



INSTYTUT TECHNIKI GÓRNICZEJ

# **BADANIE, KONSTRUKCJA, WYTWARZANIE I EKSPLOATACJA UKŁADÓW HYDRAULICZNYCH**



ISBN 978-83-60708-36-1  
Open Access (CC BY-NC 3.0. PL)



**Cylinder 2009**



**Instytut Techniki Górniczej**

**Praca zbiorowa**

**BADANIE, KONSTRUKCJA,  
WYTWARZANIE I EKSPLOATACJA  
UKŁADÓW HYDRAULICZNYCH**

**Monografia**

**Gliwice 2009**

**Redakcja naukowa monografii:**

prof. dr hab. inż. Adam Klich, dr inż. Antoni Kozieł, prof. dr hab. inż. Edward Palczak

**Komitety Naukowy:**

prof. dr hab. inż. Andrzej Balawender – Politechnika Gdańska  
dr inż. Henryk Chrostowski – Politechnika Wrocławska  
prof. dr hab. inż. Ryszard Dindorf – Politechnika Świętokrzyska  
prof. dr hab. inż. Czesław Dymarski – Politechnika Gdańska  
prof. dr hab. inż. Stanisław Gumuła – Akademia Górniczo-Hutnicza  
dr inż. Jerzy Ickiewicz – Politechnika Białostocka  
prof. dr hab. inż. Marek Jaszczyk – Politechnika Śląska  
prof. dr hab. inż. Antoni Kalukiewicz – Akademia Górniczo-Hutnicza  
Ryszard Klencz – miesięcznik „Napędy i Sterowanie”  
prof. dr hab. inż. Adam Klich – KOMAG  
prof. dr hab. inż. Zdzisław Kłeczek – KOMAG  
dr inż. Antoni Kozieł – KOMAG  
dr inż. Andrzej Meder – Zabrzeńskie Zakłady Mechaniczne S.A.  
prof. dr hab. inż. Andrzej Milecki – Politechnika Poznańska  
dr inż. Tomasz Nałęcz – Uniwersytet Warmińsko – Mazurski  
prof. dr hab. inż. Edward Palczak – Politechnika Wrocławska  
prof. dr hab. inż. Zygmunt Paszota – Politechnika Gdańska  
dr inż. Edward Pieczora – KOMAG  
prof. dr inż. Włodzimierz Sikora – KOMAG  
prof. dr hab. inż. Kazimierz Stoiński – Główny Instytut Górnictwa  
prof. dr hab. inż. Stanisław Szweda – Politechnika Śląska  
mgr Izabela Tarasewicz – dwumiesięcznik „Hydraulika i Pneumatyka”  
prof. dr hab. inż. Edward Tomasiak – Politechnika Śląska  
prof. dr hab. inż. Jerzy Wołkow – Politechnika Krakowska

**Recenzenci:**

prof. dr hab. inż. Andrzej Balawender  
prof. dr hab. inż. Ryszard Dindorf  
prof. dr hab. inż. Adam Klich  
prof. dr hab. inż. Edward Palczak  
prof. dr hab. inż. Szymon Salamon  
dr inż. Paweł Słowiński

**Komitet Organizacyjny:**

mgr inż. Anna Łaniewska, mgr Anna Okulińska, dr inż. Krzysztof Nieśpiałowski

**Wydawca:** Instytut Techniki Górniczej KOMAG

ul. Pszczyńska 37, 44-101 Gliwice, tel.: 032 2374100, 2374355

**Skład i druk:** Komdruk-Komag Sp. z o.o.

ul. Pszczyńska 37, 44-101 Gliwice, tel.: 032 2374651, 2374563

**ISBN: 978-83-60708-36-1**

Nakład : 90 szt.

*Copyright by Instytut Techniki Górniczej KOMAG*

## **Wprowadzenie**

Prezentujemy Państwu monografię poświęconą układom hydraulicznym i pneumatycznym, w aspekcie cyklu życia produktu, począwszy od projektowania, poprzez konstruowanie, badania, wytwarzanie, eksploatację, aż po utylizację.

Rozwój współczesnych maszyn i urządzeń związany jest ściśle ze stosowaniem układów hydrauliki i pneumatyki, które w powiązaniu z układami sterowania, monitoringu i diagnostyki tworzą nowe rozwiązania mechatroniczne, stają się bardziej „inteligentne”. Szeroki zakres zastosowań, szczególnie układów hydrauliki, wymaga współpracy wielu ośrodków naukowych i przemysłowych w kraju oraz na świecie, w wielu dyscyplinach nauki i techniki. Jest to szczególnie istotne w czasach spowolnienia gospodarczego, które ma także dobre strony. To właśnie w okresie kryzysu są największe szanse na wzrost w gospodarce, gdyż trudności zawsze inspirują najbardziej energicznych i twórczych do wzmożonego wysiłku.

