatem takiego samego rzędu powinien być maksymalny procentowy udział masy bijaka m_b w całkowitej masie młota M .

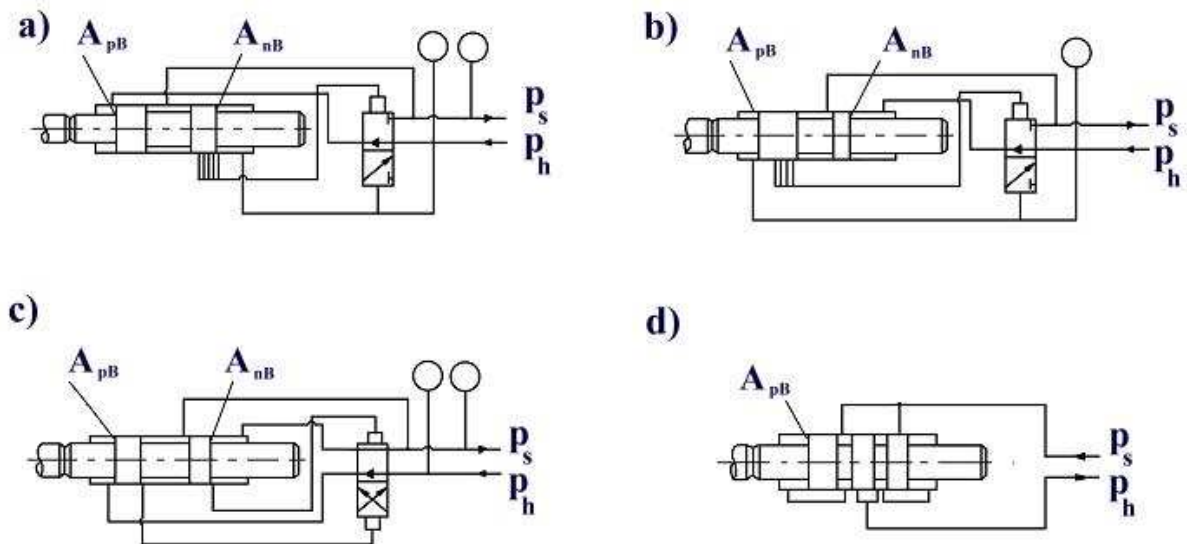
Z kolei postulat zagwarantowania dostatecznej manewrowości narzuca ograniczenie na masę głowicy udarowej, zwłaszcza jeśli problem dotyczy urządzeń samojezdnych. Dotychczasowe doświadczenia wskazują, że nie jest celowe budowanie tego typu urządzeń o masie przekraczającej 1500 [kg]. Skojarzenie powyższych ograniczeń prowadzi do wniosku, że mechaniczno-ekonomiczną barierę rozwoju konwencjonalnych młotów bijakowych bezpośredniego uderzenia wyznacza energia rzędu 5-7 [kJ]. Należy przy tym zastrzec, że nie stanowi to sztywnej reguły, bowiem istnieją młoty superciężkie, dysponujące znacznie większymi energiami uderzenia. Jednak z uwagi na dużą masę, możliwość ich szerszego zastosowania w maszynach urabiających, szczególnie samojezdnych, musi budzić wątpliwości.

Ostatnim z kryteriów podziału młotów hydraulicznych jest sposób wymuszania ruchu posuwisto-zwrotnego tłoka-bijaka, czyli podział ze względu na układ sterowania hydraulicznego [23]. Ze względu na to kryterium można wyróżnić następujące rozwiązania:

- stałe zasilanie tylnej komory roboczej (podtłokowej),
- stałe zasilanie przedniej komory roboczej (nadtłokowej),
- naprzemienne zasilanie komór,
- układ bezzaworowy.

Na rysunku 2.2 przedstawiono rozwiązania układów sterowania hydraulicznych młotów udarowych, a poniżej pokrótce opisano najczęściej wykorzystywane. Nie zajmowano się układem bezzaworowym, pokazanym na rysunku 2.2d, gdyż ze względu na małą możliwość sterowania nie jest on obecnie stosowany. W młotach hydraulicznych konstruowanych obecnie

najczęściej spotyka się dwa pierwsze rozwiązania układów sterowania. W pierwszym z nich (rys. 2.2a) wykorzystywana jest zasada ciągłego zasilania tylnej komory roboczej strumieniem oleju pod wysokim ciśnieniem, przy jednoczesnym naprzemiennym przyłączaniu komory przedniej do linii spływowej (suw roboczy) lub linii zasilającej (suw powrotny).



Rys. 2.2. Budowa i układy sterowania stosowane w młotach hydraulicznych [23]:

- a) stałe zasilanie tylnej komory (podtłokowej), b) stałe zasilanie przedniej komory (nadtłokowej), c) naprzemiennie zasilanie komór, d) układ bezzaworowy

Układ ten jest stosowany zazwyczaj w młotach lżejszych np. HM 200, HM 400 produkowanych przez firmę Krupp GmbH. Wadą takiego systemu jest konieczność zabudowania dodatkowego akumulatora na spływie, amortyzującego pulsację oleju w przewodzie spływowym.

Suw roboczy w młocie z tego typu układem sterowania następuje w wyniku działania siły P_r , wywołującej ruch roboczy tłoka:

$$P_r = A_{nB} p_h - A_{pB} p_s \quad (2.3)$$

gdzie:

A_{nB} - pole powierzchni tylnej, podtłokowej tłoka w cylindrze, [m²],

A_{pB} - pole powierzchni przedniej, nadtłokowej tłoka w cylindrze, [m²],

Ruch powrotny tłoka wywołuje siła P_p wyrażona wzorem:

$$P_p = (A_{pB} - A_{nB}) p_h \quad \text{przy } A_{pB} > A_{nB} \quad (2.4)$$

W drugim układzie (rys. 2.2b), ciągle zasilana jest przednia komora robocza strumieniem oleju pod wysokim ciśnieniem, przy jednoczesnym naprzemiennym przyłączaniu komory tylnej do linii zasilającej (suw roboczy) lub linii spływowej (suw

powrotny). Układ ten stosowany jest najczęściej w ciężkich młotach hydraulicznych, takich jak np. HM 900, HM 1200 (Krupp GmbH), młoty Roxon i Rammer (Sandvik Tamrock Corp.), BRH 500, BRH 1000 (Montabert S.A.) [21,22,23]. Główną zaletą tego typu rozwiązania mechanizmu uderu jest tłumienie uderzeń bijaka w jego skrajnych położeniach oraz duża elastyczność ruchu tłoka w ruchu roboczym.

Ruch roboczy tłoka w młocie z tym układem sterowania następuje w wyniku działania siły P_r o wartości możliwej do oszacowania zgodnie z zależnością:

$$P_r = (A_{nb} - A_{pB}) p_h \quad \text{przy } A_{nb} > A_{pB} \quad (2.5)$$

Ruch powrotny tłoka następuje pod działaniem siły P_p wyrażona wzorem:

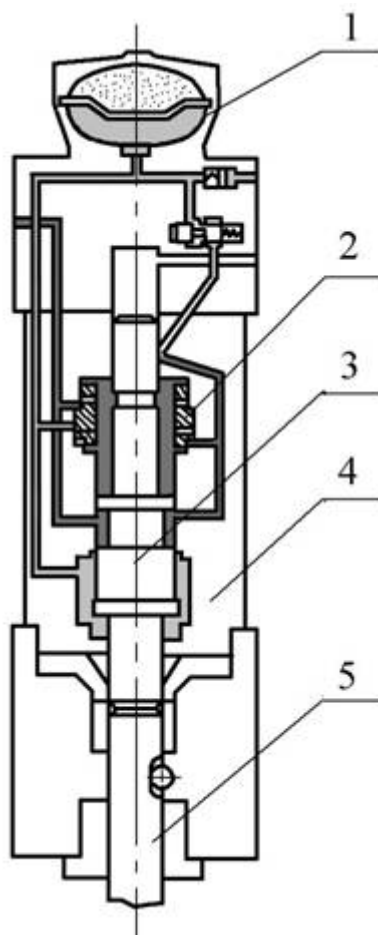
$$P_p = A_{pb} p_h - A_{nB} p_s \quad (2.6)$$

W ostatnim z omawianych układów, naprzemiennym zasilaniu komór (rys. 2.2c), komora tylna przyłączana jest do linii zasilającej a komora przednia do linii spływowej (suw roboczy), w suwie powrotnym natomiast komora tylna przyłączana jest do linii spływowej, a przednia do zasilającej. Komora tylna w tym rozwiązaniu wypełniona jest wyłącznie azotem, który podczas suwu powrotnego jest sprężany do ciśnienia wynikającego z ciśnienia oleju w komorze przedniej. Następnie, z chwilą przyłączenia przedniej komory do spływu rozpoczyna się suw roboczy wywołany działaniem ciśnienia azotu sprężonego w komorze tylnej. W tym przypadku, podobnie jak w układzie ze stałym zasilaniem tylnej komory roboczej, ruch roboczy tłoka wywołuje siła P_r , opisana równaniem (2.3), a ruch powrotny siła P_p wyrażona wzorem (2.4).

2.2. BUDOWA I ZASADA PRACY MŁOTÓW HYDRAULICZNYCH

W kopalniach rud miedzi KGHM „Polska Miedź” S.A. wykorzystywane są obecnie młoty hydrauliczne bijakowe o działaniu bezpośrednim. Ogólną budowę takich młotów przedstawiono na rysunku 2.2. Podstawowymi elementami takiego młota są [54,55]:

- korpus młota (4),
- element uderzający tŁok (bijak) (3), wykonujący w cylindrze roboczym głowicy udarowej ruchy posuwisto-zwrotne,
- element uderzany (narzędzie) (5), kontaktujący się bezpośrednio z calizną skalną,
- układ rozrządu (zaworowy lub suwakowy) (2), sterujący samoczynnie ruchami tłoka (bijaka),
- akumulator ciśnieniowy, stwarzający rezerwę energii w końcowej fazie suwu roboczego bijaka (1).



Rys.2.3. Schemat młota hydraulicznego bijakowego o działaniu bezpośrednim [55]

Przy konstruowaniu współczesnych hydraulicznych młotów udarowych, ze względu na ich charakter pracy, wymagane jest stosowanie indywidualnego napędu pompowo-akumulatorowego. Ze względu na wymaganą prawidłową pracę przy różnych położeniach głowicy udarowej, wykorzystuje się na ogół przeponowe akumulatory hydrauliczno-gazowe (zazwyczaj wypełniane azotem), instalowane w linii ciśnieniowej (zasilającej) młota. Można spotkać oryginalne konstrukcje młotów z akumulatorem tłokowym wbudowanym w bijak, np. w młotach typoszeregu Goblin (Ingersoll-Rand Co.). Jednak są to rozwiązania sporadyczne. Zazwyczaj akumulatory te są zabudowane w korpusie młota. Można spotkać również rozwiązania konstrukcyjne młotów z dwoma akumulatorami, jednym instalowanym w linii ciśnieniowej a drugim w linii sphywowej. Rozwiązanie to stosowane jest w młotach, których działanie oparte jest na zasadzie ciągłego zasilania tylnej komory roboczej.

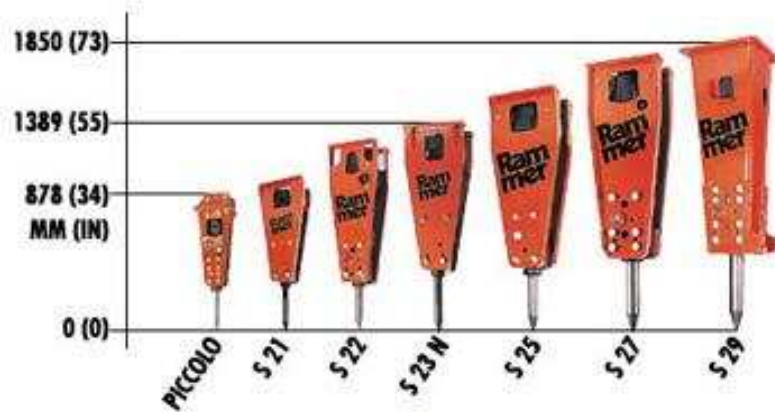
Innym elementem, którego rozwiązanie może być odmienne w różnych młotach hydraulicznych jest układ rozrządu - rozdzielacz. Zaprojektowanie rozdzielacza jest jednym z głównych problemów w konstrukcji mechanizmu udarowego. Ważne jest, aby wykonany rozdzielacz w bardzo krótkich okresach czasu był w stanie przesterować znaczne ilości oleju

przy minimalnych stratach. Dlatego obecnie młoty wyposażone są w rozdzielacze tulejkowe, tzw. bramkowe, gdzie powierzchnią rozdzielającą jest czoło tulei. Dzięki takiemu rozwiązaniu przepływ jest gwałtownie odslaniany, co powoduje zmniejszenie oporu przepływu medium hydraulicznego.

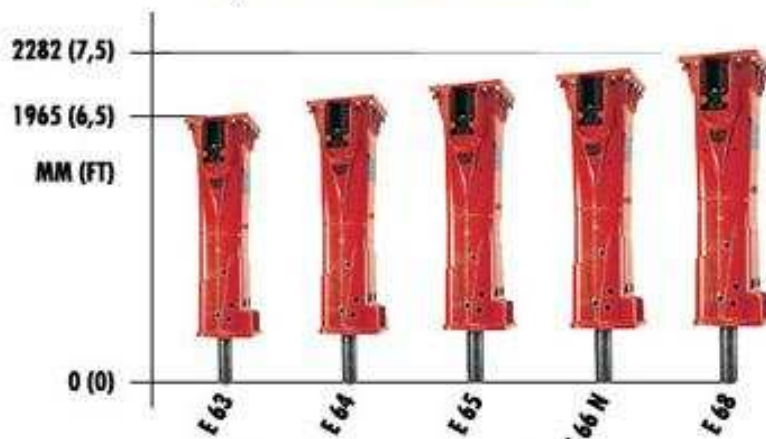
W poniższych podrozdziałach opisano rozwiązania konstrukcyjne i zasadę pracy wybranych młotów hydraulicznych. Jako kryterium przyjęto procentowy udział młotów danego producenta i typu w ogólnej liczbie młotów hydraulicznych wykorzystywanych w kopalniach rud miedzi KGHM „Polska Miedź” S.A. oraz podobieństwo młotów różnych typów ze względu na budowę i zasadę pracy. Po analizie przez autora dostępnych źródeł z zakładów górniczych 0/ZG Lubin, 0/ZG Polkowice-Sieroszowice i 0/ZG Rudna okazało się, że zdecydowanie największy udział w ogólnej liczbie młotów wykorzystywanych przez w/w kopalnie mają młoty produkowane przez fińską firmę Sandvik Tamrock Corp.

Firma Sandvik Tammrock Corp. produkuje obecnie kilkanaście rodzajów młotów hydraulicznych [22,51,52,53,54,55]. Młoty lekkie o masach roboczych (wraz z obudową) $80 \div 820$ [kg] i energii udaru $130 - 1450$ [J] są znane jako seria S20. Młoty ciężkie produkowane są w seriach E60, S50 i S80. Wcześniej ta firma młoty tego typu produkowała w typoszeregach R50 i R60. Posiadają one masą roboczą $1040 \div 2900$ [kg] i energię udaru $2300 \div 6000$ [J]. Najcięższe i największe młoty o masach roboczych $3150 \div 6600$ [kg] i energiach udarów $6200 \div 12500$ [J] znane są jako seria G. W kopalniach rud miedzi KGHM „Polska Miedź” S.A. wykorzystywane są młoty lekkie serii S20 - głównie typ S29 oraz młoty ciężkie serii E60, S50, R50, R60 – przede wszystkim typy E64, S52, R59 i R67. Typoszeregi młotów Rammer serii S20 i E60 pokazano na rysunku 2.4.

Aspektem, który dodatkowo zdecydował o wytypowaniu do przedstawienia budowy i zasady pracy młotów firmy Sandvik Tammrock Corp. jest bardzo duże podobieństwo młotów tej firmy do młotów typu Roxon (KONE Corporation Breaker Division). Młoty tej firmy są drugą, po Rammerze, grupą wykorzystywaną przez KGHM „Polska Miedź” S.A. Młoty Roxon i Rammer mają bardzo zbliżoną do siebie konstrukcję. Ciekawostką jest fakt, że firma Rammer kupiła firmę Kone i produkuje obecnie te same młoty pod jedną nazwą Rammer i jednym szyldem jako Sandvik Tammrock Corp. Przykładowo młot Rammer S 52 i Roxon 602 posiadają wspólne części zamienne. Różnica polega jedynie na konstrukcji głowicy mocującej narzędzie. Zastosowane w nich narzędzia robocze posiadają różną średnicę: Rammer S52 – $\varnothing 110$ [mm] a Roxon 602 - $\varnothing 100$ [mm]. Poza młotami Roxon 602 stosowane są również młoty o zbliżonej konstrukcji Roxon F54 i typ Roxon F 15, których parametry konstrukcyjne są podobne do młota Rammer S29. Na rysunku 2.5 pokazano młot Rammer S52 i starszy model młota Roxon 602.



a) - Rammer seria S



b) - Rammer seria E

Rys. 2.4. Typoszereg młotów Rammer serii S20 i E60: a) - seria S20, b) - seria E60 [21]



Rys. 2.5. Młot hydrauliczny Rammer S52 i Roxon 602 [21]

Zasada pracy wszystkich powyżej wymienionych młotów firmy Rammer polega na ciągłym zasilaniu komory podtłokowej (suw powrotny) i okresowym zasilaniu komory nadtłokowej (suw roboczy). Zasadniczą różnicę stanowi sposób sterowania przyłączeniem

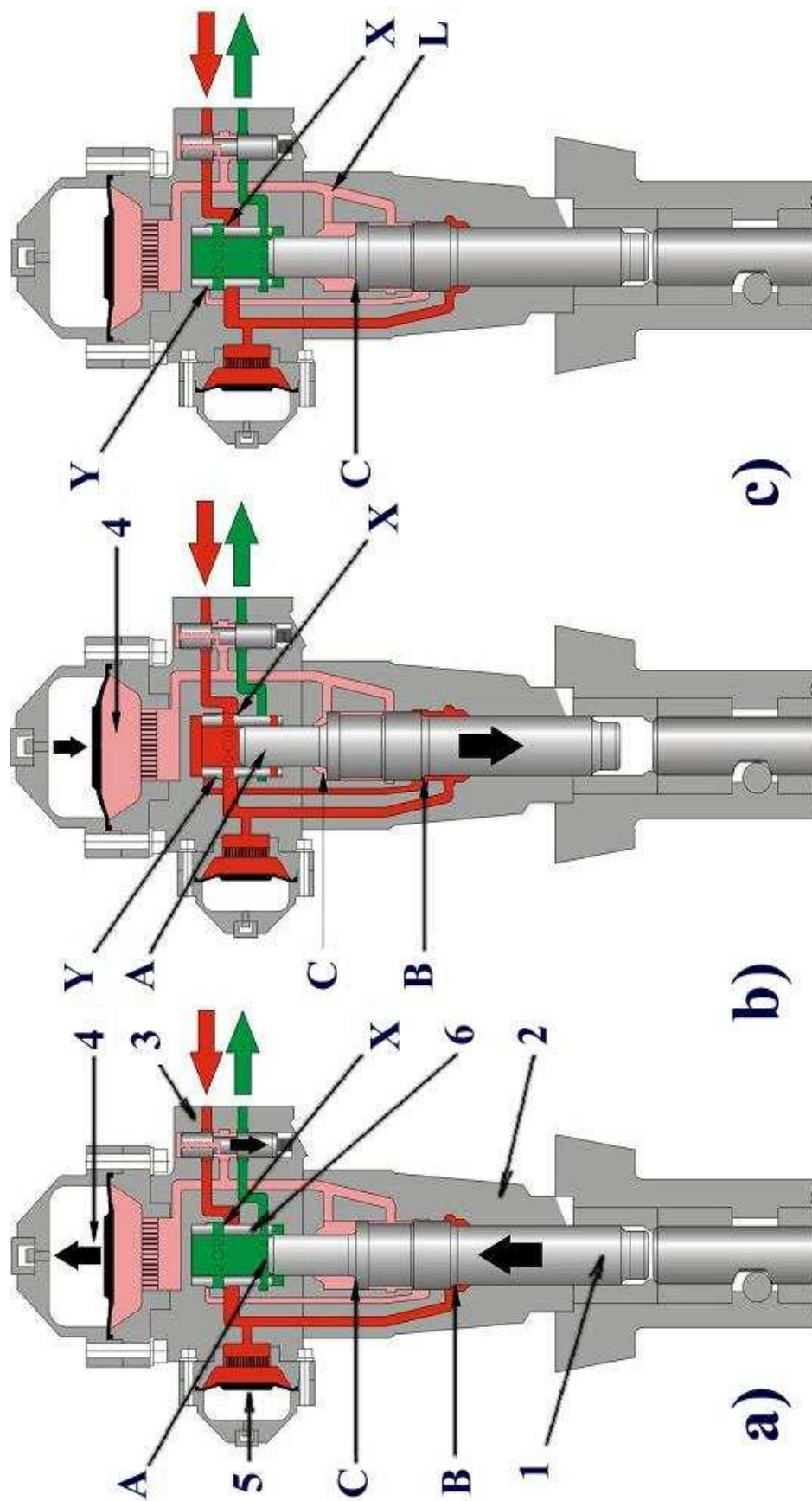
komory nadtlukowej do zasilania. Dlatego poniżej przedstawiono budowę i zasadę pracy trzech wybranych typów młotów hydraulicznych firmy Rammer (S29, S52 i E64), które różnią się rozwiązaniem konstrukcyjnym układu rozrządu.

2.2.1. Budowa i zasada pracy młota hydraulicznego Rammer S 29

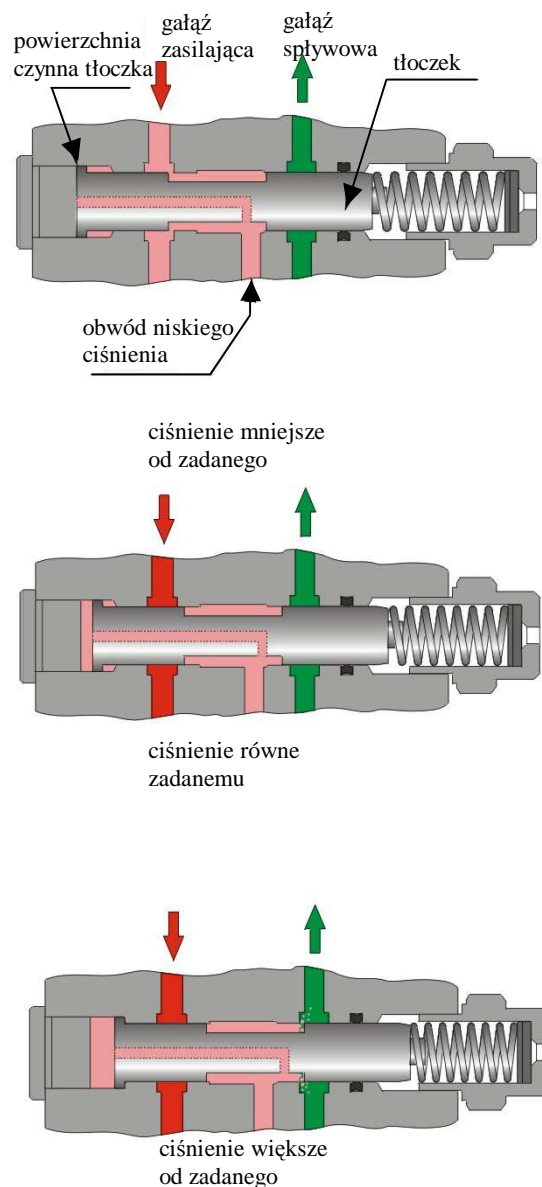
Młot hydrauliczny Rammer S29 posiada rozwiązanie konstrukcyjne, które poza układem rozrządu różni go dodatkowo od pozostałych omawianych młotów S52 i E64, zastosowaniem dwóch obwodów hydraulicznych, niskiego i wysokiego ciśnienia [51,52,53]. Każdy z tych obwodów posiada własny przeponowy akumulator hydrauliczny napełniony azotem. Konstrukcję tego młota pokazano na rysunku 2.6a. Podstawowym elementem młota jest korpus (2) z zabudowanymi w nim cylindrycznymi tulejami, w których wykonuje ruch posuwisto zwrotny bijak (1). Ciśnienie w obwodzie niskiego ciśnienia ustalane jest przez zawór regulacyjny (3). Zmiany ciśnienia w obwodzie niskiego ciśnienia zredukowane są przez akumulator (4), natomiast w obwodzie wysokiego ciśnienia przez akumulator (5). Przerobienie kierunku ruchu bijaka realizowane jest przez rozdzielacz (6).

W młocie Rammer S29 komora podtlukowa bijaka zasilana jest stale z obwodu wysokiego ciśnienia. W suwie roboczym bijaka, komora nadtlukowa zasilana jest z obwodu niskiego ciśnienia, natomiast siła generowana ciśnieniem w komorze podtlukowej równoważona jest siłą wywoływaną przez ciśnienie działające na górną powierzchnię bijaka. Dzięki takiemu rozwiązaniu młot hydrauliczny typu S29 cechuje się stałą, niezależną od parametrów zasilania (natężenia przepływu) energią uderzenia. Jest to wynikiem zasilania komory nadtlukowej w czasie suwu roboczego tylko z akumulatora niskiego ciśnienia. Wartość ciśnienia w obwodzie niskiego ciśnienia utrzymywana jest na stałym poziomie przez zawór regulacyjny. Schemat działania tego zaworu pokazano na rys. 2.7.

Dzięki takiemu rozwiązaniu konstrukcyjnemu i zastosowaniu dwóch obwodów wysokiego i niskiego ciśnienia oraz dwóch akumulatorów cykl pracy młota hydraulicznego Rammer S29 można podzielić na trzy fazy: suw powrotny, suw roboczy oraz koniec suwu roboczego i uderzenie bijaka w narzędzie robocze. Opisano je poniżej a poszczególne fazy ilustrują kolejno rysunki 2.6a, 2.6b i 2.6c. Na rysunkach dużymi cyframi arabskimi oznaczono istotne miejsca w młocie, takie jak powierzchnie, krawędzie i komory, które ułatwią opis zasady pracy młota. Kolorami oznaczono poszczególne obwody hydrauliczne: czerwony - obwód wysokiego ciśnienia (przestrzeń młota połączona z kanałem zasilającym), zielony - spływ (przestrzeń młota połączona z kanałem spływowym) i różowy – obwód niskiego ciśnienia (przestrzeń młota połączona z akumulatorem niskiego ciśnienia (4)).



Rys. 2.6. Budowa i zasada działania młota Rammer S29: a) suw powrotny, b) suw roboczy, c) koniec suwu roboczego i uderzenie bijaka w narzędzie [51]



Rys. 2.7. Schemat budowy i zasady działania zaworu regulacji ciśnienia młota hydraulicznego Rammer S29 [51]

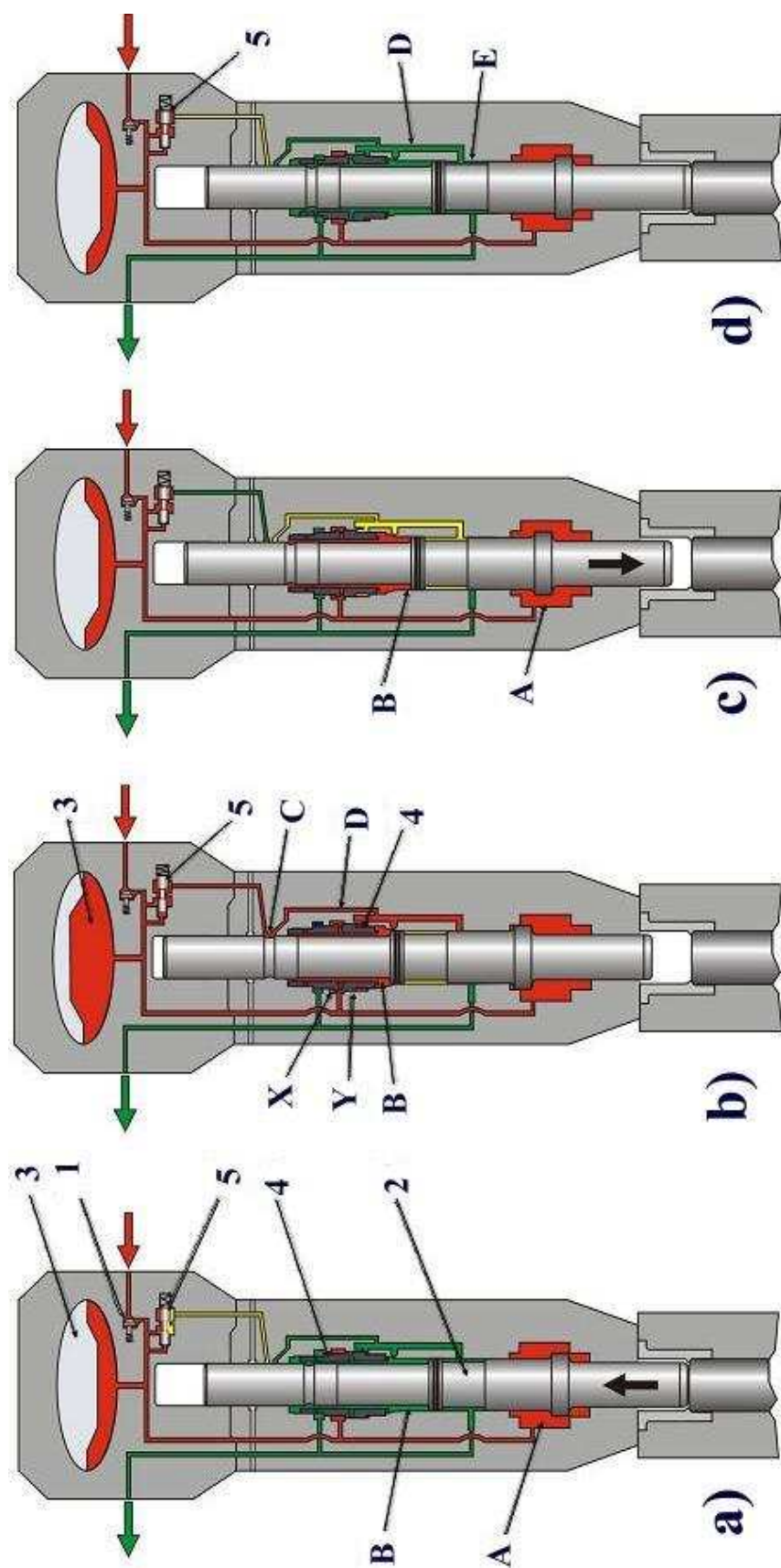
- **Suw powrotny** (rys. 2.6a) - Ciśnienie zasilania, działające na powierzchnię (X), przy równoczesnym połączeniu komory (A) z kanałem spływowym, utrzymuje rozdzielacz w górnym położeniu. Równocześnie ciśnienie to, działając na powierzchnię podtłokową (B) powoduje przemieszczanie bijaka i rozpoczęcie suwu powrotnego. Powierzchnia nadtłokowa (C), podczas ruchu bijaka w górę, rozpoczyna wtłaczanie oleju hydraulicznego do akumulatora niskiego ciśnienia (4) i akumulację dodatkowej energii,
- **Suw roboczy** (rys 2.6b) - Górna krawędź bijaka (B), podczas przemieszczania go w górne położenie, powoduje przesterowanie rozdzielacza. Następuje to na skutek

przepływu oleju z kanału zasilającego do kanału sterującego, podającego ciśnienie na powierzchnię (Y). Powierzchnia (Y) jest większa od powierzchni (X), w związku z czym występująca różnica sił przesterowuje rozdzielacz w dolne położenie, powodując połączenie komory (A) z obwodem wysokiego ciśnienia. Ponieważ powierzchnia tłoka w komorze (A) i powierzchnia (B) są sobie równe, więc siły wywołane działaniem wysokiego ciśnienia na bijak znoszą się. Natomiast na powierzchni nadtlukowa (C) działa ciśnienie z obwodu niskiego ciśnienia (L), akumulatora (4) i wywołana tym ciśnieniem siła powoduje przyspieszony ruch tłoka w kierunku narzędzia,

- **Koniec suwu roboczego** (rys. 2.6c) - Bezpośrednio przed uderzeniem bijaka w narzędzie robocze, w końcowej fazie suwu roboczego, podtoczenie na bijaku (D) powoduje podanie ciśnienia z obwodu niskiego ciśnienia (L) nad powierzchnię (Y) rozdzielacza. Spadek ciśnienia nad tą powierzchnią i równocześnie wzrost ciśnienia działającego na powierzchnię (X), powoduje przesterowanie rozdzielacza w górne położenie. Po uderzeniu bijaka w narzędzie robocze rozpoczyna się od suwu powrotnego nowy cykl pracy młota i powtórzenie kolejno opisanych powyżej trzech faz jego pracy.

2.2.2. Budowa i zasada pracy młota hydraulicznego Rammer S 52

Konstrukcja młota hydraulicznego Rammer S52 jest analogiczna do wcześniej przedstawionej na rysunku 2.2. Zasada jego pracy polega na stałym połączeniu komory podtlukowej z kanałem zasilającym olejem hydraulicznym pod ciśnieniem [54,55]. Komora nadtlukowa jest naprzemiennie przyłączana: w suwie roboczym do kanału zasilającego, a w suwie powrotnym do kanału spływowego. Przy tym samym ciśnieniu zasilania, na skutek różnicy wielkości powierzchni nad- i podtlukowej generowana jest siła wypadkowa, która powoduje ruch bijaka z przyspieszeniem zależnym od wartości tej siły, a więc również ciśnienia zasilania. Budowę i zasadę pracy młota hydraulicznego Rammer S52 pokazano na rysunku 2.8. Podobnie jak dla młota S29 dużymi literami oznaczono istotne miejsca w młocie, takie jak powierzchnie, krawędzie i komory, które ułatwią opis zasady pracy. Kolorami oznaczono odpowiednio: czerwony - przestrzeń młota połączona z kanałem zasilającym, zielony - przestrzeń młota połączona z kanałem spływowym, żółty - przestrzeń młota odcięta od kanału zasilającego i spływowego. W przypadku pracy młota Rammer S52 cykl jego pracy podzielono na 4 fazy: suw powrotny, przesterowanie rozdzielacza, suw roboczy oraz koniec suwu roboczego i uderzenie bijaka w narzędzie robocze. Opisano je poniżej a poszczególne fazy ilustrują kolejno rysunki 2.8a, 2.8b, 2.8c i 2.8d.



Rys. 2.8. Budowa i zasada działania młota Rammer S52: a) suw powrotny, b) przesterowanie rozdzielacza, c) suw roboczy, d) koniec suwu roboczego i uderzenie bijaka w narzędzie [54]

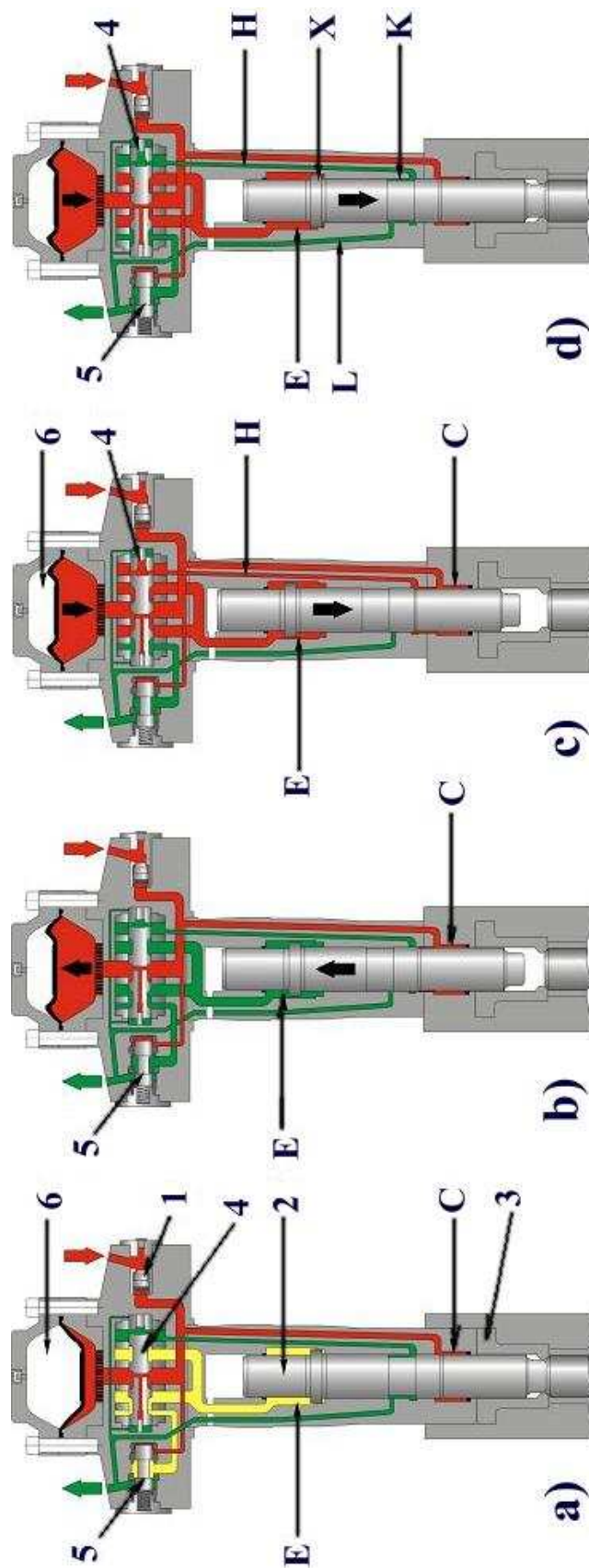
- **Suw powrotny** (rys. 2.8a) - Komora podtłokowa (A) jest zasilana cieczą roboczą pod ciśnieniem, doprowadzoną przez zawór zwrotny (1) i kanał zasilający. Ciśnienie to powoduje ruch bijaka (2) w kierunku górnego położenia zwrotnego. Ciśnienie to powoduje przesterowanie rozdzielacza (4) w dolne położenie i tym samym połączenie komory nadtłokowej (B) z kanałem spływowym. W tym samym czasie następuje napełnianie akumulatora hydraulicznego (3), a zawór przyłączeniowy (5) jest w połączeniu neutralnym,
- **Przesterowanie rozdzielacza** (rys. 2.8b) - W końcowej fazie ruchu powrotnego bijaka, przez wykonane w nim w górnej części podtoczenie (C) następuje połączenie komory (D), znajdującej się pod tuleją rozdzielacza (4), z ciśnieniowym zaworem przyłączeniowym (5). Zawór ten jest nastawiony na zadaną wartość ciśnienia. Gdy ciśnienie w akumulatorze osiągnie tą wartość, tłoczek zaworu przemieszcza się, otwierając przepływ cieczy roboczej z akumulatora do komory pod rozdzielaczem. Różnica powierzchni (X) i (Y) i powstanie na skutek tego wypadkowej siły powoduje przesterowanie rozdzielacza w górne położenie, w którym komora nadtłokowa (B) łączy się z kanałem zasilającym,
- **Suw roboczy** (rys. 2.8c) - Po przesterowaniu rozdzielacza rozpoczyna się suw roboczy bijaka. Jego ruch jest powodowany wypadkową siłą, która powstaje przy równoczesnym zasilaniu medium roboczym pod ciśnieniem komory podtłokowej (A) i nadtłokowej (B), przy różnicy powierzchniach czynnych bijaka w tych komorach. Zasilanie z zewnętrznego układu hydraulicznego wspomagane jest przez akumulator (3),
- **Koniec suwu** roboczego (rys. 2.8d) - Ruch bijaka w dół powoduje spadek ciśnienia w akumulatorze (3) i na skutek tego zamknięcie przepływu z niego medium zasilającego przez zawór przyłączeniowy (5). W wyniku tego następuje przesterowanie rozdzielacza w dolne położenie, powodując połączenie komory nadtłokowej (B) z kanałem spływowym. W końcowej fazie ruchu, przed uderzeniem bijaka w narzędzie robocze, kanał pierścieniowy (E) na powierzchni bijaka łączy kanał sterujący (D) ze spływem. Po uderzeniu bijaka w narzędzie robocze rozpoczyna się nowy cykl pracy młota.

2.2.3. Budowa i zasada pracy młota hydraulicznego Rammer E 64

Zasada pracy młota Rammer E64 jest podobna jak młota Rammer S52, jednak różnią się one w swojej budowie konstrukcją i położeniem rozdzielacza hydraulicznego. Budowę młota E64 pokazano na rysunku 2.9a [22,49]. Podstawowe podzespoły młota jak korpus (3),

bijak (2) i akumulator (6) mają budowę i pełnią funkcję taką samą jak w młocie S52. Rozdzielacz hydrauliczny (4) został, w odróżnieniu do młota S52, zabudowany w korpusie bezpośrednio pod akumulatorem. Po jego prawej stronie, od strony gałęzi zasilającej, umieszczono zawór zwrotny (1), natomiast po stronie lewej, od strony gałęzi spływowej umieszczono zawór regulacji ciśnienia (5). Przy opisie zasady pracy na rysunku 2.9 przyjęto oznaczenia analogiczne jak dla młota S52. Cykl pracy młota Rammer E64 podzielono także na 4 fazy, jednak ze względu na zasadę działania rozdzielacza są to odpowiednio: początek zasilania młota, suw powrotny, suw roboczy oraz koniec suwu roboczego i uderzenie bijaka w narzędzie robocze. Opisano je szczegółowo poniżej a poszczególne fazy ilustrują kolejno rysunki 2.9a, 2.9b, 2.9c i 2.9d.

- **Początek zasilania młota** (rys. 2.9a) - Zawór regulacji ciśnienia (5) jest w pozycji odcinającej komorę nadłokową(E) od spływu i utrzymuje bijak w pozycji dolnej. Ciecz hydrauliczna przepływa przez zawór zwrotny (1) do akumulatora (6), powodując sprężanie znajdującego się w nim gazu i do komory (C) pod bijakiem (2). Od takiego stanu rozpoczyna się normalny cykl pracy młota, zaczynający się od suwu powrotnego,
- **Suw powrotny** (rys. 2.9b) - Komora podłokowa (C) jest zasilana medium roboczym pod ciśnieniem, powodując podnoszenie bijaka do góry. Wzrost ciśnienia w młocie powyżej wartości ustawionej na zaworze regulacji ciśnienia (5), powoduje jego przesterowanie w pozycję łączącą komorę nadłokową (E) z gałęzią spływową. Równocześnie z ruchem bijaka w górę następuje napełnianie cieczą roboczą akumulatora,
- **Suw roboczy** (rys. 2.9c) - Podczas końcowej fazy ruchu bijaka w górę, następuje połączenie kanałem (H) komory sterującej rozdzielacza (4) z komorą podłokową (C). Wysokie ciśnienie panujące w tej komorze powoduje przesterowanie rozdzielacza (4) i połączenie komory nadłokowej (E) z akumulatorem (6), Ciecz robocza z akumulatora zaczyna zasilać komorę nadłokową (E). Na skutek różnicy powierzchni w komorach nadłokowej i podłokowej, przy tej samej wart powstaje wypadkowa siła powodująca ruch bijaka w kierunku narzędzia roboczego,
- **Koniec suwu roboczego** (rys. 2.9d) - W czasie suwu roboczego bijaka ciśnienie w akumulatorze zmniejsza się, co powoduje zamykanie kanału spływowego w zaworze regulacji ciśnienia (5). Tuż przed uderzeniem bijaka w narzędzie robocze, następuje połączenie przez podtoczenie (K) na powierzchni bijaka, kanału sterującego (H) rozdzielacza (4) z kanałem spływowym (L). Spadek ciśnienia powoduje przesterowanie rozdzielacza i otwarcie przepływu z komory nadłokowej



Rys. 2.9. Budowa i zasada działania młota Rammer E64: a) początek zasilania młota, b) suw powrotny, c) suw roboczy, d) koniec suwu roboczego i uderzenie bijaka w narzędzie [22]

(E) do zaworu regulacji ciśnienia (5). Specjalna komora tłumiąca (X), znajdująca się pod kołnierzem bijaka w komorze nadłokowej, chroni bijak i korpus młota przez skutkami jałowych uderzeń w przypadku braku docisku narzędzia. Bijak po wykonaniu uderzenia w narzędzie robocze pozostaje w pozycji dolnej do czasu, aż ciśnienie w zaworze regulacji ciśnienia (5) wzrośnie do zadanej wartości. Od tego momentu rozpoczyna się nowy cykl pracy młota.

2.3. ZASTOSOWANIE MŁOTÓW HYDRAULICZNYCH W GÓRNICTWIE PODZIEMNYM

W polskim przemyśle wydobywczym, szczególnie w kopalniach podziemnych, zastosowanie młotów hydraulicznych, w porównaniu z krajami wysokorozwiniętymi, jest stosunkowo małe. Wynika to często z niedostatecznej wiedzy, co do możliwości, wydajności i korzyści, jakie oferują współczesne młoty hydrauliczne. Lekkie młoty pneumatyczne stosowane były w górnictwie od dawna do różnego rodzaju prac pomocniczych. Jak już wcześniej podano, ich masy i energie udaru były niewielkie, co pozwalało na stosowanie tych młotów z tzw. ręki czyli operator manewrował młotem trzymając go w rękach. Nie pozwalało to na szersze ich zastosowanie w procesie wydobywczym. Wprowadzenie napędów hydraulicznych pozwoliło na zwiększenie skuteczności pracy młotów, dzięki zwiększeniu wartości dyspozycyjnej mocy pojedynczego uderzenia i możliwości uzyskiwania większych częstotliwości uderzeń.

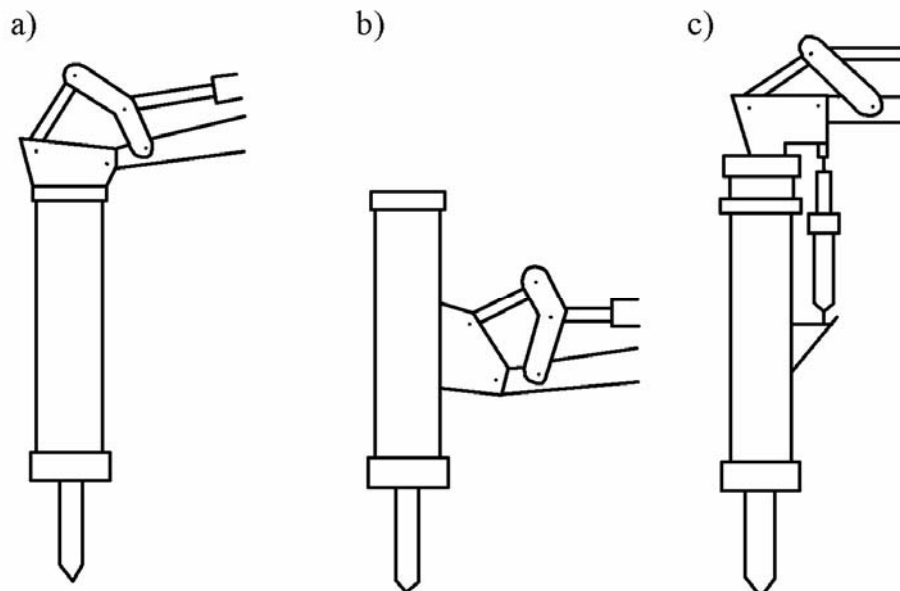
Młoty hydrauliczne w polskim górnictwie podziemnym znalazły powszechne zastosowanie głównie w kopalniach wydobywających rudy metali nieżelaznych. Największa ich liczba pracuje w zakładach górniczych KGHM „Polska Miedź” S.A. Są one wykorzystywane w całym procesie wydobywczym pod ziemią od momentu odspojenia rudy od calizny skalnej, aż do jej załadowania na ostateczny środek odstawy.

W kopalniach rud miedzi eksploatacje prowadzi się systemem filarowo-komorowym. Podstawową techniką stosowaną do urabiania rudy miedzi w tym systemie jest technika strzelnicza. Konieczność ewakuacji załogi z przodka przed odstrzałem urobku powoduje, że odstrzał realizowany jest najczęściej jeden raz na zmianę. Po odwiercieniu otworów strzałowych, ich załadowaniu i odstrzeleniu, zazwyczaj pozostają duże ilości brył o dużych wymiarach tzw. bryły nadgabarytowe. Duże gabaryty odstrzelonych brył skalnych, w wielu przypadkach uniemożliwiają ich dalszy transport środkami odstawy. Stosowana często w zakładach górniczych technika tzw. wtórnego strzelania jest bardzo kłopotliwa i niebezpieczna, gdyż uniemożliwia wejście załogi do przodka. Dla uniknięcia spiętrzenia

urobku w przodku konieczne jest jak najszybsze jego odtransportowanie. Do wstępnego rozdrabniania urobku już w przodku górniczym coraz częściej stosuje się zatem młoty hydrauliczne. Pozwala to dodatkowo na uniknięcie rozrzutu urobku i powstania gazów powybuchowych.

Są to, jak wcześniej przedstawiono urządzenia o dużych gabarytach i masach w porównaniu do młotów pneumatycznych, jest niemożliwe operowanie nimi ręcznie. Dlatego korpusy młotów przystosowane są do mocowania ich na wysięgnikach i manipulatorach, zapewniając w ten sposób ich dobrą manewrowość. Mocowanie młotów może być realizowane w sposób boczny, wierzchołkowy lub wierzchołkowy z wahaczem bocznym [23]. Sposoby te przedstawiono na schematach na rysunku 2.10. Taki sposób mocowania pozwala na bardzo szybkie przystosowanie urządzenia do pracy w różnych warunkach, w szczególności w miejscach trudno dostępnych.

Wysięgniki mogą być instalowane na maszynach samojezdnych stosowanych w podziemnych zakładach górniczych np. ładowarkach. Przykład takiego rozwiązania, zastosowanie ciężkiego młota hydraulicznego Rammer zamocowanego na ładowarce TORO, na wysięgniku zainstalowanym w miejscu łyżki, przedstawiono na rysunku 2.11. Umożliwia to, jak pokazano na rysunku, szybkie rozkruszenie brył nadgabarytowych.



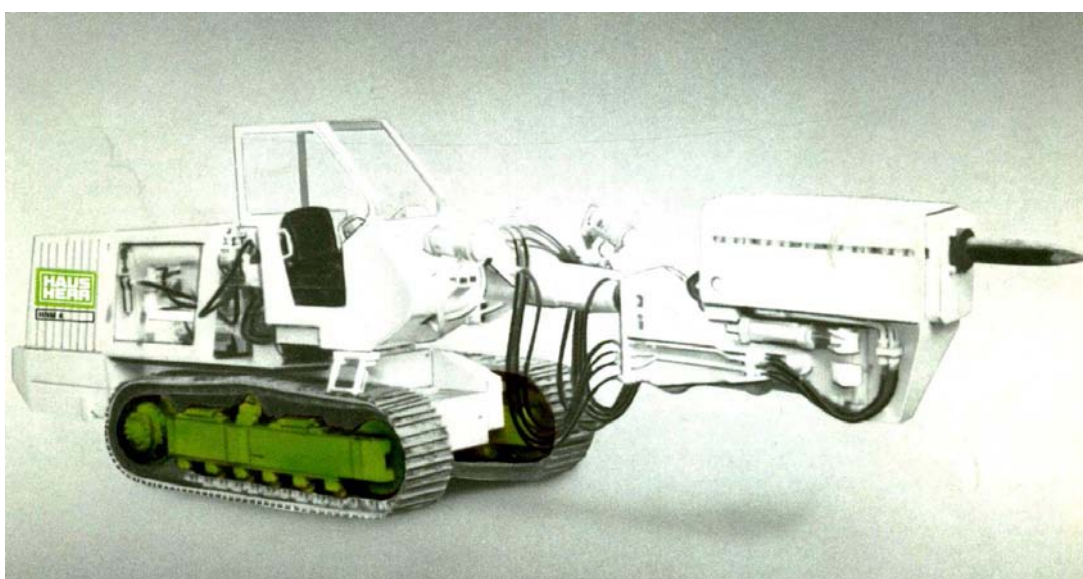
Rys. 2.10. Sposoby mocowania młota na wysięgniku [23]:

- a) mocowanie wierzchołkowe, b) mocowanie boczne, c) wierzchołkowe z wahaczem bocznym

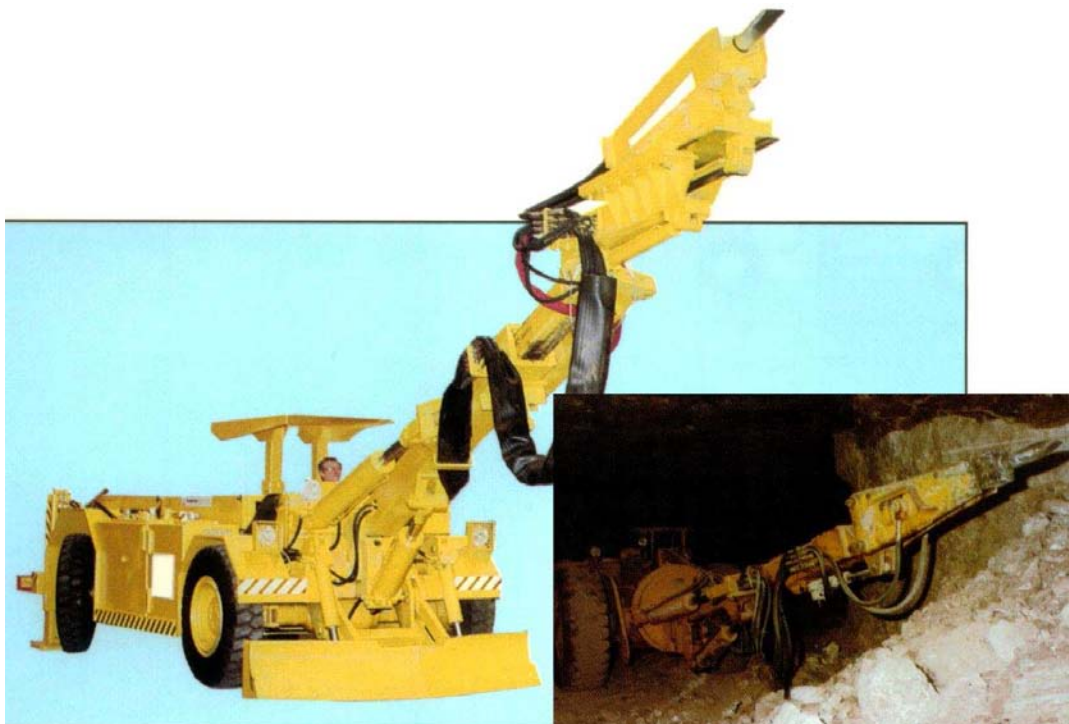


Rys. 2.11. Widok młota hydraulicznego na wysięgniku ładowarki TORO, wykorzystywanego do rozbijania brył w przodku [22]

Zamocowanie młotów hydraulicznych na wysięgnikach zainstalowanych na maszynach samojezdnych zostało wykorzystywane również do bezpośredniego urabiania i wykonywania ociosów wyrobisk, wyrównywania czoła w przodku górniczym, wykonywania wykopów w spagu wyrobisk górniczych. Przykład zastosowania młotów hydraulicznych do prac związanych z urabianiem przodka i obrywką skał po odstrzeleniu przedstawiono na rysunku 2.12 i 2.13.



Rys. 2.12. Zastosowanie ciężkiego młota hydraulicznego do prac górniczych na maszynie samojezdnej firmy HausHerr [15]



Rys. 2.13. Zastosowanie ciężkiego młota hydraulicznego do prac górniczych (obrywka stropu) na maszynie samojezdnej firmy Fletcher [13]

Natomiast na rysunkach 2.14 i 2.15 przedstawiono zastosowanie młotów hydraulicznych, zamocowanych na wysięgnikach maszyn samojezdnych, do urabiania i profilowania spągu wyrobisk oraz wykonywania w nim kanałów ściekowych.



Rys. 2.14. Zastosowanie młota hydraulicznego zamocowanego na wysięgniku zainstalowanym na podwoziu gąsienicowym do wykonywania wykopu w spągu wyrobiska [22]



Rys. 2.15. Zastosowanie młota hydraulicznego zamocowanego na wysięgniku zainstalowanym na oponowym wozie samojezdnym do urabiania spągu wyrobiska [22]

W procesie wydobywczym kopalni podziemnej młoty hydrauliczne rzadko stosowane są jednak jako maszyny urabiające, ich zadanie ogranicza się głównie do prac pomocniczych. Podstawowym zadaniem jest zatem rozbijanie ponadwymiarowych brył urobku powstałych w wyniku stosowania techniki strzelniczej. Poza rozbijaniem dużych brył bezpośrednio w przodku, czynność taka wymagana jest także w punktach przesypowych urobku na główne środki odstawy w kopalniach rud metali nieżelaznych.

Ze względu na znaczne odległości przodków od maszyn transportujących urobek na powierzchnie (kilka kilometrów), konieczne jest stosowanie do transportu przenośników taśmowych. Z powodu konstrukcji tych przenośników i możliwości uszkodzenia taśmy oraz krążników przez większe odłamy urobku, zachodzi konieczność ich dalszego rozdrabniania. Rozdrabnianie to realizowane jest przez młoty hydrauliczne pracujące na stacjonarnych wysięgnikach na tzw. kratkach rozładowniczych umieszczonych nad urządzeniami załadowniczymi przenośników taśmowych. Typowa kratka rozładownicza posiada otwory o wymiarach 400 x 400 [mm] i takie gabaryty musi posiadać urobek do dalszego transportu. Widok młota hydraulicznego pracującego na kracie rozładowniczej pokazano na rysunkach 2.16 i 2.17.



Rys. 2.16. Widok młota Rammer zamocowanego na wysięgniku stacjonarnym na kracie rozładowniczej



Rys. 2.17. Widok młota Rammer zamocowanego na wysięgniku stacjonarnym na kracie rozładowniczej podczas pracy

Przedstawione na powyższych rysunkach rozwiązania wysięgników stacjonarnych różnią się konstrukcją oraz zasięgiem operowania młotem. Ponadto rozwiązanie przedstawione na rysunku 2.17 zostało wyposażone w klimatyzowaną i wyciszoną kabinę operatora, w zdecydowany sposób poprawiającą komfort jego pracy.

Wszystkie przedstawione powyżej młoty hydrauliczne, stosowane w specyficznych warunkach kopalń podziemnych, mogą być bez przeszkód użyte w górnictwie odkrywkowym, budownictwie czy przy robotach drogowych. Ich obszar pracy jest bardzo szeroki. Jednak użytkownik, przed podjęciem decyzji o tym, jaki młot hydrauliczny i gdzie zastosuje, musi wiedzieć, jakie parametry zewnętrzne charakteryzują dane urządzenie. Pozwoli to na ocenę przydatności takiego młota do wykonania planowanego zadania oraz możliwość jego współpracy z urządzeniem, na którym zainstalowany jest wysięgnik.

2.4. PARAMETRY ZEWNĘTRZNE MŁOTÓW HYDRAULICZNYCH

Podstawowymi parametrami zewnętrznymi młota hydraulicznego, które brane są w pierwszej kolejności pod uwagę przez przyszłego użytkownika jest wartość energii udaru E_u [J] i częstotliwość uderzeń bijaka f_u [1/min]. Parametry te będą odpowiedzialne za efektywną pracę młota. Energia udaru jest bezpośrednio zależna od wartości ciśnienia zasilania p_z oraz od masy bijaka młota, natomiast na wartość częstotliwości uderzeń bijaka wpływ ma natężenie przepływu na zasilaniu młota Q_z . Ciśnienie zasilania i natężenie przepływu na zasilaniu są następnymi istotnymi parametrami zewnętrznymi pracy młota. Nie mniej ważnymi parametrami mającymi wpływ na poprawną pracę młota są również ciśnienie p_s i natężenie przepływu Q_s na splywie. Zbyt duże wartości tych parametrów mogą spowodować drastyczne obniżenie oczekiwanej przez użytkownika wartości energii udaru i częstotliwości uderzeń.

Na podstawie cyklu pracy młotów hydraulicznych opisanego w rozdziale 2.2, na rysunku 2.18 przedstawiono teoretyczny przebieg wartości wymienionych powyżej parametrów. [31, 33] Wybrano jako przykładowy cykl pracy młota Rammer S52.

W momencie uderzenia bijaka w narzędzie robocze i wygenerowania energii udaru, wartość ciśnienia zasilania osiąga wartość maksymalną, natomiast wartości pozostałych parametrów: ciśnienia na splywie oraz natężenia przepływu na zasilaniu i splywie są równe lub bliskie zeru.

W pierwszej fazie I, podczas suwu powrotnego, wartość ciśnienia zasilania obniża się do wartości minimalnej i wraca do wartości maksymalnej dopiero po osiągnięciu przez bijak pozycji górnej, zwrotnej II. Odwrotną tendencję mają wartości ciśnienia i natężenia przepływu na splywie. Podczas suwu powrotnego następuje wzrost ich wartości do maksymalnej i spadek do poziomu początkowego po osiągnięciu przez bijak pozycji górnej. Podobny przebieg ma również wartość natężenia przepływu na zasilaniu, z tym że spadek wartości jest zdecydowanie mniejszy i nie osiąga wartości minimalnej.

Po osiągnięciu przez bijak pozycji górnej II i przesterowaniu rozdzielacza, zaczyna się suw roboczy bijaka III, aż do uderzenia bijaka w narzędzie robocze IV i wygenerowania energii

udaru. W czasie jego trwania wartość ciśnienia na zasilaniu jest na stałym, maksymalnym poziomie. Wartości ciśnienia na splywie i natężenia przepływu na zasilaniu i splywie rosną początkowo, jednak do poziomu o wiele niższego niż maksymalny, aby w końcowej fazie suwu roboczego, podczas uderzenia spaść do wartości bliskich lub równych zeru.

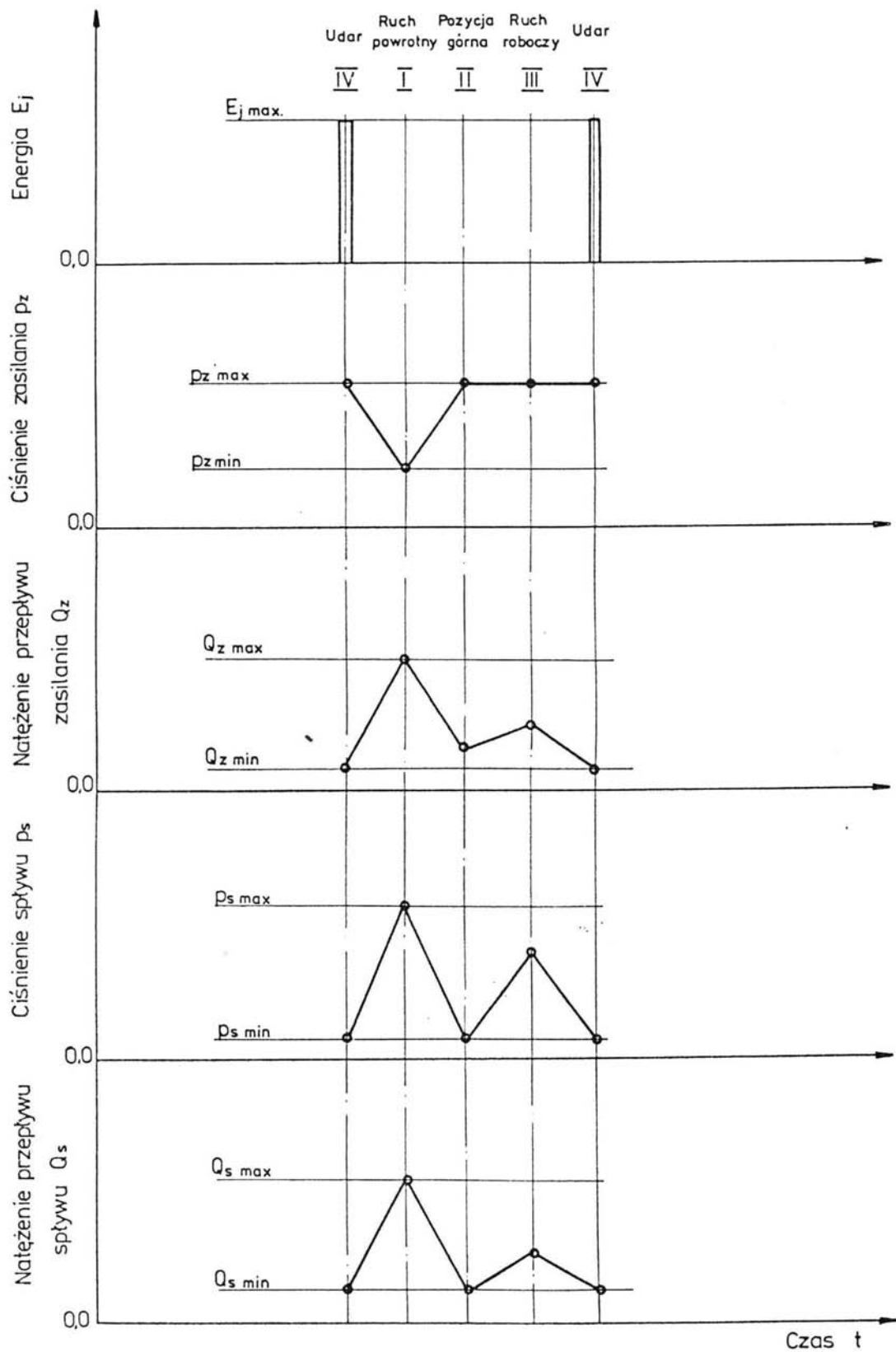
Na rysunku 2.18 przedstawiono teoretyczny przebieg wartości parametrów zewnętrznych młota hydraulicznego dla jednego cyklu pracy. Porównując go z zarejestrowanym rzeczywistym przebiegiem wartości tych parametrów dla młota Rammer S52, przedstawionym na rysunku 2.19, można zauważyć duże ich podobieństwo [31,33]. Przedstawiony przebieg wartości parametrów zewnętrznych został zarejestrowany dla młota fabrycznie nowego.

Na podstawie przedstawionego w rozdziale 2.2 opisu budowy i zasady działania wybranych młotów hydraulicznych można stwierdzić, że na wartość parametrów zewnętrznych młota będą miały decydujący wpływ takie czynniki jak: stan powierzchni i wartość luzów współpracujących i przemieszczających się elementów, stan uszczelnień i akumulatora oraz temperatura pracy młota. Ze względu na złożoność tych zagadnień, zostaną one bardziej szczegółowo opisane w następnych rozdziałach.

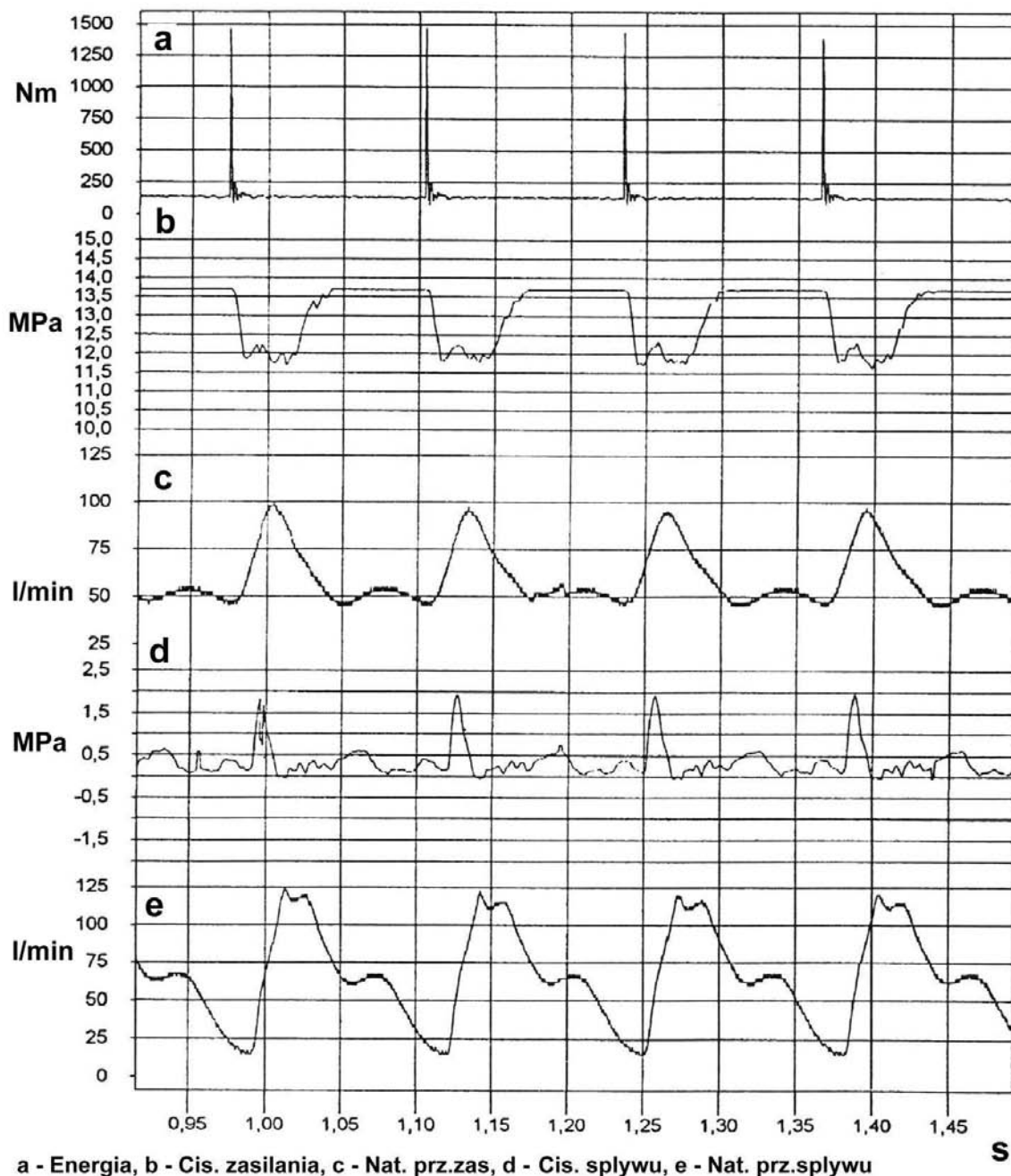
Producenci młotów hydraulicznych podają w katalogach wyznaczone lub zalecane przez nich wartości lub zakres wartości wymienionych powyżej parametrów zewnętrznych. Dodatkowo można się spotkać z dodatkowymi informacjami na temat podstawowych, wymaganych parametrów urządzenia, na którym powinien być zainstalowany młot. W tabeli 2.1 podano wartości tych parametrów dla wybranych wcześniej młotów firmy Sandvik Rammer Corp.: S29, S52, E64 i Roxon 602.

Tabela 2.1. Wartości podstawowych parametrów zewnętrznych wybranych młotów firmy Sandvik Rammer Corp. [21,31]

Typ młota	S29	S52	E64	Roxon 602
Energia udaru, [J]	1450	1800	2300	1700
Częstotliwość udaru, [1/mm]	500-1000	390 - 560	400 - 700	300 - 560
Natężenie przepływu na zasilaniu, [dm ³ /min]	60-120	70-100	120-200	60-100
Ciśnienie zasilania, [MPa]	12,5-15,0	14,5 - 17,5	13,5-14,5	14,5-17,5
Zalecana masa nośnika, [Mg]	9-15	-	21 -32	-



Rys. 2.18. Teoretyczny przebieg wartości parametrów zewnętrznych dla młota Rammer S52, dla jednego cyklu pracy [31]



Rys. 2.19. Rzeczywisty zarejestrowany przebieg wartości parametrów zewnętrznych dla fabrycznie nowego młota Rammer S52, (cztery cykle pracy młota) [31]

Użytkownik musi brać pod uwagę, w przypadku mocowania młota na wysięgniku, także takie parametry młota jak jego wymiary i masa. Jak pokazano na rysunku 2.4, wysokość wybranych młotów osiąga prawie 2 metry. Masa młotów Rammer, według [47], wynosi natomiast od 820 [kg] w przypadku młota S29 do 1040 [kg] dla młota E64. Wartości te są istotne ze względu na możliwości ruchowe i siłowe wysięgnika oraz kubaturę pomieszczenia lub wyrobiska, w którym będzie pracował dany młot.

3. ZASADY EKSPLOATACJI MŁOTÓW HYDRAULICZNYCH I ICH WPLYW NA STAN TECHNICZNY MŁOTA

Wszystkie urządzenia stosowane w procesie produkcyjnym wymagają spełnienia określonych warunków pracy i eksploatacji, wymaganych przez producenta. Zapewnia to uzyskanie założonych parametrów pracy urządzenia oraz czasu ich pracy pomiędzy planowanymi przeglądami i remontami. Dotyczy to także ciężkich młotów hydraulicznych, które ze względu na specyficzne warunki pracy w kopalniach podziemnych są szczególnie narażone na różnego rodzaju działanie czynników destrukcyjnych. Producenci młotów dołączają do każdego młota szczegółowe instrukcje, w których dużą wagę poświęcają zagadnieniu poprawnej eksploatacji młotów. Znaczna część tych instrukcji poświęcona jest również zagadnieniom wykrywania i usuwania uszkodzeń oraz działaniom kontrolnym w celu ich zapobieżenia [10,45,50-55,]. Problematyka eksploatacyjna młotów hydraulicznych traktowana jest przez producentów bardzo poważnie. Dochowanie przez użytkownika zalecanych wymogów eksploatacyjnych decyduje o zachowaniu wysokiej sprawności technicznej tych urządzeń. W konsekwencji w sposób zasadniczy może to decydować o konkurencyjności i bezpieczeństwie obsługi młotów hydraulicznych danego producenta.

Jednak wypełnienie wszystkich wymagań stawianych przez producenta podczas eksploatacji młota nie gwarantuje utrzymania określonego zespołu cech użytkowych, które umożliwiają mu wypełnienie założonych funkcji. W czasie eksploatacji wszystkie urządzenia ulegają fizycznemu starzeniu na skutek zużycia ich elementów, spowodowanych procesami tarcia, korozji, zmęczenia materiałów itp. [46]. Wynikiem tego jest zmiana charakterystyk niezawodnościowych i trwałościowych oraz obniżenie efektywności realizacji zadań i zwiększenie kosztów eksploatacji. Najczęściej podczas normalnej eksploatacji urządzeń (szczególnie w warunkach dołowych w kopalni) nakładanie się oddziaływania różnorodnych czynników zewnętrznych powoduje w konsekwencji wzrost intensywności zużycia. Określenie wpływu tych czynników na zużycie podzespołów urządzenia jest trudne i skomplikowane, ponieważ skutki działania jednego czynnika mogą nasilać lub osłabiać działanie innego, a ponadto sposób ich oddziaływania na urządzenie jest nieregularny i przypadkowy. W związku z tym procesy starzenia tego samego elementu w takim samym okresie czasu mogą mieć różny przebieg, mimo że urządzenia eksploatowane są w podobnych warunkach [4,5,41].

W literaturze światowej brak jest praktycznie opracowań dotyczących wpływu czynników destrukcyjnych oraz skutków ich oddziaływania na sprawność techniczną młota hydraulicznego pracującego w warunkach kopalń podziemnych. W pracy [44] podjęto próbę

znalezienia informacji na temat wpływu czynników zewnętrznych na stan techniczny młota na podstawie analizy publikacji z zakresu eksploatacji, diagnostyki i niezawodności młotów hydraulicznych w procesach hutniczych. Przykładem takich maszyn są kuźnicze młoty matrycowe. W literaturze dużo miejsca poświęcono badaniom trwałości tych urządzeń, głównie w kierunku zwiększenia trwałości bijaków i szabot oraz udoskonalenia konstrukcji pierścieni tłokowych [5,24,48]. Skutkiem oddziaływania zewnętrznych czynników destrukcyjnych na urządzenie jest obniżenie lub utrata jego przydatności eksploatacyjnej określana w literaturze jako uszkodzenie. Na podstawie informacji zawartych w publikacjach [9,24], przy uwzględnieniu specyfiki konstrukcji i eksploatacji urządzeń o udarowym charakterze pracy [44], można uszkodzenia podzielić ze względu na szereg kryteriów, które podano i opisano poniżej:

1. przyczyny powstania:

- produkcyjne, tkwiące w urządzeniu: wady konstrukcyjne, technologiczne i ukryte materiałowe,
- eksploatacyjne: niewłaściwe użytkowanie i obsługiwanie,
- fizykochemiczne: procesy korozyjne, trybologiczne, zmęczeniowe,
- procesy złożone.

2. rodzaj uszkodzenia:

- pierwotne,
- wtórne.

3. charakter uszkodzenia:

- z rozdzieleniem materiału,
- bez rozdzielenia materiału.

4. sposób powstania:

- nagle,
- stopniowe.

5. zbieżność stochastyczna:

- przypadkowa, systematyczna.

6. skutki uszkodzeń:

- eksploatacyjne: niesprawność, niezdatność do pracy, zagrożenie wypadkowe.

7. sposób odnowy: regulacja, regeneracja, wymiana, inne.

Z czynników mogących mieć największy wpływ na powstawanie i rodzaj uszkodzeń w młotach hydraulicznych, według [24,71,72], istotne znaczenie mają fizykochemiczne

procesy zużycia ich elementów. Są to procesy nieodwracalne, powodujące stopniowe pogorszenie charakterystyk eksploatacyjnych. Ich analiza jest zagadnieniem bardzo trudnym, głównie ze względu na to, że przebieg procesów zużycia zachodzących w obiekcie podczas eksploatacji jest uzależniony od losowo zmiennych w czasie czynników roboczych i zewnętrznych, działających na młot oraz własności początkowych elementów młota. Pomijając procesy korozyjne jako mniej znaczące, zużycie w przypadku pracy młotów udarowych można podzielić na [6,7,9]:

- zużycie masowe współpracujących elementów (par kinematycznych) młota na skutek ścierania,
- zużycie zmęczeniowe powstające w elementach poddanych działaniu obciążeń dynamicznych, powodujące wzrost liczby i głębokości szczelin zmęczeniowych,
- zużycie deformacyjne, powodujące zmianę wymiarów i kształtów oraz zmianę rozkładu naprężeń wewnętrznych we współpracujących elementach młota, powstałe na skutek pełzanie materiału silnie obciążonych elementów konstrukcji.

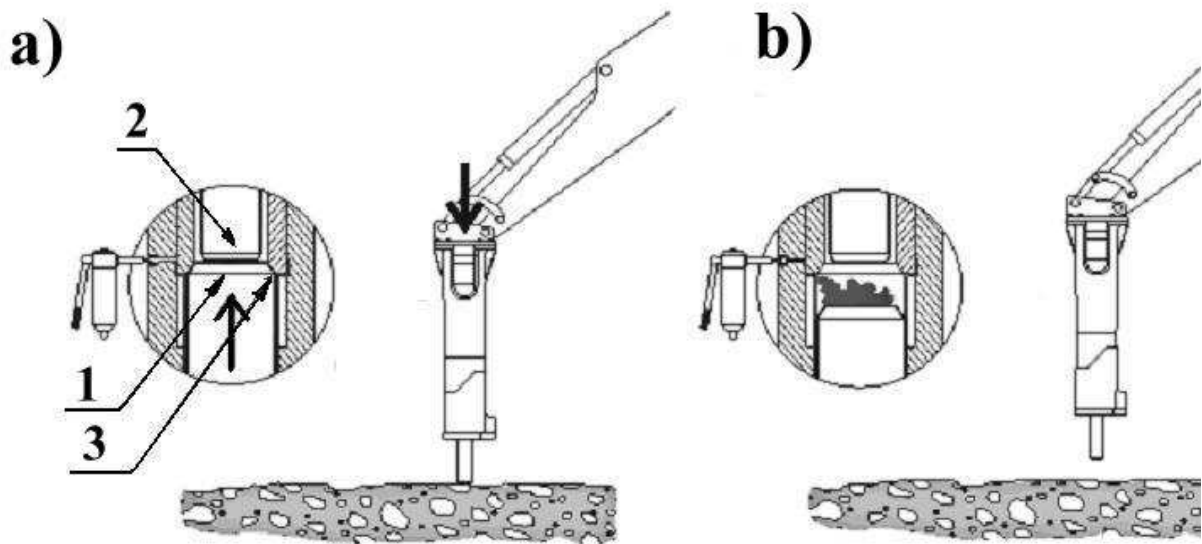
Starzenie się urządzenia w wyniku zużycia jego elementów i możliwość generowania powyżej opisanych uszkodzeń jest procesem naturalnym i w zasadzie niemożliwym do uniknięcia. Dodatkowo negatywny wpływ mogą mieć również błędy powstałe na etapie konstruowania i wytwarzania młotów hydraulicznych (niewłaściwie oszacowane luzy współpracy współpracujących par kinematycznych, niewłaściwa technologia np. ulepszenia cieplnego współpracujących powierzchni itp.). Poniżej opisano uszkodzenia, jakie można zaobserwować podczas eksploatacji najczęściej stosowanych w KGHM „Polska Miedź” S.A. 0/ZG Rudna młotach hydraulicznych typu Rammer i Roxon.

3.1. USZKODZENIA MŁOTÓW HYDRAULICZNYCH STOSOWANYCH DO ROZBIJANIA NADGABARYTÓW W KOPALNIACH RUD MIEDZI

W udarowych młotach hydraulicznych pracujących w ciężkich warunkach można wyróżnić dwa zasadnicze rodzaje uszkodzeń, których powodem jest oddziaływanie czynników zewnętrznych. Są to najczęściej spotykane i najpoważniejsze uszkodzenia objętościowe oraz równie częste uszkodzenia powierzchniowe.

Uszkodzenia objętościowe w wielu przypadkach mają charakter katastroficzny, który powoduje całkowitą utratę zdolności eksploatacyjnej, wymuszając demontaż młota hydraulicznego i konieczność wymiany uszkodzonego elementu. Uszkodzenia te mogą występować w postaci pęknięć, zerwań, złamań, wyrwań i wykruszeń, zgięć oraz, typowych dla udarowej pracy młota, trwałych (plastycznych) odkształceń ich elementów. Odkształcenia

plastyczne są szczególnie widoczne w miejscach oddziaływania naprężeń o charakterze uderowym. Takie charakterystyczne dla pracy młota uderowego miejsce pokazano na rysunku 3.1a [44,50]. Naprężenia występują głównie na zderzających się powierzchniach czołowych bijaka (1) i narzędzia (2) oraz na głowicy czołowej (3), w miejscu mocowania narzędzia roboczego. Działanie to może dodatkowo nasilać smar lub ciecz hydrauliczna, dostające się w zbyt dużych ilościach pomiędzy zderzające się powierzchnie (rys. 3.1b). Uszkodzenia te są możliwe do przewidzenia i najczęściej mają charakter stopniowy. Pozwala to zatem na podjęcie działań w celu ich eliminacji przed osiągnięciem stanu krytycznego prowadzącego do uszkodzeń katastroficznych. Tym bardziej, że miejsca ich występowania są, z wyjątkiem powierzchni czołowej bijaka, łatwo dostępne.



Rys. 3.1. Miejsca występowania odkształceń plastycznych w młotach uderowych:

1 - bijak, 2 - grot młota, 3 - głowica czołowa [50]

Innymi z uszkodzeń, mogącymi również spowodować niezdolność młota do dalszej eksploatacji są pęknięcia i złamania. Uszkodzenia tego typu występują najczęściej na bijaku oraz narzędziu roboczym. Mogą one mieć charakter nagły i są spowodowane najczęściej niewłaściwą eksploatacją (np. nierównomiernym obciążeniem narzędzia roboczego). Natomiast w wyniku działania zmiennych obciążeń mogą wystąpić przypadki zużycia zmęczeniowego, objawiającego się stopniowym zwiększaniem liczby i głębokości szczelin, co w konsekwencji prowadzi również do uszkodzenia elementu młota. Obydwa rodzaje uszkodzeń są w zasadzie nieprzewidywalne, gdyż mimo różnego charakteru wywołujących je bodźców możliwe do zaobserwowania skutki mają charakter nagły.

W przypadku uszkodzeń powierzchniowych w omawianych młotach hydraulicznych największy wpływ na ich powstawanie mają procesy mechaniczno - tarciove oraz w bardzo niewielkim stopniu procesy korozyjne. Ze względu na pracę w środowisku olejowym procesy korozyjne współpracujących powierzchni młota prawie nie występują. Stąd zużycie elementów młotów hydraulicznych występuje najczęściej w postaci zużycia ciernego, będącego wynikiem tarcia dwóch współpracujących ze sobą powierzchni. Proces ten ma z reguły charakter stopniowy i w jego wyniku następuje wzrost wielkości luzów, zarysowania oraz złuszczenie współpracujących powierzchni. Powoduje to zazwyczaj obniżenie parametrów pracy młota (energia i częstotliwość udarów) jednak z reguły, do momentu osiągnięcia granicznych wartości luzów, nie powoduje stanu niezdatności młota do dalszej eksploatacji. Dodatkowym negatywnym efektem tego typu zużycia może być zwiększenie poziomu drgań elementów czy też ukosowania elementów ruchomych.

W przypadku młotów hydraulicznych wzrost wielkości luzów jest bardzo negatywnym czynnikiem wpływającym na jakość ich pracy. W młotach tych nie stosuje się dodatkowych elementów uszczelniających i współpracujące pary kinematyczne są równocześnie węzłami uszczelniającymi (metal - metal) układu hydraulicznego. Dlatego wzrost wielkości luzów może spowodować wyciek oleju hydraulicznego na zewnątrz po narzędziu roboczym, zwiększenie przecieków wewnętrznych i w efekcie spadek ciśnienia po stronie zasilającej, a co za tym idzie obniżenie wartości energii udaru. Wielkość luzów jest bardzo ważna w przypadku głównych elementów młota, jakimi są bijak, zawór przyłączeniowy oraz szczególnie rozdzielacz hydrauliczny (dystrybutor). Ich działanie, odpowiednie przesterowanie rozdzielacza z położeniem bijaka i momentem otwarcia przepływu w zaworze przyłączeniowym, wpływa w sposób decydujący na przydatność eksploatacyjną młota. Przecieki mogą spowodować opóźnione lub przedwczesne przesterowanie rozdzielacza a to skutkuje zmniejszeniem energii udaru, zmianą częstotliwości pracy oraz nierównomiernością udarów.

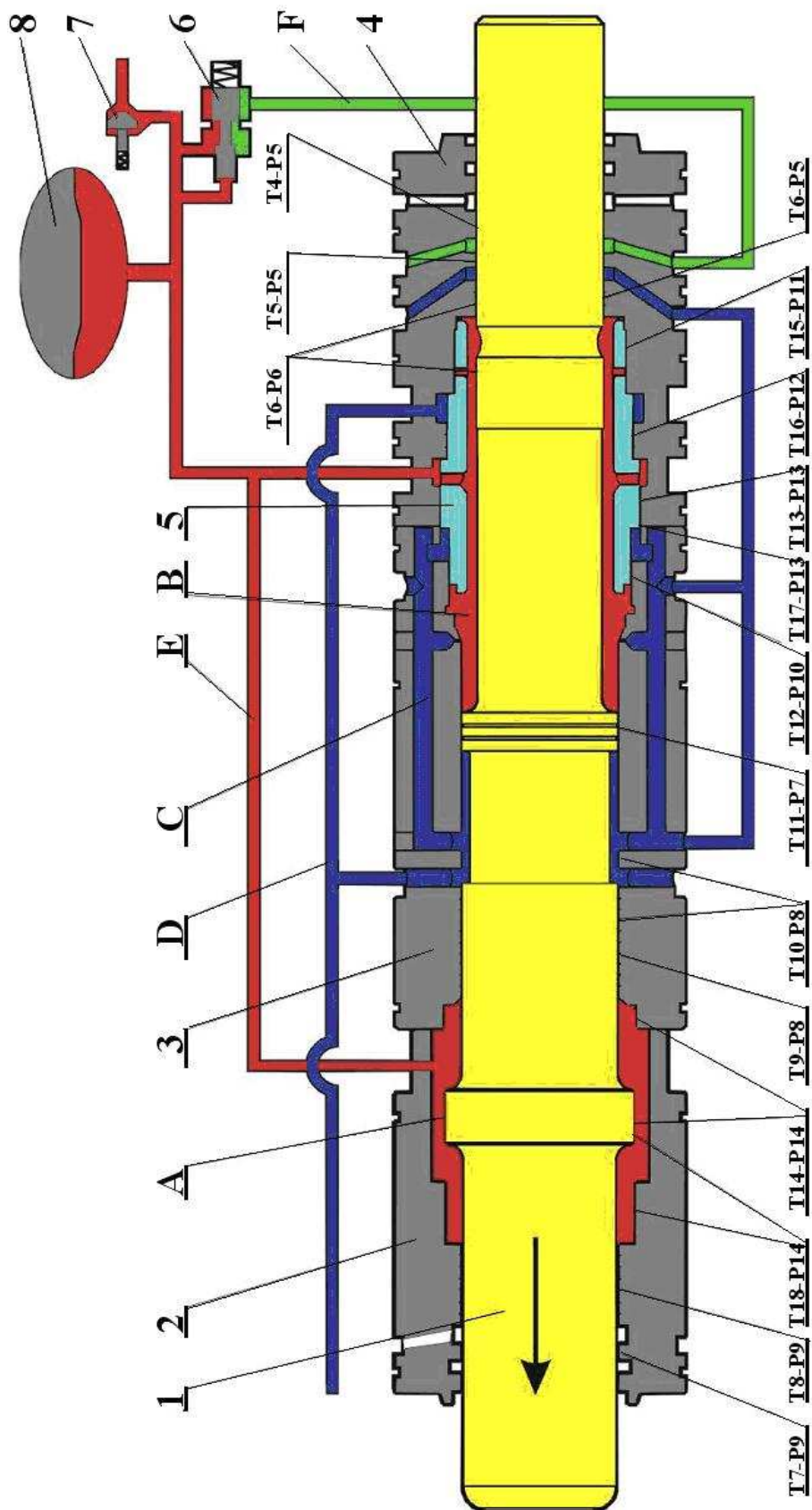
W rozdziale 2 przedstawiono budowę i opis działania wybranych ciężkich młotów hydraulicznych, wykorzystywanych w KGHM „Polska Miedź” S.A., jednak do określenia wpływu zużycia elementów młota na jego stan techniczny wymagana jest bardzo szczegółowa analiza budowy młota, ze szczególnym uwzględnieniem par kinematycznych, które mogą mieć istotny wpływ na pracę młota i jego parametry eksploatacyjne [30,31,38,39]. Ze względu na największą liczbę użytkowanych w KGHM „Polska Miedź” S.A. młotów, wybrano młota typu S52 firmy Rammer. O wyborze tego młota zdecydowało również podobieństwo w konstrukcji do innego, również często stosowanego młota - Roxon 602.

Młoty te mają bardzo zbliżoną do siebie konstrukcje. Posiadają wspólne części zamienne. Różnica polega jedynie na konstrukcji głowicy mocującej narzędzie. Budowę młota typu S52 firmy Rammer i młota Roxon 602 przedstawiono na rysunku 3.2 [22,44,50,54]. Na rysunku nie zamieszczono korpusu młota, jednak nie ma on zasadniczego wpływu na jego działanie i ze względu na czytelność rysunku można go pominąć.

Bijak (1) wykonuje ruchy posuwisto zwrotne w trzech tulejach zamocowanych w korpusie młota hydraulicznego. Tuleje te ze względu na usytuowanie nazwano odpowiednio: przednia (2), środkowa (3) oraz tylna (4). Tuleje nie przemieszczają się względem korpusu, a w parach uszczelniających pomiędzy tulejami i korpusem młota stosowane są dodatkowe węzły uszczelniające typu O-ring, których stan jest kontrolowany przy każdym demontażu młota. Tulejowy rozdzielacz hydrauliczny (5), odpowiedzialny za przesterowywanie ruchu bijaka, zamontowany jest wewnątrz tulei środkowej i tylnej. W górnej części korpusu młota, za zaworem zwrotnym (7) i w pobliżu akumulatora hydraulicznego (8), umieszczony jest zawór regulacji ciśnienia (6). Jego konstrukcję, ze względu na dużą rolę, jaką spełnia ten zawór podczas pracy młota hydraulicznego, przedstawiono na rys 3.3. Na rysunku dużymi literami oznaczono odpowiednio: A – komora podtłokowa, B - komora nadtłokowa, C - kanał sterujący rozdzielacza, D - kanał spływowy, E - kanał zasilający, F - kanał wyjściowy.

Analizując zasadę pracy młota typu S52, zgodnie z rysunkiem 3.2, wyróżniono pary kinematyczne mogące mieć znaczący wpływ na jego parametry eksploatacyjne. Zestawienie tych par oraz funkcje, jakie realizują podczas pracy młota, zamieszczono w tabeli 3.1. W powyższym zestawieniu przyjęto oznaczenia: T - średnica wewnętrzna oraz P - średnica zewnętrzna współpracujących powierzchni. W tabeli 3.1 wiersze nr 1 do 8 opisują powierzchnie współpracujące bijak - tuleje, wiersze nr 9 do 14 opisują powierzchnie współpracujące tuleje — rozdzielacz, a wiersze nr 15 do 17 powierzchnie współpracujące zaworu regulacji ciśnienia.

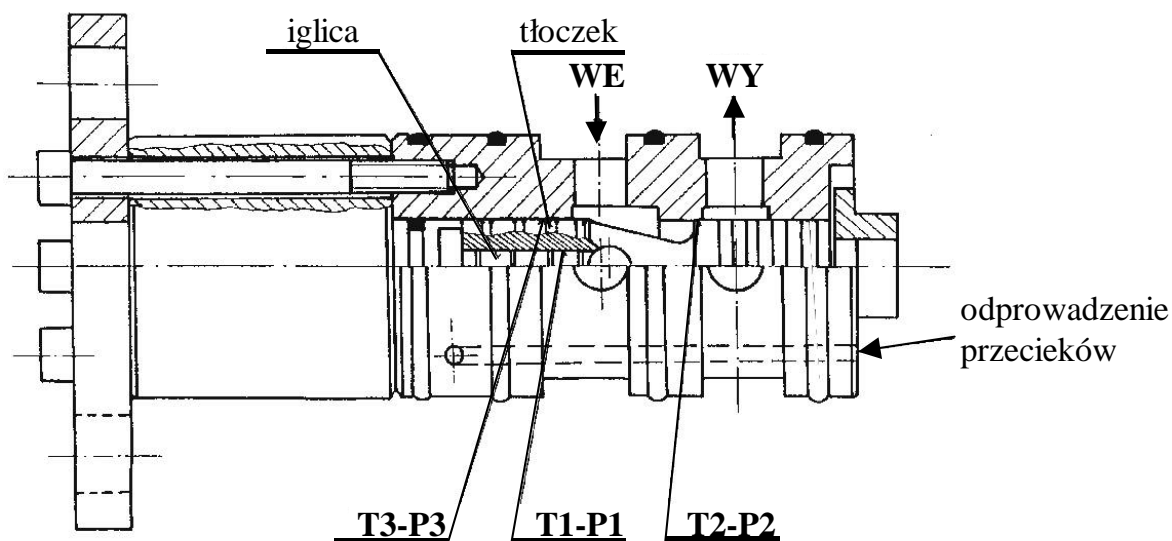
Opisane w tabeli 3.1, pary kinematyczne posiadają zalecane przez producenta wartości luzów granicznych. Gdy luz w tych parach zawiera się w zalecanych granicach, nie zachodzą żadne nieprawidłowości w działaniu młota. Jednak nadmierne zużycie poszczególnych par kinematycznych w różny sposób wpływa na funkcjonowanie urządzenia. Poniżej przedstawiono możliwe skutki wzrostu luzów ponad wartości dopuszczalne w parach kinematycznych hydraulicznych młotów udarowych typu Rammer S52 i Roxon 602 [22,44,50,54].



Rys. 3.2. Konstrukcja młotów typu Rammer S52 i Roxon 602, z zaznaczeniem współpracujących par kinematycznych [22,50]

Tabela. 3.1. Pary kinematyczne młotów typu Rammer S52 i Roxon 602 oraz ich funkcje.

Lp.	Para kinematyczna	Funkcja
1	T7-P9 bijak —tuleja czołowa	zapobiega wyciekowi oleju do przestrzeni pomiędzy bijakiem i narzędziem
2	T8-P9 bijak-tuleja czoł.	utrzymuje szczelność pomiędzy komorą podtłokową (A) i kanałem odpowietrzającym
3	T18-P14 bijak - tuleja czoł.	tworzy komorę tłumiącą bijaka podczas jałowych ruchów (uruchomienie młota bez narzędzia lub opadnięcie narzędzia w szczelinę)
4	T14-P14 bijak - tuleja środkowa	tworzy komorę tłumiącą w końcowej fazie ruchu powrotnego bijaka
5	T9-P8 bijak - tuleja środkowa	utrzymuje szczelność pomiędzy komorą podtłokową (A) i kanałem spływowym
6	T10-P8 bijak - tuleja środkowa	utrzymuje szczelność pomiędzy- kanałem sterującym rozdzielacza(C) i kanałem spływowym (D), w górnym położeniu bijaka
7	T11-P7 bijak - tuleja środkowa	utrzymuje szczelność pomiędzy komorą nadtłokową (B) i kanałem spływowym (D) lub kanałem sterującym (C), w zależności od pobżenia bijaka
8	T13-P10 bijak - tuleja środkowa	utrzymuje szczelność pomiędzy komorą nadtłokową (B) i kanałem sterującym rozdzielacza (C)
9	T13-P13,T17-P13 rozdzielacz – tuleja tylna	utrzymuje szczelność pomiędzy kanałem zasilającym (E) i kanałem sterującym rozdzielacza (C)
10	T16-P12 rozdzielacz - tuleja tylna	utrzymuje szczelność pomiędzy kanałem zasilającym (E) i kanałem spływowym (D),
11	T15-P11 rozdzielacz – tuleja tylna	utrzymuje szczelność pomiędzy komorą nadtłokową (B) i kanałem spływowym,
12	T6-P5 bijak - tuleja tylna	utrzymuje szczelność pomiędzy komorą nadtłokową (B) i kanałem sterującym (C),
13	T5-P5 bijak - tuleja tylna	utrzymuje szczelność pomiędzy kanałem wyjściowym (F) zaworu przyłączeniowego i kanałem sterującym (C)
14	T4-P5 bijak - tuleja tylna	utrzymuje szczelność pomiędzy kanałem wyjściowym (F) zaworu przyłączeniowego i kanałem odpowietrzającym.
15	T1-P1,T1-P2 zawór regulacji ciśnienia	utrzymuje szczelność pomiędzy iglicą i tłoczkiem zaworu
16	T3-P3 zawór regulacji ciśnienia	zapobiega przeciekom z kanału wejściowego do kanału wyjściowego zaworu przyłączeniowego
17	T3-P4 zawór regulacji ciśnienia	utrzymuje szczelność pomiędzy tłoczkiem i korpusem zaworu



Rys. 3.3. Konstrukcja ciśnieniowego zaworu regulacji ciśnienia młota hydraulicznego typu Rammer S52 i Roxon 602 [50]

Omawianie wpływu wzrostu wartości luzów na skutek zużycia rozpoczęto od zaworu regulacji ciśnienia. Zużycie występujące w parach T1-P1 i T3-P3 może spowodować przeciek do gałęzi spływowej, co w konsekwencji jest powodem spadku ciśnienia w gałęzi zasilającej. Nieszczelności w zaworze w parze T2-P2 mogą być również powodem przedwczesnego przesterowania rozdzielacza spowodowanego przeciekami z kanału zasilającego do kanału sterującego. Nadmierne luzy w parach kinematycznych zaworu mogą ponadto powodować zakleszczanie się iglicy i nierównomierną pracę zaworu.

Niektóre skutki wzrostu luzów są bardzo łatwe do wykrycia bez konieczności prowadzenia jakichkolwiek pomiarów. Objawiają się one niewielkimi wyciekami oleju zasilającego na zewnątrz młota. Nie mają one bezpośredniego i zasadniczego wpływu na jego pracę, ale ze względów ekologicznych (zanieczyszczenie środowiska olejem hydraulicznym) powinny być niezwłocznie usunięte po zauważeniu. Uszkodzenia takie są skutkiem wzrostu luzów ponad wartości dopuszczalne w parach kinematycznych T7-P9, T8-P9 i T4-P5. Brak reakcji na ten stan w w/w parach może w konsekwencji doprowadzić do mimośrodowego ustawienia bijaka względem tulei oraz jego ukosowanie. Dodatkowym zadaniem tych par jest, poza zabezpieczeniem szczelności, zachowanie współosiowego prowadzenia bijaka względem tulei. Skutkiem takiego stanu może być wzrost przecieków również w innych

parach kinematycznych oraz przyspieszone i nierównomierne zużycie elementów młota i plastyczne odkształcenia powierzchni czołowych bijaka i narzędzia.

Kierując się od strony zaworu przyłączeniowego w kierunku grota młota następną w kolejności po parze T4-P5 jest para T5-P5. Zachowanie szczelności tej pary zapobiega przesterowaniu rozdzielacza przed osiągnięciem przez bijak górnego położenia.

Wzrost nieszczelności w parze T6-P5 może spowodować, przez ewentualne przecieki z kanału sterującego do spływu, opóźnienie przesterowania rozdzielacza w górne położenie w przypadku, gdy rozdzielacz znajduje się w dolnym położeniu a komora nadłokowa połączona jest z gałęzią spływową.

Wzrost luzów w parze T16-P12 i T15-P11 jest natomiast przyczyną spadku sprawności młota hydraulicznego, spowodowanego stratami nateżenia przepływu oleju wpływającego do komory nadłokowej przez przecieki do kanału spływowego. Przecieki w parze T15-P11 mogą występować tylko w cyklu roboczym, w czasie gdy komora nadłokowa przyłączona jest do kanału zasilającego.

W przypadku pary T13-P13, znajdującej się pomiędzy tuleją tylną a rozdzielaczem, wpływ nieszczelności na parametry eksploatacyjne młota w tej parze jest zależny od fazy jego pracy. W dolnym położeniu bijaka kanał sterujący rozdzielacza połączony jest z kanałem spływowym, więc luzy w tej parze powodują przecieki z kanału zasilającego do spływu. Po przemieszczeniu bijaka w położenie, w którym zamknięte jest połączenie kanału sterującego z kanałem spływowym, przecieki w tej parze mogą spowodować wzrost ciśnienia w kanale sterującym. Może to powodować przesterowanie rozdzielacza przed osiągnięciem przez bijak górnego położenia lub przed otwarciem zaworu przyłączeniowego, przy zbyt niskim ciśnieniu zasilania.

Zwiększenie luzu w parze kinematycznej T12-P10 może być powodem przecieku z kanału sterującego rozdzielacza do gałęzi spływowej, powodując opóźnienie przesterowania rozdzielacza w górne położenie. Z drugiej strony spadek ciśnienia w kanale sterującym może spowodować przedwczesne przesterowanie rozdzielacza w pozycję dolną.

Wystąpienie nadmiernych luzów w parze T11-P7, odpowiedzialnej za szczelność komory nadłokowej w szczelinie pomiędzy bijakiem i tuleją środkową, może spowodować wzrost przecieków w tym miejscu. W konsekwencji może być przyczyną spadku ciśnienia w komorze nadłokowej w czasie suwu roboczego i zmniejszenia energii udaru.

Utrata szczelności pary kinematycznej T10-P8 powoduje przecieki z kanału sterującego rozdzielacza do gałęzi spływowej. Skutek zużycia tej pary jest trudny do przewidzenia. Może spowodować wolniejsze przesterowanie rozdzielacza w pozycję górną, lub spadek ciśnienia w kanale sterującym i przedwczesne przesterowanie rozdzielacza w pozycję dolną.

Nieszczelności pary T9-P8, w przypadku, gdy komora podtłokowa jest ciągle połączona z kanałem zasilającym, powodują przecieki do gałęzi spływowej w całym cyklu pracy młota. Stan ten może powodować ograniczenie sprawności młota objawiające się zmniejszeniem częstotliwości uderzeń.

W przypadku ostatnich analizowanych par kinematycznych T14-P14 i T18-P14, ich nadmierne zużycie powoduje zmniejszenie siły tłumienia działającej na bijak w końcowych fazach jego ruchu. W wyniku tego bijak uderzając w powierzchnie tulei, powoduje plastyczne odkształcenia powierzchni tulei oraz bijaka. Stan taki może objawiać się zakleszczeniem bijaka w jego skrajnym położeniu, a w wyniku tego zanikiem uderzeń. W celu ograniczenia zużycia powierzchni T18-P14 należy unikać jałowych suwów bijaka.

Charakter pracy młota udarowego, poza negatywnym wpływem na konstrukcję samego młota, może być również powodem uszkodzenia układu hydraulicznego zasilającego młot. Do zasilania młotów hydraulicznych stosowane muszą być zasilacze hydrauliczne (agregaty zasilające), które charakteryzują się odpowiednim dla danego typu młota ciśnieniem zasilania i wydajnością. Charakter ewentualnych uszkodzeń układu zasilającego wynika z jego budowy i zasady pracy. Większość awarii związanych z podstawowymi elementami zasilacza hydraulicznego nie wpływa w bezpośredni sposób na funkcjonowanie młota, nie powoduje nasilenia działania czynników destrukcyjnych w młocie - nie jest to stan niebezpieczny dla elementów młota, chociaż uniemożliwia lub utrudnia dalszą eksploatację młota.

Do takich uszkodzeń można zaliczyć niesprawność silnika napędowego, pompy lub zaworu bezpieczeństwa, której skutkiem jest niemożność uzyskania wymaganej wartości ciśnienia. Podobnie skutkuje uszkodzenie rozdzielacza hydraulicznego, utrudniające jego przesterowanie. Dalszą eksploatację młota uniemożliwia natomiast uszkodzenie przewodów hydraulicznych i elementów łączących. Stan taki może powodować dodatkowo zagrożenie bezpieczeństwa obsługi młota oraz zanieczyszczenie środowiska w wyniku rozlania czynnika roboczego.

Zdecydowanie najniekorzystniejszą sytuacją jest, ze względu na bezpieczeństwo pracy oraz możliwość uszkodzenia elementów młota, zablokowanie zaworu bezpieczeństwa. Jego zadaniem jest ochrona przed wzrostem ciśnienia powyżej wartości dopuszczalnej. Podczas pracy ustalonej ciśnienie robocze ustawiane jest przez zawór regulacji ciśnienia w młocie. W przypadku uszkodzenia tego zaworu i niezadziałaniu zaworu bezpieczeństwa, może wystąpić niekontrolowany wzrost ciśnienia i spowodować poważne w skutkach uszkodzenia, zarówno elementów młota jak i układu zasilającego oraz znaczne niebezpieczeństwo dla otoczenia.

Z uszkodzeń zasilacza hydraulicznego mogących mieć wpływ na stopniowe powiększanie się niezdatności młota do eksploatacji można wymienić nieprawidłowe

działanie układu chłodzącego oraz uszkodzenie układu filtrującego czynnik roboczy. Ich uszkodzenia mogą powodować nasilenie destrukcyjnego działania innych czynników, jak ścieranie lub zacieranie par kinematycznych oraz wzrost nieuszczelności układu hydraulicznego. Ponadto awaria układu chłodzącego powoduje często konieczność okresowych przerw w pracy młota, gdyż zbyt duży wzrost temperatury stwarza poważne zagrożenie wystąpienia uszkodzenia młota o charakterze katastroficznym oraz obniżenie parametrów eksploatacyjnych. Niekorzystny wpływ na działanie młota ma również zbyt niska temperatura czynnika roboczego, często uniemożliwiając uruchomienie młota.

Ostatnim, ale i jednym z najczęstszych uszkodzeń, wynikającym z dynamicznego oddziaływania na układ hydrauliczny, jest uszkodzenie przepony akumulatora hydraulicznego. Jest to uszkodzenie o charakterze katastroficznym powodujące całkowitą utratę zdolności urządzenia do eksploatacji.

3.2. EKSPLOATACJA MŁOTÓW HYDRAULICZNYCH STOSOWANYCH DO ROZBIJANIA NADGABARYTÓW W KOPALNIACH RUD MIEDZI

W poprzednim rozdziale opisano uszkodzenia powstałe podczas oddziaływania czynników degradacyjnych działających na młot hydrauliczny podczas jego eksploatacji. Jednak uszkodzenia elementów młota lub całego urządzenia mogą powstać również na skutek błędów obsługi oraz niewłaściwej eksploatacji młotów. Czynniki wywołujące uszkodzenie obiektu w wyniku niewłaściwej jego obsługi i eksploatacji, mogą i powinny być wyeliminowane poprzez stosowanie się do odpowiednich wytycznych zalecanych przez producentów i użytkowników ciężkich młotów hydraulicznych. Poniżej przedstawiono, w oparciu o uwagi oraz wytyczne producentów [10,50,51,54], podstawowe zalecenia związane z obsługą i eksploatacją młotów stosowanych w kopalniach podziemnych do rozbijania nadgabarytów. Szczególną uwagę zwrócono na błędy w ich eksploatacji oraz na skutki, jakie mogą wywołać.

W przypadku zastosowania hydraulicznego młota udarowego jako urządzenia w określonym ciągu technologicznym, użytkownik bierze przede wszystkim pod uwagę takie czynniki jak: wydajność produkcyjna, możliwie prosta obsługa, trwałość i niezawodność i ograniczenie niekorzystnego wpływu na otoczenie, przy minimalnych kosztach jego eksploatacji. W przypadku zastosowania młotów hydraulicznych w ciągu produkcyjnym w górnictwie miedzi dużą rolę odgrywa także możliwość dostosowania wydajności młota do wydajności pozostałych elementów tego ciągu.

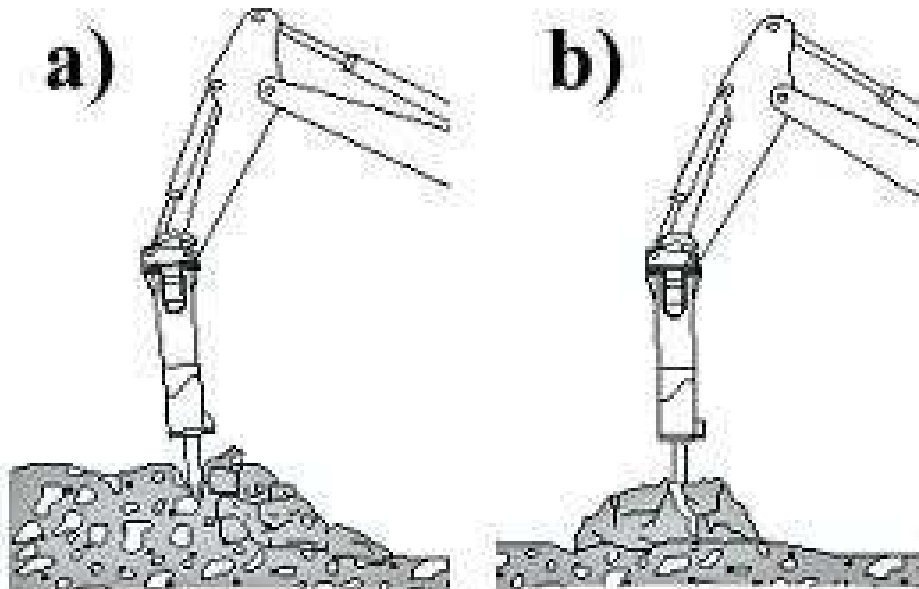
W eksploatacji młotów hydraulicznych, pracujących na kratkach rozładowniczych w kopalniach miedzi, istotne znaczenie ma zdolność do utrzymania parametrów

eksploatacyjnych, jak energia i częstotliwość udarów. Spadek wartości tych parametrów poniżej wartości wymaganych dla danego ciągu produkcyjnego powoduje zazwyczaj niezdolność eksploatacyjną młota. Ustalenie rzeczywistych wymaganych parametrów eksploatacyjnych młota jest bardzo trudne, gdyż wymagana wartość energii udaru zależy w dużym stopniu nie tylko od własności fizycznych rozkruszanych bloków skały, ale również od ich wymiarów.

Użytkownicy i producenci młotów hydraulicznych obecnie dużą wagę przykładają do zapewnienia odpowiednich warunków pracy i bezpieczeństwa obsługi. Zmniejszenie uciążliwości pracy młotów hydraulicznych oraz bezpieczeństwo obsługi jest szczególnie ważne w przypadku stosowania młotów na dużych głębokościach, w wysokiej temperaturze otoczenia, hałasie, zapyleniu i wyrobiskach o małej kubaturze. Ponadto mała automatyzacja stanowisk pracy operatorów wymaga od producentów zapewnienia maksymalnie prostej obsługi młotów.

W technologii kruszenia nadgabarytowych bloków skalnych hydraulicznymi młotami udarowymi w ciągu technologicznym w kopalniach rud miedzi stosowane są dwie metody: kruszenie penetracyjne (przecinanie) i kruszenie udarowe. Obie metody kruszenia bloków skalnych przedstawiono na rysunku 3.4.

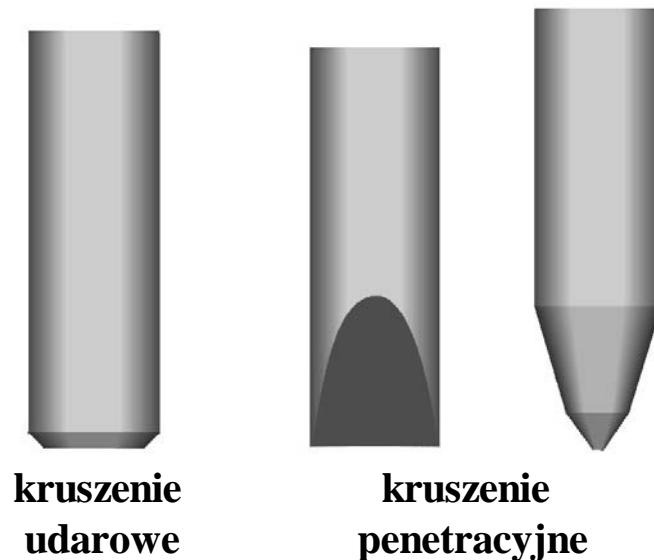
Kruszenie penetracyjne (rys. 3.4a) stosowane jest głównie przy wykorzystaniu małych młotów hydraulicznych. Najlepiej nadaje się ona do urabiania materiałów miękkich, uwarstwionych lub plastycznych, o niewielkim działaniu ściernym. Kruszenie to polega na wbijaniu w materiał narzędzia w postaci przebijaka lub dłuta.



Rys. 3.4. Metody kruszenia nadgabarytowych bloków skalnych: a) — penetracyjne, b) – udarowe [50]

Kruszenie udarowe (rys. 3.4b) stosowane jest głównie przy wykorzystaniu dużych młotów hydraulicznych, o wysokiej energii udaru. Najlepsze efekty uzyskuje się przy

zastosowaniu tej metody do kruszenia materiałów twardych, kruchych i o silnym działaniu ściernym. Kruszenie materiału odbywa się przez przenoszenie bardzo silnych mechanicznych fal naprężeń od narzędzia do materiału. Dla zapewnienia dobrego przenoszenia energii pomiędzy narzędziem a materiałem zalecane jest stosowanie grota tępego. Przykłady grotów stosowanych przy kruszeniu penetracyjnym i udarowym pokazano na rysunku 3.5.



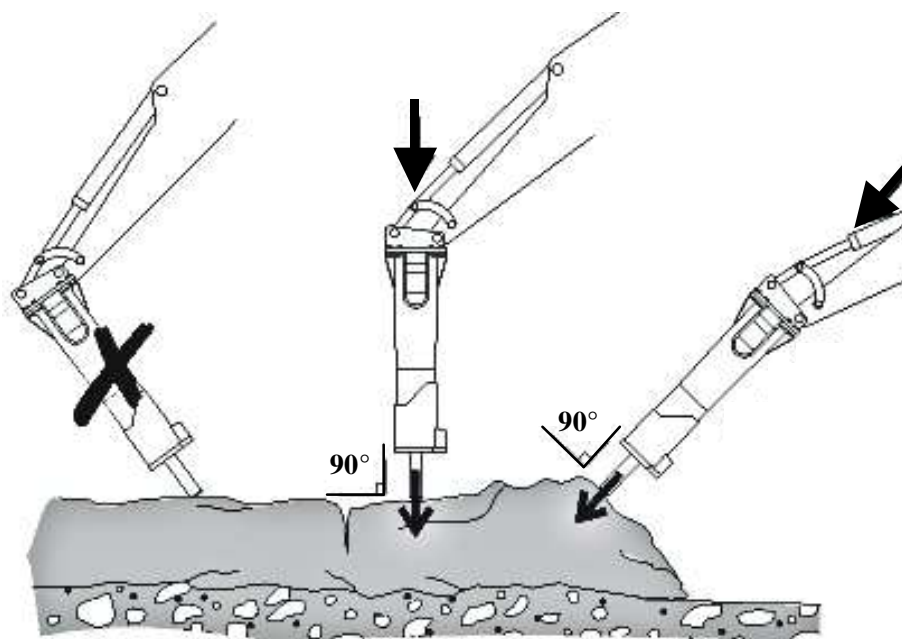
Rys. 3.5. Podstawowe rodzaje narzędzi roboczych i ich przeznaczenie [50]

Poza poprawnym wyborem, dla stosowanego młota hydraulicznego, narzędzia roboczego i metody kruszenia, bardzo ważnym jest poprawne operowanie młotem. Młot jest, ze względu na swoje wymiary i masę, mocowany na wysięgniku. Wykonywanie nieostrożnych i gwałtownych ruchów tym wysięgnikiem wpływa na wydajność kruszenia oraz może być powodem uszkodzeń na skutek udaru młota w przeszkodę lub wysięgnik, szczególnie w czasie pracy w pomieszczeniach zamkniętych.

Istotne znaczenie dla prawidłowego działania młota ma również odpowiednia wartość siły nacisku narzędzia do urabianego materiału. Zbyt mały docisk lub jego brak jest przyczyną jałowych suwów bijaka. Prowadzi to w konsekwencji do zmniejszenia wydajności oraz zwiększa zużycie elementów prowadzących narzędzie i bijak. Równie niekorzystne działanie, powodujące zagrożenie złamania narzędzia lub elementów mocujących, może być wynikiem zbyt dużej siły nacisku wywartej na narzędzie. Dla układów stacjonarnych stosowanych np. na kratkach rozładowniczych, najbardziej odpowiednim sposobem nastawiania siły docisku jest zastosowanie regulatora ciśnienia w gałęzi zasilającej siłowniki wysięgnika.

Częstą przyczyną prowadzącą do uszkodzenia młota jest niewłaściwe ustawienie narzędzia roboczego względem kruszonego materiału. Narzędzie powinno być ustawione pod

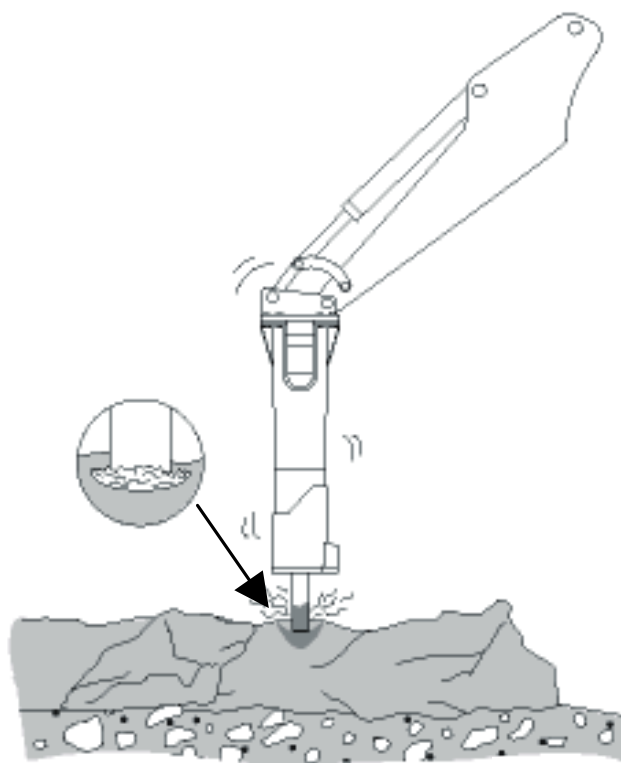
kątem 90° . Należy szczególnie unikać wywoływania momentów zginających w narzędziu oraz poślizgów po powierzchni skały. Przykład poprawnego i niewłaściwego ustawienia narzędzia względem skały pokazano na rysunku 3.6.



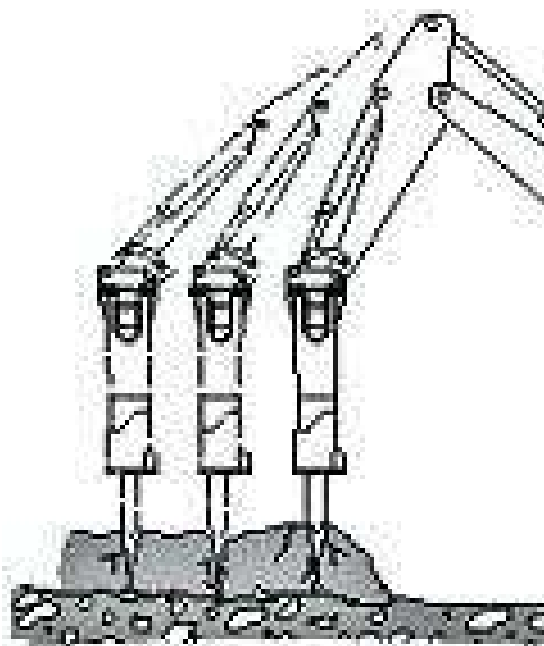
Rys.3.6 Schemat ustawienie narzędzia względem skały: po prawej - prawidłowe, x niewłaściwe [50]

Podczas kruszenia brył nadgabarytowych należy zwracać uwagę na efektywne wykorzystanie młota i unikanie długotrwałego (powyżej 15 sekund) uderzania narzędziem roboczym w jedno miejsce. Powoduje to powstawanie pod narzędziem pyłu kamiennego, tłumiącego efekt uderzenia a ponadto jest przyczyną wzrostu temperatury narzędzia (rys. 3.7). Na podstawie danych praktycznych [44] stwierdzono, że w 35 [%] przypadków rozkruszenie następuje w czasie do 3 sekund od rozpoczęcia uderzania, natomiast w czasie do 15 sekund następuje rozkruszenie ok. 50 [%] urabianych brył. W przypadku kruszenia dużych brył skalnych najwłaściwszą techniką jest przemieszczenie narzędzia małymi ruchami od zewnętrznej krawędzi do środka bryły (rys. 3.8).

Podczas kruszenia należy unikać opadania młota w szczelinę powstałą po rozkruszeniu materiału. Wynikiem takiego działania jest wykonywanie przez bijak, szkodliwych dla elementów młota, suwów jałowych. Ponadto niewskazane jest wykorzystywanie narzędzia roboczego młota do podważania urabianego materiału, tak jak to pokazano przykładowo na rysunku 3.9. Jest to szczególnie niebezpieczne w skutkach zarówno dla narzędzia jak i elementów mocujących i prowadzących młota.

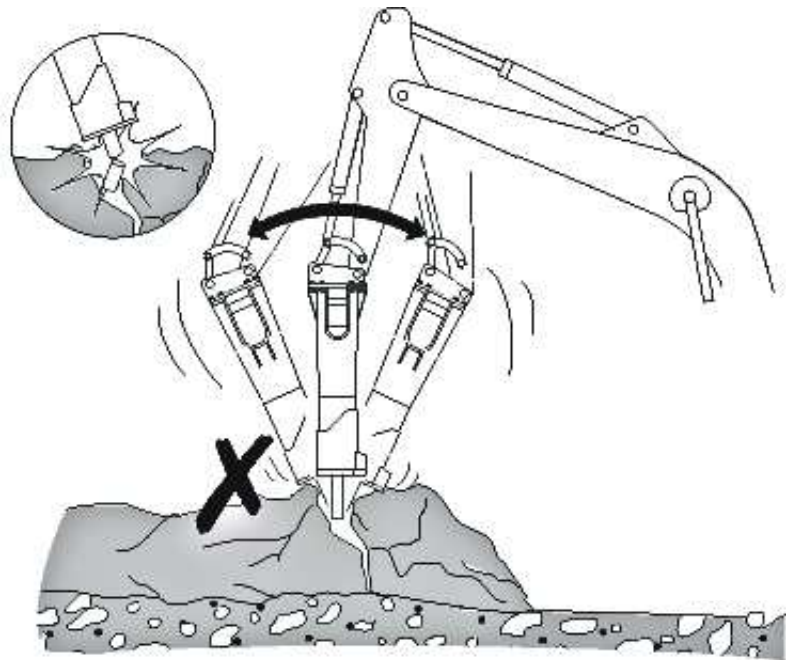


Rys. 3.7. Efekt długotrwałego uderzenia narzędziem roboczym w jedno miejsce [50]



Rys. 3.8. Technika przemieszczania narzędzia w przypadku kruszenia dużych brył skalnych [50]

Ważnym jest, aby użytkownik stosował młot zgodnie z przeznaczeniem. Wykorzystywanie młotów do przesuwania i rozgarniania brył skalnych oraz podnoszenie i transport obiektów jest częstą przyczyną uszkodzeń młotów. Wynikiem takich działań może być skrzywienie bądź złamanie narzędzia roboczego lub uszkodzenie młota.



Rys. 3.9. Przykład niewłaściwego wykorzystywania młota do podważania bloku skalnego [50]

W czasie kruszenia skał twardych, takich jak rudy miedzi, od kruszonego bloku mogą odskakiwać odpryski skały. Generowany jest ponadto bardzo duży hałas i zapylenie. Dlatego wymagane jest, aby operator młota hydraulicznego podczas jego użytkowania przestrzegał podstawowych zasad bezpieczeństwa oraz stosował odpowiednie zabezpieczenia typu: ubranie robocze, kask, buty z zabezpieczeniem, okulary ochronne, ochroniacze słuchu i rękawice ochronne. W przypadku urządzeń stacjonarnych zabudowanych na kratkach rozładowniczych w kopalniach rud miedzi KGHM „Polska Miedź” S.A. zazwyczaj operator młota znajduje się podczas pracy w specjalnej kabinie, chroniącej go przed czynnikami zewnętrznymi. Niejednokrotnie kabina ta jest, w związku z dużymi temperaturami panującymi w wyrobiskach na dużej głębokości, klimatyzowana i wyciszana.

4. METODY WYZNACZANIA WARTOŚCI ENERGII UDARU MŁOTA HYDRAULICZNEGO

Energia udaru, obok częstotliwości udaru i parametrów zasilania (ciśnienie i natężenie przepływu w kanałach zasilającym i spływowym), jest wielkością, którą użytkownik głównie kieruje się przy doborze młota hydraulicznego. Podawane w katalogach przez producentów młotów hydraulicznych wartości są często wyidealizowane, określane w sposób teoretyczny z pominięciem rzeczywistych czynników powodujących ich pogorszenie. Zarówno porównanie, jak i dobór młota hydraulicznego na podstawie tak wyznaczonych danych jest mocno utrudniony. Dlatego użytkownicy, jak również i wielu producentów, starają się w jak najbardziej wiarygodny i powtarzalny sposób określić te wartości.

Stosowane są różne metody wyznaczania lub prognozowania wartości energii udaru młota. Można tu wymienić metody: analityczne, empiryczne, analityczno-empiryczne.

Natomiast w publikacjach z zakresu badania młotów hydraulicznych można wyodrębnić również trzy kierunki związane z badaniem sprawności hydraulicznej i mechanicznej młotów, badania stricte diagnostyczne oraz oceny oddziaływania młotów na ich otoczenie. Badania wpływu pracy młotów hydraulicznych na otoczenie stanowią osobną grupę. Prowadzone są one głównie w kierunku określenia poziomu hałasu emitowanego w czasie pracy młota [56,57]. Przykładowo, w przeprowadzonych badaniach stwierdzono, że parametry akustyczne jednego z badanych młotów typu MH-7 nie przekraczają wartości dopuszczalnych, określonych normą PN-N-013 07.

W niniejszym rozdziale przedstawiono dostępne dla autora metody wyznaczania energii udaru (wielu producentów młotów hydraulicznych chroni metody przez nich stosowane) oraz opisano problemy, jakie występują podczas ich stosowania, jak również ich zalety i wady.

4.1. ANALITYCZNE METODY WYZNACZANIA ENERGII UDARUU

Energię udaru młota hydraulicznego można wyznaczyć na podstawie zależności teoretycznych. Energia udaru jest w tym przypadku wyznaczana na podstawie znanej masy bijaka i obliczonej, przez rozwiązanie różniczkowego równania ruchu bijaka [27,28,38,39] Zazwyczaj zakładana jest stała wartość ciśnienia zasilania komory roboczej oraz pomijane są zarówno straty w młocie jak i straty wewnętrzne w narzędziu roboczym. Energia udaru w tym przypadku jest równa teoretycznej energii kinetycznej bijaka. Jest to oczywiście bardzo duże uproszczenie i wyznaczona w ten sposób wartość energii może w dość znacznym zakresie odbiegać od wartości rzeczywistych.

Zdecydowanie bardziej szczegółowe podejście przy analitycznej metodzie prognozowania całkowitej sprawności energetycznej młotów hydraulicznych z napędem pompowo-akumulatorowym, przedstawiono w pracy [25,58-64]. W opracowaniu przedstawiono dwa odrębne zagadnienia: ocenę sprawności układu hydraulicznego wymuszającego udaru oraz ocenę sprawności mechanicznej układu „Bijak - narzędzie - skała”. Całkowita sprawność energetyczna młota hydraulicznego η_c , według [25] wyraża się ogólnym związkiem;

$$\eta_c = \eta_h \cdot \eta_m \quad (4.1)$$

gdzie:

η_h - sprawność wewnętrzna układu hydraulicznego głowicy udarowej, charakteryzująca efektywność przetwarzania energii oleju roboczego w kinetyczną energię udaru bijaka:

$$\eta_h = \frac{E_B \cdot f_u}{p_h \cdot Q_h} \quad (4.2)$$

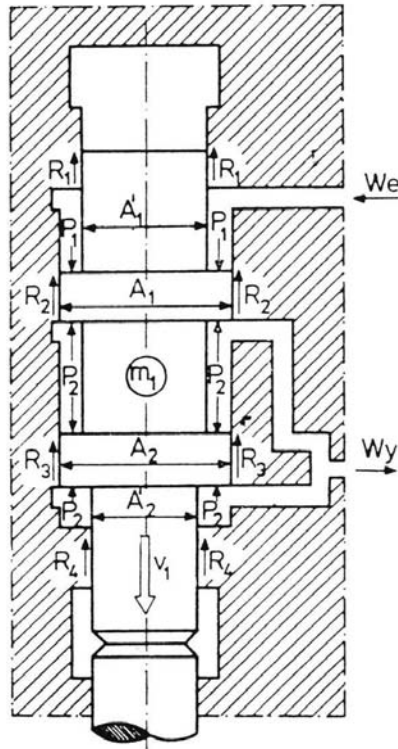
η_m - sprawność układu „bijak-narzędzie robocze-ośrodek skalny” charakteryzująca efektywność przetwarzania energii kinetycznej uderzania bijaka w jego energię użyteczną E_u , czyli pracę mechaniczną niszczenia przestrzennej struktury ośrodka skalnego:

$$\eta_m = \frac{E_u}{E_B} \quad (4.3)$$

Przy określaniu sprawności procesu przetwarzania energii czynnika hydraulicznego w energię kinetyczną wymuszenia udarowego posłużono się analizą kinetostatyki ruchu bijaka w suwie roboczym i powrotnym, opisując równanie ruchu bijaka w postaci równania różniczkowego Riccatiego. W równaniu tym uwzględniono:

- zredukowane straty liniowe i miejscowe ciśnienia oleju roboczego, odniesione do kwadratu chwilowej prędkości ruchu bijaka oraz,
- zredukowane siły bezwładności oleju w układzie hydraulicznym, odniesione do chwilowego przyspieszenia ruchu bijaka.

Model matematyczny oddzielnie suwu roboczego i powrotnego opracowano w oparciu o schemat napędu bijaka w młocie typu HM 600 firmy Krupp GmbH. Schemat ten przedstawiono na rysunku 4.1. W analizie suwu roboczego przyjęto założenie, że ciśnienie w akumulatorze, równe maksymalnemu ciśnieniu roboczemu p_h oraz ciśnienie w rurociągu spływowym są niezmiennie w czasie. Pominięto ponadto ściśliwość oleju oraz wpływ sprężystości elementów rurociągu, jak również założono, że otwarcie zaworów do ich pełnej przelotowości odbywa się natychmiastowo [25,26].



Rys. 4.1. Schemat napędu bijaka przyjęty do obliczeń sprawności hydraulicznej η_h , młota z napędem akumulatorowym [25]

Powyższe założenia znacznie ograniczają przydatność omawianego modelu, gdyż w rzeczywistości ciśnienie oleju w akumulatorze podczas suwu roboczego zmienia się średnio w zakresie od 10 do 25[%], natomiast w czasie całego cyklu maksymalna wartość zmiany może przekroczyć nawet 35[%]. Ponadto duża dynamika pracy młota wymaga, dla dokładnego opisu jego pracy, aby ściślność czynnika roboczego oraz sprężystość podzespołów układu zasilania młota były również uwzględnione.

Przy przyjęciu zatem uproszczonych założeń, równanie ruchu bijaka podczas suwu roboczego można przedstawić wówczas w ogólnej postaci:

$$m_b \dot{v}_1(t) = [(A_1 - A_1') p_1(t) - (A_2 - A_2') p_2(t)] \cdot 10^6 + m_b g - R \quad (4.4)$$

gdzie:

A_1, A_1', A_2, A_2' - powierzchnie czynne przekrojów poprzecznych tłok - bijak (Rys. 4.1.), [m²]

R - sumaryczny opór tarcia bijaka o gładź cylindra roboczego, [N]

Po przekształceniu równania (4.4) do niepełnego równania różniczkowego Riccatiego i jego rozwiązaniu oraz po przyjęciu powyższych uproszczeń i założeń, otrzymano poniższe wyrażenia (4.5) i (4.6) opisujące charakterystyki energetyczną młota hydraulicznego i częstotliwościową mechanizmu udaru.

$$E_B = \frac{1m_b}{2\alpha_A} (A_1 - A_1') p_H [1 - \exp(-2 \frac{\alpha_A}{\alpha_m} s_1)] \cdot 10^3 \quad [\text{kJ}] \quad (4.5)$$

$$f_u = \frac{1}{1 + \frac{t_1}{t_2} \frac{t_m}{t_2}} \cdot \frac{1}{V_{ac} + A_2 s_1} \cdot Q_h \quad (4.6)$$

gdzie:

t_1 - czas trwania suwu roboczego bijaka, [s]

t_2 - czas trwania suwu powrotnego bijaka, [s]

t_m - czas przełączania układu rozrządu młota, [s]

α_A - współczynnik charakteryzujący opory zredukowane linii ciśnieniowej i sphywowej

α_m - współczynnik określający masę bijaka powiększony o masę cieczy roboczej zredukowaną do cylindra roboczego.

Na podstawie zależności (4-5) i (4.6) można stwierdzić, że energia kinetyczna udaru bijaka E_B o pompowo-akumulatorowym napędzie suwu roboczego jest praktycznie zależna od dwóch parametrów sterowania: skoku bijaka s_1 i maksymalnego ciśnienia roboczego p_h , natomiast częstotliwość udarów f_u także od skoku bijaka s_1 i wydajności Q_h pompy hydraulicznej zasilającej mechanizm udaru.

W wyniku przeprowadzonych rozważań analitycznych, biorąc pod uwagę równania (4.2), (4.5) i (4.6), można sprawność hydrauliczną głowicy udarowej zapisać w postaci równania:

$$\eta_h = k_p \cdot k_Q \quad (4.7)$$

gdzie:

k_p - współczynnik charakterystyki energetycznej młota hydraulicznego, [kJ/MPa]

$$k_p = \frac{1m_b}{2\alpha_A} (A_1 - A_1') [1 - \exp(-2 \frac{\alpha_A}{\alpha_m} s_1)] \cdot 10^3$$

k_Q - współczynnik charakterystyki częstotliwościowej młota hydraulicznego, [1/dm³]

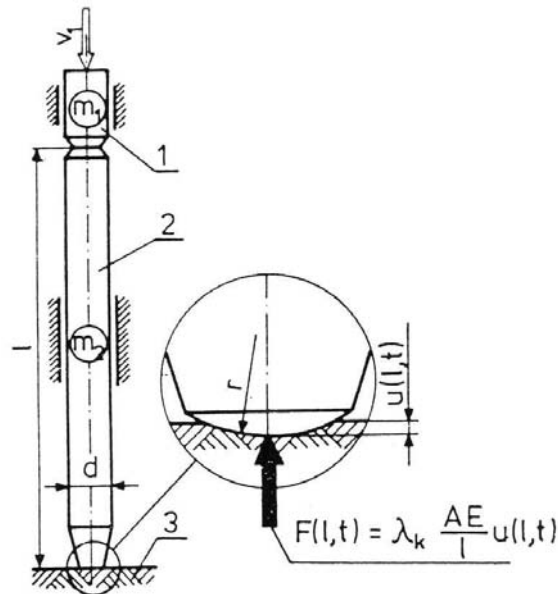
$$k_Q = \frac{1}{1 + \frac{t_1}{t_2} \frac{t_m}{t_2}} \cdot \frac{1}{V_{ac} + A_2 s_1} \cdot 10^3$$

Zaproponowane wzory (4.5), (4.6) i (4.7) należy traktować jako zależności przybliżone, umożliwiające prognozowanie energii kinetycznej E_B i częstotliwości udarów f_u bijaka na etapie projektowania konkretnej konstrukcji młota hydraulicznego z akumulatorem gazowym. Dla konstrukcji gotowych wymagana jest korekta wartości współczynników k_p i k_Q na podstawie badań.

Metodykę określenia sprawności mechanicznej η_m oparto na analitycznym studium procesu przekazywania energii wymuszenia udarowego, w którym wykorzystano falową teorię

zderzenia ciał Hooke'a w powiązaniu z teorią zagadnień kontaktowych Hertza. W celu uzyskania rozwiązania w postaci zamkniętej, dokonano linearyzacji hertzowskiego warunku brzegowego dla miejsca współdziałania narzędzia z silnie zwięzłym ośrodkiem skalnym, przyjmując jako kryterium linearyzacji postulat równości energii deformacji lokalnych dla zależności nieliniowej i zlinearyzowanej w chwili, gdy siła stykowa osiąga wartość maksymalną.

Do oceny sprawności mechanicznej η_m układu roboczego w młocie posłużono się modelem fizycznym układu „bijak - narzędzie - skała”, przedstawionym na schemacie na rysunku 4.2.



Rys. 4.2. Model fizyczny układu roboczego „bijak-narzędzie-skała” przyjęty do analizy przepływu strumienia energii udaru: 1 - bijak, 2 - narzędzie, 3 - ośrodek skalny [25]

Przyjęto również następujące założenia:

- bijak o masie m_1 jest ciałem quasi-sztywnym a narzędzie o masie m_2 posiada konfigurację prętową o stałym przekroju poprzecznym,
- w miejscu zderzenia bijak i narzędzie posiadają płaskie powierzchnie czołowe,
- bijak i narzędzie wykonane są z jednakowego materiału o tym samym module Younga E i współczynniku Poissona ν ,
- urabiany ośrodek skalny stanowi półprzestrzeń sprężystą, charakteryzowaną przez moduł Younga E_{sk} i współczynnik Poissona ν_{sk} ,
- proces udaru bijaka w narzędzie odbywa się z prędkością, nie powodującą istotnych odstępstw procesu odkształcenia od prawa Hooke'a i ma on charakter zderzenia kolinearngo

Sprawność mechaniczną η_m wymuszenia udarowego w procesie urabiania ośrodków skalnych definiuje się stosunkiem pracy użytecznej L_u (równoważnej energii odkształceń

sprężystych kumulowanej w okresie inkubacyjnym niszczenia struktury skalnej) do energii kinetycznej E_b udaru bijaka. Wyraża to wzór:

$$\eta_m = \frac{L_u}{E_B} \quad (4.8)$$

Wzór na pracę użyteczną L_u - tożsamą z energią potencjalną fali odkształceń generowanych w miejscu styku narzędzia z ośrodkiem skalnym można wyrazić związkami:

$$L_u = \frac{1}{2} A E c \lambda_r \int_0^2 \varepsilon^2(l, t^*) dt^* \quad (4.9)$$

Po uwzględnieniu powyższych założeń oraz przy uwzględnieniu warunków początkowych i brzegowych związanych z prędkością, siłą bezwładności bijaka i oporem sprężystości deformacji wzdłużnej uderzonego końca narzędzia, w pracy [25] otrzymano wzór na wartość odkształceń $\varepsilon(l, t)$ w miejscu styku narzędzia z ośrodkiem skalnym. Po jego podstawieniu do wzoru (4.9), a następnie wzoru (4.9) do wzoru (4.8) i przyjęciu, że wartość energii kinetycznej bijaka w chwili udaru jest równa $E_b = m_1 v_1^2 / 2$, otrzymano po scałkowaniu wzór na model matematyczny sprawności mechanicznej η_m w postaci:

$$\eta_m = \frac{2q_o}{1+q_o} \left\{ 1 - \frac{\{q_o - \exp[2(1-q_o)\lambda_m]\}^2 + q_o \{1 - \exp[2(1-q_o)\lambda_m]\}^2}{(1-q_o)^2} \exp(-4\lambda_m) \right\}$$

$$\eta_m = 1 - (8\lambda_{m(0)}^2 + 4\lambda_{m(0)} + 1) \cdot \exp(-4\lambda_{m(0)}) \quad \text{dla } \lambda_m = \lambda_{m(0)} \quad (4.10)$$

gdzie:

λ_m - współczynnik masy narzędzia m_2 do masy bijaka m_1 ,

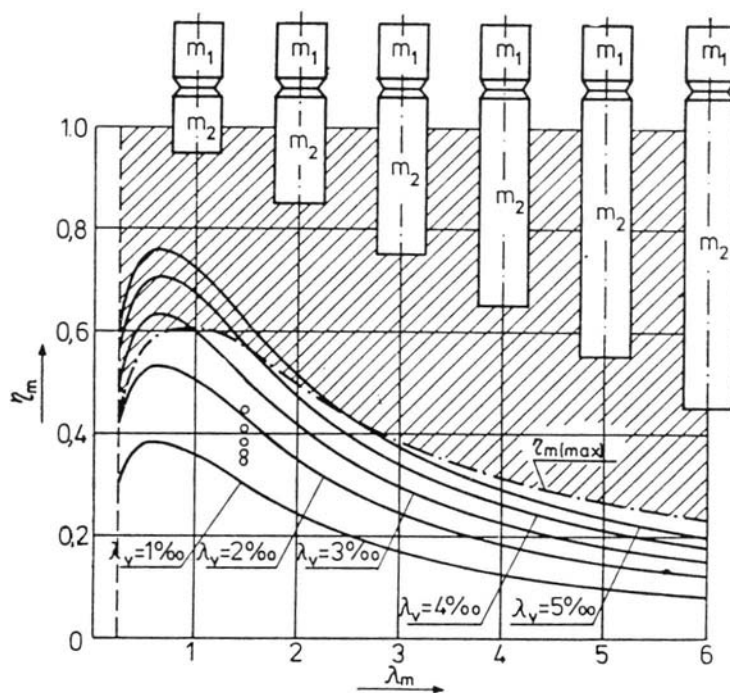
q_o - pierwiastek równania przestępczego (równanie nr (46) według [25]),

$\lambda_{m(0)}$ - wartość stosunku mas λ_m (obliczona według równania nr (47) według [25]).

Interpretację graficzną równania (4.10) otrzymaną w pracy [Korzeń] podczas procesu rozbijania bryły rudy miedzi, dla wybranego układu roboczego „bijak - narzędzie”, przedstawiono na rysunku 4.3.

Zaproponowane zależności analityczne poddano weryfikacji podczas badań procesu rozbijania ponadwymiarowych brył rudy miedzi w 0/ZGRudna. Badania te przeprowadzono wykorzystując młot hydrauliczny typu ROXON 602 (prod. KONE Osakeyhtio - Finlandia). Młot ten został zabudowany na specjalnym stanowisku badawczym, którego schemat przedstawiono na rysunku 4.4. Czujniki pomiarowe zamontowane na stanowisku pozwalały na pomiar wartości następujących parametrów:

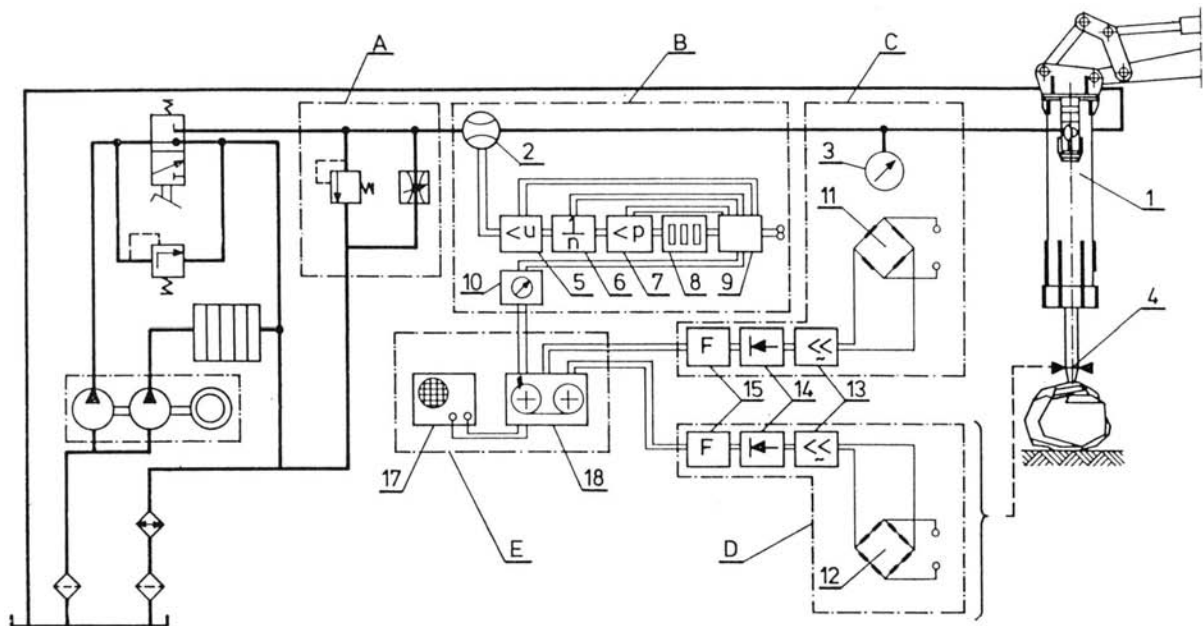
1. ciśnienie robocze w linii zasilającej młot (p_h) - za pomocą tensometrycznego przetwornika z cylindrycznym elementem cienkościennym o zakresie pomiarowym do 20 [MPa],



Rys. 4.3. Charakter zmian sprawności mechanicznej η_m układu „bijak-narzędzie-skała” dla warunków podczas rozbijania ponadwymiarowych brył rudy miedzi młotem typu ROXON 602 [25]

2. objętościowe natężenie przepływu w linii zasilającej młot (Q_h) - za pomocą elektrodynamycznego przetwornika turbinkowego o zakresie pomiarowym do 100 [dm³/min],
3. energię kinetyczną bijaka w momencie zderzenia z narzędziem (E_b) - w oparciu o znajomość maksymalnych naprężeń w narzędziu, w pobliżu miejsca uderu, przy czym uprzednio wyznaczono zależność naprężeń w narzędziu od prędkości uderu.
4. energię użyteczną przekazywaną do ośrodka skalnego (E_u) - za pomocą tensometrycznego układu mostkowego Wheatstone’a, naklejonego w części końcowej narzędzia roboczego, która styka się ze skałą,
5. częstotliwość uderów bijaka (f_b) - za pomocą częstotliciomierza cyfrowego włączonego w układ tensometryczny do pomiarów naprężeń generowanych w narzędziu.

Pomiary wykonane podczas badań pozwoliły na oszacowanie liczbowej postaci charakterystyk eksploatacyjnych: energetycznej i częstotliwościowej dla hydraulicznej głowicy udarowej badanego młota oraz przeciętnych wartości sprawności: hydraulicznej i mechanicznej dla procesu rozbijania ponadwymiarowych brył dolomitowej rudy miedzi, występującej w złożach Legnicko – Głogowskiego Zagłębia Miedziowego. Ponadto umożliwiły porównanie otrzymanych wartości pomiarowych z wielkościami obliczonymi w oparciu o zaprezentowane powyżej zależności analityczne.



Rys. 4.4. Schemat stanowiska badawczego [25]

A – układ regulacyjny, B – układ pomiarowy natężenia przepływu Q_h czynnika roboczego, C – układ pomiarowy ciśnienia p_h , D – układ pomiarowy energii E_u , E – układ rejestrujący, 1 – młot hydrauliczny, 2 – turbinkowy przetwornik natężenia przepływu Q_h , 3 - tensometryczny przetwornik ciśnienia p_h , 4 – tensometryczny przetwornik energii E_u , 5 – wzmacniacz wstępny z formerem, 6 – dwójkowy dzielnik częstotliwości, 7 – wzmacniacz wyjściowy, 8 – licznik elektromechaniczny, 9 – zasilacz sieciowy, 10 – integrator impulsów, 11 – układ mostkowy Wheatstone'a przetwornika ciśnienia, 12 – układ mostkowy Wheatstone'a przetwornika energii, 13 – wzmacniacz prądu zmiennego, 14 – detektor fazoczuły, 15 – filtr częstotliwości, 16 – magnetofon pomiarowy, 17 – oscyloskop katodowy.

Na podstawie uzyskanych wyników badań eksperymentalnych stwierdzono, że średnie wartości współczynników k_p i k_Q dla młotów typu Roxon 602 mieszczą się w następujących zakresach [25]:

$$k_{p(\text{sr})} = 0,10 - 0,12 \text{ [kJ/Mpa]},$$

$$k_{Q(\text{sr})} = 5,4 - 5,5 \text{ [1/dm}^3\text{]}$$

oraz po uwzględnieniu wzoru (4.2) średnia sprawność hydrauliczna:

$$\eta_{h(\text{sr})} = 0,54 - 0,66,$$

przy czym wartość górna odnosi się do maksymalnych wartości ciśnienia $p_{\text{max}} = 17 \text{ [MPa]}$. Natomiast oszacowana sprawność mechaniczna $\eta_{m(\text{sr})}$ układu roboczego wahała się w granicach: $\eta_{m(\text{sr})} = 0,35 - 0,45$.

Natomiast wartość teoretyczna sprawności mechanicznej η_m , wyznaczona na podstawie zależności (4.10), dla rozpatrywanych warunków eksploatacyjnych wynosiła $\eta_m = 0,42$. Na przedstawionych rozważaniach teoretycznych oraz badań eksperymentalnych stwierdzono, że sprawność procesu udarowego podczas urabiania lub rozbijania brył ponadwymiarowych przy wykorzystaniu młotów hydraulicznych, można rozpatrywać jako sprawność procesu realizowanego w układzie o przepływie strumienia energii, charakteryzującym się sprawnością

hydrauliczną oraz mechaniczną. Ustalono, że sprawność hydrauliczna η_h , zależy głównie od współczynników k_p oraz k_Q , wyrażających charakterystyki eksploatacyjne głowicy udarowej młota, nie zależy natomiast od rodzaju urabianej skały. Z kolei sprawność mechaniczna η_m zależy od konfiguracji układu bijak - narzędzie (stosunek mas bijaka i narzędzia, promienie krzywizny zderzających się powierzchni oraz ich średnice), prędkości udaru bijaka oraz własności fizycznych materiału bijaka i skały.

Kontynuację ww. rozważań teoretycznych w celu rozbudowania modelu matematycznego suwu roboczego młota hydraulicznego przez uwzględnienie parametrów akumulatora przedstawiono w publikacjach [102,103]. Przeprowadzone badania symulacyjne potwierdziły, że przyjmowanie założenia o stałości ciśnienia zasilania przy stosowanych w typowych młotach pojemnościach akumulatorów nie jest uzasadnione.

Można również ocenić wartość energii udaru młota na drodze analitycznej stosując zależność:

$$E_u = \frac{\sigma^2 A^2}{2k} \quad (4.11)$$

gdzie:

σ - naprężenie dopuszczalne materiału grota, [MPa],

k - współczynnik sztywności styku narzędzie - skała, [MN/m].

Dla warunków panujących w KGHM „Polska Miedź” S.A., przyjmując dla młota Roxon, za [69,70], że powierzchnia grota $A = 0,00785 \text{ m}^2$, $\sigma = 200 \text{ MPa}$, $k = 900 \text{ MN/m}$, można oszacować wartość energii udaru na poziomie $E_u = 1,35 \text{ [kJ]}$. Porównując otrzymaną wartość z energią młota według producenta równą $1,8 \text{ [kJ]}$, można zauważyć nadwyżkę energii. Jednak na tej podstawie nie można oceniać przydatności młota. Uzyskane informacje nie mówią nic o jego stanie technicznym, a ponadto dla miejsca i warunków pracy młota (np. na kracie) założone do obliczeń wartości mogą być przeszacowane (głównie współczynnik sztywności styku narzędzie - skała k).

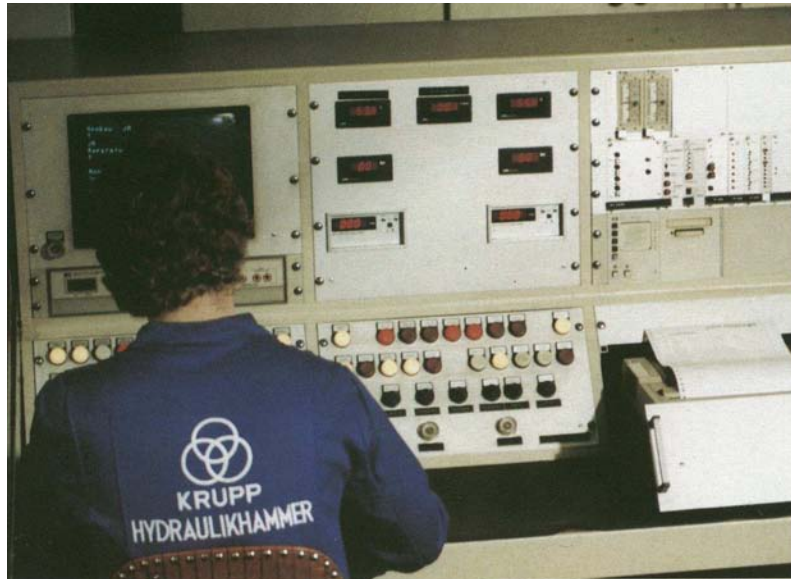
4.2. EMPIRYCZNE METODY WYZNACZANIA ENERGII UDARUU

W przypadku empirycznej metody wyznaczenia energii udaru, tak jak w przedstawionej powyżej metodyce badań podczas weryfikacji sprawności energetycznej młotów hydraulicznych wymagany jest pomiar i rejestracja przebiegów parametrów młota. Są to na ogół przebiegi szybkozmienne, co pociąga za sobą konieczność stosowania układów pomiarowych o odpowiednich parametrach. Do tego celu mogą być wykorzystane komputery klasy IBM PC wyposażone w typowe karty pomiarowe. Analizę takiej możliwości przedstawiono w publikacjach

[59,67]. Przykładowy zestaw pomiarowy może składać się z komputera typu 486SX wyposażonego w kartę pomiarową PCL 818H firmy Advantech (16 kanałów o rozdzielczości 12 bitów i częstotliwości próbkowania 100 kHz na wszystkie kanały). Oczywiście obecnie mogą być wykorzystane komputery nowocześniejsze, o zdecydowanie lepszych parametrach. Dla akwizycji i mierzonych przebiegów wykorzystano opracowany w Polsce pakiet oprogramowania AGIMAG dla środowiska Windows. Zastosowanie w/w zestawu umożliwia osiągnięcie częstotliwości próbkowania 10 kHz przy zapisie 6 kanałów. Oprogramowanie to pozwala również na wstępną analizę uzyskanych przebiegów, bezpośrednio po ich zarejestrowaniu (wyznaczenie minimum, maksimum, wartości średniej oraz analiza w dziedzinie częstotliwości). W w/w publikacjach przedstawiono zastosowanie omawianego zestawu do badania młota hydraulicznego MH-7. Zestaw ten pozwalał na graficzną prezentację zarejestrowanych przebiegów bezpośrednio z pakietu AGIMAG a ponadto, przy wykorzystaniu innych pakietów działających w środowisku Windows (np. Excel, Statgraphics, Statistica) umożliwiał dodatkową ich obróbkę. Na podstawie przeprowadzonej analizy można stwierdzić, że zaproponowana konfiguracja jest w pełni przydatna do pomiaru i rejestracji przebiegów parametrów hydraulicznego młota udarowego. Zarówno częstotliwość próbkowania jak i dokładność przetwarzania uznano za wystarczające dla pomiarów sygnałów o charakterze udarowym w zadanym zakresie [59,67].

Podobnego typu pomiary i badania prowadzą również producenci młotów hydraulicznych. Jednak zazwyczaj zakres badań oraz uzyskane wyniki nie są szerzej publikowane i udostępniane, gdyż najczęściej objęte są tajemnicą firmy. Celem tych badań jest przede wszystkim ocena jakości wykonania produkowanych młotów hydraulicznych jak i ocena prototypów i nowych rozwiązań młotów. Wyjątek w tym względzie stanowią wyniki badań, których celem jest określenie podstawowych parametrów technicznych młotów. Jak już wcześniej wspomniano, znajomość tych parametrów jest niezbędna użytkownikowi młotów do wyboru młota i jego prawidłowej eksploatacji. Zatem uzyskane wartości parametrów eksploatacyjnych młotów zazwyczaj są podawane w katalogach i prospektach handlowych [12,14,16,17,18,20,22]. Przykładowy widok jednego z takich stanowisk badawczych młotów hydraulicznych, wykorzystywanego w firmie Krupp Bautechnik przedstawiono na rys. 4.5 [17].

Ze względu na brak porównywalnych procedur badawczych stosowanych przez producentów młotów, nie można w sposób obiektywny porównywać zmierzonych wartości parametrów eksploatacyjnych młotów na podstawie danych katalogowych. Podawane w katalogach wartości są często wyidealizowane, z pominięciem rzeczywistych czynników powodujących ich pogorszenie lub wręcz określane w sposób teoretyczny. Utrudnia to również wybór odpowiedniego do potrzeb typu młota.



Rys. 4.5. Widok stanowiska do badania młotów hydraulicznych firmy Krupp Bautechnik:
u góry - układ pomiarowo-sterujący, u dołu - młot na stanowisku [17]

Dlatego czołowi producenci młotów hydraulicznych na świecie, min. Atlas Coco Berema, Tammrock Rammer (obecnie Sandvik Tammrock Rammer), Caterpillar Inc., Kent/Furukawa, Stanley Hydraulic Tool, IPC Industries, NPK Construction, powołali specjalne biuro do spraw młotów hydraulicznych MBMB (Mounted Breaker Manufacturers Bureau). Biuro to zostało utworzone przy amerykańskim stowarzyszeniu CIMA (Construction Industry Manufacturers Association), zajmującym się certyfikacją i metodami badań maszyn oraz ich bezpieczeństwem.

Wspólnie opracowano jednolitą metodę pomiaru wartości parametrów eksploatacyjnych młotów hydraulicznych. Główną uwagę zwrócono na budzącą największą wątpliwość metodykę wyznaczania wartości energii uderzenia jako parametru będącego najważniejszym kryterium oceny przydatności eksploatacyjnej młota. Jak już nadmieniono, wartość ta była przez wielu producentów wyznaczana na drodze teoretycznej na podstawie znanej masy bijaka i prędkości obliczonej przez rozwiązanie różniczkowego równania ruchu bijaka, najczęściej przy założeniu stałego ciśnienia zasilania komory roboczej. De facto była to więc energia uderzenia równa teoretycznej (dyspozycyjnej) energii kinetycznej bijaka, przy której pomijano zarówno straty w młocie jak i straty wewnętrzne w narzędziu roboczym. Opracowana przez MBMB metoda nazwana C1MA/MBMB została przedstawiona w specjalnym biuletynie, wydanym w 1997 roku [43].

Metoda C1MA/MBMB polega na pomiarze wartości fali odkształceń wywołanej w narzędziu roboczym w czasie uderzenia bijaka. Do pomiaru wartości odkształceń wykorzystywany jest układ tensometrów naklejonych na końcowej części narzędzia. Układ tensometrów może być naklejony w układzie pełnego mostka lub półmostka Wheatstone'a. Metoda C1MA/MBMB pozwala więc na pomiar rzeczywistej energii uderzenia jaka przekazywana jest bezpośrednio przez narzędzie na skałę. Widok przykładowego stanowiska pomiarowego zrealizowanego przez jednego z producentów młotów, firmę Rammer wg wytycznych biuletynu MBMB przedstawiono na rys. 4.6.



Rys. 4.6. Widok stanowiska pomiarowego młotów hydraulicznych firmy Rammer zrealizowanego wg metody CIMA/MBMB [22.]

Energia uderzenia, według [43], obliczana jest zgodnie z następującą zależnością:

$$E_i = \frac{W}{A_t \cdot \sqrt{E_n \cdot \rho_n}} \int_{t_i}^{t_n} \varepsilon_i^2 \cdot dt \quad (4.12)$$

gdzie:

E_i - energia pojedynczego uderzenia narzędzia,

W_k - współczynnik korekcyjny wyznaczony podczas kalibracji układu pomiarowego poprzez statyczne obciążenie narzędzia z naklejonym mostkiem tensometrycznym przy równoczesnym pomiarze odkształceń, definiowany jest jako stosunek siły obciążającej F_k do wywołanych nią odkształceń ε_k .

$$W_k = \frac{F_k}{\varepsilon_k} \quad (4.13)$$

A_t - powierzchnia przekroju poprzecznego narzędzia w miejscu naklejenia tensometrów,

E_n - moduł Young'a materiału narzędzia,

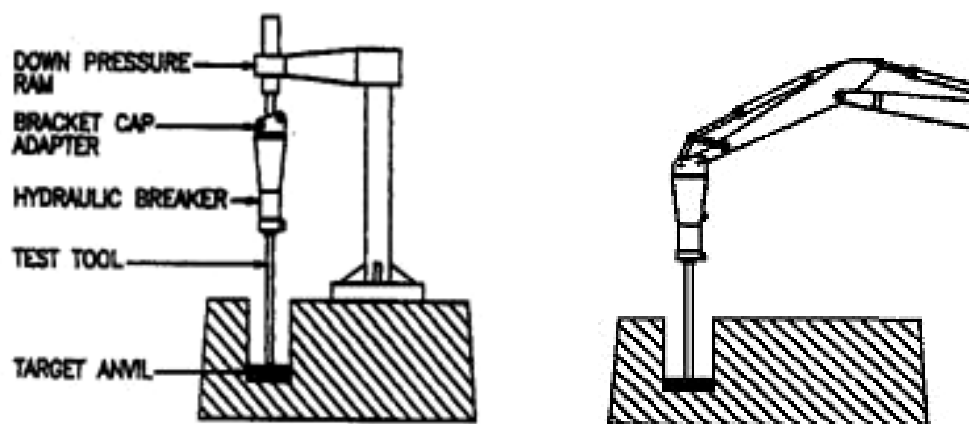
ρ_n - gęstość masy materiału narzędzia,

t_i - czas rozpoczęcia całkowania,

t_n - czas zakończenia całkowania,

ε_i - mierzone odkształcenia narzędzia w miejscu naklejenia tensometrów.

Przykład realizacji układu kalibracyjnego do wyznaczania współczynnika korekcyjnego W_k przedstawiono na rys. 4.7. Po zamontowaniu narzędzia w badanym młocie, jest on dociskany specjalną prasą hydrauliczną lub przez typowy wysięgnik, na którym umieszczany jest młot podczas normalnej eksploatacji. Końcówka narzędzia opiera się na wkładce z elastomeru, łagodzącej skutki uderzenia.



Rys. 4.7. Schemat stanowiska do kalibracji układu pomiarowego energii uderzenia metodą MBMB [43] po lewej - z zastosowaniem specjalnej prasy, po prawej - z wykorzystaniem typowego wysięgnika

Wartość współczynnika W_k może być również wyznaczona poprzez obciążanie narzędzia na maszynie wytrzymałościowej. W tym przypadku poprawność wyznaczenia współczynnika kalibracji W_k jest określana zgodnie z następującą zależnością:

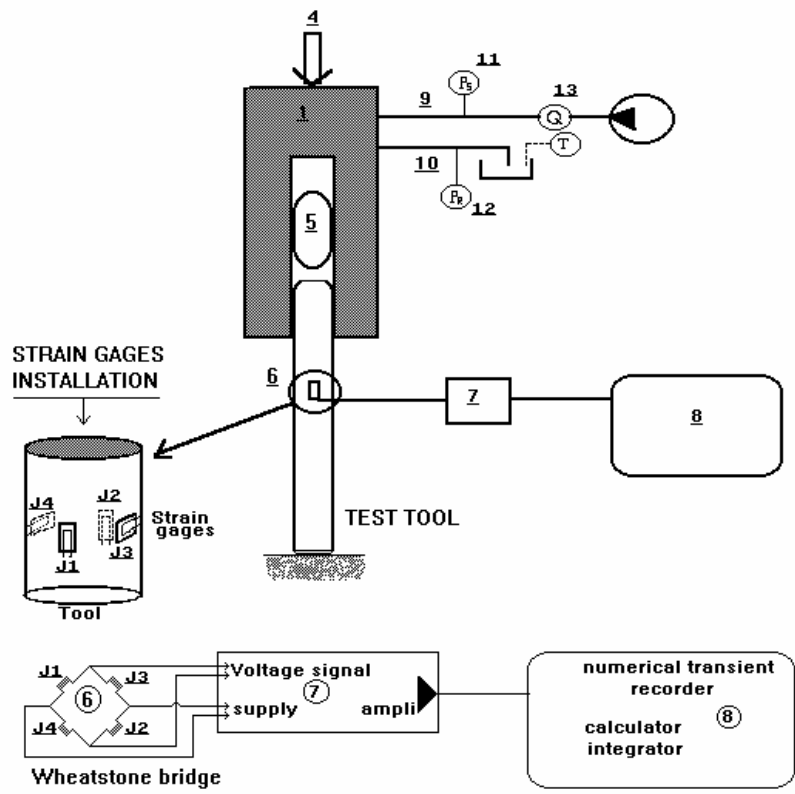
$$\frac{W_k}{E_n \cdot A_n} \cong 1 \quad (4.14)$$

Jeżeli zależność ta nie jest spełniona, pomiar należy powtórzyć lub skontrolować układ pomiarowy. Celem prawidłowego przeprowadzenia kalibracji układu opracowano w metodzie CIMA/MBMB specjalną procedurę badań:

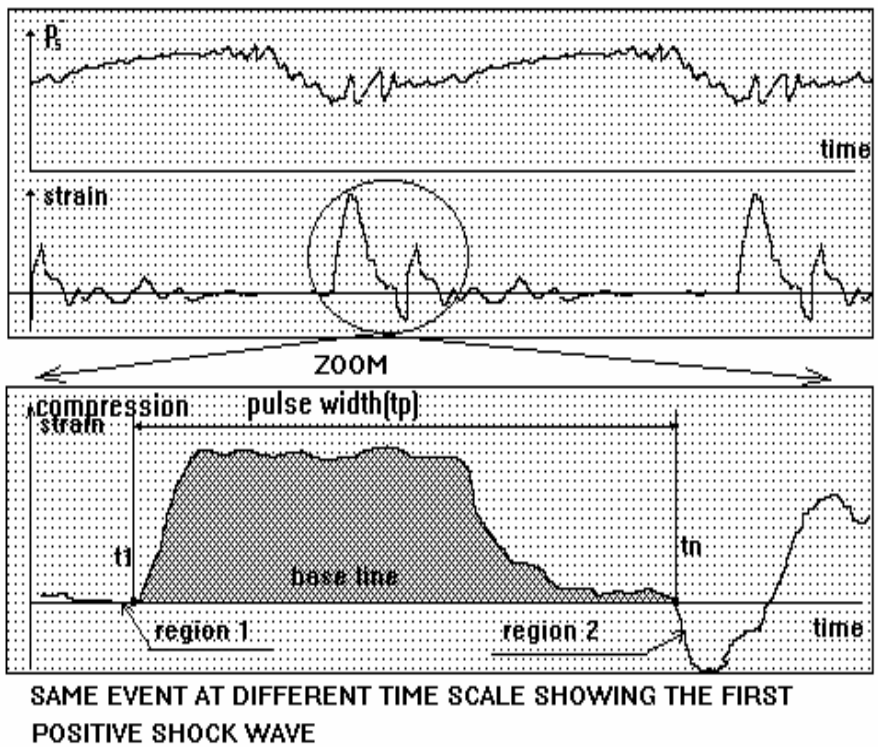
- dla każdego ustawienia narzędzia wykonać trzy pomiary,
- kalibrację wykonać dla co najmniej trzech różnych wartości siły obciążającej,
- pomiar wykonać dla trzech ustawień narzędzia (0° , 120° , 240°),
- współczynnik kalibrujący W_k jest wyznaczany jako wartość średnia ze wszystkich otrzymanych wyników,
- siły obciążające powinny wywoływać w narzędziu naprężenia nie mniejsze niż 70 [MPa], ale nie zaleca się obciążania narzędzia siłą powyżej 2000 [kN],
- należy kontrolować temperaturę narzędzia w pobliżu układu tensometrów.

Pomiar energii udaru realizowany jest na tym samym stanowisku, co kalibracja (rys.4.7) oraz przeprowadzony na tym samym, co w przypadku kalibracji układzie pomiarowym. Wymagane jest skontrolowanie przed rozpoczęciem pomiarów wartości ciśnienia gazu we wszystkich zainstalowanych w młocie akumulatorów oraz ustalenie temperatury oleju w układzie zasilającym młot w zakresie 40-60 [°C]. Równoległe z pomiarem wartości energii udaru młota realizowane są również pomiary wartości ciśnienia na zasilaniu i spływie młota oraz natężenie przepływu w gałęzi zasilającej. Schemat układu pomiarowego wykorzystywanego do pomiarów wartości udaru młota metodą CIMA/MBMB przedstawiono na rys. 4.8.

Wartość energii udaru określa się jako średnią z uzyskanych wyników. Dla prawidłowego określenia tej wartości wymagane jest, według [43], zarejestrowanie co najmniej 25 kolejnych udarów bijaka w narzędzie. Obróbka uzyskanych przebiegów zarejestrowanych sygnałów wymaga określenia okresu całkowania. Sposób określenia okresu całkowania pokazano na rys. 4.9. Zgodnie ze schematem całkowanie należy rozpocząć w chwili pojawienia się pierwszego dodatniego impulsu i zakończyć w chwili spadku odkształceń do wartości porównywalnej w chwili t_i . Zalecane jest, aby czas całkowania był mniejszy od czasu przejścia fali odkształceń od miejsca naklejenia tensometrów do końca narzędzia i z powrotem. Ponadto wymagane jest, aby okresy całkowania (t_i do t_n) były identyczne dla wszystkich udarów.



Rys. 4.8. Schemat układu pomiarowego do wyznaczania energii uderu młotów hydraulicznych wg metody CIMA/MBMB [43]



Rys.4.9. Schemat określenia okresu całkowania w metodzie CIMA MBMB [43]

Czas całkowania można wyznaczyć według poniższej zależności:

$$t_p = \frac{H}{c_f} \quad (4.15)$$

gdzie:

H - wysokość naklejenia tensometrów od końca narzędzia

c_f - prędkość rozchodzenia się fali naprężeń w narzędziu, określona zależnością:

$$c_f = \sqrt{\frac{E_n}{\rho_n}} \quad (4.16)$$

Zalecane jest naklejenie układu tensometrycznego w odległości $H=1.2 \cdot L_p$ (L_p – długość bijaka) od końca narzędzia. Pozwoli to na wyeliminowanie nakładania się fali odkształceń powstałej w skutek udaru i fali odbitej od końców narzędzia. Jeżeli natomiast pole przekroju poprzecznego bijaka na powierzchni styku z narzędziem jest większe od pola przekroju poprzecznego narzędzia, zalecane jest zwiększenie wysokości naklejenia tensometrów co najmniej do $2 \cdot L_p$. W metodzie CIMA/MBMB nie podano konkretnych typów aparatury pomiarowej i rejestrującej. Przedstawiono natomiast wymagania stawiane układowi pomiarowemu. Zgodnie z nimi w układzie powinny być zastosowane poniższe elementy o następujących, zalecanych parametrach:

1. wzmacniacz tensometryczny: dokładność $< \pm 0.1$ [%] (w całym zakresie pomiarowym), stabilność temperaturowa współczynnika wzmocnienia < 0.01 [% °C], częstotliwość przenoszenia (tłumienie-3 [dB]) minimum 100 [kHz],
2. układ pomiaru i rejestracji odkształceń: o rozdzielczość minimum 0.15 [%], częstotliwość próbkowania minimum 1 [MHz],
3. układy pomiarowe ciśnienia w gałęzi zasilającej i spływowej: klasa dokładności ± 1 [%], częstotliwość przenoszenia sygnału > 1 [kHz], częstotliwość próbkowania > 3 [kHz], miejsce zainstalowania przetworników - możliwie blisko młota,
4. układ pomiarowy natężenia przepływu: klasa dokładności ± 2.5 [%],
5. Układ pomiaru temperatury oleju (pomiar w gałęzi spływowej): klasa dokładność ± 2 [%].

Według danych opublikowanych przez firmę Rammer stosującej tę metodę podczas badania swoich młotów, błąd pomiaru energii udaru (rozrzut wyników) został zredukowany do $\pm [10\%]$, z czego $\pm 3,8$ [%] jest błędem układu pomiarowego, natomiast reszta wynika z aktualnego stanu młota i działania elementów wewnętrznych.

Dla zapewnienia poprawności prowadzonych badań biuro MBMB przeprowadza w firmach stosujących tą metodę, okresowe kontrole, wystawiając odpowiednie certyfikaty. W postępowaniu kontrolnym badane jest również bezpieczeństwo eksploatacji młotów.

Nie znaleziono natomiast w literaturze zarówno krajowej, jak też światowej, informacji na temat badań diagnostycznych młotów hydraulicznych, których celem byłoby określenie ich stanu technicznego lub wpływu zużycia elementów młota na jego własności eksploatacyjne i wartość energii uderzenia. Powodem takiego stanu rzeczy jest fakt, że użytkownicy młotów nie dysponują zazwyczaj opisanymi powyżej skomplikowanymi i kosztownymi stanowiskami badawczymi, pozwalającymi na bieżącą kontrolę stanu technicznego młota hydraulicznego i ocenę przydatności młota do dalszej eksploatacji lub przeznaczenia go do remontu. Po stwierdzeniu, na podstawie subiektywnej oceny pracy młota przez operatora, nieprawidłowości w jego działaniu, jest on najczęściej zgodnie z zaleceniami producentów przekazywany do remontu do autoryzowanych stacji obsługi. Remont ten najczęściej polega na wymianie większości ruchomych elementów młota, co zważywszy na wysoki poziom cen części zamiennych leży w interesie zarówno producentów młotów jak i ich dealerów.

4.3. ANALITYCZNO-EMPIRYCZNE METODY WYZNACZANIA ENERGII UDARU

W poprzednich podrozdziałach opisano metody pomiarowe pozwalające na pośrednie lub bezpośrednie wyznaczenie energii uderzenia młotów hydraulicznych, jednak jak już nadmieniono, ich celem nie było określenie stanu technicznego młota lub wpływu zużycia elementów młota na jego własności eksploatacyjne i wartość energii uderzenia. W Zakładach Górniczych KGHM „Polska Miedź” S.A., gdzie wykorzystywana jest bardzo duża liczba ciężkich młotów hydraulicznych, wymagana jest pełna dyspozycyjność tych młotów podczas prac eksploatacyjnych i diagnozowanie ich stanu technicznego jest bardzo ważnym zagadnieniem. Dlatego wynikała potrzeba opracowania stanowiska i metodyki diagnozowania stanu technicznego młotów hydraulicznych, które ułatwiłyby ich eksploatację i serwisowanie.

Prace w tym zakresie rozpoczęto w połowie lat dziewięćdziesiątych, we współpracy z Zakładem Górniczym „Rudna” w Polkowicach, na Wydziale Inżynierii Mechanicznej i Robotyki AGH w Krakowie. Następnie wykonane stanowisko zostało przekazane w użytkowanie do ZUW w Lubinie. W pracach związanych z wdrażaniem i użytkowaniem zarówno stanowiska badawczego, jak też metodyki, uczestniczył również z ramienia ZUW Lubin autor pracy [68,69,70].

Przy opracowywaniu konstrukcji oraz metodyki pomiarowej uwzględniono trudne warunki, jakie zazwyczaj panują na stanowisku pracy młotów. Przyjęto też, w oparciu o przeprowadzoną analizę oraz przyszłe wykorzystanie przedmiotowego stanowiska, szereg następujących założeń:

- stanowisko zostanie wykonane jako laboratoryjne i zostanie zlokalizowane na terenie jednego z Zakładów Górniczych KGHM „Polska Miedź” S.A. (wybrano 0/ZG „Rudna” w Polkowicach,

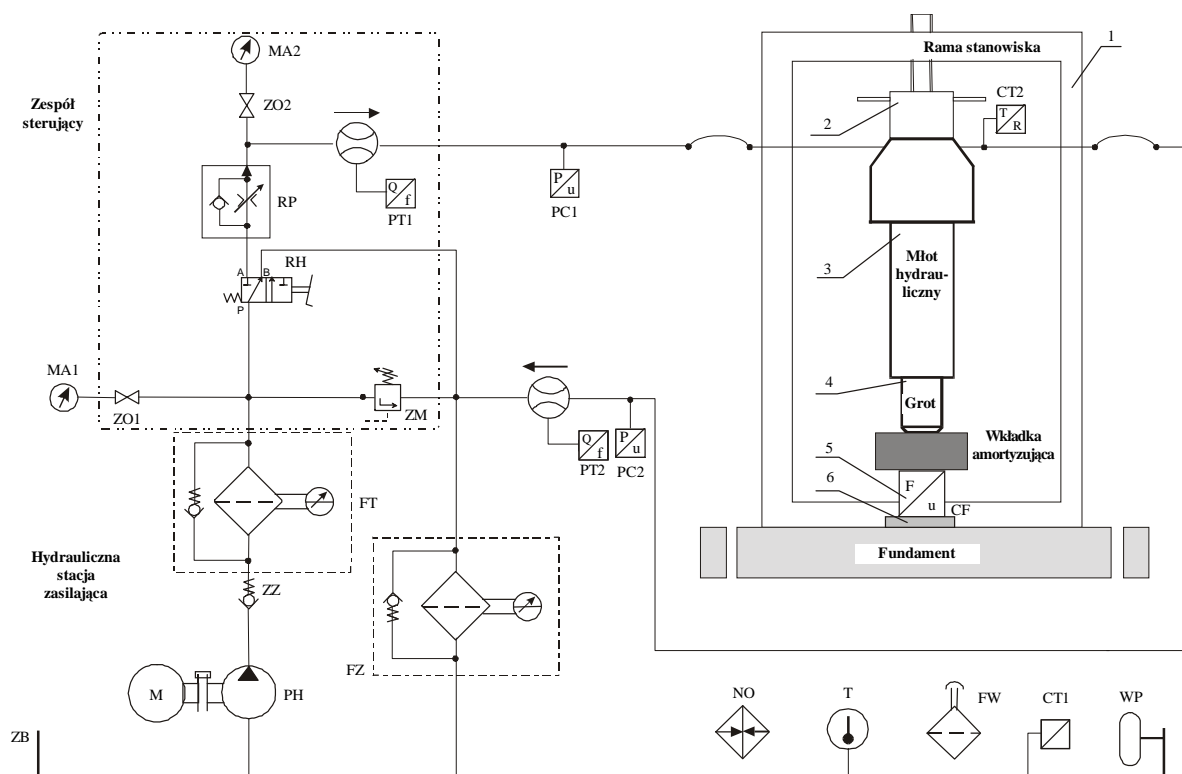
- stanowisko przeznaczone będzie do badań w całości najczęściej stosowanych w KGHM „Polska Miedź” S.A., ciężkich młotów hydraulicznych typu Roxon 602 i Rammer S52,
- stanowisko zapewni pracę młota w czasie badań dla różnych parametrów zasilania, przy zachowaniu powtarzalności pomiarów,
- stanowisko wyposażone zostanie w układ pomiarowy umożliwiający pomiar i rejestrację parametrów zewnętrznych młota,
- wpływ pracy młota w czasie prowadzonych badań na otoczenie powinien być zminimalizowany.

Konstrukcję stanowiska opracowano ponadto przy uwzględnieniu wymagań związanych z aspektami ekonomicznymi (prosta budowa i pewność w działaniu, wykorzystanie do maksimum elementów będących w posiadaniu użytkownika O/Z G „Rudna”) oraz wykorzystaniem podczas prac badawczych na stanowisku istniejących w jego pobliżu urządzeń transportowych i dźwigowych. Uwzględniając powyższe założenia i wymagania ustalono, że stanowisko diagnostyczne młotów hydraulicznych obejmie następujące zespoły: konstrukcję mechaniczną do mocowania młota, stację zasilania hydraulicznego, osprzęt pomocniczy oraz układ pomiarowy. Poniżej opisano budowę poszczególnych zespołów, ich zasadę działania oraz opracowaną metodykę badawczą [11,29,33-37,68-70].

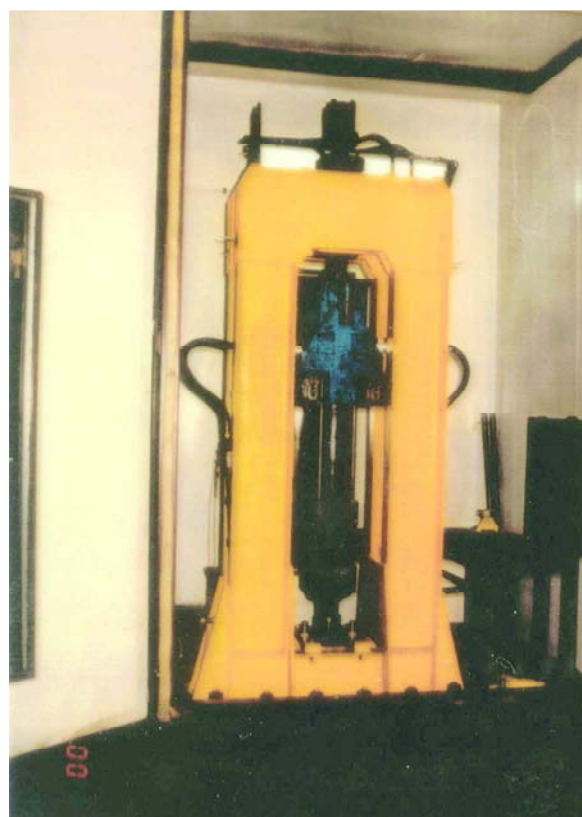
Opracowane stanowisko badawcze składa się z części mechanicznej, w której montowany jest badany młot, z hydraulicznego agregatu zasilającego wraz z zespołem sterującą - zabezpieczającym. Schemat stanowiska przedstawiono na rysunku 4.10.

Konstrukcja mechaniczna (rys.4.10) składa się z ramy (1), wykonanej jako konstrukcja spawana, posadowionej na fundamencie i zespolonej z nim za pomocą łączników śrubowych. Wewnątrz ramy instalowany jest badany młot (3) tak, aby jego grot (4) opierał się, poprzez wkładkę amortyzującą, o gniazdo czujnika siły (5) umieszczonego na specjalnym pierścieniu dystansowym (6) w podstawie ramy. Korpus młota zamocowany jest w specjalnym uchwycie, połączonym poprzez nakrętkę ze śrubą dociskową (2), znajdującą się w górnej części ramy. Konstrukcję mechaniczną stanowiska, dla komfortu obsługi i ze względów BHP, obudowano komorą dźwiękoszczelną. Widok części mechanicznej stanowiska, z zainstalowanym młotem hydraulicznym i częścią komory dźwiękoszczelnej przedstawiono na rys. 4.11.

Stanowisko wyposażono w osprzęt pomocniczy służący do sprawnego instalowania młota w ramie stanowiska oraz jego wymontowywania po zakończeniu badań. Do manipulowania młotem w obrębie stanowiska wykorzystano żuraw elektryczny. Natomiast transport młotów na stanowisko odbywa się przy pomocy suwnicy stanowiącej wyposażenie hali remontowej ZG Rudna.



Rys. 4.10. Schemat opracowanego w AGH Kraków stanowiska laboratoryjnego do badania młotów hydraulicznych [29,68]



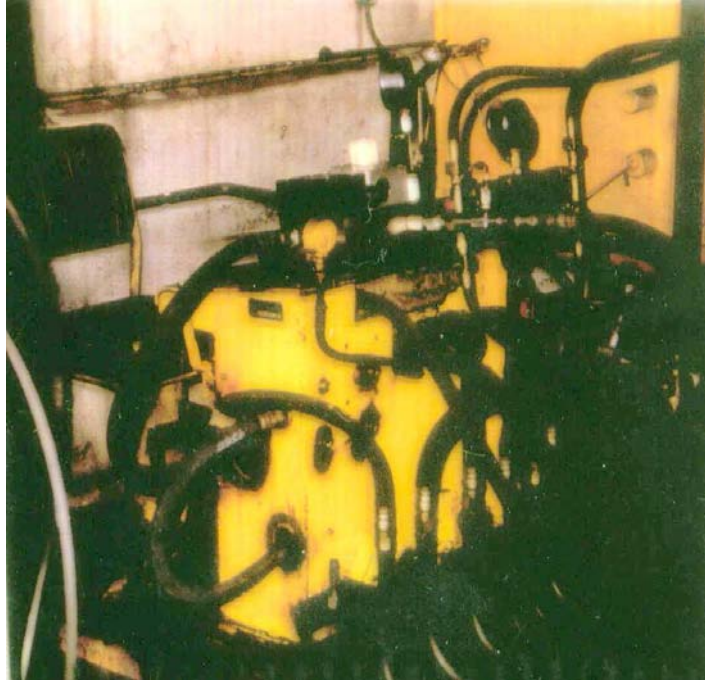
Rys. 4.11. Widok komory dźwiękoszczelnej i konstrukcji mechanicznej stanowiska laboratoryjnego do badań diagnostycznych młotów hydraulicznych z zabudowanym młotem [29,68]

Do zasilania badanych młotów olejem hydraulicznym wykorzystano będący w posiadaniu O/ZG „Rudna” wolnostojący hydrauliczny agregat zasilający. Agregat zasilający poddano modernizacji, przystosowując go do przewidywanych badań. Agregat obejmuje dwa osobne zespoły połączone ze sobą węzami hydraulicznymi: zasilacz hydrauliczny oraz zespół sterująco-zabezpieczający. Zasilacz hydrauliczny (rys. 4.10) obejmuje zbiornik cieczy roboczej ZB (wyposażony w nagrzewnicę oleju NO, filtr wlewowy FW, wskaźnik poziomu oleju WP i termometr T), silnik elektryczny M, pompę zębatą PH, zawór zwrotny ZZ, filtr tłoczny FT i filtr zlewowy FZ. Zespół sterująco-zabezpieczający zmontowany jest z następujących elementów: rozdzielacza RH, regulatora przepływu RP, zaworu maksymalnego ZM, zaworów odcinających Z01, Z02 oraz manometrów wstrząsoodpornych MA1, MA2. Z gniazd tego zespołu wyprowadzone są dwa przewody stalowe, które sięgają ramy stanowiska. Przewody te zakończono krótkimi odcinkami węży hydraulicznych, umożliwiającymi wygodne podłączanie i odłączanie młota hydraulicznego zainstalowanego w ramie stanowiska. Podstawowym elementem sterującym zespołu jest rozdzielacz suwakowy RH umożliwiający uruchamianie młota lub przerywanie jego pracy. Rozdzielacz pozwala także na odciążenie pompy podczas postoju młota. Widok agregatu zasilającego z zespołem sterująco-zabezpieczającym przedstawiono na rysunku 4.12.