Wyniki zrealizowanych prac naukowych, badawczych i przemysłowych zawarto w 22 rozdziałach monografii, poświęconych zagadnieniom modelowania, badania i rozwoju układów hydraulicznych i pneumatycznych, pod kątem niezawodności, bezpieczeństwa i ergonomii.

Zwracamy również uwagę na ciągły rozwój i modyfikację zaplecza badawczego oraz przedstawiamy trendy występujące na globalnym rynku hydrauliki maszynowej.

Na podkreślenie zasługuje fakt, że prezentowane wyniki prac zostały zrealizowane w ramach ścisłej współpracy jednostek naukowych oraz partnerów przemysłowych.

Redaktorzy monografii dziękują wszystkim jej Współautorom za pomoc w jej opracowaniu i wyrażają nadzieję, że będzie ona przydatna wszystkim zainteresowanym rozwojem układów hydraulicznych i pneumatycznych, zarówno na poziomie krajowym, jak i międzynarodowym.

Gliwice, wrzesień 2009 r.

Redaktorzy naukowci

prof. dr hab.inż. Adam Klich

dr inż. Antoni Kozieł

prof.dr hab.inż. Edward Palczak



**Autorzy rozdziałów:**

inż. Damian Aleksa  
dr inż. Edward Barbachowski  
dr inż. Henryk Chrostowski  
mgr inż. Tomasz Derda  
prof. dr hab. inż. Ryszard Dindorf  
mgr inż. Leszek Doległo  
dr inż. Zygmunt Domagała  
prof. dr hab. inż. Czesław Dymarski  
mgr inż. Krzysztof Elgert  
dr inż. Ryszard Gałąż  
mgr inż. Jan Gil  
prof. dr hab. inż. Stanisław Gumuła  
dr inż. Jerzy Ickiewicz  
mgr inż. Tomasz Jasiulek  
dr inż. Klaudiusz Klarecki  
mgr inż. Ryszard Kubiesa  
dr inż. Zygmunt Kudźma  
dr inż. Włodzimierz Madejczyk  
dr inż. Jan Marianowski  
dr inż. Adam Myszkowski  
dr inż. Krzysztof Nieśpiałowski  
prof. dr hab. inż. Edward Palczak  
mgr inż. Piotr Patrosz  
prof. dr hab. inż. Zygmunt Paszota  
dr inż. Zygmunt Popczyk  
mgr inż. Jarosław Prokopowicz  
mgr inż. Piotr Rojek  
prof. dr hab. inż. Kazimierz Rup  
mgr inż. Janusz Rutański  
mgr inż. Michał Ryżejno  
dr hab. inż. Szymon Salamon  
mgr inż. Piotr Sarna  
prof. dr hab. inż. Kazimierz Stoiński  
dr inż. Michał Stosiak  
dr inż. Jolanta Szadkowska  
prof. dr hab. inż. Edward Tomasiak  
mgr inż. Łukasz Wilk  
prof. dr hab. inż. Jerzy Wołkow

## Spis treści

|                                                                                                                                                                                                            | str. |
|------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|------|
| <b>Rozdziały:</b>                                                                                                                                                                                          |      |
| 1. Turbulencje na europejskim i globalnym rynku hydrauliki maszynowej – Henryk Chrostowski, Zygmunt Popczyk, Jolanta Szadkowska .....                                                                      | 7    |
| 2. Rozwój bazy naukowo-badawczej laboratorium mechatroniki w ramach programu operacyjnego innowacyjna gospodarka – Ryszard Dindorf .....                                                                   | 23   |
| 3. Pole pracy układu napędu hydrostatycznego – Zygmunt Paszota                                                                                                                                             | 31   |
| 4. Niektóre przyczyny i skutki drgań elementów maszyn roboczych z napędem hydrostatycznym – Zygmunt Kudźma, Edward Palczak, Janusz Rutański, Michał Stosiak .....                                          | 43   |
| 5. Możliwości zastosowania multiplikującej przekładni hydrostatycznej o zmiennym przełożeniu w małych elektrowniach wodnych – Adam Myszkowski .....                                                        | 55   |
| 6. Koncepcja napędu i sterowania nowatorskiego urządzenia do ewakuacji ludzi z dużego statku pasażerskiego – Czesław Dymarski                                                                              | 65   |
| 7. Siłowniki specjalne w napędach mechatronicznych – Edward Tomasiak, Klaudiusz Klarecki, Edward Barbachowski .....                                                                                        | 75   |
| 8. Pneumatyczno-mechaniczny przetwornik energii. Charakterystyki dynamiczne – Stanisław Gumuła .....                                                                                                       | 81   |
| 9. Nowoczesne zbiorniki oleju wraz z osprzętem w ofercie firmy HYDROMEGA – Michał Ryżejno .....                                                                                                            | 87   |
| 10. Identyfikacja uszkodzeń hydrauliki sterowniczej zmechanizowanej obudowy ścianowej – Jan Gil, Ryszard Kubiesa, Kazimierz Stoiński                                                                       | 93   |
| 11. Modelowanie działania hydraulicznej podpory górniczej z uwzględnieniem hydroakumulatora w warunkach obciążeń dynamicznych – Zygmunt Domagała, Jarosław Prokopowicz, Łukasz Wilk .....                  | 101  |
| 12. Doświadczenia eksploatacyjne wynikające z pracy hydraulicznych układów zasilających stanowiska badawcze Laboratorium Badań – Instytutu Techniki Górniczej – Damian Aleksa, Włodzimierz Madejczyk ..... | 111  |