Układ zasilania zapewnia uzyskanie wymaganej czystości oleju i ustawienie podstawowych parametrów zasilania młota cieczą roboczą, a mianowicie: maksymalnego lub zadanego ciśnienia zasilania, natężenia przepływu cieczy roboczej w gałęzi tłocznej oraz temperatury cieczy w zbiorniku. Ciśnienie robocze młota jest nastawiane zazwyczaj fabrycznie na 11 lub 14 MPa. Ciśnienie agregatu hydraulicznego musi być ustawione o 3,5 [MPa] powyżej ciśnienia roboczego młota. Parametry nominalne zasilacza są następujące: wydajność 75 [dm³/min], ciśnienie 17,5 [MPa]. Cieczą roboczą stosowaną w agregacie podczas badań jest olej hydrauliczny typu Lubinol 80 L-HM. Olej ten jest powszechnie stosowany w układach hydraulicznych maszyn górniczych w KGHM „Polska Miedź” S.A, oraz w czasie eksploatacji młotów hydraulicznych. Uruchamianie młota dopuszczalne jest w zakresie temperatur: 20 ÷ 80 [°C].

Na podstawie przeprowadzonej analizy możliwości pomiaru energii udaru młotów hydraulicznych oraz określania ich stanu technicznego zaproponowano zastosowanie w przedmiotowym stanowisku układu pomiarowego pozwalającego na pomiar i rejestrację najbardziej istotnych parametrów:

- energia udaru ,
- częstotliwość udarów ,
- ciśnienie na zasilaniu ,



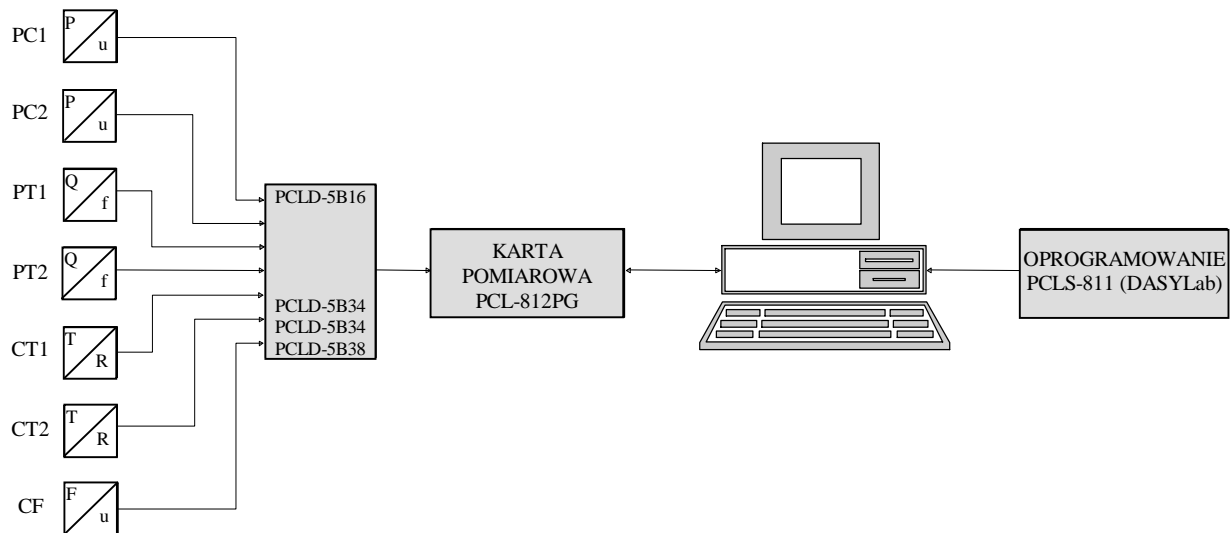
Rys. 4.12. Widok hydraulicznego agregatu zasilającego z zespołem sterująco-zabezpieczającym [29,68]

- ciśnienie na spływie ,
- natężenie przepływu cieczy roboczej na zasilaniu ,
- natężenie przepływu cieczy roboczej na spływie ,
- temperatura cieczy roboczej na spływie .

Dla pomiaru ww. wielkości wykorzystano następujące czujniki i przetworniki pomiarowe:

- tensometryczny specjalny przetwornik siły, wywzorcowany w jednostkach energii,
- piezoelektryczne przetworniki ciśnienia typu MBS 33 firmy Danfoss,
- turbinkowe czujniki przepływu typu PMB 6000 - Instytut Lotnictwa w Warszawie,
- oporowe czujniki temperatury typu PTI 00 firmy KFAP w Krakowie,

Ze względu na konieczność wizualizacji i analizy wyników na bieżąco w czasie prowadzenia badań dla rejestracji mierzonych wielkości zastosowano kartę pomiarową PCL- 812PG zainstalowaną w komputerze PC-486 DX4/100 (obecnie zastosowany jest komputer o wyższych parametrach pracy). Przetworniki pomiarowe podłączono na wejścia analogowe karty pomiarowej poprzez płytę typu PCLD-5B16, na której zamontowano dodatkowe moduły wzmacniaczy dla tensometrycznego przetwornika siły (energii) typu PCLD-5B38 oraz dla przetworników temperatury typu PCLD-5B34 (wszystkie elementy firmy Advantech). Ze względu na dużą dynamikę mierzonych przepływów zrezygnowano z zastosowania przetworników częstotliwość-napięcie. Obliczenia wartości natężenia przepływu wykonywane są na podstawie sygnału mierzonego bezpośrednio z czujnika w programie analizy wyników. Schemat strukturalny układu pomiarowego przedstawiono na rys. 4.13.



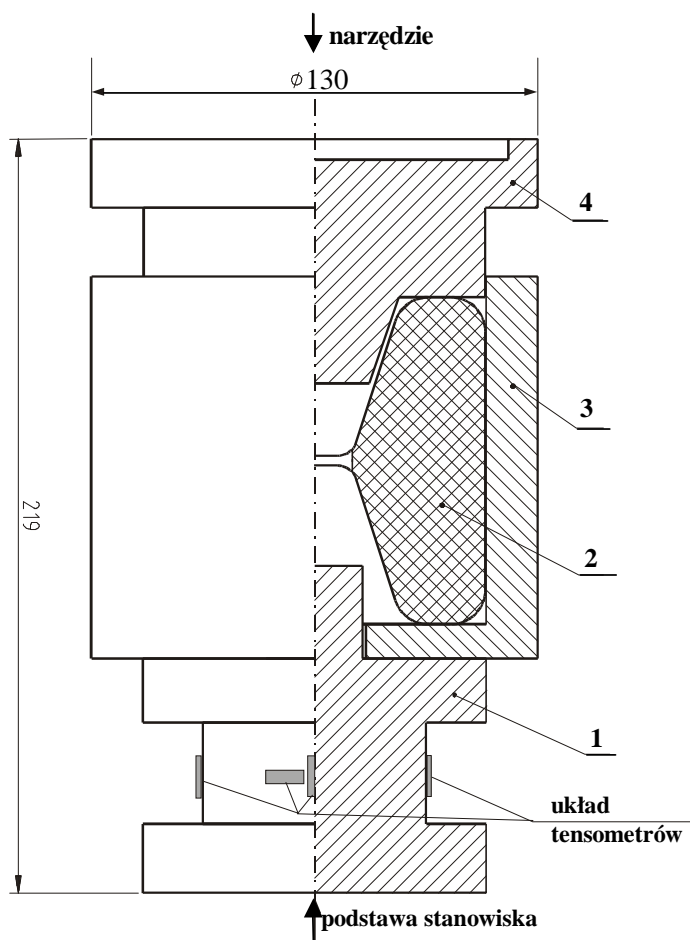
Rys. 4.13. Schemat strukturalny układu pomiarowego zastosowanego na stanowisku badawczym młotów hydraulicznych AGH Kraków [29,68]

Punkty pomiarowe rozmieszczono tak, aby nie utrudniały wymiany młota i nie były narażone na uszkodzenia. Przetworniki do pomiaru wartości ciśnienia i natężenia przepływu rozmieszczono w pobliżu układu sterowania zasilacza hydraulicznego. Zarówno badania symulacyjne jak i wstępne badania młotów (przy różnym rozmieszczeniu punktów pomiarowych), wykazały że nie ma to istotnego wpływu na dokładność pomiaru. Natomiast pomiar temperatury realizowano dla trzech przypadków umieszczenia czujników: w konstrukcji młota (cylindrze), dla oleju w zbiorniku agregatu i oleju zasilającego młot. Przetwornik siły w wykonaniu specjalnym został umieszczony bezpośrednio w konstrukcji mechanicznej, pod montowanym młotem hydraulicznym. Komputer rejestrujący i przetwarzający wartości mierzonych parametrów umieszczono w odizolowanym od hali pomieszczeniu, w odległości kilku metrów od stanowiska. Widok tego komputera wraz z urządzeniami peryferyjnymi do dokumentowania pomiarów przedstawiono na rys. 4.14.

Do pomiaru energii udaru na przedstawionym powyżej stanowisku badawczym wybrano metodę pośrednią, polegającą na pomiarze naprężeń specjalnym przetwornikiem tensometrycznym, umieszczonym pod grotem badanego młota. Taka metoda upraszcza procedurę pomiarową, gdyż nie wymaga każdorazowego naklejania na grot młota tensometrów. Przetwornik taki został opracowany i skonstruowany w AGH Kraków specjalnie dla przedmiotowego stanowiska, z wykorzystaniem wkładki elastomerowej, amortyzującej uderzenie i wydłużającej czas trwania impulsu udarowego. Jego konstrukcję przedstawiono na schemacie na rysunku 4.15. Składa się ona z następujących elementów:



Rys. 4.14 Widok komputera do rejestracji i przetwarzania wartości mierzonych parametrów wraz z urządzeniami peryferyjnymi [29,68]



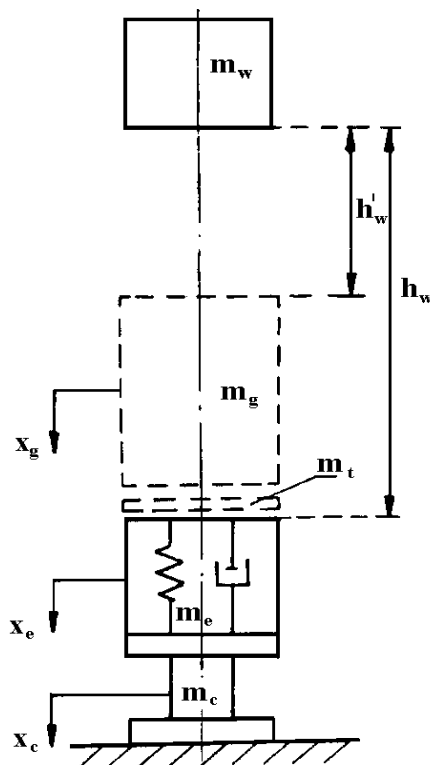
Rys. 4.15 Schemat konstrukcyjny specjalnego przetwornika energii [29,38,68]

- elementu w kształcie stopniowanego wałka (1) z naklejonymi tensometrami w układzie pełnego mostka Wheatstone'a stanowiącego tradycyjny przetwornik do pomiaru naprężeń (sił), wywołanych obciążeniem zewnętrznym,
- elementu w kształcie cylindra (2),
- wkładki z elastomeru (3) umieszczonej w cylindrze,
- pokrywy (4) z zagłębieniem, w którym opierane jest narzędzie (grot młota).

Kształt przetwornika oraz ilość jego elementów podyktowane są wartością i czasem występowania mierzonych naprężeń oraz niezawodnością (trwałością). Wybór takiej konstrukcji przetwornika i układu tensometrów (pomiar naprężeń) narzucał konieczność opracowania odpowiedniej metody jego wzorcowania. Do wzorcowania przetwornika zastosowano zasadę równowartości energii kinetycznej (mierzonej) i potencjalnej (wzorcującej). Wzorcowanie odbywa się na stanowisku, którego konstrukcja (rys. 4.16) umożliwia swobodne opuszczanie masy wzorcowej m_w z określonej wysokości na przetwornik tensometryczny o masie m_c . Energia przekazywana przez masę wzorcową na przetwornik będzie równa:

$$E_w = m_w \cdot g \cdot h_w \quad (4.17)$$

i wywoła w nim falę naprężeń σ_w , która mierzona jest układem tensometrów.



Rys. 4.16 Schemat ideowy układu do wzorcowania [38]

Korelację między energią wzorcową E_w , a mierzoną E_m oraz naprężeniami

wzorcowym σ_w i mierzonym σ_m , można więc zapisać:

$$E_m = E_w \cdot \left(\frac{\sigma_m}{\sigma_w} \right)^2 \quad (4.18)$$

lub dla równych powierzchni

$$E_m = E_w \cdot \left(\frac{P_m}{P_w} \right)^2 \quad (4.19)$$

gdzie:

P_m - siła mierzona,

P_w - siła wzorcowa.

Podczas rzeczywistego badania młota energia udaru przekazywana jest na przetwornik poprzez grot. Jego masa m_g niejednokrotnie może się różnić od masy wzorcowej m_w , różne więc będą energie - wzorcowa E_w i grota E_u . Dlatego należy uwzględnić we wzorcowaniu współczynnik wynikający z różnicy masy wzorcowej i grota. Rzeczywista energia E_u przekazywana na przetwornik poprzez grot będzie wynosiła:

$$E_u = \frac{4 \cdot m_g \cdot m_w}{(m_w + m_g)^2} \cdot E_w \quad (4.20)$$

Powyższe podstawowe zależności umożliwiają przy jednym wzorcowaniu przetwornika w jednostkach energii, stosować go w przypadkach, kiedy parametry wzorcowania są inne od parametrów badanego młota. Różnice te można uwzględnić stosując odpowiednie przeliczenia, które szczegółowo zostały przedstawione w pracy [38,39].

Badania prowadzone na opisanym powyżej stanowisku, przy zastosowaniu odpowiedniej metodyki, pozwalają na ocenę stanu technicznego młota, bez ingerencji w jego budowę. Jeżeli dokona się również pomiarów wymiarów liniowych elementów młota odpowiedzialnych za jego pracę, to porównując je z wynikami badań parametrów zewnętrznych, można poszukiwać korelacji między stopniem zużycia młota a energią i częstotliwością udaru. Dlatego równoległe ze stanowiskiem do pomiarów parametrów eksploatacyjnych młota opracowano i wykonano stanowisko do pomiaru parametrów zewnętrznych młota hydraulicznego - wymiarów liniowych współpracujących elementów młotów hydraulicznych w celu wyznaczenia stopnia ich zużycia.

Niezadowolająca ocena stanu technicznego młota hydraulicznego wydana na podstawie badań stanowiskowych, której główną przesłanką jest spadek energii udaru, wymaga demontażu młota w celu oceny stopnia zużycia jego elementów. Celem tych pomiarów jest stwierdzenie wpływu zużycia poszczególnych elementów młota na wartość energii udaru. Do realizacji tego celu niezbędne jest posiadanie odpowiedniego stanowiska i dokumentacji rysunkowej badanego typu młota (zgodnie z wcześniejszymi ustaleniami typ Roxon 602 i Rammer S-52).

Zgodnie z zaleceniami wydanymi przez producentów w/w młotów, dopuszczalne jest usuwanie drobnych zarysowań powierzchni przy założeniu, że grubość startego materiału na dwóch współpracujących powierzchniach metalowych nie może przekroczyć 0,01 [mm]. Narzuca to ostre wymagania w stosunku do środków mierniczych. Zgodnie z zasadą ich doboru, wymagana wartość działki elementarnej powinna zawierać się w przedziale 0,1 do 0,2 pola tolerancji. Ponieważ rzeczywista wartość pola tolerancji sprawdzanych elementów nie jest znana, ze względu na brak dokumentacji wykonawczej producenta, za podstawę doboru środków mierniczych przyjęto wielkość dopuszczalnego zużycia liniowego tj. 0,01 [mm]. Zatem wymagana wartość działki elementarnej środków mierniczych wynosi $We=0,001 \div 0,002$ [mm]. Stanowisko to zostało wyposażone więc w wysokiej klasy precyzyjne czujniki cyfrowe o wartości działki elementarnej 0,001 [mm] firmy Mitutoyo oraz cyfrowe średnicówki Borematic tej samej firmy. Na podstawie sporządzonej dokumentacji rysunkowej młota Roxon 602 i Rammer S52 [44] stwierdzono, że różnice wartości koniecznych do pomiaru wymiarów liniowych (średnic) są zbyt duże i dlatego dobrano środki miernicze, średnicówki odpowiednie dla mierzonych elementów, bijaka- średnice zewnętrzne, rozdzielacza - średnice zewnętrzne, tulei środkowej – średnice otworów i średnica zewnętrzna, tulei tylnej - średnice otworów i średnica zewnętrzna, tulei czołowej - średnice otworów i średnica zewnętrzna, cylindra- średnica otworu i zaworu - średnica otworu i średnica zewnętrzna. Dla pomiaru w/w średnic stanowisko pomiarowe wyposażono w następujące środki miernicze: średnicówki kabłąkowe o zakresie pomiarowym 150 ÷ 175, 100 ÷ 105 i 70 ÷ 87 [mm], mikrometr czujnikowy o zakresie wskazań 0-25 [mm] i średnicówki trójpunktowe o zakresie pomiarowym 85 ÷ 87, 100 ÷ 102, 102 ÷ 104 i 160 [mm].

Średnicówki wyposażono w czujniki typu Digmatic serii 543 firmy Mitutoyo. Czujniki te współpracują z mikroprocesorowym układem pomiarowo-rejestrującym typu DP-1HS wyposażonym w drukarkę umożliwiającą wydruk wyników pomiarów. Specjalistyczne oprogramowanie minikomputera DP-1HS umożliwia statystyczną obróbkę wyników pomiarów na bieżąco oraz ich rejestrację w pamięci procesora. Statystyczna analiza wyników pomiarów pozwala na uniknięcie błędów grubych. Mikrokomputer wyposażony jest w port szeregowy RS232 umożliwiający transmisję danych pomiarowych do rejestrującego komputera stacjonarnego klasy IBM PC. Widok stanowiska do pomiarów wymiarów liniowych elementów młota przedstawiono na rys.4.17.

Można zauważyć, że opracowane wspólnie przez O/ZG „Rudna” i AGH Kraków stanowisko badawcze umożliwia pomiar parametrów eksploatacyjnych metodą, która jest rozszerzoną metodą zaproponowaną przez CIMA/MBMB. Jednak w stosunku do tej ostatniej jest łatwiejsza



Rys. 4.17. Widok stanowiska do pomiarów liniowych. [29,68]

w stosowaniu i dokładniejsza, jak również dodatkowo pozwala uzyskać wystarczającą ilość informacji o jakości pracy młota i jego poziomie zużycia.

Zastosowane w układzie pomiarowym przetworniki i czujniki poddano analizie, podczas której zostały uwzględnione następujące zagadnienia:

- zasada pomiaru (zjawisko fizyczne, na podstawie którego jest dokonywane porównanie w procesie pomiarowym),
- metoda pomiaru (bezpośrednia lub pośrednia),
- dokładność pomiaru (klasa przyrządów pomiarowych, błędy toru pomiarowego oraz błędy metody),
- zakres pomiarowy (zgodność zakresu pomiarowego przyrządu z zakresem zmian mierzonego parametru),
- pasmo częstotliwości (dolna i górna częstotliwość sygnału, przy których stosunek wartości amplitudy sygnału wyjściowego do wartości amplitudy sygnału mierzonego jest mniejszy od -3 [dB]),
- wpływ przetwornika na działanie młota (straty ciśnienia, zakłócenie przepływu),
- wrażliwość przetwornika na działanie czynników środowiskowych (drgania, zapylenie, wilgoć itp.).

Przebieg tej analizy i jej szczegółowe wyniki zostały przedstawione w pracy [44]. Można stwierdzić, że karta pomiarowa i przetworniki zastosowane w torach do pomiaru ciśnienia i natężenia przepływu zostały dobrane prawidłowo.

Karta pomiarowa typu PCL - 812PG, umożliwia pomiar 16 sygnałów analogowych z rozdzielczością 12-bitów i częstotliwością przetwarzania cyfrowo-analogowego karty na

wszystkie kanały 30 [kHz]. Przy pomiarze 6 kanałów maksymalna częstotliwość próbkowania spada do 5 [kHz] a błąd całkowity przetwornika analogowo-cyfrowego karty rozumiany jako suma błędów analogowego i cyfrowego wynosi 0.015 [%].

Do pomiaru ciśnienia w gałęzi zasilającej i spływowej młota na stanowisku laboratoryjnym zastosowano przetworniki piezoelektryczne typu MBS 33 produkowane przez firmę Danfoss. Zastosowanie przetwornika typu MBS 33 o sygnale wyjściowym 4-20 [mA] umożliwia łatwe wykrycie uszkodzenia przetwornika lub zerwania przewodu pomiarowego. Dodatkowo zastosowanie pętli prądowej pozwala na przesyłanie sygnałów pomiarowych na znaczne odległości (do 500 [m]) oraz minimalizację wpływu zakłóceń na przebieg sygnału. Według [44] oszacowano, że zmiany ciśnienia o czasie trwania poniżej t_{fc} (częstotliwości powyżej 143 [Hz]) są silnie tłumione w przewodzie hydraulicznym. Można zatem stwierdzić, że pasmo częstotliwości (0÷250 [Hz]) zastosowanego przetwornika ciśnienia jest wystarczające a błędy pomiarowe wynikające ze zmian sygnału mierzonego mieszczą się w granicach błędu przetwornika.

Pomiar natężenia przepływu realizowano za pomocą przepływomierza turbinowego typu PMB 6000. Elementem pomiarowym przepływomierza jest turbinka osiowa, której prędkość kątowna jest liniową funkcją natężenia przepływającej cieczy. Obrót turbinki powoduje okresową zmianę indukcji magnetycznej w szczelinie między łopatkami turbinki a rdzeniem cewki. Powoduje to indukowanie się siły elektromagnetycznej na zaciskach cewki, której częstotliwość jest proporcjonalna do prędkości obrotowej turbinki. Podstawową wadą tego typu przepływomierza jest zależność stałej (liczba impulsów przypadająca na 1 [cm³] przepływającej cieczy), od lepkości cieczy. Lepkość oleju maleje z temperaturą, co jest przyczyną znacznych błędów pomiaru. Błąd ten został zminimalizowany przez stabilizowanie temperatury oleju w czasie prowadzonych badań.

Dynamiczny charakter przebiegu natężenia przepływu w czasie pracy młota jest również powodem błędów metody przetwarzania. W związku z tym dla określenia chwilowych wartości natężeń przepływu zastosowano metodę polegającą na bezpośrednim przetwarzaniu sygnałów wyjściowych z przepływomierza. Chwilowe natężenie przepływu wyznaczono jako średnią ruchomą liczby okresów sygnału wyjściowego z czasem uśredniania równym 0.04 [s]. Uzyskano dzięki temu pomiar natężenia przepływu o częstotliwości granicznej 25 [Hz]. Wartość ta jest wystarczająca przy założeniu, iż częstotliwość udarów badanych młotów hydraulicznych wynosi $6 \div 10$ [Hz]. Błąd pomiaru wartości chwilowych natężenia przepływu do częstotliwości 25 [Hz] jest równy błędowi przepływomierza wynikającego z pulsacji przepływu i wynosi ok. 1.5 [%]. Natomiast błąd określenia wartości średniej natężenia przepływu, ze względu na znoszenie się błędów narastania i zmniejszania wartości natężenia przepływu mieści się w granicach błędu pomiaru przepływomierza w warunkach statycznych i wynosi 0.5 [%].

Więcej uwagi poświęcono zastosowanemu do pomiaru energii udaru specjalnemu czujnikowi tensometrycznemu z wkładką z elastomeru, przedstawionemu na rys. 4.15. Zabudowa elastomeru pozwoliła na zmniejszenia ilości pochłanianej przez niego energii udaru. Własność ta aczkolwiek pożądana ze względu na znaczne ograniczenie skutków udaru, powoduje szybkie zniszczenie elastomeru. Dodatkowo znaczne deformacje i trwałe odkształcenie elastomeru w czasie jego obciążania utrudniają utrzymanie stałego nacisku narzędzia na przetwornik. Odkształcenie elastomeru odniesione do początkowej wysokości próbki przy obciążeniu powyżej 100 [kN] wynosi 70 [%] a jego charakterystyka jest prawie liniowa. Nieliniowość charakterystyki nie przekracza w tym zakresie wartości ± 0.0016 [%].

Analizując obciążenie czujnika można założyć, że zgodnie z prawem Younga, zależność odkształcenia względnego ε_p od siły działającej na czujnik F_p , jest opisana zależnością:

$$\varepsilon_p = \frac{F_p}{E_p \cdot A_p} \quad (4.21)$$

Pozwala to zatem na wzorcowanie układu pomiarowego poprzez statyczne obciążanie przetwornika siłą wzorcową i pomiar odpowiadających odkształceń. Do pomiaru odkształceń zastosowano układ tensometryczny oraz wzmacniacz typu PCLD 5B38 Metoda wzorcowania umożliwia zmniejszenie błędów pomiaru przez uwzględnienie rzeczywistych parametrów toru pomiarowego, jak oporność przewodów czy niedokładność naklejenia tensometrów.

Błąd toru pomiaru energii udaru, z zastosowaniem specjalnego czujnika tensometrycznego, obliczono zgodnie z zależnością wyprowadzoną w [44]:

$$\delta_{Eu} = \sqrt{4 \cdot \delta_{Wk}^2 + \delta_{Ap}^2 + \frac{1}{4} \cdot \delta_{Ep}^2 + \frac{1}{4} \cdot \delta_{\rho_p}^2 + \delta_{INTE}^2} \quad (4.22)$$

gdzie:

δ_{Wk} - błąd średniokwadratowy wyznaczenia współczynnik kierunkowy W_k określającego zależność mierzonego napięcia wyjściowego ze wzmacniacza tensometrycznego U_t od siły wzorcowania F_w . Założono, że $W_k = 0,51$ [%] [Lit.7],

δ_{Ap} - błąd wyznaczenia powierzchni przekroju przetwornika tensometrycznego A_p równy podwójnemu błędowi określenia średnicy przetwornika, przyjęto: $\delta_{Ap} = \pm 0.2$ [%],

δ_{Ep} - błąd określenia modułu Young'a E_p materiału przetwornika, dla stali stopowej, z jakiej wykonano przetwornik błąd ten nie przekracza wartości 0.5 [%],

δ_{ρ_p} - błąd wyznaczenia gęstości materiału przetwornika, zgodnie z danymi katalogowymi stali stopowych błąd ten przyjęto jako: $\delta_{\rho_p} = 0.4$ [%],

δ_{INTE} - błąd całkowania przebiegu odkształceń metodą prostokątów, przyjęto, że $\delta_{INTE} = 2$ [%].

Po podstawieniu danych do wzoru (4.22) otrzymano błąd określenia energii udaru: $\delta_{Eu} = 2,27$ [%]. Taki błąd jest wynikiem zbyt małej częstotliwości próbkowania przebiegu odkształceń w czujniku tensometrycznym. W przyjętym stanowisku badawczym zwiększenie częstotliwości próbkowania ze względu na parametry zastosowanej karty pomiarowej, nie jest możliwe. Nie wpływa to jednak w istotnym stopniu na zakłócenie pomiaru.

Rozbudowany układ pomiarowy zastosowany w stanowisku do badania młotów hydraulicznych i zaawansowana obróbka wyników wymagała dobrania odpowiedniego, specjalistycznego oprogramowania. Oprogramowanie takie umożliwia automatycznie opracowanie wyników badań, gromadzenie wyników pomiarów i analizy w postaci bazy wiedzy oraz przeglądanie i raportowanie wyników pomiarów. Wykorzystano do tego celu jako najodpowiedniejszy pakiet DASYLab w wersji Basic firmy Advantech. Pakiet ten udostępnia specjalistyczne oprogramowanie do obsługi karty pomiarowej oraz zestaw funkcji matematycznych i graficznych w postaci modułowej pozwalających na tworzenie zaawansowanych programów użytkowych. Opracowane w tym pakiecie algorytmy przetwarzania sygnałów pomiarowych zaimplementowano w postaci symbolicznej programu DASYLab.

W procedurze przetwarzania zmierzonych i zarejestrowanych sygnałów pomiarowych z uzyskanych przebiegów wyznaczane są bezpośrednio w kolejnych cyklach pracy młota hydraulicznego następujące jego parametry;

- energia udaru (E_u [J]),
- wartości minimalne (P_{zmin} [MPa] i maksymalne P_{zmax} [MPa]) ciśnienia w gałęzi zasilającej młota,
- wartości minimalne (P_{smin} [MPa] i maksymalne P_{smax} [MPa]) ciśnienia w gałęzi spływowej młota,
- wartości minimalne (Q_{zmin} [dm³/min] i maksymalne Q_{zmax} [dm³/min]) natężenia przepływu w gałęzi zasilającej młota,
- wartości minimalne (Q_{smin} [dm³/min] i maksymalne Q_{smax} [dm³/min]) natężenia przepływu w gałęzi spływowej młota,
- częstotliwość udarów f_u [Hz],
- temperatura pracy młota T_m [°C].

Na podstawie wyznaczonych wartości powyżej wymienionych parametrów odpowiednie procedury obliczeniowe programu DASYLab pozwalają na określenie wartości zlinearyzowanego współczynnika określającego zależność energii udaru od ciśnienia zasilania k_p i zlinearyzowanego współczynnika określającego zależność częstotliwości udarów od natężenia

przepływu na zasilaniu k_q . Współczynniki te są analogiczne do współczynników charakterystyki energetycznej k_p i częstotliwościowej młota k_Q hydraulicznego, opisanych w pracy [25], a w procedurach programu DASYLab definiowane są i obliczane z zależności:

$$k_p = \frac{E_u}{1000 \cdot p_{zsr}} \quad [\text{kJ/MPa}] \quad (4.23)$$

gdzie:

E_u - energia udaru w cyklu, dla którego wyznaczane jest k_p [J],

p_{zsr} - średnia wartość ciśnienia zasilania w cyklu, dla którego obliczane jest k_p [MPa].

$$k_q = \frac{f_u \cdot 60}{Q_{zsr}} \quad [1/\text{dm}^3] \quad (4.24)$$

gdzie:

f_u - częstotliwość udarów w [Hz],

Q_{zsr} - średnie natężenie przepływu w cyklu, dla którego obliczane jest k_q [dm^3/min].

Jako ostatnia określana jest sprawność całkowita młota η , zdefiniowana jako stosunek energii udaru do energii pobranej z układu zasilania. Jest ona określana analogicznym wzorem jak sprawność hydrauliczna głowicy udarowej w pracy [25] (wzór 4.7). Po uwzględnieniu wzorów (4.23) i (4.24) sprawność całkowita młota η obliczana jest z zależności:

$$\eta = k_p \cdot k_q = \frac{E_u \cdot f_u \cdot 60}{P_{zss} \cdot Q_{zss} \cdot 1000} \quad (4.25)$$

Dla zapewnienia prawidłowości pomiaru energii udaru młota hydraulicznego układ do jej pomiaru należy przed pierwszym pomiarem wywzorcować. Czynność wzorcowania należy powtarzać co pewien okres czasu (2-3 miesiące), w celu skontrolowania prawidłowości pracy czujnika oraz stopnia zużycia elastomeru absorbującego energię udaru. Wzorcowanie takie zaleca się również wykonać przy pomiarze tego samego młota po dłuższym okresie czasu (45 miesięcy). Program do wzorcowania czujnika został opracowany jako jeden z modułów programu DASYLab.

Przed przystąpieniem do wzorcowania należy przygotować na stanowisku do badania młotów (w ramie do mocowania młota) układ do wzorcowania, ustawić ciężar wzorcowy o masie 50 [kg] na prowadnicach, przesmarować prowadnice i spuścić kilkakrotnie ciężar (5-6 razy) z największej wysokości w celu dotarcia prowadnic. Do wzorcowania ciężar spuszcza się z wysokości 1,0; 0,75 i 0,5 [m].

Po uruchomieniu programu do wzorcowania opuszcza się co najmniej 3 razy ciężar wzorcowy z wysokości 1 [m]. Program wyłącza się automatycznie po około 26 s. Wykorzystując możliwości programu umożliwiające analizę przebieg oraz energii udaru (zostały one szczegółowo opisane w dalszej części), określa się wartość maksymalną energii tego udaru.

Czynność tę należy wykonać dla wszystkich zarejestrowanych uderzeń i obliczyć wartość średnią. Uzyskaną wartość energii uderzenia porównuje się z energią obliczoną ze wzoru:

$$E_u = m \cdot g \cdot h \quad [\text{kJ}] \quad (4.26)$$

gdzie:

m - masa ciężaru wzorcowego, 50 [kg],

h - wysokość spuszczenia ciężaru wzorcowego, [m].

Dla wysokości $h = 1$ [m] obliczona wartość energii $E_u = 490,5$ [U], dla $h = 0,75$ [m] $E_u = 367,9$ [kJ] a dla $h = 0$, [m] $E_u = 245,3$ [kJ]. Jeżeli wartość średnia energii uderzenia różni się od energii obliczonej więcej niż 5%, należy wyznaczyć nowy współczynnik przeliczeniowy, w przeciwnym wypadku pozostawiamy wartość 1 lub starą wartość współczynnika.

Czynność wzorcowania powtarza się dla wysokości spuszczenia ciężaru wzorcowego z wysokości $h = 0,75$ i $0,5$ m. W przypadku zmiany wartości współczynnika przeliczeniowego należy powtórzyć jeszcze raz wzorcowanie z wysokości $h = 1$ m.

Przed przystąpieniem do wzorcowania korzystnie jest sprawdzić wyzerowanie czujnika energii uderzenia. W tym celu należy wykonać rejestrację bez spuszczenia ciężaru wzorcowego, odczytać wartość zarejestrowaną i dodać ją ze znakiem przeciwnym do wartości wyznaczonej ze wzorcowania. Jeżeli zarejestrowana wartość „zerowa”, co do wartości bezwzględnej jest większa od 1, należy wymienić czujnik rejestrujący.

Udarowy charakter pracy młota wymagał dużych częstotliwości próbkowania sygnałów pomiarowych, natomiast konieczność prowadzenia badań różnych młotów wymagała zachowania powtarzalności warunków, w jakich prowadzone są kolejne pomiary. W związku z tym badanie młota podzielono na trzy etapy [11,30,31,38,68]:

I. - pomiar temperatury pracy młota,

II. - pomiar parametrów hydraulicznych i energetycznych,

III.- analiza wyników pomiarów i opracowanie raportu.

Przed rozpoczęciem pomiarów doprowadza się olej do wymaganej temperatury, a następnie uruchamia się zawieszony w ramie stanowiska młot na czas potrzebny do jego nagrzania do temperatury narzuconej procedurą badań, np. 50 [°C] (etap I). Nagrzany młot zostaje oparty na zespole amortyzującym i lekko dociśnięty. Po tych czynnościach przygotowawczych młot zostaje ponownie uruchomiony, ustawiane są parametry hydrauliczne jego zasilania, po czym włączony zostaje program rejestracji parametrów eksploatacyjnych (etap II). Pomiar realizowany jest przez $2,5$ do 3 s, po czym następuje automatyczne zakończenie rejestracji sygnałów. Operator przerywa zasilanie młota i wyłącza zasilacz hydrauliczny. Zastosowane w programie do rejestracji

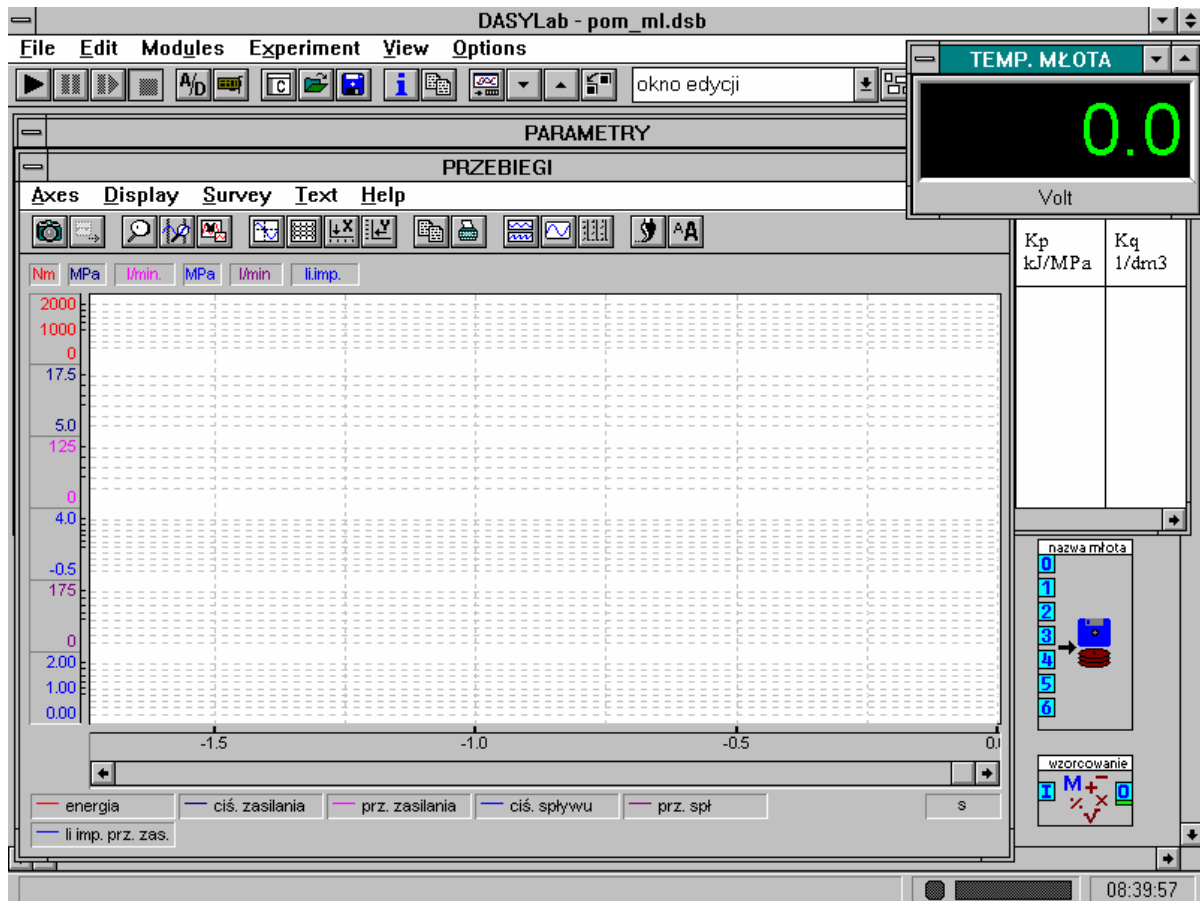
pomiarów okna wizualizacji mierzonych sygnałów na bieżąco umożliwiają wstępną ocenę poprawności prowadzonych badań. Dzięki temu w przypadku wykrycia uszkodzeń układu pomiarowego mogą one być usunięte jeszcze przed rozpoczęciem analizy wyników, co pozwala na uniknięcie błędów w ocenie stanu technicznego badanego młota.

Po zakończeniu rejestracji mierzonych sygnałów, operator uruchamia program analizy i raportowania wyników pomiarów (etap III). Analiza wyników odbywa się w sposób automatyczny a rola operatora sprowadza się do uzupełnienia danych o typie i numerze młota oraz wpisywania ewentualnych uwag o odstępstwach w prowadzeniu badań od ustalonych zasad. W wyniku analizy uzyskuje się kilkanaście parametrów charakteryzujących stan techniczny młota. Obliczone parametry oraz zarejestrowane przebiegi drukowane są w postaci raportu. Poniżej opisano procedurę rejestrowania, raportowania i analizowania mierzonych parametrów w opracowanym w DASYSLab programie.

W czasie pomiaru przebiegi mierzonych parametrów zapisywane są w pliku w formacie programu DASYSLab. Rejestrowane dane są w postaci nieprzetworzonej (wartości napięcia mierzone na wejściach karty) [44,68,] . Umożliwia to zmianę metody przetwarzania sygnałów pomiarowych. Przetwarzanie sygnałów odbywa się na bieżąco w czasie pomiaru lub w programie do tworzenia raportów. Obydwa programy różnią się w zasadzie tylko źródłem pobierania sygnałów wejściowych. W czasie pomiaru sygnały pobierane są z karty pomiarowej natomiast przy tworzeniu raportu z pliku utworzonego z zarejestrowanych sygnałów. Taki podział oprogramowania na pomiarowe i raportowanie wynika z możliwości oprogramowania DASYSLab. Oprogramowanie to w zastosowanej wersji 2.0 nie umożliwia tworzenia i zapisywania raportów. Problem ten rozwiązano w ten sposób, że w procedurze tworzenia raportów zapisywany jest cały skrypt programu z danymi dotyczącymi badanego młota i przyporządkowanym mu plikiem z danymi pomiarowymi. Odtworzenie zapisanego raportu polega na ponownym przetworzeniu związanych z nim danych pomiarowych.

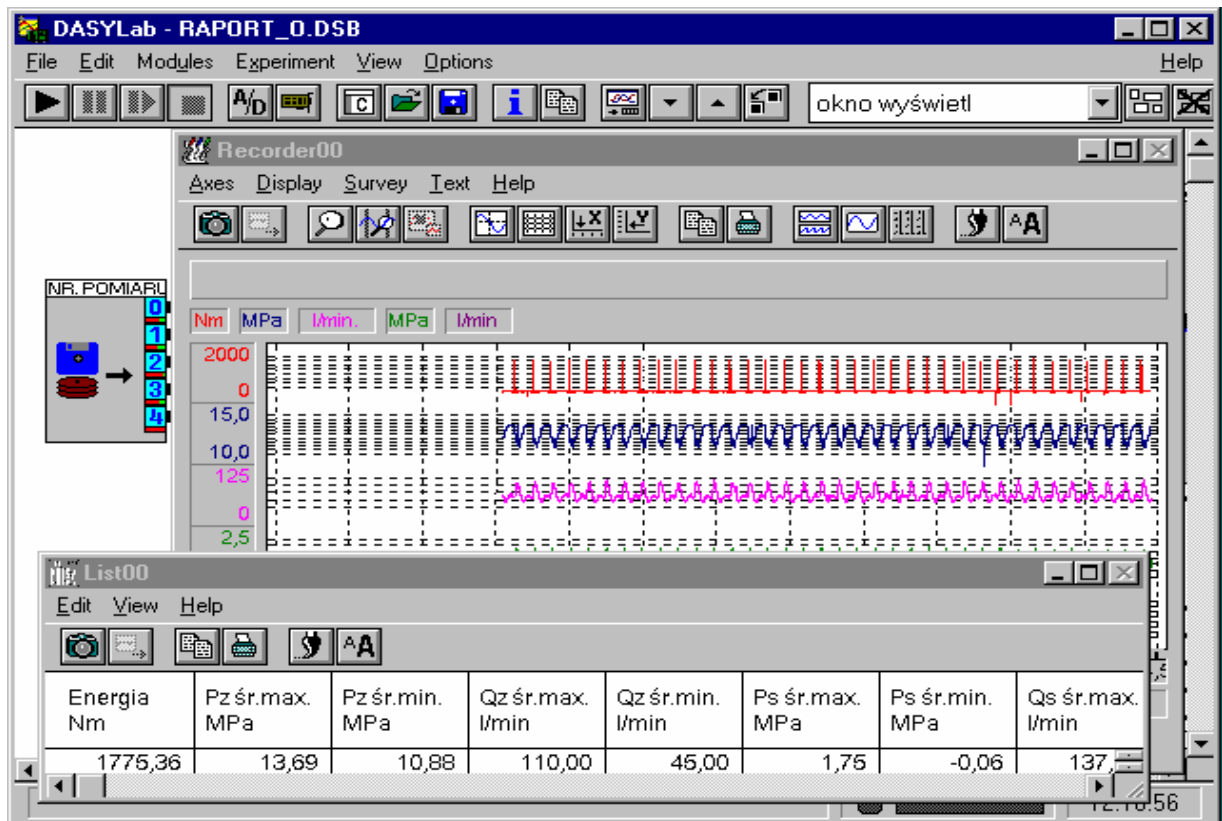
Okno programu DASYSLab gotowego do pracy (pomiarów) pokazano na rys. 4.18. Zawiera ono dwa podokna: dolne *PRZEBIEGI* wizualizacji przebiegów czasowych i górne *PARAMETRY* wartości parametrów obliczonych z tych przebiegów. Jak już nadmieniono, podczas pomiaru można na bieżąco śledzić przebieg wartości mierzonych parametrów równocześnie lub osobno na podglądzie w oknach *PRZEBIEGI* i *PARAMETRY*. Widok okien *PRZEBIEGI* i *PARAMETRY* podczas rejestracji mierzonych wartości parametrów pracy młota pokazano na rysunku 4.19. Powyższe parametry są zestawione w tablicy, którą można wydrukować jako część raportu. Raport może zawierać również przebiegi wartości mierzonych parametrów młota. Tabela parametrów oraz przebiegi dowolnych parametrów można opracować z całego badania lub wybranego przedziału

czasu. Decyzję o zawartości raportu podejmuje obsługa stanowiska. Przykłady raportów z okien *PRZEBIEGI* i *PARAMETRY* z badań jednego z wybranych młotów zamieszczono w rysunkach 4.20 i 4.21. W oknie głównym programu (rys. 4.18), po kliknięciu w okno „nazwa młota ” rozwijają się podokna umożliwiające wpisanie nazwy badanego młota, tytuł rejestrowanego pliku oraz podstawowe informacje o badanym urządzeniu (miejsce pracy młota, jego stan techniczny, wymienione elementy) i osobie wykonującej pomiar.



Rys. 4.18. Okno programu pomiarowego DASYLab gotowego do przeprowadzenia pomiarów [11]

Z uwagi na ograniczenia programu DASYLab, w zakresie wtórnej obróbki danych (przetwarzania uzyskanych parametrów) oraz na brak możliwości łączenia danych pomiarowych z danymi uzyskanymi z pomiarów wymiarów liniowych elementów młotów, opracowano osobny program umożliwiający tworzenie zbiorczej bazy danych [44,68,]. Program tworzący bazę danych z pomiarów stanowiskowych parametrów młota i pomiarów wymiarów liniowych, nazwany KARTY, opracowano przy wykorzystaniu pakietu Delphi 2.0. Program zawiera sześć okien, okno wyboru karty służące do zarządzania bazą oraz podokna z wartościami parametrów diagnostycznych i wymiarów liniowych elementów młota. Widok okna głównego programu KARTY z rozwiniętym podoknem *Wybór karty* przedstawiono na rys. 4.22.



Rys. 4.19. Widok okien *PRZEBIEGI* i *PARAMETRY* podczas rejestracji mierzonych wartości parametrów pracy [11]

RAPORT Z BADANIA NR:f23_4_3

Data pomiaru 01.06.98r 11:07:24 98-06-03

Energia Nm	Pz. max. MPa	Pz. min. MPa	Qz. max l/min	Qz. min. l/min	Ps. max. MPa	Ps. min. MPa	Qs. max. l/min	Qs. min. l/min	częstość Udar/sek	temp.ml °C	Kp kJ/MPa	Kq l/dm3	sprawność
1168.349	13.826	10.790	200.000	52.500	0.319	-0.034	200.000	48.750	8.497	51.707	0.085	2.549	0.215
1175.024	13.188	10.184	100.000	51.250	0.314	0.014	93.750	48.750	8.284	51.609	0.089	4.971	0.443
1153.401	13.609	10.767	102.500	50.000	0.317	-0.060	98.750	50.000	8.337	51.696	0.085	4.880	0.414
1147.334	13.197	10.748	103.750	51.250	0.505	-0.103	102.500	48.750	8.683	51.591	0.087	5.022	0.437
1150.082	13.176	10.746	98.750	50.000	0.314	0.014	97.500	50.000	8.721	51.794	0.087	5.299	0.463
1111.845	13.175	10.741	105.000	51.250	0.538	0.014	100.000	50.000	8.354	51.650	0.084	4.774	0.403
1156.725	13.170	10.719	100.000	51.250	0.311	0.013	93.750	50.000	8.683	51.611	0.088	5.210	0.458
1180.038	13.140	10.719	103.750	50.000	0.313	0.012	92.500	51.250	8.741	51.658	0.090	5.055	0.454
1085.429	13.843	10.708	100.000	50.000	0.630	-0.103	102.500	50.000	8.741	51.459	0.078	5.244	0.411
1171.698	13.102	10.683	100.000	50.000	0.308	0.014	100.000	50.000	8.372	51.376	0.089	5.023	0.449
1160.033	13.118	10.681	100.000	50.000	0.313	-0.021	93.750	50.000	8.683	51.864	0.088	5.210	0.461
1163.333	13.113	10.455	100.000	50.000	0.314	0.013	97.500	50.000	8.390	51.670	0.089	5.034	0.447
1094.004	13.080	10.181	103.750	50.000	0.313	0.011	93.750	50.000	8.702	51.610	0.084	5.033	0.421
1142.406	13.082	10.634	100.000	51.250	0.437	0.012	95.000	50.000	8.721	51.794	0.087	5.233	0.457
1156.711	13.077	10.148	100.000	50.000	0.580	0.012	100.000	52.500	8.407	51.878	0.088	5.044	0.446
696.398	13.062	9.767	105.000	50.000	0.673	-0.090	95.000	50.000	8.372	51.539	0.053	4.784	0.255

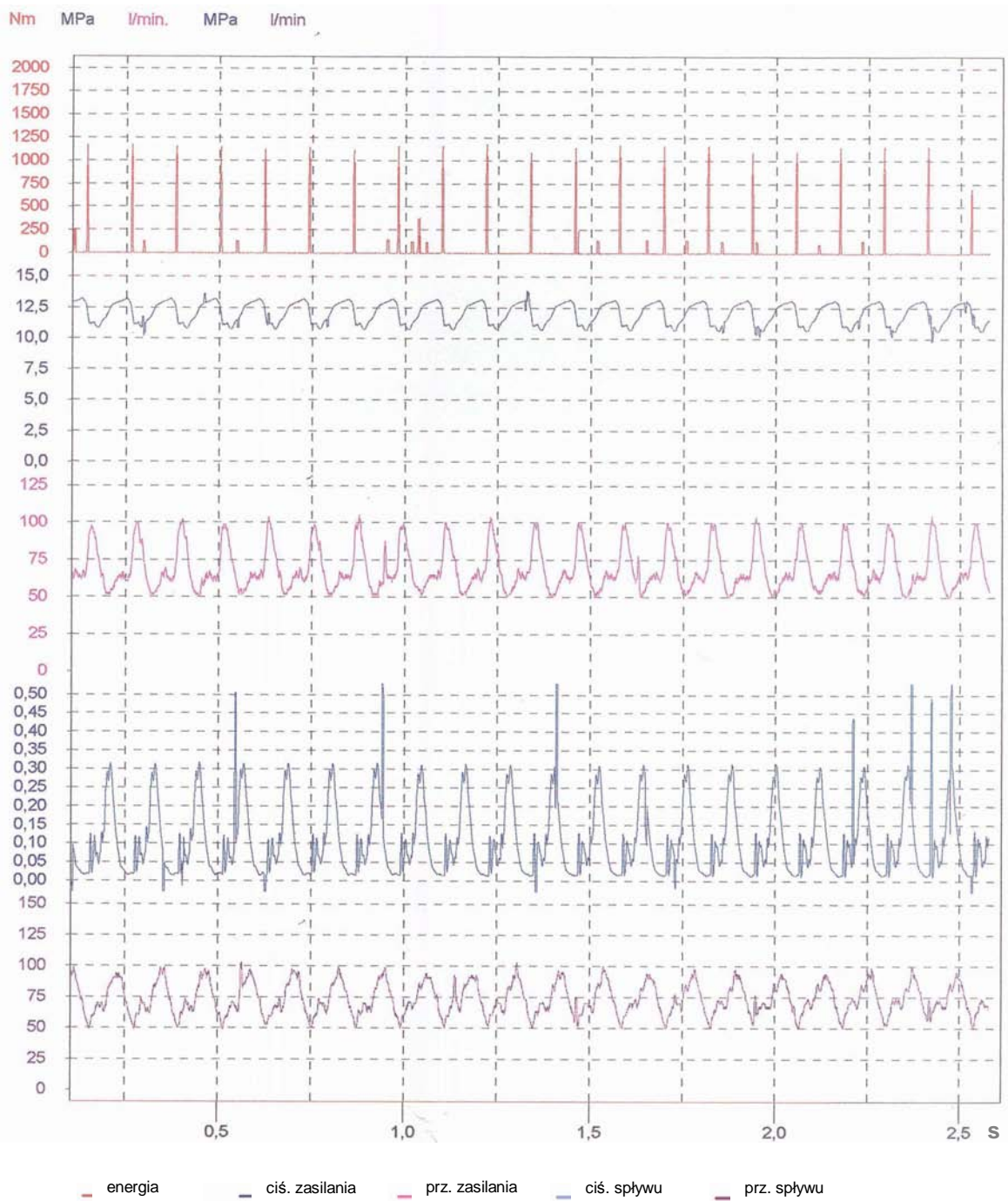
po remoncie, KGHM ZG-Rudna M-4

Rys. 4.20. Przykład raportu z pomiarów młota sporządzonego na podstawie zarejestrowanych wartości w oknie *PARAMETRY* [11]

RAPORT Z BADANIA NR : f23_4_3

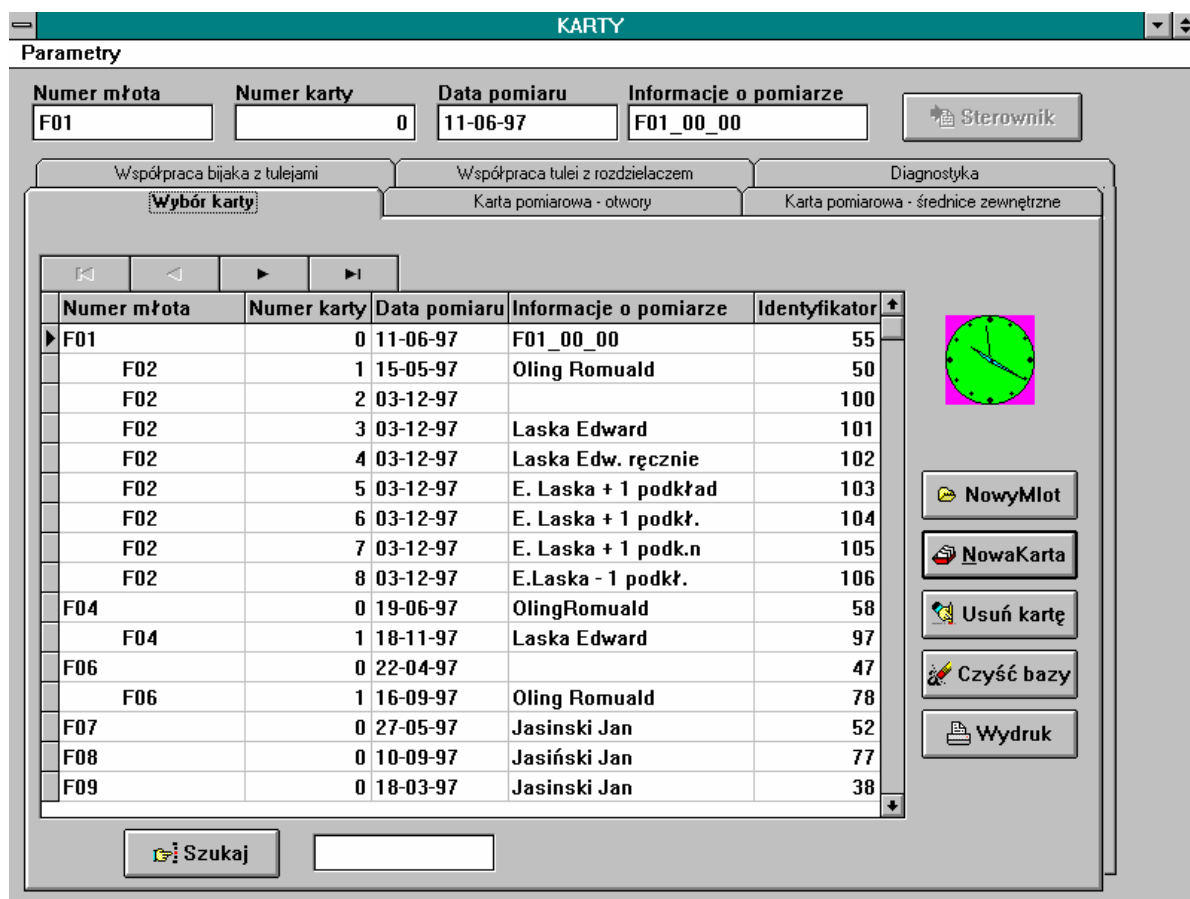
Data pomiaru 01.06.98r

10:49:17 98-09-30



po remoncie, KGHM ZG-Rudna M-4

Rys. 4.21. Przykład raportu z pomiarów młota sporządzonego na podstawie zarejestrowanych wartości w oknie *PRZEBIEGI* [11]



Rys. 4.22. Widok okna głównego programu KARTY z rozwiniętym podoknem

Wybór karty bazy danych [11]

Z poziomu tego okna można utworzyć nową kartę dla badanego młota lub otworzyć kartę utworzoną przy wcześniejszych pomiarach. Jeżeli karta zawiera dane pomiarowe, można je wydrukować poprzez naciśnięcie przycisku „wydruk”. Przy tworzeniu nowej karty zapisywane są informacje zawierające datę utworzenia karty, numeru młota, danych o pomiarze oraz nazwę przyporządkowanego do niej pliku z danymi pomiarowymi. Program umożliwia również porządkowanie bazy poprzez usuwanie zbędnych kart. Jak już zaznaczono, program KARTY został opracowany do wtórnej obróbki danych oraz analizy danymi uzyskanymi z pomiarów wymiarów liniowych elementów młotów. Wymiary liniowe elementów badanego młota zapisywane są w dwóch podoknach - *Karta pomiarowa - otwory* i *Karta pomiarowa - średnice zewnętrzne*. Wybór podokna z wartościami parametrów realizowany jest z menu w postaci zakładek. Podokno *Karta pomiarowaotwory* służy do zapisywania wymiarów średnic wewnętrznych elementów młota, natomiast w podoknie *Karta pomiarowa - średnice zewnętrzne* zapisywane są wymiary średnic zewnętrznych. Widok podokien *Karta pomiarowa - otwory* i *Karta pomiarowa - średnice zewnętrzne* przedstawiono na rysunkach 4.23 i 4.24. Elementy poddawane pomiarom wymieniono podczas opisywania stanowiska do pomiaru wymiarów

liniowych, a mierzone pary średnic wewnętrznej i zewnętrznej T-P pokazano na rysunku 3.2. Wykorzystano również rysunki z dokumentacji technicznej mierzonych młotów. W kartach zamieszczono wartości średnie z pięciu pomiarów realizowanych w różnych miejscach obwodu mierzonej średnicy oraz średni rozrzut kwadratowy pomiaru.

Dla ułatwienia analizy wyników oraz dla uniknięcia błędów grubych w tabelach zamieszczono również wzorcowe wartości mierzonych średnic i różnicę pomiędzy wartością zmierzoną i wartością wzorcową. Wzorcowe wartości średnic elementów młota określono na podstawie pomiaru wymiarów elementów młota nowego (nie eksploatowanego). Uzupełnianie danych pomiarowych można zrealizować ręcznie lub automatycznie przez łącze RS 232 z mikrokomputera pomiarowego DP-7, będącego na wyposażeniu stanowiska do pomiaru wymiarów liniowych. Transfer danych pomiarowych realizowany jest poprzez naciśnięcie przycisku „Sterownik”.

Dla oceny stanu technicznego młota istotne znaczenie mają nie wymiary elementów młota, ale wartości luzów współpracy powierzchni tworzących pary kinematyczne i węzły uszczelniające (rys. 3.2 i tabela 3.1).

KARTY

Parametry

Numer młota: F01 Numer karty: 0 Data pomiaru: 11-06-97 Informacje o pomiarze: F01_00_00 **Sterownik**

Współpraca bijaka z tulejami Współpraca tulei z rozdzielaczem Diagnostyka

Wybór karty **Karta pomiarowa - otwory** Karta pomiarowa - średnice zewnętrzne

Nr Średnicówki lub rys.	Średnica mierzona	Punkt pomiarowy	Wartość	Średni	Wzorzec	Różnica
			zmierzona	rozrzut		
			średnia	kwadratowy		
95-00-04	6	T.1	11.9992	23.998400		*
95-00-04	18	T.2	0.0000	0.000000		*
95-00-01	18	T.3	0.0000	0.000000		*
96-00-02	70	T.4	70.0232	0.001718	70.011	0.012
		T.5	70.0210	0.000000	70.012	0.009
		T.6	70.0210	0.000000	70.013	0.008
96-00-01	85	T.7	85.1560	0.000623	85.132	0.024
		T.8	85.0124	0.000467	85.008	0.004
95-00-01	86.5	T.9	86.5160	0.000888	86.503	0.013
		T.10	86.5148	0.000370	86.505	0.010
96-00-02	86.5	T.11	86.5090	0.000075	86.509	0.000
95-00-01	100	T.12	100.0130	0.000000	100.010	0.003
96-00-02	104	T.13	104.0406	0.001024	104.030	0.011
96-00-02	105	T.14	105.0130	0.000076	105.010	0.003
95-00-01	100	T.15	100.0122	0.000731	100.015	-0.003
95-00-01	102	T.16	102.0136	0.000503	102.015	-0.001
		T.17	104.0170	0.000000	104.017	0.000
95-00-01	104	T.18	105.0148	0.001601	104.992	0.023
6	160	T.19				*

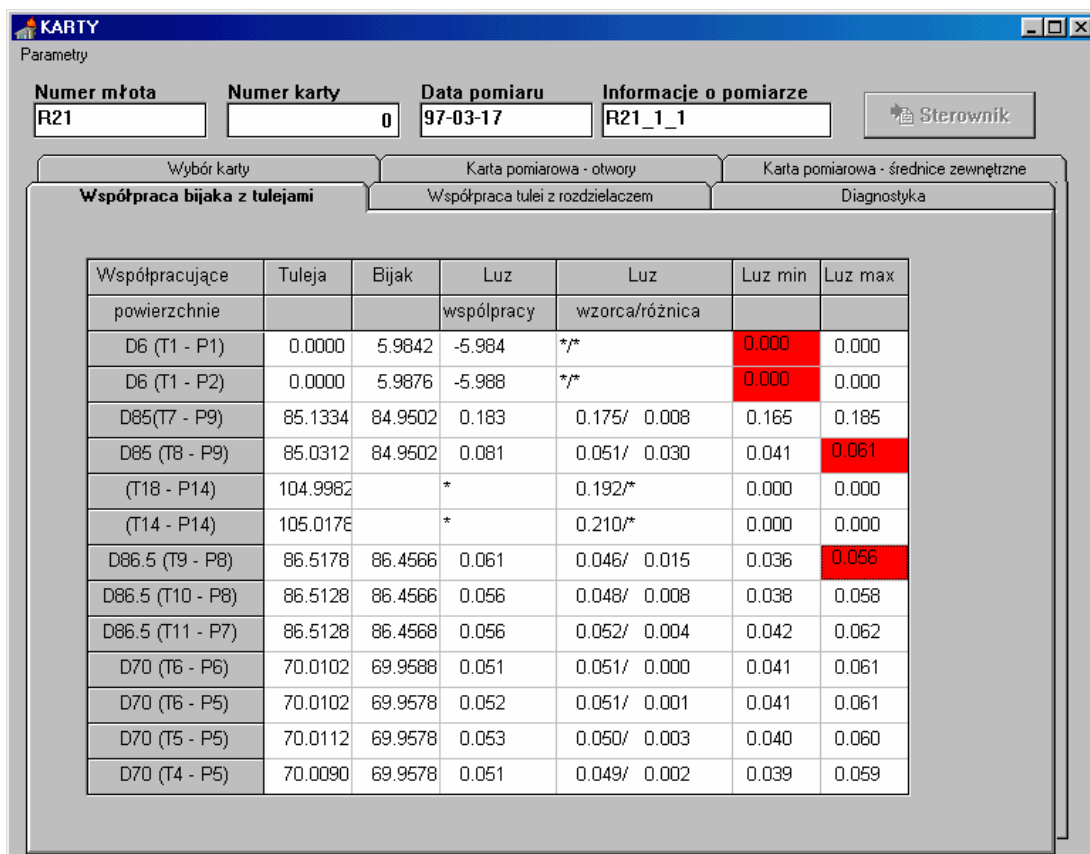
Rys. 4.23. Widok okna *Karta pomiarowa – otwory* [11]

KARTY						
Parametry						
Numer młota	Numer karty	Data pomiaru	Informacje o pomiarze			
F01	0	11-06-97	F01_00_00			
Współpraca bijaka z tulejami		Współpraca tulei z rozdzielaczem		Diagnostyka		
Wybór karty		Karta pomiarowa - otwory		Karta pomiarowa - średnice zewnętrzne		
Nr kabłąka lub nasadki	Średnica	Metoda bezpośrednia			Odchyłka od wzorca	
		Punkt pomiarowy	Wartość zmierzona	Średni rozrzut	Wzorzec	Różnica
Nr rys.	mierzona		średnia	kwadratowy		
I	6	P.1	5.9876	0.000800	5.990	0.002
		P.2	5.9872	0.000400	5.990	0.003
95-00-04	18	P.3	17.9916	0.000489	17.990	-0.002
		P.4	17.9900	0.000000	17.990	0.000
II	70	P.5	69.9554	0.000475	69.962	0.007
		P.6	69.9560	0.000633	69.962	0.006
III	86.5	P.7	86.4488	0.000972	86.457	0.008
		P.8	86.4518	0.000733	86.457	0.005
95-00-03	85	P.9	84.9506	0.000485	84.957	0.006
		P.10	99.9682	0.000402	99.978	0.010
V	100	P.11	99.9744	0.001192	99.975	0.001
		P.12	101.9776	0.001343	101.977	-0.001
VI	104	P.13	103.9744	0.001488	103.969	-0.005
		P.14			104.800	*
95-00-01	160	P.15			159.940	*

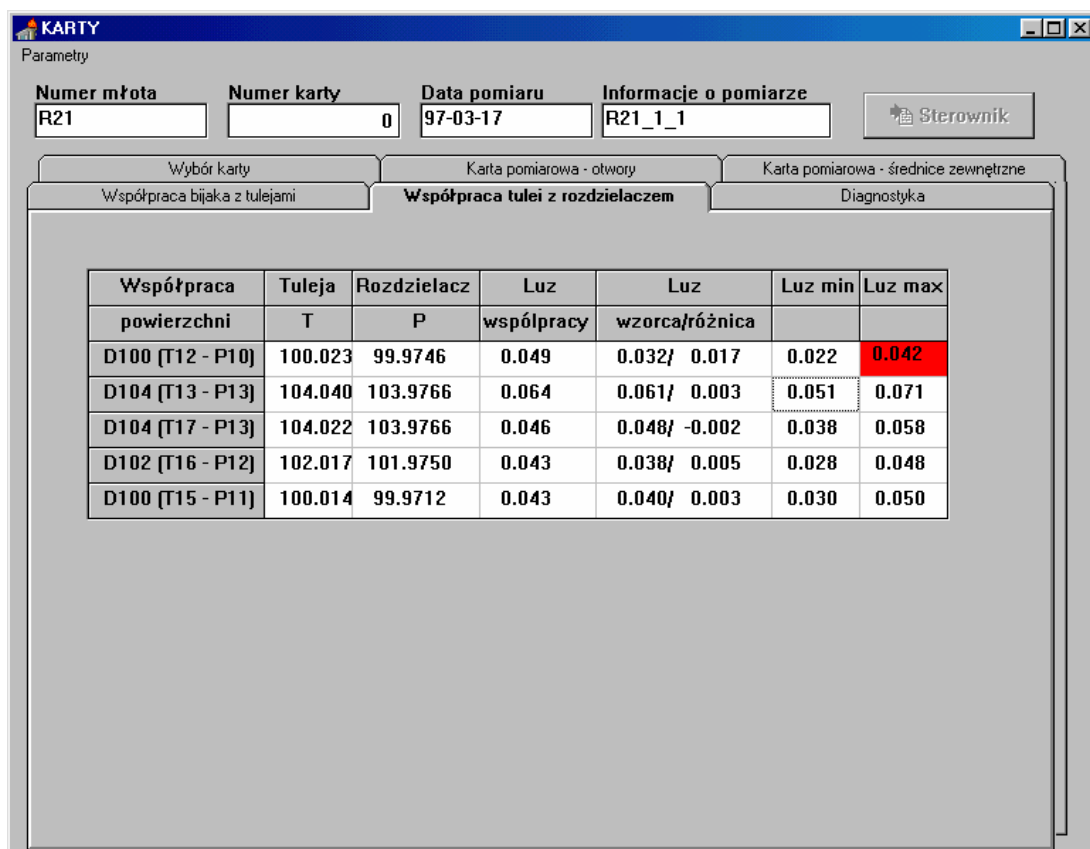
Rys. 4.24. Widok okna Karta pomiarowa - średnice zewnętrzne [11]

Wartości tych luzów są wyznaczone w dwóch podoknach *Współpraca bijaka z tulejami* oraz *Współpraca tulei z rozdzielaczem*, w których oddzielnie analizowane są pary kinematyczne bijaka z tulejami oraz tulei z rozdzielaczem. Widok tych podokien przedstawiono na rys. 4.25 i 4.26. W tabelach obok wyliczonych luzów współpracy analizowanych par kinematycznych zamieszczono odpowiadające im luzu współpracy określone dla młota wzorcowego oraz podano różnicę pomiędzy luzem wzorcowym i rzeczywistym par kinematycznych badanego młota.

Dodatkowo dla ułatwienia wyszukiwania par kinematycznych, których luzy przekraczają wartości dopuszczalne, podano zakresy minimalnego i maksymalnego luzu współpracy poszczególnych par kinematycznych. Program automatycznie podkreśla kolorem czerwonym parę kinematyczną, której luz współpracy przekroczył wartość maksymalną lub minimalną. Podobnie jak w przypadku programu DASYLab, tak również w programie KARTY możliwe jest dla każdego z okien drukowanie raportów w wybranej przez operatora formie. Widok jednego z przykładowych raportów, zbiorczego dla analizy luzu współpracy poszczególnych par kinematycznych, pokazano na rysunku 4.27.



Rys. 4.25 Widok okna *Współpraca bijaka z tulejami* [11]



Rys. 4.26. Widok okna *Współpraca tulei z rozdzielnikiem* [11]

WYNIKI OBLICZEŃ

Numer młota: Numer karty: Data pomiaru: Informacja o pomiarze:

Współpraca bijaka z tulejami

Współpracujące powierzchnie	Tuleja	Bijak	Luz współpracy	Luz wzorca/różnica	Luz min	Luz max
D6(T1 -P1)			*	*/*	0.000	0.000
D6(T1 -P2)			*	*/*	0.000	0.000
D85(T7 - P9)	85.132	84.955	0.177	0.175/ 0.002	0.000	0.000
D85 (T8 - P9)	85.016	84.955	0.061	0.051/ 0.010	0.000	0.000
(T18-P14)			*	0.192/*	0.000	0.000
(T14-P14)	105.0174		*	0.210/*	0.000	0.000
D86.5 (T9 - P8)	86.5116	86.459	0.053	0.046/ 0.007	0.000	0.000
D86.5(T10-P8)	86.522	86.459	0.063	0.048/ 0.015	0.000	0.000
D86.5(T11 -P7)	86.5088	86.4524j	0.056	0.052/ 0.004	0.000	0.000
D70 (T6 - P6)	70.0314	69.9602	0.071	0.051/ 0.020	0.000	0.000
D70 (T6 - P5)	70.0314	69.961	0.070	0.051/ 0.019	0.000	0.000
D70 (T5 - P5)	70.034	69.961	0.073	0.050/ 0.023	0.000	0.000
D70 (T4 - P5)	70.0378	69.961	0.077	0.049/ 0.028	0.000	0.000

Współpraca tulei z rozdzielaczem

Współpraca powierzchni	Tuleja T	Rozdzielacz P	Luz współpracy	Luz wzorca/różnica	Luz min	Luz max
D100(T12-P10)	100.0146	99.9708	0.044	0.032/ 0.012	0.000	0.000
D104(T13-P13)	104.038	103.9786	0.059	0.061/ -0.002	0.000	0.000
D104(T17-P13)	104.0142	103.9786	0.036	0.048/ -0.012	0.000	0.000
D102(T16-P12)	102.0202	101.976	0.044	0.038/ 0.006	0.000	0.000
D100(T15-P11)	100.021	99.978	0.043	0.040/ 0.003	0.000	0.000

Rys. 4.27. Przykładowy raport z analizy luzu współpracy poszczególnych par kinematycznych [11]

Ze względu na błędy próbkowania objawiające się zakłóceniami wyników badań w postaci impulsów o minimalnej lub maksymalnej amplitudzie, uzyskany zestaw zarejestrowanych w DASyLab i importowanych do programu KARTY wartości parametrów poddawany jest ponownej obróbce statystycznej. Celem tej obróbki jest wyeliminowanie tych zestawów parametrów, które zawierają błędy grube. Na podstawie zarejestrowanych 20 pełnych cykli pracy młota obliczany jest, dla każdego cyklu, zestaw parametrów diagnostycznych. Zakładając rozkład normalny mierzonych parametrów, w bazie danych zapisywane są tylko te zestawy parametrów, których wartość nie różni się od wartości średniej więcej niż $\pm\sigma$ (odchylenie standardowe). Po wyeliminowaniu błędów obliczane są wartości średnie i odchylenia standardowe dla zbioru wszystkich parametrów. Analizę taką wykonuje się w podoknie *Diagnostyka*. Widok tego okna pokazano na rysunku 4.28. Wstępną decyzję o stanie młota podejmuje program na podstawie porównania wartości parametrów k_p , k_q i η z wartościami granicznymi. W przypadku, gdy wartość parametru jest większa od dopuszczalnej przez producenta wartości maksymalnej, parametr ten jest podświetlany kolorem zielonym i generowany jest napis „Powtórz pomiar”, sugerujący błąd pomiaru. Natomiast gdy wartość parametru jest mniejsza od dopuszczalnej wartości minimalnej, parametr ten jest podświetlany kolorem czerwonym oraz generowany jest napis „Młot do przeglądu”. Jeżeli parametry

diagnostyczne mieszczą się w określonych granicach, generowany jest napis „Młot sprawny”. W bazie danych mogą być zapisywane również inne parametry jak np. ciśnienie gazu w akumulatorze oraz ewentualne uwagi.

KARTY

Parametry

Numer młota F01	Numer karty 0	Data pomiaru 11-06-97	Informacje o pomiarze F01_00_00	Dane
---------------------------	-------------------------	---------------------------------	---	-------------

Wybór karty

Karta pomiarowa - otwory

Karta pomiarowa - średnice zewnętrzne

Współpraca bijaka z tulejami

Współpraca tulei z rozdzielaczem

Diagnostyka

Młot do przeglądu

Tabela pomiarów

Lp.	Energia	Pz. max	Pz. min	Qz. max	Qz. min	Ps. max	Ps. min	Qs. max	Qs. min	Częst.	temp ml	Kp	Kq	Spraw.
	[Nm]	[Mpa]	[Mpa]	[l/min]	[l/min]	[Mpa]	[Mpa]	[l/min]	[l/min]	[Udar/s]	[C]	[kJ/MP]	[l/dm3]	
3	1190	13.39	10.45	105.0	51.3	0.70	-0.01	133.8	31.3	7.46	52.8	0.089	4.262	0.379
4	1469	13.48	10.41	110.0	51.3	0.66	-0.01	131.3	30.0	7.75	52.6	0.109	4.228	0.461
5	1247	13.11	10.42	100.0	51.3	0.45	-0.01	130.0	30.0	7.77	52.4	0.095	4.659	0.443
6	1308	12.96	10.40	105.0	51.3	0.47	-0.11	132.5	31.3	7.49	52.5	0.101	4.278	0.432
7	1192	13.73	10.41	100.0	50.0	0.46	-0.11	132.5	30.0	7.53	52.7	0.087	4.518	0.392
8	1322	13.74	10.39	105.0	50.0	0.47	-0.01	135.0	30.0	7.50	52.3	0.096	4.287	0.412
9	1368	13.01	10.42	105.0	51.3	0.48	-0.01	140.0	31.3	7.49	52.2	0.105	4.278	0.450
10	1199	13.02	10.32	105.0	50.0	0.49	-0.08	142.5	28.8	7.80	52.3	0.092	4.455	0.410
11	1193	13.03	10.45	101.3	51.3	0.68	-0.02	150.0	28.8	7.50	52.4	0.092	4.445	0.407

Obliczenia

	Energia	Pz. max	Pz. min	Qz. max	Qz. min	Ps. max	Ps. min	Qs. max	Qs. min	Częst.	temp ml	Kp	Kq	Spraw.
	[Nm]	[Mpa]	[Mpa]	[l/min]	[l/min]	[Mpa]	[Mpa]	[l/min]	[l/min]	[Udar/s]	[C]	[kJ/MP]	[l/dm3]	
X	1299	13.23	10.41	104.7	50.9	0.55	-0.04	134.6	30.3	7.56	52.5	0.098	4.338	0.425
DX	96.18	0.2870	0.0362	3.197	0.579	0.1124	0.0386	6.797	0.901	0.1332	0.239	0.00766	0.15685	0.02580

Ciężenie w akumulatorze	Uwagi
<input style="width: 95%;" type="text"/>	<input style="width: 95%;" type="text"/>

Rys. 4.28. Widok okna *Diagnostyka* [11]

5. OKREŚLENIE WPŁYWU ZUŻYCIA ELEMENTÓW MŁOTÓW HYDRAULICZNYCH RAMMER I ROXON NA WARTOŚCI I PRZEBIEGI ICH PARAMETRÓW ZEWNĘTRZNYCH

Opisane w rozdziale 4.3 stanowisko badawcze i metodyka badań ciężkich młotów hydraulicznych, opracowane wspólnie przez AGH Kraków i O/ZG Rudna Polkowice, pozwala na bardzo dokładne określenie wartości i przebiegu parametrów zewnętrznych młota tj. energii uderu, ciśnienia i natężenia przepływu na zasilaniu i spływie. Układ do automatycznej analizy zarejestrowanych wyników pomiaru umożliwia natychmiastowe wyznaczenie wartości zlinearyzowanego współczynnika określającego zależność energii uderzenia od ciśnienia zasilania k_p i zlinearyzowanego współczynnika określającego zależność częstotliwości uderzeń od natężenia przepływu na zasilaniu k_Q , a na ich podstawie obliczenie wartości sprawności całkowitej młota η , zdefiniowanej jako stosunek energii uderzenia do energii pobranej z układu zasilania. W powiązaniu z informacjami uzyskanymi w pomiarów wymiarów liniowych elementów badanych młotów można stwierdzić jakościowe i ilościowe uszkodzenia współpracujących elementów młota i ich wpływ na wartości jego parametrów zewnętrznych oraz zakwalifikować młot jako spełniający wymagania lub nadający się do remontu. Wymaga to jednak bardzo dużego nakładu pracy, dlatego podjęto próbę znalezienia powiązań pomiędzy wartościami i przebiegiem parametrów zewnętrznych młota hydraulicznego a wzrostem zużycia elementów młota czyli wzrostem luzów pomiędzy współpracującymi częściami młota. Pozwoli to na wstępną ocenę stanu technicznego młota, bez wykonywania kosztownego i czasochłonnego demontażu i montażu oraz umożliwi przeprowadzenie wstępnych pomiarów bezpośrednio w miejscu pracy młota, bez konieczności wykorzystywania specjalistycznego stanowiska badawczego.

W tym celu niezbędne było przeprowadzenie szczegółowej analizy współpracy elementów młota w poszczególnych fazach pracy i określenie ich odpowiedzialności za jakość jego pracy. Pozwoli to na ograniczenie i wytypowanie elementów wpływających w największym stopniu na wartość parametrów eksploatacyjnych młota.

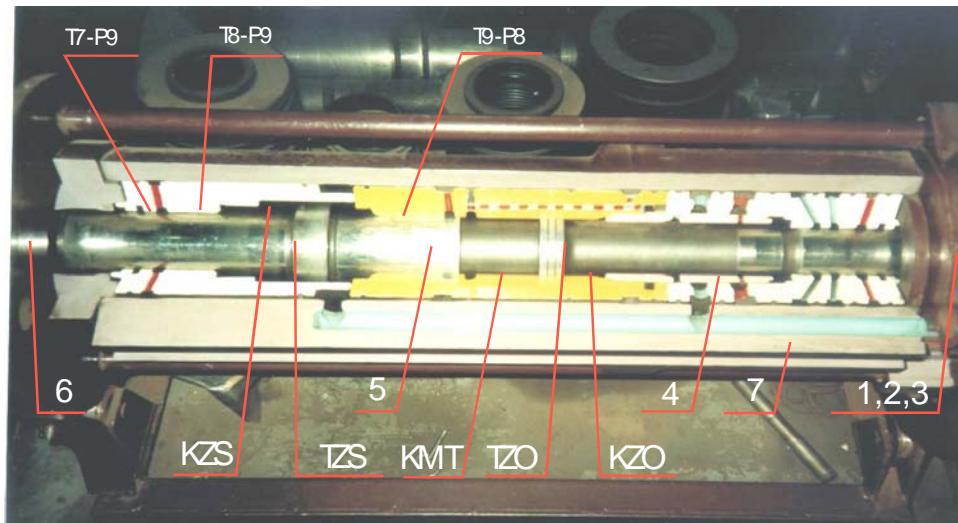
W następnej części poddano analizie wyniki wybranych badań młotów hydraulicznych, wykonanych na stanowisku badawczym oraz przeprowadzono badania uzupełniające dla określenia wpływu wzrostu zużycia wybranych elementów młota na wartość jego parametrów zewnętrznych i przydatność do dalszej pracy.

5.1. WYTYPOWANIE ELEMENTÓW ODPOWIEDZIALNYCH ZA JAKOŚĆ PRACY MŁOTA I SPOSÓB OCENY JEGO STANU TECHNICZNEGO

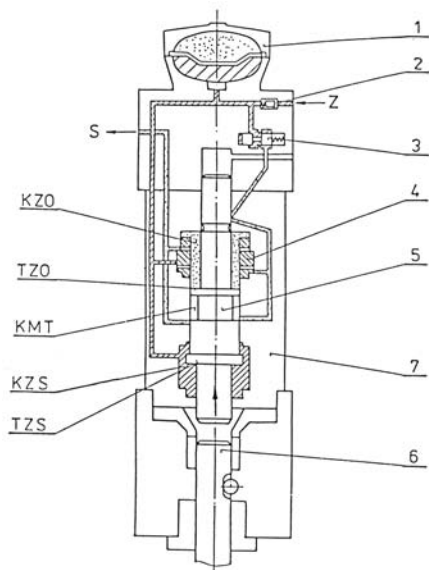
W rozdziale II dokonano wyboru młotów hydraulicznych, jakie będą poddane badaniom i analizom w dalszej części pracy. Są to młoty Rammer S52 i Roxon 602, które w swojej budowie i zasadzie działania nie różnią się od siebie żadnym zasadniczym elementem. Jedynym elementem o innej konstrukcji jest głowica mocująca narzędzie. Zastosowane w nich narzędzia robocze posiadają różną średnicę: Rammer S52 - $\phi 110$ [mm] a Roxon 602 - $\phi 100$ [mm]. Nie wpływa to jednak w żaden sposób na rodzaj i jakość pracy tych młotów.

W przypadku wybranych młotów hydraulicznych Rammer S52 i Roxon 602 ważnym jest ustalenie, na podstawie zasady pracy młota, elementów (par kinematycznych) odpowiedzialnych za jakość jego pracy. Pozwoli to, po wytypowaniu tych elementów, na badanie jednego młota z elementami (częściami) o różnym stopniu zużycia. Przyjęcie takiego sposobu prowadzenia badań powinno przyspieszyć i ułatwić otrzymanie informacji dotyczącej wpływu zużycia elementów na wartość energii i częstotliwości udarów badanego młota.

Przeprowadzono taką analizę dla poszczególnych faz ruchu młota hydraulicznego na rzeczywistym modelu młota Roxon [69,70]. W młocie tym wykonano ćwierćprzekrój, pozwalający na obserwowanie poszczególnych elementów młota podczas symulowania jego rzeczywistych ruchów podczas pracy. Dodatkowo, dla ułatwienia analizy, pomalowano kolorem żółtym tuleję środkową, a kolorem białym tuleję czołową i tylną. Kanały zasilające oznaczono kolorem czerwonym a spływowe błękitnym. Położenia poszczególnych elementów młota dla kolejnych faz jego pracy przedstawiono na rysunku 5.1. Ze względu na lepsze przedstawienie i zobrazowanie czytelnikowi faz pracy młota, zamieszczono je na rysunkach na oddzielnych stronach oraz dodatkowo umieszczono odpowiadające im schematy rysunkowe. Dla każdej fazy zaznaczono pary kinematyczne wpływające na jakość pracy młota w trakcie jej trwania, wraz z opisem tego jaki wpływ ma sprawność, stopień zużycia i szczelność w tych parach. Podano również opis pracy młota dla danej fazy. Na rysunkach przyjęto dodatkowo następujące oznaczenia: KZO – Komora główna zasilana okresowo, KMT – Komora zasilana okresowo, KZS – Komora zasilana ciągle, TZO – Powierzchnia tłoka zasilana okresowo, TZS - Powierzchnia tłoka zasilana ciągle, GZP - górne zwrotne położenie bijaka, DPZ - dolna pozycja zwrotna bijaka. Dla wszystkich faz ruchu analizowanego młota hydraulicznego koniecznym jest sprawdzenie ciśnienia gazu w akumulatorze. Zalecane jest przez producenta ciśnienie $p_a = 4,5$ [MPa].



1. Akumulator, 2. Zawór zwrotny, 3. Zawór regulacji, 4. Rozdzielacz pierścieniowy (dystrybutor),
 5. Bijak (tłok), 6. Grot, 7. Kadłub z tuleją czołową, środkową i tylną
 KZO - Komora główna zasilana okresowo, KMT - Komora zasilana okresowo, KZS – Komora zasilana
 ciągle, TZO - Powierzchnia tłoka zasilana okresowo, TZS - Powierzchnia tłoka zasilana ciągle

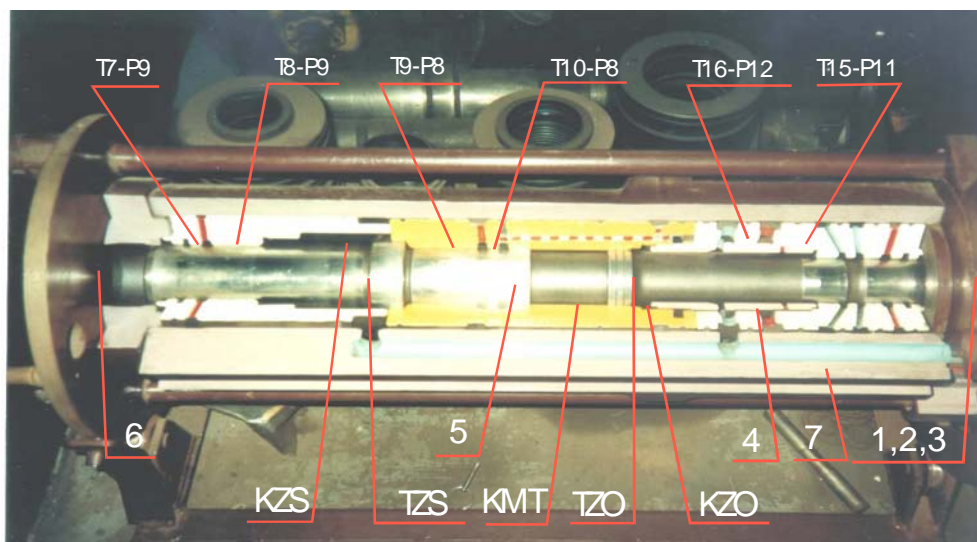


1. Rozdzielacz (dystrybutor) 4 w pozycji łączącej ze sphywem komorę główną zasilaną okresowo KZO
2. Zawór zwrotny 2 w pozycji umożliwiającej zasilanie młota
3. Zawór regulacji ciśnienia 3 w pozycji odcinającej zasilanie rozdzielacza (dystrybutora) 4
4. Akumulator I rozładowany
5. Komora KZS zasilana stale olejem
6. Ciśnienie oleju w komorze KZS działa na powierzchnię tłoka TZS i przemieszcza go w kierunku górnego zwrotnego położenia GZP

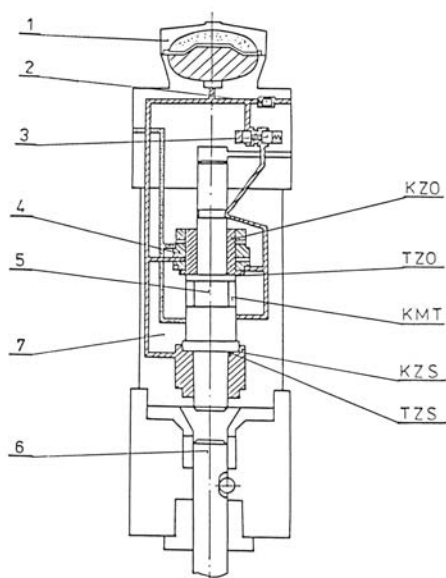
Na prawidłowy przebieg fazy I, przy określonych parametrach zasilania, szczególny wpływ ma sprawność, stopień zużycia i szczelność (luz) następujących elementów i par kinematycznych:

- zawór regulacji ciśnienia 3 (wartość siły w sprężynie oraz szczelność) - wpływ na maksymalne ciśnienie zasilania p_{max} i częstotliwość udarów,
- pary T7-P9 i T8-P9 (szczelność) - wpływ na wyciek oleju na zewnątrz po grotcie,
- para T9-P8 (szczelność) - wpływ na przecieki na sphywie

RYS. 5.1A. FAZA I - RUCH ZWROTNY BIJAKA (TŁOKA)



1. Akumulator, 2. Zawór zwrotny, 3. Zawór regulacji, 4 Rozdzielacz pierścieniowy (dystrybutor),
 5. Bijak (tłok), 6. Grot, 7. Kadłub z tuleją czołową, środkową i tylną
 KZO - Komora główna zasilana okresowo, KMT - Komora zasilana okresowo, KZS – Komora zasilana
 ciągle, TZO - Powierzchnia tłoka zasilana okresowo, TZS - Powierzchnia tłoka zasilana ciągle

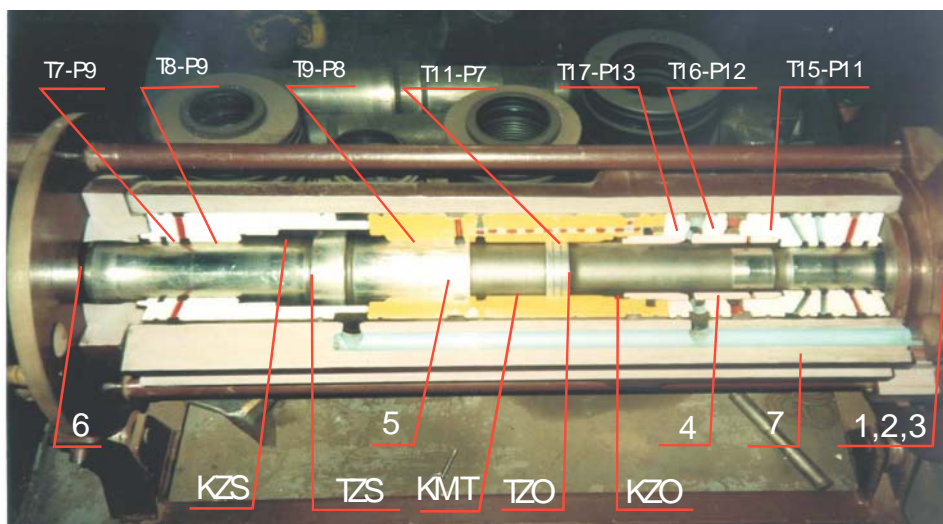


1. Bijak (tłok) znajduje się w górnym zwrotnym położeniu GZP
2. Akumulator I jest naładowany
3. Wzrost ciśnienia na zasilaniu do nastawionej wartości przesterowuje zawór regulacji ciśnienia, umożliwiając przepływ oleju pod rozdzielacz (dystrybutor) 4, przemieszczając go w pozycję do zasilania komory KZO
4. Spływ oleju jest odcięty
5. Następuje zasilanie komory KZO i działanie ciśnienia na powierzchnię TZO
6. Zaczyna się ruch roboczy bijaka (tłoka) 5, na skutek większej siły wynikającej z różnicy powierzchni ($TZS < TZO$)

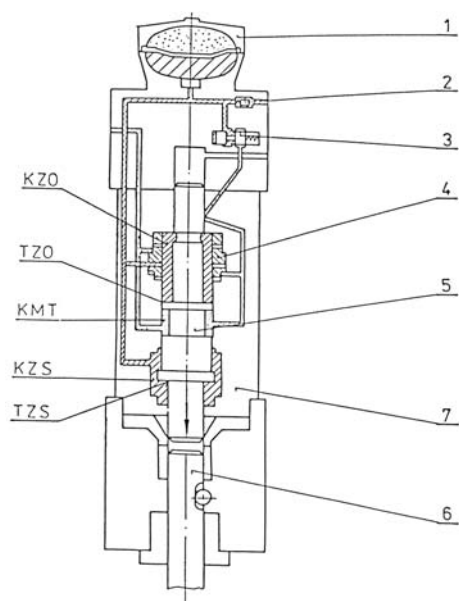
Na prawidło wy przebieg fazy II, przy określonych parametrach zasilania, szczególny wpływ ma sprawność, stopień zużycia i szczelność (luz) następujących elementów i par kinematycznych:

- zawór regulacji ciśnienia 3 (wartość siły w sprężynie oraz szczelność) - wpływ na maksymalne ciśnienie zasilania p_{zmax} i częstotliwość udarów,
- pary T7-P9 i T8-P9 (szczelność) - wpływ na wyciek oleju na zewnątrz po grocie,
- pary kinematyczne T9-P8, T10-P8, T16-P12 i T15-P11 (szczelność) - wpływ na przecieki na spływie, wcześniejsze przesterowanie rozdzielacza i spadek ciśnienia w komorze KZO

RYS. 5.1B. FAZA II - GÓRNE ZWROTNE POŁOŻENIE BIJAKA (TŁOKA) GZP



1. Akumulator, 2. Zawór zwrotny, 3. Zawór regulacji, 4. Rozdzielacz pierścieniowy (dystrybutor),
 5. Bijak (tłok), 6. Grot, 7. Kadłub z tuleją czołową, środkową i tylną
 KZO - Komora główna zasilana okresowo, KMT - Komora zasilana okresowo, KZS – Komora zasilana
 ciągle, TZO - Powierzchnia tłoka zasilana okresowo, TZS - Powierzchnia tłoka zasilana ciągle

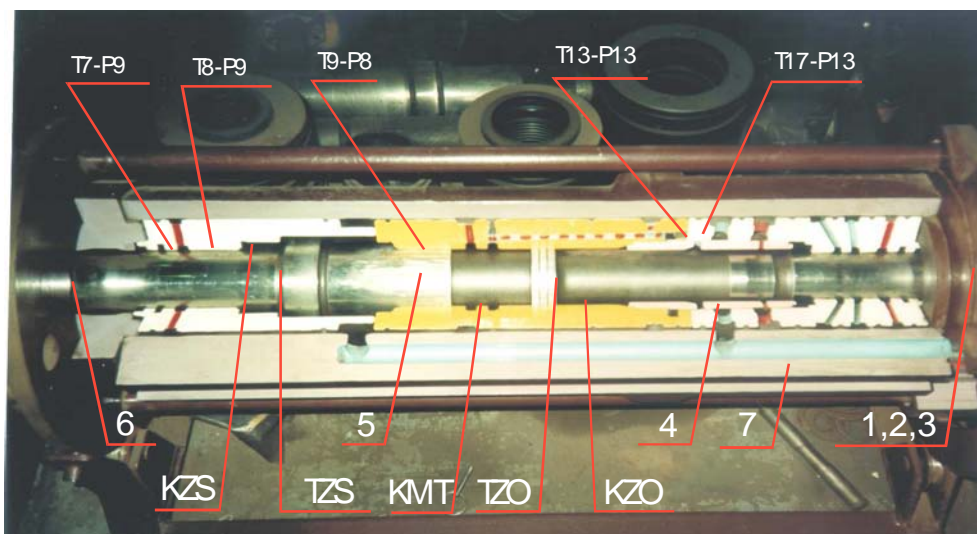


1. Akumulator 1 jest rozładowany
2. Zawór regulacji ciśnienia 3 wraca na pozycję odcinającą zasilanie rozdzielacza 4
3. Następuje połączenie komory międzytłokowej KMT ze splywem
4. Bijak 5 (tłok) zbliża się do dolnej pozycji zwrotnej DPZ, by uderzyć w grot 6

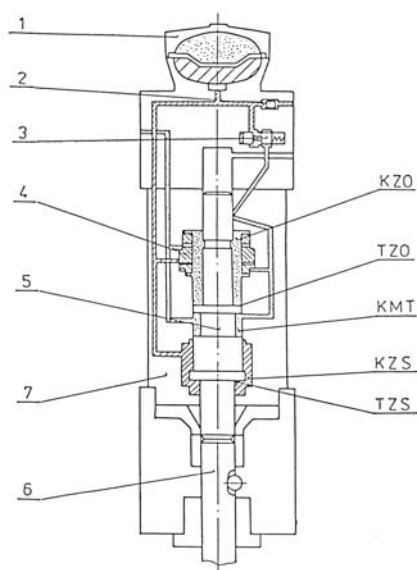
Na prawidłowy przebieg fazy III, przy określonych parametrach zasilania, szczególny wpływ ma sprawność, stopień zużycia i szczelność (luz) następujących elementów i par kinematycznych:

- zawór regulacji ciśnienia 3 (wartość siły w sprężynie oraz szczelność) - wpływ na maksymalne ciśnienie zasilania p_{zmax} i częstotliwość udarów,
- pary T7-P9 i T8-P9 (szczelność) - wpływ na wyciek oleju na zewnątrz po grocie,
- pary kinematyczne T9-P8, T 11 -P7, T 16-P 12, T 17-P 13 i T 15-P11 (szczelność) - wpływ na przecieki na splywie i spadek ciśnienia w komorze KZO

RYŚ. 5.1C. FAZA III - RUCH ROBOCZY BIJAKA (TŁOKA)



1. Akumulator, 2. Zawór zwrotny, 3. Zawór regulacji, 4 Rozdzielacz pierścieniowy (dystrybutor),
 5. Bijak (tłok), 6. Grot, 7. Kadłub z tuleją czołową, środkową i tylną
 KZO - Komora główna zasilana okresowo, KMT - Komora zasilana okresowo, KZS – Komora zasilana
 ciągle, TZO - Powierzchnia tłoka zasilana okresowo, TZS - Powierzchnia tłoka zasilana ciągle



1. Akumulator 1 jest rozładowany
2. Zawór regulacji ciśnienia 3 wraca na pozycję odcinającą zasilanie rozdzielacza 4
3. Połączenie komory międzytłokowej KMT ze sphywem pozwala na powrót rozdzielacza 4 do pozycji łączącej komorę KZO ze sphywem
4. Bijak 5 (tłok) znajduje się w dolnej pozycji zwrotnej DPZ, w kontakcie z grotem 6
5. Spadek ciśnienia w komorach KZO i KMT oraz odpowiednia pozycja rozdzielacza 4 umożliwia ruch bijaka 5 (tłoka) do górnego zwrotnego położenia GZP

Na prawidłowy przebieg fazy IV, przy określonych parametrach zasilania, szczególny wpływ ma sprawność, stopień zużycia i szczelność (luz) następujących elementów i par kinematycznych:

- zawór regulacji ciśnienia 3 (wartość siły w sprężynie oraz szczelność) - wpływ na maksymalne ciśnienie zasilania p_{max} i częstotliwość udarów,
- pary T7-P9 i T8-P9 (szczelność) - wpływ na wyciek oleju na zewnątrz po grocie,
- pary kinematyczne T9-P8, T13-P13 i T17-P13 (szczelność)-wpływ na przecieki na sphywie

RYS. 5.1D. FAZA IV - DOLNA POZYCJA ZWROTNA BIJAKA (TŁOKA) DPZ

Na podstawie analizy konstrukcji młota Roxon 602 oraz zasady jego pracy ustalono następujące pary kinematyczne oraz przypisano im ich funkcje podczas pracy młota:

- T7-P9, T8-P9** - szczelność poduszki olejowej między grotem a bijakiem (tłokiem) utrzymywana przez uszczelnienia z tworzyw sztucznych, wyciek oleju po grocie świadczy o utracie szczelności,
- T18-P14, T14-P14** - komora KZS w której przemieszcza się odsadzenie bijaka, będąca pod ciągłym zasilaniem, nie utrzymuje szczelności,
- T9-P8** - utrzymanie szczelności (metal o metal) między komorą będącą pod ciągłym zasilaniem KZS a komorą zasilaną okresowo KMT (dystrybutor),
- T10-P8** - szczelność (metal o metal) między kanałem spływowym a zasilającym rozdzielacz (dystrybutor),
- T11-P7** - szczelność (metal o metal) między komorą zasilaną okresowo KMT a komorą główną zasilaną okresowo KZO,
- T6-P6, T6-P5
T5-P5, T4-P5** - szczelność (metal o metal) między tuleją tylną a bijakiem (tłok) na zasilaniu okresowym rozdzielacza (dystrybutor) i odpowietrzaniu bijaka (tłoka), olej może wydostawać się przez odpowietrznik na zewnątrz,
- T12-P10** - szczelność (metal o metal) między tuleją środkową a rozdzielaczem (dystrybutor), zasilanych okresowo,
- T-13-P13, T17-P13** - szczelność (metal o metal) między tuleją środkową a rozdzielaczem (dystrybutor), zasilanie okresowe komory głównej KZO,
- T16-P12** - szczelność (metal o metal) między tuleją środkową a rozdzielaczem (dystrybutor), rozdzielenie kanału zasilającego i spływowego rozdzielacza (dystrybutor),
- T15-P11** - szczelność (metal o metal) między tuleją środkową a rozdzielaczem (dystrybutor), rozdzielenie kanału spływowego od komory KZO,
- ZRC** - zawór regulacji ciśnienia, maksymalne ciśnienie p_{zmax} , oraz regulacja częstotliwości udaru.

Należy jednak podkreślić, że powyższe stwierdzenie jest ważne, gdy istnieje możliwość prawidłowej realizacji cykli (faz) poprzedzających analizowaną fazę. Dlatego też zakłada się, że inne pary kinematyczne mają w tym momencie prawidłowy luz, zgodnie z konstrukcją i zasadą pracy młota, pozwalający na założony ruch bijaka.

Wyniki przeprowadzonej analizy pozwoliły na stwierdzenie, że istnieją pary kinematyczne które nie decydują lub decydują w małym stopniu o sprawności młota. Są to kolejno pary T7-P9, T8-P9, T18-P14 i T14-P14. Te wnioski potwierdzają wyniki oględzin młotów remontowanych oraz informacje od użytkowników eksploatujących te młoty od wielu lat. Powyższe pary utrzymują szczelność bądź na skutek zastosowania dodatkowych uszczelnień (T7-P9, T8-P9) lub ich szczelność nie jest istotna dla założonego ruchu bijaka (T14-P14, T18-P14).

Wyniki powyższej analizy pozwoliły na wytypowanie elementów szczególnie odpowiedzialnych za prawidłową pracę młota hydraulicznego oraz par kinematycznych, dla których wymagane będzie wyznaczenie wartości występujących luzów (szczelności) i sprawdzenie z wartościami zalecanymi przez producentów. Wytypowano następujące współpracujące ze sobą elementy i odpowiadające im pary kinematyczne:

- | | |
|---|---|
| – tuleja tylna - bijak (tłok) | - pary T6-P6, T6-P5, T5-P5, T4-P5, |
| – tuleja tylna - rozdzielacz (dystrybutor) | - pary T15-P11, T16-P12, T17-P13, |
| – tuleja środkowa - rozdzielacz (dystrybutor) | - pary T12-P10, T13-P13, |
| – tuleja środkowa - bijak (tłok) | - pary T9-P8, T10-P8, T11-P7, |
| – tuleja czołowa - bijak (tłok) | - pary T7-P9, T8-P9, |
| – zawór regulacji ciśnienia ZRC | - całość |

Jak można zauważyć w planie badań młotów Roxon i Rammer pozostawiono tuleję czołową (T7-P9, T8-P9), chcąc empirycznie stwierdzić wcześniejsze założenia. W tym przypadku chodziło o uzyskanie informacji, czy występujące w praktyce zużycie par kinematycznych (T7-P9, T8-P9) rzeczywiście nie ma wpływu na prawidłową pracę młota (energia, częstotliwość). Chciano również stwierdzić, czy występujące luzy powyższych par kinematycznych, większe od wymaganych przez producenta, spowodują wycieki oleju na zewnątrz młota (po grocie).

5.2. METODYKA I SPOSÓB OCENY STANU TECHNICZNEGO MŁOTÓW

Szczegółowy opis prowadzenia badań diagnostycznych młotów i wykorzystania programu do pomiarów i analizy parametrów energetycznych i hydraulicznych młotów udarowych Roxon i Rammer zamieszczono w rozdziale 4.3. W niniejszym podrozdziale chciano jedynie podać i podkreślić znaczenie zakresu pomiarowego podczas rejestrowania przebiegów wartości parametrów zewnętrznych, tak by była możliwość porównywania ich między sobą.

Dlatego poniżej, w tabeli 5.1, podano przedziały wartości parametrów zewnętrznych takich jak: energia udaru E_u , częstotliwość udaru f_u , ciśnienie na zasilaniu p_z i natężenie przepływu na zasilaniu Q_{zmax} , zgodnych z danymi producentów [50,54,55].

W tabeli 5.2 podano natomiast, dla podanych przez producentów młotów granicznych wartości ciśnienia na zasilaniu p_z , zalecane przez nich wartości zlinearyzowanego współczynnika określającego zależność energii uderzenia od ciśnienia zasilania k_p , zlinearyzowanego współczynnika określającego zależność częstotliwości uderzeń od natężenia przepływu na zasilaniu k_q oraz sprawności całkowitej młota η .

Tabela 5.1. Zakres wartości parametrów zewnętrznych młotów Rammer S52 i Roxon 602 [50,54,55]

Typ młota	Roxon 602	Rammer S52
Energia udaru E_u [J]	1700	1800
Częstotliwość udaru f_u [s^{-1}]	5 ÷ 9,3	6,5 ÷ 9,3
Ciśnienie na zasilaniu p_z [MPa]	14,5 ÷ 17,5	14,5 ÷ 17,5
Natężenie przepływu na zasilaniu Q_{zmax} [dm^3/min]	60 ÷ 100	70 ÷ 100

Tabela 5.2. Zakres wartości zlinearyzowanego współczynnika k_p , k_q oraz sprawności całkowitej η młotów Rammer S52 i Roxon 602 [50,54,55]

Młot	Parametr	Wartość ciśnienia na zasilaniu p_z [MPa]	
		17,5	14,5
Roxon 602	zlinearyzowany współczynnik k_p [kJ/MPa]	0,0971	0,1172
	zlinearyzowany współczynnik k_q [$1/dm^3$]	5,00	5,60
	sprawność całkowita młota η [kJ/(MPa \times dm^3)]	0,4855	0,6563
Rammer S52	zlinearyzowany współczynnik k_p [kJ/MPa]	0,1029	0,1241
	zlinearyzowany współczynnik k_q [$1/dm^3$]	5,5714	5,60
	sprawność całkowita młota η [kJ/(MPa \times dm^3)]	0,5733	0,6949

W tabeli 5.1 dolna granica wartości częstotliwości udaru odpowiada wartości natężenia przepływu na zasilaniu $Q_{zmax} = 60$ lub 70 [dcm³/min], a górna $Q_{zmax} = 100$ [dcm³/min]. W katalogach i poradnikach użytkownika młotów Rammer S52 i Roxon 602 nie podano zakresu wartości energii udaru. Wartość w tabeli 5.1 jest wartością uzyskaną dla maksymalnego ciśnienia na zasilaniu $p_z = 17,5$ [MPa].

Na podstawie powyższych danych oraz informacji uzyskanych od użytkowników młotów w kopalniach KGHM „Polska Miedź” S.A. ustalono przedziały zakresu pomiarowego dla mierzonych i rejestrowanych wartości parametrów zewnętrznych: energii udaru E_u , ciśnienia na zasilaniu p_z i natężenia przepływu na zasilaniu Q_z , oraz dodatkowo dla ciśnienia na spływie p_s i natężenia przepływu na spływie Q_s . Przedziały te zostały dobrane od 0 do wartości maksymalnej większej o 10 do 20 [%] od największych wartości przedstawianych przez producentów. Jedyny wyjątek stanowił zakres pomiarowy w przypadku ciśnienia zasilania. Według zebranych danych w kopalniach KGHM „Polska Miedź” S.A., maksymalna wartość ciśnienia zasilania nie przekracza 16 [MPa]. Zakresy pomiarowe, które powinny obowiązywać dla pomiarów przeprowadzanych w następnych etapach pracy, zostały ustalone następująco:

- Energia udaru $E_j = 0 \div 2000$ [J]
- Ciśnienie na zasilaniu $p_z = 0 \div 16$ [MPa]
- Natężenie przepływu na zasilaniu (wydatek) $Q_{zmax} = 0 \div 125$ [dcm³/min]
- Ciśnienie na spływie $p_s = 0 \div 0,5$ [MPa]
- Natężenie przepływu na spływie (wydatek) $Q_{smax} = 0 \div 150$ [dcm³/min]

Zgodnie z ustalonym zakresem pomiarowym w dalszej fazie badań mierzone będą na stanowisku badawczym i rejestrowane wartości powyższych parametrów zewnętrznych oraz, za pomocą modułów do analizy, wyznaczane będą ich wartości średnie oraz obliczane wartości współczynników k_p , k_q i sprawności całkowitej η młotów Rammer S52 i Roxon 602. Przed badaniem, na stanowisku do pomiaru parametrów liniowych młota, mierzone będą wartości średnic wewnętrznych i zewnętrznych dla wytypowanych powyżej par kinematycznych oraz obliczane i porównywane ze wzorcem zalecanym przez producentów, wartości luzów w tych parach. Pomiary te będą wykonywane w każdym przypadku, gdy w badanym młocie zostanie wymieniony chociaż jeden ze współpracujących ze sobą elementów.

Zasadniczym problemem w momencie zakwalifikowania młota do remontu i demontażu jest stwierdzenie zasadności tej decyzji. Odpowiedzi na ten problem należy poszukiwać poprzez badanie młota i wyznaczenie wartości współczynników k_p , k_q i η . Wartości tych współczynników winny mieścić się w przedziałach podanych przez producenta, choć można się spodziewać, że należy te przedziały skorygować na podstawie własnych obserwacji, wcześniejszych badań oraz informacji od użytkowników młotów. Teoretycznie istnieje 27 kombinacji tych parametrów dla zakresu wartości współczynników k_p , k_q i η przedstawionego w tabeli 5.3 (indeks n oznacza wartość podaną przez producenta). Kombinacje tę przedstawiono poniżej tabeli 5.3.

Tabela 5.3. Zakres wartości współczynników k_p , k_q i η dla młotów Rammer S52 i Roxon 602

		Roxon 602	Rammer S52
1 -	$0 < k_p < k_{pnmin}$	$k_{pnmin} = 0,0971$ $k_{pnmax} = 0,1172$	$k_{pnmin} = 0,1029$ $k_{pnmax} = 0,1241$
2 -	$k_{pnmin} \leq k_p \leq k_{pnmax}$		
3 -	$k_p > k_{pnmax}$		
4 -	$0 < k_q < k_{qnmin}$	$k_{qnmin} = 5,0000$ $k_{qnmax} = 5,6000$	$k_{qnmin} = 5,5714$ $k_{qnmax} = 5,6000$
5 -	$k_{qnmin} \leq k_q \leq k_{qnmax}$		
6 -	$k_q > k_{qnmax}$		
7 -	$0 < \eta < \eta_{nmin}$	$\eta_{nmin} = 0,4855$ $\eta_{nmax} = 0,6563$	$\eta_{nmin} = 0,5733$ $\eta_{nmax} = 0,6949$
8 -	$\eta_{nmin} \leq \eta \leq \eta_{nmax}$		
9 -	$\eta > \eta_{nmax}$		

kombinacja 27 wariantowa

1 4 7	1 5 7	1 6 7
1 4 8	1 5 8	1 6 8
1 4 9	1 5 9	1 6 9
2 4 7	2 5 7	2 6 7
2 4 8	2 5 8	2 6 8
2 4 9	2 5 9	2 6 9
3 4 7	3 5 7	3 6 7
3 4 8	3 5 8	3 6 8
3 4 9	3 5 9	3 6 9

Biorąc pod uwagę wartości współczynników k_p , k_q i η dla młotów Rammer S52 i Roxon 602, liczba realnych kombinacji wynosi 17, co wynika z braku możliwości otrzymania sprawności całkowitej młota η , będącej iloczynem k_p i k_q , gdy uzyskane sprawności cząstkowe (k_p , k_q) osiągają wartości nie umożliwiające wyznaczenie założonej wartości η , przy określonym przypadku kombinacji. Taką kombinację przedstawiono poniżej.

kombinacja 17 wariantowa

1	4	7	2	4	7	3	4	7
1	5	7	2	4	8	3	4	8
1	5	8	2	5	8	3	4	9
1	6	7				3	5	8
1	6	8	2	6	8	3	5	9
1	6	9	2	6	9	3	6	9

Liczbę tych kombinacji można jeszcze ograniczyć, gdy uwzględni się wartości poszczególnych współczynników i sprawności, które mogą wystąpić w rzeczywistości. Powyższe założenie wynika z analizy dotychczas uzyskanych wyników badań młotów hydraulicznych o różnym stopniu zużycia (obliczone wartości współczynników i sprawności k_p , k_q i η), oraz z teoretycznych rozważań uwzględniających mogące wystąpić w rzeczywistości wartości współczynników k_p i k_q , na podstawie których wyznacza się sprawność η . Pozwoliło to na ograniczenie możliwych kombinacji do 11. Taką kombinację przedstawiono poniżej.

kombinacja 11 wariantowa

1	4	7	2	4	7	3	4	7
1	5	7	2	4	8	3	4	8
1	5	8				3	4	9
1	6	7						
1	6	8						
1	6	9						

Liczba powyższych kombinacji współczynników i sprawności k_p , k_q i η , gdy uwzględni się wartości graniczne podane przez producentów młotów, posłużyła do opracowania tabeli diagnozowania uszkodzeń młotów Roxon (TUMF) i Rammer (TUMR). Przykład takiej tabeli dla młota Roxon przedstawiono w tabeli 5.4. Tabele te, po uzupełnieniu na podstawie przeprowadzonych badań i analizy, mogą służyć do oceny i wstępnego diagnozowania badanych młotów.

Tabela 5.4. Tabela do diagnozowania uszkodzeń młotów Roxon (TUMF)

Młot Roxon $k_p = 0,0971 \div 0,1172$ kJ/MPa; $k_q = 5 \div 5,6$ l/dcm ³ ; $\eta = 0,4855 \div 0,6563$ kJ/(MPa · dcm ³)								
Lp.	k_p		k_q		η		Prawdopodobna przyczyna nieprawidłowej pracy młota	Uwagi
	od	do	od	do	od	do		
1	0	0,0971	0	5,0	0	0,4855		
2	0	0,0971	5,0	5,6	0	0,4855		
3	0	0,0971	5,0	5,6	0,4855	0,6563		
4	0	0,0971	5,6	-		0,4855		
5	0	0,0971	5,6	-	0,4855	0,6563		
6	0	0,0971	5,6	-	0,6563	-		
7	0,0971	0,1172	0	5,0	0	0,4855		
8	0,0971	0,1172	0	5,0	0,4855	0,6563		
9	0,1172	-	0	5,0	0	0,4855		
10	0,1172	-	0	5,0	0,4855	0,6563		
11	0,1172	-	0	5,0	0,6563	-		

Wypełnione tabele, na podstawie wyników przeprowadzonych w dalszej części badań i analiz, dla obydwu młotów - Rammer S52 i Roxon 602, zostały zamieszczone na końcu rozdziału, po podrozdziale opisującym przeprowadzone badania.

5.3. BADANIA MŁOTA TYPU ROXON 602

Do badań wytypowano młot Roxon 602 o symbolu F23 (po remoncie), przyjmując go jako egzemplarz podstawowy. Na wybór tego młota miał wpływ fakt dostępu do współpracujących ze sobą elementów zastępczych o różnym stopniu zużycia. Dotyczyło to tulei czołowej, środkowej, tylnej i zaworu regulacji ciśnienia. Przyjęto, że wartości luzów mających wpływ na pracę badanego młota F23 będą określane przy tym samym bijaku poprzez wymianę tulei o różnych stopniach zużycia (TC - tuleja czołowa, TS - tuleja środkowa, TT - tuleja tylna) oraz zaworze regulacji ciśnienia ZRC. Możliwości wyboru elementów do badań ograniczały się do zapasów magazynowych, jakimi dysponowała ZG „Rudna” oraz elementów złomowanych (uznanych za zużyte). Przy doborze elementów kierowano się również względami bezpieczeństwa, niewłaściwe zestawienie elementów młota mogłoby spowodować jego uszkodzenie. Wprowadzenie elementów o zbyt dużym zużyciu

często uniemożliwia uruchomienie młota a tym samym nie pozwala na przeprowadzenie jego badań. Demontaż młota w celu wymiany elementów wewnętrznych może być przeprowadzony jedynie przez wykwalifikowaną brygadę remontową. Jest to czynność czaso- i pracochłonna.

W czasie badań młota F23 z różnymi tulejami i zaworami ZRC założono, że temperatura młota winna wynosić około 50°C, czyli tyle ile wynosi podczas pracy młota w warunkach dołowych. Dla każdego wariantu badań wykonywano przynajmniej trzy pomiary. W przypadku, gdy wartości zarejestrowanych parametrów zewnętrznych młota w kolejnych dwóch pomiarach znacząco odbiegały od siebie (różnica powyżej 10%), pomiary powtarzano do momentu uzyskania powtarzalności wyników w trzech kolejnych seriach. Badania zostały przeprowadzone w dwóch etapach i miały na celu [69,70]:

- ustalenie wpływu temperatury na wartości parametrów zewnętrznych
- ustalenie zależności pomiędzy wymiarami liniowymi współpracujących elementów a uzyskanymi wartościami parametrów zewnętrznych.

W pierwszym etapie badaniom wpływu temperatury w zbiorniku i młocie na wartości jego parametrów zewnętrznych, poddano tylko młot z elementami technicznie sprawnymi. Przeprowadzono serie pomiarów parametrów zewnętrznych młota oraz temperatur młota T_m , oleju w młocie T_{om} , oleju w zbiorniku T_{oz} w zakresie od temperatury otoczenia do około 80°C.

W pierwszej kolejności przeprowadzono pomiary młota Roxon 602 symbol F23, według użytkownika młota (O/ZG „Rudna” Polkowice) technicznie sprawnego, po wykonanym generalnym remoncie. (Autor podczas badań i przeprowadzanych analiz nie posiadał dostępu na młotów fabrycznie nowych). Wykonano, zgodnie z opisaną wcześniej metodyką, pomiary wartości liniowych tego młota, a następnie pomiary na stanowisku badawczym wartości parametrów zewnętrznych. Przykładowy i reprezentatywny raport z badania tego młota, zakwalifikowanego jako sprawny technicznie dołączono w załączniku I jako raport, diagnostyka, karty pomiarowe i wyniki obliczeń F23_4_3.

Stan młota jest związany z jego parametrami zewnętrznymi, jak i jego wymiarami liniowymi, dlatego też aby dokonać analizy stanu młota, należy porównać otrzymane wartości parametrów zewnętrznych młota oraz wymiarów liniowych z wartościami podanymi przez producenta. Zalecane wartości parametrów zewnętrznych oraz wartości zlinearyzowanego współczynnika k_p , k_q i sprawności całkowitej η młota dla młota Roxon 602 zamieszczono wcześniej w tabelach 5.1 i 5.2, natomiast wartości luzów zalecane przez producenta podano poniżej w kolumnie 2, w tabeli 5.5 [50,54,55].

Młot ten cechuje się niewielkimi różnicami wartości luzów w parach (T10-P8, T6-P6, T6-P5, T5-P5, T4-P4, T17-P13), w stosunku do wzorców zalecanych przez producenta. Są to

różnice kształtujące się w granicach 0,02 mm (wartości zaznaczone kolorem czerwonym w tabeli 5.5). Wartości parametrów sprawnościowych jak i energetycznych zamieszczono natomiast w tabeli 5.6. Wartości zaznaczone na kolor czerwony w tej tabeli również odbiegają od wartości zalecanych przez producenta młota.

Tabela 5.5. Wartości wzorcowe i zmierzone luzów pomiędzy współpracującymi elementami dla młota Roxon 602

Współpracujące powierzchnie	Luz współpracy	
	wzorzec	wersja wyjściowa
tuleje - bijak		
D85(T7 - P9)	0.175	0.177
D85 (T8 - P9)	0.051	0.061
D85.5 (T9 - P8)	0.046	0.053
D85.5(T10-P8)	0.048	0.063
D85.5(T11 -P7)	0.052	0.056
D70 (T6 - P6)	0.051	0.071
D70 (T6 - P5)	0.051	0.070
D70 (T5 - P5)	0.050	0.073
D70 (T4 - P5)	0.049	0.077
tuleje - rozdzielacz		
D100(T12-P10)	0.032	0.044
D104(T13-P13)	0.061	0.059
D104(T17-P13)	0.048	0.036
D102(T16-P12)	0.038	0.044
D100(T15-P11)	0.040	0.043

Tabela 5.6. Wartości średnie parametrów zewnętrznych dla badanego młota Roxon 602

E_u	f_u	T_m	k_p	k_q	η	P_{zmax}
[J]	[1/s]	°C	[kJ/MPa]	[1/ dm ³]		[MPa]
1160	8,57	51,7	0,088	5,110	0,452	13,4
P_{zmin}	Q_{zmax}	Q_{zmin}	P_{smax}	P_{smin}	Q_{smax}	Q_{smin}
[MPa]	[dm ³ /min]	[dm ³ /min]	[MPa]	[MPa]	[dm ³ /min]	[dm ³ /min]
10,27	100,6	50,5	0,37	0	96,6	50,1

Największa różnica pomiędzy wzorcem a wartościami zmierzonymi występuje w wartościach energii udaru E_u . Powodem tego może być inna wartość ciśnienia zasilania młota (wartość ciśnienia ustawiona na zaworze regulacji ciśnienia ZRC – wartość zalecana i stosowana obecnie dla młotów wykorzystywanych w KGHM „Polska Miedź” S.A. wynosi 11,5 MPa). Wartość energia podawanej przez producenta wynosi 1700 [J], przy wartości ciśnienia zasilania wynoszącej 17,5 [MPa]. W przypadku młota poddanego badaniu, zmierzona maksymalna wartość energii udaru wynosiła dla jednego z uderzeń około 1200 J, a maksymalna wartość ciśnienia na zasilaniu 13,4 [MPa]. Po zapoznaniu się jednak z opinią użytkowników badanych młotów i pracowników O/ZG Rudna uczestniczących w badaniach, uznano młot za technicznie sprawny a jego parametry zewnętrzne i ich przebiegi wartości, jak i wartości luzów jako wyjściowe dla pozostałych pomiarów. Będą one wykorzystane przez autora do porównania przy analizie wyników z pozostałych pomiarów. Młot w przypadku osiągnięcia i uzyskania takich przebiegów wartości w/w parametrów hydraulicznych, uznaje się za sprawny, zdolny do dalszego użytkowania, bez konieczności poddania go remontowi.

W następnym etapie badań, dla młota o symbolu F23, którego stan został zakwalifikowany jako sprawny technicznie, wykonano serie pomiarów parametrów zewnętrznych dla różnych wartości temperatur młota i oleju hydraulicznego zasilającego młot. Podczas pomiarów mierzona była temperatura w trzech miejscach: Toz – temperatura oleju w zbiorniku, Tom- temperatura oleju w młocie, Tm – temperatura korpusu młota. Przebieg pomiarów był analogiczny jak dla pierwszego etapu. Uzyskane wyniki zebrano i przedstawiono w tabeli 5.7.

Zestawione wyniki pokazują, iż temperatura ma duży wpływ na wartości parametrów młota hydraulicznego oraz ich przebiegi (wykresy w raportach nr f23_5t_1 i 3 do 9 dołączonych w załączniku I). Zauważono, iż przy temperaturze 25 [°C] parametry sprawnościowe $\eta=0,281$, $k_p=0,067$ [kJ/MPa], $k_q=4,117$ [1/dm³] nie mieszczą się w zakresie, nie tylko podanym przez producenta, ale uznanym przez autora jako wyjściowy dla młota Roxon 602. Wraz ze wzrostem temperatury oleju w młocie, ulegają poprawie wartości parametrów zewnętrznych młota (przy temperaturze 57 °C (kolumna 5), parametry osiągają wartości założone przez producenta $E_u=1150$ [J], $f_u=8,35$ [1/s], $\eta=0,506$, $k_p=0,100$ [kJ/MPa], $k_q=5,041$ [1/dm³]). Sytuacja utrzymuje się do wartości temperatury młota wynoszącej około 60 °C, od której następuje widoczne pogorszenie tych wartości. Kolumny o zadowalających wartościach parametrów zewnętrznych zaznaczono kolorem niebieskim. Dla temperatury wynoszącej 80 [°C] widać znaczny spadek energii udaru do wartości $E_u=997$ [J],

sprawności do $\eta=0,351$. Na podstawie informacji uzyskanych od osób użytkujących te młoty można stwierdzić, że przy tak wysokich wartościach temperatur uwidaczniają się wycieki oleju z młota.

Tabela 5.7. Zestawienie wartości parametrów zewnętrznych dla różnych temperatur pracy młota Roxon 602

Pomiar / Parametr		1	2	3	4	5	6	7	8
E_u	[J]	1041	747	829	1150	1082	1074	1038	997
Pzmax	[MPa]	15,52	11,74	11,65	11,46	11,40	11,35	11,16	11,81
Pzmin	[MPa]	11,38	9,45	9,46	9,25	9,21	9,16	9,03	9,02
Qzmax	[dm ³ /min]	61,9	99,3	100,2	99,5	100,6	99,0	99,4	100,0
Qzmin	[dm ³ /min]	0	45,6	53,4	47,0	51,7	50,6	50,0	48,0
Psmax	[MPa]	0,41	0,49	0,44	0,42	0,44	0,47	0,44	0,48
Psmin	[MPa]	0,03	0,01	-0,02	-0,01	-0,04	-0,01	-0,02	0,0
Qsmax	[dm ³ /min]	70,8	121,3	124,1	134,2	128,2	114,8	109,9	100,3
Qsmin	[dm ³ /min]	0	37,0	42,0	36,6	40,5	35,2	30,8	30,6
f_u	[1/s]	4,31	9,98	9,41	8,35	8,04	7,69	7,18	6,92
k_p	[kJ/MPa]	0,067	0,064	0,071	0,100	0,091	0,095	0,089	0,084
k_q	[1/ dm ³]	4,177	6,030	5,637	5,041	4,801	4,662	4,334	4,154
η	-	0,281	0,384	0,401	0,506	0,439	0,411	0,387	0,351
Tm	[°C]	21	34	41	49	55	60	64	71
Tom	[°C]	25	48	51	57	62	68	73	80
Toz	[°C]	44	50	52	53	64	74	80	84

W kolejnym etapie przeprowadzono badania młota, w którym wymieniono tuleję czołową na tuleję o większym stopniu zużycia, przy pozostałych częściach jak w wersji podstawowej. Przy użytej do badań tulei różnice w wartości luzów wystąpiły w parach kinematycznych T7-P9 i T8-P9. Wartości tych luzów w porównaniu do wartości wzorca i wartości przyjętej wersji wyjściowej, przedstawiono w tabeli 5.8. Przykładowy i reprezentatywny raport z badania tego młota, z wymienioną tuleją czołową o zwiększonym stopniu zużycia dołączono w załączniku I jako raport, diagnostyka, karty pomiarowe i wyniki obliczeń f23_4_4. Natomiast wartości średnie parametrów energetycznych i hydraulicznych młota Roxon z wymienioną tuleją czołową o zwiększonym stopniu zużycia przedstawiono w tabeli 5.9.

Tabela 5.8. Wartości luzów pomiędzy współpracującymi elementami bijaka i tulei czołowej o zwiększonym stopniu zużycia

Współpracujące powierzchnie	Luz współpracy		
	wzorzec	wersja wyjściowa	Tuleja czołowa
bijak - tuleja			
D85(T7 - P9)	0.175	0.177	0.246
D85 (T8 - P9)	0.051	0.061	0.071

Tabela 5.9. Wartości średnie parametrów zewnętrznych młota Roxon z wymienioną tuleją czołową o zwiększonym stopniu zużycia

E_u	f_u	T_m	k_p	k_q	η	P_{zmax}
[J]	[1/s]	°C	[kJ/MPa]	[1/ dm ³]		[MPa]
1099	8,87	51,4	0,084	5,326	0,445	13,16
P_{zmin}	Q_{zmax}	Q_{zmin}	P_{smax}	P_{smin}	Q_{smax}	Q_{smin}
[MPa]	[dm ³ /min]	[dm ³ /min]	[MPa]	[MPa]	[dm ³ /min]	[dm ³ /min]
10,56	99,9	51,2	0,40	-0,04	89,9	62,5

Można zauważyć, że zwiększone zużycie tulei czołowej ma swoje odbicie w wartościach natężenia przepływu na splywie(Q_{s.max}, Q_{s.min}) oraz w przebiegach wartości ciśnienia oraz natężenia przepływu na splywie. Pozostałe wartości parametrów są zbliżone do wartości wyjściowych. Z opinii osób użytkujących młot i przeprowadzających badania wynika, że jeżeli nie występują wycieki oleju na grocie młota, młot ten można eksploatować dalej bez potrzeby wydania go do remontu. Uznano, że otrzymanie w/w wartości i podobnych przebiegów parametrów na splywie, będzie wskazywało na powolne zużywanie się tulei czołowej w stopniu, które jednak nie eliminuje jej z dalszego stosowania.

W następnym cyklu pomiarowym w młocie F23 wymieniono tylko tuleję środkową, przy pozostałych częściach jak w wersji podstawowej. Do badań wytypowano dwie tuleje środkowe nr 4 i nr 5 o różnym stopniu i sposobie zużycia. Przy użytych do badań tulejach różnice w wartości luzów wystąpiły w parach kinematycznych T9-P8, T10-P8, T11-P7, T12-P10 i T13-P13. Wartości tych luzów w porównaniu do wartości wzorca i wartości przyjętej wersji wyjściowej, przedstawiono w tabeli 5.10 i 5.11. Przykładowy i reprezentatywny raport z badania tego młota, z wymienioną tuleją środkową o zwiększonym stopniu zużycia dołączono w załączniku I

jako raport, diagnostyka, karty pomiarowe i wyniki obliczeń f23_4_8. Natomiast wartości średnie parametrów energetycznych i hydraulicznych młota Roxon z wymienioną tuleją środkową nr 4 i 5 o zwiększonym stopniu zużycia przedstawiono w tabeli 5.12.

Tabela. 5.10. Wartości luzów pomiędzy współpracującymi elementami bijaka i rozdzielacza oraz tulei środkowej nr 4 o zwiększonym stopniu zużycia

Współpracujące powierzchnie	Luz współpracy		
	wzorzec	wersja wyjściowa	Tuleja środ.
bijak - tuleja			
D85.5 (T9 - P8)	0.046	0.053	0,103
D85.5(T10-P8)	0.048	0.063	0,075
D85.5(T11 -P7)	0.052	0.056	0.054
tuleja - rozdzielacz			
D100(T12-P10)	0.032	0.044	0.048
D104(T13-P13)	0.061	0.059	0.061

Tabela. 5.11. Wartości luzów pomiędzy współpracującymi elementami bijaka i rozdzielacza oraz tulei środkowej nr 5 o zwiększonym stopniu zużycia

Współpracujące powierzchnie	Luz współpracy		
	wzorzec	wersja wyjściowa	Tuleja środ.
bijak - tuleja			
D85.5 (T9 - P8)	0.046	0.053	0.074
D85.5(T10-P8)	0.048	0.063	0.054
D85.5(T11 -P7)	0.052	0.056	0.060
tuleja - rozdzielacz			
D100(T12-P10)	0.032	0.044	0.048
D104(T13-P13)	0.061	0.059	0.067

Tabela 5.12. Wartości średnie parametrów zewnętrznych młota Roxon z wymienionymi tulejami środkowymi o zwiększonym stopniu zużycia

E_u	f_u	T_m	k_p	k_q	η	P_{zmax}
[J]	[1/s]	°C	[kJ/MPa]	[1/ dm ³]		[MPa]
1141	8,24	50,5	0,086	4,820	0,416	13,21
P_{zmin}	Q_{zmax}	Q_{zmin}	P_{smax}	P_{smin}	Q_{smax}	Q_{smin}
[MPa]	[dm ³ /min]	[dm ³ /min]	[MPa]	[MPa]	[dm ³ /min]	[dm ³ /min]
10,40	102,7	50,9	0,35	-0,01	85,5	63,8

Dla tulei nr 4 zauważono znaczny wzrost wartości luzów w parze T9-P8 (z 0,053 do 0,103 mm). Tuleja nr 5 miała już stopień zużycia znacznie mniejszy. Różnice w wielkości luzów wpływają jednak dość znacznie na zmianę wartości parametrów k_q (z 5,110 do 4,820 [1/ dm³]), η (z 0,452 do 0,416), Q_{smax} (z 96,6 do 85,5 [1/min]) oraz Q_{smin} (z 50,1 do 63,8 [1/min]). Zużycie tulei środkowej ma swoje odbicie także w przebiegach wartości ciśnienia oraz przepływu na spływie. Zauważono, że przebieg wartości przepływu na spływie cechuje się niskimi wartościami oraz brakiem cykliczności. Zgodnie z opinia użytkowników i pracowników biorących udział w badaniach, takie przebiegi czasowe parametrów zewnętrznych oraz niskie wartości k_q , η , kwalifikują młot do remontu i wymiany tulei środkowej.

Następnym wymienionym elementem w młocie F23, przy pozostałych częściach jak w wersji podstawowej, była tuleja tylna o zwiększonym stopniu zużycia. Różnice w wartości luzów dla tej tulei wystąpiły w parach kinematycznych T6-P6, T6-P5, T5-P5, T4-P5, T17-P13, T16-P12 i T15-P11. Wartości tych luzów w porównaniu do wartości wzorca i wartości przyjętej wersji wyjściowej, przedstawiono w tabeli 5.13. Przykładowy i reprezentatywny raport z badania tego młota, z wymienioną tuleją tylną o zwiększonym stopniu zużycia dołączono w załączniku I jako raport, diagnostyka, karty pomiarowe i wyniki obliczeń f23_4_5. Zauważono, że różnice w wartościach luzów wystąpiły tylko w parach (T17-P13, T16-P12, T15-P11) związanych ze współpracą tulei z rozdzielaczem. Mimo, że różnice te nie przekraczają 0,012 mm, mają znaczący wpływ na wartości parametrów zewnętrznych młota. Przedstawiono je w tabeli 5.14.

Tabela 5.13. Wartości luzów pomiędzy współpracującymi elementami bijaka i rozdzielacza oraz tulei tylnej o zwiększonym stopniu zużycia

Współpracujące powierzchnie	Luz współpracy		
	wzorzec	wersja wyjściowa	Tuleja tylna
bijak - tuleja			
D70 (T6 - P6)	0.051	0.071	0.071
D70 (T6 - P5)	0.051	0.070	0.070
D70 (T5 - P5)	0.050	0.073	0.073
D70 (T4 - P5)	0.049	0.077	0.077
tuleja - rozdzielacz			
D104(T17-P13)	0.048	0.036	0.049
D102(T16-P12)	0.038	0.044	0.052
D100(T15-P11)	0.040	0.043	0.030

Tabela 5. 14. Wartości średnie parametrów zewnętrznych młota Roxon z wymienioną tuleją tylną o zwiększonym stopniu zużycia

E_u	f_u	T_m	k_p	k_q	η	P_{zmax}
[J]	[1/s]	°C	[kJ/MPa]	[1/ dm ³]		[MPa]
673	9,98	50,9	0,057	6,080	0,347	11,81
P_{zmin}	Q_{zmax}	Q_{zmin}	P_{smax}	P_{smin}	Q_{smax}	Q_{smin}
[MPa]	[dm ³ /min]	[dm ³ /min]	[MPa]	[MPa]	[dm ³ /min]	[dm ³ /min]
9,67	98,5	47,4	0,38	-0,01	89,9	53,8

W przypadku zużycia tulei tylnej charakterystycznym jest znaczny spadek energii i wzrost częstotliwości udaru. Poniżej porównano te wartości, które w znacznym stopniu odbiegają od wartości wyjściowych:

- E_u = 673 [J] (wersja podstawowa 1160[J])
- f_u = 9,98 [1/s] (wersja podstawowa 8,57[1/s])
- k_q = 6,08 [1/ dm³] (wersja podstawowa 5,110 [1/ dm³])
- k_p = 0,057 [kJ/MPa] (wersja podstawowa 0,088 [kJ/ MPa])
- η = 0,347 (wersja podstawowa 0,452)

Takie wartości powyższych parametrów kwalifikują młot do remontu. Zmiany ilościowe i jakościowe występują także w przebiegach wartości parametrów hydraulicznych (P_z - ciśnienie zasilania, Q_z – natężenie przepływu na zasilaniu, P_s - ciśnienie na spływie, Q_s - natężenie przepływu na spływie) – wykres w raporcie f23_4_5 (Załącznik nr I). Dlatego też uważa się, że otrzymanie takich wyników badań świadczyć będzie o zużyciu tulei tylnej i zakwalifikowaniu młota do remontu.

Kolejny etap dotyczył badań młotów z wymienionymi wszystkimi tulejami (czołowa, środkowa, tylna). Do badań wykorzystano tuleję czołową i tylną oraz tuleję środkową nr 4, które były zamontowane w młocie w poprzednich badaniach. Poniżej w tabeli nr 5.15 przedstawiono wartości luzów pomiędzy współpracującymi elementami młota, w porównaniu do wartości wzorca i wartości przyjętej wersji wyjściowej. Przykładowy i reprezentatywny raport z badania tego młota, z wymienionymi tulejami czołową, środkową i tylną o zwiększonym stopniu zużycia dołączono w załączniku I jako raport, diagnostyka, karty pomiarowe i wyniki obliczeń f23_4_11. Wartości średnie parametrów energetycznych i hydraulicznych młota Roxon z wymienionymi wszystkimi tulejami o zwiększonym stopniu zużycia przedstawiono w tabeli 5.16.

Tabela 5.15. Wartości luzów pomiędzy współpracującymi elementami bijaka i rozdzielacza oraz wymienioną tuleją czołową, środkową i tylną o zwiększonym stopniu zużycia

Współpracujące powierzchnie	Luz współpracy		
	wzorzec	wersja wyjściowa	trzy tuleje
bijak - tuleje			
D85(T7 - P9)	0.175	0.177	0.246
D85 (T8 - P9)	0.051	0.061	0.071
D85.5 (T9 - P8)	0.046	0.053	0.103
D85.5(T10-P8)	0.048	0.063	0.075
D85.5(T11 -P7)	0.052	0.056	0.054
D70 (T6 - P6)	0.051	0.071	0.071
D70 (T6 - P5)	0.051	0.070	0.070
D70 (T5 - P5)	0.050	0.073	0.051
D70 (T4 - P5)	0.049	0.077	0.072
tuleje - rozdzielacz			
D100(T12-P10)	0.032	0.044	0.048
D104(T13-P13)	0.061	0.059	0.061
D104(T17-P13)	0.048	0.036	0.049
D102(T16-P12)	0.038	0.044	0.052
D100(T15-P11)	0.040	0.043	0.030

Tabela 5. 16. Wartości średnie parametrów zewnętrznych młota Roxon z wymienioną tuleją czołową, środkową i tylną o zwiększonym stopniu zużycia

E_u	f_u	T_m	k_p	k_q	η	P_{zmax}
[J]	[1/s]	°C	[kJ/MPa]	[1/ dm ³]		[MPa]
544	10,60	52,1	0,047	6,506	0,303	11,67
P_{zmin}	Q_{zmax}	Q_{zmin}	P_{smax}	P_{smin}	Q_{smax}	Q_{smin}
[MPa]	[dm ³ /min]	[dm ³ /min]	[MPa]	[MPa]	[dm ³ /min]	[dm ³ /min]
9,63	97,8	52,7	0,41	-0,02	91,7	57,7

Podobnie jak poprzednio, charakterystycznym jest spadek energii i wzrost częstotliwości udaru, w jeszcze większym stopniu niż w przypadku zużycia tylko tulei tylnej. Poniżej porównano te wartości, które w znacznym stopniu odbiegają od wartości wyjściowych:

- E_u = 544 [J] (wersja podstawowa 1160[J])
- f_u = 10,6 [1/s] (wersja podstawowa 8,57[1/s])
- P_{zmax} =11,67 [MPa] (wersja podstawowa 13,14 [MPa])

- $k_q = 6,506 [1/ \text{dm}^3]$ (wersja podstawowa $5,110 [1/ \text{dm}^3]$)
- $k_p = 0,047 [\text{kJ}/\text{MPa}]$ (wersja podstawowa $0,088 [\text{kJ}/ \text{MPa}]$)
- $\eta = 0,300$ (wersja podstawowa $0,452$)

Wartości te kwalifikują młot do remontu. Prawie identyczne, jak w przypadku tulei tylnej o zwiększonym stopniu zużycia, zmiany jakościowe występują także w przebiegach wartości parametrów hydraulicznych (P_z - ciśnienie zasilania, Q_z – natężenie przepływu na zasilaniu, P_s - ciśnienie na spływie, Q_s - natężenie przepływu na spływie). Otrzymane przebiegi czasowe oraz wartości liczbowe wskazują na dominację zużycia tylnej tulei. Świadczy to, że elementem najbardziej czułym na zużycie w tym przypadku jest tuleja tylna. Należy jednak podkreślić, że choć przebiegi jakościowe w obu przypadkach są podobne, to widać wyraźne wpływy ilościowe zużycia pozostałych elementów młota na wyniki pomiarów. Można prognozować, że otrzymanie takich wyników badań świadczyć będzie w pierwszej kolejności o największym zużyciu tulei tylnej i zakwalifikowaniu młota do remontu i wymiany tego elementu.

W celu określenia wpływu stopnia zużycia zaworu regulacji ciśnienia ZRC na jakość pracy młota F23, w ostatnim etapie poddano go badaniom stosując różne zawory. Do badań wytypowano zawory o dużym stopniu zużycia lub zawory rozregulowane, oznaczając je jako zawór 1, 2 i 3. Na podstawie otrzymanych wyników można stwierdzić, że stopień zużycia ZRC wpływa na wartość energii (energia maleje) i częstotliwość udaru (liczba udarów rośnie). Wszystkie otrzymane przebiegi mają prawie takie same, charakterystyczne przebiegi. Przykładowy i reprezentatywny raport z badania tego młota, z wymienionym zaworem regulacji ciśnienia o zwiększonym stopniu zużycia dołączono w załączniku I jako raport, diagnostyka, karty pomiarowe i wyniki obliczeń f23_6z_2. Wartości średnie parametrów energetycznych i hydraulicznych młota Roxon z wymienionymi poszczególnymi zaworami regulacji ciśnienia o zwiększonym stopniu zużycia przedstawiono w tabeli 5.17.

Przeprowadzono również badania, podczas których do zaworu z wersji podstawowej włożono iglicę z zaworu o zwiększonym stopniu zużycia. Raport z przebiegiem zarejestrowanych wartości z tego badania dołączono w załączniku I jako raport f23_6z_5 a wartości średnie parametrów energetycznych i hydraulicznych przedstawiono w ostatniej kolumnie w tabeli 5.17. Pozwala to na przypuszczenie, że zużycie samej iglicy powoduje również zmniejszenie sprawności młota. Jednak zazwyczaj producent indywidualnie kojarzy elementy zaworu regulacji ciśnienia, co zmusza użytkownika do wymiany całego zaworu.

Tabela 5. 17. Zestawienie wartości średnich parametrów młota hydraulicznego Roxon z wymienionym zaworem regulacji ciśnienia o zwiększonym stopniu zużycia

Wersja zaworu/ Parametr		Wyjściowa	Zawór 1	Zawór 2	Zawór 3	Wyjsc.+igl 2
E_u	[J]	1160	716	634	708	762
P_{zmax}	[MPa]	13,4	12,0	11,77	11,80	12,04
P_{zmin}	[MPa]	10,57	9,83	9,77	9,31	9,29
Q_{zmax}	[dm ³ /min]	100,6	99,1	99,8	99,9	99,6
Q_{zmin}	[dm ³ /min]	50,5	51,8	52,3	52,7	45,2
P_{smax}	[MPa]	0,37	0,35	0,32	0,40	0,43
P_{smin}	[MPa]	-0,00	-0,01	0,01	0,00	-0,10
Q_{smax}	[dm ³ /min]	96,6	117,7	105,7	111,3	125,8
Q_{smin}	[dm ³ /min]	50,1	49,3	52,7	50,7	32,5
f_u	[1/s]	8,57	9,83	10,72	9,68	9,86
T_m	[°C]	51,7	49,9	44,5	45,3	41,1
k_p	[kJ/MPa]	0,088	0,060	0,054	0,060	0,063
k_q	[1/ dm ³]	5,110	5,951	6,446	5,816	5,945
η	-	0,452	0,355	0,347	0,349	0,376

Zauważono, że w przypadku zużywania się ciśnieniowego zaworu regulacji, wartości parametrów zewnętrznych ulegają znacznej zmianie. Wyniki wskazują na wcześniejsze przesterowanie zaworu regulacji. Powoduje to spadek wartości energii udaru E_u z 1160 do około 700 [J], przy jednoczesnym wzroście wartości częstotliwości udaru f_u z 8,57 do około 9,7 [1/s] i spadku sprawności η z 0,452 do 0,35. Widoczna jest także różnica w przebiegach wartości ciśnienia na zasilaniu i spływie oraz wartości natężenia przepływu na zasilaniu i spływie. Otrzymanie takich przebiegów wartości (P_z , P_s , Q_z , Q_s) będzie wskazywało na konieczność wyregulowania lub wymiany zaworu regulacji.

Uzyskane wyniki badań pozwoliły na wysunięcie wniosków, że zużycie par kinematycznych tulei czołowej i środkowej ma niewielki wpływ na jakość pracy młota. Mimo znacznych luzów w parach T7-P9 i T8-P9, pomiędzy tuleją czołową i bijakiem oraz T9-P8 i T10-P8 pomiędzy tuleją środkową i bijakiem, stwierdzono niewielki (do 60 [J]) spadek energii uderzenia. Częstotliwość uderzeń różniła się w granicach 0.2 [Hz]. Wprowadzenie do młota tulei tylnej, której luzy współpracy par kinematycznych były większe od wzorcowych do 0.016 [mm], spowodowało obniżenie wartości energii uderzenia o prawie 42 [%] i wzrost częstotliwości

o ponad 15 [%], w stosunku do młota w wersji wyjściowej. Równoczesne wprowadzenie do młota wszystkich zużytych tulei objawiało się zwiększeniem spadku energii o 47 [%] i wzrostem częstotliwości uderzeń o 23 [%]). Objawem charakterystycznym dla zużycia ciśnieniowego zaworu przyłączeniowego jest nierównomierna praca (wzrost częstotliwości od 12 do 26 [%] i spadek energii uderzeń w kolejnych cyklach pracy od 35 do 45 [%]). Zaobserwowano również znaczne zmiany charakteru przebiegów czasowych ciśnień i natężeń przepływu w kanale spływowym i zasilającym. Przebiegi te są od siebie zależne, gdyż ciśnienie w kanale spływowym jest wynikiem spadku ciśnienia na oporach hydraulicznych znajdujących się pomiędzy przetwornikiem ciśnienia i zbiornikiem oleju, natomiast zmiany natężenia przepływu w kanale zasilającym są głównie efektem ściśliwości cieczy.

Analizując uzyskane przebiegi ciśnień można zauważyć, że wzrost zużycia tulei środkowej ma nieznaczny wpływ na charakter przebiegu oraz wartości ciśnienia w kanale zasilającym. Wprowadzenie tulei tylnej o większym stopniu zużycia spowodowało duży spadek minimalnej i maksymalnej wartości ciśnienia oraz zmniejszenie różnicy tych wartości. Przyczyną takiego stanu są nieszczelności kanału sterującego, umożliwiające przesterowanie rozdzielacza przed osiągnięciem przez bijak górnego położenia zwrotnego. Powoduje to w konsekwencji skrócenie skoku bijaka. Charakterystyczną cechą przebiegu ciśnienia w kanale zasilającym jest chwilowy spadek a następnie wzrost jego wartości na początku suwu roboczego. Przy czym spadek jest wynikiem gwałtownego napełniania komory nadłokowej, natomiast wzrost spowodowany silnym tłumieniem ruchu bijaka w komorze tłumiącej w początkowej fazie suwu roboczego.

Analogiczne wnioski można wysnuć na podstawie analizy wykresów przebiegów czasowych ciśnienia w kanale spływowym. Charakterystyczną cechą tych przebiegów jest wydłużenie czasu przesterowania rozdzielacza oraz skrócenie czasu suwu powrotnego (podnoszenie bijaka) dla młotów o większym zużyciu tulei tylnej.

5.4. BADANIA MŁOTA TYPU RAMMER S52

Ze względu na podobieństwo w budowie i zasadzie pracy młotów Roxon i Rammer, ograniczono zakres badań tylko do niezbędnego minimum. Dlatego też młot typu Rammer S52 poddano procedurze badawczej takiej samej jak młot typu Roxon 602, typując element lub elementy o zwiększonym stopniu zużycia do wymiany.

Do badań wytypowano w pierwszej kolejności młot o symbolu R73, przyjmując na podstawie informacji od użytkownika jego stan za wyjściowy, tak pod względem wymiarów

liniowych jak i parametrów zewnętrznych. Był to młot sprawny technicznie, podobnie jak młot badany poprzednio bezpośrednio po remoncie. Z posiadanych elementów przeznaczonych do złomowania z uwagi na ich stopień zużycia, wybrano tuleję czołową o symbolu 2C, tuleję środkową o symbolu TS4 i tuleję tylną o symbolu 2T, oraz stary zawór regulacji ciśnienia (uważany za niesprawny). W czasie badań starano się utrzymywać temperaturę młota T_m zgodnie z zaleceniami użytkownika w okolicach 50 [°C].

Wykonano, zgodnie z opisaną wcześniej metodyką, pomiary wartości liniowych tego młota, a następnie pomiary na stanowisku badawczym wartości parametrów zewnętrznych. Przykładowy i reprezentatywny raport z badania tego młota, zakwalifikowanego jako sprawny technicznie dołączono w załączniku I jako raport, diagnostyka, karty pomiarowe i wyniki obliczeń R73_4_2. Wartości luzów, w porównaniu do wzorcowych, identycznych jak dla młota Roxon, przedstawiono w tabeli 5.18, a wartości średnie parametrów zewnętrznych w tabeli 5.19.

Tabela 5.18. Wartości wzorcowe i zmierzone luzów pomiędzy współpracującymi elementami dla młota Rammer S52 symbol R73

Współpracujące powierzchnie	Luz współpracy	
	wzorzec	wersja wyjściowa
tuleje - bijak		
D85(T7 - P9)	0.175	0.204
D85 (T8 - P9)	0.051	0.061
D85.5 (T9 - P8)	0.046	0.054
D85.5(T10-P8)	0.048	0.056
D85.5(T11 -P7)	0.052	0.056
D70 (T6 - P6)	0.051	0.056
D70 (T6 - P5)	0.051	0.056
D70 (T5 - P5)	0.050	0.057
D70 (T4 - P5)	0.049	0.055
tuleje - rozdzielacz		
D100(T12-P10)	0.032	0.030
D104(T13-P13)	0.061	0.053
D104(T17-P13)	0.048	0.034
D102(T16-P12)	0.038	0.030
D100(T15-P11)	0.040	0.035

Tabela 5.19. Wartości średnie parametrów zewnętrznych dla badanego młota Rammer S52 symbol R73

E_u	f_u	Tm	k_p	k_q	η	Pzmax
[J]	[1/s]	°C	[kJ/MPa]	[1/ dm ³]		[MPa]
1585	8,75	56	0,114	5,485	0,625	13,90
Pzmin	Qzmax	Qzmin	Psmax	Psmin	Qsmax	Qsmin
[MPa]	[dm ³ /min]	[dm ³ /min]	[MPa]	[MPa]	[dm ³ /min]	[dm ³ /min]
11,09	49,8	49,3	0,32	0	97,5	34,6

Na podstawie uzyskanych pomiarów można stwierdzić, że badany młot mieści się w zakresach zalecanych przez producenta wartości parametrów zewnętrznych oraz wartości zlinearyzowanego współczynnika k_p , k_q i sprawności całkowitej η młota dla młota Rammer S52. Młot ten cechuje się niewielkimi różnicami wartości luzów w parach (T7-P9, T8-P9, T17-P13), w stosunku do wzorców zalecanych przez producenta. Są to różnice kształtujące się w granicach 0,01 [mm] (wartości zaznaczone kolorem czerwonym w tabeli 5.18). Tylko para T7-P9 różni się o około 0,03 [mm], jednak nadmierny luz w tej parze nie wpływa negatywnie na jakość pracy młota.

Dokonując pomiaru wymiarów liniowych wybranych części młota (tulei czołowej 2C, środkowej TS4, tylnej 2T) otrzymano wyniki pozwalające określić wartości luzów dla młota R73 z wymienionymi każdy oddzielnie elementami o zwiększonym zużyciu oraz ze wszystkimi wymienionymi elementami.

Młot R73 poddano następnie badaniom na stanowisku badawczym, wymieniając w nim kolejno tuleję czołową 2C, środkową TS4, tylną 2T, oraz wszystkie elementy równocześnie, przy nowym zaworze regulacji ciśnienia ZRC (2C, TS4, 2T) oraz jako ostatni z zaworem ZRC o zwiększonym stopniu zużycia. Przykładowe i reprezentatywne raporty z badania tego młota, dla kolejno wymienianych elementów dołączono w załączniku I jako raport i diagnostyka R73_4_6, R73_4_5, R73_4_7, R73_4_8 i R73_4_9 a w tabeli R73 zestawiono wyniki pomiarów otworów dla tego młota.

Wartości luzów, w porównaniu do wzorca oraz wersji wyjściowej młota, zamieszczono w tabeli 5.20. Dla uproszczenia porównania wartości luzów, w tabeli tej kolorem zielonym wytłuszczono pary odpowiedzialne za wartości luzów w tulei czołowej, kolorem niebieskim w tulei środkowej a kolorem fioletowym w tulei tylnej, przy wartości pozostałych jak w tabeli 5.18. W przypadku wymiany wszystkich tulei, wartości luzów w tabeli 5.20 odpowiadały temu stanowi.

Tabela 5.20. Wartości luzów pomiędzy współpracującymi elementami bijaka i rozdzielacza oraz wymienioną tuleją czołową, środkową i tylną o zwiększonym stopniu zużycia dla badanego młota Rammer S52 symbol R73

Współpracujące powierzchnie	Luz współpracy		
	wzorzec	wersja wyjściowa	trzy tuleje
bijak - tuleje			
D85(T7 - P9)	0.175	0.177	0,141
D85 (T8 - P9)	0.051	0.061	0,073
D85.5 (T9 - P8)	0.046	0.053	0,105
D85.5(T10-P8)	0.048	0.063	0,078
D85.5(T11 -P7)	0.052	0.056	0,051
D70 (T6 - P6)	0.051	0.071	0,069
D70 (T6 - P5)	0.051	0.070	0,070
D70 (T5 - P5)	0.050	0.073	0,067
D70 (T4 - P5)	0.049	0.077	0,072
tuleje - rozdzielacz			
D100(T12-P10)	0.032	0.044	0,037
D104(T13-P13)	0.061	0.059	0,057
D104(T17-P13)	0.048	0.036	0,043
D102(T16-P12)	0.038	0.044	0,041
D100(T15-P11)	0.040	0.043	0,041

Otrzymane podczas badań młota wartości średnie parametrów zewnętrznych przedstawiono również zbiorczo w tabeli 5.21. Porównano je dodatkowo z wynikami uzyskanymi dla wersji wyjściowej młota.

Podczas badania młota Roxon 602 wnioskowano i zweryfikowano, że tuleja czołowa nie ma większego znaczenia dla sprawności energetycznej młota hydraulicznego. Potwierdziły to również wyniki badań przeprowadzonych dla młota Rammer S52 symbol R73. Otrzymano podobne przebiegi parametrów zewnętrznych (charakter przebiegu ciśnienia na spływie - raport R73_4_6) jak w przypadku młota F23 ze zużytą tuleją czołową.

Wymiana tulei środkowej na tuleję o większym stopniu zużycia (TS-4) nie spowodowała znaczącego spadku energii udaru w stosunku do wersji wyjściowej, choć wartości współczynników k_p , k_q , η dla tych badań mają wartości niższe od 5 do 15 [%] od wartości wersji wyjściowej. Jedynie przebieg ciśnienia na spływie (raport R73_4_5) może świadczyć, gdy porówna się go z przebiegami dla wersji wyjściowej, o rozpoczęciu procesu zużycia tulei środkowej.

Tabela 5. 21. Zestawienie wartości średnich parametrów młota hydraulicznego Rammer S52 symbol R73 z wymienioną tuleją czołową, środkową i tylną o zwiększonym stopniu zużycia, wszystkimi tulejami oraz zaworem regulacji ciśnienia o zwiększonym stopniu zużycia

Wersja młota/ Parametr	Wyjściowa	Tul. cz. 2C	Tul. śr. TS4	Tul. tyl. 2T	3 Tuleje	Zawór ZRC	
E_u	[J]	1585	1558	1518	1457	1555	1497
P_{zmax}	[MPa]	13,90	14,39	14,17	13,65	14,09	14,35
P_{zmin}	[MPa]	11,09	11,32	11,27	11,16	11,49	11,44
Q_{zmax}	[dm ³ /min]	99,8	91,8	94,3	97,4	91,6	92,0
Q_{zmin}	[dm ³ /min]	49,3	38,4	45,0	50,7	45,2	42,1
P_{smax}	[MPa]	0,32	0,40	0,30	0,31	0,33	0,31
P_{smin}	[MPa]	-0,00	0,03	0,04	0,03	0,05	0,03
Q_{smax}	[dm ³ /min]	97,5	86,4	92,7	82,9	89,2	90,9
Q_{smin}	[dm ³ /min]	34,6	32,2	31,8	48,1	34,0	29,7
f_u	[1/s]	8,75	7,50	7,70	8,80	7,88	7,42
T_m	[°C]	56	49,6	48,6	48,6	48,4	49,8
k_p	[kJ/MPa]	0,114	0,108	0,107	0,107	0,110	0,104
k_q	[1/dm ³]	5,485	4,904	4,901	5,424	5,166	4,848
η	-	0,625	0,531	0,525	0,579	0,570	0,505

W przypadku wymiany tulei tylnej 2T zmniejszeniu uległa wartość energii uderu o około 9 [%] w stosunku do wersji wyjściowej, chociaż wartość współczynnika k_p mieści się w przedziale podanym przez producenta, gdyż zmniejszeniu uległa też wartość ciśnienia zasilania. Znaczące różnice zaobserwowano dla przebiegów wartości ciśnienia i natężenia przepływu na spływie (raport R73_4_7), które mają podobny charakter jak podczas badania młota Roxon 602 o symbolu F23.

Wyniki badań młota R73 z wymienianymi wszystkimi tulejami TC-2C, TS-4, TT-2T, zarówno w przypadku zamontowania sprawnego, jak też zużytego zaworu regulacji ciśnienia, potwierdziły mały wpływ zużycia tych elementów na sprawność młota. Młot Rammer S52 symbol R73 uzyskał wartości energii i współczynników sprawnościowych kwalifikujące go do dalszej eksploatacji, po regulacji lub wymianie zaworu regulacji ciśnienia. Otrzymane przebiegi wartości chwilowych ciśnienia i natężenia przepływu na spływie (raporty R73_4_8 i R73_4_9) mają podobny charakter do przebiegów dla młota Rammer R73 oraz młota Roxon F23 z wymienioną tuleją tylną.

Przeprowadzone badania młota Rammer S52 symbol R73 z elementami o różnym stopniu zużycia potwierdziły wcześniejsze, uzyskane podczas badania młota Roxon 602 o symbolu F23 uwagi i wnioski dotyczące wpływu zużycia poszczególnych elementów młota na wartości i przebiegi parametrów zewnętrznych, chociaż uzyskane wartości energii i sprawności kwalifikują badany młot do dalszej eksploatacji w każdym rozpatrywanym indywidualnie przypadku. Należy jednak zwrócić uwagę na zużyte elementy młotów hydraulicznych, gdyż wydaje się, że istnieje możliwość stosowania ich zamiennie, w zależności od luzów par kinematycznych. Oznacza to, że zużyte elementy dla jednego młota mogą być w pełni użyteczne dla drugiego, po uprzednim ich zakwalifikowaniu pod kątem luzów.

W następnej fazie poddano młot Rammer S52 symbol R66 badaniom wpływu temperatury na jakość jego pracy. Młot ten po remoncie uzyskiwał wartości energii uderu porównywalne do młota Roxon 602 symbol F23 w granicach 1150 – 1170 [J]. Pomiarzy rozpoczęto od temperatury otoczenia, co odpowiadało w tym czasie temperaturze oleju w zbiorniku $T_{oz} = 28$ [°C], temperaturze oleju w młocie $T_{om} = 26$ [°C] i temperaturze młota $T_m = 23$ [C]. Uzyskane wyniki pomiarów przedstawiono w tabeli 5.22. Otrzymane wyniki badań są porównywalne do tych, które uzyskano dla młota F23 w podobnych warunkach badań (dla niższych temperatur występuje nierówna praca młota, przy wyższych wartościach ciśnień i natężenia przepływu, tak na zasilaniu jak i na spływie). Dalsze podnoszenie temperatury pracy młota zaczyna stabilizować jego pracę. Jednak otrzymane wartości współczynników k_p , k_q i η oraz wartość energii uderu osiągają wartości zadowalające tylko przy $T_m = 49,5^\circ\text{C}$.

5.5. OPRACOWANIE TABELI OCENY STANU TECHNICZNEGO MŁOTÓW ROXON (TUMF) I RAMMER (TUMR)

Wyniki badań młota Roxon 602 symbol F23 i młota Rammer S52 symbol R73 i R66 oraz ich analiza pozwoliły na sformułowanie następujących wniosków:

- temperatura pracy młota ma istotny wpływ na uzyskane wyniki badań i dlatego należy prowadzić pomiary przy temperaturze około 50°C ($\Delta t = \pm 5^\circ$),
- do oceny stanu technicznego młotów typu Roxon można stosować wartości współczynników sprawnościowych k_p , k_q i η , oraz przebiegi chwilowe parametrów zewnętrznych, odnosząc je do wzorców (wartości podawane przez producentów lub wartości dla egzemplarzy wyjściowych),

Tabela 5.22. Zestawienie wartości parametrów zewnętrznych dla różnych temperatur pracy młota Rammer S52 symbol R66

Pomiar / Parametr		1	2	3	4	5
E_u	[J]	1024	1014	1135	736	660
P_{zmax}	[MPa]	16,08	14,31	13,58	11,22	11,61
P_{zmin}	[MPa]	11,67	11,08	10,8	9,08	9,26
Q_{zmax}	[dm ³ /min]	62,50	90,3	98,0	94,9	98,3
Q_{zmin}	[dm ³ /min]	0,0	48,9	47,5	45,6	46,9
P_{smax}	[MPa]	0,94	0,41	0,31	0,38	0,39
P_{smin}	[MPa]	-0,02	-0,05	0,02	-0,02	-0,02
Q_{smax}	[dm ³ /min]	114,8	93,5	101,7	128,0	116,1
Q_{smin}	[dm ³ /min]	0,0	32,7	32,4	38,8	41,3
f_u	[1/s]	4,93	8,83	8,21	8,96	10,40
k_p	[kJ/MPa]	0,064	0,071	0,098	0,066	0,057
k_q	[1/ dm ³]	4,739	5,869	5,288	5,669	6,357
η	-	0,301	0,416	0,512	0,372	0,362
T_m	[°C]	23	37,5	49,5	61,5	69,5
T_{om}	[°C]	26	39,5	47,5	64,5	71
T_{oz}	[°C]	28	41	51	67	74,5

Uzyskane z powyżej opisanych badań informacje oraz analiza wcześniej wykonanych wyników badań młotów typu Roxon 602 i Rammer S52, jak również obserwacje i przeprowadzony przez autora wywiad podczas nadzorowania badań w/w młotów z ramienia właściciela stanowiska badawczego, pozwoliły na wypełnienie wcześniej przedstawionych (tabela 5.4) tabel, które mogą być pomocne w określeniu rodzaju i miejsca uszkodzenia młota tylko na podstawie wyników pomiarów wartości i przebiegów parametrów zewnętrznych tych młotów. Tabele te przedstawiono na następnych stronach jako tabela 5.23 uszkodzeń młotów Roxon (TUMF) oraz tabela 5.24 uszkodzeń młotów Rammer (TUMR).

Tabele te są narzędziem pomocnym przy lokalizacji elementu odpowiedzialnego za niewłaściwą pracę badanego młota, jednak szczególnie dla młotów Rammer przeprowadzone badania i ich wyniki nie pokrywają wszystkich możliwych do wystąpienia kombinacji zdarzeń, Na przykład w czasie pomiarów młota Rammer uzyskano wyniki odpowiadające tylko wierszom 1, 2, 4, 7 i 9, chociaż istnieje duże prawdopodobieństwo wystąpienia innej kombinacji.

Tabela 5.23. Tabela do oceny stanu technicznego hydraulicznych młotów udarowych ROXON 602 (TUMF)

(ZRC - zawór regulacji ciśnienia, TC – tuleja czołowa, TS – tuleja środkowa, TT – tuleja tylna)

Młot Roxon $k_p = 0,0971 \div 0,1172$ kJ/MPa; $k_q = 5 \div 5,6$ l/dcm³; $\eta = 0,4855 \div 0,6563$ kJ/(MPa · dcm³)								
Lp.	k_p		k_q		η		Prawdopodobna przyczyna nieprawidłowej pracy młota	Uwagi
	od	do	od	do	od	do		
1	0	0,0971	0	5,0	0	0,4855	Regulacja ZRC, wymiana TS	
2	0	0,0971	5,0	5,6	0	0,4855	Regulacja ZRC, wymiana TC	
3	0	0,0971	5,0	5,6	0,4855	0,6563	Młot do dalszej eksploatacji, regulacja ZRC	
4	0	0,0971	5,6	-		0,4855	Regulacja ZRC, wymiana ZRC i TT	
5	0	0,0971	5,6	-	0,4855	0,6563	Młot do dalszej eksploatacji, regulacja ZRC	
6	0	0,0971	5,6	-	0,6563	-	Młot do dalszej eksploatacji, regulacja ZRC	
7	0,0971	0,1172	0	5,0	0	0,4855	Regulacja ZRC	
8	0,0971	0,1172	0	5,0	0,4855	0,6563	Młot do dalszej eksploatacji, regulacja ZRC	
9	0,1172	-	0	5,0	0	0,4855	Regulacja ZRC	
10	0,1172	-	0	5,0	0,4855	0,6563	Młot do dalszej eksploatacji, regulacja ZRC	
11	0,1172	-	0	5,0	0,6563	-	Młot do dalszej eksploatacji, regulacja ZRC	

Tabela 5.24. Tabela do oceny stanu technicznego hydraulicznych młotów udarowych RAMMER S52 (TUMR)

(ZRC - zawór regulacji ciśnienia, TC – tuleja czołowa, TS – tuleja środkowa, TT – tuleja tylna)

Młot Rammer $k_p = 0,1029 \div 0,1241$ kJ/MPa; $k_q = 5,5714 \div 5,6$ l/dcm³; $\eta = 0,5733 \div 0,6949$ kJ/(MPa · dcm³)								
Lp.	k_p		k_q		η		Prawdopodobna przyczyna nieprawidłowej pracy młota	Uwagi
	od	do	od	do	od	do		
1	0	0,1029	0	5,5714	0	0,5733	Regulacja ZRC, wymiana TS	
2	0	0,1029	5,5714	5,6	0	0,5733	Regulacja ZRC, wymiana TC	
3	0	0,1029	5,5714	5,6	0,5733	0,6949	Młot do dalszej eksploatacji, regulacja ZRC	
4	0	0,1029	5,6	-		0,5733	Regulacja ZRC, wymiana TT	
5	0	0,1029	5,6	-	0,5733	0,6949	Młot do dalszej eksploatacji, regulacja ZRC	
6	0	0,1029	5,6	-	0,6949	-	Młot do dalszej eksploatacji, regulacja ZRC	
7	0,1029	0,1241	0	5,5714	0	0,5733	Regulacja ZRC	
8	0,1029	0,1241	0	5,5714	0,5733	0,6949	Młot do dalszej eksploatacji, regulacja ZRC	
9	0,1241	-	0	5,5714	0	0,5733	Regulacja ZRC	
10	0,1241	-	0	5,5714	0,5733	0,6949	Młot do dalszej eksploatacji, regulacja ZRC	
11	0,1241	-	0	5,5714	0,6949	-	Młot do dalszej eksploatacji, regulacja ZRC	

W związku z powyższym otrzymany młot wydany do remontu powinien przejść następującą procedurę badawczą:

- sprawdzenie wizualne stanu zewnętrznego młota po wyjęciu z obudowy (stwierdzenie braku lub istnienia wycieków),
- sprawdzenie ciśnienia w akumulatorze ($p_a = 4,5 \text{ MPa}$),
- sprawdzenie ustawienia zaworu regulacji ciśnienia ZRC ($p_{ZRC} = 11,5 \text{ MPa}$),
- ustalenie temperatury korpusu młota ($T_m = 50 \text{ [}^\circ\text{C]}$),
- przeprowadzenie pomiaru parametrów zewnętrznych i ich analiza oraz zakwalifikowanie młota do dalszej eksploatacji lub remontu,
- zakwalifikowanie młota do remontu powoduje konieczność ustalenia elementu lub elementów do wymiany, do czego służy tabela TUMR lub TUMF,
- po wymianie elementów i montażu młota należy przeprowadzić badania kontrolne.

Jeżeli wartości współczynników sprawnościowych k_p , k_q i η mieszczą się w przedziałach podanych przez producenta, a praca młota jest niezadowolająca, to przyczyn niewłaściwej pracy młota należy poszukiwać w miejscu jego pracy. W przeciwnym przypadku należy młot zakwalifikować do remontu.

Jeżeli któraś z wartości współczynników sprawnościowych k_p , k_q i η odbiega od założonej przez producenta, szczególnie poniżej dolnej granicy, to należy postąpić zgodnie z tabelą uszkodzeń młotów (TUMF, TUMR) wiersz 1, 2, 4, 7 lub 9.

Jeżeli wyniki pomiarów wartości współczynników sprawnościowych k_p , k_q i η będą zgodne z wierszami 3, 5, 8 lub 10 tabeli uszkodzeń młotów (TUMF, TUMR) to wymagane jest sprawdzenie i wyregulowanie lub wymiana zaworu regulacji ciśnienia ZRC.

Podobnie należy postąpić jak wyżej, gdy wartości współczynników sprawnościowych k_p , k_q i η będą zgodne z wierszami 6 i 11 tabeli uszkodzeń młotów (TUMF, TUMR), z tym, że dla wiersza 6 mogą wystąpić nadmierne luzy, a dla wiersza 11 zacieranie (brak luzu).

Najbardziej niepożądanymi przypadkami, które świadczą o nadmiernych luzach par kinematycznych badanego młota są wartości współczynników sprawnościowych k_p , k_q i η zgodne z wierszami 1, 2, 4, 6, natomiast dla wierszy 7, 9 i 11 z uwagi na brak luzów (zacieranie).

Dla sprawdzenia poprawności przyjętego postępowania przeprowadzono badania młota hydraulicznego Rammer S52 symbol R21, który został wydany na powierzchnię ze względu na

nieodpowiednią jakość jego pracy. Młot został poddany badaniom na stanowisku badawczym, gdzie według przyjętej metodyki przeprowadzono pomiary wartości i przebiegów parametrów zewnętrznych. Raport z badania tego młota dołączono w załączniku jako wyniki obliczeń i diagnostyka R21_4_1. Zestawienie wartości średnich parametrów młota hydraulicznego Rammer S52 symbol R21 w wersji testowej zamieszczono w tabeli 5.23 w kolumnie drugiej.

Tabela 5. 17. Zestawienie wartości średnich parametrów młota hydraulicznego Roxon z wymienionym zaworem regulacji ciśnienia o zwiększonym stopniu zużycia

Wersja zaworu/ Parametr		Testowa	Po regulacji ZRC
E_u	[J]	921	1274
P_{zmax}	[MPa]	12,70	13,27
P_{zmin}	[MPa]	10,27	10,65
Q_{zmax}	[dm ³ /min]	99,8	100,0
Q_{zmin}	[dm ³ /min]	49,6	48,8
P_{smax}	[MPa]	0,4	0,32
P_{smin}	[MPa]	-0,03	-0,01
Q_{smax}	[dm ³ /min]	118,8	89,8
Q_{smin}	[dm ³ /min]	38,5	40,9
f_u	[1/s]	8,63	7,65
T_m	[°C]	51,5	51,5
k_p	[kJ/MPa]	0,073	0,097
k_q	[1/ dm ³]	5,192	4,879
η	-	0,376	0,474

Na podstawie otrzymanych wartości oraz przy wykorzystaniu tabeli do oceny uszkodzeń młotów Rammer TUMR (wyniki mieszczą się w wierszu nr 1) można prognozować, że w badanym młocie uszkodzeniu uległa tuleja środkowa oraz wymianie lub regulacji należy poddać zawór regulacji ciśnienia ZRC. Dla sprawdzenia poprawności wyniku oceny stanu technicznego, młot zdemontowano i wykonano pomiary wartości parametrów liniowych i na ich podstawie wyznaczono wartości luzów we współpracujących parach kinematycznych. Wynik zamieszczono w tabeli 5.24 i porównano dodatkowo z wersją wyjściową młota o symbolu R73. Wartości nadmiernych luzów zaznaczono kolorem czerwonym. Jak widać, wyniki potwierdziły wstępną ocenę. Wystąpiło nadmierne zużycie w parach T10-P8 i T11-P7, a więc w parach, za których

luzy odpowiada stan tulei środkowej. Nadmierne wartości luzów w parach T7-P9 i T8-P9 są wynikiem niewielkiego zużycia czołowej, nie wpływającego na efekt pracy młota.

Tabela. 5.24. Wartości luzów pomiędzy współpracującymi elementami bijaka i rozdzielacza oraz wszystkich tulei dla młota Rammer S52 symbol R21

Współpracujące powierzchnie	Luz współpracy		
	wzorzec	wersja wyjściowa	trzy tuleje
bijak – tuleje			
D85(T7 – P9)	0.175	0.177	0,198
D85 (T8 – P9)	0.051	0.061	0,071
D85.5 (T9 – P8)	0.046	0.053	0,105
D85.5(T10-P8)	0.048	0.063	0,088
D85.5(T11 –P7)	0.052	0.056	0,085
D70 (T6 – P6)	0.051	0.071	0,055
D70 (T6 – P5)	0.051	0.070	0,051
D70 (T5 – P5)	0.050	0.073	0,052
D70 (T4 – P5)	0.049	0.077	0,050
tuleje – rozdzielacz			
D100(T12-P10)	0.032	0.044	0,046
D104(T13-P13)	0.061	0.059	0,063
D104(T17-P13)	0.048	0.036	0,038
D102(T16-P12)	0.038	0.044	0,041
D100(T15-P11)	0.040	0.043	0,037

Dla sprawdzenia przypuszczenia, czy stan zaworu regulacji ciśnienia ZRC miał wpływ na wyniki osiągnięte przez młot Rammer o symbolu R21, został on ponownie zmontowany do stanu wyjściowego i wymieniono w nim zawór regulacji ciśnienia na sprawny. Po tym, młot poddano ponownie badaniom na stanowisku badawczym. Uzyskane z pomiarów wartości średnich parametrów młota hydraulicznego Rammer S52 symbol R21 z wymienionym na sprawny zaworem regulacji ciśnienia zamieszczono w tabeli 5.23 w kolumnie trzeciej. Raport z badania tego młota dołączono w załączniku I jako raport i diagnostyka R21_4_9II. Można zauważyć znaczną poprawę i uzyskanie wartości parametrów, które choć nie są w pełni zadowalające, mogą już kwalifikować młot do dalszej pracy. Potwierdza to słuszność wcześniejszych przypuszczeń, co do zużycia elementów ZRC. Przy wymianie tulei środkowej na nową można prognozować, że uzyskane wyniki będą jeszcze lepsze. Można zatem stwierdzić, że metoda oceny stanu technicznego młota może zostać zastosowana w praktyce.

5.6. UPROSZCZONA METODA OCENY STANU TECHNICZNEGO MŁOTÓW ROXON I RAMMER NA PODSTAWIE PRZEBIEGU WARTOŚCI PARAMETRÓW HYDRAULICZNYCH

Przedstawione w powyższym podrozdziale tabele do oceny stanu technicznego młotów Roxon i Rammer można wykorzystać do wstępnego określenia elementu lub elementów, który został uszkodzony i należy go poddać wymianie dla zapewnienia poprawnej pracy młota. Jednak każdorazowo badany młot należy przetransportować na stanowisko badawcze i przeprowadzić pomiary według określonej metodyki. Jest to procedura czaso- i kosztochłonna. Na podstawie analizy przebiegów i wartości parametrów zewnętrznych badanych młotów Roxon i Rammer oraz młotów poddanych wcześniejszym badaniom, autor zauważył prawidłowości pojawiające się przy przebiegach parametrów zewnętrznych i ich wartościach, w zależności od stopnia zużycia poszczególnych jego elementów- tulei czołowej, środkowej, tylnej, wszystkich tulei oraz zaworu regulacji ciśnienia ZRC. Dotyczyło to przebiegów wartości parametrów hydraulicznych. Przy analizie bardzo ważnym było, aby przebiegi wartości parametrów hydraulicznych wyskalowane były w tym samym zakresie wartości, podanym w rozdziale 5.2.

Na podstawie analizy, opracowano tablicę oceny stanu technicznego młota hydraulicznego (tablica 5.1), w której zamieszczono przebiegi parametrów hydraulicznych młota w zależności od stopnia zużycia danego elementu. Aby wstępnie ocenić stan techniczny młota hydraulicznego należy porównać zmierzone i zarejestrowane przebiegi i wartości ciśnień i wydatków na zasilaniu i spływie, otrzymane w wyniku pomiarów przeprowadzonych w warunkach pracy młota, z przebiegami zamieszczonymi w wyżej wymienionej tabeli, bez konieczności pomiaru energii udaru młota. Przykładowo, uzyskanie podobnych zakresów wartości parametrów hydraulicznych (P_z - ciśnienie w kanale zasilającym, P_s - ciśnienie w kanale spływowym, Q_z - natężenie przepływu na zasilaniu, Q_s - natężenie przepływu na spływie) tablica 5.1 wiersz nr. 5, kolumna nr 2, oraz przebiegów tych wartości w czasie (tablica 5.1. kolumna nr.2 wiersz od 1 do 4) będzie wskazywało na zużycie tulei przedniej. W przypadku, gdy nie wystąpił wyciek oleju na grocie, nie zachodzi potrzeba wymiany tulei czołowej. Młot należy uznać za sprawny, mając jednak na uwadze, iż zaczął się proces większego zużycia w/w tulei. Przedstawiony przykład ukazuje prostotę, z jaką można dokonać wstępnej analizy stanu młota hydraulicznego i określenia elementów o zwiększonym stopniu zużycia, mogących wpływać w niekorzystny sposób na pracę młota.

Tablica 5.1. Wstępna ocena stanu technicznego młota Roxon 602 i Rammer S52 na podstawie wartości i przebiegów parametrów hydraulicznych (Pz, Ps, Qz, Qs)

parametr		nr		Stan techniczny młota																																															
				elementy sprawne technicznie				Nazwa elementu o zwiększonym stopniu zużycia																																											
				Tuleja czołowa		Tuleja środkowa		Tuleja tylna		Wszystkie tuleje		Zawór regulacji																																							
		1		2		3		4		5		6																																							
ciśnienie w kanale zasilającym Pz [MPa]		1																																																	
natężenie przepływu w kanale zasilającym Qs [l/min]		2																																																	
ciśnienie w kanale sphywowym Ps [MPa]		3																																																	
natężenie przepływu w kanale sphywowym Qs [l/min]		4																																																	
zakres wartości		5		min		max		min		max		min		max		min		max																																	
				Pz	MPa	10	16	Pz	MPa	10	13,5	Pz	MPa	10	13,5	Pz	MPa	9,5	12	Pz	MPa	9	12																												
				Qz	l/min	50	100	Qz	l/min	50	100	Qz	l/min	50	101	Qz	l/min	47,5	98,5	Qz	l/min	52	98	Qz	l/min	52	100																								
				Ps	MPa	0	0,35	Ps	MPa	0	0,20	Ps	MPa	-0,05	0,20	Ps	MPa	-0,05	0,45	Ps	MPa	-0,05	0,55	Ps	MPa	0	0,40																								
				Qs		l/min		50		98		Qs		l/min		60		90		Qs		l/min		63		85		Qs		l/min		55		90		Qs		l/min		55		92		Qs		l/min		50		112	
Uwagi:		6		<ul style="list-style-type: none"> młot sprawny 				<ul style="list-style-type: none"> w przypadku braku wycieków oleju na grocie, nie zachodzi konieczność wymiany tulei czołowej 				<ul style="list-style-type: none"> młot kwalifikuje się do remontu (wymiana tulei środkowej) 				<ul style="list-style-type: none"> młot kwalifikuje się do remontu (wymiana tulei tylnej) 				<ul style="list-style-type: none"> młot kwalifikuje się do remontu (wymiana tulei tylnej) 				<ul style="list-style-type: none"> wymagana wymiana zaworu regulacji 																											

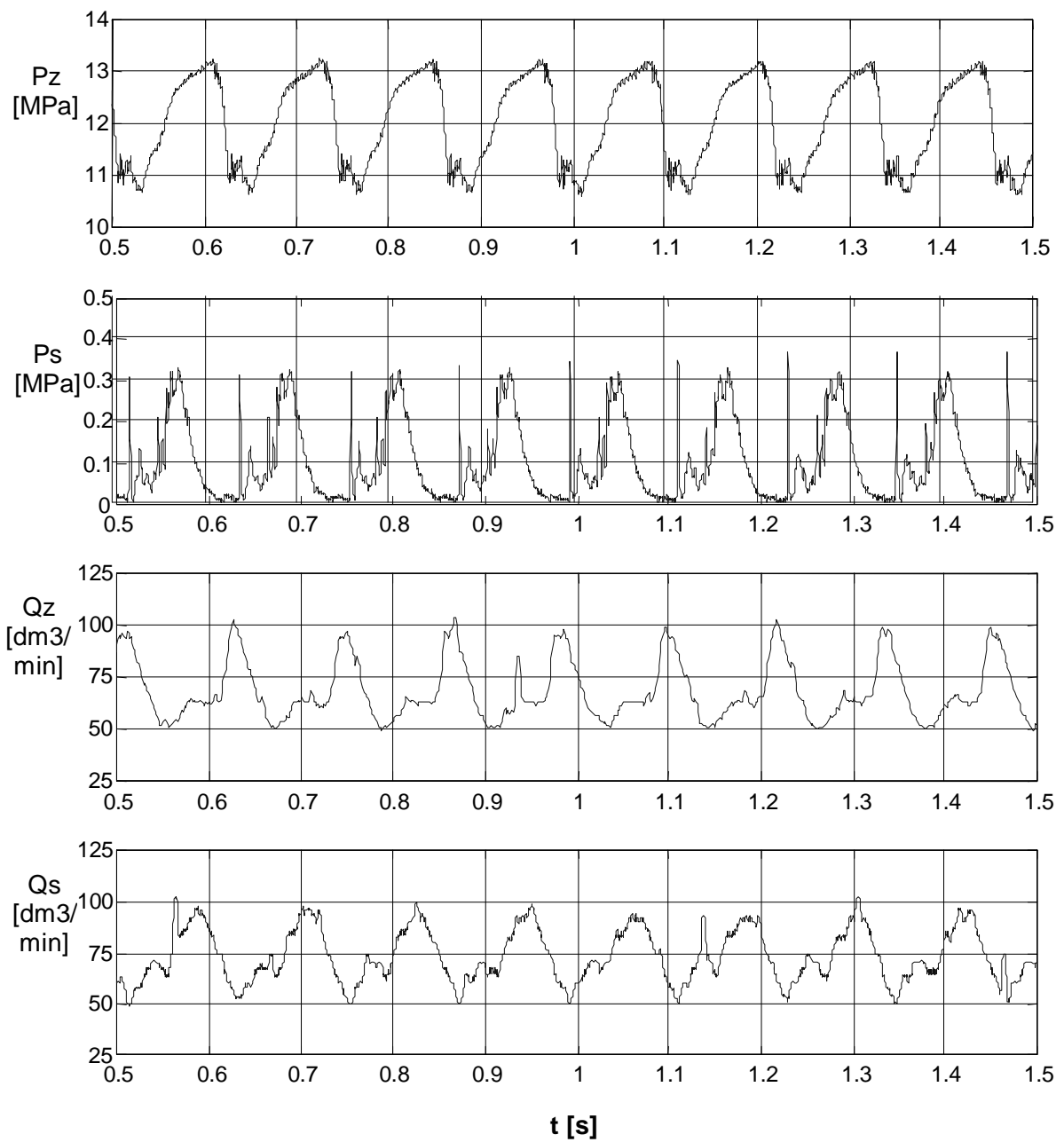
Pomiar wartości i rejestracja przebiegów parametrów hydraulicznych młota mogą być przeprowadzone bezpośrednio w miejscu pracy młota. Przed przystąpieniem do pomiarów, dla zapewnienia warunków porównywalnych z pomiarami przeprowadzanymi na stanowisku badawczym wskazane jest wykonanie następujących czynności:

- sprawdzenie wizualne stanu zewnętrznego młota (stwierdzenie ewentualnych wycieków),
- sprawdzenie ciśnienia w akumulatorze ($p_a = 4,5 \text{ MPa}$),
- sprawdzenie ustawienia zaworu regulacji ciśnienia ZRC ($p_{zrc} = 11,5 \text{ MPa}$),
- ustalenie temperatury pracy młota ($T_m = 50 \text{ [}^\circ\text{C]}$),

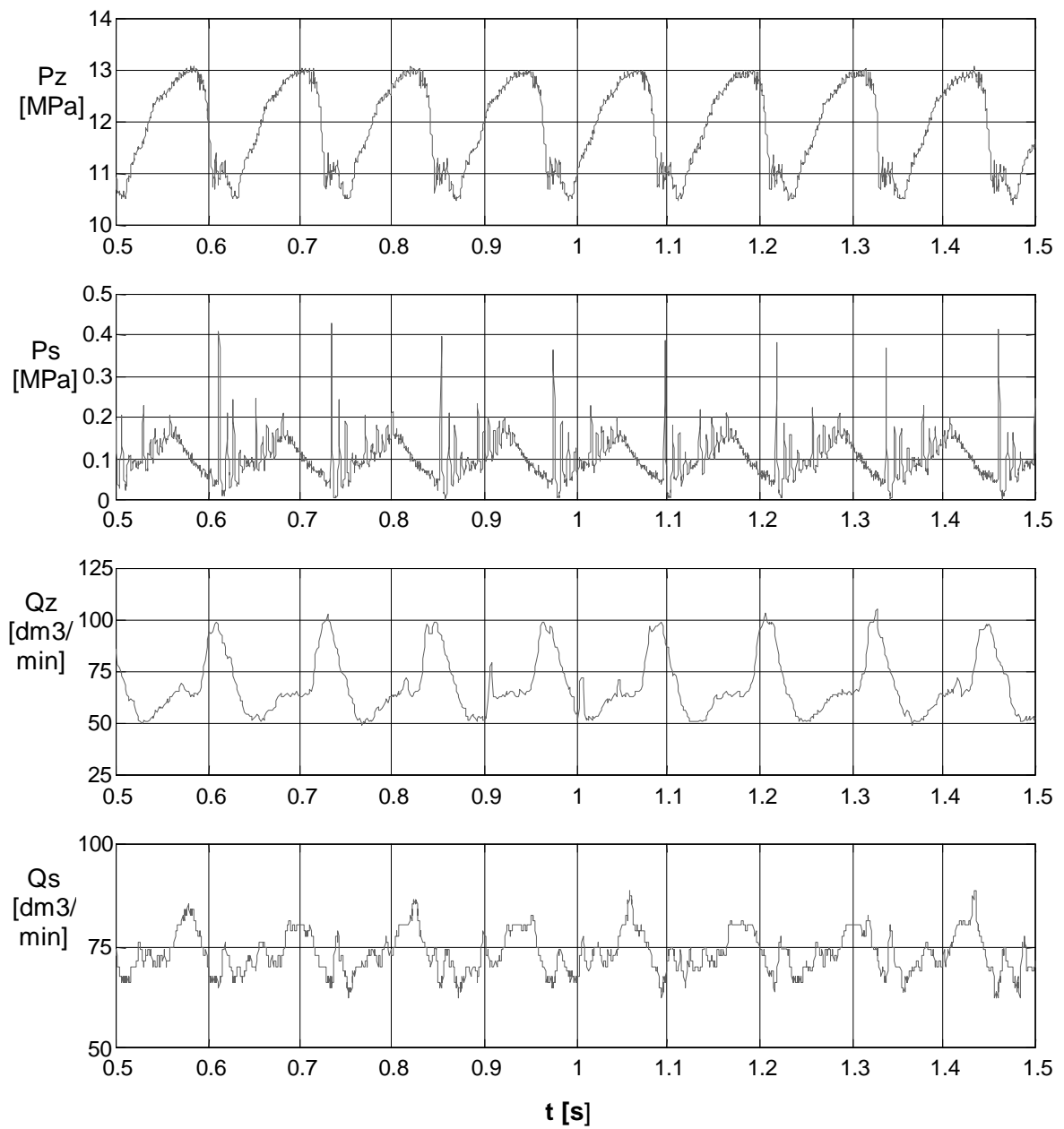
Po stwierdzeniu poprawności powyższych zaleceń można przeprowadzić pomiar i rejestrację przebiegów parametrów hydraulicznych młota oraz porównać uzyskane przebiegi i zakres wartości z wzorcowymi, przedstawionymi w tablicy 5.1. Po wybraniu przebiegów i wartości parametrów hydraulicznych najbardziej zbliżonych, można w wierszu nr 6 odczytać wstępną ocenę dotyczącą stanu technicznego młota.