|                                                                                                                                                                    |     |
|--------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|-----|
| 13. Komputerowa analiza węzła kompensacji luzów nowego typu silników satelitowych – Piotr Patrosz, Krzysztof Elgert .....                                          | 121 |
| 14. Opracowanie empirycznej zależności do wyznaczania strumienia objętości płynu w kanale o przekroju kwadratowym – Kazimierz Rup, Piotr Sarna, Jerzy Wołkow ..... | 137 |
| 15. Analiza możliwości modernizacji regulatora przepływu typu UDRD 6 pod kątem poprawy charakterystyki statycznej – Edward Barbachowski, Klaudiusz Klarecki .....  | 149 |
| 16. Analityczna metoda wyznaczania przepływów z wykorzystaniem modelowania numerycznego – Kazimierz Stoiński, Leszek Doległo .....                                 | 161 |
| 17. Związek pomiędzy postacią funkcji niezawodności przewodów hydraulicznych a charakterem ujawniania się ich uszkodzeń – Szymon Salamon .....                     | 171 |
| 18. Podstawy zasilania i sterowania pracą hydraulicznych wiertarek obrotowo-udarowych – Jan Marianowski .....                                                      | 183 |
| 19. Niskociśnieniowy mobilny układ hydrauliczny – Ryszard Dindorf .....                                                                                            | 197 |
| 20. Układ hydrauliczny wiertnicy WIG-200 – Krzysztof Nieśpiałowski, Piotr Rojek, Tomasz Jasiulek, Tomasz Derda .....                                               | 207 |
| 21. Badania doświadczalne zderzaka z ciekłym silikonowym elastomerem – Ryszard Gałąż .....                                                                         | 219 |
| 22. Projektowanie den płaskich zbiorników ciśnieniowych – Jerzy Ickiewicz .....                                                                                    | 231 |

## **Turbulencje na europejskim i globalnym rynku hydrauliki maszynowej**

**Henryk Chrostowski, Zygmunt Popczyk** – Politechnika Wrocławska, **Jolanta Szadkowska** – Politechnika Krakowska

**Streszczenie.** CETOP – Europejski Komitet ds. Hydrauliki i Pneumatyki oraz ISC Area Fluid Power zbierają, gromadzą, analizują i udostępniają swoim członkom aktualne dane o rynku. W pracy przedstawiono globalny i europejski rynek maszyn i urządzeń, a w szczególności rynek hydrauliki oraz jego głównych udziałowców: USA, Chiny, Japonię i kraje CETOP. Pokazano dynamikę przemian rynku globalnego, europejskiego, a także w kilku znaczących w tej dziedzinie krajach. Gwałtowność spadku sprzedaży wyrobów hydrauliki i pneumatyki odniesiono do spadku produkcji maszyn i urządzeń oraz ogólnej sytuacji ekonomicznej, gospodarek będących w stanie spowolnienia, recesji bądź kryzysu. Analiza stanu sektora hydrauliki i pneumatyki opiera się na najświeższych danych; porównaniach styczeń-grudzień 2008 do 2007, a także I kwartał 2009 do I kwartału 2008.

### **1. Wprowadzenie**

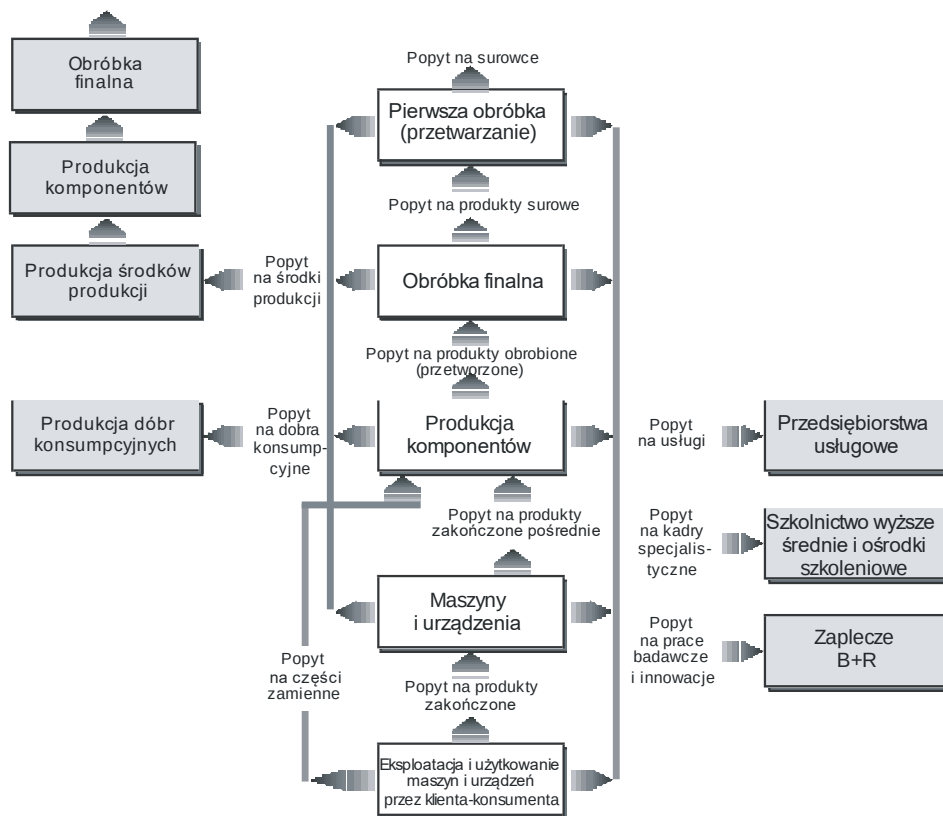
Układy napędu i sterowania hydraulicznego i pneumatycznego nie stanowią na ogół, z punktu widzenia użytkownika, końcowego produktu, lecz są projektowane, kompletowane i budowane jako część składowa różnorodnych maszyn i urządzeń, w których wypełniają określone funkcje sterowania i napędu. Układy płynowe znajdują bardzo szerokie i wszechstronne zastosowanie praktycznie we wszystkich rodzajach maszyn, np.: samolotach, statkach, okrętach, maszynach – budowlanych, drogowych, komunalnych, rolniczych, melioracyjnych, górniczych, dźwigowych, pojazdach samochodowych i szynowych, obrabiarkach do drewna i metali, maszynach do przeróbki plastycznej metali, gumy, tworzyw sztucznych. O rodzaju układu stosowanego w danej maszynie i tworzących go komponentach – elementach i zespołach hydraulicznych, pneumatycznych, elektrycznych decyduje stopień wypełnienia wymagań technicznych, ekonomicznych, a coraz częściej ekologicznych. Komponenty te mogą pochodzić od wielu producentów krajowych lub zagranicznych, mogą to być elementy typowe – standardowe lub zaprojektowane dla potrzeb danej maszyny lub urządzenia finalnego.

Popyt na wyroby hydrauliki i pneumatyki ma charakter wtórny w stosunku do popytu na gotowe maszyny i urządzenia; wielkość tego popytu zależy też od liczby aktualnie eksploatowanych maszyn i urządzeń. W marketingu zjawisko to nazywa się „*łańcuchem pochodnego popytu przemysłowego*”, popyt na produkt bardziej przetworzony – bliższy produktowi gotowemu do konsumpcji, generuje popyt na produkty o niższym stopniu przetworzenia (rys. 1).

Zapotrzebowanie na komponenty stanowi pochodną popytu na maszyny i urządzenia, będące głównie środkami produkcji w procesie wytwarzania sze-

roko rozumianych dóbr konsumpcyjnych. Popyt na prace badawcze i rozwojowe oraz kształcenie kadr w obszarze techniki płynowej stanowi pochodną zapotrzebowania na wyroby hydrauliki i pneumatyki. W pewnym uproszczeniu można powiedzieć, że jest to druga pochodna popytu na gotowe maszyny i urządzenia, a pochodna rzędu trzeciego w stosunku do ogólnej sytuacji gospodarczej, a procesu inwestycji w szczególności.