W porównaniu do przebiegów dla wersji wyjściowej młota, z elementami technicznie sprawnymi, największą uwagę należy zwrócić na wartości i przebiegi ciśnienia oraz natężenia na splywie. W zależności od uszkodzonego elementu, przebiegi te ulegają spłaszczeniu (zmniejsza się zakres zmienności od wartości maksymalnej do minimalnej) - dotyczy to uszkodzonych tulei czołowej lub środkowej, w przypadku uszkodzonej tulei tylnej lub wszystkich tulei przebiegi, charakteryzują się mniejszą amplitudą, ale większą częstotliwością zmienności, natomiast dla uszkodzonego lub nie wyregulowanego zaworu regulacji ciśnienia przebiegi te są nieregularne.

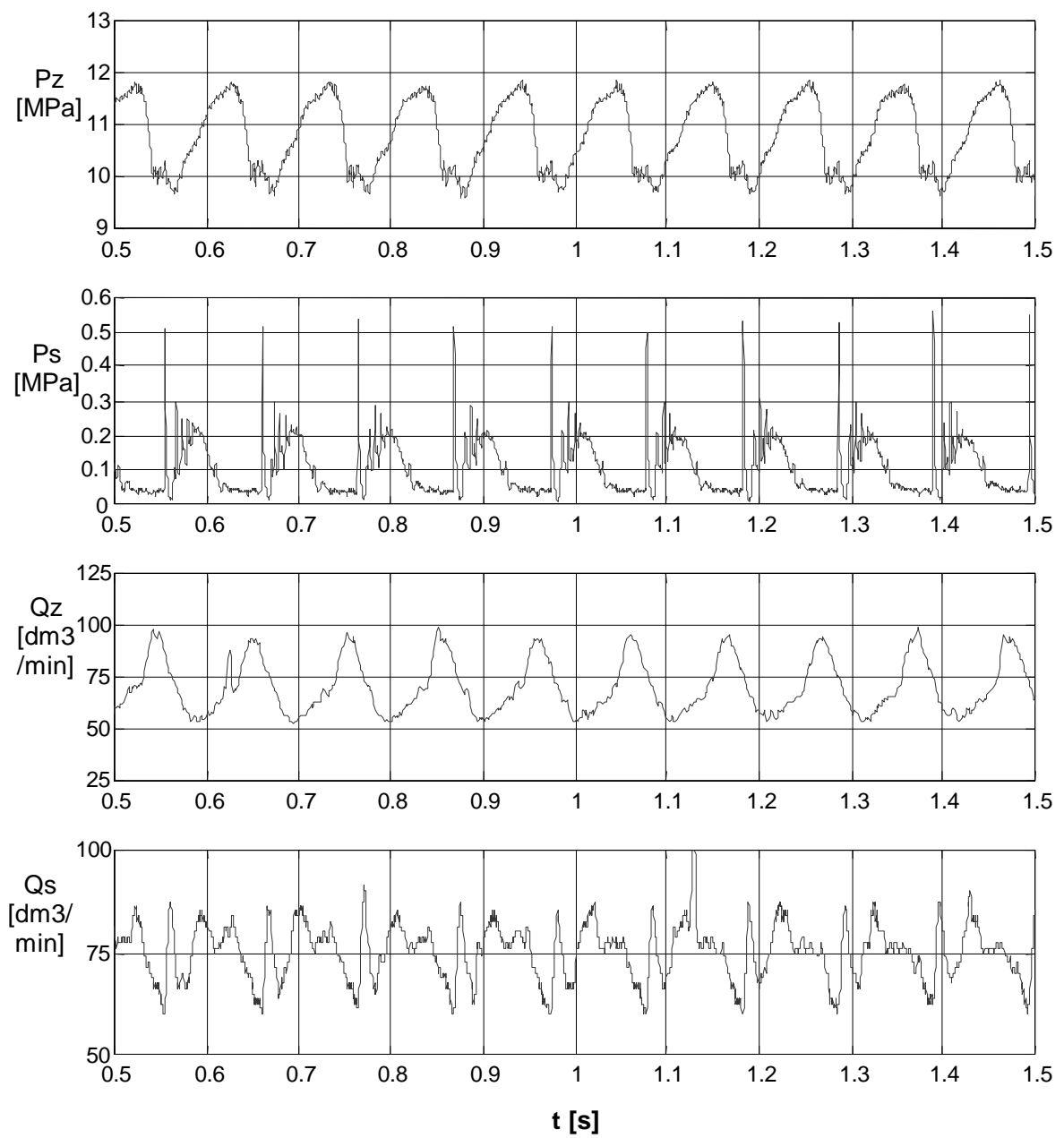
Celem sprawdzenia zaproponowanej uproszczonej metody, na stanowisku badawczym poddano próbom kilka młotów Roxon wydanych z dołu kopalni do przeglądu. Były to kolejno młoty o symbolach F22, F14, F10 i F18. Na stanowisku badawczym w pierwszej kolejności przeprowadzono pomiary wartości i przebiegów parametrów hydraulicznych tych młotów. Wydruk tych przebiegów przeprowadzono przy innej wizualizacji wykresów, aby nie sugerować się podczas ich analizy już znanymi przebiegami. Jako kontrolne wykonano pomiary przy znanej już z poprzednich badań metodyce, gdzie poza dodatkowym pomiarem energii uderzenia wyznaczono również wartości współczynników sprawnościowych k_p , k_q i η oraz przeprowadzono pomiary wartości liniowych i obliczono luzy w poszczególnych parach kinematycznych. Zarejestrowane przebiegi parametrów hydraulicznych przedstawiono na rysunkach 5.1 do 5.4, a średnie wartości parametrów zewnętrznych zamieszczono w tabeli 5.25.



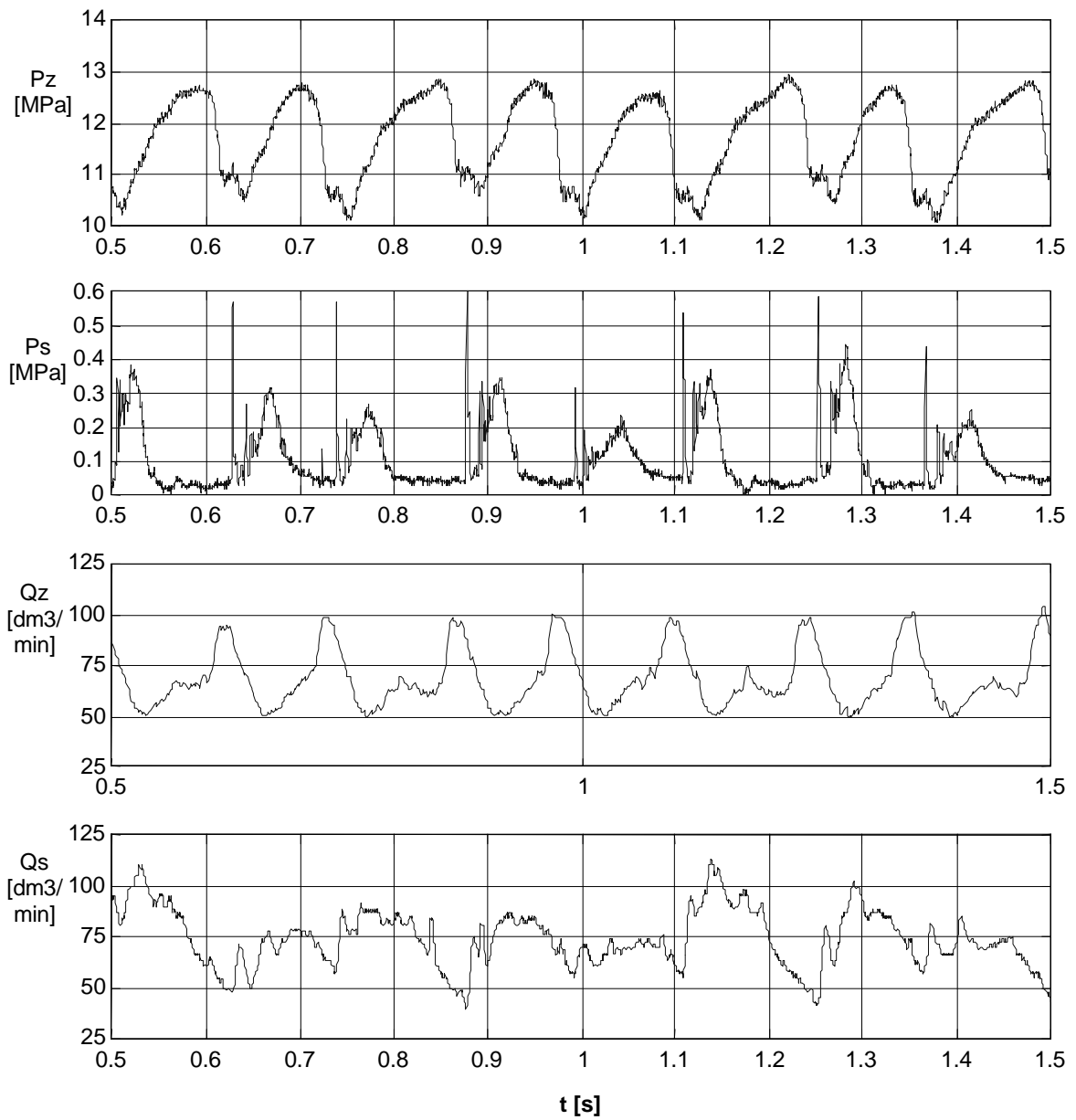
Rys. 5.1. Przebieg wartości parametrów hydraulicznych młota Roxon symbol F22



Rys. 5.2. Przebieg wartości parametrów hydraulicznych młota Roxon symbol F14



Rys. 5.3. Przebieg wartości parametrów hydraulicznych młota Roxon symbol F10



Rys. 5.4. Przebieg wartości parametrów hydraulicznych młota Roxon symbol F18

Tabela 5.25. Zestawienie średnich wartości parametrów zewnętrznych młotów hydraulicznych Roxon o symbolu F22, F14, F10 i F18

Symbol młota/ Parametr		F22	F14	F10	F18
E_u	[J]	1325	1196	846	589
P_{zmax}	[MPa]	12,69	12,77	11,91	11,63
P_{zmin}	[MPa]	10,74	10,55	9,67	9,58
Q_{zmax}	[dm ³ /min]	98,7	99,1	97,2	97,8
Q_{zmin}	[dm ³ /min]	51,2	51,8	55,4	54,6
P_{smax}	[MPa]	0,32	0,39	0,51	0,48
P_{smin}	[MPa]	0,01	-0,02	-0,04	-0,02
Q_{smax}	[dm ³ /min]	97,2	87,7	88,9	96,7
Q_{smin}	[dm ³ /min]	51,7	64,1	62,5	58,6
f_u	[l/s]	8,57	8,17	9,98	10,16
T_m	[°C]	50,7	51,2	50,9	49,8
k_p	[kJ/MPa]	0,105	0,096	0,071	0,052
k_q	[1/dm ³]	5,29	4,94	6,71	6,30
η		0,55	0,47	0,47	0,33

Na podstawie porównania wzorcowych przebiegów z tablicy 5.1 oraz przebiegów przedstawionych na rysunkach 5.1 do 5.4 można wstępnie prognozować, że przebieg dla młota o symbolu F22 jest zbliżony do przebiegów z kolumny nr 1 (młot technicznie sprawny), dla młota o symbolu F14 jest zbliżony do przebiegów z kolumny nr 3 (możliwe uszkodzenie tulei środkowej), dla młota o symbolu F10 jest zbliżony do przebiegów z kolumny nr 4 (możliwe uszkodzenie tulei tylnej) a dla młota o symbolu F18 jest zbliżony do przebiegów z kolumny nr 6 (regulacja lub wymiana zaworu regulacji ciśnienia ZRC).

Podobne wyniki uzyskano wykorzystując tabelę do diagnozowania młotów Roxon TUMF i porównując wartości współczynników sprawnościowych k_p , k_q i η . Dla młota o symbolu F22 był to wiersz 3 (młot do dalszej eksploatacji, ewentualna regulacja ZRC), dla młota o symbolu F14 był to wiersz 1 (wymiana tulei środkowej, ewentualna regulacja ZRC), dla młota o symbolu F10 był to wiersz (wymiana tulei tylnej, regulacja lub wymiana ZRC), podobnie było w przypadku młota o symbolu F18. Zgadzało się to z wynikami wstępnej oceny stanu technicznego na podstawie analizy przebiegów wartości parametrów hydraulicznych.

Potwierdzenie trafności wstępnej oceny uzyskano podczas pomiarów parametrów liniowych młotów i wyznaczenia wartości luzów w parach kinematycznych. W młocie o symbolu F22 stwierdzono zwiększone luzy tylko w parach kinematycznych T7-P9 i T8-P9. Luz współpracy pary kinematycznej T7-P9 był większy od wartości przyjętej jako wzorcowa o 0,031 [mm], natomiast luz pary T8-P9 był większy od wzorcowego o 0,022 [mm]. Są to luzy będące wynikiem niewielkiego zużycia tulei czołowej. Ponieważ nie zaobserwowano wycieków oleju na zewnątrz, nie wpływało to na konieczność wymiany tulei.

Dla młota o symbolu F14 stwierdzono większe zużycie par kinematycznych T9-P8 i T10-P8, a więc par związanych z tuleją środkową. Różnice luzów współpracy w stosunku do luzów wzorcowych wynosiły dla pary T9-P8 - 0,057 [mm], natomiast dla pary T10-P8 - 0,027 [mm].

W młocie o symbolu F10 stwierdzono większe zużycie następujących par kinematycznych: T12-P10, T13-P13, T17-P13, T6-P6 - różniaca luzów współpracy do ok. 0,012 [mm] w stosunku do luzów wzorcowych oraz par: T5-P5, T6-P5, T4-P5 - luzy współpracy większe od luzu wzorcowego do ok. 0,022 [mm]. Są to pary kinematyczne bezpośrednio związane z tuleją tylną. Pozostałe pary kinematyczne utrzymujące szczelność komory nadłokowej z kanałem spływowym (T16-P12, T15-P11) miały luzy współpracy równe luzom wzorcowym.

W ostatnim młocie o symbolu F18 stwierdzono niewielkie różnice luzów współpracy w stosunku do luzów wzorcowych dla wszystkich tulei wynoszące od 0,01 do 0,024 [mm] oraz zużycie zaworu regulacji ciśnienia ZRC. W jego przypadku różnica luzu na iglicy w stosunku do luzu wzorcowego wynosiła ponad 0,025 [mm].

Wydaje się, iż metoda proponowana przez autora mogłaby znaleźć zastosowanie przy wstępnej ocenie stanu technicznego młotów hydraulicznych innego typu, lecz wiąże się to z przeprowadzeniem podobnych badań stanowiskowych i pomiarów jak w przypadku młotów typu Roxon 602 i Rammer S52 oraz przeprowadzeniem dokładnej analizy dla określenia wpływu stanu technicznego poszczególnych elementów badanego młota na uzyskane wartości i przebiegi parametrów energetycznych i hydraulicznych.

6. TEZA I CEL PRACY

Na podstawie przeprowadzonej analizy można stwierdzić, że istnieje szereg metod pozwalających na wyznaczenie energii udaru młota hydraulicznego. Pozwalają one na wyznaczenie tej energii w sposób analityczny, empiryczny lub analityczno-empiryczny. Najtańszą i najszybszą jest metoda analityczna. Jednak w przypadku zastosowania do obliczeń podstawowych wzorów, wyznaczana jest tylko prędkość bijaka. Obliczona energia udaru młota w tym przypadku jest równa teoretycznej energii kinetycznej bijaka. Jest to oczywiście bardzo duże uproszczenie i wyznaczona w ten sposób wartość energii może w dość znacznym zakresie odbiegać od wartości rzeczywistych. Ponadto zazwyczaj zakładana jest stała wartość ciśnienia zasilania komory roboczej oraz pomijane są zarówno straty w młocie jak i straty wewnętrzne w narzędziu roboczym. Zastosowanie natomiast wzorów rozszerzonych [38,39] wymaga wyznaczenia wartości wielu skomplikowanych współczynników, których wartości niejednokrotnie są weryfikowane empirycznie, jak również przyjęcia założeń upraszczających proces pracy młota udarowego. Wyznaczone wartości energii udaru są o wiele dokładniejsze, lecz procedura obliczeniowa jest bardzo skomplikowana i czasochłonna.

Dlatego producenci młotów przy wyznaczaniu energii udaru opierali się głównie na metodach empirycznych, bezpośrednio określających wartość tej energii. Jako najbardziej znana i powszechnie honorowana na świecie jest metoda opracowana przez amerykańskie biuro CIMA/MBMB, oparta na pomiarze fali naprężeń wywołanej uderzeniem bijaka w grot, za pomocą czujników tensometrycznych naklejanych na grocie. Jest to metoda uniwersalna, ale również posiadająca pewne niedogodności. Związane są one z koniecznością każdorazowego naklejania tensometrów, na odpowiednio przygotowany grot młota, przed rozpoczęciem pomiarów. Klejenie tensometrów musi być wykonane bardzo precyzyjnie a grot należy przed pomiarem wyzorcować. Drugą z wad, zaobserwowaną w praktyce [47], jest niska trwałość układu tensometrycznego, który jest szybko niszczone na skutek dużych przeciążeń w czasie przekazywania energii przez bijak na grot. Praktycznie może się zdarzyć, że już po kilku uderzeniach następuje przerwa w układzie połączeń mostka tensometrycznego i cały proces klejenia czujników i wzorcowania należy powtarzać.

Na tego typu niedogodności nie jest narażona metoda opracowana przez AGH wspólnie z O/ZG „Rudna”. W metodzie tej pomiar energii udaru realizowany jest metodą pośrednią, polegającą na pomiarze naprężeń specjalnym przetwornikiem tensometrycznym, umieszczonym pod grotem badanego młota. Taka metoda upraszcza procedurę pomiarową,

gdyż nie wymaga każdorazowego naklejania na grot młota tensometrów. Ponadto w metodzie tej możliwa jest ocena stanu technicznego młota (określenie wartości luzów pomiędzy poszczególnymi, współpracującymi elementami) i wyznaczenie energii udaru, jak również wartości innych parametrów pracy młota hydraulicznego (ciśnienia i natężenia przepływu na zasilaniu i spływie), w zależności od stopnia zużycia tych elementów.

Jednak opisane metody empiryczne i analityczno-empiryczna wymagają wykonania kosztownych oraz wyposażonych w wysokiej klasy aparaturę pomiarową, stanowisk badawczych oraz dostarczenia badanego młota na to stanowisko. Wymaga to przerwania pracy takiego młota, przeprowadzenia kosztownego demontażu i transportu młota z miejsca pracy na stanowisko badawcze i z powrotem. Powyższe operacje wymagają zaangażowania dodatkowych pracowników, zabezpieczenia rezerwowego młota a co za tym idzie, generują również wysokie koszty. W przypadku stwierdzenia przydatności młota do dalszej pracy, koszty te są ekonomicznie nieuzasadnione.

Dlatego autor pracy, na podstawie doświadczeń nabytych podczas pracy w kopalniach KGHM „Polska Miedź” S.A., poczynionych obserwacji oraz informacji uzyskanych od użytkowników młotów hydraulicznych, podjął próbę znalezienia uproszczonej metody, która skróciłaby czas oceny stanu technicznego młota i uprościła samą procedurę, a tym samym zmniejszyła koszty. Metoda ta pozwoliłaby na wykonaniu badań i ocenę stanu technicznego młota bezpośrednio w miejscu jego pracy, bez konieczności demontażu, transportu i montowania na specjalistycznym stanowisku badawczym. Do jej realizacji wykorzystano by przenośną aparaturę pomiarowo-rejestrującą oraz proste czujniki pomiarowe.

Przedstawiona w rozdziale 5 uproszczona metoda oceny stanu technicznego młotów Roxon 602 i Rammer S52, na podstawie przebiegu wartości parametrów hydraulicznych – ciśnienia i natężenia przepływu na zasilaniu i spływie, pozwala na wstępne określenie uszkodzonych elementów młota i stopnia ich zużycia, jednak nie pozwala na odpowiedź, czy badany młot nadaje się jeszcze do pracy czy też wymagany jest przegląd lub ewentualny remont. W tym przypadku parametrem decydującym jest wartości energii udaru grota danego młota hydraulicznego. Stąd podjęcie dalszych poszukiwań metody, która pozwalałaby na oszacowanie wartości energii udaru grota bezpośrednio w miejscu jego pracy czyli w warunkach dołowych.

Oczywiście metoda taka nie zastępowałaby wcześniej opisanych metod empirycznych czy analityczno-empirycznych, a tylko pozwalałaby na wstępną ocenę stanu technicznego młota -nadaje się do dalszej eksploatacji, -wymagana jest doraźna naprawa lub regulacja, -nadaje się do remontu. W przypadku stwierdzenia uchybień w pracy młota, uzyskania

parametrów energetycznych niezgodnych z wymaganymi i konieczności wydania go do remontu, dalsze czynności byłyby wykonywane na specjalnym laboratoryjnym stanowisku badawczym, jak podczas opisanej rozdziale 4.3 metody, opracowanej wspólnie przez KGHM „Polska Miedź” S.A. i AGH Kraków.

Na podstawie powyższego autor pracy sformułował następującą tezę pracy oraz przedstawił jej cel:

Teza pracy: *Istnieje możliwość wyznaczenia energii udaru młota hydraulicznego na podstawie pomiaru ciśnień na zasilaniu i sptywie.*

Cel pracy: *Opracowanie i zweryfikowanie metody wyznaczania energii udaru młota hydraulicznego na podstawie pomiaru ciśnień na zasilaniu i sptywie.*

7. WYZNACZENIE ENERGII UDARU MŁOTA HYDRAULICZNEGO NA PODSTAWIE POMIARU WARTOŚCI CIŚNIEŃ

Opisane w rozdziale IV, stosowane obecnie metody pomiaru energii udaru młotów hydraulicznych cechują się koniecznością wykonania skomplikowanych badań (metody eksperymentalne) lub zgromadzenia wymaganych danych wejściowych (metody analityczne). W przypadku metod analityczno-empirycznych wymagane jest jedno i drugie. Dlatego celowym wydaje się ustalenie stopnia uproszczenia tak badań eksperymentalnych jak i analitycznych, by przy założonym poziomie dokładności uzyskać założony cel.

Doświadczenia w prowadzeniu badań młotów hydraulicznych na stanowisku diagnostycznym zlokalizowanym obecnie w ZUW oraz wyniki eksperymentów i obserwacji pozwoliły na opracowanie, przy wymaganym poziomie dokładności i powtarzalności wyników, metody analityczno-empirycznej do pomiaru wartości energii udaru, uwzględniającej następujące założenia:

- pomiar minimalnej, koniecznie niezbędnej liczbie parametrów,
- układ pomiarowy o minimalnej liczbie przetworników, prosty i pewny w działaniu,
- układ rejestrująco – analizujący prosty w obsłudze i działaniu.

Mając powyższe na uwadze, w świetle prowadzonych prac i otrzymanych wcześniej wyników, zaproponowano, że taki układ powinien składać się jedynie z przetworników ciśnień i aparatury rejestrująco-analizującej.

Sprawność techniczna młota hydraulicznego związana jest z wartością energii i częstotliwością udarów. W przypadku młotów hydraulicznych energia udaru jest wynikiem przemieszczania się bijaka (tłoka) z określoną prędkością, powodującą wygenerowanie adekwatnej do jej wartości energii kinetycznej. Dlatego też zamodelowanie pracy młota hydraulicznego i stworzenie modelu matematycznego ruchu bijaka (tłoka) umożliwiającego obliczenie wartości prędkości bijaka (tłoka) w funkcji wartości ciśnienia na zasilaniu i spływie, powinno z wystarczającą dokładnością pozwolić na wyznaczenie wartości energii kinetycznej bijaka (tłoka), a po zastosowaniu przeliczeń energii udaru grota młota [32].

7.1. RÓWNANIA RUCHU BIJAKA (TŁOKA)

W budowie i zasadzie działania hydraulicznych młotów udarowych przyjęto założenie, że jedna z komór, najczęściej podtłokowa, jest pod ciągłym zasilaniem, a komora nadtłokowa pod zasilaniem okresowym. Wtedy w czasie ruchu powrotnego (jałowego) bijaka (tłoka)

następuje zwiększone zapotrzebowanie na olej z układu zasilania w celu napełnienia komory podtłokowej i akumulatora. W czasie ruchu roboczego, który kończy się przekazaniem energii kinetycznej (udaru) tłoka na narzędzie (grot) chłonność układu młota jest mniejsza.

Ruch powrotny tłoka spowodowany jest, jak wynika to z powyższego opisu, siłą wynikającą z różnicy iloczynów ciśnień na splywie i zasilaniu oraz powierzchni pod- i nad-tłokowych. Natomiast ruch roboczy tłoka spowodowany jest siłą pochodzącą od iloczynu różnicy powierzchni nad i podtłokowej oraz ciśnienia zasilania.

Wartość energii, jaką uzyskuje bijak w czasie pracy młota wynika z iloczynu jego masy i kwadratu prędkości uzyskanej na skutek działających w cylindrze ciśnień. Na drodze empirycznej łatwo jest stwierdzić, jakie ciśnienie w danej chwili występuje na zasilaniu i splywie, bez ingerencji w budowę młota. Powyższe stwierdzenie pozwala na poszukiwanie możliwości określenia wartości energii udaru na drodze analityczno - empirycznej, czyli wyznaczenia analitycznego energii kinetycznej bijaka na podstawie zarejestrowanych przebiegów wartości ciśnień na zasilaniu p_z i splywie p_s . Dla młotów typu Roxon lub Rammer równanie ruchu bijaka (tłoka) zgodnie ze schematem zamieszczonym na rys.7.1 można zapisać następująco:

- dla ruchu roboczego:

$$m_b \ddot{x}_{br} = p_z F_p (k - 1) \quad (7.1)$$

- dla ruchu powrotnego:

$$m_b \ddot{x}_{bp} = F_p (p_z - k p_s) \quad (7.2)$$

gdzie: m_b - masa bijaka,

p_z - zmierzona wartość ciśnienia na zasilaniu(w funkcji czasu), [MPa]

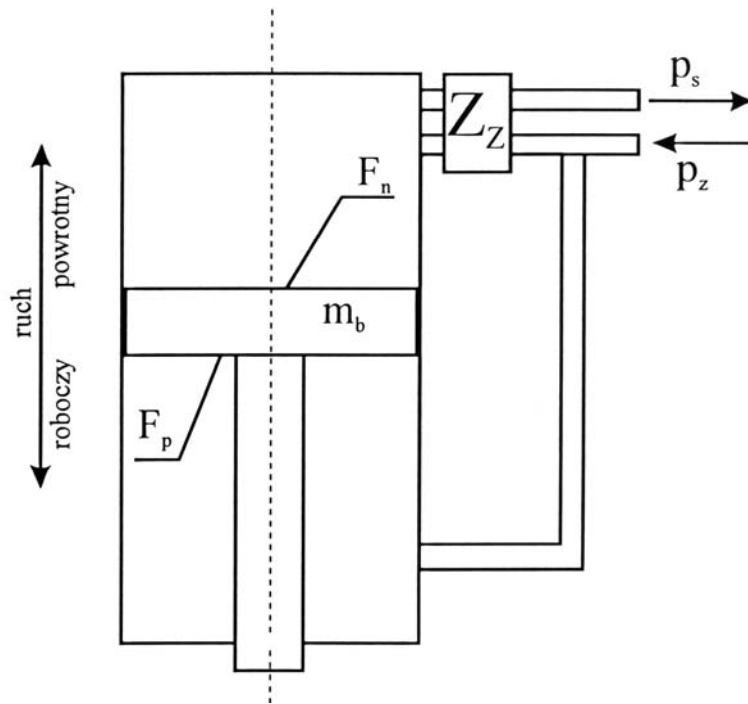
p_s - zmierzona wartość ciśnienia na splywie(w funkcji czasu), [MPa]

F_p - powierzchnia podtłokowa bijaka (tłoka), [m²]

k - stosunek powierzchni nad-tłokowej F_n bijaka do powierzchni podtłokowej F_p (najczęściej $k=10$),

\ddot{x}_{br} - wartość przyspieszenia bijaka w ruchu roboczym (druga pochodna wartości przemieszczenia bijaka), [m/s²]

\ddot{x}_{bp} - wartość przyspieszenia bijaka w ruchu powrotnym (druga pochodna wartości przemieszczenia bijaka), [m/s²]



Rys. 7.1. Schemat konstrukcyjny młota hydraulicznego
 p_z - ciśnienie zasilania, p_s - ciśnienie splywu, m_b - masa bijaka, F_p - powierzchnia podtlokowa, F_n - powierzchnia nadtlokowa

Praktyczne wykorzystanie powyższych równań w celu wyznaczenia prędkości bijaka v_{br} wymaga określenia punktów zwrotnych tłoka oraz opracowania algorytmu i programu do symulacji ruchu bijaka, gdzie wielkościami określonymi na podstawie pomiarów są przebiegi wartości ciśnień p_z i p_s . Dysponując wartościami przebiegów ciśnień p_z i p_s , masy bijaka m_b , powierzchni podtlokowej bijaka F_p oraz stosunku k powierzchni nadtlokowej F_n bijaka do powierzchni podtlokowej F_p można na podstawie równań (7.1) i (7.2) wyznaczyć interesujące prędkości oraz energię kinetyczną bijaka (tłoka) E_b z zależności.

$$E_b = \frac{m_b v_{br}^2}{2} \quad (7.3)$$

Należy jednak pamiętać, że pod określeniem energii udaru młota najczęściej rozumie się energię E_g przekazywaną przez grot na skałę. Wartość tej energii można określić przy założeniu określonej sztywności k_s materiału, z którego wykonany jest grot i bijak oraz znanej masy grotu m_g z zależności:

$$E_g = \frac{(1 + k_s)^2 m_g m_b}{(m_b + m_g)^2} E_b \quad (7.4)$$

W związku z powyższym w celu wyznaczenia wartości energii E_g przekazywanej przez grot młota na skałę, koniecznym jest pomiar wartości ciśnienia na zasilaniu p_z i splywie p_s oraz określenie prędkości bijaka v_{br} i energii E_b , przy znanych wartościach masy bijaka m_b , grota m_g , powierzchni podtłokowej bijaka F_p , stosunku k powierzchni nadtłokowej F_n bijaka do powierzchni podtłokowej F_p i sztywności materiału k_s .

Oczywiście takie podejście do wyznaczenia energii E_g wymaga wykorzystania techniki komputerowej, czyli opracowania algorytmu i programu pozwalającego na ewentualną analizę sygnałów pomiarowych oraz symulację ruchu bijaka, jak również jego implementację.

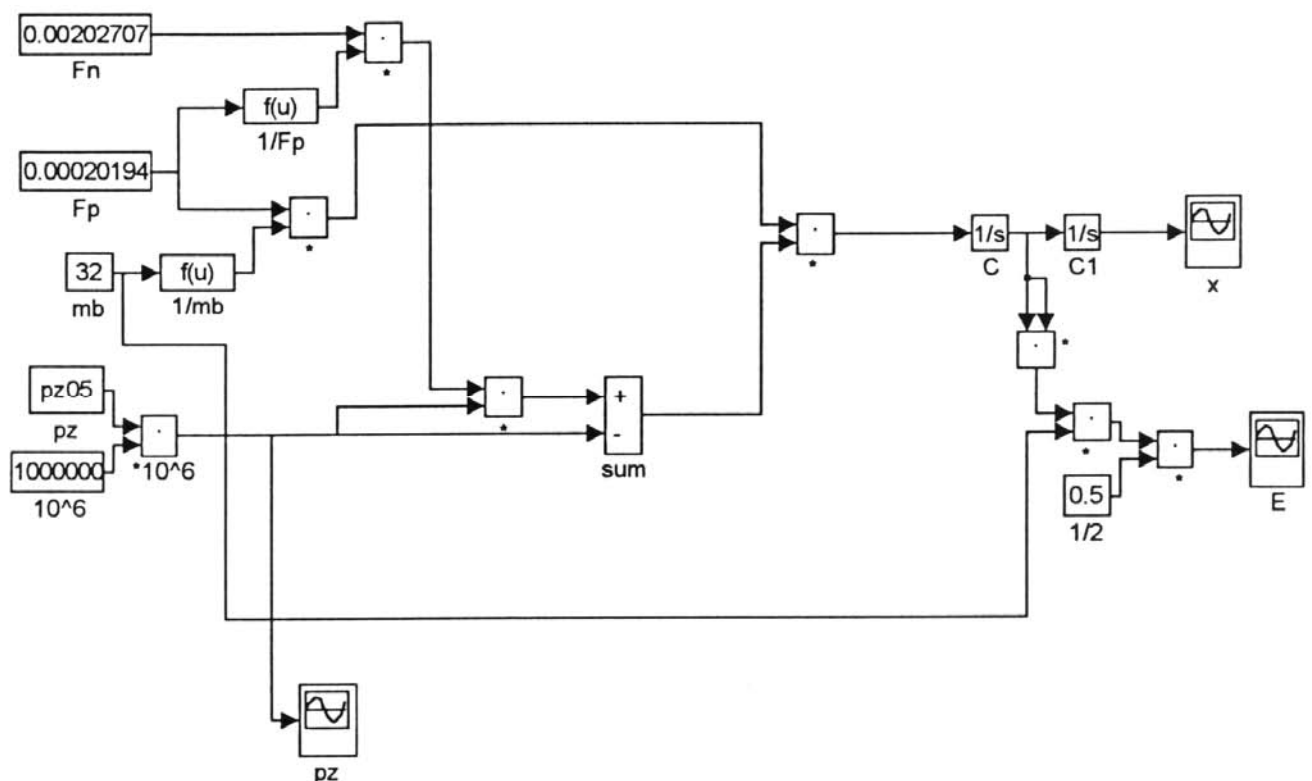
7.2. ALGORYTM PROGRAMU DO SYMULACJI RUCHU I ENERGII BIJAKA

Do symulacji ruchu bijaka młota hydraulicznego wykorzystano pakiet MATLAB wersja 5.2. Pakiet MATLAB 5.2 jest programem wykorzystywanym do obliczeń inżynierskich, zwłaszcza pod kątem modelowania układów elektronicznych i automatycznych systemów kontroli. W praktyce jednak często stosowany jest w obliczeniach parametrów kinematycznych i dynamicznych układów mechanicznych, zwłaszcza gdy zmiany parametrów analizowanych układów mają charakter cykliczny. Wykorzystanie biblioteki Simulink, będącej integralną częścią programu, pozwala na konstruowanie modeli analogowych, będących graficzną interpretacją równań opisujących stan analizowanego urządzenia. Program MATLAB 5.2 pozwala ponadto na analizowanie przebiegów empirycznych i przetwarzanie ich z wykorzystaniem standardowych modułów (funkcji) biblioteki Symulink, bądź też tworzenie własnych, nietypowych funkcji i dołączanie ich do systemu. Zasady modelowania w pakiecie MATLAB 5.2 opierają się na analizie i przetwarzaniu macierzy wejściowych, w celu uzyskania macierzy obrazującej odpowiedź badanego układu na zadane wymuszenie. Ta cecha programu umożliwia więc przetwarzanie macierzy danych, w której kolejne kolumny odpowiadają mierzonym parametrom, a kolejne wiersze reprezentują kolejne wartości danych w czasie. Wyniki mogą być też reprezentowane przez wektor, czyli macierz o jednej kolumnie.

W celu wstępnej analizy przygotowano dwa wektory danych. Pierwszy z nich reprezentował kolejne wartości ciśnienia na zasilaniu p_z , a drugi ciśnienie na splywie p_s . Wektory te stanowiły dane wejściowe. Ze względu na trudności w ustaleniu poszczególnych punktów zwrotnych bijaka w oparciu o analizę ciśnień, przygotowano wstępnie wycinki danych

pomiarowych uzyskanych pomiędzy kolejnymi udarami bijaka. Było to możliwe dzięki wykorzystaniu zarejestrowanych przebiegów wartości energii uderu i ciśnień, uzyskanych podczas wcześniejszych pomiarów. Analiza w obrębie jednego cyklu pomiarowego umożliwiła wstępne ustalenie poprawności modelu i porównanie wyników uzyskanych podczas pomiaru i symulacji.

Na rysunku 7.2 pokazano, opracowany w pakiecie MATLAB 5.2, układ analogowy służący do symulacji pracy bijaka w obrębie jednego cyklu. Jako stałe wprowadzono w nim powierzchnię podtłokową F_p , powierzchnię nadłokową F_n , masę bijaka m_b (dla analizowanego przebiegu pomiarowego młota Rammer o oznaczeniu F73 wartości te wynosiły odpowiednio: $m_b = 32$ [kg], $F_n = 0,00202707$ [m²], $F_p = 0,00020194$ [m²]). Dane z pomiaru ciśnienia zasilania p_z wprowadzono przez przestrzeń roboczą programu i oznaczono pz05. Ponieważ dane dotyczące ciśnień, uzyskane z programu pomiarowego wyskalowano w MPa, konieczne było wykonanie ich konwersji do standardowych jednostek pakietu MATLAB przez pomnożenie wyników przez 10^6 . Wartość energii uderu młota obliczano zgodnie ze wzorem (7.4), przyjmując dla młota Rammer F73 wartość masy grotu $m_g = 50$ [kg], sztywności materiału z którego wykonany jest grot i bijak przyjęto $k_s = 1$.



Rys. 7.2. Schemat układu analogowego opracowanego w pakiecie MATLAB 5.2, służącego do symulacji pracy bijaka w obrębie jednego cyklu pracy

W celu uproszczenia przedstawionego schematu analogowego przekształcono oryginalne równanie ruchu roboczego bijaka (7.1) do postaci:

$$m_b \ddot{x}_{br} = F_p (k p_z - p_z) \quad (7.5)$$

Wykorzystując blok $1/f(u)$ dokonano odwrócenia wartości F_p , co było niezbędne w celu wyznaczenia współczynnika k . Wyliczenie tej wartości polegało na pomnożeniu wyjścia z bloku $1/F_p$ przez wartość F_n . Pomnożenie wartości k przez p_z daje więc iloczyn $k p_z$. Wartość ta kierowana jest na sumator sum. Na drugie wejście sumatora podawany jest sygnał p_z , co odpowiada członowi równania: $k p_z - p_z$. Następny blok mnożący wykorzystywany jest do mnożenia obliczonej wartości przez człon F_p / m_b , uzyskany wcześniej przez odwrócenie wartości m_b i wymnożenie jej przez F_p . Dotychczas przedstawiony model odpowiada więc następującej zależności :

$$\ddot{x}_{br} = \frac{F_p}{m_b} (k p_z - p_z) \quad (7.6)$$

Zależność ta poddawana jest następnie dwukrotnemu całkowaniu numerycznemu, co pozwala na wyliczenie wartości prędkości i przemieszczenia bijaka. Wyznaczenie prędkości po podniesieniu jej do kwadratu i wymnożeniu przez masę bijaka m_b oraz 0,5 umożliwia określenie energii kinetycznej bijaka w ruchu roboczym. Poza wartością energii kinetycznej bijaka, w przedstawionym układzie analogowym kontrolowany jest przebieg wartości ciśnienia zasilania oraz przemieszczenie bijaka.

Przedstawiony układ umożliwia analizę wyników pomiarów ciśnienia zasilania, pod kątem wyznaczenia energii kinetycznej bijaka (tłoka) w momencie udaru. Wybór reprezentatywnego cyklu jest jednak zadaniem dość skomplikowanym, zwłaszcza, że dane wejściowe są wynikami pomiaru, obciążonymi pewnym błędem i mogącymi podlegać zakłóceniom. Lepszym sposobem określenia energii bijaka jest wyznaczenie jej w wielu cyklach pracy młota. Takie podejście umożliwia wyznaczenie średniej wartości energii, uniezależniając wynik od zakłóceń toru pomiarowego.

Analiza taka wymaga jednak jednoznacznego określenia, na przebiegach wartości ciśnień, punktów w których bijak znajduje się w skrajnych położeniach. Wymóg taki wynika z tego, że cykl roboczy bijaka opisuje równanie (7.1), a cykl ruchu w górę, równanie (7.2). Nowy model musi więc rozwiązywać układ:

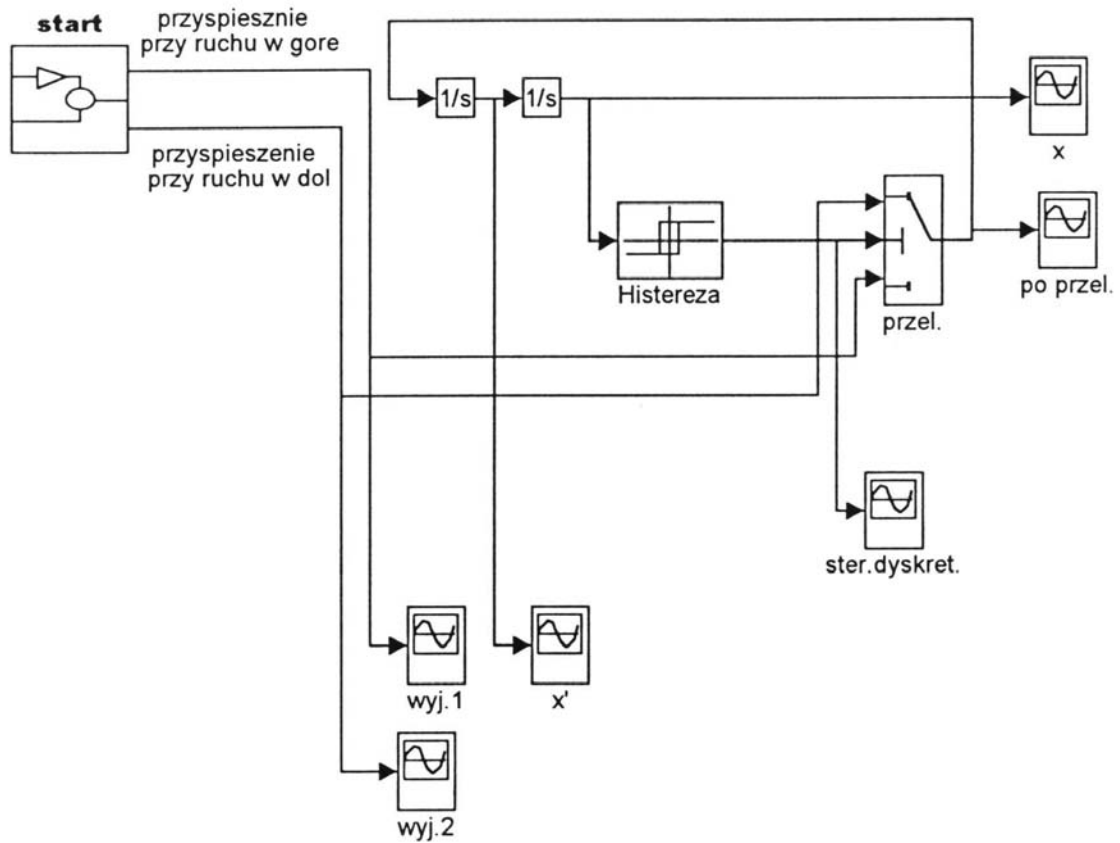
$$\ddot{x}_{br} = \frac{F_p}{m_b} (p_z - k p_z)$$

$$\ddot{x}_{bp} = \frac{F_p}{m_b} (p_z - k p_s) \quad (7.7)$$

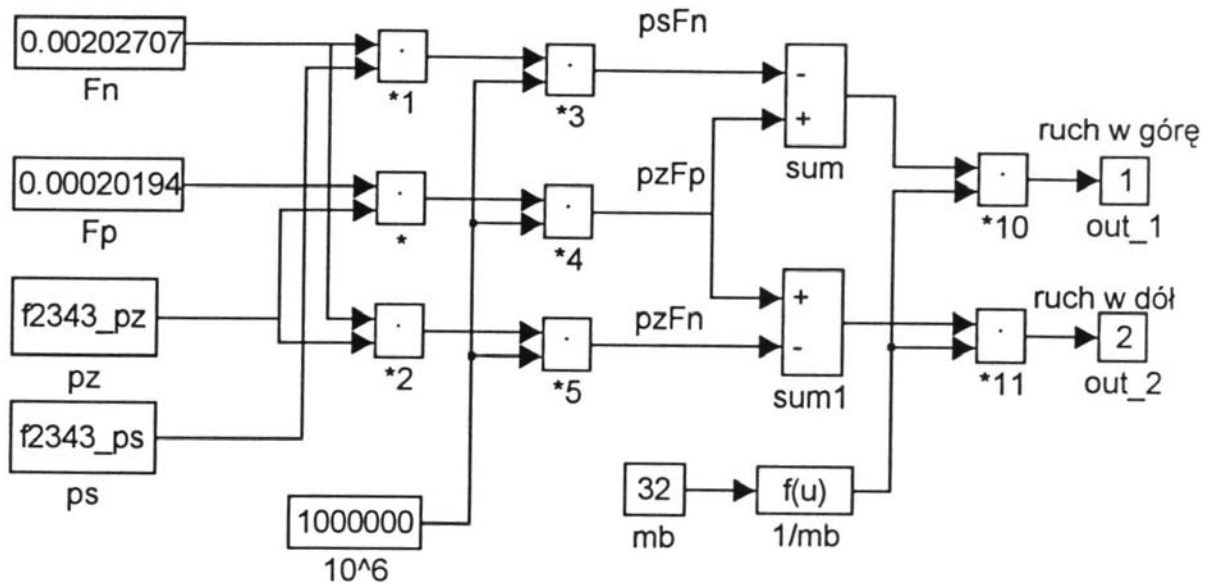
przy czym konieczne jest określenie zakresu obowiązywania poszczególnych równań. Wyraźną zmianą w pierwszym z tych równań w stosunku do zapisu (7.6) jest zamiana miejscami wyrażeń w nawiasach. Wynika ona z konwencji zakładającej, że przemieszczenie bijaka w górę (ruch powrotny) jest przemieszczeniem dodatnim, a ruch roboczy wiąże się z ujemnym przemieszczeniem bijaka. Wybór takiej konwencji wynika z tego, że jako początkowy moment symulacji przyjęto zakończenie fazy udaru i początek ruchu tłoka w górę.

Najistotniejszym problemem jest określenie momentu, w którym bijak znajdzie się w górnym zwrotnym położeniu. Wstępne analizy przeprowadzone z wykorzystaniem modelu układu analogowego przedstawionego na rysunku 7.2 wykazały, że skok bijaka zmienia się w niewielkim zakresie. Podjęto więc próbę wykorzystania wartości przemieszczenia jako parametru sterującego układem symulacyjnym. Jeżeli przyjmiemy, że skok bijaka wynosi x_{\max} , to układ zostanie przełączony na równanie ruchu roboczego w momencie, gdy wychylenie tłoka wyniesie x_{\max} . Kolejne przełączenie nastąpi, gdy wychylenie będzie zerowe $x = 0$, a więc bijak znajdzie się w dolnym skrajnym położeniu. Tak sformułowany warunek umożliwia więc symulację pracy młota przy założeniu, że jego skok jest stały, a symulacja rozpoczyna się zawsze od momentu udaru. Na rysunku 7.3 pokazano schemat analogowy opracowanego w pakiecie MATLAB 5.2 układu do symulacji pracy młota, przy omówionych założeniach.

W bloku oznaczonym jako „start” zawarto elementy przetwarzające sygnał do wartości przyspieszeń wyliczonych z kolejnych równań ruchu. Rysunek 7.4 przedstawia zawartość modułu „start”. W module tym wykorzystano podobną, jak omówiona poprzednio, zasadę modelowania. Wyjścia modułu start dołączono do pozostałej części modelu, wpinając je w kanały przepustowe przełącznika. Parametrem pracy przełącznika jest wartość 0,5. Jeżeli sygnał podawany środkowym kanałem przekracza wartość sterującą, na wyjście podawany jest sygnał z górnego toru, jeżeli wartość w kanale środkowym jest niższa, na wyjście podawany jest sygnał z toru dolnego. Ponieważ w początkowej fazie symulacji wartość w torze kontrolnym jest zerowa, wyjście połączone jest z dolnym torem (odwrotnie niż to pokazuje rysunek). Sprzężenie zwrotne powoduje, że sygnał podawany jest na dwa układy całkujące.



Rys. 7.3. Schemat analogowy układu do symulacji pracy młota, przy zastosowaniu przemieszczenia bijaka jako parametru sterującego

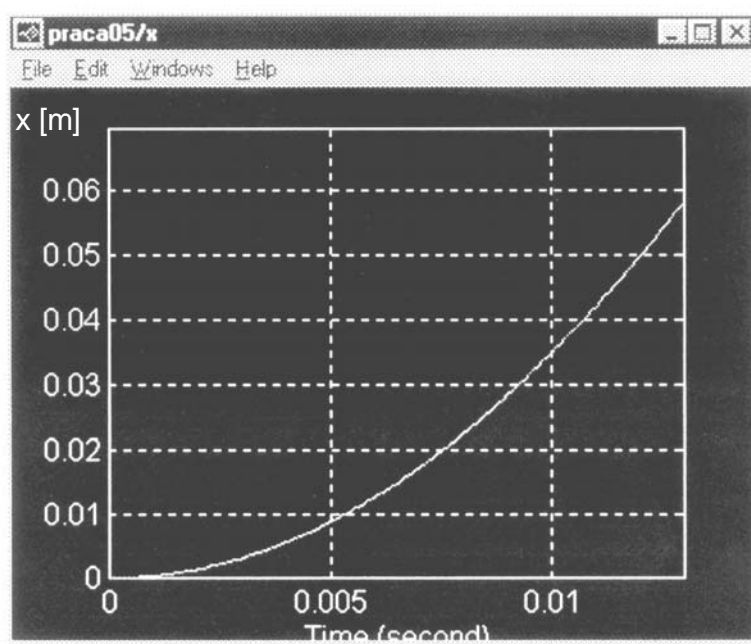


Rys. 7.4. Schemat analogowy modułu „Start”, wyliczającego wartości przyspieszeń tłoka według równań ze wzoru (7.6)

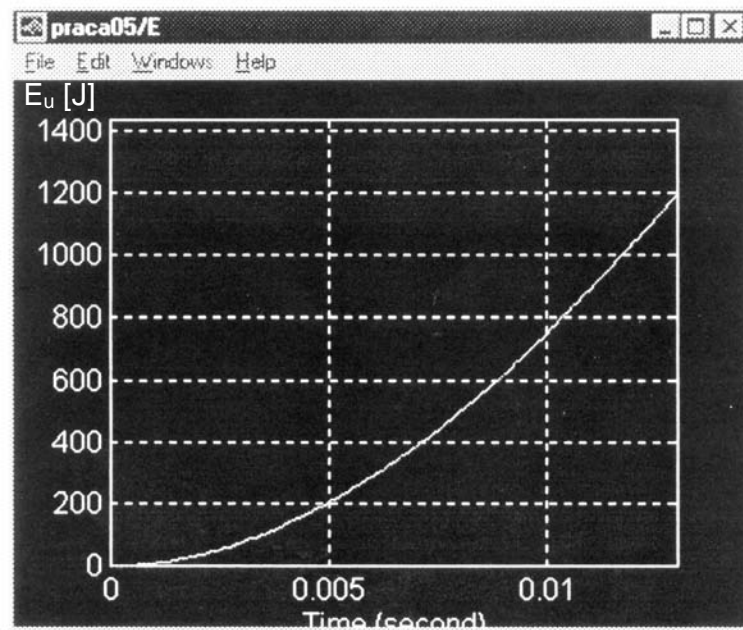
Sygnal wyjściowy z drugiego układu całkującego jest przemieszczeniem tłoka. Podawany jest on na przełącznik dwustanowy (histereza), włączający się gdy przemieszczenie tłoka $x = x_{\max}$, a wyłączający, gdy $x = 0$. Sygnałem wyjściowym z przełącznika dwustanowego jest 1, gdy jest on włączony, lub 0 gdy jest wyłączony. Ponieważ parametrem sterującym jednostanowego przełącznik „przel” jest, jak już wspomniano wartość 0,5, reaguje on na zmianę stanu przełącznika „histereza”, zmieniając w zależności od wychylenia bijaka, tor podawany na wejście układu całkującego. W prezentowanym modelu istnieje możliwość kontroli praktycznie wszystkich parametrów, łącznie z energią uderu młota, wyliczaną w sposób identyczny jak poprzednio.

7.3. SYMULACJA RUCHU BIJAKA ORAZ ANALIZA WYNIKÓW SYMULACJI

Na rysunkach 7.5 i 7.6 przedstawiono wynik pracy opracowanego analogowego układu symulacyjnego przedstawionego na rysunku 7.2. Zaprezentowano wykres zmiany wartości przemieszczenia x od 0 do x_{\max} , oraz wykres zmiany wartości energii uderu młota w tym samym przedziale czasowym. Symulację przeprowadzono dla młota Rammer oznaczonego F73, pobierając dane pomiarowe (wartości ciśnienia na zasilaniu) z przykładowego pliku uzyskanego podczas wcześniejszych badań tego młota na stanowisku badawczym (numer pomiaru F73_4_7n). Wartości parametrów zarejestrowane podczas pomiaru przedstawiono w tabeli 7.1. Czas trwania symulacji odpowiadał jednemu cyklowi pracy bijaka.



Rys. 7.5. Wynik symulacji przemieszczenia bijaka x młota Rammer F73 w jednym cyklu roboczym



Rys. 7.6. Wynik symulacji energii uderu E_u bijaka młota Rammer F73 w jednym cyklu roboczym

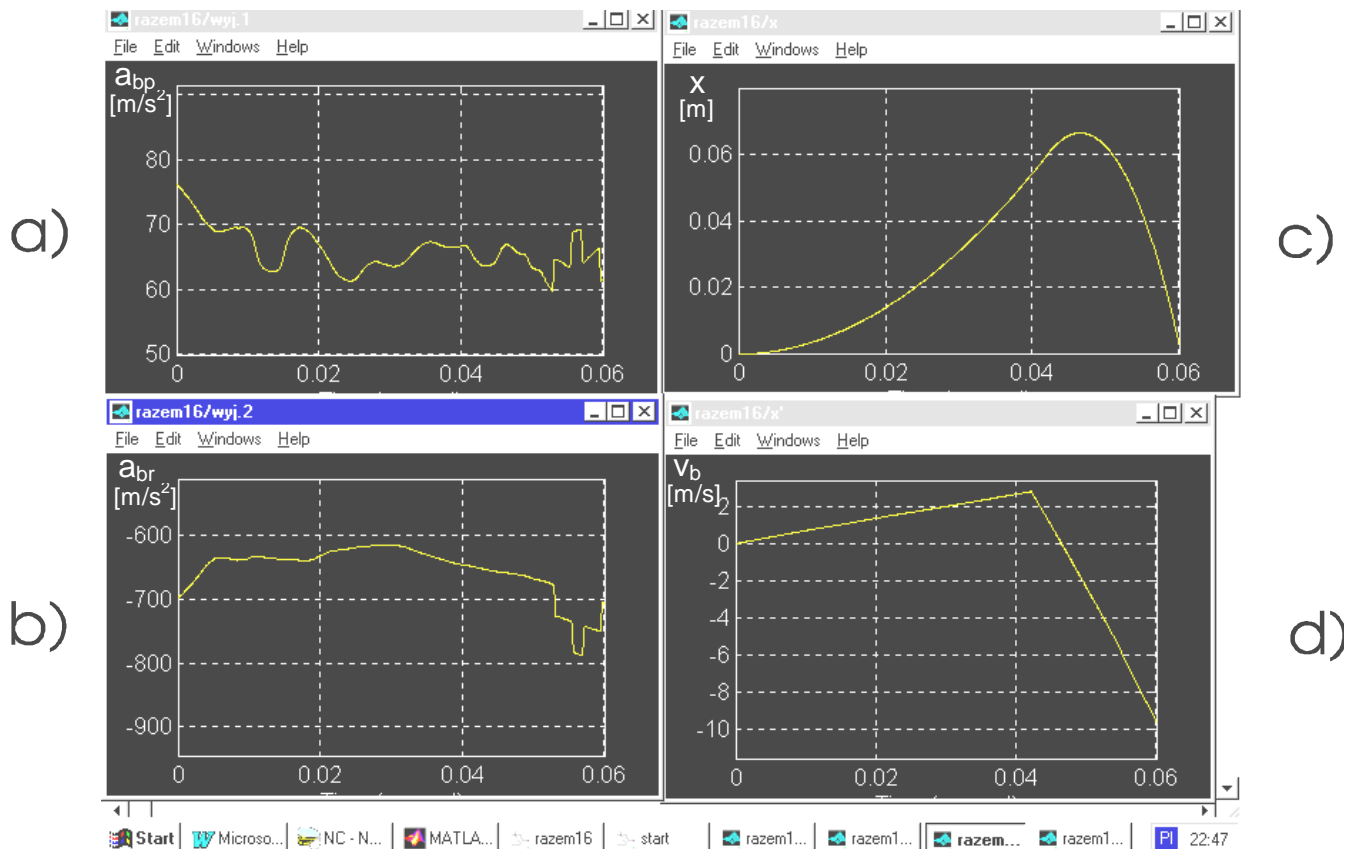
Tabela 7.1. Wartości średnie parametrów zewnętrznych młota Rammer F73 technicznie sprawnego, numer pomiaru F73_4_7n

E_u	f_u	T_m	k_p	k_q	η	P_{zmax}
[J]	[1/s]	°C	[kJ/MPa]	[1/ dm ³]		[MPa]
1457	8,80	48,5	0,107	5,424	0,579	12,65
P_{zmin}	Q_{zmax}	Q_{zmin}	P_{smax}	P_{smin}	Q_{smax}	Q_{smin}
[MPa]	[dm ³ /min]	[dm ³ /min]	[MPa]	[MPa]	[dm ³ /min]	[dm ³ /min]
11,16	97,4	50,7	0,31	0,03	82,9	48,1

Można zauważyć, że podczas analizy z wykorzystaniem opracowanego analogowego układu symulacyjnego uzyskano wartość skoku ok. 0,058 [m], a maksymalna energia młota w momencie uderu wynosiła ok. 1200 [J]. Wartości te są zbliżone do rzeczywistych parametrów pracy młota (skok bijaka młota zakładany przez producenta $x = 0,06$ [m], energia uderu młota według pomiarów uzyskanych na stanowisku badawczym $E_u = 1457$ [J]).

W następnym etapie przeprowadzono symulację z wykorzystaniem analogowego układu do symulacji pracy młota, przedstawionego na rysunku 7.3, przy zastosowaniu przemieszczenia bijaka jako parametru sterującego. Symulację przeprowadzono dla tego samego młota Rammer oznaczonego F73, pobierając dane pomiarowe (wartości ciśnienia na zasilaniu oraz dodatkowo na

splywie) z tego samego pliku z pomiaru numer F72_4_7n). Wynik symulacji z wykorzystaniem układu ze sprzężeniem zwrotnym, przeprowadzonej dla jednego cyklu roboczego, pokazano na rys.7.7. Na rysunkach 7.7a i 7.7b przedstawiono przebiegi wartości wyjściowych obliczonych w module „start”, a więc wyliczone wartości przyspieszenia bijaka młota przy ruchu w górę i w dół. Na rysunkach 7.7c i 7.7d przedstawiono przebiegi wartości przemieszczeń i prędkości bijaka. Znak + lub - na wykresach wynika z przyjętej wcześniej konwencji zakładającej, że przemieszczenie bijaka w górę (ruch powrotny) jest przemieszczeniem dodatnim, a ruch roboczy wiąże się z ujemnym przemieszczeniem bijaka. Widać, że mimo ustawienia przełączników układu tak, by maksymalne dodatnie wychylenie bijaka nie przekraczało 0,06 [m] (wartości skoku bijaka podanej przez producenta młota), układ w pierwszym cyklu odbiega od tego założenia (rys.7.7c). Wynika to, jak już wspomniano z zastosowania w linii sprzężenia zwrotnego dwóch układów całkujących.

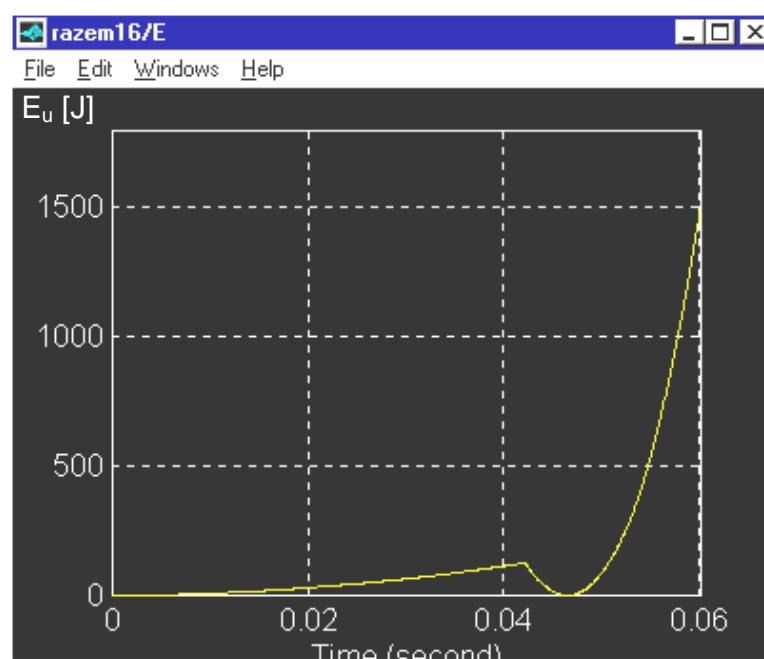


Rys. 7.7. Wynik symulacji pracy bijaka młota Rammer F73 w jednym cyklu roboczym z wykorzystaniem układu ze sprzężeniem zwrotnym z rysunku 7.3

- a) przyspieszenie bijaka a_{bp} przy ruchu w górę, b) przyspieszenie bijaka a_{br} przy ruchu w dół,
- c) przemieszczenie bijaka x , d) prędkość bijaka v_b

Spowodowało to w przypadku pierwszego analizowanego cyklu roboczego oszacowanie wartości przemieszczenia bijaka młota na poziomie około 0,067 [m]. Uzyskanie zadowalających wyników przy zastosowaniu przedstawionego na rysunku 7.3 modelu wymaga analizowania zapisu znacznie dłuższego niż 2.5s, czasu pomiaru na stanowisku badawczym.

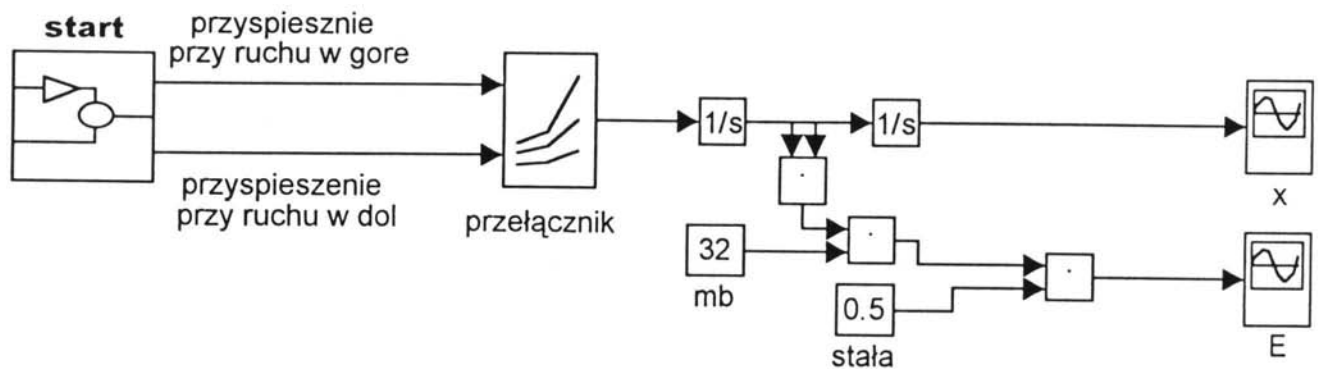
Różnica ta jest także zauważalna przy obliczaniu, zgodnie z układem analogowym pokazanym na rysunku 7.3, wartości energii uderzenia młota. Przebieg tej wartości przedstawiono na rysunku 7.8. Wartość maksymalna energii młota w momencie uderzenia osiągała wartość ok. 1500 [J]. Zwiększenie tej wartości w stosunku do wyniku poprzedniej symulacji, zgodnie z układem analogowym z rysunku 7.2, wynika z tego, że ruch roboczy bijaka (według obliczeń) rozpoczął się na „wysokości” ok. 0,067 [m], a nie jak zakładano przy 0,06 [m].



Rys. 7.7. Wynik symulacji energii bijaka młota Rammer F73 w jednym cyklu roboczym z wykorzystaniem układu ze sprzężeniem zwrotnym z rysunku 7.3

Wadą układu analogowego pokazanego na rys.7.3 i 7.4 jest sprzężenie zwrotne zawierające dwa elementy całkujące. Wstępne próby wykazały, że czas pomiaru około 2,5 s, stosowany podczas rejestracji pracy młotów na stanowisku w O/ZG Rudna jest zbyt krótki, by możliwe było dojście opracowanego układu do stanu równowagi. Najlepszym rozwiązaniem przełącznika zmieniającego zakres obowiązywania równań ruchu, byłoby zastosowanie w celu sterowania, bezpośrednio wartości ciśnień, lub przeliczonych w module start wartości przyspieszeń przy ruchu roboczym i powrotnym. Ustalenie na tych przebiegach punktów charakterystycznych

odpowiadających jednoznacznie skrajnym położeniom bijaka umożliwiłoby pominięcie sprzężenia zwrotnego z podwójnym całkowaniem, występującego w modelu pokazanym na rys.7.3. Model takiego układu przedstawiono na rysunku 7.8. Pozwala on na podjęcie decyzji o przełączaniu między równaniami opisującymi ruch tłoka jedynie w oparciu o analizę sygnałów wejściowych, w module przełącznik. Algorytm układu umożliwiającego obliczanie energii uderu młota w oparciu o analizę ciśnienia został przedstawiony i opisany w następnym podrozdziale.



Rys. 7.8. Schemat analogowy układu do symulacji pracy młota bez sprzężenia zwrotnego, z zastosowaniem do sterowania wartości ciśnień

7.4. ALGORYTM PROGRAMU DO SYMULACJI ENERGII BIJAKA NA PODSTAWIE ANALIZY PRZEBIEGU WARTOŚCI CIŚNIEŃ

Algorytm metody wyznaczania energii uderu młota hydraulicznego na podstawie pomiaru wartości ciśnień podzielono na dwa etapy:

- wyznaczenie przedziałów czasowych w których występuje ruch roboczy bijaka,
- wyznaczenie energii uderu młota w poszczególnych przedziałach czasowych.

Wyznaczenie przedziałów czasowych w których występuje ruch roboczy bijaka oparto na następujących założeniach:

- ruch roboczy bijaka zaczyna się w momencie osiągnięcia przez ciśnienie na zasilaniu lokalnego maksimum (wartość zbliżona do ciśnienia zasilania),
- koniec ruchu roboczego bijaka następuje w momencie wykrycia uderu.

Wyznaczenie chwili czasowej w której ciśnienie na zasilaniu osiąga lokalne maksimum jest utrudnione ze względu na występowanie dużych zakłóceń w torze pomiaru ciśnienia. Zastosowanie filtra, ze względu na wprowadzane przesunięcia fazowe sygnału mierzonego, powodowało duże błędy podczas wyznaczania energii uderu. Ze względu na wyżej wymienione

trudności algorytm wyznaczania przedziałów czasowych, w których występuje ruch roboczy bijaka został oparty na analizie statystycznej sygnału ciśnienia. Przy opracowywaniu tej części algorytmu przyjęto następujące oznaczenia i założenia:

- $p_z = [p_{z1}, p_{zn}]$ - wektor kolejnych wartości ciśnienia na zasilaniu, (wartości pobierane z pliku rejestrowanego podczas pomiaru ciśnienia w czasie pracy młota),
- T_p - okres próbkowania, $T_p = 1[\mu s]$,
- k_p - liczba punktów pomiarowych dla jednego kanału, $k_p = 1000/s$
- $\hat{t}_i = [\hat{t}_{p_i}, \hat{t}_{k_i}]$ - przedział czasowy, w którym występuje ruch roboczy bijaka.

Zadaniem pierwszego etapu algorytmu jest wyznaczenie przedziałów czasowych $\hat{t}_1, \dots, \hat{t}_r$ określających fazę ruchu roboczego bijaka. W celu wyznaczenia chwil czasowych \hat{t}_{p_i} określających początek fazy ruchu roboczego bijaka, wyznaczono przedziały \tilde{t}_i zawierające maksima lokalne sygnału ciśnienia na zasilaniu.

Wartość ciśnienia w chwili rozpoczęcia ruchu roboczego bijaka jest zbliżona do wartości maksymalnej. Na podstawie analizy zarejestrowanych sygnałów podczas badań młotów hydraulicznych na stanowisku badawczym stwierdzono, że w efekcie istotne są tylko te maksima lokalne, których wartość jest bliska wartości maksymalnej ciśnienia. Przyjęto zatem założenie, że maksima lokalne będą wyznaczane tylko dla przedziałach czasowych, w których wartość ciśnienia na zasilaniu jest większa od pewnej wartości krytycznej p_{kryt} . Wartość p_{kryt} wyznaczono na podstawie analizy statystycznej sygnału pomiarowego wartości ciśnienia na zasilaniu, zarejestrowanego podczas badań młota.

$$p_{kryt} = \bar{p}_z + \alpha \sqrt{\text{var}(p_z)} \quad (7.8)$$

gdzie: \bar{p}_z - wartość średnia ciśnienia na zasilaniu,

$\text{var}(p_z)$ - wariancja ciśnienia na zasilaniu,

α - współczynnik zależny od poziomu zakłóceń toru pomiarowego. Na podstawie analizy zarejestrowanych przebiegów przyjęto $\alpha = 0,7$. Jego wartość musi być większa od poziomu błędu pomiarowego. Wartość większa może spowodować omińnięcie lokalnego ekstremum, a wartość mniejsza zwiększyć nadmiernie liczbę tych ekstremów.

Znając wartość krytyczną ciśnienia p_{kryt} , można wyznaczyć przedziały \tilde{t}_i zawierające maksima lokalne sygnału ciśnienia na zasilaniu na podstawie następującego warunku:

$$t_j \in \tilde{t}_i \Rightarrow p_{zj} \geq p_{kryt} \quad (7.9)$$

Powyższa zależność pozwala wyznaczyć przedziały \tilde{t}_i , w których wartość ciśnienia $p_{zj} \geq p_{kryt}$. Natomiast chwila czasowa \hat{t}_{p_i} , określająca początek fazy ruchu roboczego bijaka dla przedziału \tilde{t}_i musi spełniać warunek, w którym dla tej chwili wartość ciśnienia p_{p_i} jest zgodna z zależnością:

$$p_{p_i} = \max_{t_j \in \tilde{t}_i} \{p_{zj}\} \quad (7.10)$$

W etapie drugim opracowanego algorytmu obliczono energię uderzenia młota hydraulicznego w wyznaczonych przedziałach czasowych \hat{t}_i , korzystając z równania (7.1) dla ruchu roboczego bijaka, podobnie jak w poprzednich przedstawionych układach analogowych. Równanie to scałkowano numerycznie wyznaczając prędkość bijaka w chwili uderzenia, a następnie na podstawie znanej zależności (7.3) wyznaczono energię uderzenia bijaka E_b , a następnie zgodnie z zależnością (7.4) obliczono energię uderzenia młota na grocie. Algorytm wyznaczania energii uderzenia młota hydraulicznego składa się z:

danych wejściowych:

$$p = [p_{z1}, \dots, p_{znp}] - \text{wektor kolejnych wartości ciśnienia na zasilaniu,}$$

oraz parametrów

m_b - masa bijaka młota,

m_g - masa grota młota,

F_p - powierzchnia podtłokowa bijaka,

k - stosunek powierzchni nadtłokowej do powierzchni podtłokowej,

k_s - sztywności materiału, z którego wykonany jest grot i bijak.

Schemat algorytmu ma następującą postać:

1. START.
2. Wyznacz przedziały \tilde{t}_i dla $i = 1, \dots, n$ na podstawie $t_j \in \tilde{t}_i \Rightarrow p_{zj} \geq p_{kryt}$.
3. Wyznacz \hat{t}_{p_i} na podstawie warunku $p_{p_i} = \max_{t_j \in \tilde{t}_i} \{p_{zj}\}$.
4. Wyznacz prędkość bijaka całkując równanie $\ddot{x}_{br} = \frac{p_z F_p (k-1)}{m_b}$.
5. Wyznacz energię uderzenia bijaka na podstawie wzoru $E_b = \frac{m_b v_{br}^2}{2}$.

6. Wyznacz energię uderzenia młota na podstawie wzoru

$$E_g = \frac{(1+k_s)^2 m_g m_b}{(m_b + m_g)^2} E_b.$$

7. STOP

Przedstawiony powyżej algorytm wyznaczania energii uderzenia młota hydraulicznego zaimplementowano, podobnie jak wcześniej opracowane układy, wykorzystując pakiet MATLAB 5.2. Zastosowanie pakietu pozwoliło na szybką implementację powyższego algorytmu oraz analizę statystyczną wyników obliczeń. Dodatkową zaletą wynikającą z wykorzystania pakietu jest możliwość przedstawienia wyników obliczeń i symulacji w formie graficznej. Ze względu na małą złożoność obliczeniową omawianego algorytmu istnieje również możliwość jego implementacji na dowolnym systemie mikroprocesorowym np. z wykorzystaniem języka C.

W celu sprawdzenia poprawności funkcjonowania powyższego programu przeprowadzono obliczenia symulacyjne wykorzystując, podobnie jak dla wcześniej wykonanych symulacji, zarejestrowane na stanowisku badawczym wyniki pomiarów jednego z młotów typu Rammer. Wybrano młot Rammer o oznaczeniu F73 oraz pomiar numer F73_6_2. W tym pomiarze zarejestrowano, w porównaniu do innych przebiegów, największą liczbę cykli roboczych młota – 15, dla których wartości parametrów zewnętrznych nie charakteryzują się błędami grubymi i mogą być brane pod uwagę podczas analizy pracy młota. Wartości średnie parametrów zewnętrznych technicznie sprawnego młota Rammer F73 dla numer pomiaru F73_6_2 przedstawiono w tabeli 7.2.

Tabela 7.2. Wartości średnie parametrów zewnętrznych młota Rammer F73 technicznie sprawnego, numer pomiaru F73_6_2

E_u	f_u	T_m	k_p	k_q	η	P_{zmax}
[J]	[1/s]	°C	[kJ/MPa]	[1/ dm ³]		[MPa]
1195	8,52	50,5	0,099	5,061	0,502	12,09
P_{zmin}	Q_{zmax}	Q_{zmin}	P_{smax}	P_{smin}	Q_{smax}	Q_{smin}
[MPa]	[dm ³ /min]	[dm ³ /min]	[MPa]	[MPa]	[dm ³ /min]	[dm ³ /min]
10,17	101,2	50,9	0,35	0,03	95,6	48,3

Dla wybranego młota Rammer o oznaczeniu F73 wartości parametrów koniecznych do wprowadzenia do opracowanego programu wyznaczenia energii uderzenia młota na podstawie pomiaru wartości ciśnienia były następujące:

- masa bijaka młota $m_b = 32$ [kg],
- masa grota młota $m_g = 50$ [kg],
- powierzchnia podtłokowa bijaka $F_p = 0,000020194$ [m²],
- stosunek powierzchni nadtłokowej do powierzchni podtłokowej

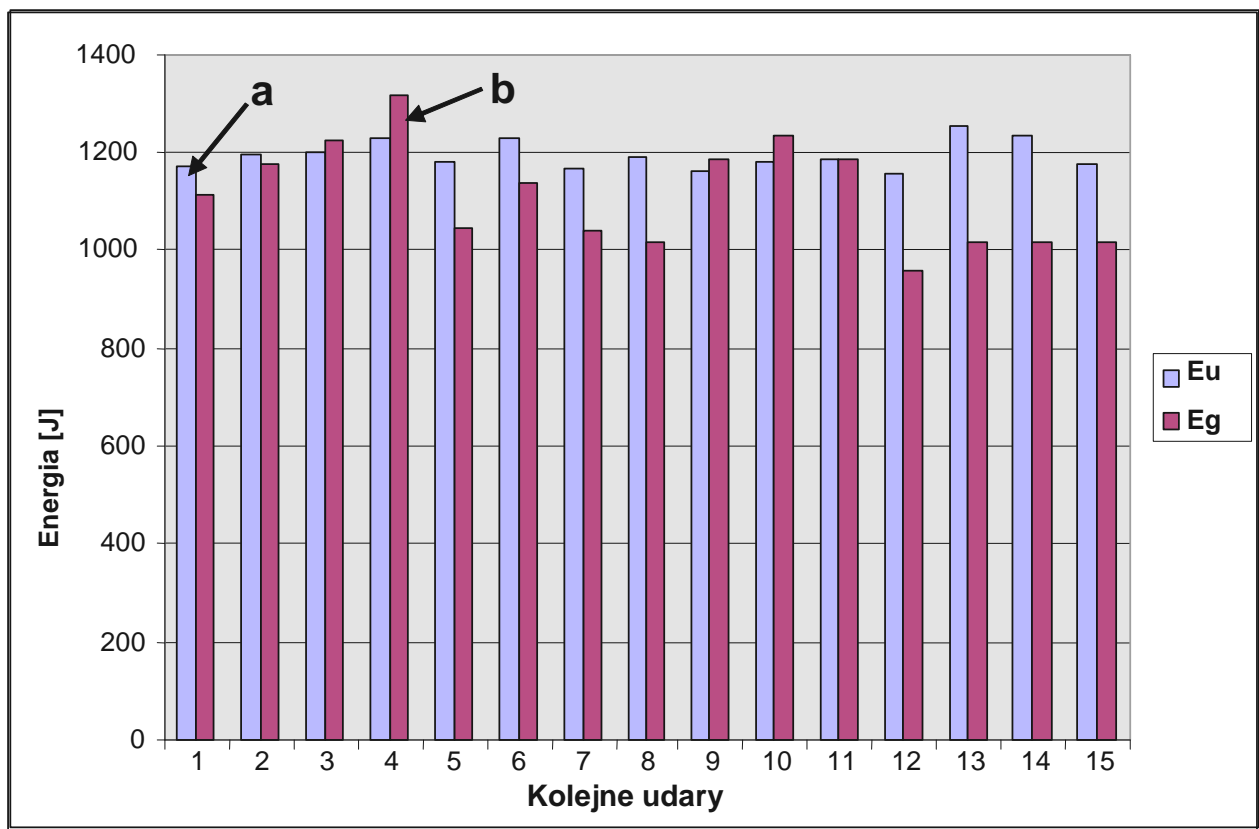
$$k = \frac{F_n}{F_p} = \frac{0,00020207}{0,000020194} = 10,03,$$
- sztywności materiału, z którego wykonany jest grot i bijak, przyjęto $k_s = 1$.

Po wczytaniu danych dla wektora wartości ciśnienia na zasilaniu, przeprowadzono w programie obliczenia wartości energii bijaka E_b i energii uderu grota młota E_g dla poszczególnych, wyznaczonych w programie, cykli roboczych młota. Obliczone wartości zestawiono w tabeli 7.3 i porównano z wartościami energii uderu E_u zmierzonymi na stanowisku badawczym. Pakiet MATLAB 5.2 umożliwił równocześnie obliczenie wartości średnich poszczególnych energii i odchyłeń standardowych. Wartości te zamieszczono w tabeli 7.3 w dwóch ostatnich wierszach.

Tabela 7.3. Zestawienie wartości energii uderu młota obliczonej oraz zmierzonej

Numer uderu	Energia uderu, [J]		
	Zmierzona grota młota E_u	Obliczona bijaka młota E_b	Obliczona grota młota E_g
1	1171	1686	1113
2	1197	1785	1178
3	1198	1854	1224
4	1229	1994	1316
5	1182	1587	1048
6	1230	1722	1137
7	1166	1577	1041
8	1190	1537	1015
9	1162	1798	1187
10	1181	1866	1232
11	1189	1797	1186
12	1158	1421	958
13	1256	1538	1015
14	1235	1537	1015
15	1178	1540	1016
Wartość średnia E_{sr}	1195	1683	1112
Odchylenie standardowe σ	29	162	44

Na wykresie na rysunku 7.9 przedstawiono również i porównano obliczone i zmierzone wartości energii udaru młota dla poszczególnych cykli roboczych.



Rys. 7.9. Wykres wartości energii udaru grotu dla młota hydraulicznego Rammer F73:

a – (niebieskie tło) mierzonej na stanowisku diagnostycznym, b – (bordowe tło) obliczonej z wykorzystaniem proponowanej metody

Porównując otrzymane wartości energii udaru grotu młota obliczonej E_g i zmierzonej na stanowisku badawczym E_u można stwierdzić, że wartość energii udaru grotu młota E_g jest mniejsza od wartości energii zmierzonej E_u , jednak wartości energii dla poszczególnych uderzeń są zróżnicowane. Wartość obliczonej energii udaru grotu młota E_g , dla poszczególnych uderzeń, oscyluje w granicach 82,8 do 110,7 [%] wartości energii zmierzonej E_u . Porównując wartość odchylenia standardowego σ można stwierdzić, że jego wartość jest prawie o połowę większa w przypadku wartości energii obliczonej według zaproponowanej metody. Świadczy to o większej zmienności wartości tej energii, jednak w obydwu przypadkach poziom zmienności nie jest duży i dla wartości energii obliczonej nie przekracza 4 [%], natomiast dla wartości energii zmierzonej 2,5 [%].

Podobne obliczenia symulacyjne przeprowadzono jeszcze dla dwóch innych młotów – młota Rammer o oznaczeniu F23 i młota Roxon o oznaczeniu R21. Wybrano przebiegi pomiarowe o numerach odpowiednio, dla młota Rammer F23_4_3, dla młota Roxon R21_4_9. Były to, tak jak w poprzednim przypadku, przebiegi o największej liczbie zarejestrowanych cykli roboczych młota. Uzyskane wyniki były jeszcze korzystniejsze niż dla młota Roxon o oznaczeniu F73. Wartości energii uderzenia grota młota obliczonej E_g i zmierzonej na stanowisku badawczym E_u dla młota Rammer o oznaczeniu F23 i młota Roxon o oznaczeniu R21 zamieszczono w tabeli 7.4. Poza wartością średnią w tabeli podano również wartości maksymalną i minimalną oraz wartość odchylenia standardowego σ .

Tabela 7.4. Wartość średnia, maksymalna i minimalna obliczonej E_g i zmierzonej na stanowisku badawczym E_u energii uderzenia grota młota oraz odchylenia standardowego σ dla młota Rammer o oznaczeniu F23 i młota Roxon o oznaczeniu R21

Typ i oznaczenie młota	Wartości zmierzonej energii uderzenia grota młota E_u , [J]				Wartości obliczonej energii uderzenia grota młota E_g , [J]			
	średnia	maks.	minim.	odch. stand. σ	średnia	maks.	minim.	odch. stand. σ
Rammer F23	1160	1180	1142	24	1099	1138	1059	39
Roxon R21	1274	1309	1240	33	1211	1250	1173	36

Różnice w wartości średniej energii uderzenia grota młota obliczonej E_g i zmierzonej na stanowisku badawczym E_u dla obydwu młotów były mniejsze niż w przypadku młota Rammer o oznaczeniu F73. Dla młota Rammer o oznaczeniu F23 wartość średnia obliczonej energii uderzenia grota młota E_g była o 5,25[%] mniejsza od energii zmierzonej na stanowisku badawczym E_u , natomiast dla młota Roxon o oznaczeniu R21 już tylko o 4,9[%].

Porównując wartość obliczonej energii uderzenia grota młota E_g dla poszczególnych uderzeń, w przypadku obydwu młotów różnica nie była większa niż ± 10 [%] wartości energii zmierzonej E_u . Ma to również odzwierciedlenie w wartości odchylenia standardowego σ . Było ono mniejsze, co wpływało również na poziom zmienności wartości energii obliczonej grota młota E_g , który nie przekraczał dla młota Rammer F23 3,5 [%], a dla młota Roxon R21 3 [%].

Aplikacja zaproponowanej metody wyznaczania energii uderzenia młota hydraulicznego na podstawie pomiaru wartości ciśnienia na zasilaniu potwierdziła możliwość jej praktycznego wykorzystania. Do zalet powyższej metody należy zaliczyć łatwość i dokładność pomiarów, gdyż koniecznym warunkiem jest zmierzenie tylko przebiegu wartości ciśnienia zasilania. Oczywista prostota pomiaru wymaga jednak dokładnej znajomości

budowy młota w celu określenia wartości masy bijaka i grota młota oraz powierzchni nad- i podtłokowej, jak też dokładnego ustalenia początku i końca ruchu roboczego bijaka.

Metodę określenia chwili początkowej ruchu roboczego bijaka zaprezentowano powyżej. Korzystając z plików z badań przeprowadzonych na stanowisku badawczym, z zarejestrowanymi przebiegami wartości ciśnień na zasilaniu, można było wykorzystać zarejestrowane uderzenia grota młota do określenia chwili końcowej ruchu bijaka i jego udaru. W przypadku rejestracji tylko wartości ciśnień takiej możliwości nie ma. Dlatego poniżej przedstawiono zaproponowane rozwiązanie, które może zostać wykorzystane w opisanej powyżej metodzie do określenia chwili, w której wystąpi udar.

W pierwszej kolejności rozważano wykorzystanie wyliczanej przez program wartości przemieszczenia bijaka podczas ruchu roboczego i porównania go z wartością skoku bijaka, podawaną przez producenta młota. Sposób ten jednak, jak już wcześniej pokazano na rysunku 7.7c, nie zawsze pozwala na uzyskanie wiarygodnych wyników.

Po wprowadzeniu do programu podwójnego całkowania równania z punktu 4 w przedstawionym algorytmie, porównywano uzyskaną wartość przemieszczenia x z wartością skoku bijaka $s = 0,06$ [m]. Wartość energii udaru obliczano dla chwili, w której $x = s = 0,06$ [m]. Symulację i obliczenia przeprowadzono dla młota Rammer F73 dla numeru pomiaru F73_6_2, który był wykorzystany do symulacji i obliczeń zestawionych w tabeli 7.3. Przy powyższym założeniu uzyskano następujące wyniki:

energia bijaka E_b - wartość średnia = 2009 [J], wartość odchylenia standardowego $\sigma = 286$ [J],

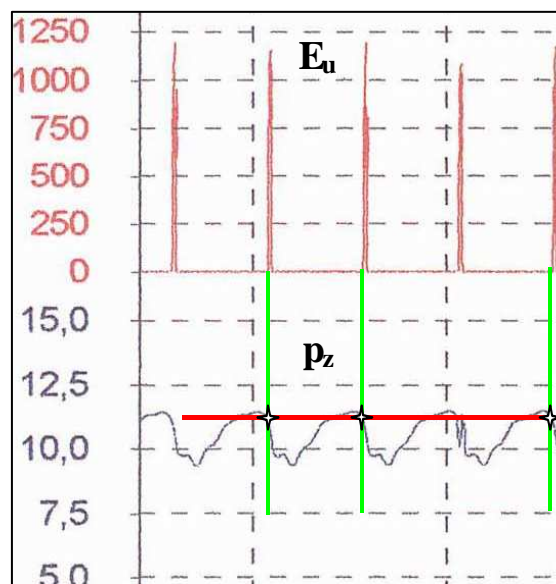
energia grota E_g - wartość średnia = 1327 [J], wartość minimalna = 1279 [J], wartość maksymalna = 1393 [J], wartość odchylenia standardowego $\sigma = 114$ [J],

Można zatem zauważyć, że obliczona średnia wartość energii udaru grota młota, w porównaniu do wartości energii udaru zmierzonej $E_u = 1195$ [J], jest większa o ponad 11[%]. Większy jest również poziom zmienności wartości tej energii, który przekraczał 8,5[%].

Taki wynik jest w przypadku wstępnej oceny stanu technicznego młota raczej nie dozaakceptowania. Odbiega on od uzyskanego w tabeli 7.3 w dość znaczny sposób. Wartość obliczona energii udaru grota jest znacznie większa od rzeczywistej i może błędnie wpływać na decyzję pracownika przeprowadzającego badania młota. W przypadku młota z początkami zużycia współpracujących ze sobą elementów i faktyczną energią udaru poniżej zadowalającej

użytkownika wartości, wartość energii obliczonej na wyższym poziomie może sugerować zadowalający stan techniczny młota i skierowanie go do dalszej eksploatacji. Może to spowodować przyspieszony proces zużycia elementów młota i doprowadzić wręcz do jego awarii.

Dlatego, na podstawie analiz zarejestrowanych wcześniej przebiegów wartości parametrów zewnętrznych młotów hydraulicznych Rammer S52 i Roxon 602, zaproponowano inny sposób określania chwili wystąpienia udaru. Zauważono, że w momencie wystąpienia udaru następuje spadek wartości ciśnienia zasilania od wartości maksymalnej do pewnego poziomu. Jest on prawie identyczny dla poszczególnych udarów. Przedstawiono to na rysunku 7.10. Linie zielone pionowe oznaczają początek wystąpienia udaru a linia pozioma czerwona łączy punkty ich przecięcia z przebiegiem wartości ciśnienia



na zasilaniu.

Rys. 7.10. Schemat wyznaczenia poziomu spadku wartości ciśnienia na zasilaniu w momencie wystąpienia udaru

Oczywiście w sposób graficzny nie można wyznaczyć tego poziomu z wystarczającą dokładnością, ale przeglądając zarejestrowane wartości liczbowe (zgodnie z założeniami 1000 punktów na sekundę) można wyznaczyć chwile wystąpienia udaru z dokładnością do 1 [μ s] i przypisać im wartości ciśnienia zasilania p_{zu} . Porównując je z maksymalną wartością ciśnienia zasilania p_{zmax} dla danego cyklu roboczego bijaka, można obliczyć wartość współczynnika spadku ciśnienia zasilania w momencie udaru k_{pu} według zależności:

$$k_{pu} = \frac{p_{zu}}{p_{zmax}} \quad (7.11)$$

Jeżeli wartość tego współczynnika będzie zbliżona, zarówno dla poszczególnych uderzeń, jak i dla zarejestrowanych przebiegów różnych młotów typu Rammer S52 i Roxon 602, można będzie ją użyć jako parametr sterujący do określenia chwili wystąpienia uderzenia. Po przemnożeniu wartości p_{pj} obliczonej z zależności (7.10) przez wartość współczynnika spadku ciśnienia zasilania w momencie uderzenia k_{pu} otrzyma się wartość ciśnienia zasilania w momencie uderzenia i w momencie wystąpienia takiej wartości z wczytywanego wektora kolejnych wartości ciśnienia na zasilaniu należy przyjąć wystąpienie uderzenia i przeprowadzić obliczenia energii uderzenia.

Do oszacowania wartości współczynnika spadku ciśnienia zasilania w momencie uderzenia k_{pu} zakwalifikowano przebiegi siedmiu młotów typu Rammer S52 i czterech młotów typu Roxon 602. Analizowane były przebiegi zarówno młotów technicznie sprawnych, jak też młotów z elementami o zwiększonym stopniu zużycia.

Dla jednego analizowanego przebiegu, dla poszczególnych uderzeń, obliczone wartości współczynnika spadku ciśnienia zasilania w momencie uderzenia k_{pu} różniły się zazwyczaj dopiero na czwartym miejscu po przecinku. Dla różnych przebiegów tego samego młota obserwowano różnice występujące na trzecim miejscu po przecinku. Były to jednak różnice nieprzekraczające wartości $\pm 0,001$.

W przypadku analizy przebiegów różnych młotów zauważono, że różnica jest podobna i waha się w granicach nieprzekraczających $\pm 0,001$ lub jest zdecydowanie większa (o jeden rząd wielkości) i wynosi około $\pm 0,01$. Dokładniejsza analiza wykazała, że powodem występowania mniejszych lub większych różnic w wartościach współczynnika spadku ciśnienia zasilania w momencie uderzenia k_{pu} jest wartość nastawy na zaworze regulacji ciśnienia.

W analizowanych przebiegach młotów zarówno Rammer jak i Roxon, zawory te miały nastawy na poziomie około 12 [MPa] lub 16 [MPa]. Po posegregowaniu wyników według wartości nastawy na zaworze regulacji ciśnienia i porównaniu ich okazało się, że różnice dla poszczególnych wartości nastawy ciśnienia mieszczą się w granicach nieprzekraczających $\pm 0,001$. W tabeli 7.5 zamieszczono otrzymane wartości średnie, maksymalne i minimalne współczynnika spadku ciśnienia zasilania w momencie uderzenia k_{pu} dla młotów z zaworami regulacji ciśnienia nastawionymi na poziomie zarówno około 12 [MPa] jak i 16 [MPa].

Po wprowadzeniu do programu zmian związanych z określaniem chwili, w której nastąpił uderzenie, zgodnie z opisaną powyżej metodą, przeprowadzono symulację i obliczenia energii uderzenia młota, tak jak poprzednio, dla młota Rammer F73 dla numeru pomiaru F73_6_2. Młot ten miał zawór regulacji ciśnienia nastawiony na poziomie 12 [MPa]. Po przyjęciu w programie wartości współczynnika spadku ciśnienia zasilania w momencie uderzenia $k_{pu} = 0,9560$ uzyskano następujące wyniki:

Tabela 7.5. Wartości średnie, maksymalne i minimalne współczynnika spadku ciśnienia zasilania w momencie udaru k_{pu}

Wartość nastawy na zaworze regulacji ciśnienia, [MPa]	Wartość współczynnika spadku ciśnienia zasilania w momencie udaru k_{pu}		
	Średnia	Minimalna	Maksymalna
12	0,9560	0,9548	0,9581
16	0,9465	0,9441	0,9486

energia bijaka E_b - wartość średnia = 1697 [J], wartość odchylenia standardowego $\sigma = 148$ [J],

energia grota E_g - wartość średnia = 1124 [J], wartość minimalna = 1012 [J], wartość maksymalna = 1284 [J], wartość odchylenia standardowego $\sigma = 39$ [J],

Można zauważyć, że dla zaproponowanej metody obliczona średnia wartość energii udaru grota młota, w porównaniu do wartości energii udaru zmierzonej $E_u = 1195$ [J], jest mniejsza o około 6[%]. Również poziom zmienności wartości tej energii nie przekraczał 3,5[%]. Uzyskano zatem wyniki nawet lepsze niż w przypadku bezpośredniego określania chwili wystąpienia udaru na podstawie zarejestrowanego przebiegu pomiarowego. Można to tłumaczyć tym, że do obliczeń wartości ciśnienia zasilania w momencie udaru przyjmowana jest maksymalna wartość ciśnienia w danym cyklu roboczym. Ponadto wartość średnia współczynnika spadku ciśnienia zasilania w momencie udaru k_{pu} dla młota Rammer F73 dla numeru pomiaru F73_6_2 była mniejsza od wartości wprowadzonej do programu i wynosiła $k_{pu} = 0,9552$.

Można zatem stwierdzić, że zaproponowana i zmodyfikowana o powyżej opisany sposób, wyznaczania chwili udaru, metoda wyznaczania energii udaru młota hydraulicznego na podstawie pomiaru wartości ciśnienia na zasilaniu może być wykorzystana do wstępnej oceny stanu technicznego młota hydraulicznego w miejscu jego pracy. Dla jej pełnego zweryfikowania wymagane jest przeprowadzenie badań w warunkach dołowych, w miejscu pracy młotów hydraulicznych. Należy jednak dobrać czujniki oraz aparaturę rejestrującą i przetwarzającą sygnały pomiarowe, pozwalające na pewne i łatwe przeprowadzenie takich pomiarów w warunkach dołowych. Zastosowaną metodykę, czujniki i aparaturę oraz opis tych prób przedstawiono w następnych rozdziałach.

8. METODYKA BADAŃ DLA ZWERYFIKOWANIA METODY WYZNACZANIA ENERGII UDARU MŁOTA HYDRAULICZNEGO NA PODSTAWIE POMIARU WARTOŚCI CIŚNIEŃ

Przedstawiona i opisana w rozdziale 7 metoda wyznaczania energii udaru młota hydraulicznego na podstawie pomiaru wartości ciśnienia na zasilaniu wymagała jej zweryfikowania na podstawie pomiarów w warunkach dołowych i porównania ich z wynikami uzyskanymi podczas pomiaru wartości energii na specjalnym stanowisku badawczym. Poniżej przedstawiono zaproponowaną metodykę badań wraz z opracowaniem wyników oraz aparaturę pomiarowo-rejestrującą do ich przeprowadzenia.

8.1. METODYKA BADAŃ MŁOTÓW HYDRAULICZNYCH

Przedstawiona w rozdziale 7 metoda wyznaczania energii udaru młota hydraulicznego na podstawie pomiaru wartości ciśnienia na zasilaniu została opracowana na podstawie analizy wyników przeprowadzonych badań i pomiarów młotów hydraulicznych typu Roxon 602 oraz Rammer S52. Dlatego do badań mających na celu zweryfikowanie poprawności uzyskiwanych, za pomocą przedstawionej metody, wyników wymagane jest wytypowanie młotów hydraulicznych dwóch powyżej wymienionych typów.

Zgodnie z opisaną metodą, moment wystąpienia udaru, konieczny do przeprowadzenia obliczeń wartości energii udaru, jest przyjmowany przez program wtedy, gdy ciśnienie na zasilaniu osiągnie wartość równą iloczynowi wartości ciśnienia maksymalnego i specjalnie wyznaczonego współczynnika spadku ciśnienia zasilania w momencie udaru k_{pu} . Wartość współczynnika spadku ciśnienia zasilania w momencie udaru k_{pu} jest różna dla młotów z dwoma najczęściej stosowanymi wartościami nastawy na zaworze regulacji ciśnienia – 12 i 16 [MPa]. Dlatego najkorzystniejszym będzie wykorzystanie podczas badań porównawczych młotów z dwoma różnymi wartościami nastawy na zaworze regulacji ciśnienia, tak jak podano powyżej 12 i 16 [MPa].

Ze względu na konieczność porównywania uzyskanych wyników, wymagane jest przeprowadzenie prób dla wszystkich wytypowanych do badań młotów w tych samych warunkach pracy. Stąd potrzeba wytypowania na czas pomiarów reprezentatywnego miejsca pracy młotów hydraulicznych. Miejsce takie powinno się charakteryzować następującymi cechami:

- jedno z najczęstszych miejsc pracy ciężkich młotów hydraulicznych w kopalniach KGHM „Polska Miedź” S.A. (sugerowana krata rozładownicza na wysypie z wozów dostawczych na przenośnik taśmowy),
- możliwość wstrzymania procesu technologicznego na oddziale na czas prób,

- możliwość wykorzystania standardowych wycięgników i hydraulicznych agregatów zasilających, stosowanych w kopalniach KGHM „Polska Miedź” S.A. do mocowania i zasilania ciężkich, hydraulicznych młotów udarowych,
- wykorzystanie tego samego operatora wycięgnika młota hydraulicznego do badań wszystkich wytypowanych młotów,
- możliwość łatwego transportu wytypowanych młotów do i z miejsca badań,
- możliwość wykorzystania zaplecza warsztatowego do prac niezbędnych podczas montażu i demontażu młotów w miejscu pomiarów,
- możliwość podpięcia się do napięcia 220 V, niezbędnego do zasilania czujników i aparatury pomiarowo-rejestrującej.

Ze względu na charakter badań – konieczność wycofania z ruchu na czas prób co najmniej kilku młotów hydraulicznych i zaangażowanie dużego potencjału ludzkiego oraz badawczego, wymagane jest zapewnienie podczas pomiaru dwóch niezależnych torów pomiarowych, pozwalających na pomiar i rejestrację mierzonego sygnału w przypadku awarii jednego z nich. Ponadto wskazanym jest użycie czujników pomiarowych takich samych lub zbliżonych jak podczas pomiaru ciśnień na stanowisku badawczym, czyli piezoelektryczne przetworniki ciśnienia typu MBS 33 firmy Danfoss. Zaproponowane rozwiązania torów pomiarowych dla pomiaru i rejestracji wartości i przebiegów ciśnienia na zasilaniu i spływie zostały przedstawione w następnym podrozdziale.

Wytypowane do prób i pomiarów młotów hydraulicznych miejsce ich pracy, spełniające wymienione powyżej wymagania, będzie wykorzystane w pierwszej fazie badań. Zostaną tam przeprowadzone pomiary wartości ciśnienia zasilania dla wytypowanych młotów podczas generowania udarów w porównywalnych warunkach pracy. Ze względu na możliwość natrafienia wśród rozkruszanych brył skalnych na odłamy o różnorodnych własności fizyko mechanicznych, gabarytach i płaszczyznach uławicenia, zaproponowano aby każdy z badanych młotów był pozycjonowany prostopadle do płaszczyzny spągu i dociskany do niego poprzez grubą blachę stalową. Dopiero w tej pozycji można będzie włączyć zasilanie młota, po uprzednim ustaleniu parametrów zasilania (ciśnienie, wydatek, temperatura oleju hydraulicznego).

Ze względu na zachowanie porównywalnych warunków zasilania dla tych samych młotów pracujących w warunkach dołowych oraz na specjalnym stanowisku badawczym, agregat hydrauliczny musi zagwarantować ciśnienie zasilania, co najmniej 17,5 [MPa] i wydatek minimum 75 [dm³/min], czyli parametry takie jak agregat na stanowisku badawczym.

Ponadto przed przystąpieniem do prób należy rozgrzać olej hydrauliczny do temperatury powyżej 50 [°C] i następnie uruchamia się młot na czas potrzebny do jego nagrzania do temperatury narzuconej procedurą badań na stanowisku badawczym, czyli 50 [°C].

Reasumując powyższe wymagania oraz biorąc pod uwagę koszt przeprowadzonych badań i chęć osiągnięcia jak najobszerniejszych wyników zaproponowano przeprowadzenie prób z dwoma młotami typu Roxon 602 oraz dwoma typu Rammer S52. Dla jednego z młotów typu Roxon 602 i Rammer S52 ustawione zostaną nastawy na zaworze regulacji ciśnienia na wartość 12 [MPa], natomiast dla pozostałych dwóch młotów nastawy te zostaną ustawione na poziomie 16 [MPa].

Po wybraniu miejsca prób spełniającego narzucone wymagania i przetransportowaniu tam wytypowanych młotów, należy przygotować do badań wybrany egzemplarz młota. W pierwszej kolejności sprawdza się wartość nastawy ciśnienia na zaworze regulacji młota na zadaną wartość (12 lub 16 [MPa]) a następnie należy na młocie zamontować czujniki do pomiaru ciśnienia dla każdego z torów pomiarowych i po zamocowaniu młota na wysięgniku, podłączyć je do urządzeń rejestrujących. Po podłączeniu młota do hydraulicznego agregatu zasilającego i ustawieniu jego parametrów na żądanym poziomie, należy rozgrzać olej hydrauliczny i młot do temperatury 50 [°C]. Po ustabilizowaniu się temperatury młota na zadanym poziomie, zostaje on ustawiony w miejscu próby prostopadle do powierzchni spągu i dociśnięty do niej przez grubą płytę stalową. Po włączeniu obydwu torów pomiarowych należy włączyć zasilanie młota i generować udary przez okres kilku sekund (przez analogie do prób na specjalnym stanowisku badawczym zalecanym jest czas minimum 3 sekund). Po zakończeniu pomiaru i rejestracji wartości i przebiegów ciśnienia na zasilaniu i spływie dla jednej próby, należy badany młot odciążyć i przestawić grot w inne miejsce. Po ustawieniu i dociśnięciu młota powtarza się całą opisaną powyżej procedurę. Pomiar należy wykonać co najmniej dla trzech prób.

Po zakończeniu badań wytypowanych młotów należy je przetransportować, bez wykonywania jakichkolwiek dodatkowych czynności typu regulacja czy przegląd, na powierzchnie, w pobliżu specjalnego laboratoryjnego stanowiska badawczego zlokalizowanego na terenie O/ZG „Rudna” w Polkowicach i opisanego w rozdziale 4.3. Tam przeprowadzona zostanie druga część badań, z wykorzystaniem aparatury badawczej i metodyki, też opisananej w rozdziale 4.3.

Zgodnie z nią przed rozpoczęciem pomiarów sprawdza się poprawność działania i wywzorcowania układu do pomiaru energii udaru. Następnie wybrany młot montuje się w ramie stanowiska badawczego i podłącza do hydraulicznego agregatu zasilającego. Przed rozpoczęciem pomiarów doprowadza się olej hydrauliczny i młot do wymaganej temperatury ok. 50 [°C]. Nagrzany młot zostaje oparty na zespole amortyzującym i lekko dociśnięty. Po tych czynnościach

przygotowawczych młot zostaje ponownie uruchomiony, ustawiane są parametry hydrauliczne jego zasilania, po czym włączony zostaje program rejestracji parametrów eksploatacyjnych (wartość ciśnienia i natężenia przepływu na zasilaniu i spływie oraz wartość energii udaru). Pomiar realizowany jest przez 2,5 do 3 s, po czym następuje automatyczne zakończenie rejestracji sygnałów. Operator przerywa zasilanie młota i wyłącza zasilacz hydrauliczny. Po odciążeniu młota, cały powyżej opisany cykl pomiarowy należy powtórzyć jeszcze co najmniej dwukrotnie.

Po zakończeniu pomiarów i rejestracji dla jednego z młotów, co najmniej trzykrotny pomiar i rejestrację parametrów eksploatacyjnych należy przeprowadzić dla pozostałych wybranych młotów hydraulicznych.

Uzyskane podczas badań wartości i przebiegi ciśnień na zasilaniu i spływie zostaną wykorzystane do wyznaczenia energii udaru dla poszczególnych młotów, przy wykorzystaniu opracowanego i opisanego w rozdziale 7 programu komputerowego. Sposób opracowania wyników badań został przedstawiony w rozdziale 8.3.

8.2. ZASTOSOWANA APARATURA POMIAROWO-REJESTRUJĄCA

Dla pomiaru wartości parametrów eksploatacyjnych na specjalnym, laboratoryjnym stanowisku badawczym wykorzystano opisane już w rozdziale 4.3 następujące czujniki i przetworniki pomiarowe:

- tensometryczny specjalny przetwornik siły, wywzorcowany w jednostkach energii,
- piezoelektryczne przetworniki ciśnienia typu MBS 33 firmy Danfoss,
- turbinkowe czujniki przepływu typu PMB 6000 - Instytut Lotnictwa w Warszawie,
- oporowe czujniki temperatury typu PTI 00 firmy KFAP w Krakowie.

Do rejestracji mierzonych wielkości zastosowano kartę pomiarową PCL- 812PG zainstalowaną w komputerze osobistym PC z procesorem Pentium III. Przetworniki pomiarowe podłączono na wejścia analogowe karty pomiarowej poprzez płytę typu PCLD-5B16, na której zamontowano dodatkowe moduły wzmacniaczy dla tensometrycznego przetwornika siły (energii) typu PCLD-5B38 oraz dla przetworników temperatury typu PCLD-5B34. Tor pomiarowy został również szczegółowo opisany w rozdziale 4.3. Zastosowany tor umożliwia wizualizację i analizę wyników na bieżąco, w czasie prowadzenia badań, co pozwala na wykrycie uszkodzeń układu pomiarowego i ich usunięcie. Zarówno czujniki jak i tor pomiarowy wykazały swoją skuteczność i poprawności działania podczas wielokrotnie przeprowadzanych na stanowisku badań. W związku z tym wymagane było dobranie czujników pomiarowym i aparatury do rejestracji mierzonych sygnałów do prób przeprowadzanych w warunkach pracy młotów, w podziemiach kopalni.

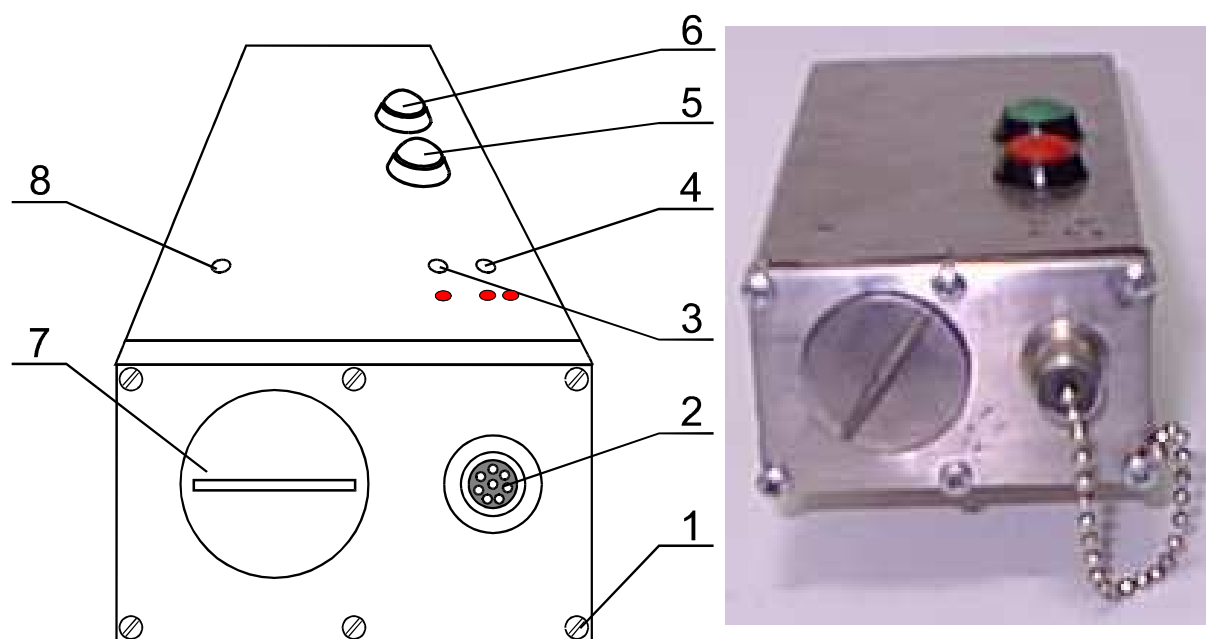
Ze względu na zapewnienie porównywalnych warunków pomiarów, do pomiaru wartości ciśnienia na zasilaniu i spływie badanych młotów zaproponowano zastosowanie analogicznych czujników - piezoelektrycznych przetworników ciśnienia typu MBS 33 firmy Danfoss [19]. Mogą być one bez problemu zastosowane w warunkach dołowych. Koniecznym było dobranie dla każdego toru pomiarowego aparatury rejestrującej, która jest dopuszczona i może być zastosowana w warunkach kopalnianych. Na podstawie zebranych informacji zaproponowano wykorzystanie do jednego z torów pomiarowych, jako urządzenia rejestrującego wartości i przebiegi ciśnień, przenośnego komputera pomiarowego Toshiba typ Laptop Highscreen 386-DX33 z oprogramowaniem ESAM 3000. Jest to aparatura będąca własnością Katedry Maszyn Górniczych i wielokrotnie z dobrym efektem wykorzystywana do rejestrowania pomiarów w trudnych warunkach dołowych. Własna bateria pozwala na pracę bez zasilania z zewnętrznego źródła energii przez około 60 minut. Zainstalowany program do rejestracji, analizy i przetwarzania rejestrowanych sygnałów pomiarowych pozwala na próbkowanie z częstotliwością do 4 [kHz] i jednocześnie rejestrowanie do 8 kanałów. Zaletą tego urządzenia jest możliwość podglądu jednego wybranego lub kilku rejestrowanych przebiegów podczas pomiaru, co pozwala na natychmiastowe wykrycie uszkodzenia toru pomiarowego i wyeliminowanie błędnego pomiaru oraz jego powtórzenie. Widok komputera Laptop Highscreen 386-DX33 wraz ze stacją dokującą, umożliwiającą podłączenie czujników pomiarowych pokazano na rysunku 8.1.



Rys. 8.1. Widok przenośnego komputera Laptop Highscreen 386-DX33 wraz ze stacją dokującą

Jednak zaproponowana aparatura ma możliwość bezpośredniej rejestracji tylko sygnałów napięciowych. Zaproponowane do pomiaru ciśnienia piezoelektryczne przetworniki ciśnienia typu MBS 33 firmy Danfoss są to czujniki prądowe, dlatego do współpracy z komputerem przenośnym Laptop Highscreen 386-DX33 wybrano przetworniki ciśnienia tej samej firmy Danfoss typu MBS 32. Są to czujniki w wersji napięciowej.

Do rejestracji sygnałów pomiarowych w drugim, alternatywnym i rezerwowym torze pomiarowym zaproponowano zastosowanie opracowanego i wykonanego w AGH Kraków przenośnego rejestratora M2W3. Rejestrator ten został specjalnie opracowany do rejestracji sygnałów prądowych w standardzie 4-20mA i standardowo jest przeznaczony do współpracy z dwoma przetwornikami ciśnienia firmy Danfoss w wersji prądowej typu MBS 33. Zasilanie rejestratora to dwie alkaiczne baterie R6 (AA). Czas przechowywania danych w rejestratorze to 10 lat bez jakiegokolwiek zasilania, minimalna ilość zapisów 100,000 cykli zapisów lub kasowań. Schemat i widok rejestratora pokazano na rysunku 8.2. Rejestrator pracuje w czterech trybach: czuwania, diagnostycznym, rejestracji i komunikacji z PC. Jego podstawowe dane to:



Rys. 8.2. Schemat i widok przenośnego rejestratora M2W3

1 – śrubki mocujące obudowę, 2 – gniazdo czujników, 3,4 – niebieskie diody sygnalizacji podłączenia czujników (3-kanal 1, 4-kanal 2), 5 – przycisk STOP (czerwony), 6 – przycisk START (zielony), 7 – osłona pojemnika baterii, 8 – dwukolorowa dioda sygnalizacyjna (zielono-czerwona)

- rozdzielczość 12-bit,
- dwa kanały pomiarowe,
- sygnał wejściowy: 4-20mA,
- częstotliwość próbkowania: 1kHz,
- pamięć 4MB (rozbudowana do 16MB),
- max czas pomiaru 1048s.

Przetworniki ciśnienia typ MBS 33 podłączane są do rejestratora przez specjalną przystawkę Skorpion. Po podłączeniu przystawki rejestrator zaczyna być zasilany i znajduje się w stanie oczekiwania. Wyłączenie rejestratora następuje w momencie wyciągnięcia wtyczki przystawki z gniazda rejestratora. Przed przystąpieniem do rejestracji sygnałów należy sprawdzić tory pomiarowe a następnie przełączyć rejestrator w stan diagnostyki układu pomiarowego. Jeśli jest wszystko w porządku (w trakcie testu świecą się obie niebieskie diody światłem ciągłym oraz rejestrator przechodzi w stan czuwania) można przejść do pomiaru. Aby zacząć pomiar należy nacisnąć przycisk zielony na rejestratorze - pomiar zaczyna być rejestrowany dopiero po chwili i jest sygnalizowany świeceniem światłem ciągłym diody zielonej i przynajmniej jednej diody niebieskiej (jeśli jest rejestrowany tylko jeden kanał). Zatrzymanie pomiaru następuje po naciśnięciu czerwonego przycisku (rejestrator przechodzi w stan oczekiwania – migająca zielona dioda).

Dużą zaletą rejestratora są jego niewielkie rozmiary i waga oraz możliwość zasilania baterijnego. Minusem natomiast jest brak możliwości natychmiastowej kontroli rejestrowanego sygnału i sprawdzenie poprawności wykonanego pomiaru. Ta możliwość jest dopiero po przesłaniu zarejestrowanych sygnałów do komputera, w którym można wykonać dalszą ich obróbkę i analizę.

Zaproponowane przetworniki ciśnienia powinny być zabudowane parami – po jednym typu MBS 33 i MBS 32 na zasilaniu i na splywie. Przetworniki typu MBS 33 należy podłączyć przez specjalną przystawkę Skorpion z przenośnym rejestratorem M2W3, natomiast przetworniki typu MBS 32 należy podłączyć do stacji dokującej przenośnego komputera Laptop Highscreen 386-DX33.

Po zabudowaniu i podłączeniu czujników pomiarowych i aparatury rejestrującej wskazanym jest wykonanie próbnego pomiaru dla sprawdzenia poprawności działania czujników, toru pomiarowego oraz rejestratorów mierzonych sygnałów.

8.3. OPRACOWANIE WYNIKÓW BADAŃ

Zmierzone i zarejestrowane podczas badań dołowych wartości ciśnienia na zasilaniu i spływie w pierwszej kolejności powinny zostać poddane analizie pod względem ilościowym i jakościowym, czyli sprawdzeniu czy zmierzone i zarejestrowane za pomocą opisanych powyżej torów pomiarowych ciśnienia mają porównywalne przebiegi – co do wartości i kształtu. W przypadku stwierdzenia braku widocznych różnic w zarejestrowanych przebiegach ciśnień, wskazanym jest wykorzystanie do wyznaczania wartości energii udaru wartości ciśnień zarejestrowanych przenośnym rejestratorem M2W3. Do pomiaru wartości ciśnienia wykorzystano w tym torze pomiarowym takie same przetworniki ciśnienia typu MBS 33 jak na stanowisku badawczym, a ponadto częstotliwość próbkowania mierzonego sygnału ciśnienia również jest taka sama i wynosi 1 [kHz]. Pozwoli na zapewnienie większego podobieństwa pomiędzy przeprowadzonymi próbami na dole, w kopalni i na stanowisku badawczym.

Po wybraniu przebiegów wartości ciśnień do dalszych obliczeń, należy wprowadzić do opracowanego programu do wyznaczania wartości energii udaru wartości wymaganych parametrów młota. Dla wytypowanych młotów Rammer S52 i Roxon 602 wartości tych parametrów są następujące:

- masa bijaka młota $m_b = 32$ [kg],
- masa grota młota $m_g = 50$ [kg],
- powierzchnia podtłokowa bijaka $F_p = 0,000020194$ [m²],
- stosunek powierzchni nadtłokowej do powierzchni podtłokowej
$$k = \frac{F_n}{F_p} = \frac{0,00020207}{0,000020194} = 10,03,$$
- sztywności materiału, z którego wykonany jest grot i bijak, przyjęto $k_s = 1$.

Przy wykonywaniu obliczeń należy zwrócić szczególną uwagę na wartość współczynnika spadku ciśnienia zasilania w momencie udaru k_{pu} dla badanego młota. Dla młotów, dla których nastawiono wartość ciśnienia na zaworze regulacji na poziomie 12 [MPa], wartość tego współczynnika wynosi $k_{pu} = 0,9560$, natomiast w przypadku młotów z zaworem regulacji ciśnienia ustawionym na poziomie 16 [MPa] wartość współczynnika spadku ciśnienia zasilania w momencie udaru wynosi $k_{pu} = 0,9465$.

Po wczytaniu do opracowanego i opisanego w rozdziale 7 programu danych dla wektora wartości ciśnienia na zasilaniu, można przeprowadzić obliczenia wartości energii bijaka E_b i energii udaru grota młota E_g dla poszczególnych, wyznaczonych w programie, cykli roboczych

młota. Pakiet MATLAB 5.2, w którym zaimplementowano program, umożliwia równocześnie obliczenie wartości średnich i odchyleń standardowych dla poszczególnych energii.

W przypadku sygnałów pomiarowych zmierzonych i zarejestrowanych na specjalnym, laboratoryjnym stanowisku badawczym, zostaną one wstępnie poddane obróbce zgodnie z możliwościami programów opracowanych w pakietach DasyLab i Delphi 2.0, przedstawionych i opisanych w rozdziale 4.3. Pozwala ona na wykonanie raportu z pomiarów w postaci tabel i wykresów zmierzonych wartości oraz sporządzenie karty Diagnostyka. Umożliwi to wyznaczenie wartości energii udaru badanego młota podczas prób na stanowisku, zmierzonej za pomocą specjalnego przetwornika energii.

W następnej kolejności, wykorzystując opracowany program do wyznaczania energii udaru na podstawie wartości ciśnienia na zasilaniu i zarejestrowane przebiegi cisnień, obliczone zostaną wartości energii bijaka E_b i energii udaru grota młota E_g dla poszczególnych cykli roboczych młota. Wartości parametrów młotów Rammer S52 i Roxon 602 zostają bez zmian, takie same jak w przypadku obliczeń dla prób dołowych. Podobnie jak dla tych prób należy zwrócić szczególną uwagę na wartość współczynnika spadku ciśnienia zasilania w momencie udaru k_{pu} dla badanego młota i dobrać odpowiednie dla młotów z zaworem regulacji ciśnienia ustawionym na poziomie 12 lub 16 [MPa].

9. PRZEPROWADZENIE BADAŃ WYTYPOWANYCH MŁOTÓW HYDRAULICZNYCH

Zgodnie z metodyką zaproponowaną w rozdziale 8 i z wykorzystaniem opisanych w tym rozdziale czujników i aparatury pomiarowej i rejestrującej, przeprowadzono badania wybranych młotów hydraulicznych w warunkach dołowych jednej z kopalń rud miedzi KGHM „Polska Miedź” S.A. Badania te miały na celu zweryfikowanie poprawności określania wartości energii udaru młota na podstawie pomiaru wartości ciśnienia zasilania, zgodnie z opracowaną przez autora i opisaną w rozdziale 7 metodą.

Badania wybranych młotów hydraulicznych w warunkach dołowych przeprowadzono w O/ZG „Rudna w Polkowicach. Kopalnia ta wytypowała do badań cztery hydrauliczne młoty udarowe pracujące w podziemiach kopalni. Wybrano dwa młoty typu Roxon 602 o oznaczeniach F15 i F54 oraz dwa młoty typu Rammer S52 o oznaczeniach R59 i R67. Wszystkie przeznaczone do badań młoty były po remoncie, czyli w założeniu sprawne technicznie.

Poniżej opisano przebieg badań dla wytypowanych młotów hydraulicznych, przeprowadzonych w warunkach dołowych w O/ZG „Rudna w Polkowicach oraz badania porównawcze z tymi samymi młotami, wykonane na specjalnym, opisanym w rozdziale 4.3 stanowisku badawczym, będącym w dyspozycji ZUW Lubin i zlokalizowanym też na terenie O/ZG „Rudna w Polkowicach.

9.1. BADANIA WYBRANYCH MŁOTÓW W WARUNKACH DOŁOWYCH

Wytypowane przez pracowników O/ZG „Rudna w Polkowicach młoty hydrauliczne Roxon 602 o oznaczeniach F15 i F54 oraz Rammer S52 o oznaczeniach R59 i R67 zostały przetransportowane na miejsce, w którym przeprowadzone zostały ich badania. Wybrano typowe miejsce pracy tych młotów – kratę nr 41 na wysypie na oddziale G4. Krata ta posiadała standardowe otwory o wymiarach 400 x 400 [mm] oraz wyposażona była w stacjonarny wysięgnik z klimatyzowaną i wyciszoną kabiną operatora. Ponadto w pobliżu kraty znajdowała się komora warsztatowa z wyposażeniem mechanicznym pomocnym przy realizacji badań, jak również zapewniająca zasilanie w energię elektryczną o napięciu wymaganym do przeprowadzenia pomiarów. Widok wybranego miejsca badań młotów – kratę nr 41 przedstawiono na rysunku 9.1. W pobliżu kraty zabudowany był również agregat hydrauliczny, zapewniający zasilanie młotów olejem hydraulicznym przy wymaganych parametrach. Agregat ten przedstawiono na rysunku 9.2.



Rys. 9.1. Miejsce badań dołowych wytypowanych młotów hydraulicznych – krata nr 41



Rys. 9.2. Agregat hydrauliczny zasilający wysięgnik stacjonarny oraz zamontowany na nim młot hydrauliczny

Każdy z młotów został przed przeprowadzeniem badań odpowiednio do nich przygotowany. Na jednym z młotów typu Rammer S52 oznaczonym R67 oraz Roxon 602 oznaczonym F54, nastawiono wartości ciśnienia na zaworach regulacji ciśnienia na poziomie około 12 [MPa], natomiast na pozostałych młotach: Rammer S52 oznaczonym R59 oraz Roxon 602 oznaczonym F15 nastawiono wartości ciśnienia na poziomie około 16 [MPa]. Po zamontowaniu badanego młota na wysięgniku i podłączeniu zasilania z agregatu hydraulicznego, na przewodach zasilającym i spływowym montowane były wybrane do pomiarów przetworniki ciśnień. Młot był, po włączeniu zasilania hydraulicznego, rozgrzewany do zakładanej temperatury pracy $T_m \cong 45-50$ [°C]. Widok jednego z młotów, zamocowanego na stacjonarnym wysięgniku, z zamontowanymi przetwornikami ciśnień.

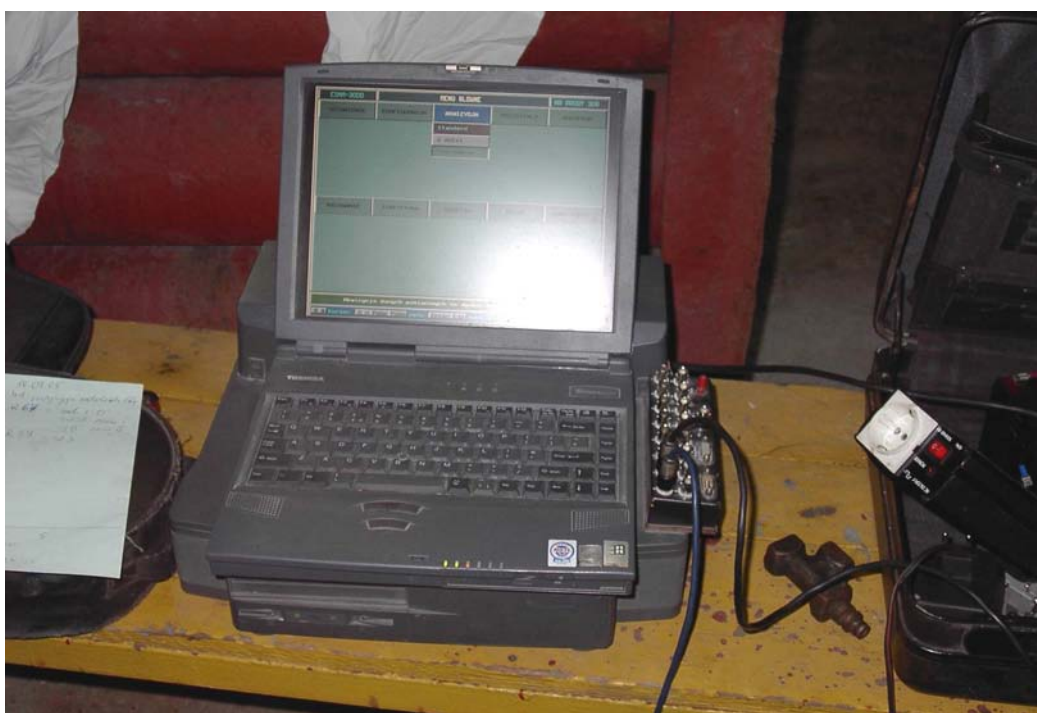


Rys. 9.3. Widok przygotowanego do badań młota Rammer S52 o oznaczeniu R59, zamocowanego na wysięgniku stacjonarnym, z zamontowanymi przetwornikami ciśnienia

Sygnaly z przetworników ciśnień podłączono parami (zasilanie, spływ) do opisanych w rozdziale 8 komputera pomiarowego Laptop Highscreen 386-DX33 z oprogramowaniem

ESAM 3000 (przetworniki napięciowe MBS 32) oraz przenośnego rejestratora pomiarowego M2W3 (przetworniki prądowe MBS 33). Zastosowanie podwójnego układu pomiarowego wynikało, jak założono w metodyce pomiarowej, z konieczności zabezpieczenia się przed awarią któregoś z nich oraz sprawdzenia przydatności przenośnego rejestratora do tego typu pomiarów. Widok komputera pomiarowego Laptop Highscreen 386-DX33, przygotowanego do pomiarów pokazano na rysunku 9.4, natomiast widok przenośnego rejestratora pomiarowego M2W3 z przystawką Skorpion, przygotowanego do rejestracji sygnałów na rysunku 9.5.

Po sprawdzeniu poprawności montażu przetworników ciśnienia i podłączenia przewodów z przetworników do komputera i rejestratora, następowało dociśnięcie grota młota, poprzez stalową płytę, do powierzchni spągu, włączenie zasilania młota hydraulicznego i rozpoczęcie rejestracji przebiegów wartości ciśnień przez czas minimum około 3 sekund. Widok jednego z badanych młotów przygotowanego do prób przedstawiono na rysunku 9.6. Po zakończeniu rejestracji, wyłączano zasilanie młota i po sprawdzeniu poprawności rejestracji przeprowadzonego pomiaru, wykonywano zgodnie z zaplanowaną metodyką jeszcze co najmniej dwa następne pomiary dla takich samych warunków pracy



młota.

Rys. 9.4. Widok komputera pomiarowego Laptop Highscreen 386-DX33
przygotowanego do pomiarów



Rys. 9.5. Widok przenośnego rejestratora pomiarowego M2W3 wraz z przystawką Skorpion, przygotowanych do rejestracji mierzonych sygnałów



Rys. 9.6. Widok młota Roxon 602 o oznaczeniu F15, przygotowanego do badań

Opisana procedura została powtórzona dla trzech pozostałych młotów hydraulicznych. Badania wszystkich młotów wykonano dla porównywalnych warunków ich pracy: ciśnienie zasilania z agregatu hydraulicznego $p_z = 16,5$ [MPa], natężenie przepływu oleju hydraulicznego na zasilaniu $Q_z = 120$ [dm³/min], temperatura młota podczas wykonywania badań $T_m \cong 45 - 50$ [°C], sposób i siła docisku grota badanego młota do powierzchni płyty stalowej na spągu (pionowe ustawienie młota względem powierzchni spągu, wartość siły docisku wynikająca z ustawienia i ciśnienia zasilania siłowników hydraulicznych stacjonarnego wysięgnika). Czas wykonywania pomiaru wynosił co najmniej 3 sekundy. Rejestrację przebiegów wartości ciśnienia na zasilaniu i spływie przeprowadzano równoległe z wykorzystaniem komputera pomiarowego Laptop Highscreen 386-DX33 oraz przenośnego rejestratora pomiarowego M2W3. Pomiary wykonano dla każdego z młotów co najmniej trzykrotnie. Po każdym z pomiarów sprawdzano poprawność rejestracji przebiegów wartości ciśnienia. Zarejestrowane przebiegi były poddane analizie, której wyniki przedstawiono w rozdziale 9.3.

9.2. BADANIA WYBRANYCH MŁOTÓW NA STANOWISKU BADAWCZYM

Zgodnie z metodyką przedstawioną w rozdziale 8, w następnym etapie badań przetransportowano wybrane młoty z dołu kopalni na powierzchnię i przeprowadzono badania stanowiskowe. Badania stanowiskowe młotów hydraulicznych Roxon 602 o oznaczeniach F15 i F54 oraz Rammer S52 o oznaczeniach R59 i R67 przeprowadzono na specjalnym stanowisku diagnostycznym, będącym w dyspozycji ZUW Lubin i zlokalizowanym na terenie O/ZG „Rudna” Polkowice. Stanowisko to zostało dokładnie opisane w rozdziale 4.3.

Wszystkie cztery młoty po przetransportowaniu na miejsce prób zostały odpowiednio do nich przygotowane. Wyjęto je z obudów, w których były mocowane do stacjonarnego wysięgnika na kracie wyładowniczej. Nie wykonywano żadnych innych czynności. Nastawy na zaworze regulacji ciśnienia zostały na tym samym poziomie. Na młocie typu Rammer S52 oznaczonym R67 oraz Roxon 602 oznaczonym F54, wartości ciśnienia na zaworach regulacji ciśnienia były na poziomie około 12 [MPa], natomiast na pozostałych młotach: Rammer S52 oznaczonym R59 oraz Roxon 602 oznaczonym F15 wartości ciśnienia były nastawione na poziomie około 16 [MPa].

Dla zapewnienia prawidłowości pomiaru energii udaru młota hydraulicznego, układ do jej pomiaru na stanowisku badawczym został przed pierwszym pomiarem wywzorcowany, zgodnie z procedurą przedstawioną w rozdziale 4.3.

Każdy z wytypowanych młotów po zabudowaniu na stanowisku badawczym poddany był procedurze pomiarowej obowiązującej przy ocenie stanu technicznego młota i opisanej w rozdziale 4.3. Wspomniana procedura obejmowała:

- montaż młota na stanowisku,
- pracę na biegu luzem aż do uzyskania wymaganej temperatury pracy wynoszącej ok. 45 – 50 [°C],
- pomiar parametrów pracy młota w ustalonej temperaturze (pomiar dla każdego młota wykonywano co najmniej trzykrotnie),
- opracowanie wyników badań,
- demontaż młota.

Widok jednego z wytypowanych młotów hydraulicznych podczas przygotowywania do przeprowadzanych na stanowisku badawczym badań przedstawiono na rysunku 9.7.



Rys. 9.7. Widok młota Roxon 602 o oznaczeniu F54, przygotowanego do badań na stanowisku badawczym

Podczas pierwszej próby stwierdzono poważne odchyłki w pomiarze wartości temperatury młota T_m . Dla porównywalnych warunków pracy wartość tej temperatury dla różnych pomiarów miała bardzo duże różnice (około 50 [%]). Po sprawdzeniu toru pomiarowego wykryto, że powodem złego pomiaru było prawdopodobnie uszkodzenie czujnika pomiaru temperatury młota. Jego szybka wymiana nie była możliwa, w związku z tym pomiar wartości tej temperatury realizowany był ręcznie za pomocą cyfrowego termometru dotykowego, z dokładnością pomiaru do 0,1 [°C]. Uznano za wystarczającą temperaturę powierzchni młota o wartości około 45 [°C].

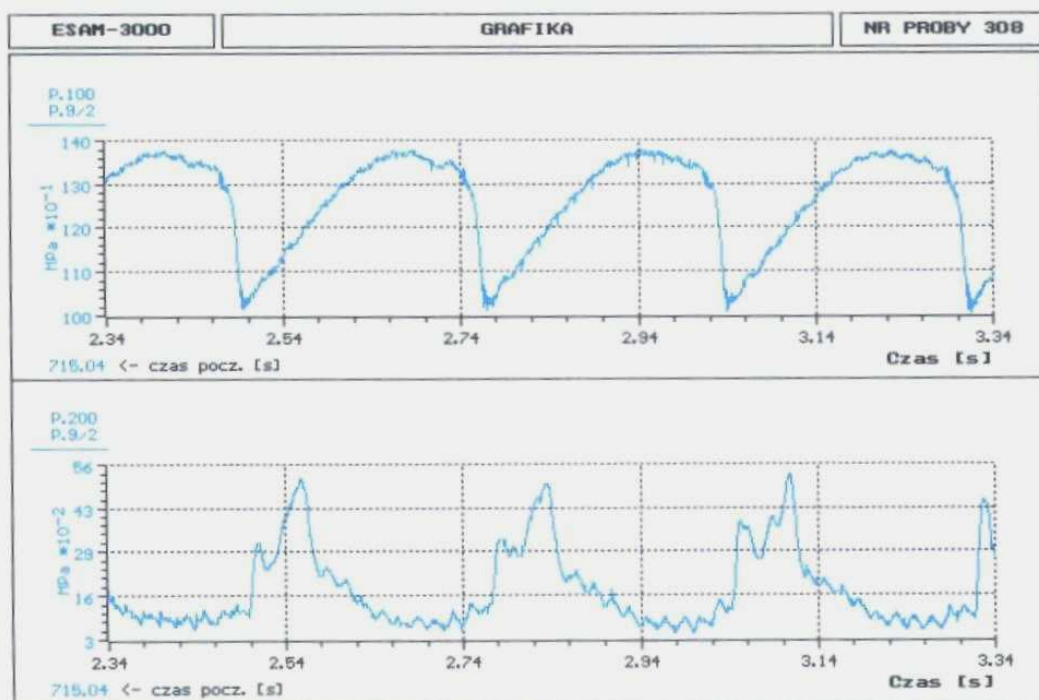
Podczas pomiaru rejestrowane były przebiegi wartości ciśnienia i natężenia przepływu na zasilaniu p_z i Q_z oraz spływie p_s i Q_s oraz wartość energii udaru E_u . Wartości te były poddane analizie a ich wynik został przedstawiony w następnym podrozdziale.

9.3. OPRACOWANIE I ANALIZA UZYSKANYCH WYNIKÓW BADAŃ

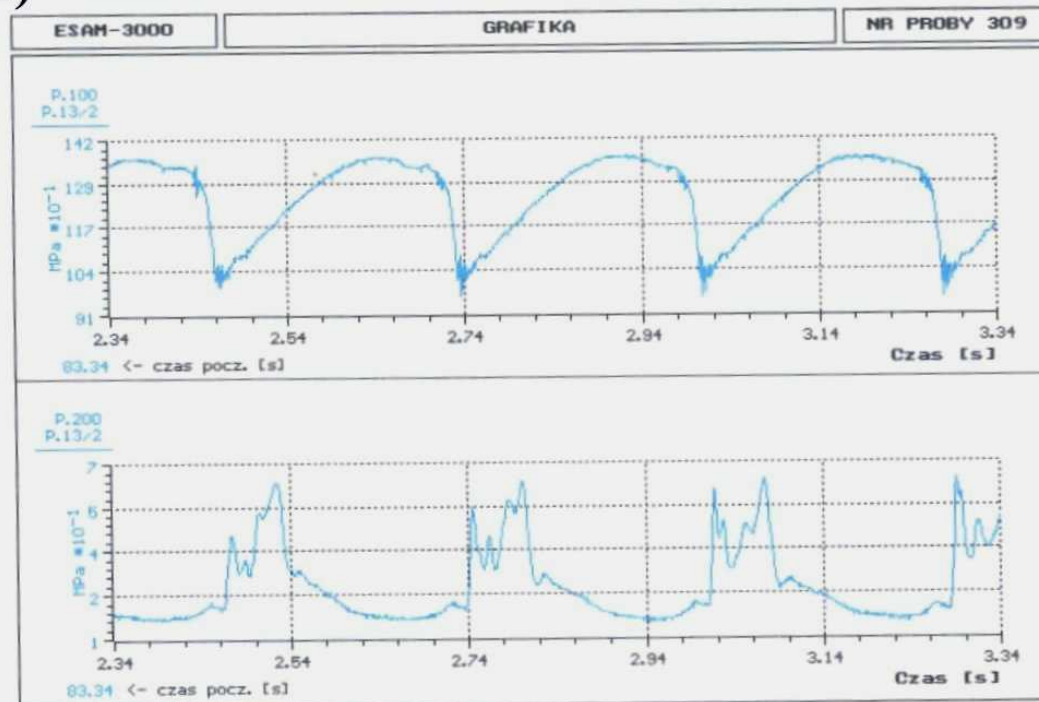
Zarejestrowane podczas badań dołowych na kracie nr 41 wartości przebiegów ciśnień zostały porównane zarówno pod względem jakościowym, jak też ilościowym. Jak już opisano, sygnały z przetworników ciśnień podłączono parami (zasilanie, spływ) do komputera pomiarowego Laptop Highscreen 386-DX33 z oprogramowaniem ESAM 3000 (przetworniki napięciowe MBS 32) oraz przenośnego rejestratora pomiarowego M2W3 (przetworniki prądowe MBS 33). Zarówno przebiegi zarejestrowane na komputerze pomiarowym, jak też na rejestratorze przenośnym, były w dalszej kolejności opracowywane z wykorzystaniem oprogramowania ESAM 3000. Oprogramowanie to pozwalało na wybranie do dalszej analizy dowolnego odcinka zarejestrowanego przebiegu, opracowanie go statystycznie – obliczenie wartości maksymalnej, minimalnej, średniej, odchylenia standardowego, wartości skutecznej oraz przedstawienie tego przebiegu graficznie, z zachowaniem dla każdego przebiegu porównywalnych wartości podziałki dla osi rzędnych i odciętych.

Po opracowaniu zarejestrowanych przebiegów wartości ciśnienia, porównano przebiegi i wartości ciśnienia dla tych samych odcinków czasowych, dla tych samych pomiarów dla poszczególnych młotów hydraulicznych, uzyskane z wykorzystaniem komputera pomiarowego Laptop Highscreen 386-DX33 oraz przenośnego rejestratora pomiarowego M2W3. Przykładowo na rysunkach 9.8 i 9.9 pokazano przebiegi wartości ciśnień na zasilaniu i spływie dla tego samego pomiaru dla młota typu Rammer S52 oznaczonego R67 oraz młota Roxon 602 oznaczonego F54.

a)

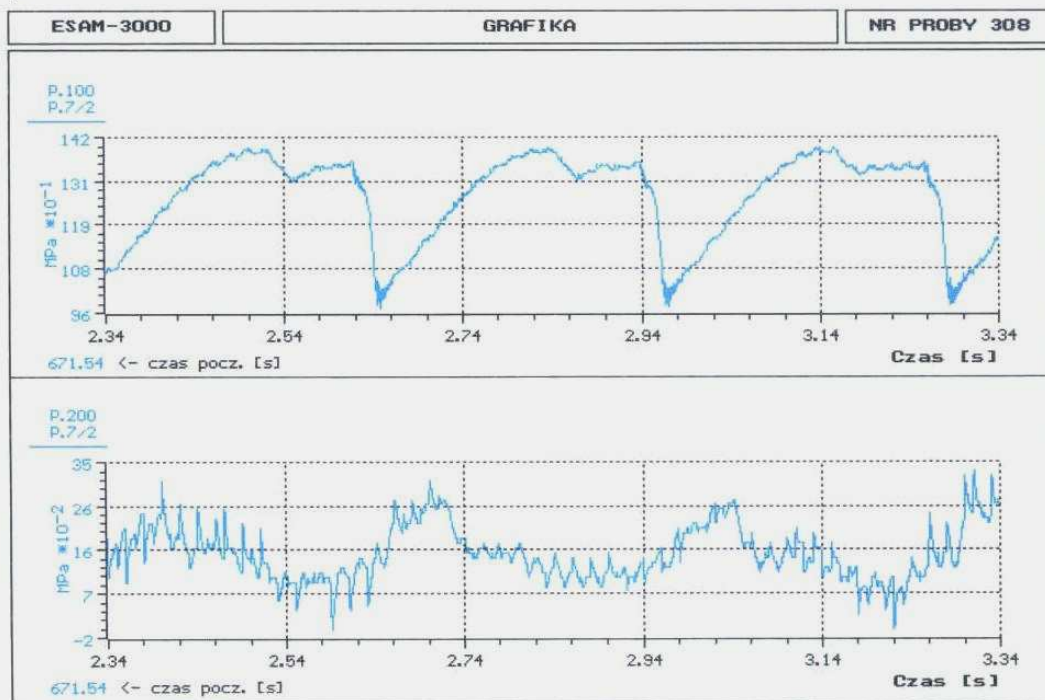


b)

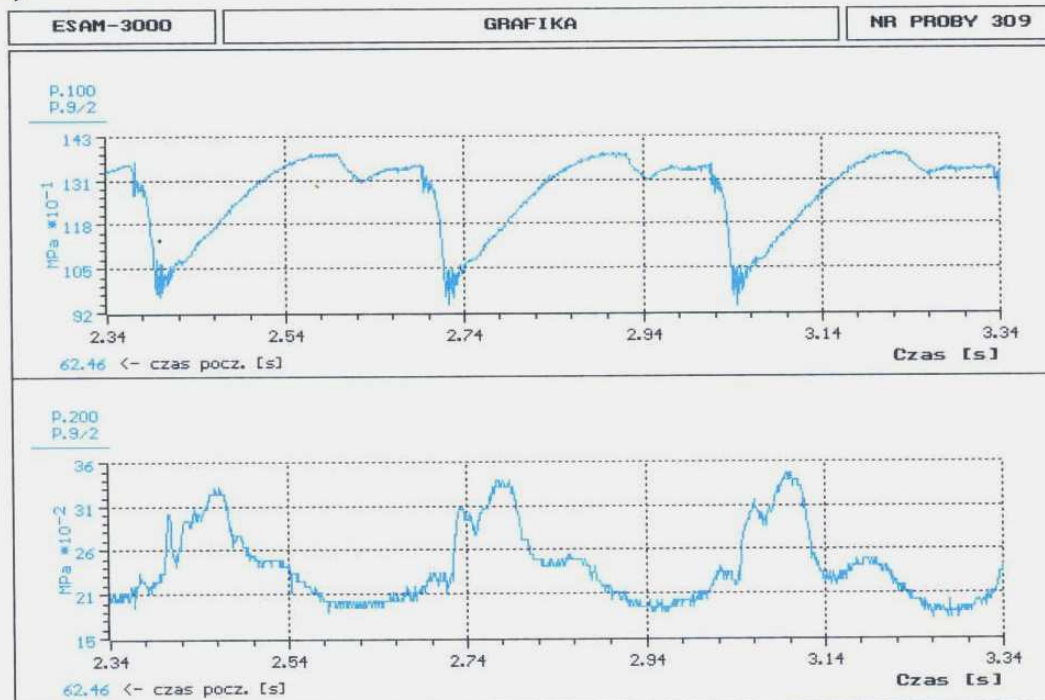


Rys. 9.8. Przebiegi wartości ciśnienia na zasilaniu i splywie dla młota Roxon 602 oznaczonego F54
: a) zarejestrowanego na komputerze pomiarowym Laptop Highscreen 386-DX33,
b) zarejestrowanego przenośnym rejestratorem pomiarowym M2W3

a)



b)



Rys. 9.9. Przebiegi wartości ciśnienia na zasilaniu i splywie dla młota Rammer S52 oznaczonego R67: a) zarejestrowanego na komputerze pomiarowym Laptop Highscreen 386-DX33, b) zarejestrowanego przenośnym rejestratorem pomiarowym M2W3

Porównując przebiegi wartości ciśnień, szczególnie na zasilaniu nie zauważa się prawie żadnych różnic. Bardziej wygładzony przebieg uzyskany przy pomocy przenośnego rejestratora pomiarowego M2W3 jest wynikiem różnicy w częstotliwości próbkowania. Dla rejestratora wynosiła ona 1 [kHz], natomiast w przypadku komputera pomiarowego Laptop Highscreen 386DX33 była ona 4 razy większa i wynosiła 4 [kHz]. Również różnice w wartościach ciśnienia, zwłaszcza na zasilaniu ale też i na spływie, nie wykazują większych różnic. Dla przedstawionych przebiegów w tabeli 9.1 zamieszczono wartości średnie, maksymalne, minimalne oraz odchylenie standardowe ciśnienia na zasilaniu oraz spływie.

Tabela 9.1. Wartości średnie, maksymalne, minimalne oraz odchylenie standardowe dla przebiegów wartości ciśnienia na zasilaniu oraz spływie zarejestrowanych komputerem Laptop Highscreen 386DX33 oraz przenośnym rejestratorem pomiarowym M2W3

Typ młota	Rodzaj ciśnienia	Pomiar komputerem Laptop Highscreen 386DX33				Pomiar przenośnym rejestratorem pomiarowym M2W3			
		średnia	max	min	odch.st.	średnia	max	min	odch.st.
Roxon 602 ozn. F54	p_z [MPa]	12,31	13,64	10,03	1,38	12,21	13,52	9,72	1,59
	p_s [MPa]	0,21	0,54	0,06	0,23	0,24	0,62	0,14	0,26
Rammer S52 ozn. R67	p_z [MPa]	12,57	13,75	9,69	1,21	12,50	13,67	9,45	1,15
	p_s [MPa]	0,18	0,31	0,03	0,17	0,24	0,34	0,16	0,19

Wartości ciśnienia na zasilaniu, średnia i maksymalna, przy pomiarze komputerem Laptop Highscreen 386DX33 i przenośnym rejestratorem pomiarowym M2W3 różnią się nie więcej niż o 1 [%], przy czym większa jest wartość ciśnienia rejestrowana za pomocą komputera pomiarowego. Ponieważ w opracowanej metodzie wyznaczania energii udaru młota wartość i przebieg ciśnienia na zasilaniu są decydujące, można stwierdzić, że pomiary przebiegów wartości ciśnienia na zasilaniu, rejestrowane za pomocą komputera i rejestratora pomiarowego są tożsame.

Po przeanalizowaniu wszystkich pozostałych, zarejestrowanych za pomocą komputera i rejestratora pomiarowego przebiegów wartości ciśnień, dla takich samych, wybranych odcinków czasowych pomiaru, stwierdzono podobną zgodność. Wartości średnie, maksymalne, minimalne oraz odchylenie standardowe dla przebiegów wartości ciśnienia na zasilaniu, zarejestrowanych komputerem Laptop Highscreen 386DX33 oraz przenośnym rejestratorem pomiarowym M2W3, dla trzech pomiarów dla każdego badanego młota przedstawiono w tabeli 9.2.

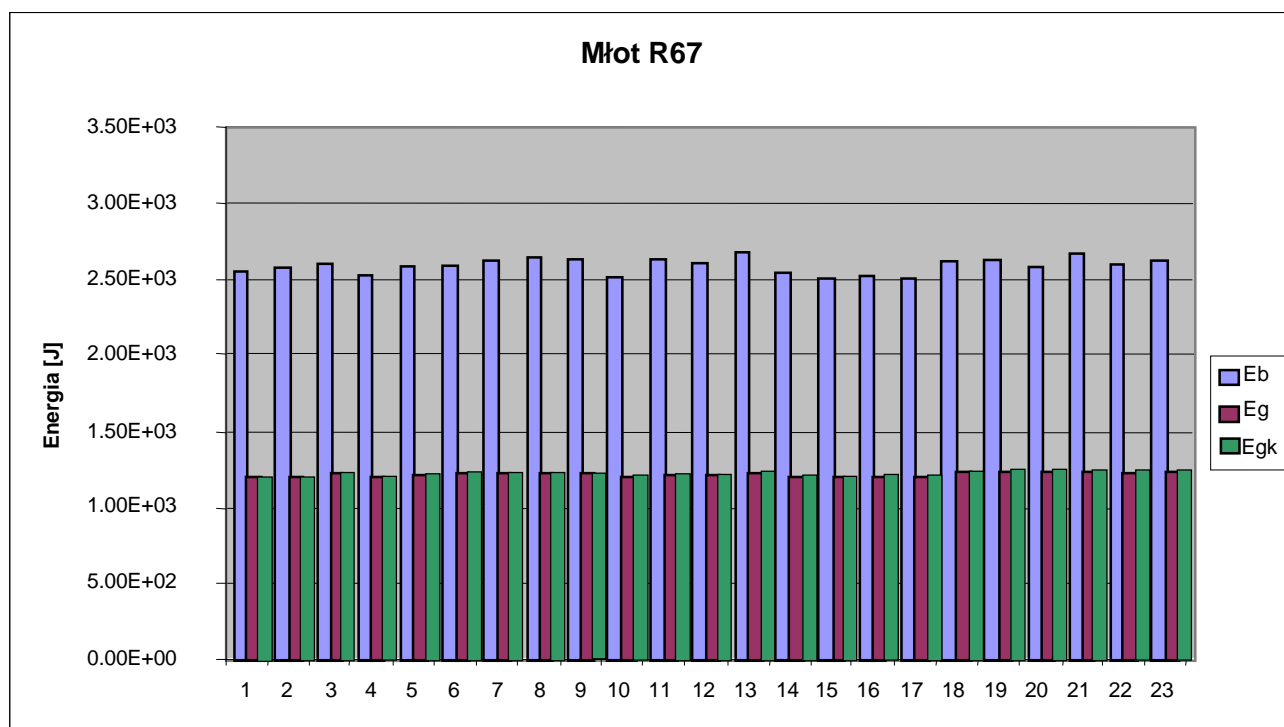
Tabela 9.2. Wartości średnie, maksymalne, minimalne oraz odchylenie standardowe dla trzech przebiegów wartości ciśnienia na zasilaniu dla badanych młotów hydraulicznych, zarejestrowanych komputerem Laptop Highscreen 386DX33 oraz przenośnym rejestratorem pomiarowym M2W3

Typ młota	Ciśnienie zasilania	Pomiar komputerem Laptop Highscreen 386DX33				Pomiar przenośnym rejestratorem pomiarowym M2W3			
		średnia	max	min	odch.st.	średnia	max	min	odch.st.
Roxon 602 ozn. F54	p_z [MPa]	12,31	13,54	10,03	1,38	12,21	13,52	9,72	1,59
	p_z [MPa]	12,64	13,70	9,82	1,47	12,49	13,74	9,78	1,64
	p_z [MPa]	12,34	13,55	9,70	1,32	12,28	13,59	9,59	1,43
Rammer S52 ozn. R67	p_z [MPa]	12,52	13,56	9,69	1,21	12,50	13,67	9,45	1,15
	p_z [MPa]	12,50	13,48	9,52	1,08	12,43	13,52	9,33	1,19
	p_z [MPa]	12,77	13,64	9,78	1,32	12,69	13,79	9,65	1,32
Roxon 602 ozn. F15	p_z [MPa]	14,22	16,27	11,40	1,66	14,09	16,21	11,19	1,87
	p_z [MPa]	14,29	16,38	11,39	1,75	14,18	16,35	11,33	1,92
	p_z [MPa]	14,11	16,16	11,22	1,59	13,97	16,11	11,01	1,86
Rammer S52 ozn. R59	p_z [MPa]	14,79	17,21	12,82	1,82	14,66	17,05	12,65	2,01
	p_z [MPa]	14,60	17,08	12,59	1,64	14,47	16,93	12,45	1,87
	p_z [MPa]	14,59	17,01	12,58	1,57	14,40	16,88	12,43	1,74

Zarejestrowane przebiegi wartości ciśnienia na zasilaniu zostały wykorzystane w następnym etapie do wyznaczenia energii udaru dla poszczególnych młotów, przy wykorzystaniu opracowanego programu komputerowego i zgodnie z metodyką przedstawioną w rozdziale 7 i 8. Ze względu na taką samą częstotliwość próbkowania 1 [kHz] dla rejestrowania sygnałów pomiarowych za pomocą przenośnego rejestratora pomiarowego M2W3 oraz układu pomiarowego na stanowisku badawczym do diagnozowania młotów, i porównywalne wartości i przebiegi uzyskane podczas rejestrowania komputerem Laptop Highscreen 386DX33 oraz

przenośnym rejestratorem pomiarowym M2W3, do obliczeń do wyznaczania wartości energii udaru, realizowanych za pomocą opracowanego programu komputerowego, wykorzystano przebiegi rejestrowane przenośnym rejestratorem pomiarowym M2W3.

Dla porównania dla jednego z wybranych młotów, dla jednej z prób, przeprowadzono obliczenia wartości energii udaru wykorzystując zarejestrowane wartości ciśnienia na zasilaniu za pomocą komputera Laptop Highscreen 386DX33 i przenośnego rejestratora pomiarowego M2W3. Wybrano młot Rammer S52 oznaczony R67 i próbę, której przebieg wartości ciśnienia na zasilaniu i splywie przedstawiono na wykresach na rysunku 9.9. Uzyskane wyniki przedstawiono na wykresie na rysunku 9.10, natomiast wartości średnią, maksymalną, minimalną oraz wartość odchylenia standardowego dla tego przebiegu dla energii udaru bijaka i grota, obliczonej według obydwu zarejestrowanych przebiegów przedstawiono poniżej w tabeli 9.3.



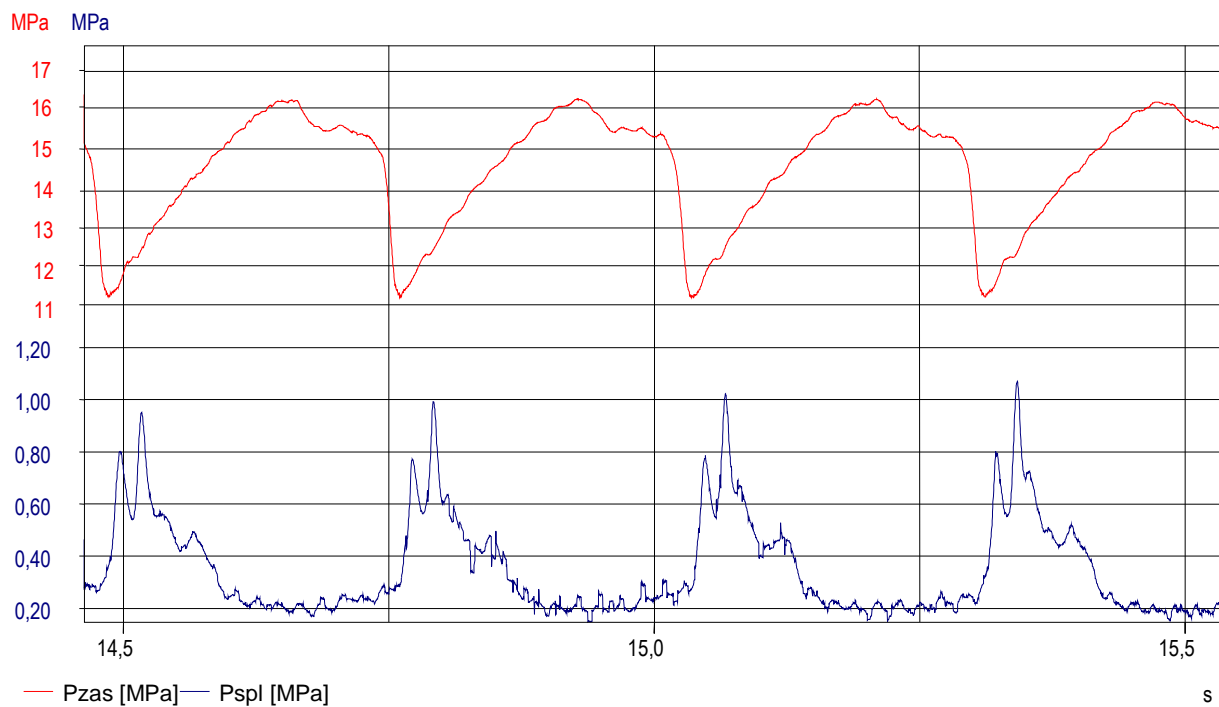
Rys. 9.10. Graficzna ilustracja wyników obliczonej energii bijaka E_b i energii na grocie E_g dla młota Rammer S52 nr R67, dla wartości ciśnienia zarejestrowanych za pomocą przenośnego rejestratora pomiarowego M2W3 oraz energii na grocie E_{gk} dla wartości ciśnienia zarejestrowanej za pomocą komputera Laptop Highscreen 386DX33

Tabela 9.3. Wartości średnie, maksymalne, minimalne oraz odchylenie standardowe energii uderu bijaka i grotu młota R67, obliczonej wg. wartości ciśnień zarejestrowanych komputerem Laptop Highscreen 386DX33 oraz przenośnym rejestratorem pomiarowym M2W3

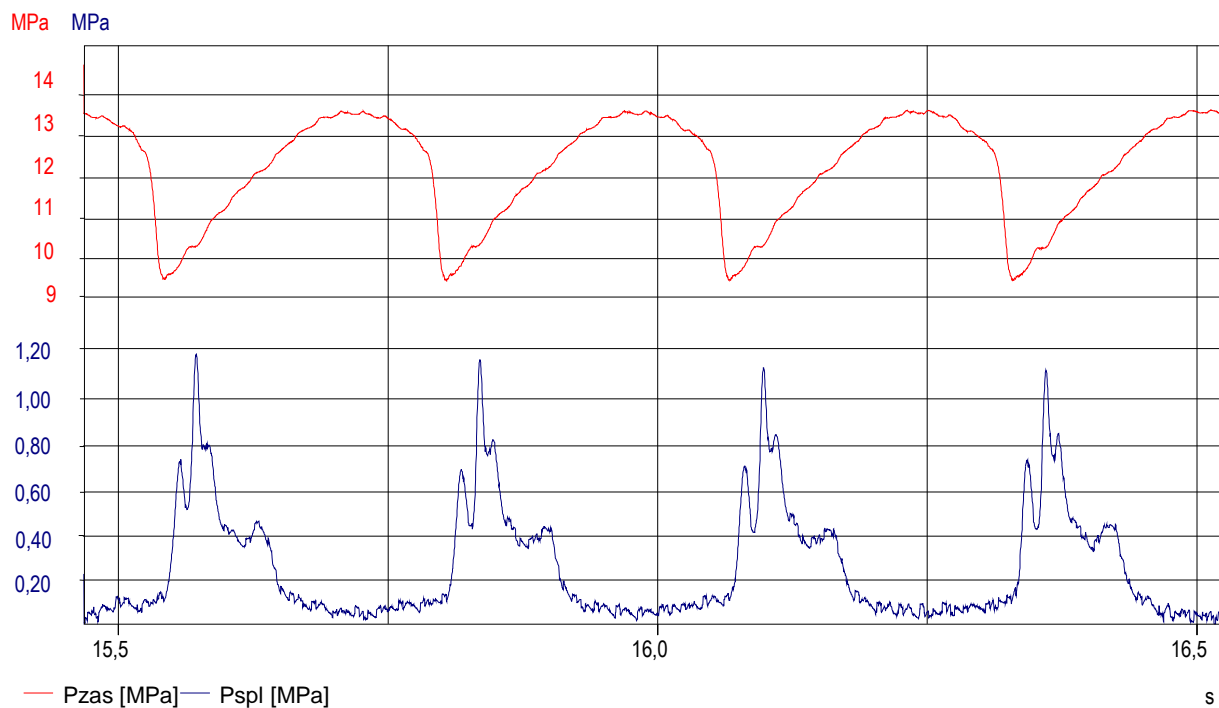
Rodzaj energii	Wartość energii uderu [J]			Odchylenie standardowe σ [J]
	średnia	maksymalna	minimalna	
E_b (Bijak – wg. rejestratora)	2637	2716	2523	115
E_{bk} (Bijak – wg. komputera)	2657	2743	2556	124
E_g (Grot – wg. rejestratora)	1217	1241	1194	28
E_{gk} (Grot – wg. komputera)	1229	1252	1199	31

Porównując wartości energii uderu obliczone w/g wartości ciśnień zarejestrowanych komputerem Laptop Highscreen 386DX33 oraz przenośnym rejestratorem pomiarowym M2W3, nie zauważa się rozbieżności w uzyskanych wynikach. Różnica wartości średniej energii uderu grotu wynosi 12 [J], a więc nie więcej niż 1 [%]. Podobnie jak w przypadku wartości ciśnień, zarejestrowanych komputerem Laptop Highscreen 386DX33 oraz przenośnym rejestratorem pomiarowym M2W3, większą wartość energii uderu uzyskano również w przypadku pobrania danych z pliku rejestrowanego komputerem pomiarowym.

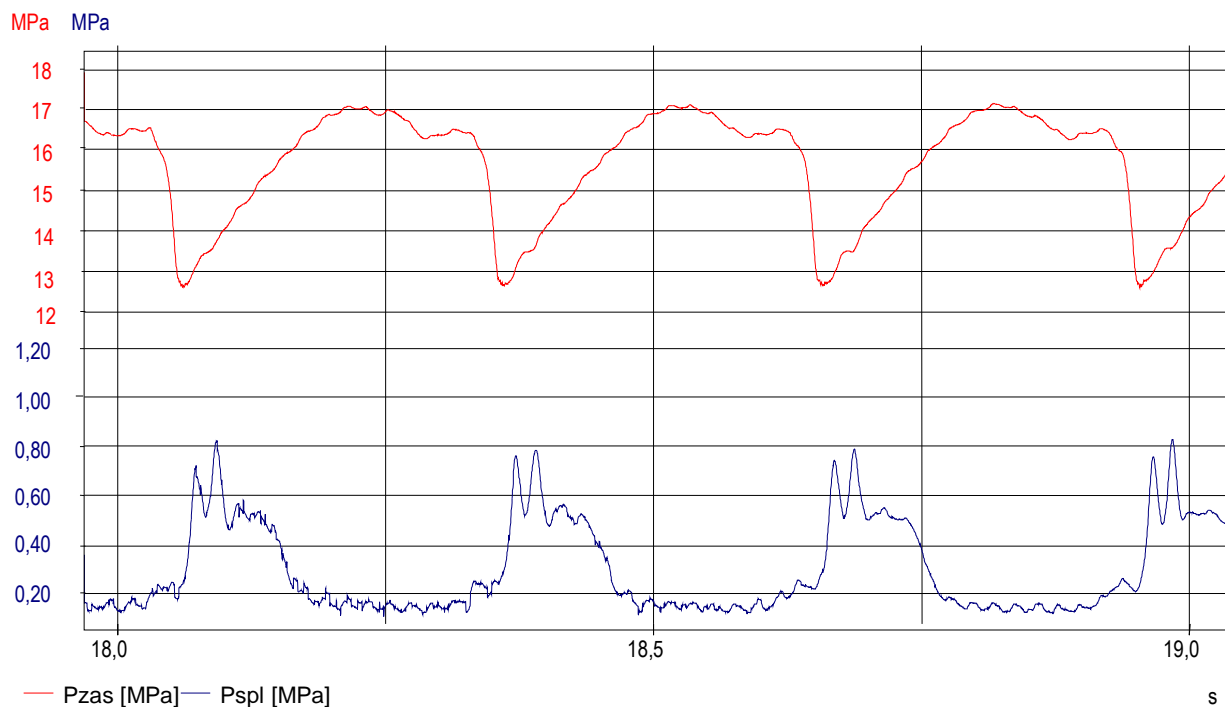
W następnej kolejności przeprowadzono obliczenia wartości energii uderu bijaka E_b i grotu E_g , z wykorzystaniem opracowanego programu komputerowego dla pozostałych badanych młotów, pobierając dane wartości ciśnienia zasilania, zarejestrowane podczas prób badawczych przenośnym rejestratorem pomiarowym M2W3. Przykładowe, wybrane przebiegi wartości ciśnienia dla młota Rammer S52 oznaczonego R59 oraz dla młotów Roxon 602 oznaczonych F15 i F54, przedstawiono na wykresach na rysunkach 9.11, 9.12 i 9.13. Obliczone, według przedstawionych wartości ciśnień na zasilaniu, wartości energii uderu bijaka i grotu dla tych młotów przedstawiono na wykresach na rysunkach 9.14, 9.15 i 9.16. Wartości średnie, maksymalne, minimalne oraz odchylenie standardowe energii uderu bijaka i grotu dla badanych młotów, dla wszystkich analizowanych przebiegów, obliczonych w/g wartości ciśnień zarejestrowanych przenośnym rejestratorem pomiarowym M2W3, przedstawiono w tabeli 9.4.



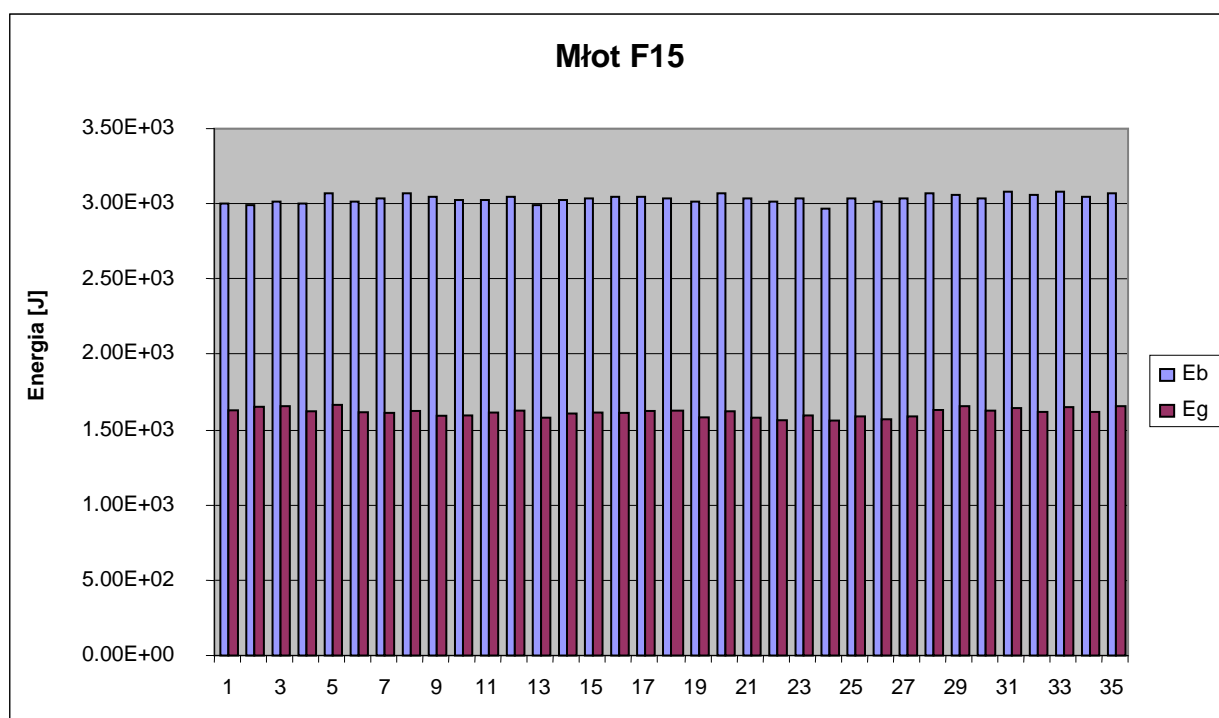
Rys. 9.11. Przykładowe przebiegi wartości ciśnień zasilania i spływu dla młota Roxon 602 nr F15 podczas jednego z badań dołowych



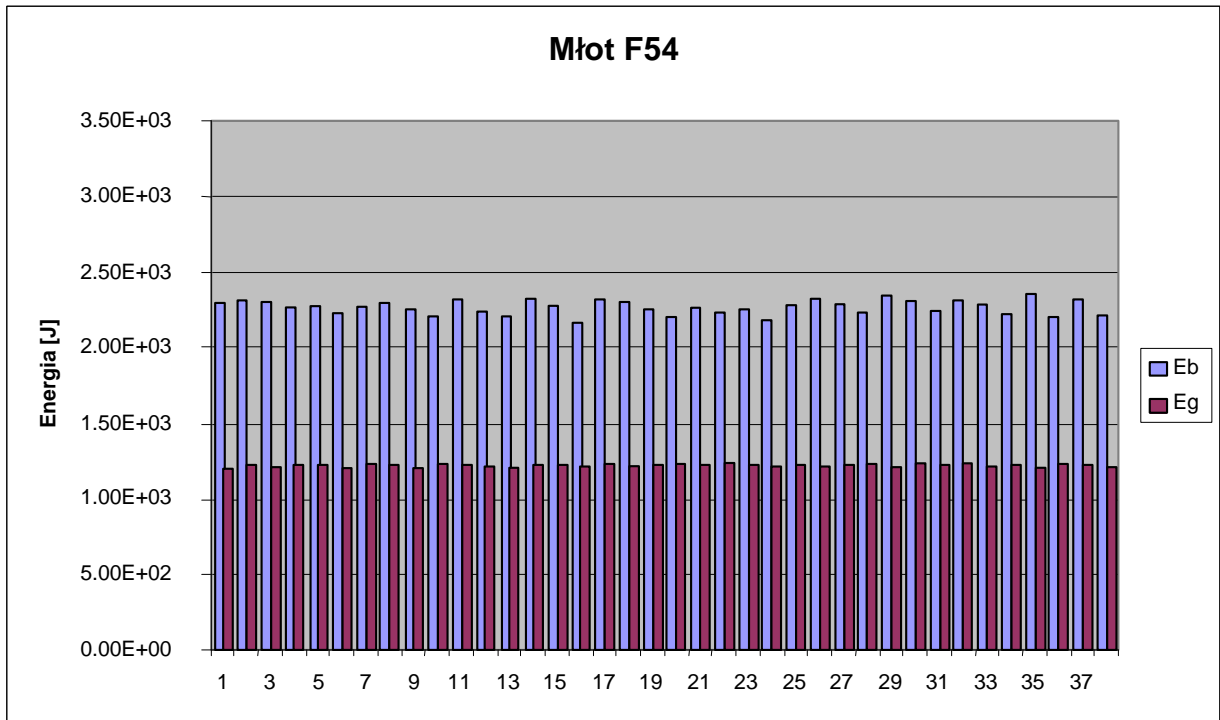
Rys. 9.12. Przykładowe przebiegi wartości ciśnień zasilania i spływu dla młota Roxon 602 nr F54 podczas jednego z badań dołowych



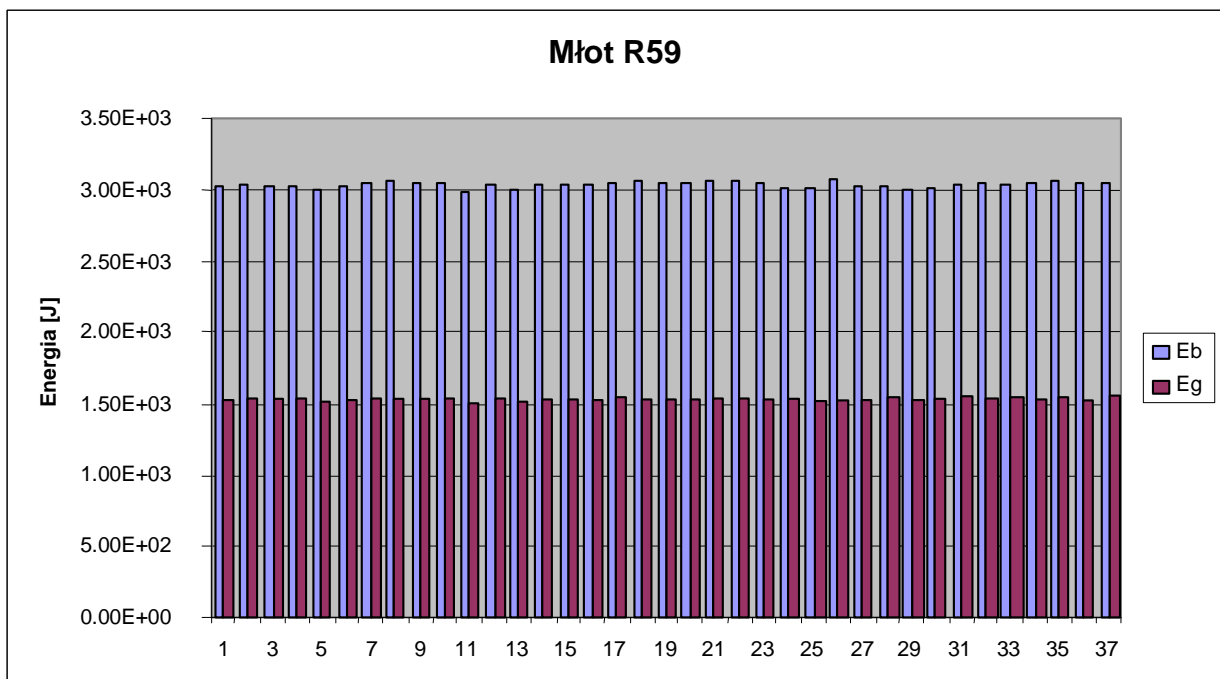
Rys. 9.13. Przykładowe przebiegi wartości ciśnień zasilania i sływu dla młota Rammer S52 nr R59 podczas jednego z badań dołowych



Rys. 9.14. Graficzna ilustracja wyników obliczonej energii bijaka E_b i energii na grocie E_g dla młota Roxon 602 nr F15



Rys. 9.15. Graficzna ilustracja wyników obliczonej energii bijaka E_b i energii na grocie E_g dla młota Roxon 602 nr F54



Rys. 9.16. Graficzna ilustracja wyników obliczonej energii bijaka E_b i energii na grocie E_g dla młota Rammer S52 nr R59

Tabela 9.4. Wartości średnie, maksymalne, minimalne oraz odchylenie standardowe energii uderzenia i grota badanych młotów hydraulicznych, obliczone wg. wartości ciśnień zarejestrowanych przenośnym rejestratorem pomiarowym M2W3

Typ młota	Nr pomiaru	Rodzaj energii uderzenia	Wartość energii uderzenia [J]			Odchylenie standardowe σ [J]
			średnia	maksymalna	minimalna	
Rammer S52 nr R67	1	E _b	2637	2716	2523	98
		E _g	1223	1248	1194	28
	2	E _b	2598	2701	2506	89
		E _g	1206	1229	1173	24
	3	E _b	2658	2739	2554	91
		E _g	1235	1262	1208	31
Wartość średnia E _g			1221	1242	1192	27
Rammer S52 nr R59	1	E _b	3039	3097	2989	97
		E _g	1561	1582	1521	21
	2	E _b	3013	3064	2965	82
		E _g	1549	1563	1516	19
	3	E _b	3006	3056	2959	77
		E _g	1542	1556	1512	17
Wartość średnia E _g			1551	1567	1516	19
Roxon 602 nr F15	1	E _b	3035	3091	2965	76
		E _g	1649	1678	1621	24
	2	E _b	3064	3112	2993	88
		E _g	1673	1695	1648	32
	3	E _b	3032	3089	2958	91
		E _g	1656	1679	1636	34
Wartość średnia E _g			1658	1686	1635	30
Roxon 602 nr F54	1	E _b	2276	2368	2194	101
		E _g	1228	1248	1210	17
	2	E _b	2314	2401	2237	109
		E _g	1243	1269	1223	28
	3	E _b	2289	2370	2202	98
		E _g	1236	1252	1214	15
Wartość średnia E _g			1236	1256	1216	20

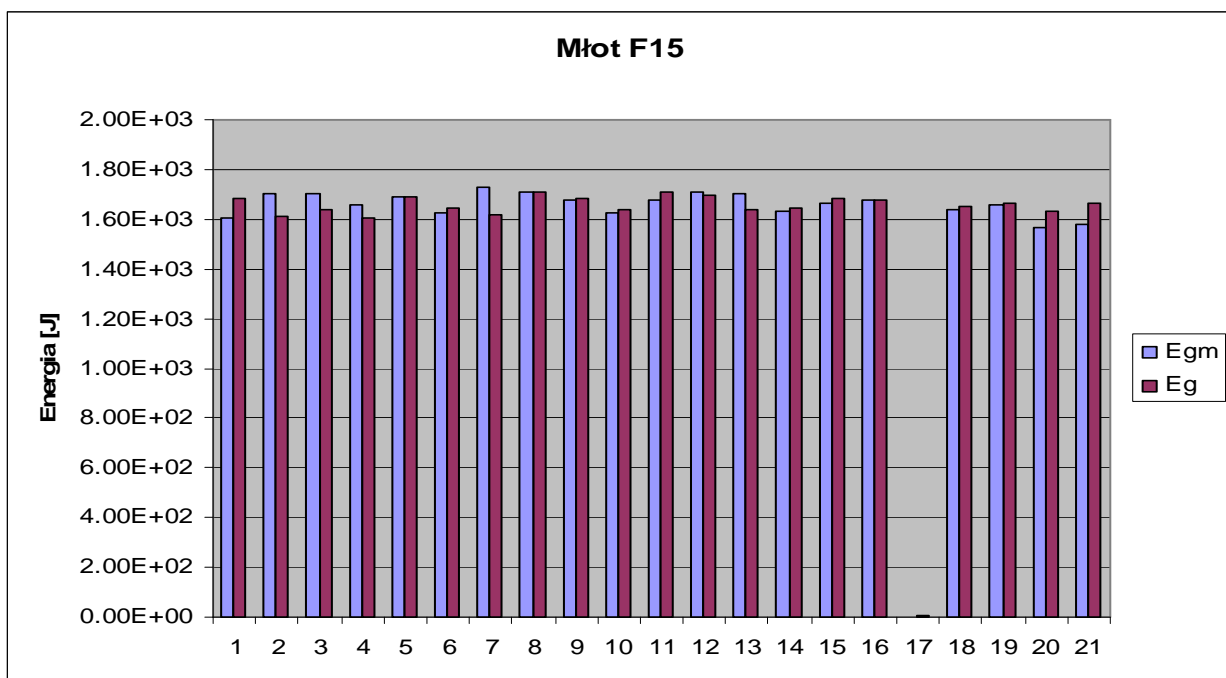
Analizując uzyskane wyniki można stwierdzić, że obliczone wartości energii udaru grota E_g młota dla każdej z prób, zarówno średnie jak i maksymalne, nie różnią się więcej niż około 1,5 [%]. Tylko w przypadku młota Rammer S52 nr R67 ta różnica jest większa i wynosi około 2,5 [%]. Także w każdej z przeprowadzonych prób nie zaobserwowano większych różnic wartości energii. Odchyłka od wartości średniej nie przekraczała 2,5 [%].

W następnej kolejności poddano analizie wyniki badań wykonanych na stanowisku badawczym. Zarejestrowane przebiegi wartości ciśnienia na zasilaniu zostały wykorzystane do wyznaczenia wartości energii udaru dla poszczególnych młotów, przy wykorzystaniu opracowanego programu komputerowego i zgodnie z metodyką przedstawioną w rozdziale 8. Układ pomiarowy pozwalał na bezpośredni pomiar wartości energii udaru grota badanego młota, umożliwiając porównanie uzyskanych wartości energii udaru. Przykładowe przebiegi wartości energii udaru, ciśnienia i natężenia przepływu na zasilaniu i spływie, zarejestrowane dla poszczególnych, badanych młotów oraz odpowiadające im karty Diagnostyki, przeprowadzonej przez moduł do analizy zarejestrowanych wyników pomiarów zamieszczono w Załączniku II.

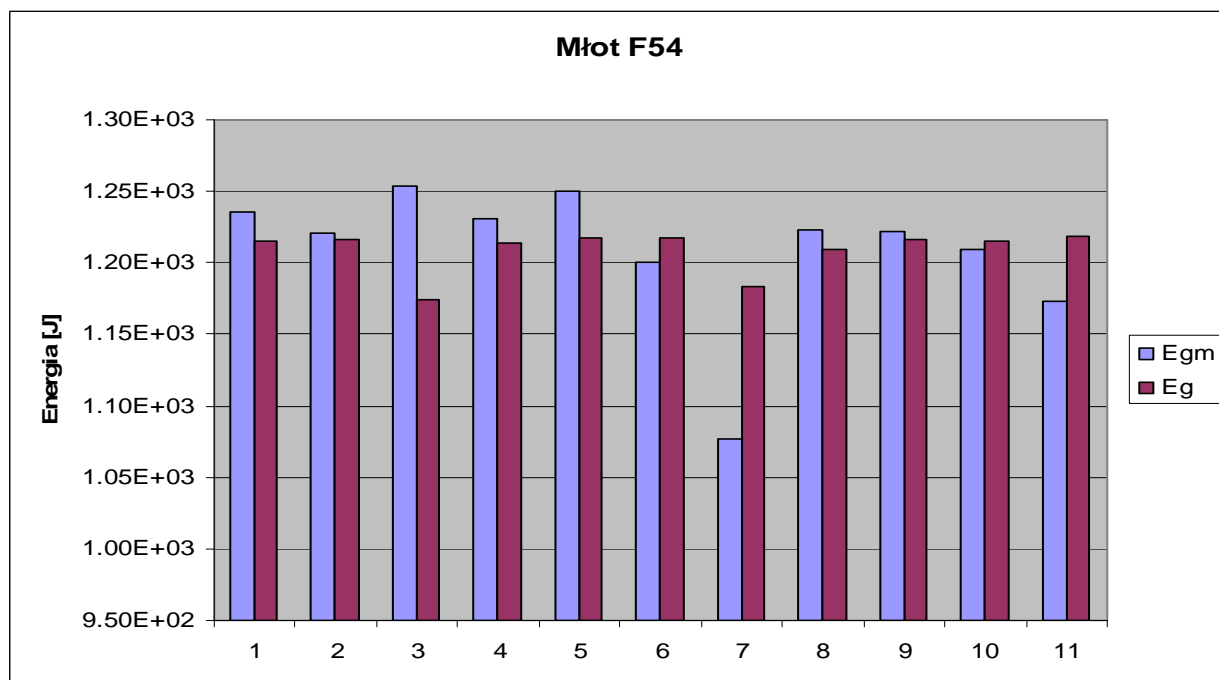
Obliczone zgodnie z metodą przedstawioną w rozdziale 7 wartości energii grota badanego młota hydraulicznego, dla zamieszczonych w załączniku przebiegów, przedstawiono graficznie na wykresach na rysunkach 9.17, 9.18, 9.19 i 9.20. Dla porównania na tych wykresach zamieszczono równocześnie rzeczywiste wartości energii udaru, zmierzone na stanowisku badawczym z wykorzystaniem specjalnego przetwornika tensometrycznego.

Obliczenia wykonano dla każdej z trzech prób, wykonanych dla każdego badanego młota hydraulicznego. Ich wyniki przedstawiono w tabeli 9.5. Zamieszczono w niej wartości średnie, maksymalne, minimalne oraz odchylenie standardowe energii udaru bijaka E_b i grota E_g badanych młotów hydraulicznych, obliczone w/g zarejestrowanych wartości ciśnień oraz dodatkowo wartości energii udaru grota E_{gzm} zmierzone na stanowisku badawczym.

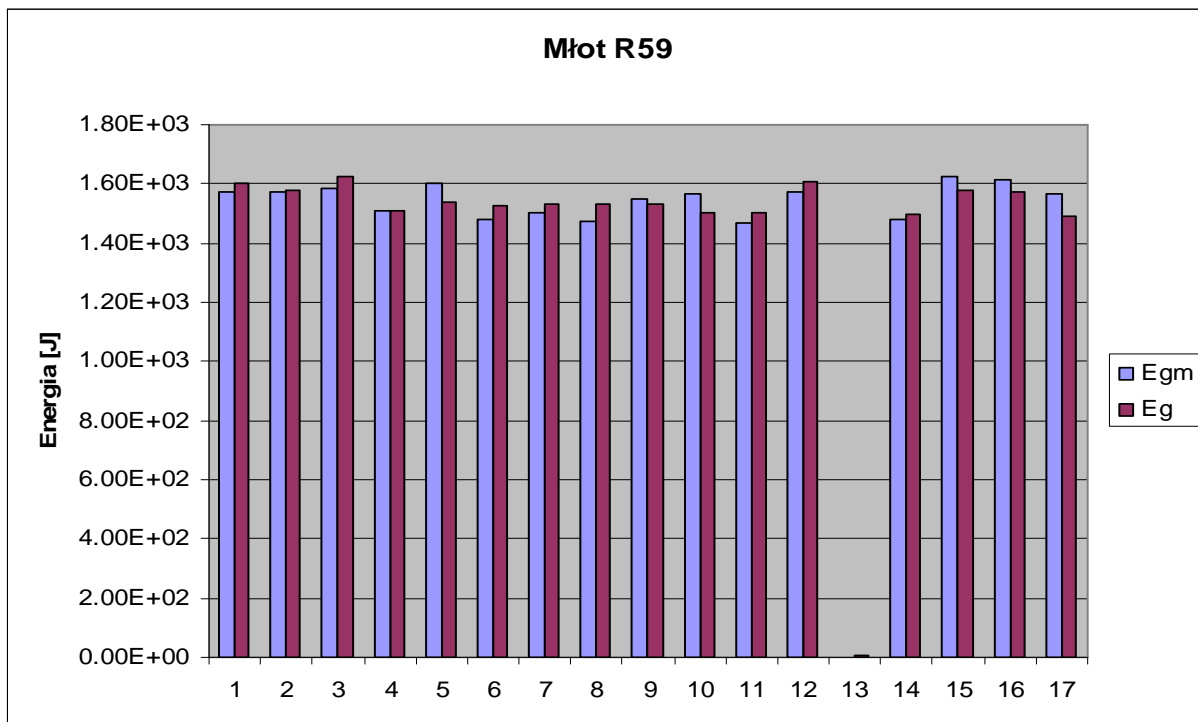
Porównując otrzymane wartości energii udaru grota obliczone według opracowanej przez autora metody oraz zmierzone na stanowisku badawczym, można stwierdzić, że dla poszczególnych młotów i tych samych serii pomiarowych nie zauważa się istotnych różnic. Zarówno wartości średnie, jak i maksymalne nie różniły się więcej niż 2 [%]. Największa różnica ok. 2 [%] występowała dla młota Roxon 602 nr F51, natomiast dla pozostałych nie przekraczała 1,5 [%]. Większe różnice można zaobserwować tylko dla pojedynczych udarów, przykładowo dla młota Roxon nr F54 – udar nr 7 na wykresie na rys. 9.18 (różnica pomiędzy wartościami energii ok. 3 [%]), lub dla młota Rammer nr R67 – udar nr 2 na wykresie na rys. 9.20 (różnica pomiędzy wartościami energii ok. 8,5 [%]).



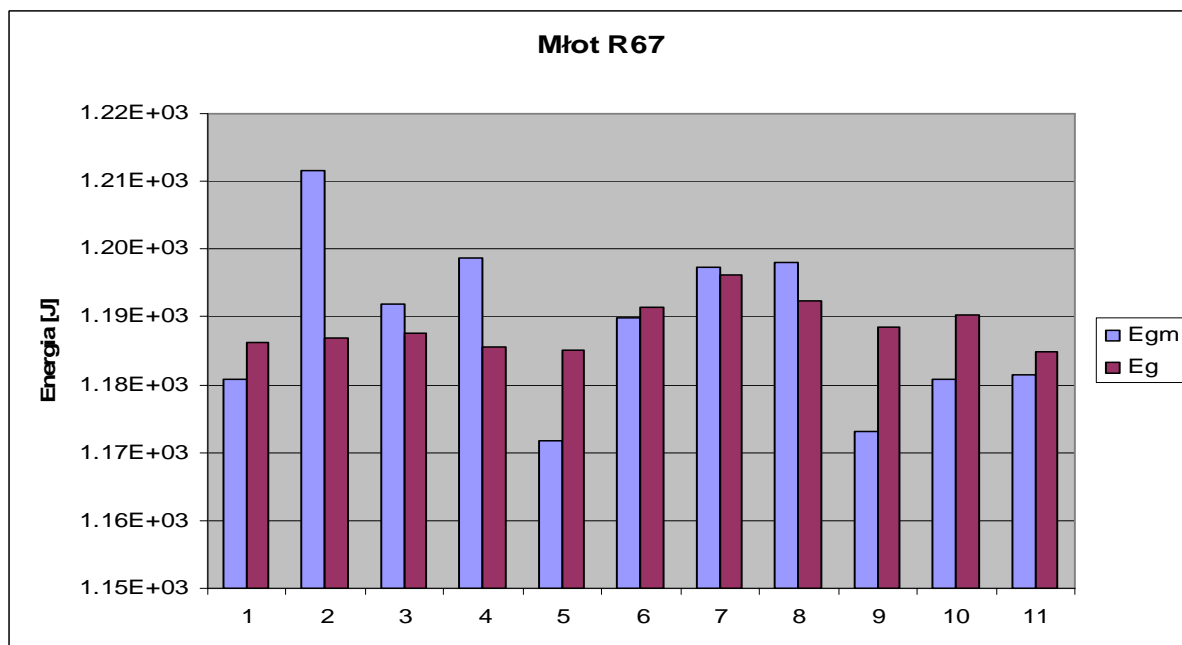
Rys. 9.17. Graficzna ilustracja wyników obliczonej energii na grocie E_g i zmierzonej energii na grocie E_{gm} dla młota Roxon 602 nr F15



Rys. 9.18. Graficzna ilustracja wyników obliczonej energii na grocie E_g i zmierzonej energii na grocie E_{gm} dla młota Roxon 602 nr F54



Rys. 9.19. Graficzna ilustracja wyników obliczonej energii na grocie E_g i zmierzonej energii na grocie E_{gm} dla młota Rammer S52 nr R59



Rys. 9.20. Graficzna ilustracja wyników obliczonej energii na grocie E_g i zmierzonej energii na grocie E_{gm} dla młota Rammer S52 nr 67

Tabela 9.5. Wartości średnie, maksymalne, minimalne oraz odchylenie standardowe energii uderu bijaka E_b i grota E_g badanych młotów hydraulicznych, obliczone wg. Zarejestrowanych wartości ciśnień oraz zmierzone na stanowisku badawczym E_{gzm}

Typ młota	Nr pomiaru	Rodzaj energii uderu	Wartość energii uderu [J]			Odchylenie standardowe σ [J]
			średnia	maksymalna	minimalna	
Rammer S52 nr R67	1	E_b	2593	2647	2536	87
		E_g	1189	1198	1181	15
		E_{gzm}	1192	1214	1172	19
	2	E_b	2603	2659	2566	77
		E_g	1192	1207	1173	16
		E_{gzm}	1205	1231	1167	21
	3	E_b	2578	2639	2534	91
		E_g	1178	1199	1162	20
		E_{gzm}	1189	1219	1152	24
Wartość średnia E_g / E_{gzm}			1186/1195	1201/1218	1172/1166	17/22
Rammer S52 nr R59	1	E_b	3052	3176	2964	116
		E_g	1537	1609	1481	52
		E_{gzm}	1521	1608	1457	62
	2	E_b	3023	3121	2950	97
		E_g	1503	1558	1462	45
		E_{gzm}	1497	1561	1444	59
	3	E_b	3004	3087	2939	87
		E_g	1487	1522	1439	40
		E_{gzm}	1476	1532	1428	52
Wartość średnia E_g / E_{gzm}			1509/1498	1563/1567	1461/1442	46/58
Roxon 602 nr F15	1	E_b	3081	3161	2982	89
		E_g	1642	1681	1611	34
		E_{gzm}	1665	1727	1607	57
	2	E_b	3046	3127	2956	82
		E_g	1618	1651	1585	33
		E_{gzm}	1639	1699	1560	52
	3	E_b	3022	3104	2934	79
		E_g	1598	1616	1570	28
		E_{gzm}	1611	1648	1565	49
Wartość średnia E_g / E_{gzm}			1619/1638	1649/1691	1589/1577	32/53
Roxon 602 nr F54	1	E_b	2287	2358	2203	81
		E_g	1209	1248	1184	17
		E_{gzm}	1224	1250	1075	34

	2	E_b	2243	2321	2176	92
		E_g	1191	1216	1166	19
		E_{gzm}	1208	1241	1139	31
	3	E_b	2235	2332	2169	98
		E_g	1189	1218	1159	24
		E_{gzm}	1212	1254	1147	33
Wartość średnia E_g / E_{gzm}			1196/1215	1227/1247	1170/1120	20/33

Większe wartości energii udaru grota zaobserwowano w większości pomiarów, w przypadku energii mierzonej na stanowisku badawczym. Wartości te były wyższe o około $0,5 \div 1,5$ [%]. Tylko w przypadku młota Rammer nr R59 zanotowano odwrotną tendencję. Dla wszystkich pomiarów przeprowadzonych dla tego młota wartość energii udaru obliczonej była większa, lecz nie więcej niż 1 [%].

W przypadku porównania wartości maksymalnych i minimalnych energii udaru dla tych samych serii pomiarowych, można zauważyć, że większa zmienność występuje dla wartości energii E_{gzm} zmierzonych na stanowisku badawczym. Kształtuje się ona w zakresie od $1,5 \div 2,5$ [%] dla młota Rammer nr R67, $3 \div 5$ [%] dla młota Roxon nr F54 i F15, do $3,5 \div 6$ [%] dla młota Rammer nr R59. Różnica pomiędzy obliczoną wartością maksymalną i minimalną energii udaru nie przekraczała 3 [%], a w przypadku młota Rammer nr R67 nawet 1,5 [%].

Porównując natomiast obliczone i zmierzone wartości energii udaru dla trzech serii pomiarowych, dla każdego z badanych młotów, też nie zauważa się istotnych różnic. Dla młotów Rammer nr R67 i Roxon nr F54 różnice nie przekraczały 2 [%], zarówno dla wartości energii zmierzonych, jak też obliczonych. Dla młotów Rammer nr R59 i Roxon nr F15 różnice były niewiele większe i oscylowały w granicach $3 \div 3,5$ [%].

Najbardziej istotne dla zweryfikowania poprawności opracowanej metody wyznaczania energii udaru było porównanie wartości energii udaru grota E_g obliczonych według wartości ciśnienia na zasilaniu, zarejestrowanych podczas prób dołowych i stanowiskowych oraz wartości rzeczywistych E_{gzm} , zmierzonych na stanowisku badawczym. Wartości średnie tych energii udaru zebrano i przedstawiono w tabeli 9.6.

Tabela 9.6. Porównanie wartości średnich energii uderzenia grota E_g obliczonych według wartości ciśnienia na zasilaniu, zarejestrowanych podczas prób dołowych i stanowiskowych oraz wartości rzeczywistych E_{gzm} , zmierzonych na stanowisku badawczym

Typ młota	Wartość energii uderzenia grota [J]		
	Obliczona E_g wg wartości ciśnienia (kopalnia)	Obliczona E_g wg wartości ciśnienia (stanowisko)	Zmierzona E_{gzm} na stanowisku
Rammer S52 nr R67	1221	1186	1195
Rammer S52 nr R59	1551	1509	1498
Roxon 602 nr F15	1658	1619	1638
Roxon 602 nr F54	1236	1196	1215

Można stwierdzić, że wartości energii uderzenia grota młota E_g obliczone według wartości ciśnienia na zasilaniu, zarejestrowanych podczas prób dołowych, różnią się w niewielkim zakresie od wartości energii uderzenia grota E_{gzm} , zmierzonych na stanowisku badawczym. Są one wyższe o około 2 [%], tylko w przypadku młota Rammer S52 nr R59 różnica jest większa i wynosi około 3,5 [%]. Natomiast wartości energii uderzenia grota młota E_g obliczone według wartości ciśnienia na zasilaniu, zarejestrowanych podczas prób dołowych, są większe o około 3,5 ÷ 4 [%] od wartości energii uderzenia, obliczonych według wartości ciśnienia na zasilaniu, zarejestrowanych podczas prób na stanowisku badawczym.

Już tak niewielkie różnice pomiędzy wartościami energii uderzenia grota młota hydraulicznego, obliczonymi według wartości ciśnień na zasilaniu, zarejestrowanych podczas prób dołowych i wartościami rzeczywistymi, zmierzonymi na stanowisku badawczym, można uznać za zadowalające. Dokładniejsza analiza zarejestrowanych wyników pozwoliła na stwierdzenie, że w przypadku pomiarów na stanowisku badawczym wartości ciśnienia na zasilaniu były niższe niż w przypadku pomiarów w warunkach dołowych. Różnica ta wynosiła około 5 [%]. Powodem takiego stanu rzeczy mógł być inny niż dla warunków dołowych agregat hydrauliczny wraz magistralą zasilającą. Można sugerować, że w przypadku porównywalnych wartości ciśnień na zasilaniu, zbieżność wartości energii uderzenia, obliczonych zgodnie z zaproponowaną metodą oraz rzeczywistych, zmierzonych na stanowisku badawczym będzie jeszcze większa.

9.4. PODSUMOWANIE

Na podstawie zmierzonych i zarejestrowanych wartości ciśnień na zasilaniu, otrzymanych podczas przeprowadzonych badań stanowiskowych i dołowych, wykorzystując zaproponowaną przez autora metodę, możliwe było wyznaczenie energii udaru grota dla badanego młota. Można zatem stwierdzić, że cel pracy został osiągnięty a postawiona teza zrealizowana. Otrzymane wartości energii udaru zmierzonej na grocie E_{gzm} podczas badań stanowiskowych są porównywalne z wartościami energii E_g , obliczonymi według zaproponowanej metody i przy użyciu opracowanego algorytmu i programu komputerowego. W związku z powyższym można zaproponować wykorzystanie powyższej metody do pomiaru energii udaru młotów w miejscu ich pracy. W dalszej kolejności, przy zgromadzeniu odpowiedniej liczby danych koniecznych do porównania i analizy uzyskanych wyników, możliwe będzie wstępne ustalenie stanu technicznego młota na podstawie przeprowadzenia tylko badań dołowych.

Wymaganiem będzie jednak opracowanie wersji przemysłowej układu pomiarowo-sterującego, pozwalającego na łatwy, pewny i powtarzalny pomiar ciśnień w układzie zasilania i spływu udarowego młota hydraulicznego w warunkach dołowych, w miejscu pracy młota. Układ ten dodatkowo powinien umożliwiać analizę zmierzonych wielkości. Poniżej przedstawiono propozycję wstępnej oceny stanu technicznego młotów hydraulicznych w warunkach dołowych.

Jak pokazano wcześniej, możliwa jest uproszczona ocena stanu technicznego młotów hydraulicznych na stanowisku ich pracy poprzez pomiar dwóch wielkości tzn. ciśnienia zasilania p_z i ciśnienia na spływie p_s . Ten sposób oceny stanu technicznego młota, jak to wcześniej określono, powinien być traktowany tylko jako pomocniczy w stosunku do oceny technicznej

na stanowisku laboratoryjnym i ma przede wszystkim wyeliminować wydawanie na powierzchnię młotów sprawnych, co powinno w zdecydowany sposób ograniczyć koszty związane z remontami młotów.

Dotychczas stosowana metoda określania kondycji młota oparta jest przede wszystkim o subiektywne obserwacje (odczucia) operatora młota i pracowników dozoru. Ten sposób oceny stanu młota jest mało obiektywny i ma następujące wady:

- jest zależy od doświadczenia operatora i dozoru,
- jest zależy od rodzaju skały (w przypadku trudno urabialnej skały, trudności z jej rozkruszeniem mogą być odczytywane przez operatora jako uszkodzenie młota)

- jest narażony na pomyłki spowodowane błędami ludzkimi, takimi jak złe ustawienie parametrów pracy młota (ciśnienie zasilania, wydajność agregatu itp.)

Aby uniknąć wyżej wymienionych pomyłek w ocenie stanu technicznego młota, proponuje się zobiektywizowanie jego oceny poprzez opracowanie i zastosowanie przyrządu rejestrująco – analizującego, wykorzystującego opisaną i zweryfikowaną na podstawie badań metodę wyznaczania wartości energii udaru grota młota na podstawie pomiarów wartości ciśnienia na zasilaniu i spływie w miejscu pracy młota. Zadaniem tego przyrządu byłaby szacunkowa ocena energii udaru młota, jej porównanie ze wzorcowym stanem i określenie bieżącego stanu technicznego młota. Systematyczne prowadzenie badań dołowych byłoby pomocne dla ustalenia czasu pracy młota dla trzech jego stanów (stan normalny, przedremontowy, do remontu). Na podstawie komunikatów wyświetlanych na panelu operatorskim przyrządu, przeszkolony operator/pracownik dozoru podejmowałby decyzję o wydaniu młota na powierzchnię. Na podstawie przeprowadzonej we wcześniejszych rozdziałach analizy oraz uzyskanych podczas badań wyników zaproponowano następujące założenia dla opracowania i wykonania takiego przyrządu:

- przyrząd musi zapewniać powtarzalność wyników diagnostyki,
- przyrząd musi być przenośny, lekki, mały i odporny na warunki panujące w KGHM „Polska Miedź” S.A.,
- przyrząd musi być maksymalnie zautomatyzowany, by jego obsługa była przejrzysta i prosta, a otrzymane wyniki jednoznaczne,
- procedura pomiarowa powinna być krótka i nieskomplikowana,
- przyrząd musi posiadać panel operatorski do wprowadzania podstawowych danych takich jak: typ młota, miejsce jego pracy itp.
- przyrząd musi przechowywać pewną określoną ilość wyników diagnostycznych, w celu ich archiwizacji lub dalszej ich analizy na powierzchni (może to być przydatne do prognozowania zużycia młota, a więc do racjonalizacji polityki remontowej),
- przyrząd powinien posiadać własne zasilanie, z możliwością podłączenia zasilania zewnętrznego.

Dla tak sformułowanych założeń dla przyrządu do oceny stanu technicznego wymagane jest również opracowanie prostej procedury pomiarowej. Zaproponowano procedurę, która składać się będzie z następujących czynności wykonywanych na miejscu pracy młota:

1. montaż przetworników pomiarowych do pomiaru ciśnienia,
2. podłączenie przyrządu diagnostycznego do przetworników,
3. włączenie zasilania przyrządu i oczekiwanie na jego autotestowanie,
4. przy pomocy uproszczonej klawiatury wprowadzenie danych takich jak: typ młota, miejsce montażu, itp.
5. przygotowanie młota do pracy w ustalonych warunkach,
6. włączenie funkcji pomiaru wartości ciśnień i diagnostyki młota na przyrządzie,
7. włączenie na wymagany okres czasu zasilania młota,
8. odczytanie komunikatów przyrządu i postępowanie według nich aż do zakończenia procedury diagnostycznej,
9. odczytanie stanu technicznego młota,
10. wyłączenie przyrządu rejestrująco - analizującego,
11. zdemontowanie przetworników pomiarowych.

W następstwie wykonanych powyżej czynności, przyrząd rejestrująco – analizujący powinien umożliwić:

1. ewentualny wydruk protokołów diagnostycznych,
2. końcową ocenę stanu młota i podjęcie decyzji o jego dalszej eksploatacji lub remoncie.

Przyrząd rejestrująco – analizujący, spełniający powyższe wymagania, może zostać opracowany i wykonany na bazie zaawansowanego układu mikroprocesorowego np. przemysłowego komputera wyposażonego w kartę pomiarową lub specjalizowanego przyrządu zbudowanego na potrzeby KGHM „Polska Miedź” S.A. Jednak tak w jednym jak i w drugim przypadku koniecznym jest ustalenie wymagań dotyczących konstrukcji urządzenia, ilości jego funkcji i pojemności pamięci oraz liczby obliczeń.

10. WNIOSKI I UWAGI KOŃCOWE

Uzyskane podczas realizacji niniejszej rozprawy wyniki pozwalają na stwierdzenie, że podstawowy cel pracy, jakim było opracowanie i zweryfikowanie metody wyznaczenia energii udaru młota hydraulicznego na podstawie pomiaru wartości ciśnień na zasilaniu i spływie został osiągnięty. Tym samym udowodniona została również teza pracy, głosząca że istnieje możliwość wyznaczenia energii udaru młota hydraulicznego na podstawie pomiaru wartości ciśnień na zasilaniu i spływie.

Dla realizacji postawionego celu oraz tezy wykonano szereg badań młotów hydraulicznych stosowanych w KGHM „Polska Miedź” S.A. (młoty Rammer S 52 i Roxon 602) na specjalnym stanowisku laboratoryjnym do badania parametrów zewnętrznych młotów oraz przeprowadzono obszerną analizę uzyskanych wyników oraz wyników badań przeprowadzonych podczas eksploatacji tego stanowiska dla potrzeb użytkownika ZUW Lubin. Na podstawie wyników wykonanej analizy opracowano założenia do budowy modelu, pozwalającego na wyznaczenie energii udaru młota hydraulicznego na podstawie pomiaru wartości ciśnień na zasilaniu i spływie, opracowano algorytm programu komputerowego oraz oprogramowanie wspomagające w pakiecie MATLAB 5.2, pozwalające na szybkie obliczenie wartości energii udaru.

Przeprowadzono weryfikację przydatności opracowanego modelu na podstawie badań na stanowisku laboratoryjnym i na podstawie uzyskanych wyników wykonano modyfikacje modelu, algorytmu oraz oprogramowania wspomagającego, pozwalające na wyznaczenie wartości energii udaru z wystarczającą dokładnością, porównywalną z wynikami uzyskanymi podczas rzeczywistych pomiarów na stanowisku laboratoryjnym.

Analiza uzyskanych wyników badań pozwoliła również na opracowanie uproszczonej metody do diagnozowania stanu technicznego i stopnia zużycia współpracujących ze sobą elementów młota hydraulicznego na podstawie porównania przebiegów wartości ciśnienia i natężenia przepływu na zasilaniu i spływie młota. Metoda ta umożliwia uzyskanie wstępnych informacji, czy badany młot nadaje się jeszcze do dalszej eksploatacji oraz w przypadku zakwalifikowania młota do remontu, określenie, które z elementów wymagają wymiany.

Zarówno metoda pozwalająca na wyznaczenie energii udaru młota hydraulicznego na podstawie pomiaru wartości ciśnień na zasilaniu i spływie, jak też uproszczona metoda do oceny stanu technicznego i stopnia zużycia współpracujących ze sobą elementów młota hydraulicznego

na podstawie porównania przebiegów wartości ciśnienia i natężenia przepływu na zasilaniu i spływie młota nie zastępują obecnie stosowanych czasochłonnych i kosztownych badań i pomiarów młotów na specjalistycznych stanowiskach badawczych. Mają one za zadanie jedynie ułatwić wstępną diagnostykę młotów i zakwalifikowanie badanego młota do dalszej eksploatacji, względnie przekazanie go do przeglądu lub remontu.

Zaproponowane metody pozwalają na wykonanie badań i wydanie wstępnej diagnozy na temat stanu technicznego młota bezpośrednio w miejscu jego pracy. Eliminuje to w przypadku stwierdzenia przydatności młota do dalszej eksploatacji, czynności związane z transportem, montażem i demontażem młota ze stanowiska pracy do specjalistycznych stanowisk badawczych. Umożliwi to prowadzenie racjonalnej gospodarki remontowej i ocenę jego stanu przy użyciu mniejszego nakładu pracy i kosztów.

Kompleksowe badania związane z uzyskaniem pełnych informacji o stanie technicznym młota, włącznie z określeniem stopnia zużycia poszczególnych współpracujących ze sobą elementów, należy przeprowadzić na specjalistycznym laboratoryjnym stanowisku badawczym. Jego przydatność wykazano już we wcześniejszych pracach [44] oraz podczas badań przedstawionych w rozdziale 5 niniejszej pracy.

Przeprowadzone badania i opracowane metody uproszczonej diagnostyki stanu technicznego młotów wykonano dla młotów hydraulicznych typu Rammer S52 i Roxon 602. Jest to najliczniejsza grupa młotów eksploatowanych obecnie w kopalniach KGHM „Polska Miedź” S.A. Istnieje jednak możliwość, w przypadku wystąpienia zapotrzebowania ze strony użytkownika, opracowania zmodyfikowanych metod uproszczonej oceny stanu technicznego dla innych typów młotów na podstawie przeprowadzonych badań tych na specjalistycznym stanowisku laboratoryjnym i analizy wyników badań.

Zaproponowany i wykorzystany do badań dołowych przenośny rejestrator typ M2W2 wykazał w pełni swoją przydatność do rejestrowania wartości ciśnienia na zasilaniu i spływie dla potrzeb opracowanej i przedstawionej w rozdziale 7 metody do wyznaczania wartości energii udaru. Wydaje się jednak koniecznym dla dalszego wykorzystywania i rozwijania tej metody opracowanie i wykonanie udoskonalonej wersji rejestratora, według wytycznych przedstawionych w rozdziale 9.4, pozwalającej na bezpośrednią wizualizację wyników badań i ich interpretację oraz wyświetlanie i drukowanie komunikatu o stanie młota. Ułatwi to pracę

operatora młota, którego rola ograniczy się tylko do podpięcia czujników i realizacji procedury badawczej według załączonej metodyki.

W przypadku uproszczonej metody do oceny stanu technicznego i stopnia zużycia współpracujących ze sobą elementów młota hydraulicznego na podstawie porównania przebiegów wartości ciśnienia i natężenia przepływu wymagane jest zastosowanie bardziej skomplikowanych czujników do pomiaru natężenia przepływu oraz możliwość wydruku zarejestrowanych przebiegów w celu ich porównania z przebiegami wzorcowymi. Taka możliwość zaistnieje w momencie opracowanie i wykonana udoskonalonej wersji przenośnego rejestratora w wersji z wielokanałową rejestracją (minimum 4 wejścia) oraz podłączeniem do przenośnej drukarki.

Mając powyższe na uwadze zaproponowano dla usprawnienia i ułatwienia diagnozowania stanu technicznego młotów hydraulicznych typu Rammer S 52 i Roxon 602, przy zminimalizowaniu kosztów, dwuetapową procedurę badań: badania dołowe oraz badania na specjalistycznym laboratoryjnym stanowisku badawczym.

W pierwszej kolejności dla badanego młota wykonywane będą badania dołowe polegające na przeprowadzeniu rejestracji wartości i przebiegów ciśnienia na zasilaniu i spływie za pomocą przenośnego rejestratora, opisanego w rozdziale 8. Jest to wystarczające dla wyznaczenia wartości energii udaru badanego młota. W przypadku konieczności oceny stopnia zużycia współpracujących ze sobą elementów młota hydraulicznego wymagana jest rejestracja wartości i przebiegów natężenia przepływu na zasilaniu i spływie oraz dodatkowo, po pomiarze, wydruk przebiegów wartości ciśnienia i natężenia przepływu na zasilaniu i spływie. Procedura pomiarowa powinna obejmować:

1. montaż czujników pomiarowych na gałęzi zasilającej i spływowej młota i podłączenie ich do rejestratora,
2. włączenie zasilania przyrządu i oczekiwanie na jego autodiagnostykę,
3. przy pomocy uproszczonej klawiatury wprowadzenie danych takich jak: typ młota, miejsce montażu, itp.
4. przygotowanie młota do pracy w ustalonych warunkach (uzyskanie wymaganej temperatury pracy – 50 [°C], ustawienie młota w pozycji pionowej i dociśnięcie do twardej podstawy),
5. włączenie zasilania młota i po kilku sekundach włączenie funkcji pomiaru wartości ciśnień (dodatkowo natężenia przepływu) na wymagany okres czasu (powtórzenie pomiaru co najmniej 3 razy),
6. wyłączenie rejestratora i zdemontowanie przetworników pomiarowych,

7. przegranie zarejestrowanych danych do komputera umożliwiającego analizę uzyskanych danych i wydruk przebiegów wartości ciśnienia i natężenia przepływu,
8. wykorzystanie opracowanego i opisanego w rozdziale 7 programu do wyznaczenia energii udaru badanego młota i porównanie jej z wartością zalecaną przez producenta,
9. w przypadku rejestracji wartości natężenia przepływu porównanie uzyskanych wartości i przebiegów ciśnienia i natężenia przepływu na zasilaniu i spływie z wartościami i przebiegami wzorcowymi, zamieszczonymi w tablicy 5.1,
10. w przypadku stwierdzenia, że wyznaczona wartość energii udaru nie odbiega od wartości zalecanej lub stan techniczny kwalifikuje młot jako sprawny, należy taki młot przekazać do dalszej eksploatacji. W przeciwnym wypadku młot wymaga wydania go na powierzchnię i przeprowadzenia kompleksowych badań na specjalnym laboratoryjnym stanowisku badawczym, opisanym w rozdziale 4.3.

Jeżeli wyniki wstępnych badań oceny stanu technicznego, wykonanych w warunkach dołowych, wykażą że wymagane jest wydanie młota na powierzchnię i jego przegląd lub remont, należy w pierwszej kolejności przeprowadzić badania na specjalnym laboratoryjnym stanowisku badawczym. Badania należy wykonać zgodnie z procedurą:

1. wywzorcowanie (w razie konieczności) przetwornika udaru (zgodnie z procedurą przedstawioną w rozdziale 4.3),
2. przygotowanie młota do badań i montaż na stanowisku badawczym oraz podpięcie zasilania,
3. rozgrzanie młota do wymaganej temperatury pracy – 50 [°C] i dociśnięcie do przetwornika,
4. włączenie zasilania młota i programu rejestrującego parametry zewnętrzne młota (pomiar powtórzyć co najmniej 3 razy),
5. uruchomienie programu do analizy i raportowania uzyskanych wyników badań,
6. porównanie wartości zmierzonej energii udaru młota z zalecaną przez producenta oraz wyliczonych wartości współczynnika określającego zależność energii uderzenia od ciśnienia zasilania k_p i zlinearyzowanego współczynnika określającego zależność częstotliwości uderzeń od natężenia przepływu na zasilaniu k_q oraz sprawności młota η z wartościami zamieszczonymi w tabelach 5.23 i 5.24,

7. wykonanie działań zalecanych w w/w tabelach (kolumna 8) lub przeprowadzenie pomiarów parametrów liniowych elementów młota na stanowisku pomiarowym (wykorzystanie programu KARTY opisanego w rozdziale 4.3),
8. wymiana uszkodzonych lub zużytych elementów młota i powtórne przeprowadzenie pomiarów parametrów zewnętrznych młota na specjalnym laboratoryjnym stanowisku badawczym zgodnie z procedurą opisaną w punktach 2 do 6,
9. po stwierdzeniu prawidłowości w działaniu młota (wartość energii uderu i współczynników k_p , k_q i η w granicach zalecanych przez producenta), demontaż młota i wydanie go do dalszej eksploatacji.

11. LITERATURA

1. Bęben A. i in.: „Maszyny i urządzenia do odkrywkowego urabiania surowców skalnych wybranymi technologiami“. AGH Skrypt nr 1130, Kraków 1988
2. Bęben A.: „Maszyny i urządzenia do wybranych technologii urabiania surowców skalnych”. Wydawnictwo Naukowe Śląsk. Katowice 1998
3. Bęben A.: Wybrane zagadnienia z dynamiki maszyn urabiających. Dynamika maszyn górniczych część III. Skrypty AGH Kraków nr 1131, Kraków 1988
4. Bukowski L.: Fizyczne aspekty niezawodności maszyn i urządzeń hutniczych. Mechanika, Kwartalnik AGH Kraków, nr 2/83
5. Bukowski L.: Prognozowanie niezawodności elementów pojedynczych układów maszynowych poddanych zmiennym w czasie obciążeniom. Zagadnienia Eksploatacji Maszyn, 1991
6. Cempel C., Motylewski J.: Podstawowe problemy diagnostyki wibroakustycznej. praca zbiorowa pt. „Diagnostyka urządzeń mechanicznych”, Ossolineum, Wrocław-Warszawa-Kraków-Gdańsk 1982
7. Cempel C.: Podstawy wibroakustycznej diagnostyki maszyn. Wydawnictwo Naukowo-Techniczne, Warszawa 1982
8. Hawrylak H., Korzeń Z., Sokolski M.: Experimental Investigation of Dynamical Phenomena In Hydraulic Hammers Applied In Mining Industry. Międzynarodowa Konferencja Naukowa „Dynamika Maszyn Górniczych” DYNAMACH'89, Zeszyty Naukowe Politechniki Śląskiej nr 1043, Górnictwo zeszyt 180, Gliwice 1989
9. Hebda M., Janicki D.: Trwałość i niezawodność samochodów w eksploatacji. Wydawnictwo KiŁ, Warszawa 1977
10. Hydraulic Breaker – Instruction Manual. Furukawa Rock Drill, Japonia Tokio
11. Instrukcja obsługi programu do pomiarów i analizy parametrów energetycznych i hydraulicznych młotów udarowych. Kraków – Lubin 1996 (niepublikowane)
12. Katalogi i prospekty Firmy Atlas Coco Berema AB., Sztokholm, Szwecja
13. Katalogi i prospekty Firmy Fletcher Kanada, strona internetowa www.fletcher.com
14. Katalogi i prospekty Firmy FRD Furukawa Rock Drill, Ohio USA, strona internetowa www.furukawarockdrill.com
15. Katalogi i prospekty Firmy HausHerr Austria, strona internetowa www.hausherr.com

16. Katalogi i prospekty Firmy Indeco Demolition Attachments, Connecticut USA, strona internetowa www.indeco-breakers.com
17. Katalogi i prospekty Firmy Krupp Bautechnik GmbH, Essen Niemcy, strona internetowa www.krupp.com
18. Katalogi i prospekty Firmy Kent Demolition Hammers, Ohio USA, strona internetowa www.kentdemolition.com
19. Katalogi i prospekty Firmy Danfoss, strona internetowa www.danfoss.com
20. Katalogi i prospekty Firmy Nordberg, Tampere Finlandia, strona internetowa www.nordberg.com
21. Katalogi i prospekty Firmy Montabert S.A.
22. Katalogi i prospekty Firmy Sandvik Tamrock Corporation. Breakers Lahti, strona internetowa www.rammer.com
23. Klich A i in.: „Niekonwencjonalne techniki urabiania skał”, Wydawnictwo Naukowe Śląsk, Katowice 1998.
24. Kondyba-Szymański B.: Niezawodność eksploatacyjna maszyn kuźniczych. Monografia nr 31, Politechnika Częstochowska, 1993
25. Korzeń Z., Sokolski M.: „Sprawność procesu pracy młotów hydraulicznych do udarowego urabiania skał silnie zwięzłych”. Archiwum Górnictwa. tom 28, zeszyt 3, 1983
26. Korzeń Z., Sokolski M.: Badania młotów hydraulicznych do aktywnego i udarowego wspomaganie procesu roboczego narzędzi urabiających w górniczych strugach dynamicznych. Napęd i Sterowanie Hydrauliczne, Rocznik 12 nr 11, 1992
27. Korzeń Z., Sokolski M.: Matematyczne modelowanie efektywności przekazywania energii wymuszenia udarowego w procesie rozbijania ponadwymiarowych brył skalnych. III Konferencja Naukowa „Problemy Urabiania i Przeróbki Skał, Kraków 1982
28. Korzeń Z., Sokolski M.: Problemy modelowania i analizy eksperymentalnej roboczego procesu młotów hydraulicznych. VI Konferencja Naukowa „Sterowanie, Napęd, Wytrzymałość Zmęczeniowa i Projektowanie Maszyn Budowlanych, Rynia 1994
29. Krauze K., Laska Z., Szykowny K.: Stanowisko diagnostyczne młotów hydraulicznych. Przegląd mechaniczny, Nr 20, Warszawa 2000,
30. Krauze K., Laska Z.: Diagnozowanie młotów Roxon i Rammer na podstawie badań stanowiskowych. I Międzynarodowa Konferencja „Techniki Urabiania TUR 2001”, Kraków-Krynica 2001,
31. Krauze K., Laska Z.: Ocena stanu technicznego młota hydraulicznego na podstawie badań przeprowadzonych na stanowisku diagnostycznym. Maszyny Górnicze nr 74, Gliwice 1998

32. Krauze K., Sibiela M., Laska Z.: Wyznaczenie energii udaru młota hydraulicznego na podstawie pomiaru wartości ciśnienia. IX Ogólnopolskie Sympozjum pt. „Badanie, konstrukcja, wytwarzanie układów hydraulicznych, Cylinder '99”, Zakopane 1996
33. Krauze K., Micek P., Krawczyk S.: Metodyka badań młotów hydraulicznych na stanowisku laboratoryjnym. III Konferencja Naukowa pt. „Metody doświadczalne w budowie i eksploatacji maszyn”, Wrocław - Szklarska Poręba 1997
34. Krauze K., Pluta J., Maziarz M., Tylek R., Laska Z.: Stanowisko diagnostyczne młotów hydraulicznych. X Konferencja Naukowa pt. „Problemy rozwoju maszyn roboczych”, zeszyt nr 2, Zakopane 1997
35. Krauze K., Pluta J., Podsiadło A., Micek P.: Badanie ciężkich młotów hydraulicznych. VI Ogólnopolskie Sympozjum pt. „Badanie, konstrukcja, wytwarzanie układów hydraulicznych, Cylinder '96”, Zakopane 1996
36. Krauze K., Pluta J., Podsiadło A., Micek P.: Diagnostic Tests of Hydraulic Hammers. IXth International Conference, Technical University Košice, September 2-4 1997
37. Krauze K., Podsiadło A., Micek P., Rosół R.: Układ pomiarowy stanowiska diagnostycznego młotów hydraulicznych, X Konferencja Naukowa pt. „Problemy rozwoju maszyn roboczych”, zeszyt nr 3, Zakopane 1997
38. Krauze K.: Eksperymentalne wyznaczanie energii udarów młota hydraulicznego. Archiwum Budowy Maszyn, Vol XLVII 2001, Warszawa 2001,
39. Krauze K.: Experimental Determination of Impact Energy of Hydraulic Hammers. Archiwum Górnictwa. tom 47, zeszyt 1, 2000
40. Lesiecki W., Opolski T.: Górnictwo Tom V. Urabianie złóż – część 1. „Urabianie młotkami i wiertarkami”. Wydawnictwo Śląsk. Katowice 1963.
41. Łuczak A., Mazur T.: Fizyczne starzenie elementów maszyn. Wydawnictwo Naukowo-Techniczne, Warszawa 1987
42. Materiały reklamowe i informacyjne firmy Böhler Pneumatik International GmbH & Co KG, Kapfenberg Niemcy
43. Measuring Guide for tool energy rating for hydraulic breakers, Mounted Breaker Manufacturers bureau of the Construction Industry Manufacturers Association, Milwaukee USA 1996
44. Micek P.: „Metodyka oceny stanu technicznego na podstawie badań laboratoryjnych”. Rozprawa doktorska, AGH Kraków, 2000.
45. Młot hydrauliczny Rammer S29 – podręcznik naprawy. Rammer OY, Finlandia, Lahti 1998

46. Niziński S., Pelc H.: Diagnostyka urządzeń mechanicznych. Seria Eksploatacja, Wydawnictwo Naukowo-Techniczne, Warszawa 1980
47. Oferta handlowa Firmy „RUDA” , strona internetowa www.bh-ruda.pl
48. Pestka P.: Wskaźniki i ocena niezawodności pras mechanicznych. Rozprawa doktorska, Politechnika Poznańska 1975
49. Rammer R: New Method of Measuring Hydraulic Hammer Impact Energy. The Only Magazine for the Breaking Business, No. 1/97.
50. Roxon 602 – podręcznik obsługi. KGHM „Polska Miedź”, O/ZG Rudna w Polkowicach
51. S 29 City Operation and Maintenance Manual. Rammer OY, Finlandia, Lahti 1994
52. S 29 City Owner’s Manual. Rammer OY, Finlandia, Lahti 1994
53. S 29 Service Manual, Rammer OY, Lahti Finlandia 1994
54. S 52 City Operation and Maintenance Manual. Rammer OY, Finlandia, Lahti 1991
55. S 52 Service Manual, Rammer OY, Lahti Finlandia 1991
56. Sokolski M., Domagała T.: Badania Hałasu maszyn urabiających o działaniu udarowym. III Konferencja Naukowa „Metody Doświadczalne w Budowie i Eksploatacji Maszyn”, Szklarska Poręba 1997
57. Sokolski M., Domagała T.: Widmo hałasu udarowego młota hydraulicznego. XII Konferencja Naukowa „Problemy Rozwoju Maszyn Roboczych”, Zakopane 1999
58. Sokolski M., Pieczonka K.: Dyspozycyjna energia w procesie rozdrabniania brył skalnych udarem hydraulicznym. Zeszyty naukowe WSI w Opolu, Seria Konferencje Mechanika zeszyt nr 18, Opole 1980
59. Sokolski M.: A Computer-aided Method for Diagnostic Testing of Single Action Hydraulic Hammers. Modeling, Simulation and Control, Vol. B36, No 2 1991
60. Sokolski M.: Badania modelowe procesu roboczego młota hydraulicznego. Symposium Naukowe „Metody Badań Maszyn Roboczych”, Prace PIMB R. 10 zeszyt 1, 2 i 3, Józefów 1989
61. Sokolski M.: Doświadczalna metoda określania roboczych charakterystyk młotów hydraulicznych. I Konferencja Naukowa „Metody Doświadczalne w Budowie i Eksploatacji Maszyn”, Szklarska Poręba 1993
62. Sokolski M.: Eksperymentalna metoda wyznaczania parametrów procesu roboczego hydraulicznych młotów górniczych. XII Konferencja Naukowa „Teoria Maszyn i Mechanizmów”, Bielsko Biała 1989

63. Sokolski M.: Metoda identyfikacji charakterystyk energetyczno-siłowych wymuszenia udarowego w procesie urabiania ośrodków skalnych. Rozprawa doktorska, Politechnika Wrocławska, Wrocław 1982
64. Sokolski M.: Metody wyznaczania sprawności energetycznej młotów górniczych ze sprzężeniem bezwładnościowym. VI Konferencja Naukowa „Problemy Urabiania i Przeróbki Skał, Szklarska Poręba 1991
65. Sokolski M.: Modelowanie suwu roboczego młota hydraulicznego z uwzględnieniem parametrów akumulatora. XI Konferencja Naukowa „Problemy Rozwoju Maszyn Roboczych”, Zakopane 1998
66. Sokolski M.: O możliwości zwiększenia efektywności wymuszenia udarowego w układach roboczych młotów hydraulicznych. X Konferencja Naukowa „Problemy Rozwoju Maszyn Roboczych”, Zakopane 1997
67. Sokolski M.: Zastosowanie pakietu AGIMAG do akwizycji i przetwarzania sygnałów pomiarowych w badaniach młota hydraulicznego. II Konferencja Naukowa „Metody Doświadczalne w Budowie i Eksploatacji Maszyn”, Szklarska Poręba 1995
68. Sprawozdanie z pracy naukowo-badawczej pt „Badanie eksploatacyjne stanowiska diagnostycznego młotów hydraulicznych”. AGH Kraków 1996, (niepublikowane)
69. Sprawozdanie z pracy naukowo-badawczej pt. „Przeprowadzenie badań stanowiskowych (parametry zewnętrzne, wymiary liniowe) wybranych młotów hydraulicznych oraz dokonanie opracowania i analizy wyników badań”. AGH Kraków 1998, (niepublikowane)
70. Sprawozdanie z pracy naukowo-badawczej pt. „Ustalenie korelacji między wynikami pomiarów parametrów zewnętrznych a pomiarami parametrów liniowych młota hydraulicznego”. AGH Kraków 1998, (niepublikowane)
71. Ziemia S. i in.: Fizyczne aspekty trwałości i niezawodności obiektów technicznych. Wydawnictwo Naukowo-Techniczne, Warszawa-Poznań 1976
72. Ziemia S.: Rola diagnostyki technicznej. Praca zbiorowa pt. „Diagnostyka urządzeń mechanicznych”, Ossolineum, Wrocław-Warszawa-Kraków-Gdańsk 1977

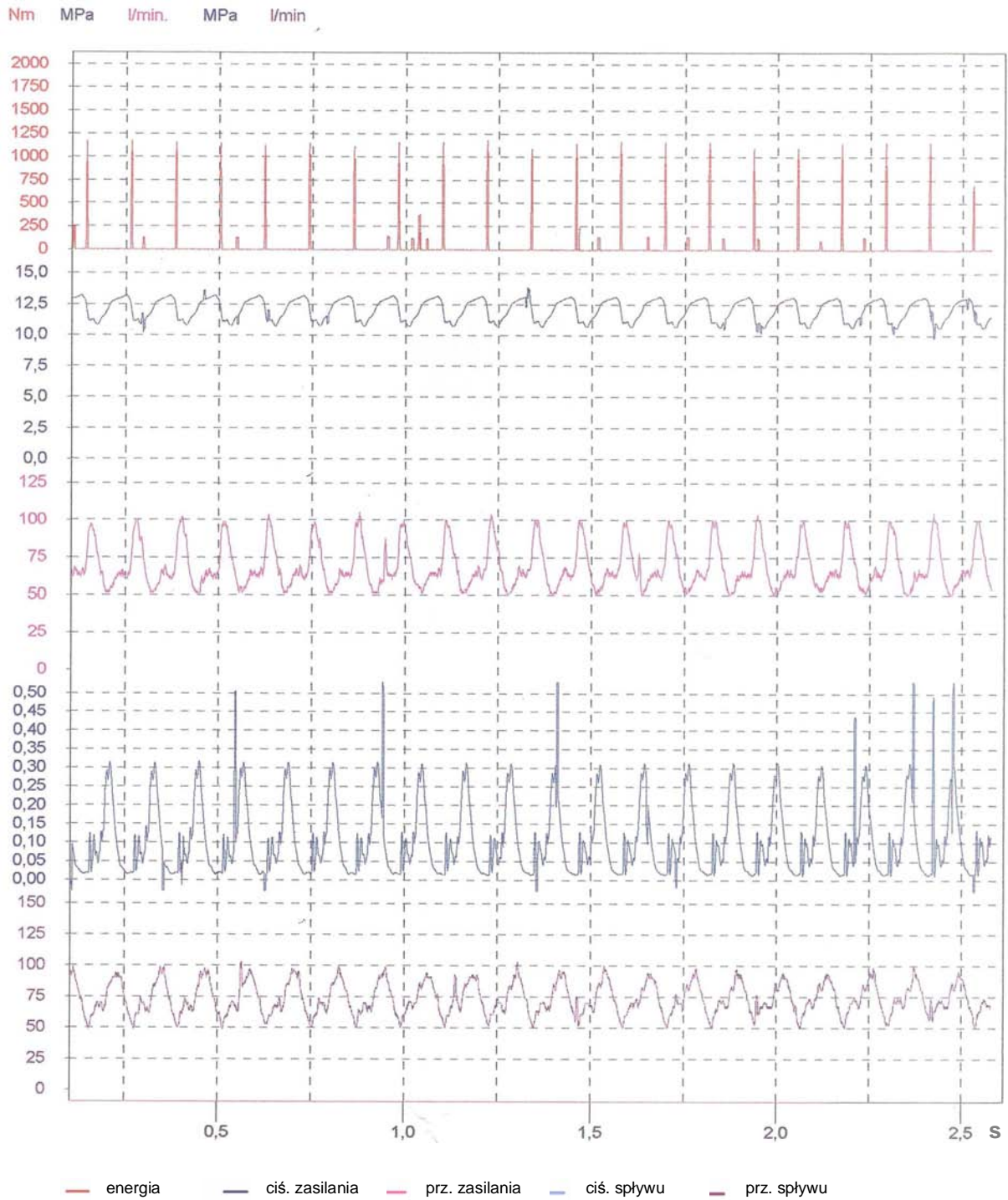
ZAŁĄCZNIK NR I

**Raporty (przebiegi czasowe), diagnostyka, karty pomiarowe
i wyniki obliczeń dla wybranych młotów, wykorzystane
do analizy w rozdziale 5**

RAPORT Z BADANIA NR : f23_4_3

Data pomiaru 01.06.98r

10:49:17 98-09-30

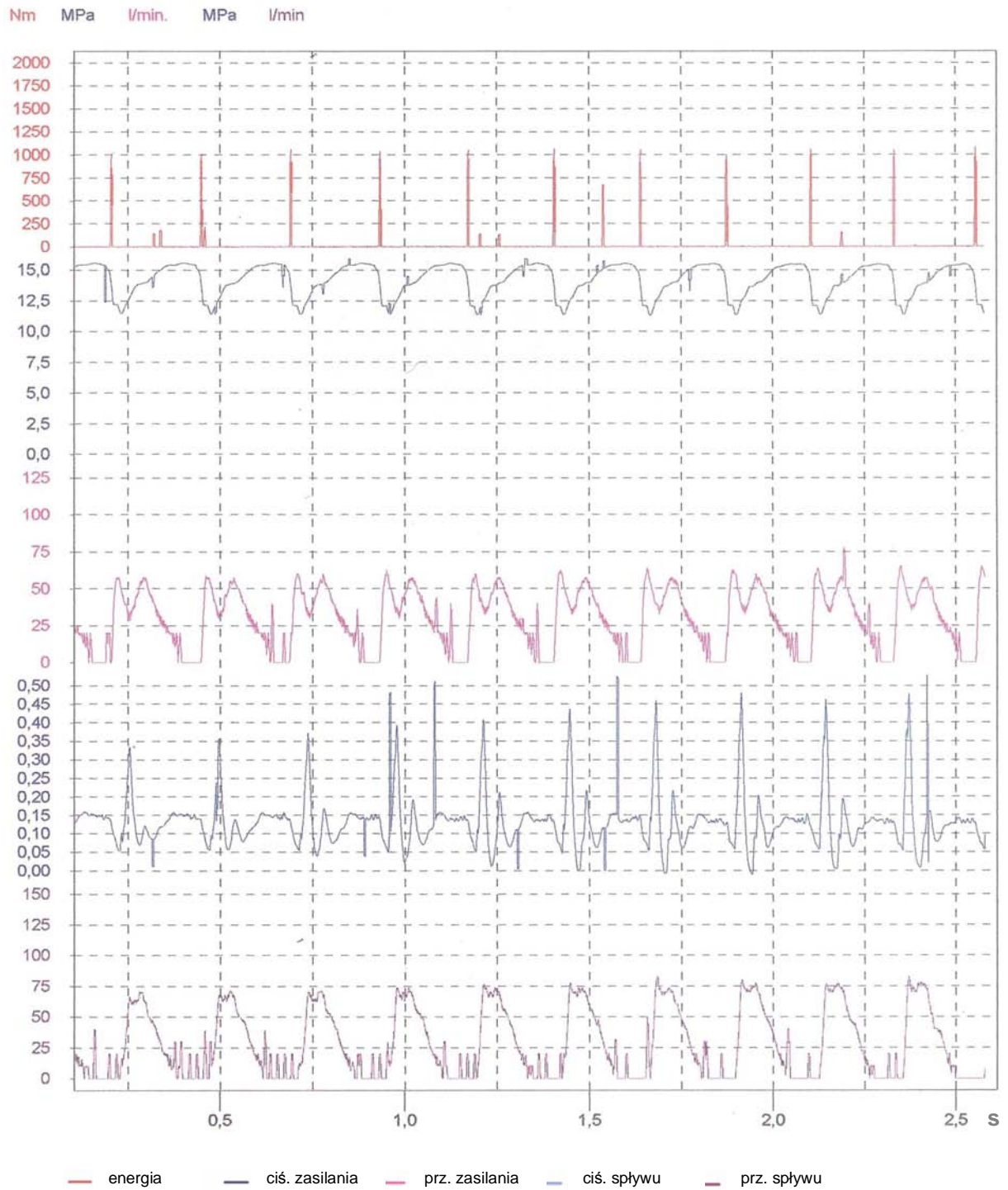


po remoncie, KGHM ZG-Rudna M-4

RAPORT Z BADANIA NR : f23_5t_1

Data pomiaru 24.06.98r

11:41:39 98-09-30

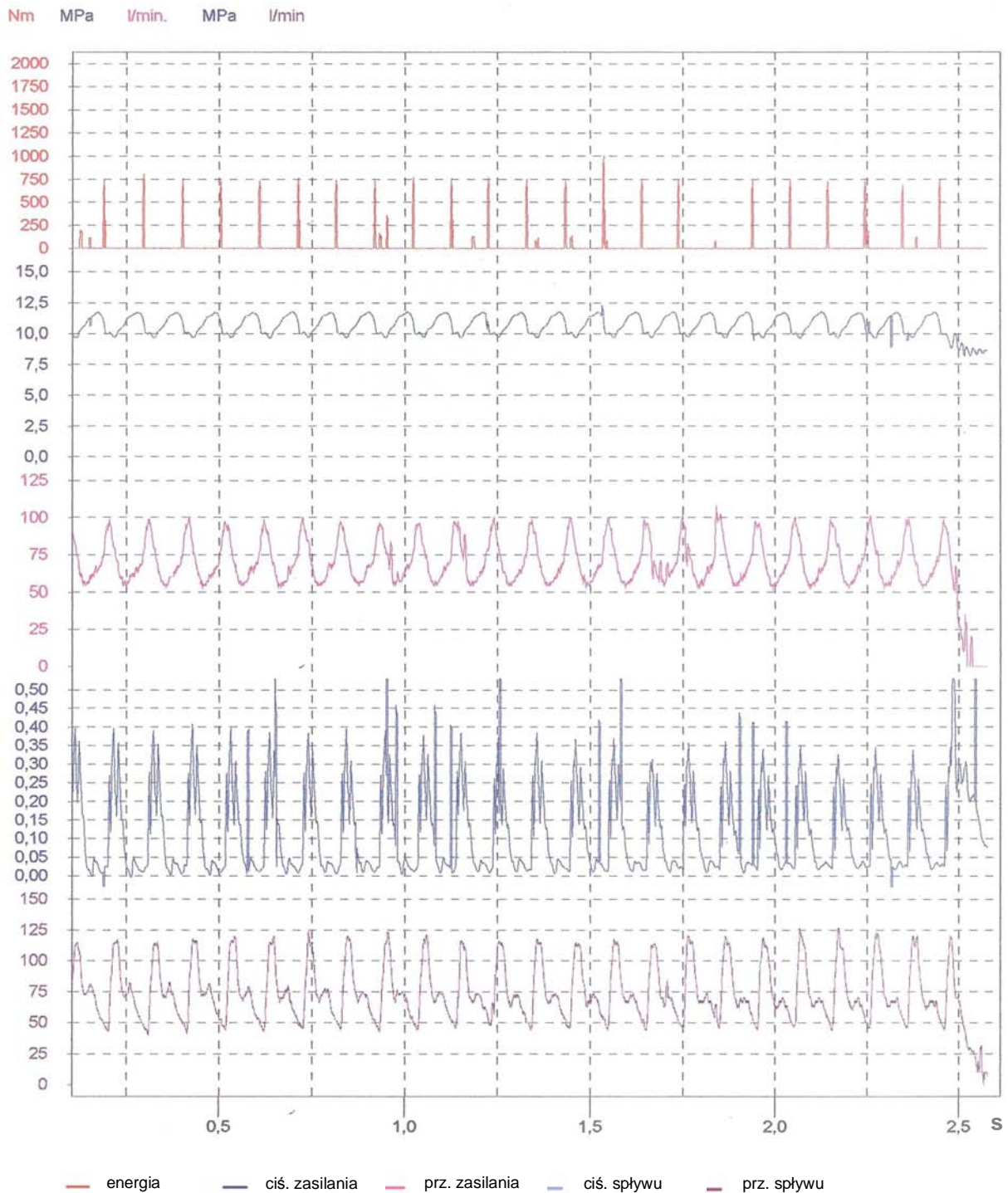


próba temp, KGHM ZG-Rudna M-4

RAPORT Z BADANIA NR : f23_5t_3

Data pomiaru 24.06.98r

11:51:27 98-09-30



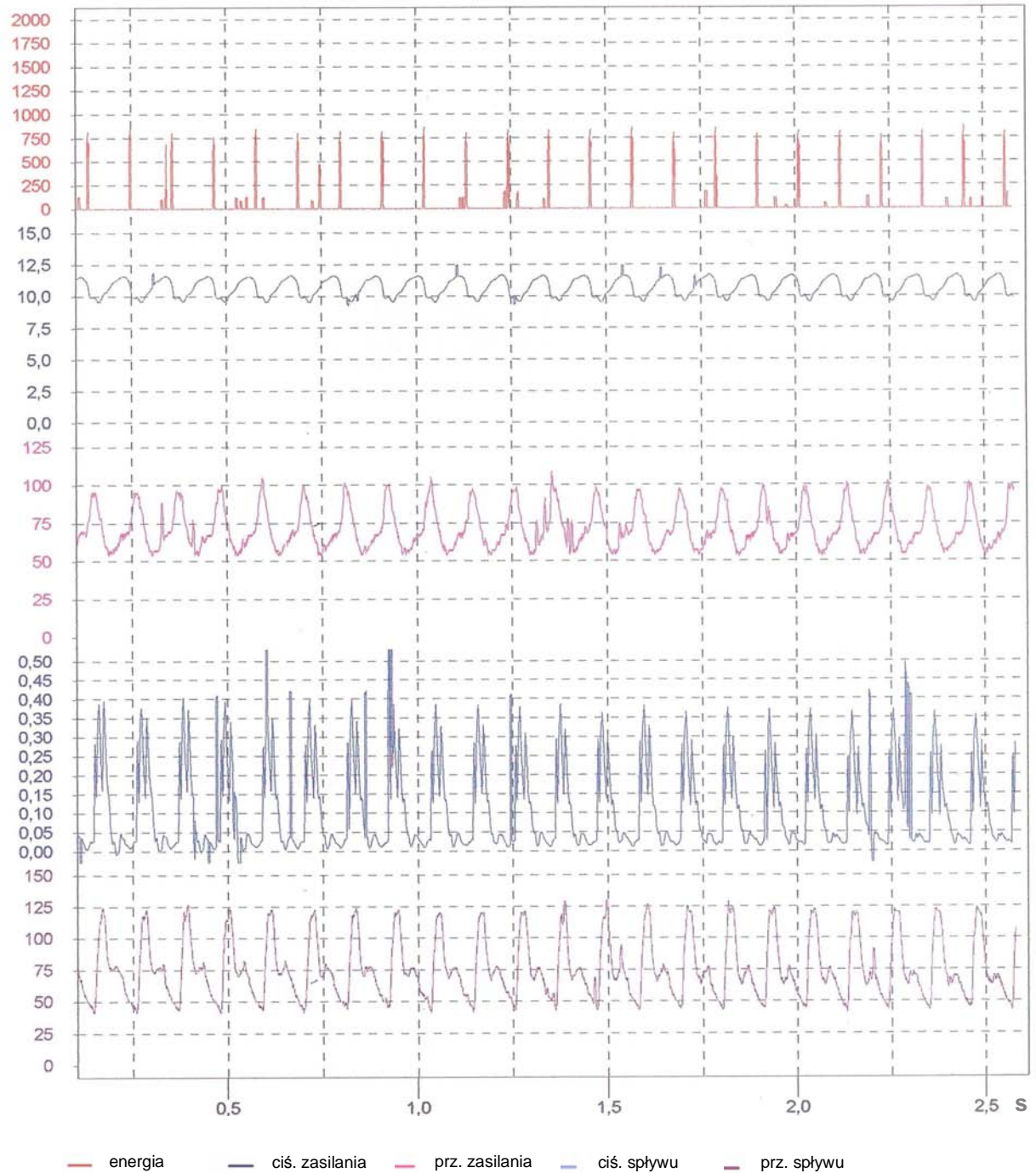
próba temp, KGHM ZG-Rudna M-4

RAPORT Z BADANIA NR : f23_5t_4

Data pomiaru 24.06.98r

11:54:49 98-09-30

Nm MPa l/min. MPa l/min



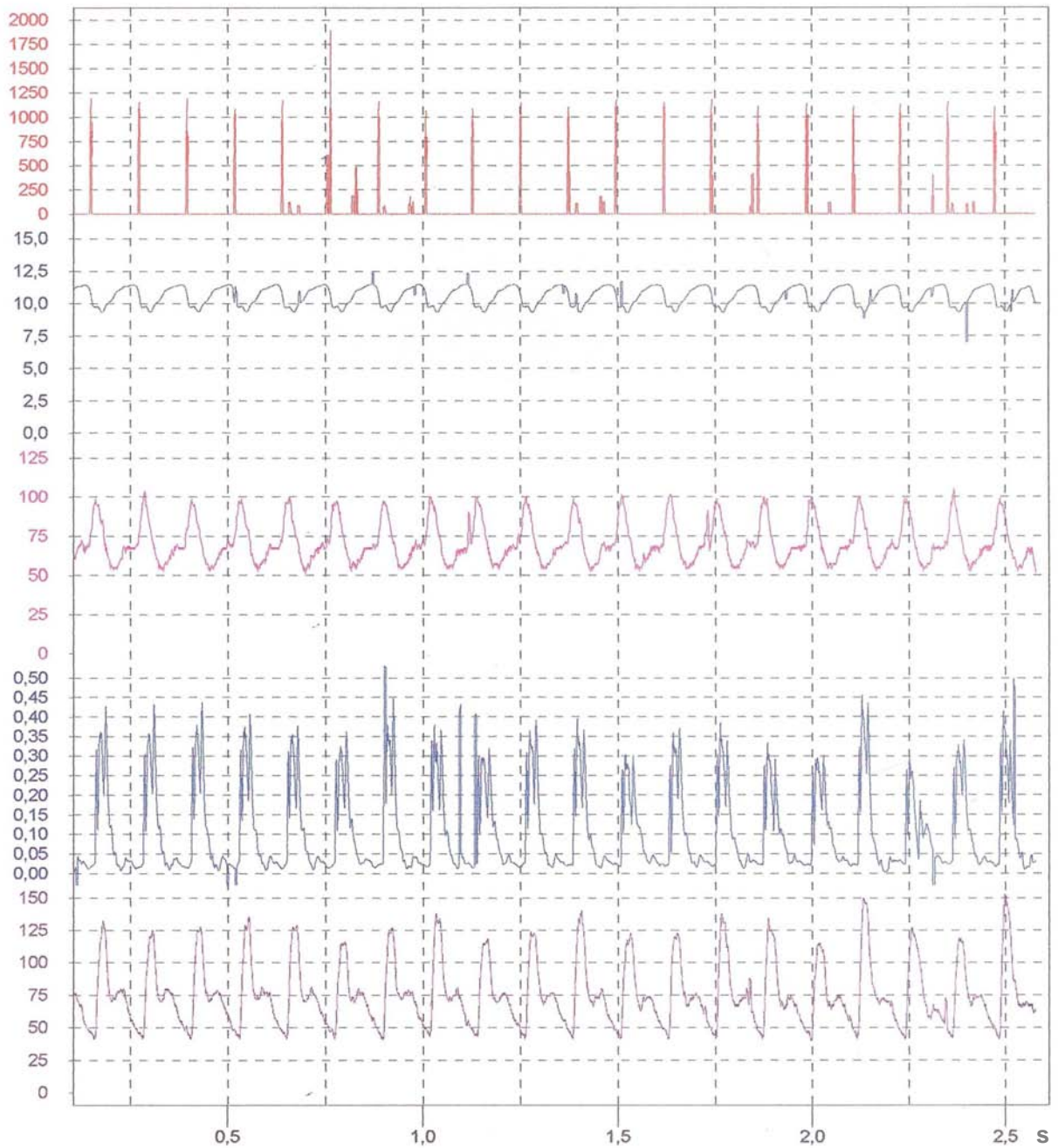
próba temp, KGHM ZG-Rudna M-4

RAPORT Z BADANIA NR : f23_5t_5

Data pomiaru 24.06.98r

11:58:47 98-09-30

Nm MPa l/min. MPa l/min



energia ciś. zasilania prz. zasilania ciś. splywu prz. splywu

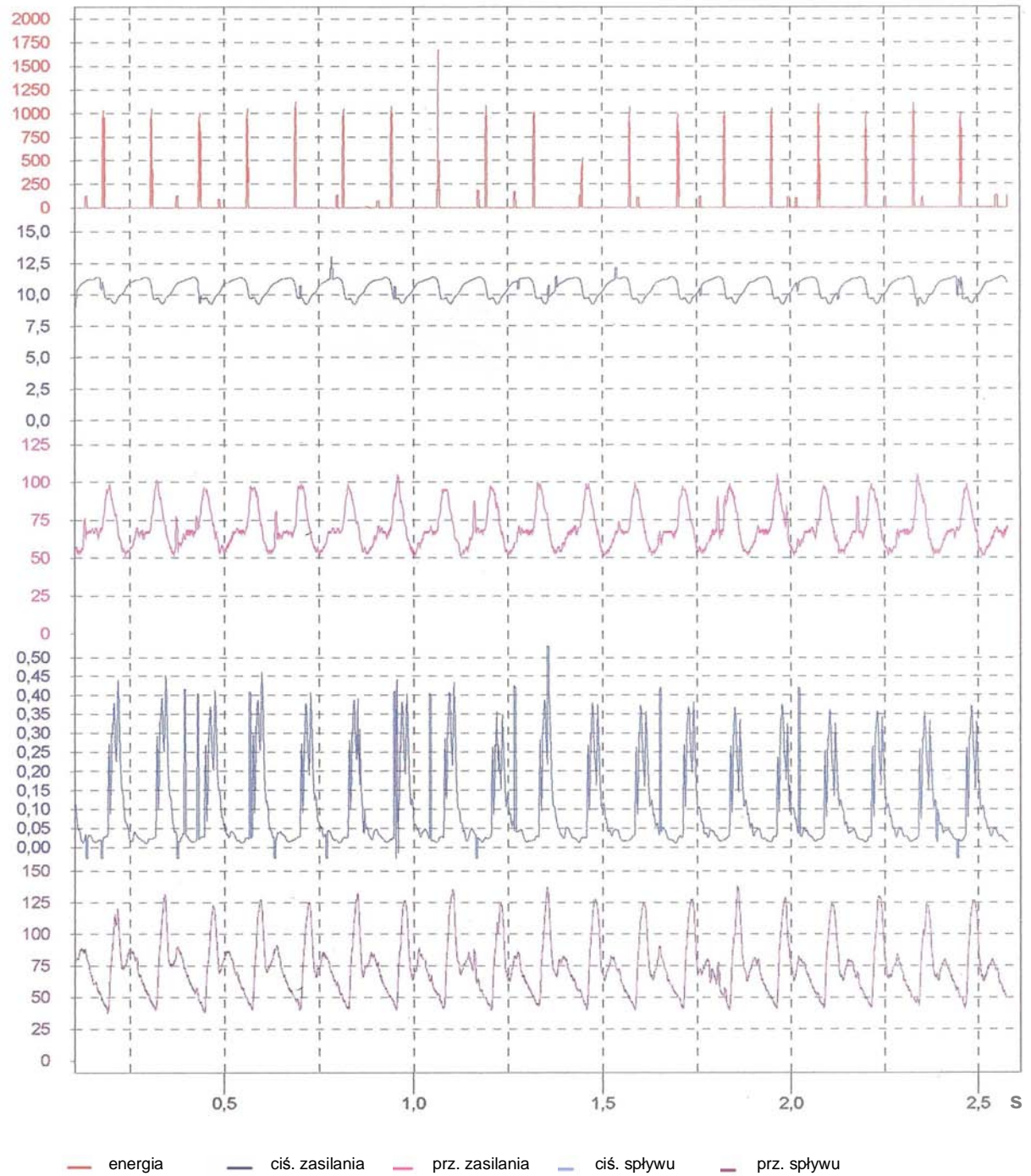
próba temp, KGHM ZG-Rudna M-4

RAPORT Z BADANIA NR : f23_5t_6

Data pomiaru 24.06.98r

12:02:27 98-09-30

Nm MPa l/min. MPa l/min

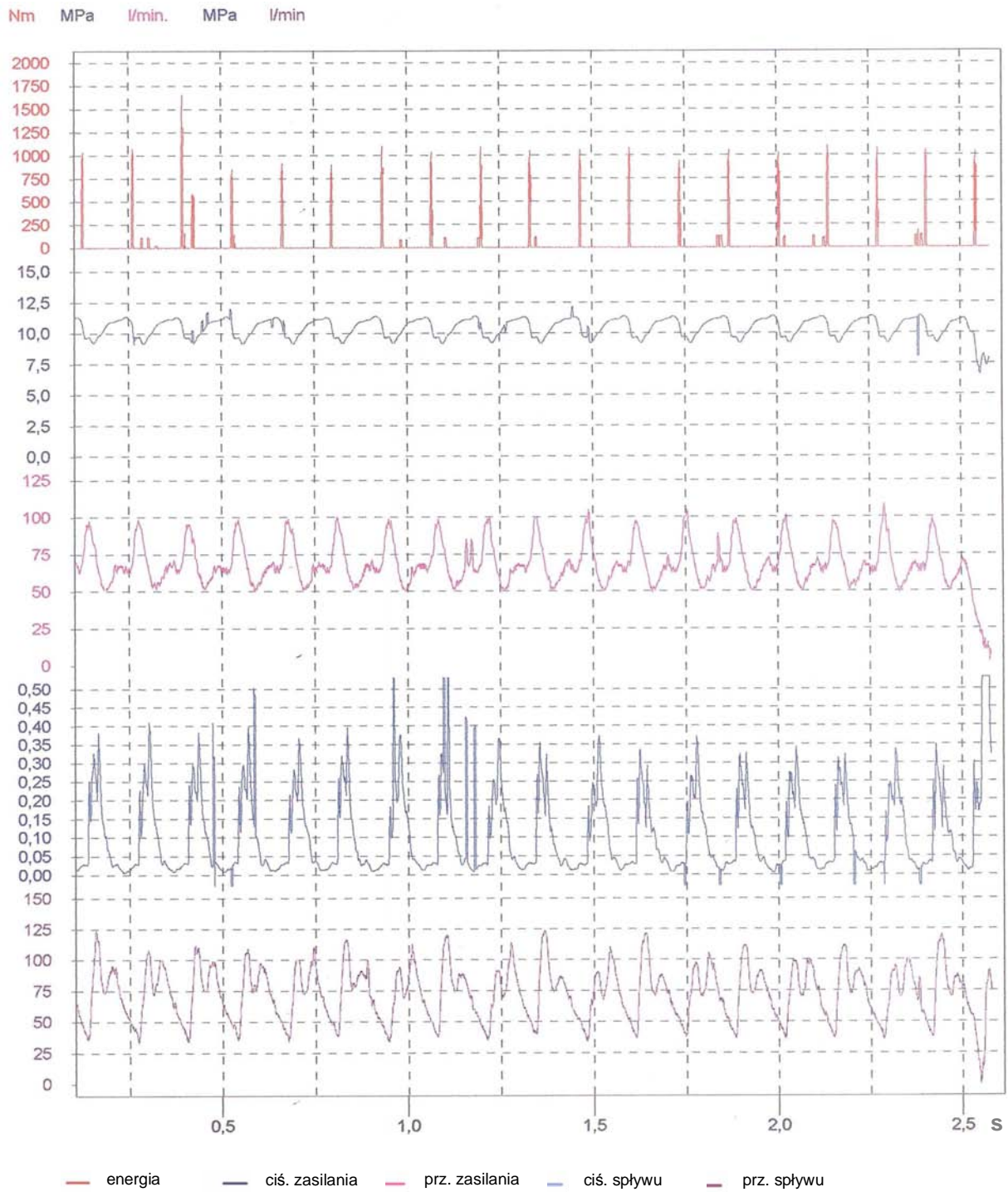


próba temp, KGHM ZG-Rudna M-4

RAPORT Z BADANIA NR : f23_5t_7

Data pomiaru 24.06.98r

12:07:12 98-09-30

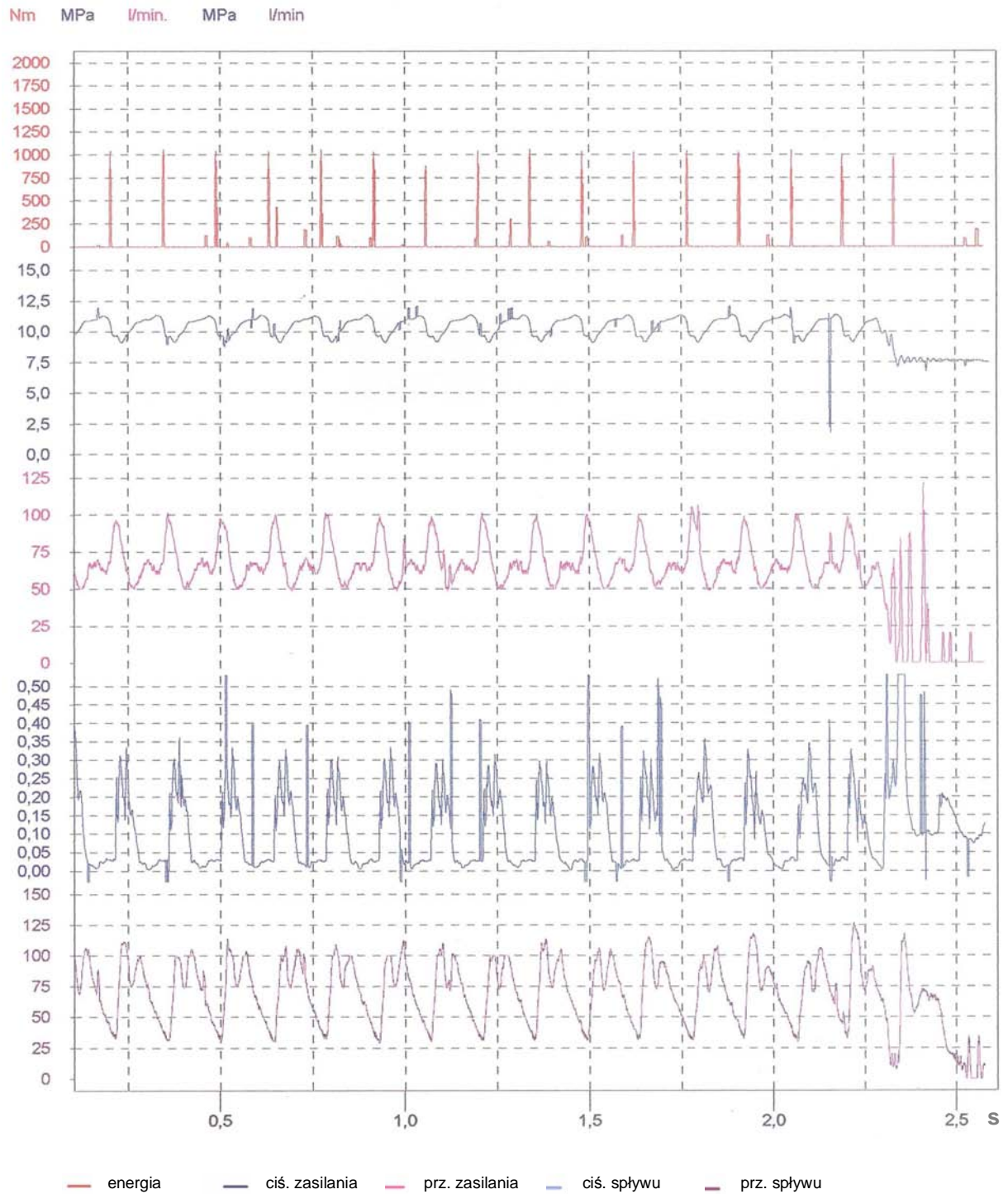


próba temp, KGHM ZG-Rudna M-4

RAPORT Z BADANIA NR : f23_5t_8

Data pomiaru 24.06.98r

12:11:52 98-09-30

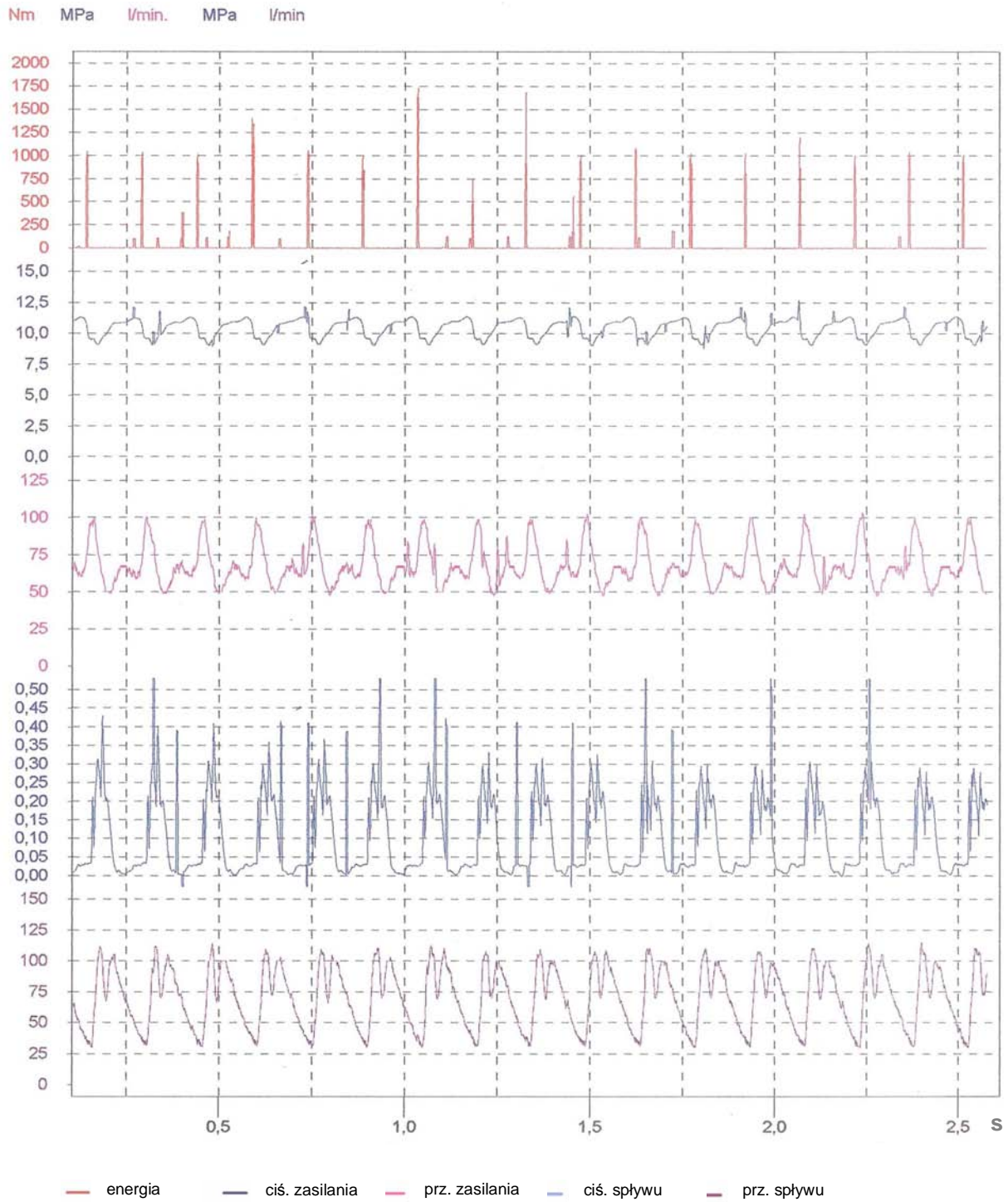


próba temp, KGHM ZG-Rudna M-4

RAPORT Z BADANIA NR : f23_5t_9

Data pomiaru 24.06.98r

12:15:30 98-09-30



próba temp, KGHM ZG-Rudna M-4

RAPORT Z BADANIA NR : f23_4_4

Data pomiaru 01.06.98r

10:55:43 98-09-30

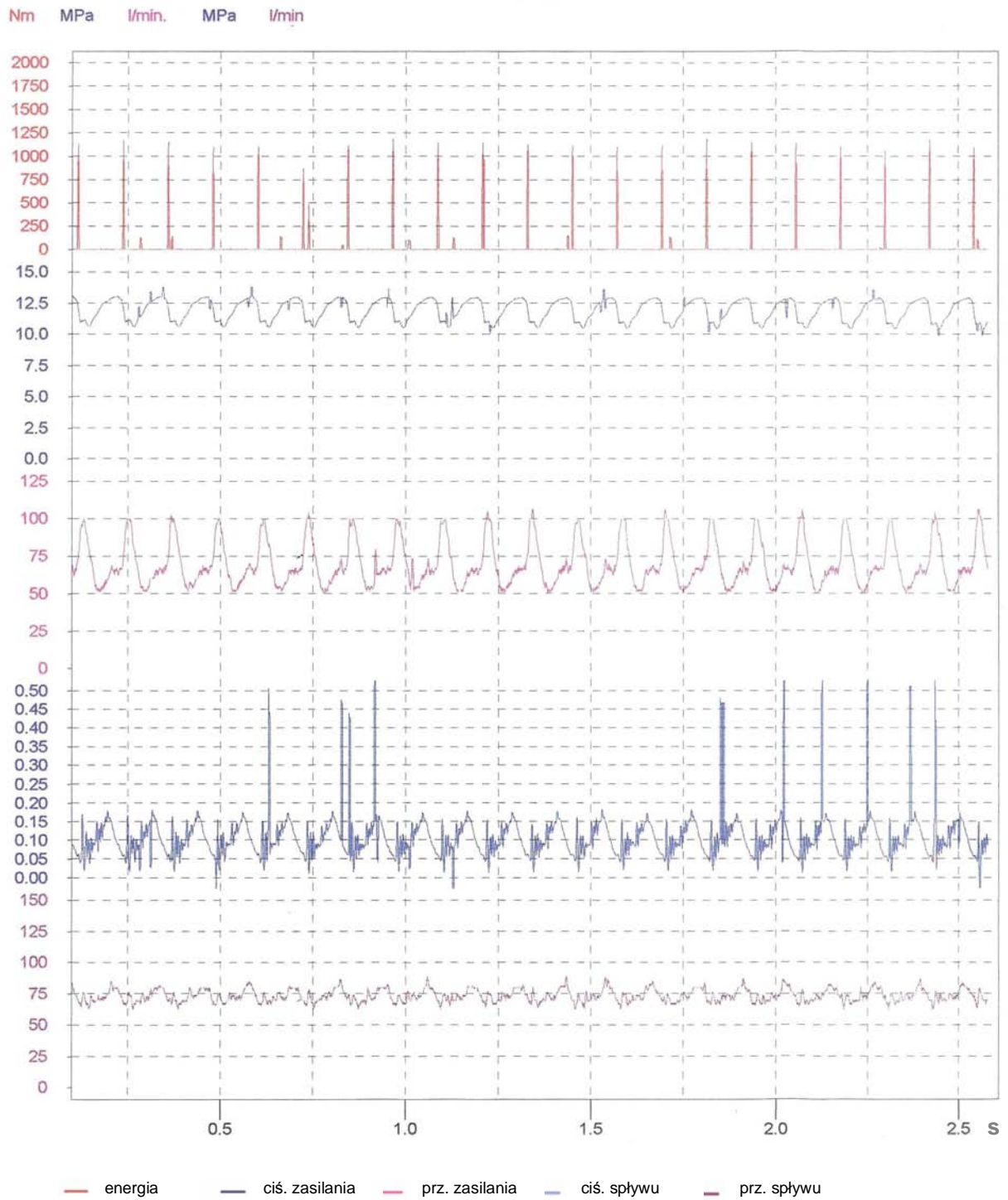


wym tulei czołowej, KGHM ZG-Rudna M-4

RAPORT Z BADANIA NR : f23_4_8

Data pomiaru 01.06.98r

13:03:42 98-09-17



wym tulei środkowej nr 4, KGHM ZG-Rudna M-4

RAPORT Z BADANIA NR : f23_4_6

Data pomiaru 01.06.98r

11:09:11 98-09-30

Nm MPa l/min. MPa l/min



wym tulei tylnej, KGHM ZG-Rudna M-4

RAPORT Z BADANIA NR : f23_4_11

Data pomiaru 01.06.98r

11:14:16 98-09-30

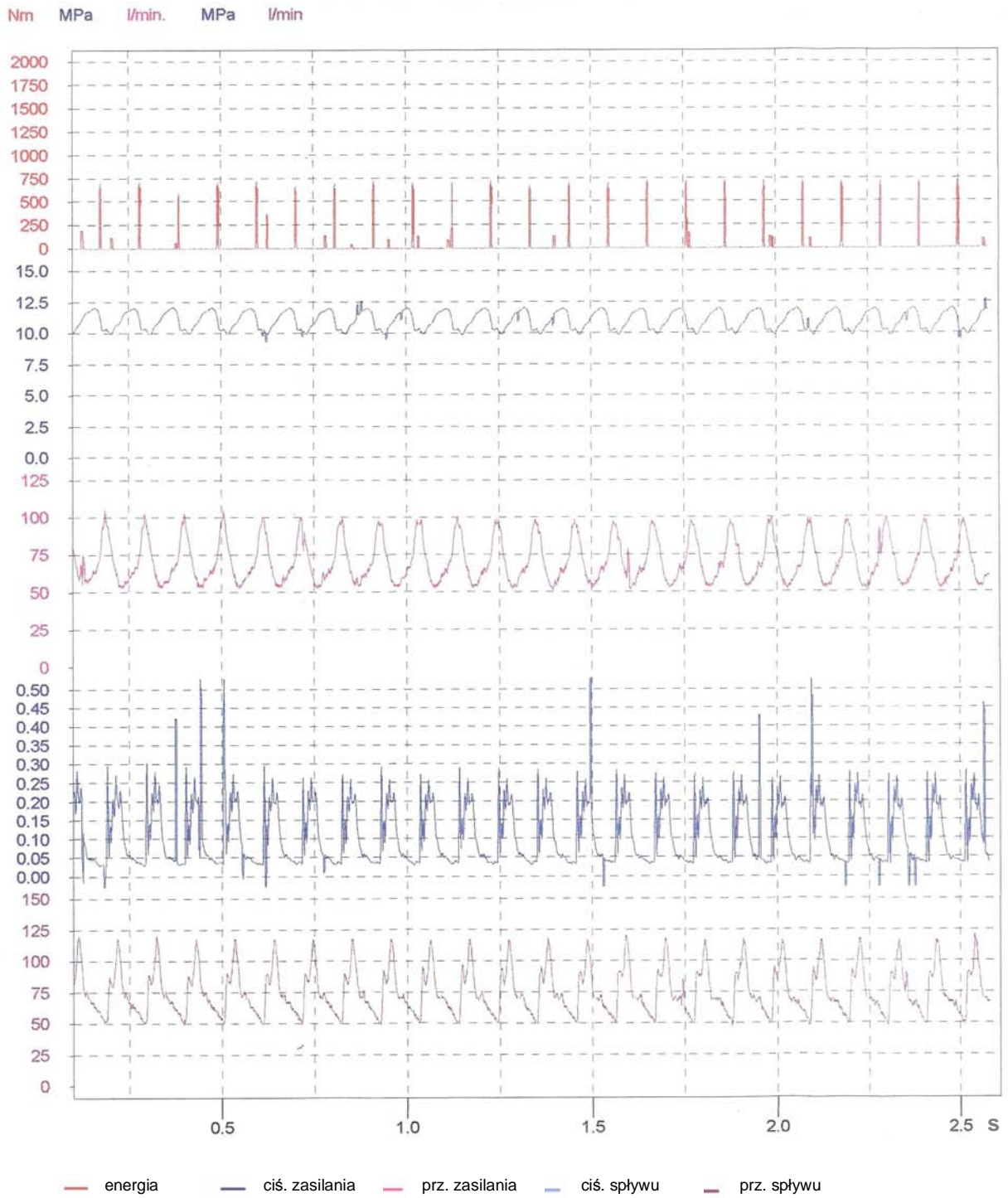


wym wszystkich tulei, KGHM ZG-Rudna M-4

RAPORT Z BADANIA NR : f23_6z_2

Data pomiaru 25.06.98r

12:50:15 98-09-17

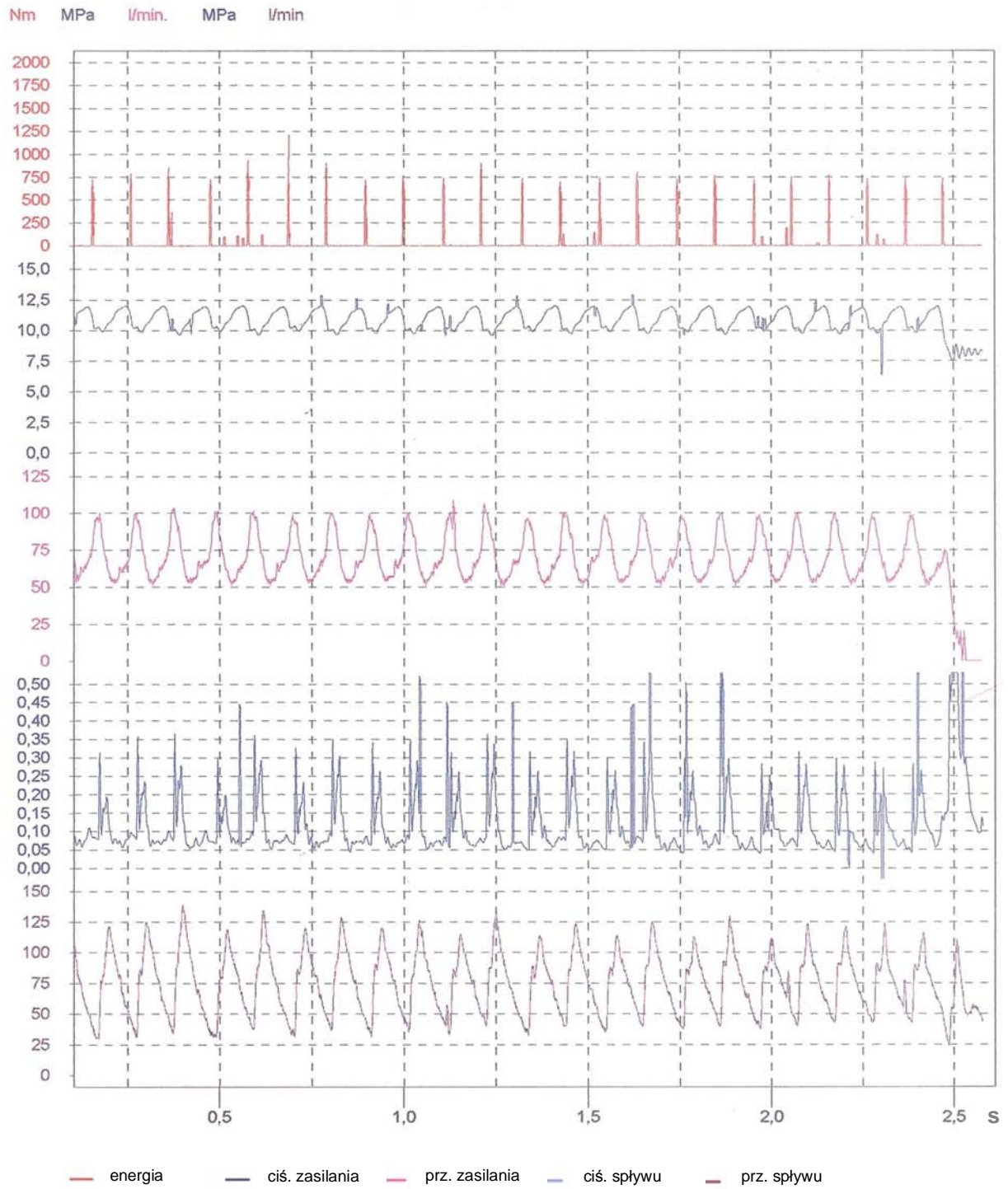


próba nowy zawór nr 1, KGHM ZG-Rudna M-4

RAPORT Z BADANIA NR : f23_6z_5

Data pomiaru 25.06.98r

11:21:17 98-09-30



zawór nr 1 + iglica now.2, KGHM ZG-Rudna M-4

RAPORT Z BADANIA NR:f23_4_3

Data pomiaru 01.06.98r

11:07:24 98-06-03

Energia Nm	Pz. max. MPa	Pz. min. MPa	Qz. max l/min	Qz.min. l/min	Ps. max. MPa	Ps. min. MPa	Qs. max. l/min	Qs. min. l/min	częstość Udar/sek	temp.ml °C	Kp kJ/MPa	Kq l/dm ³	sprawność
1168.349	13.826	10.790	200.000	52.500	0.319	-0.034	200.000	48.750	8.497	51.707	0.085	2.549	0.215
1175.024	13.188	10.184	100.000	51.250	0.314	0.014	93.750	48.750	8.284	51.609	0.089	4.971	0.443
1153.401	13.609	10.767	102.500	50.000	0.317	-0.060	98.750	50.000	8.337	51.696	0.085	4.880	0.414
1147.334	13.197	10.748	103.750	51.250	0.505	-0.103	102.500	48.750	8.683	51.591	0.087	5.022	0.437
1150.082	13.176	10.746	98.750	50.000	0.314	0.014	97.500	50.000	8.721	51.794	0.087	5.299	0.463
1111.845	13.175	10.741	105.000	51.250	0.538	0.014	100.000	50.000	8.354	51.650	0.084	4.774	0.403
1156.725	13.170	10.719	100.000	51.250	0.311	0.013	93.750	50.000	8.683	51.611	0.088	5.210	0.458
1180.038	13.140	10.719	103.750	50.000	0.313	0.012	92.500	51.250	8.741	51.658	0.090	5.055	0.454
1085.429	13.843	10.708	100.000	50.000	0.630	-0.103	102.500	50.000	8.741	51.459	0.078	5.244	0.411
1171.698	13.102	10.683	100.000	50.000	0.308	0.014	100.000	50.000	8.372	51.376	0.089	5.023	0.449
1160.033	13.118	10.681	100.000	50.000	0.313	-0.021	93.750	50.000	8.683	51.864	0.088	5.210	0.461
1163.333	13.113	10.455	100.000	50.000	0.314	0.013	97.500	50.000	8.390	51.670	0.089	5.034	0.447
1094.004	13.080	10.181	103.750	50.000	0.313	0.011	93.750	50.000	8.702	51.610	0.084	5.033	0.421
1142.406	13.082	10.634	100.000	51.250	0.437	0.012	95.000	50.000	8.721	51.794	0.087	5.233	0.457
1156.711	13.077	10.148	100.000	50.000	0.580	0.012	100.000	52.500	8.407	51.878	0.088	5.044	0.446
696.398	13.062	9.767	105.000	50.000	0.673	-0.090	95.000	50.000	8.372	51.539	0.053	4.784	0.255

po remoncie, KGHM ZG-Rudna M-4

WYNIKI OBLICZEŃ

Numer młota

F23_n

Numer karty

0

Data pomiaru

98-06-03

Informacja o pomiarze

F23_4_3

Współpraca bijaka z tulejami

Współpracujące powierzchnie	Tuleja	Bijak	Luz współpracy	Luz wzorca/różnica	Luz min	Luz max
D6(T1 -P1)			*	*/*	0.000	0.000
D6(T1 -P2)			*	*/*	0.000	0.000
D85(T7 - P9)	85.132	84.955	0.177	0.175/ 0.002	0.000	0.000
D85 (T8 - P9)	85.016	84.955	0.061	0.051/ 0.010	0.000	0.000
(T18-P14)			*	0.192/*	0.000	0.000
(T14-P14)	105.0174		*	0.210/*	0.000	0.000
D86.5 (T9 - P8)	86.5116	86.459	0.053	0.046/ 0.007	0.000	0.000
D86.5(T10-P8)	86.522	86.459	0.063	0.048/ 0.015	0.000	0.000
D86.5(T11 -P7)	86.5088	86.4524j	0.056	0.052/ 0.004	0.000	0.000
D70 (T6 - P6)	70.0314	69.9602	0.071	0.051/ 0.020	0.000	0.000
D70 (T6 - P5)	70.0314	69.961	0.070	0.051/ 0.019	0.000	0.000
D70 (T5 - P5)	70.034	69.961	0.073	0.050/ 0.023	0.000	0.000
D70 (T4 - P5)	70.0378	69.961	0.077	0.049/ 0.028	0.000	0.000

Współpraca tulei z rozdzielaczem

Współpraca powierzchni	Tuleja T	Rozdzielacz P	Luz współpracy	Luz wzorca/różnica	Luz min	Luz max
D100(T12-P10)	100.0146	99.9708	0.044	0.032/ 0.012	0.000	0.000
D104(T13-P13)	104.038	103.9786	0.059	0.061/ -0.002	0.000	0.000
D104(T17-P13)	104.0142	103.9786	0.036	0.048/ -0.012	0.000	0.000
D102(T16-P12)	102.0202	101.976	0.044	0.038/ 0.006	0.000	0.000
D100(T15-P11)	100.021	99.978	0.043	0.040/ 0.003	0.000	0.000

DIAGNOSTYKA

Numer młota

F23_n

Numer karty

0

Data pomiaru

98-06-03

Informacja o pomiarze

F23_4_3

Tabela Pomiarów

Lp.	Energia	Pz. max.	Pz. min.	Qz. max.	Qz. min.	Ps. max.	Ps. min.	Qs. max.	Qs. min.	Częst.	temp	Kp	Kq	Spraw.
	[Nm]	[Mpa]	[Mpa]	[1/min]	[1/min]	[Mpa]	[Mpa]	[1/min]	[1/min]	[Udar/s]	[°C]	[kJ/MPa]	[1/dm3]	
1	1175	13.19	10.18	100.0	51.3	0.31	0.01	93.8	48.8	8.28	51.6	0.089	4.971	0.443
2	1147	13.20	10.75	103.8	51.3	0.51	-0.10	102.5	48.8	8.68	51.6	0.087	5.022	0.437
3	1150	13.18	10.75	98.8	50.0	0.31	0.01	97.5	50.0	8.72	51.8	0.087	5.299	0.463
4	1157	13.17	10.72	100.0	51.3	0.31	0.01	93.8	50.0	8.68	51.6	0.088	5.210	0.458
5	1180	13.14	10.72	103.8	50.0	0.31	0.01	92.5	51.3	8.74	51.7	0.090	5.055	0.454
6	1172	13.10	10.68	100.0	50.0	0.31	0.01	100.0	50.0	8.37	51.4	0.089	5.023	0.449
7	1160	13.12	10.68	100.0	50.0	0.31	-0.02	93.8	50.0	8.68	51.9	0.088	5.210	0.461
8	1163	13.11	10.46	100.0	50.0	0.31	0.01	97.5	50.0	8.39	51.7	0.089	5.034	0.447
9	1142	13.08	10.63	100.0	51.3	0.44	0.01	95.0	50.0	8.72	51.8	0.087	5.233	0.457
10	1157	13.08	10.15	100.0	50.0	0.58	0.01	100.0	52.5	8.41	51.9	0.088	5.044	0.446

Obliczenia

	Energia	Pz. max.	Pz. min.	Qz. max.	Qz. min.	Ps. max.	Ps. min.	Qs. max.	Qs. min.	Częst.	temp ml.	Kp	Kq	Spraw.
	[Nm]	[Mpa]	[Mpa]	[1/min]	[1/min]	[Mpa]	[Mpa]	[1/min]	[1/min]	[Udar/s]	[°C]	[kJ/MPa]	[1/dm3]	
X	1160	13.14	10.57	100.6	50.5	0.37	-0.00	96.6	50.1	8.57	51.7	0.088	5.110	0.452
DX	11.78	0.0431	0.2187	1.619	0.637	0.0969	0.0332	3.200	1.031	0.1709	0.148	0.00098	0.10892	0.00800

Uwagi

Nowy zawór, bez wymiany elementów

RAPORT Z BADANIA NR:f23_4_4

Data pomiaru 01.06.98 r

16:24:06 98-06-03

Energia Nm	Pz. max. MPa	Pz. min. MPa	Qz. max l/min	Qz.min. l/min	Ps. max. MPa	Ps. min. MPa	Qs. max. l/min	Qs. min. l/min	częstość Udar/sek	temp.ml °C	Kp kJ/MPa	Kq l/dm3	sprawność
1117.808	12.869	10.567	200.000	51.250	0.524	0.004	200.000	62.500	9.250	51.391	0.087	2.775	0.241
1099.409	12.919	10.619	98.750	51.250	0.553	0.006	91.250	62.500	8.897	51.239	0.085	5.406	0.460
1114.005	13.741	10.631	105.000	51.250	0.487	-0.030	88.750	62.500	8.645	51.712	0.081	4.940	0.401
2129.729	12.951	10.617	100.000	51.250	0.180	0.009	86.250	62.500	8.664	51.775	0.164	5.199	0.855
1098.343	12.948	10.621	100.000	51.250	0.188	-0.205	87.500	65.000	8.958	51.539	0.085	5.375	0.456
1093.496	12.949	10.560	100.000	51.250	0.418	-0.206	87.500	62.500	8.645	51.174	0.084	5.187	0.438
1083.303	13.414	10.559	101.250	51.250	0.558	-0.048	90.000	62.500	8.958	51.643	0.081	5.308	0.429
988.155	13.728	10.558	111.250	51.250	0.183	0.009	87.500	60.000	8.627	51.626	0.072	4.653	0.335
1095.071	13.712	10.557	100.000	50.000	0.181	-0.024	87.500	62.500	8.721	51.271	0.080	5.233	0.418
1113.460	13.002	10.576	100.000	51.250	0.184	0.017	93.750	61.250	8.978	51.684	0.086	5.387	0.461
1067.866	12.974	10.581	101.250	50.000	0.182	-0.000	95.000	61.250	8.627	51.604	0.082	5.112	0.421
1109.104	12.969	10.586	106.250	51.250	0.180	-0.007	90.000	61.250	17.253	51.536	0.086	9.743	0.833
1123.806	12.933	10.577	100.000	51.250	0.452	0.019	88.750	61.250	8.627	51.231	0.087	5.176	0.450
1099.948	13.682	10.501	98.750	51.250	0.523	0.007	88.750	62.500	8.978	51.362	0.080	5.455	0.439
1088.647	12.934	10.493	100.000	51.250	0.517	0.016	93.750	62.500	9.019	51.227	0.084	5.411	0.455
1105.332	12.942	10.519	111.250	50.000	0.184	-0.034	88.750	61.250	8.721	51.454	0.085	4.704	0.402

wym tul czołowej, KGHM ZG-Rudna M-4

WYNIKI OBLICZEŃ

Numer młota

F23_n

Numer karty

1

Data pomiaru

98-06-03

Informacja o pomiarze

F23_4_4 wym tul czol

Współpraca bijaka z tulejami

Współpracujące powierzchnie	Tuleja	Bijak	Luz współpracy	Luz wzorca/różnica	Luz min	Luz max
D6(T1 -P1)			*	*/*	0.000	0.000
D6(T1 -P2)			*	*/*	0.000	0.000
D85(T7 - P9)	85.2006	84.955	0.246	0.175/ 0.071	0.000	0.000
D85 (T8 - P9)	85.026	84.955	0.071	0.051/ 0.020	0.000	0.000
(T18-P14)			*	0.192/*	0.000	0.000
(T14-P14)	105.0174		*	0.210/*	0.000	0.000
D86.5 (T9 - P8)	86.5116	86.459	0.053	0.046/ 0.007	0.000	0.000
D86.5(T10-P8)	86.522	86.459	0.063	0.048/ 0.015	0.000	0.000
D86.5(T11 -P7)	86.5088	86.4524j	0.056	0.052/ 0.004	0.000	0.000
D70 (T6 - P6)	70.0314	69.9602	0.071	0.051/ 0.020	0.000	0.000
D70 (T6 - P5)	70.0314	69.961	0.070	0.051/ 0.019	0.000	0.000
D70 (T5 - P5)	70.034	69.961	0.073	0.050/ 0.023	0.000	0.000
D70 (T4 - P5)	70.0378	69.961	0.077	0.049/ 0.028	0.000	0.000

Współpraca tulei z rozdzielaczem

Współpraca powierzchni	Tuleja T	Rozdzielacz P	Luz współpracy	Luz wzorca/różnica	Luz min	Luz max
D100(T12-P10)	100.0146	99.9708	0.044	0.032/ 0.012	0.000	0.000
D104(T13-P13)	104.038	103.9786	0.059	0.061/ -0.002	0.000	0.000
D104(T17-P13)	104.0142	103.9786	0.036	0.048/ -0.012	0.000	0.000
D102(T16-P12)	102.0202	101.976	0.044	0.038/ 0.006	0.000	0.000
D100(T15-P11)	100.021	99.978	0.043	0.040/ 0.003	0.000	0.000

DIAGNOSTYKA

Numer młota

F23_n

Numer karty

1

Data pomiaru

98-06-03

Informacja o pomiarze

F23_4_4 wym tul czol

Tabela Pomiarów

Lp.	Energia	Pz. max.	Pz. min.	Qz. max.	Qz. min.	Ps. max.	Ps. min.	Qs. max.	Qs. min.	Częst.	temp	Kp	Kq	Spraw.
	[Nm]	[MPa]	[MPa]	[1/min]	[1/min]	[MPa]	[MPa]	[1/min]	[1/min]	[Udar/s]	[°C]	[kJ/MPa]	[1/dm3]	
1	1099	12.92	10.62	98.8	51.3	0.55	0.01	91.3	62.5	8.90	51.2	0.085	5.406	0.460
2	1098	12.95	10.62	100.0	51.3	0.19	-0.20	87.5	65.0	8.96	51.5	0.085	5.375	0.456
3	1093	12.95	10.56	100.0	51.3	0.42	-0.21	87.5	62.5	8.65	51.2	0.084	5.187	0.438
4	1083	13.41	10.56	101.3	51.3	0.56	-0.05	90.0	62.5	8.96	51.6	0.081	5.308	0.429
5	1095	13.71	10.56	100.0	50.0	0.18	-0.02	87.5	62.5	8.72	51.3	0.080	5.233	0.418
6	1113	13.00	10.58	100.0	51.3	0.18	0.02	93.8	61.3	8.98	51.7	0.086	5.387	0.461
7	1124	12.93	10.58	100.0	51.3	0.45	0.02	88.8	61.3	8.63	51.2	0.087	5.176	0.450
8	1100	13.68	10.50	98.8	51.3	0.52	0.01	88.8	62.5	8.98	51.4	0.080	5.455	0.439
9	1089	12.93	10.49	100.0	51.3	0.52	0.02	93.8	62.5	9.02	51.2	0.084	5.411	0.455

Obliczenia

	Energia	Pz. max.	Pz. min.	Qz. max.	Qz. min.	Ps. max.	Ps. min.	Qs. max.	Qs. min.	Częst.	temp ml.	Kp	Kq	Spraw.
	[Nm]	[MPa]	[MPa]	[1/min]	[1/min]	[MPa]	[MPa]	[1/min]	[1/min]	[Udar/s]	[°C]	[kJ/MPa]	[1/dm3]	
X	1099	13.16	10.56	99.9	51.2	0.40	-0.04	89.9	62.5	8.87	51.4	0.084	5.326	0.445
DX	11.69	0.3184	0.0427	0.702	0.409	0.1566	0.0886	2.406	1.007	0.1461	0.183	0.00245	0.09842	0.01413

Uwagi

Wymiana tulei czołowej, reszta jak w f23

RAPORT Z BADANIA NR:f23_4_8

13:06:06 98-09-17

Energia Nm	Pz. max. MPa	Pz. min. MPa	Qz. max l/min	Qz.min. l/min	Ps. max. MPa	Ps. min. MPa	Qs. max. l/min	Qs. min. l/min	częstość Udar/sek	temp.ml °C	Kp kJ/MPa	Kq l/dm3	sprawność
1135.810	13.052	10.651	200.000	51.250	0.186	0.019	85.000	0.000	8.858	50.465	0.087	2.657	0.231
1173.352	13.413	10.625	100.000	51.250	0.181	0.017	85.000	62.500	8.165	50.556	0.087	4.899	0.429
1154.504	13.811	10.618	102.500	51.250	0.181	0.018	82.500	62.500	8.233	50.531	0.084	4.819	0.403
1106.425	13.794	10.583	100.000	51.250	0.507	-0.042	85.000	65.000	8.233	50.724	0.080	4.940	0.396
871.756	12.991	10.555	103.750	50.000	0.179	0.012	81.250	62.500	8.216	50.360	0.067	4.751	0.319
1186.198	13.664	10.541	100.000	51.250	0.534	0.017	86.250	62.500	8.250	50.919	0.087	4.950	0.430
1146.254	12.981	10.548	100.000	51.250	0.176	-0.047	88.750	62.500	8.233	50.775	0.088	4.940	0.436
1146.787	12.972	10.100	105.000	51.250	0.179	-0.051	81.250	63.750	8.267	50.688	0.088	4.724	0.418
1123.806	12.966	10.518	106.250	50.000	0.178	0.016	88.750	63.750	8.250	50.196	0.087	4.659	0.404
1099.426	13.599	10.491	100.000	51.250	0.184	0.016	88.750	62.500	8.267	50.191	0.081	4.960	0.401
1116.693	12.988	10.479	106.250	50.000	0.182	0.019	85.000	66.250	8.250	50.309	0.086	4.659	0.401
1183.962	12.950	10.184	100.000	50.000	0.480	0.021	87.500	66.250	8.250	50.296	0.091	4.950	0.453
1144.589	12.943	10.478	106.250	51.250	0.533	0.016	86.250	65.000	8.267	50.298	0.088	4.669	0.413
1105.908	12.959	10.468	100.000	50.000	0.529	0.018	82.500	62.500	8.199	50.309	0.085	4.919	0.420
1055.683	13.581	0.463	100.000	50.000	0.515	0.016	86.250	62.500	8.199	50.452	0.078	4.919	0.382
1171.132	12.948	9.825	106.250	51.250	0.535	-0.108	83.750	62.500	8.233	50.563	0.090	4.649	0.421

wymiana tulei środkowej nr 4, KGHM ZG-Rudna M-4

WYNIKI OBLICZEŃ

Numer młota

F23_n

Numer karty

6

Data pomiaru

98-06-04

Informacja o pomiarze

F23_4_8 wym tul śr 4

Współpraca bijaka z tulejami

Współpracujące powierzchnie	Tuleja	Bijak	Luz współpracy	Luz wzorca/różnica	Luz min	Luz max
D6(T1 -P1)			*	*/*	0.100	0.600
D6(T1 -P2)			*	*/*	0.000	0.000
D85(T7 - P9)	85.132	84.955	0.177	0.175/ 0.002	0.000	0.000
D85 (T8 - P9)	85.016	84.955	0.061	0.051/ 0.010	0.000	0.000
(T18-P14)			*	0.192/*	0.000	0.000
(T14-P14)	105.0202		*	0.210/*	0.000	0.000
D86.5 (T9 - P8)	86.5618	86.459	0.103	0.046/ 0.057	0.000	0.000
D86.5(T10-P8)	86.5344	86.459	0.075	0.048/ 0.027	0.000	0.000
D86.5(T11 -P7)	86.5062	86.4524j	0.054	0.052/ 0.002	0.000	0.000
D70 (T6 - P6)	70.0314	69.9602	0.071	0.051/ 0.020	0.000	0.000
D70 (T6 - P5)	70.0314	69.961	0.070	0.051/ 0.019	0.000	0.000
D70 (T5 - P5)	70.034	69.961	0.073	0.050/ 0.023	0.000	0.000
D70 (T4 - P5)	70.0378	69.961	0.077	0.049/ 0.028	0.000	0.000

Współpraca tulei z rozdzielaczem

Współpraca powierzchni	Tuleja T	Rozdzielacz P	Luz współpracy	Luz wzorca/różnica	Luz min	Luz max
D100(T12-P10)	100.019	99.9708	0.048	0.032/ 0.016	0.000	0.500
D104(T13-P13)	104.04	103.9786	0.061	0.061/ 0.000	0.000	0.000
D104(T17-P13)	104.0142	103.9786	0.036	0.048/ -0.012	0.000	0.000
D102(T16-P12)	102.0202	101.976	0.044	0.038/ 0.006	0.000	0.000
D100(T15-P11)	100.021	99.978	0.043	0.040/ 0.003	0.000	0.000

DIAGNOSTYKA

Numer młota

F23_n

Numer karty

6

Data pomiaru

98-06-04

Informacja o pomiarze

F23_4_8 wym tul śr 4

Tabela Pomiarów

Lp.	Energia	Pz. max.	Pz. min.	Qz. max.	Qz. min.	Ps. max.	Ps. min.	Qs. max.	Qs. min.	Częst.	temp	Kp	Kq	Spraw.
	[Nm]	[Mpa]	[Mpa]	[1/min]	[1/min]	[Mpa]	[Mpa]	[1/min]	[1/min]	[Udar/s]	[°C]	[kJ/MPa]	[1/dm3]	
1	1155	13.81	10.62	102.5	51.3	0.18	0.02	82.5	62.5	8.23	50.5	0.084	4.819	0.403
2	1106	13.79	10.58	100.0	51.3	0.51	-0.04	85.0	65.0	8.23	50.7	0.080	4.940	0.396
3	1186	13.66	10.54	100.0	51.3	0.53	0.02	86.3	62.5	8.25	50.9	0.087	4.950	0.430
4	1146	12.98	10.55	100.0	51.3	0.18	-0.05	88.8	62.5	8.23	50.8	0.088	4.940	0.436
5	1147	12.97	10.10	105.0	51.3	0.18	-0.05	81.3	63.8	8.27	50.7	0.088	4.724	0.418
6	1124	12.97	10.52	106.3	50.0	0.18	0.02	88.8	63.8	8.25	50.2	0.087	4.659	0.404
7	1099	13.60	10.49	100.0	51.3	0.18	0.02	88.8	62.5	8.27	50.2	0.081	4.960	0.401
8	1117	12.99	10.48	106.3	50.0	0.18	0.02	85.0	66.3	8.25	50.3	0.086	4.659	0.401
9	1184	12.95	10.18	100.0	50.0	0.48	0.02	87.5	66.3	8.25	50.3	0.091	4.950	0.453
10	1145	12.94	10.48	106.3	51.3	0.53	0.02	86.3	65.0	8.27	50.3	0.088	4.669	0.413
11	1106	12.96	10.47	100.0	50.0	0.53	0.02	82.5	62.5	8.20	50.3	0.085	4.919	0.420
12	1171	12.95	9.82	106.3	51.3	0.53	-0.11	83.8	62.5	8.23	50.6	0.090	4.649	0.421

Obliczenia

	Energia	Pz. max.	Pz. min.	Qz. max.	Qz. min.	Ps. max.	Ps. min.	Qs. max.	Qs. min.	Częst.	temp ml.	Kp	Kq	Spraw.
	[Nm]	[Mpa]	[Mpa]	[1/min]	[1/min]	[Mpa]	[Mpa]	[1/min]	[1/min]	[Udar/s]	[°C]	[kJ/MPa]	[1/dm3]	
X	1141	13.21	10.40	102.7	50.9	0.35	-0.01	85.5	63.8	8.24	50.5	0.086	4.820	0.416
DX	29.04	0.3580	0.2305	2.900	0.613	0.1697	0.0421	2.532	1.458	0.0202	0.237	0.00317	0.13074	0.01628

Uwagi

Wymiana tulei środkowej nr 4

RAPORT Z BADANIA NR:f23_4_6

Data pomiaru 01.06.98r

17:41:21 98-06-03

Energia Nm	Pz. max. MPa	Pz. min. MPa	Qz. max l/min	Qz.min. l/min	Ps. max. MPa	Ps. min. MPa	Qs. max. l/min	Qs. min. l/min	częstość Udar/sek	temp.ml °C	Kp kJ/MPa	Kq l/dm3	sprawność
697.689	11.810	9.697	100.000	0.000	0.580	0.028	87.500	0.000	9.871	50.923	0.059	5.923	0.350
676.392	11.775	9.765	96.250	52.500	0.232	0.022	87.500	61.250	9.921	50.914	0.057	6.184	0.355
680.623	11.797	9.210	96.250	53.750	0.429	-0.087	88.750	60.000	9.921	50.574	0.058	6.184	0.357
695.546	11.784	9.722	100.000	53.750	0.218	-0.083	87.500	60.000	9.871	50.801	0.059	5.923	0.350
677.664	11.934	9.762	98.750	53.750	0.586	0.026	91.250	60.000	9.945	50.730	0.057	6.043	0.343
667.976	12.859	9.715	100.000	53.750	0.218	0.020	87.500	60.000	9.970	50.614	0.052	5.982	0.311
641.771	12.344	9.760	97.500	53.750	0.493	0.021	101.250	60.000	9.970	50.641	0.052	6.136	0.319
669.228	11.796	9.734	97.500	53.750	0.427	0.022	101.250	60.000	10.021	51.016	0.057	6.167	0.350
415.228	11.733	9.444	100.000	53.750	0.213	0.023	90.000	62.500	EMAX	50.818	0.035	EMAX	EMAX
666.299	11.783	9.741	102.500	53.750	0.218	-0.034	87.500	60.000	4.911	50.844	0.057	2.875	0.163
651.268	11.785	9.718	100.000	53.750	0.218	0.021	88.750	60.000	10.123	50.959	0.055	6.074	0.336
657.490	11.783	9.743	102.500	53.750	0.440	0.021	87.500	60.000	10.046	50.895	0.056	5.881	0.328
651.248	12.321	9.746	96.250	53.750	0.213	0.024	88.750	60.000	10.097	51.133	0.053	6.294	0.333
1295.912	11.761	9.718	96.250	53.750	0.567	0.019	93.750	60.000	10.021	50.947	0.110	6.247	0.688
662.930	11.806	9.738	98.750	52.500	0.217	0.024	87.500	60.000	10.021	50.984	0.056	6.089	0.342
644.656	11.785	9.691	98.750	52.500	0.517	-0.072	88.750	62.500	10.097	51.236	0.055	6.135	0.336

wym tulei tylnej, KGHM ZG-Rudna M-4

WYNIKI OBLICZEŃ

Numer młota

F23_n

Numer karty

3

Data pomiaru

98-06-03

Informacja o pomiarze

F23_4_6 wym tul tyl

Współpraca bijaka z tulejami

Współpracujące powierzchnie	Tuleja	Bijak	Luz współpracy	Luz wzorca/różnica	Luz min	Luz max
D6(T1 -P1)			*	*/*	0.100	0.600
D6(T1 -P2)			*	*/*	0.000	0.000
D85(T7 - P9)	85.132	84.955	0.177	0.175/ 0.002	0.000	0.000
D85 (T8 - P9)	85.016	84.955	0.061	0.051/ 0.010	0.000	0.000
(T18-P14)			*	0.192/*	0.000	0.000
(T14-P14)	105.0174		*	0.210/*	0.000	0.000
D86.5 (T9 - P8)	86.5116	86.459	0.053	0.046/ 0.007	0.000	0.000
D86.5(T10-P8)	86.522	86.459	0.063	0.048/ 0.015	0.000	0.000
D86.5(T11 -P7)	86.5058	86.4524j	0.056	0.052/ 0.004	0.000	0.000
D70 (T6 - P6)	70.031	69.9602	0.071	0.051/ 0.020	0.000	0.000
D70 (T6 - P5)	70.031	69.961	0.070	0.051/ 0.019	0.000	0.000
D70 (T5 - P5)	70.0314	69.961	0.073	0.050/ 0.023	0.000	0.000
D70 (T4 - P5)	70.0332	69.961	0.077	0.049/ 0.028	0.000	0.000

Współpraca tulei z rozdzielaczem

Współpraca powierzchni	Tuleja T	Rozdzielacz P	Luz współpracy	Luz wzorca/różnica	Luz min	Luz max
D100(T12-P10)	100.0146	99.9708	0.044	0.032/ 0.012	0.000	0.500
D104(T13-P13)	104.038	103.9786	0.059	0.061/ -0.002	0.000	0.000
D104(T17-P13)	104.028	103.9786	0.049	0.048/ 0.001	0.000	0.000
D102(T16-P12)	102.0282	101.976	0.052	0.038/ 0.014	0.000	0.000
D100(T15-P11)	100.0082	99.978	0.030	0.040/ -0.010	0.000	0.000

DIAGNOSTYKA

Numer młota

F23_n

Numer karty

3

Data pomiaru

98-06-03

Informacja o pomiarze

F23_4_6 wym tul tyl

Tabela Pomiarów

Lp.	Energia	Pz. max.	Pz. min.	Qz. max.	Qz. min.	Ps. max.	Ps. min.	Qs. max.	Qs. min.	Częst.	temp	Kp	Kq	Spraw.
	[Nm]	[Mpa]	[Mpa]	[1/min]	[1/min]	[Mpa]	[Mpa]	[1/min]	[1/min]	[Udar/s]	[°C]	[kJ/MPa]	[1/dm3]	
1	698	11.81	9.70	100.0	0.0	0.58	0.03	87.5	0.0	9.87	50.9	0.059	5.923	0.350
2	676	11.77	9.76	96.3	52.5	0.23	0.02	87.5	61.3	9.92	50.9	0.057	6.184	0.355
3	681	11.80	9.21	96.3	53.8	0.43	-0.09	88.8	60.0	9.92	50.6	0.058	6.184	0.357
4	696	11.78	9.72	100.0	53.8	0.22	-0.08	87.5	60.0	9.87	50.8	0.059	5.923	0.350
5	678	11.93	9.76	98.8	53.8	0.59	0.03	91.3	60.0	9.95	50.7	0.057	6.043	0.343
6	669	11.80	9.73	97.5	53.8	0.43	0.02	101.3	60.0	10.02	51.0	0.057	6.167	0.350
7	651	11.79	9.72	100.0	53.8	0.22	0.02	88.8	60.0	10.12	51.0	0.055	6.074	0.336
8	663	11.81	9.74	98.8	52.5	0.22	0.02	87.5	60.0	10.02	51.0	0.056	6.089	0.342
9	645	11.79	9.69	98.8	52.5	0.52	-0.07	88.8	62.5	10.10	51.2	0.055	6.135	0.336

Obliczenia

	Energia	Pz. max.	Pz. min.	Qz. max.	Qz. min.	Ps. max.	Ps. min.	Qs. max.	Qs. min.	Częst.	temp ml.	Kp	Kq	Spraw.
	[Nm]	[Mpa]	[Mpa]	[1/min]	[1/min]	[Mpa]	[Mpa]	[1/min]	[1/min]	[Udar/s]	[°C]	[kJ/MPa]	[1/dm3]	
X	673	11.81	9.67	98.5	47.4	0.38	-0.01	89.9	53.8	9.98	50.9	0.057	6.080	0.347
DX	17.11	0.0446	0.1642	1.402	16.765	0.1520	0.0491	4.198	19.023	0.0878	0.170	0.00141	0.09604	0.00724

Uwagi

Wymiana tulei tylnej

RAPORT Z BADANIA NR:f23_4_11

12:38:25 98-09-17

Energia Nm	Pz. max. MPa	Pz. min. MPa	Qz. max l/min	Qz.min. l/min	Ps. max. MPa	Ps. min. MPa	Qs. max. l/min	Qs. min. l/min	częstość Udar/sek	temp.ml °C	Kp kJ/MPa	Kq l/dm3	sprawność
563.237	11.682	9.778	200.000	53.750	0.538	0.012	90.000	0.000	10.227	51.673	0.048	3.068	0.148
552.109	11.656	9.315	95.000	53.750	0.304	0.014	88.750	57.500	10.123	52.061	0.047	6.394	0.303
541.468	11.661	9.549	95.000	53.750	0.472	-0.023	91.250	57.500	10.046	51.853	0.046	6.345	0.295
548.291	11.686	9.375	98.750	53.750	0.293	-0.104	95.000	57.500	10.254	51.809	0.047	6.230	0.292
544.873	11.656	9.739	100.000	53.750	0.620	0.014	90.000	57.500	10.149	52.202	0.047	6.089	0.285
542.221	12.531	9.762	100.000	53.750	0.296	-0.047	90.000	57.500	10.175	52.022	0.043	6.105	0.264
532.051	11.678	9.779	95.000	53.750	0.521	0.012	95.000	58.750	10.149	52.000	0.046	6.410	0.292
535.442	11.683	9.785	100.000	55.000	0.612	0.016	93.750	58.750	5.127	52.167	0.046	3.076	0.141
529.440	11.692	9.765	96.250	53.750	0.503	-0.094	91.250	58.750	10.175	52.120	0.045	6.343	0.287
547.900	11.692	9.765	95.000	53.750	0.652	0.020	93.750	57.500	10.334	52.359	0.047	6.527	0.306
540.353	11.636	9.723	95.000	53.750	0.284	0.022	95.000	57.500	10.201	52.167	0.046	6.443	0.299
553.256	11.931	9.197	102.500	53.750	0.552	0.021	90.000	57.500	10.123	52.128	0.046	5.926	0.275
548.305	11.674	9.336	101.250	53.750	0.290	-0.110	90.000	60.000	10.175	52.072	0.047	6.030	0.283
558.620	11.676	9.750	98.750	53.750	0.289	-0.089	97.500	57.500	10.123	52.876	0.048	6.151	0.294
547.163	11.694	9.751	101.250	53.750	0.280	-0.069	87.500	57.500	10.046	52.262	0.047	5.953	0.279
547.550	11.704	9.769	102.500	45.000	0.495	0.012	91.250	57.500	10.280	52.527	0.047	6.018	0.282

wymiana wszystkich tulei, KGHM ZG-Rudna M-4

WYNIKI OBLICZEŃ

Numer młota

F23_n

Numer karty

7

Data pomiaru

98-06-04

Informacja o pomiarze

F23_4_11 wym tul wsz

Współpraca bijaka z tulejami

Współpracujące powierzchnie	Tuleja	Bijak	Luz współpracy	Luz wzorca/różnica	Luz min	Luz max
D6(T1 -P1)			*	*/*	0.100	0.600
D6(T1 -P2)			*	*/*	0.000	0.000
D85(T7 - P9)	85.2006	84.955	0.246	0.175/ 0.071	0.000	0.000
D85 (T8 - P9)	85.026	84.955	0.071	0.051/ 0.020	0.000	0.000
(T18-P14)			*	0.192/*	0.000	0.000
(T14-P14)	105.0202		*	0.210/*	0.000	0.000
D86.5 (T9 - P8)	86.5618	86.459	0.103	0.046/ 0.057	0.000	0.000
D86.5(T10-P8)	86.5344	86.459	0.075	0.048/ 0.027	0.000	0.000
D86.5(T11 -P7)	86.5062	86.4524j	0.054	0.052/ 0.002	0.000	0.000
D70 (T6 - P6)	70.031	69.9602	0.071	0.051/ 0.020	0.000	0.000
D70 (T6 - P5)	70.031	69.961	0.070	0.051/ 0.019	0.000	0.000
D70 (T5 - P5)	70.012	69.961	0.051	0.050/ 0.001	0.000	0.000
D70 (T4 - P5)	70.0332	69.961	0.072	0.049/ 0.023	0.000	0.000

Współpraca tulei z rozdzielaczem

Współpraca powierzchni	Tuleja T	Rozdzielacz P	Luz współpracy	Luz wzorca/różnica	Luz min	Luz max
D100(T12-P10)	100.019	99.9708	0.048	0.032/ 0.016	0.000	0.500
D104(T13-P13)	104.04	103.9786	0.061	0.061/ 0.000	0.000	0.000
D104(T17-P13)	104.028	103.9786	0.049	0.048/ 0.001	0.000	0.000
D102(T16-P12)	102.0282	101.976	0.052	0.038/ 0.014	0.000	0.000
D100(T15-P11)	100.0082	99.978	0.030	0.040/ -0.010	0.000	0.000

DIAGNOSTYKA

Numer młota

F23_n

Numer karty

8

Data pomiaru

98-06-04

Informacja o pomiarze

F23_4_11

Tabela Pomiarów

Lp.	Energia	Pz. max.	Pz. min.	Qz. max.	Qz. min.	Ps. max.	Ps. min.	Qs. max.	Qs. min.	Częst.	temp	Kp	Kq	Spraw.
	[Nm]	[Mpa]	[Mpa]	[1/min]	[1/min]	[Mpa]	[Mpa]	[1/min]	[1/min]	[Udar/s]	[°C]	[kJ/MPa]	[1/dm3]	
1	552	11.66	9.32	95.0	53.8	0.30	0.01	88.8	57.5	10.55	52.1	0.047	6.666	0.316
2	541	11.66	9.55	95.0	53.8	0.47	-0.02	91.3	57.5	10.41	51.9	0.046	6.578	0.305
3	548	11.69	9.38	98.8	53.8	0.29	-0.10	95.0	57.5	10.64	51.8	0.047	6.464	0.303
4	545	11.66	9.74	100.0	53.8	0.62	0.01	90.0	57.5	10.61	52.2	0.047	6.366	0.298
5	532	11.68	9.78	95.0	53.8	0.52	0.01	95.0	58.8	10.67	52.0	0.046	6.737	0.307
6	540	11.64	9.72	95.0	53.8	0.28	0.02	95.0	57.5	10.67	52.2	0.046	6.737	0.313
7	547	11.69	9.75	101.3	53.8	0.28	-0.07	87.5	57.5	10.50	52.3	0.047	6.221	0.291
8	548	11.70	9.77	102.5	45.0	0.49	0.01	91.3	57.5	10.73	52.5	0.047	6.278	0.294

Obliczenia

	Energia	Pz. max.	Pz. min.	Qz. max.	Qz. min.	Ps. max.	Ps. min.	Qs. max.	Qs. min.	Częst.	temp ml.	Kp	Kq	Spraw.
	[Nm]	[Mpa]	[Mpa]	[1/min]	[1/min]	[Mpa]	[Mpa]	[1/min]	[1/min]	[Udar/s]	[°C]	[kJ/MPa]	[1/dm3]	
X	544	11.67	9.63	97.8	52.7	0.41	-0.02	91.7	57.7	10.60	52.1	0.047	6.506	0.303
DX	5.86	0.0192	0.1738	2.990	2.910	0.1257	0.0418	2.782	0.430	0.0981	0.211	0.00048	0.1910	0.0082

Uwagi

Wym wszystkich tulei

RAPORT Z BADANIA NR:f23_6z_2

12:50:54 98-09-17

Energia Nm	Pz. max. MPa	Pz. min. MPa	Qz. max l/min	Qz.min. l/min	Ps. max. MPa	Ps. min. MPa	Qs. max. l/min	Qs. min. l/min	częstość Udar/sek	temp.ml °C	Kp kJ/MPa	Kq l/dm ³	sprawność
712.792	12.061	9.951	100.000	0.000	0.299	-0.017	120.000	0.000	14.807	49.315	0.059	8.884	0.525
712.358	12.016	9.891	105.000	52.500	0.304	-0.087	117.500	50.000	9.798	49.81 1	0.059	5.599	0.332
584.255	12.090	9.936	102.500	52.500	0.544	0.032	120.000	48.750	9.750	49.628	0.048	5.707	0.276
717.567	11.994	9.302	105.000	52.500	0.649	-0.059	117.500	48.750	9.539	49.698	0.060	5.451	0.326
662.520	12.044	9.646	100.000	52.500	0.264	0.010	117.500	48.750	9.871	49.948	0.055	5.923	0.326
720.189	12.593	9.449	100.000	53.750	0.293	0.033	117.500	48.750	9.871	49.764	0.057	5.923	0.339
706.289	12.022	9.905	98.750	52.500	0.274	0.031	116.250	50.000	9.679	49.788	0.059	5.881	0.345
721.484	11.991	9.844	100.000	51.250	0.290	0.032	117.500	50.000	9.702	50.000	0.060	5.821	0.350
695.982	12.027	9.873	98.750	51.250	0.285	0.030	117.500	50.000	9.822	49.849	0.058	5.968	0.345
703.290	12.001	9.821	98.750	51.250	0.588	-0.037	120.000	50.000	9.822	49.753	0.059	5.968	0.350
724.563	11.968	9.878	98.750	52.500	0.275	0.03 1	117.500	50.000	9.847	50.203	0.061	5.983	0.362
724.563	11.997	9.814	98.750	52.500	0.278	0.033	117.500	47.500	9.871	49.635	0.060	5.998	0.362
725.422	11.969	9.851	100.000	5 1.250	0.570	0.03 1	116.250	47.500	9.493	50.000	0.061	5.696	0.345
718.864	11.995	9.791	98.750	51.250	0.483	-0.054	117.500	50.000	9.847	49.792	0.060	5.983	0.359
722.816	12.001	9.800	100.000	52.500	0.275	-0.082	116.250	47.500	9.822	50.354	0.060	5.893	0.355
715.429	12.642	9.444	98.750	51.250	0.462	0.035	121.250	48.750	9.896	49.851	0.057	6.013	0.340

próba nowy zawór nr 1, KGHM ZG-Rudna M-4

DIAGNOSTYKA

Numer młota

F23_z

Numer karty

1

Data pomiaru

98-06-25

Informacja o pomiarze

F23_6z_2

Tabela Pomiarów

Lp.	Energia	Pz. max.	Pz. min.	Qz. max.	Qz. min.	Ps. max.	Ps. min.	Qs. max.	Qs. min.	Częst.	temp	Kp	Kq	Spraw.
	[Nm]	[Mpa]	[Mpa]	[1/min]	[1/min]	[Mpa]	[Mpa]	[1/min]	[1/min]	[Udar/s]	[°C]	[kJ/MPa]	[1/dm3]	
1	721	11.99	9.84	100.0	51.3	0.29	0.03	117.5	50.0	9.73	50.0	0.060	5.836	0.351
2	696	12.03	9.87	98.8	51.3	0.28	0.03	117.5	50.0	9.85	49.8	0.058	5.983	0.346
3	703	12.00	9.82	98.8	51.3	0.59	-0.04	120.0	50.0	9.85	49.8	0.059	5.983	0.351
4	725	11.97	9.88	98.8	52.5	0.28	0.03	117.5	50.0	9.85	50.2	0.061	5.983	0.362
5	725	12.00	9.81	98.8	52.5	0.28	0.03	117.5	47.5	9.87	49.6	0.060	5.998	0.362
6	719	11.99	9.79	98.8	51.3	0.48	-0.05	117.5	50.0	9.85	49.8	0.060	5.983	0.359
7	723	12.00	9.80	100.0	52.5	0.28	-0.08	116.3	47.5	9.82	50.4	0.060	5.893	0.355

Obliczenia

	Energia	Pz. max.	Pz. min.	Qz. max.	Qz. min.	Ps. max.	Ps. min.	Qs. max.	Qs. min.	Częst.	temp ml.	Kp	Kq	Spraw.
	[Nm]	[Mpa]	[Mpa]	[1/min]	[1/min]	[Mpa]	[Mpa]	[1/min]	[1/min]	[Udar/s]	[°C]	[kJ/MPa]	[1/dm3]	
X	716	12.00	9.83	99.1	51.8	0.35	-0.01	117.7	49.3	9.83	49.9	0.060	5.951	0.355
DX	10.78	0.0167	0.0321	0.542	0.594	0.1181	0.0443	1.032	1.129	0.0436	0.256	0.0008	0.0571	0.0056

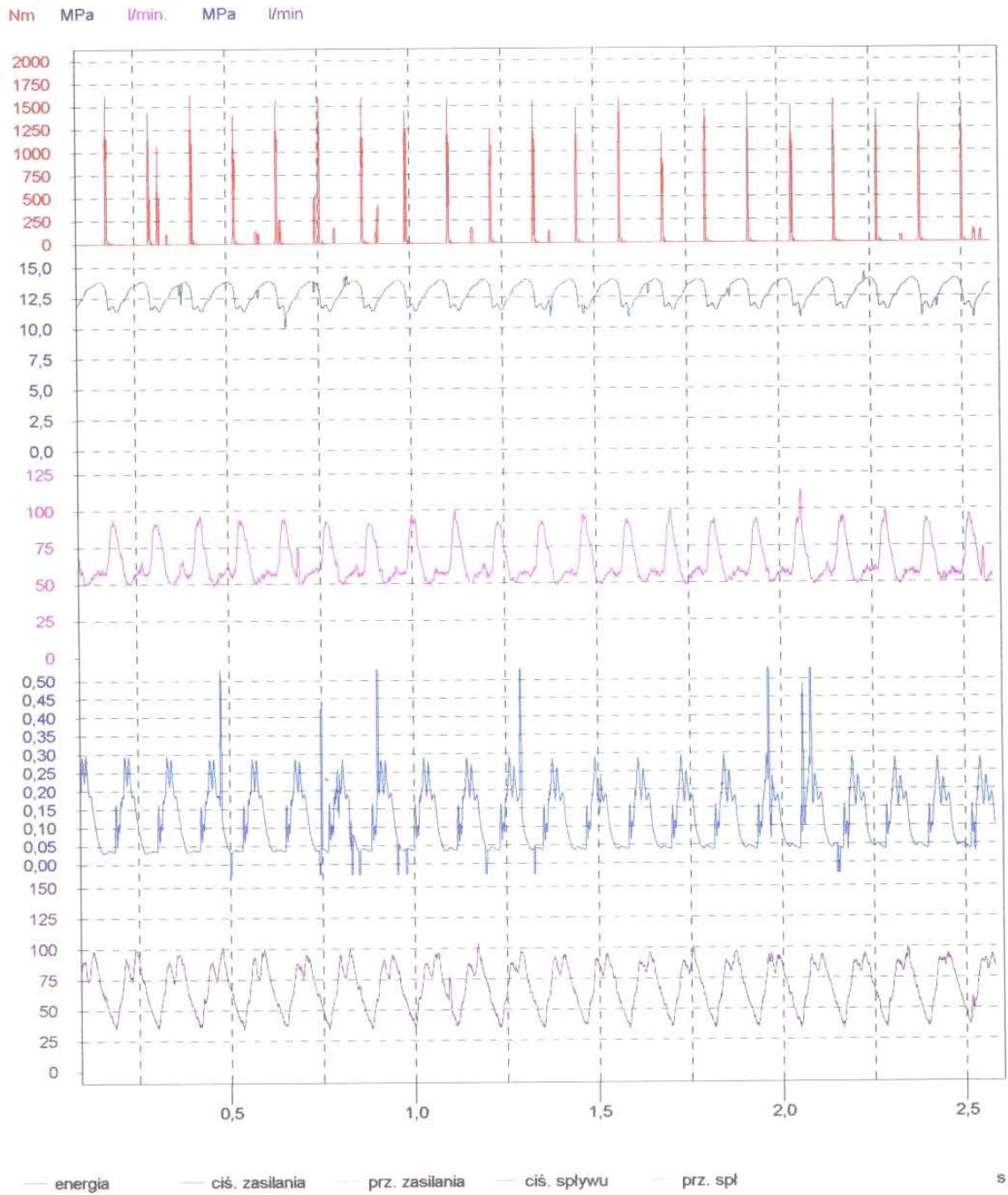
Uwagi

Toz=52°C, Tm=43°C, Tom=49°C, nowy zaw. 1

RAPORT Z BADANIA NR : f73_4_2

Data pomiaru 16.06.98r

9:36:23 98-06-16

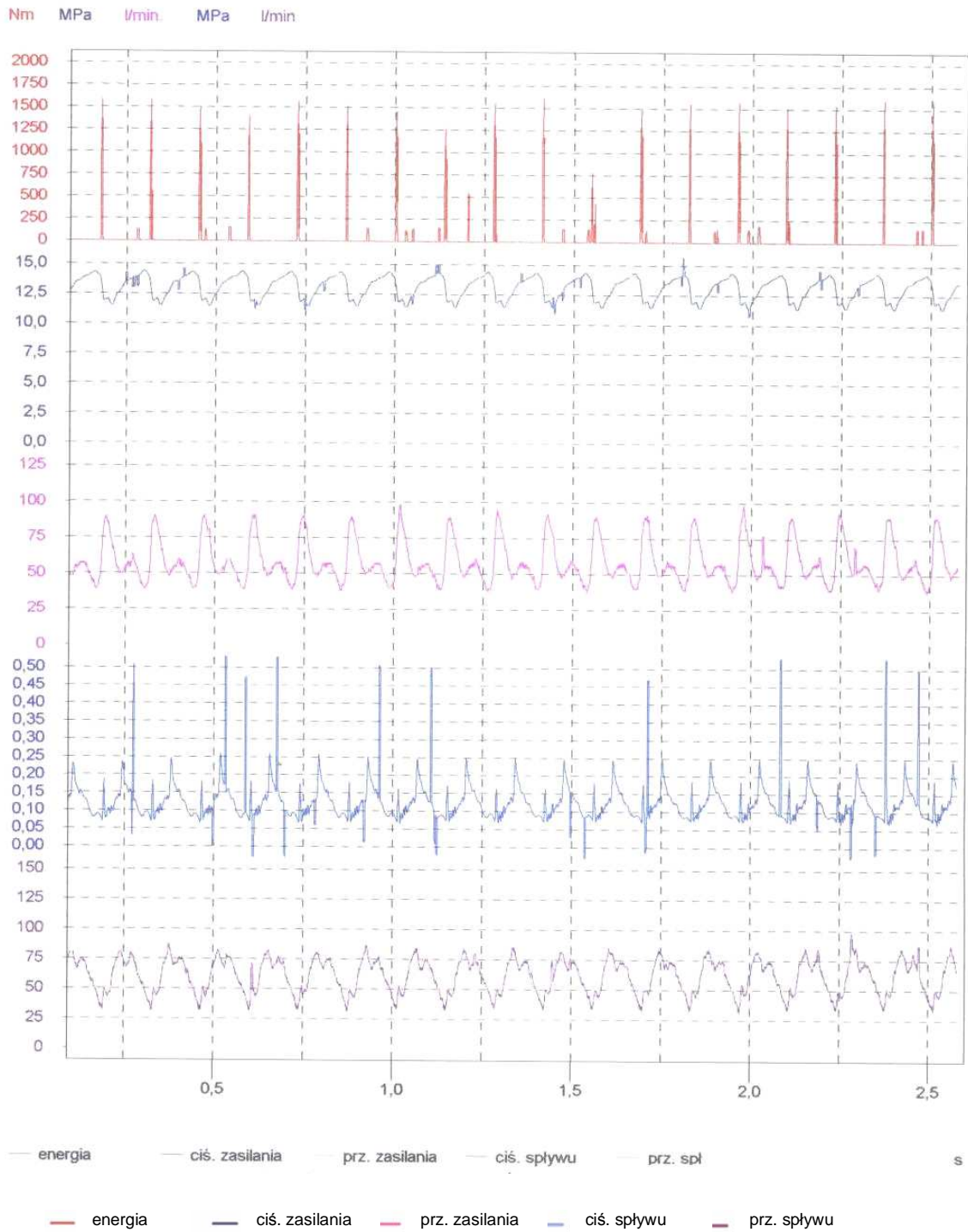


sprawny, KGHM ZG-Rudna M-4

RAPORT Z BADANIA NR : f73_4_6

Data pomiaru 16.06.98r

11:25:53 98-06-16

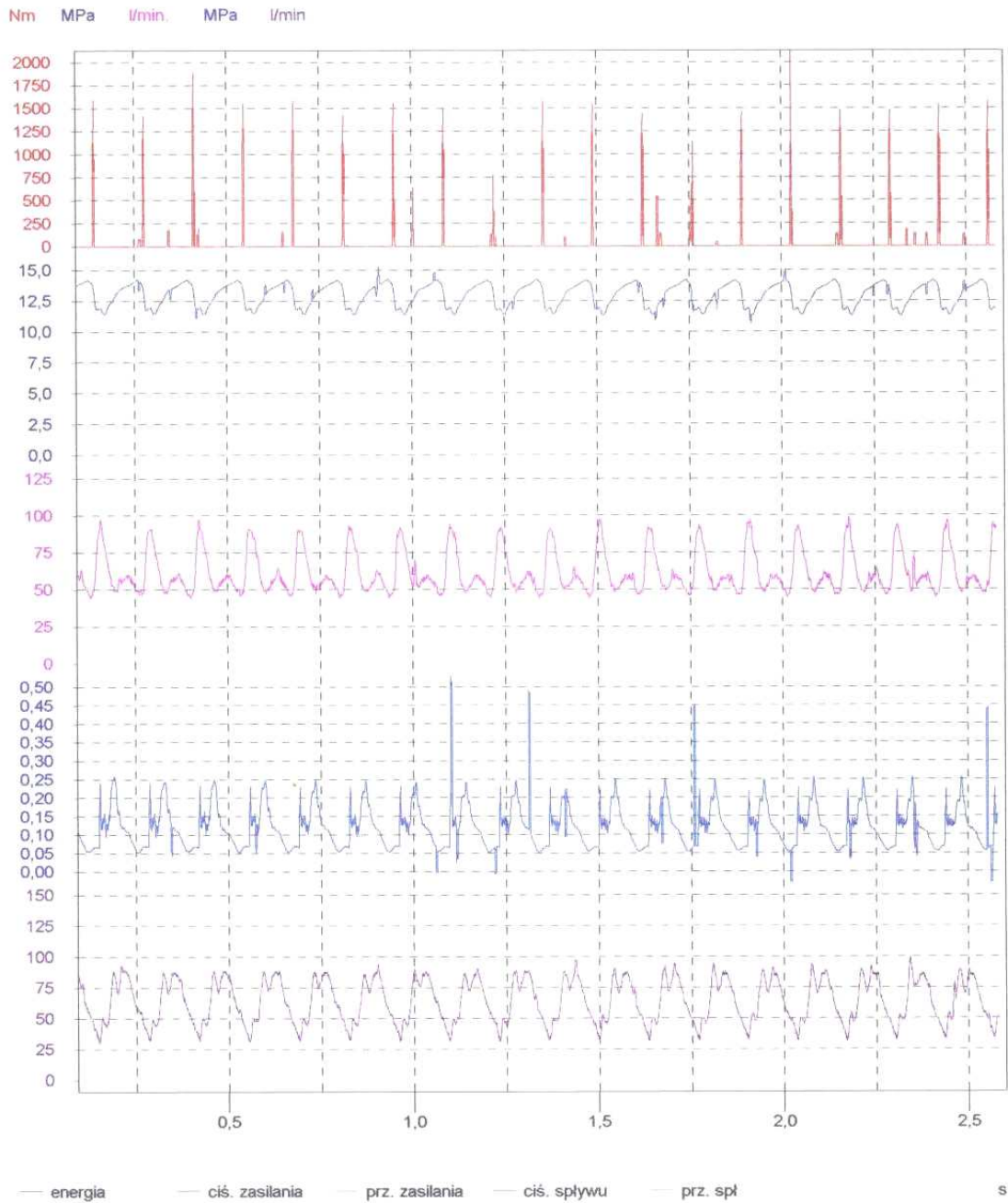


Tuleja TC, KGHM ZG-Rudna M-4

RAPORT Z BADANIA NR : f73_4_5

Data pomiaru 16.06.98r

12:46:33 98-06-16



Tuleja TS, KGHM ZG-Rudna M-4

RAPORT Z BADANIA NR : f73_4_7

Data pomiaru 17.06.98r

9:13:43 98-06-17

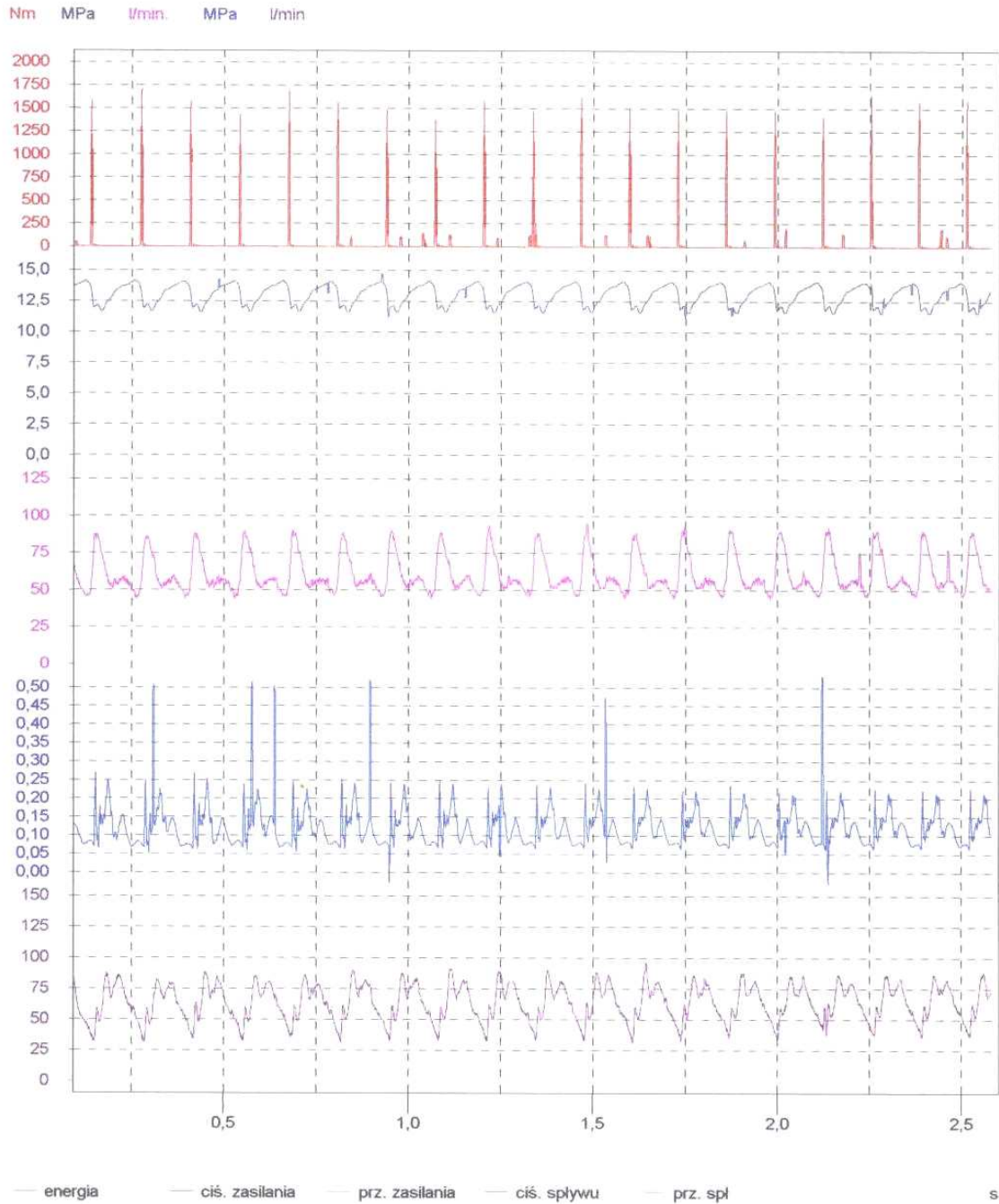


Tuleja TT, KGHM ZG-Rudna M-4

RAPORT Z BADANIA NR : f73_4_8

Data pomiaru 17.06.98r

11:32:43 98-06-17

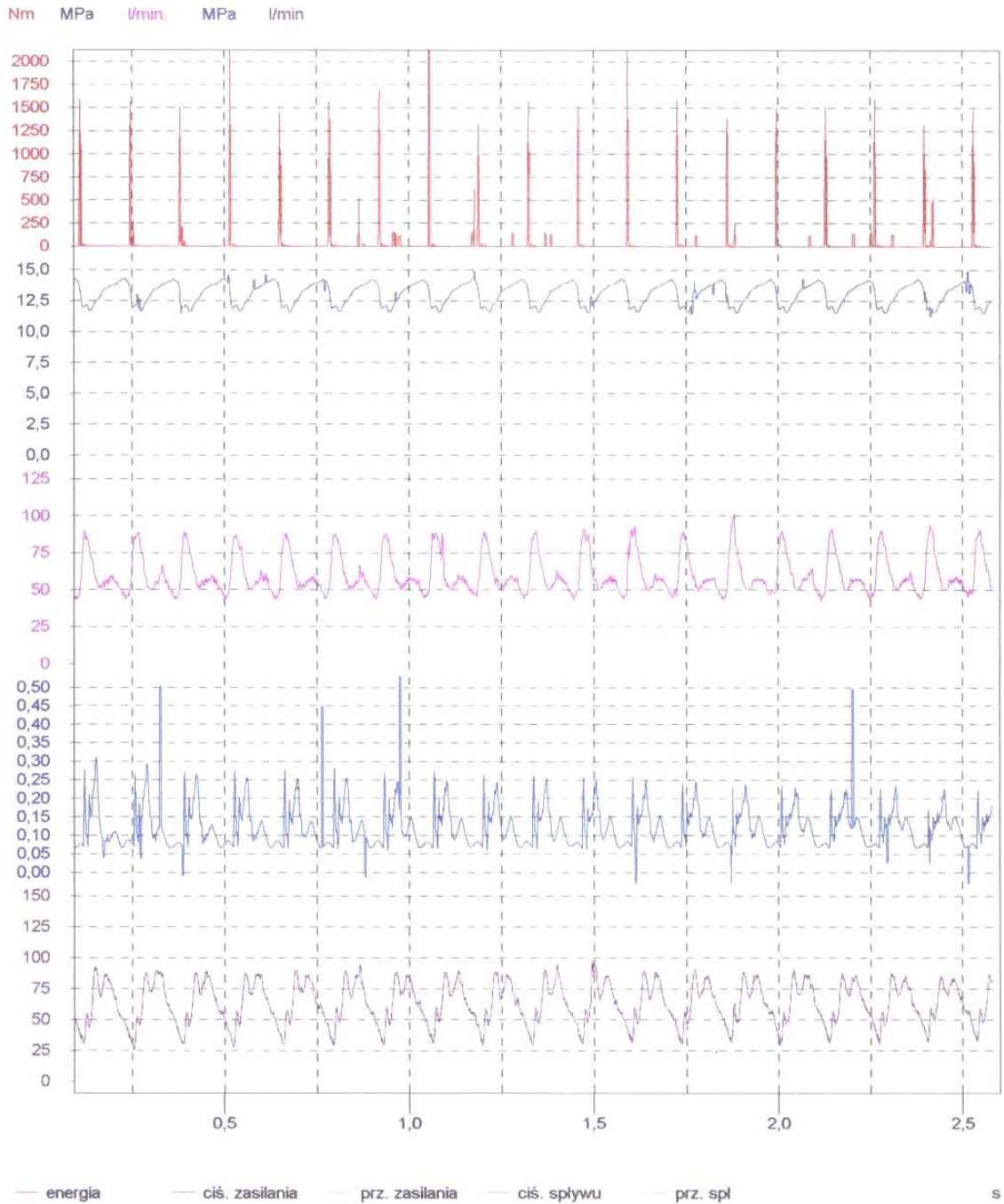


Tuleja TC, TS, TT, KGHM ZG-Rudna M-4

RAPORT Z BADANIA NR : f73_4_9

Data pomiaru 17.06.98r

12:42:32 98-06-17

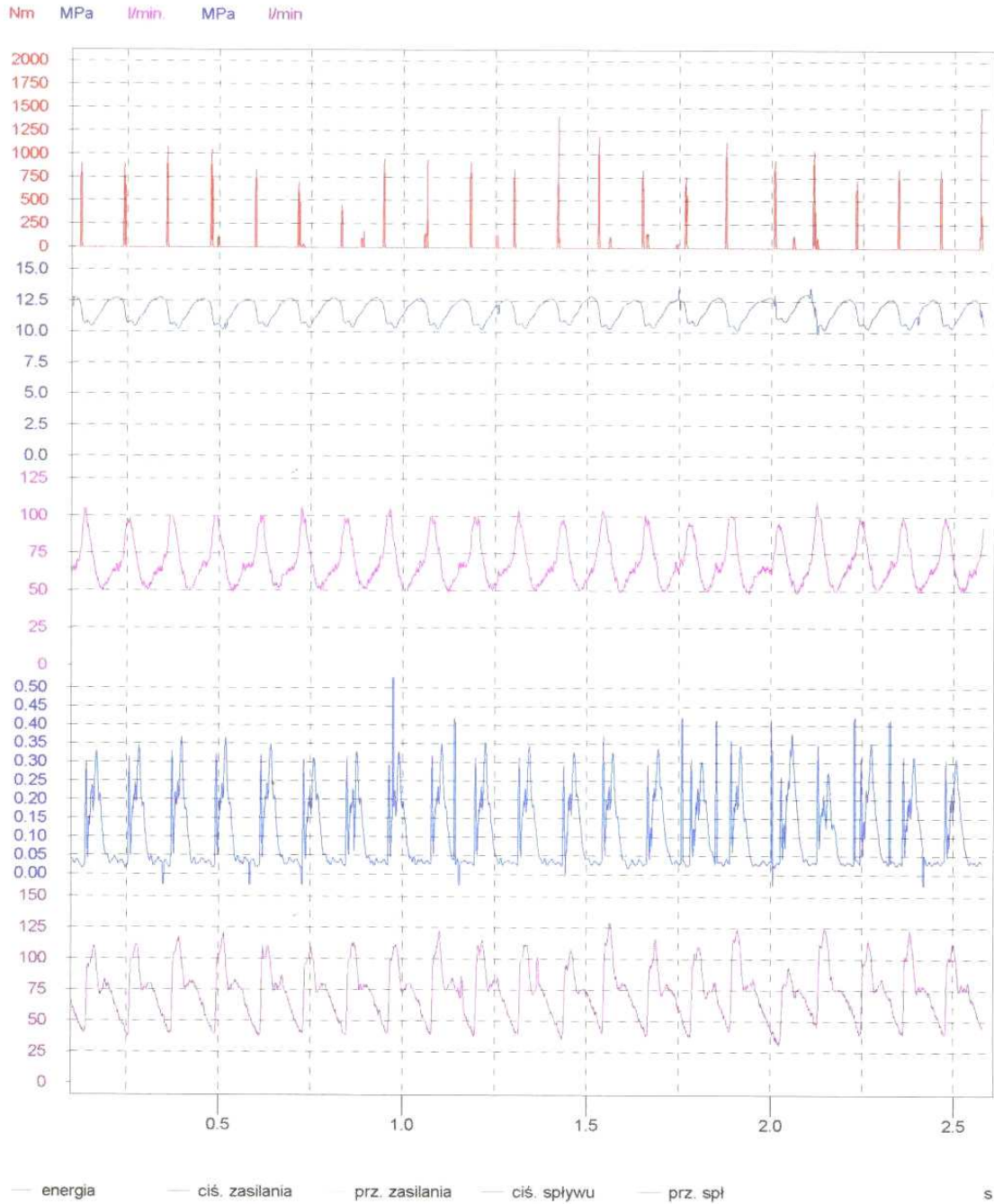


ZRC, KGHM ZG-Rudna M-4

RAPORT Z BADANIA NR : R21_4_1

Data pomiaru 22.06.98r

10:22:24 98-06-22



Remont, KGHM ZG-Rudna M-4

RAPORT Z BADANIA NR : R21_4_9

Data pomiaru 22.06.98r

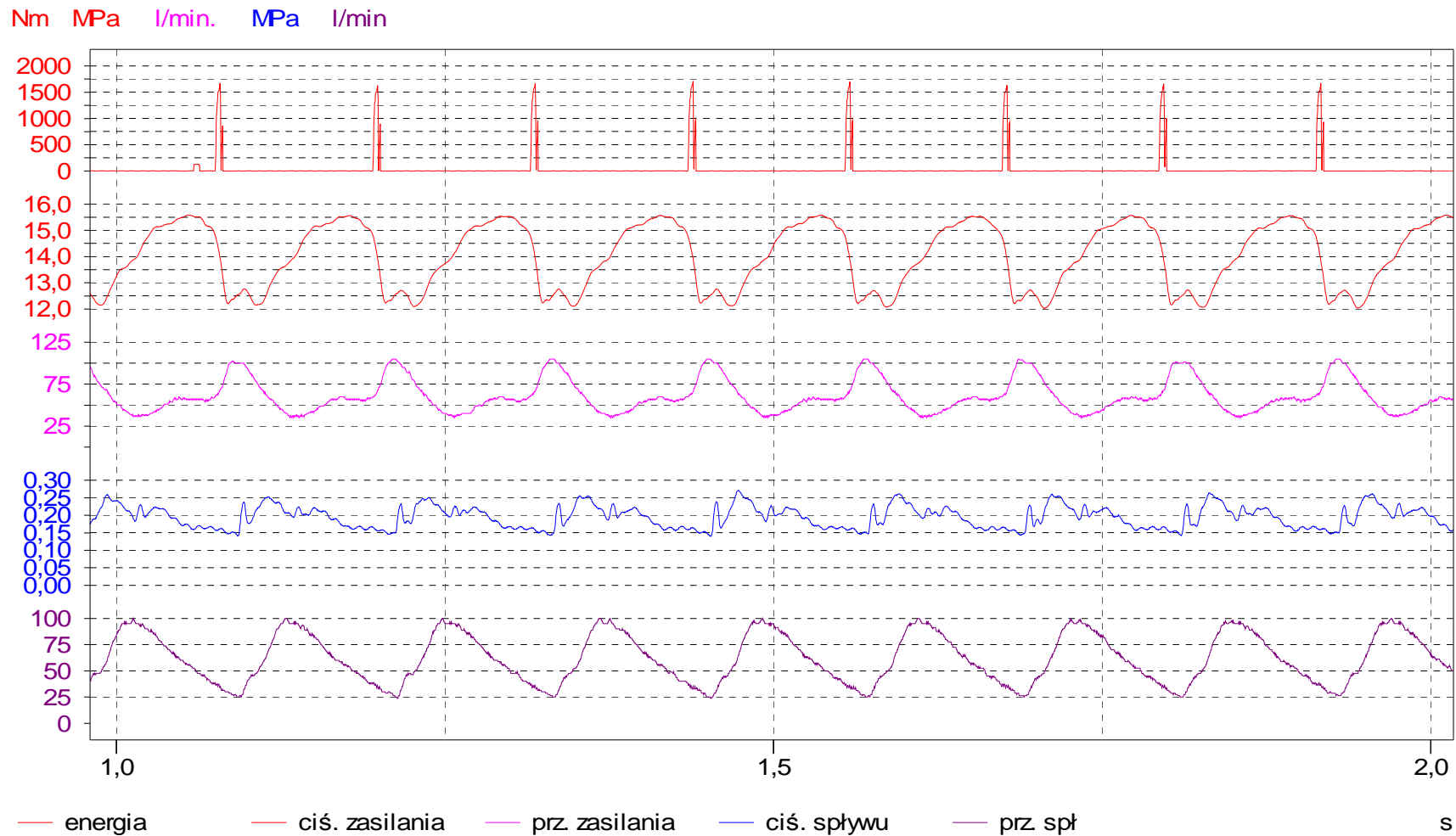
12:34:12 98-06-22



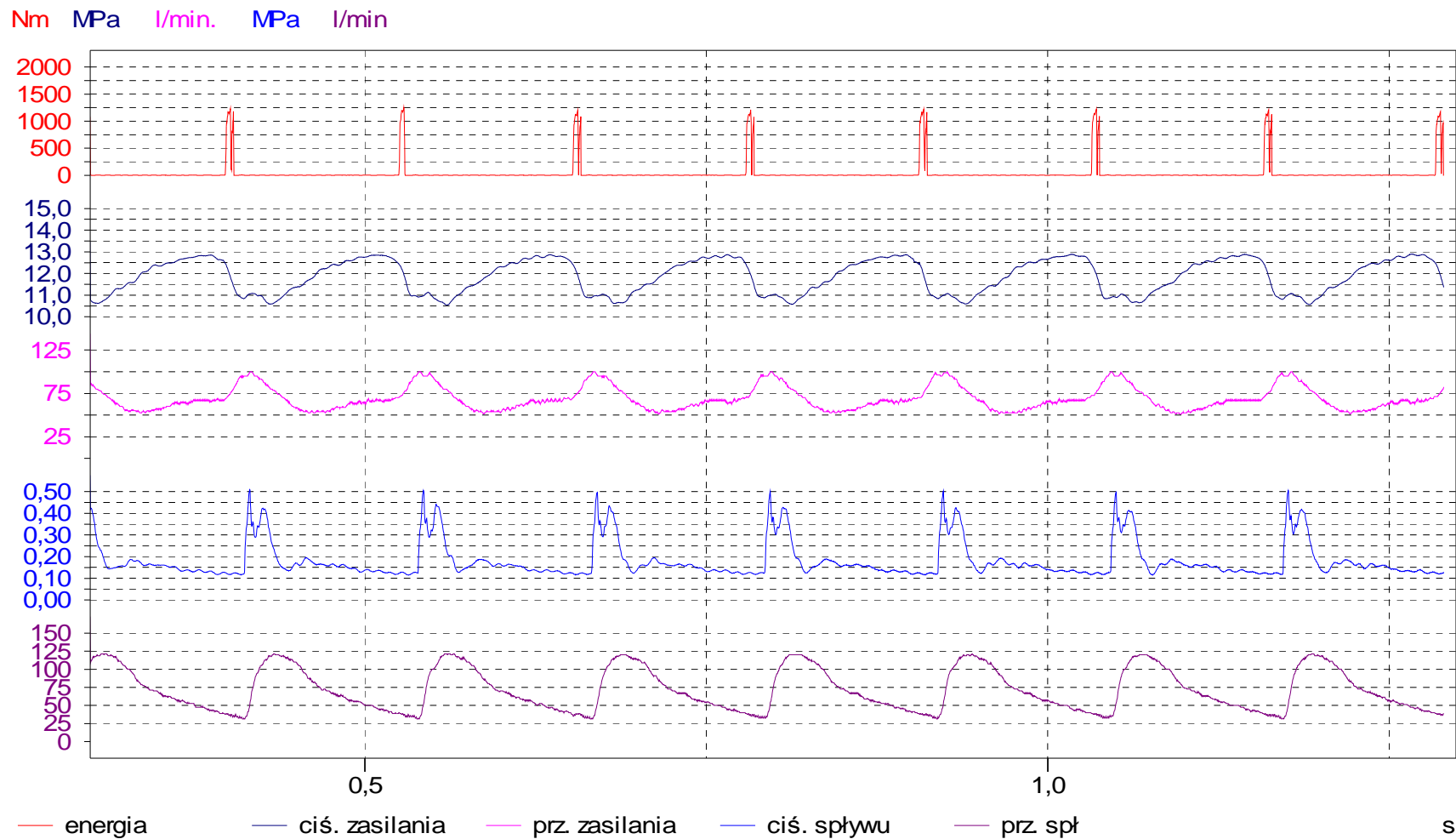
Wymiana KGHM ZG-Rudna M-4

ZAŁĄCZNIK NR II

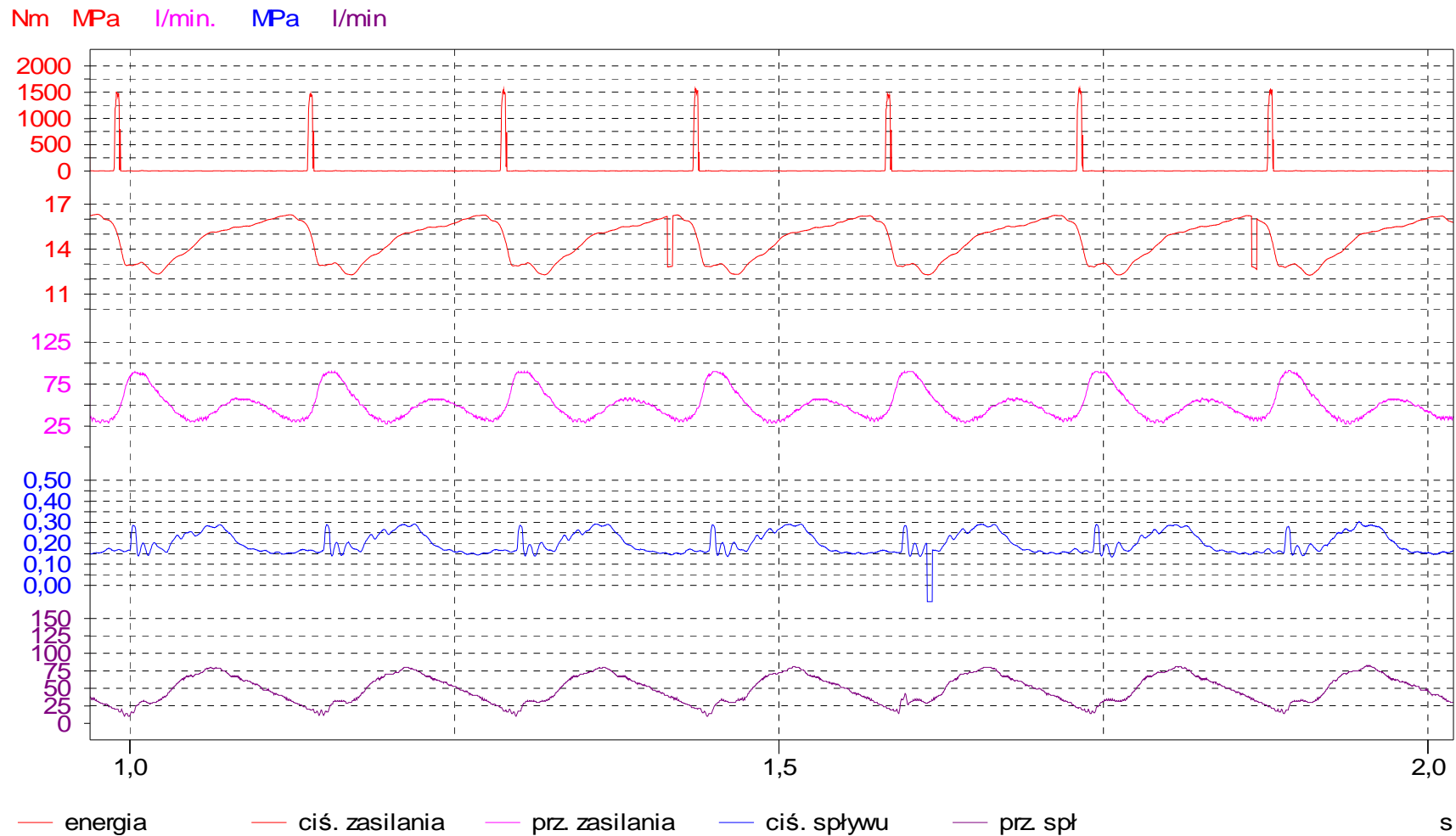
Raporty (przebiegi czasowe) i diagnostyka dla wybranych młotów, wykorzystane do analizy w rozdziale 9.



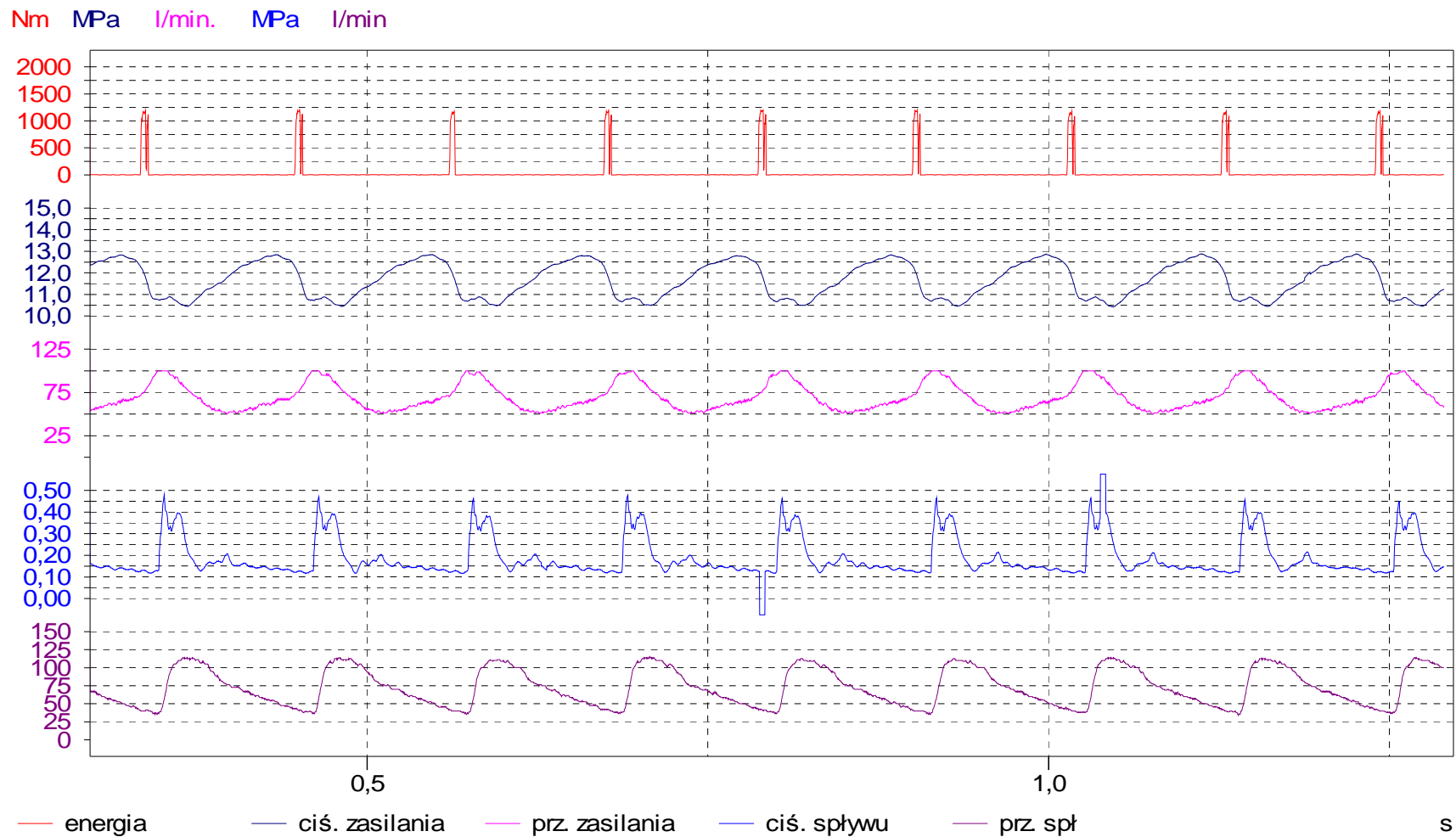
Przebiegi sygnałów wielkości mierzonych E_u , p_z , p_s , Q_z , Q_s dla jednego z przeprowadzonych pomiarów dla młota Roxon F15



Przebiegi sygnałów wielkości mierzonych E_u , p_z , p_s , Q_z , Q_s dla jednego z przeprowadzonych pomiarów dla młota Roxon F54



Przebiegi sygnałów wielkości mierzonych E_u , p_z , p_s , Q_z , Q_s dla jednego z przeprowadzonych pomiarów dla młota Rammer R59



Przebiegi sygnałów wielkości mierzonych E_u , p_z , p_s , Q_z , Q_s dla jednego z przeprowadzonych pomiarów dla młota Rammer R67

DIAGNOSTYKA

Numer młota

F15

Numer karty

4

Data pomiaru

05-09-01

Informacja o pomiarze

Tabela Pomiarów

Lp.	Energia	Pz. max.	Pz. min.	Qz. max.	Qz. min.	Ps. max.	Ps. min.	Qs. max.	Qs. min.	Częst.	temp ml.	Kp	Kq	Spraw.
	[Nm]	[Mpa]	[Mpa]	[1/min]	[1/min]	[Mpa]	[Mpa]	[1/min]	[1/min]	[Udar/s]	[C]	[kJ/MPa]	[1/dm3]	
	1700	15.58	12.19	100.0	35.0	0.24	0.14	98.8	23.8	8.59	63.4	0.109	5.154	0.562
	1687	15.58	12.20	101.3	35.0	0.27	0.14	98.8	23.8	8.61	63.4	0.108	5.101	0.552
	1623	15.58	12.17	100.0	35.0	0.25	0.14	100.0	25.0	8.61	63.4	0.104	5.165	0.538
	1726	15.56	12.15	100.0	33.8	0.25	0.14	97.5	25.0	8.63	63.4	0.111	5.176	0.574
	1674	15.58	12.14	102.5	36.3	0.26	0.14	100.0	25.0	8.65	63.4	0.107	5.061	0.544
	1625	15.56	12.09	105.0	35.0	0.25	0.14	100.0	25.0	8.66	63.4	0.104	4.951	0.517
	1708	15.57	12.10	105.0	35.0	0.26	0.14	98.8	23.8	8.65	63.4	0.110	4.940	0.542
	1700	15.58	12.07	105.0	35.0	0.27	0.14	100.0	23.8	8.68	63.4	0.109	4.962	0.542
	1631	15.57	12.03	105.0	35.0	0.26	0.14	98.8	25.0	8.68	63.4	0.105	4.962	0.520
	1675	15.56	12.06	105.0	35.0	0.26	0.14	98.8	25.0	8.68	63.4	0.108	4.962	0.534
	1607	15.58	12.04	105.0	35.0	0.26	0.15	100.0	25.0	8.74	63.4	0.103	4.995	0.515
	1636	15.57	12.02	105.0	33.8	0.27	0.15	100.0	23.8	8.72	63.4	0.105	4.984	0.524
	1654	15.57	12.06	105.0	35.0	0.26	0.14	97.5	25.0	8.70	63.4	0.106	4.973	0.528

Obliczenia

	Energia	Pz. max.	Pz. min.	Qz. max.	Qz. min.	Ps. max.	Ps. min.	Qs. max.	Qs. min.	Częst.	temp ml.	Kp	Kq	Spraw.
	[Nm]	[Mpa]	[Mpa]	[1/min]	[1/min]	[Mpa]	[Mpa]	[1/min]	[1/min]	[Udar/s]	[C]	[kJ/MPa]	[1/dm3]	
X	1665	15.57	12.10	103.4	34.9	0.26	0.14	99.2	24.5	8.66	63.4	0.107	5.030	0.538
DX	36.72	0.0080	0.0596	2.155	0.587	0.0086	0.0036	0.894	0.584	0.0428	0.000	0.00244	0.08581	0.01697

Uwagi

Karta z zestawieniem wyników pomiarów dla młota Roxon F15

DIAGNOSTYKA

Numer młota

F54

Numer karty

0

Data pomiaru

05-09-19

Informacja o pomiarze

Tabela Pomiarów

Lp.	Energia	Pz. max.	Pz. min.	Qz. max.	Qz. min.	Ps. max.	Ps. min.	Qs. max.	Qs. min.	Częst.	temp ml.	Kp	Kq	Spraw.
	[Nm]	[Mpa]	[Mpa]	[1/min]	[1/min]	[Mpa]	[Mpa]	[1/min]	[1/min]	[Udar/s]	[C]	[kJ/MPa]	[1/dm3]	
1	1231	12.86	10.58	100.0	52.5	0.51	0.12	121.3	30.0	7.84	99.9	0.096	4.705	0.451
2	1250	12.87	10.54	100.0	51.3	0.51	0.12	121.3	31.3	8.13	102.2	0.097	4.879	0.474
3	1209	12.87	10.61	100.0	51.3	0.50	0.12	120.0	31.3	7.86	105.8	0.094	4.715	0.443
4	1223	12.86	10.57	100.0	51.3	0.50	0.12	121.3	31.3	8.16	98.7	0.095	4.899	0.466
5	1222	12.89	10.65	100.0	51.3	0.50	0.11	120.0	31.3	8.18	102.3	0.095	4.909	0.466
6	1209	12.90	10.56	100.0	51.3	0.51	0.12	120.0	31.3	8.20	102.8	0.094	4.919	0.461

Obliczenia

	Energia	Pz. max.	Pz. min.	Qz. max.	Qz. min.	Ps. max.	Ps. min.	Qs. max.	Qs. min.	Częst.	temp ml.	Kp	Kq	Spraw.
	[Nm]	[Mpa]	[Mpa]	[1/min]	[1/min]	[Mpa]	[Mpa]	[1/min]	[1/min]	[Udar/s]	[C]	[kJ/MPa]	[1/dm3]	
X	1224	12.88	10.59	100.0	51.5	0.51	0.12	120.7	31.1	8.06	102.0	0.095	4.838	0.460
DX	14.02	0.0150	0.0359	0.000	0.447	0.0050	0.0037	0.650	0.484	0.1513	2.254	0.00107	0.09112	0.01032

Uwagi

DIAGNOSTYKA

Numer młota

Numer karty

Data pomiaru

Informacja o pomiarze

Tabela Pomiarów

Lp.	Energia	Pz. max.	Pz. min.	Qz. max.	Qz. min.	Ps. max.	Ps. min.	Qs. max.	Qs. min.	Częst.	temp ml.	Kp	Kq	Spraw.
	[Nm]	[Mpa]	[Mpa]	[1/min]	[1/min]	[Mpa]	[Mpa]	[1/min]	[1/min]	[Udar/s]	[C]	[kJ/MPa]	[1/dm3]	
1	1570	16.32	11.86	87.5	26.3	0.29	0.15	80.0	0.0	6.82	58.5	0.096	4.675	0.450
2	1583	16.33	12.39	87.5	27.5	0.29	0.14	78.8	0.0	6.83	58.5	0.097	4.683	0.454
3	1508	16.29	12.38	88.8	27.5	0.29	0.14	80.0	1.3	6.84	58.5	0.093	4.625	0.428
4	1601	16.28	12.32	90.0	27.5	0.29	0.14	80.0	10.0	6.86	58.5	0.098	4.577	0.450
5	1482	16.31	12.33	90.0	27.5	0.29	0.13	78.8	7.5	6.88	58.5	0.091	4.585	0.417
	1504	16.32	12.33	90.0	28.8	0.29	0.14	80.0	8.8	6.90	58.5	0.092	4.601	0.424
	1550	16.27	12.28	90.0	27.5	0.29	0.14	80.0	12.5	6.90	58.5	0.095	4.601	0.438
	1566	16.27	12.28	90.0	28.8	0.29	0.14	80.0	10.0	6.95	58.5	0.096	4.633	0.446
	1466	16.22	12.31	90.0	28.8	0.29	0.14	80.0	11.3	6.96	58.5	0.090	4.641	0.419
	1573	16.25	12.28	90.0	28.8	0.29	-0.41	81.3	12.5	6.99	58.5	0.097	4.658	0.451
	1564	16.23	12.25	91.3	28.8	0.29	0.14	81.3	16.3	7.01	58.5	0.096	4.610	0.444
	1482	16.20	12.25	91.3	27.5	0.30	0.14	82.5	15.0	7.02	58.5	0.091	4.618	0.422
	1625	16.22	12.23	90.0	27.5	0.30	0.14	80.0	12.5	7.02	58.5	0.100	4.682	0.469
	1612	16.21	12.18	91.3	27.5	0.30	0.14	82.5	12.5	7.02	58.5	0.099	4.618	0.459

Obliczenia

	Energia	Pz. max.	Pz. min.	Qz. max.	Qz. min.	Ps. max.	Ps. min.	Qs. max.	Qs. min.	Częst.	temp ml.	Kp	Kq	Spraw.
	[Nm]	[Mpa]	[Mpa]	[1/min]	[1/min]	[Mpa]	[Mpa]	[1/min]	[1/min]	[Udar/s]	[C]	[kJ/MPa]	[1/dm3]	
X	1549	16.27	12.26	89.8	27.9	0.29	0.10	80.4	9.3	6.93	58.5	0.095	4.629	0.441
DX	49.79	0.0430	0.1242	1.154	0.750	0.0041	0.1417	1.096	5.126	0.0732	0.000	0.00306	0.03345	0.01572

Uwagi

Karta z zestawieniem wyników pomiarów dla młota Rammer R59

DIAGNOSTYKA

Numer młota

R67

Numer karty

0

Data pomiaru

05-09-19

Informacja o pomiarze

Tabela Pomiarów

Lp.	Energia	Pz. max.	Pz. min.	Qz. max.	Qz. min.	Ps. max.	Ps. min.	Qs. max.	Qs. min.	Częst.	temp ml.	Kp	Kq	Spraw.
	[Nm]	[Mpa]	[Mpa]	[1/min]	[1/min]	[Mpa]	[Mpa]	[1/min]	[1/min]	[Udar/s]	[C]	[kJ/MPa]	[1/dm ³]	
1	1212	12.83	10.48	100.0	51.3	0.48	-0.41	113.8	33.8	8.84	77.9	0.094	5.303	0.501
2	1199	12.84	10.43	100.0	50.0	0.48	0.12	115.0	33.8	9.14	80.1	0.093	5.486	0.512
3	1172	12.85	10.47	100.0	51.3	0.46	0.12	112.5	35.0	9.16	86.1	0.091	5.499	0.501
4	1197	12.80	10.49	100.0	51.3	0.48	-0.46	115.0	35.0	8.84	73.1	0.094	5.303	0.496
5	1198	12.83	10.46	100.0	51.3	0.47	0.12	112.5	36.3	9.16	73.8	0.093	5.499	0.514
6	1173	12.88	10.42	100.0	50.0	0.76	0.12	115.0	37.5	9.16	81.8	0.091	5.499	0.501
7	1182	12.87	10.44	100.0	51.3	0.46	0.12	115.0	35.0	9.19	85.8	0.092	5.511	0.506

Obliczenia

	Energia	Pz. max.	Pz. min.	Qz. max.	Qz. min.	Ps. max.	Ps. min.	Qs. max.	Qs. min.	Częst.	temp ml.	Kp	Kq	Spraw.
	[Nm]	[Mpa]	[Mpa]	[1/min]	[1/min]	[Mpa]	[Mpa]	[1/min]	[1/min]	[Udar/s]	[C]	[kJ/MPa]	[1/dm ³]	
X	1190	12.84	10.46	100.0	50.9	0.51	-0.04	114.1	35.2	9.07	79.8	0.093	5.443	0.504
DX	13.91	0.0249	0.0244	0.000	0.587	0.1012	0.2511	1.099	1.227	0.1461	4.844	0.00118	0.08871	0.00607

Uwagi