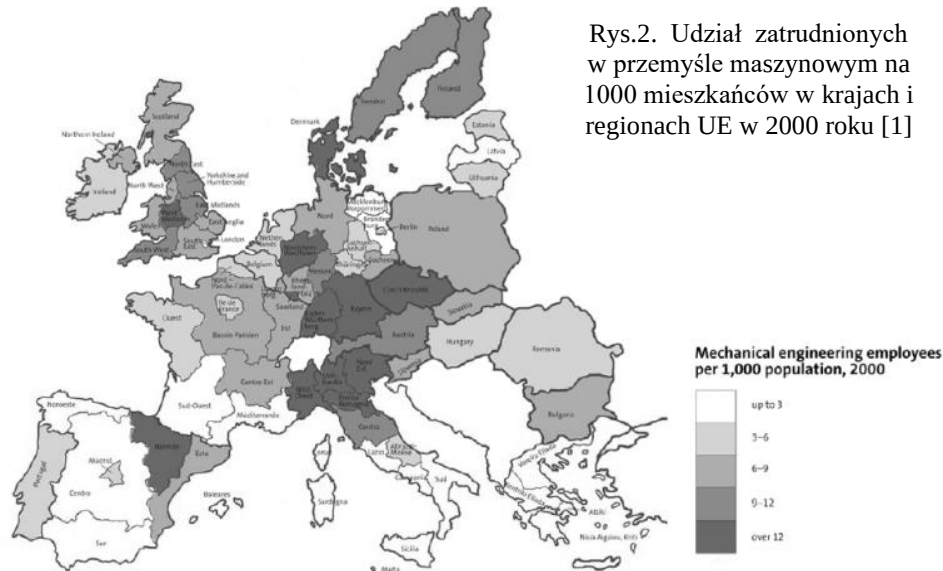
Każda faza łańcucha popytu przemysłowego (dóbr inwestycyjnych) generuje popyt na środki produkcji, a przede wszystkim popyt na dobra konsumpcyjne tworzone przez zatrudnionych w firmach ludzi i ich rodziny. Stąd zagadnienia popytu i podaży, komponentów, takich jak elementy i zespoły oraz układy napędu i sterowania hydraulicznego i pneumatycznego, należy rozpatrywać zawsze w kontekście poziomu rozwoju gospodarczego i jego dynamiki, np. wyrażanego wartością PKB i jego zmianami oraz poziomem technologii w danym kraju, obszarze lub sektorze. Jest to szczególnie ważne ponieważ komponenty stosowane w różnych branżach przemysłu budowy maszyn muszą być dostosowane do ich specyfiki i wymagań.



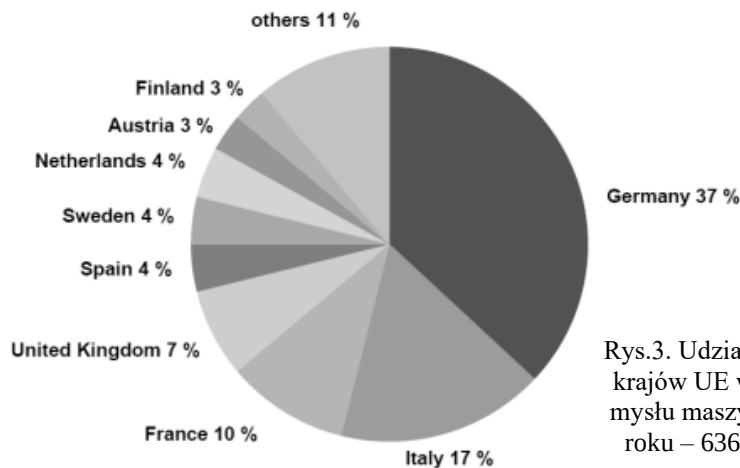
Rys.1. Popyt przemysłowy – pojęcie łańcucha

## 2. Przemysł maszynowy – europejski i globalny

Przemysł maszynowy i elektromaszynowy krajów UE jest ważnym bo 45% udziałowcem handlu globalnego. Ponad 156 tys. firm zatrudnia około 3,2 mln pracowników, obroty w 2007 roku wynosiły 615 mld EURO. Około 31% produkcji zostało wyeksportowane poza UE. Pewną miarą stopnia rozwoju przemysłu maszynowego może być liczba tam zatrudnionych na 1000 mieszkańców (rys. 2).

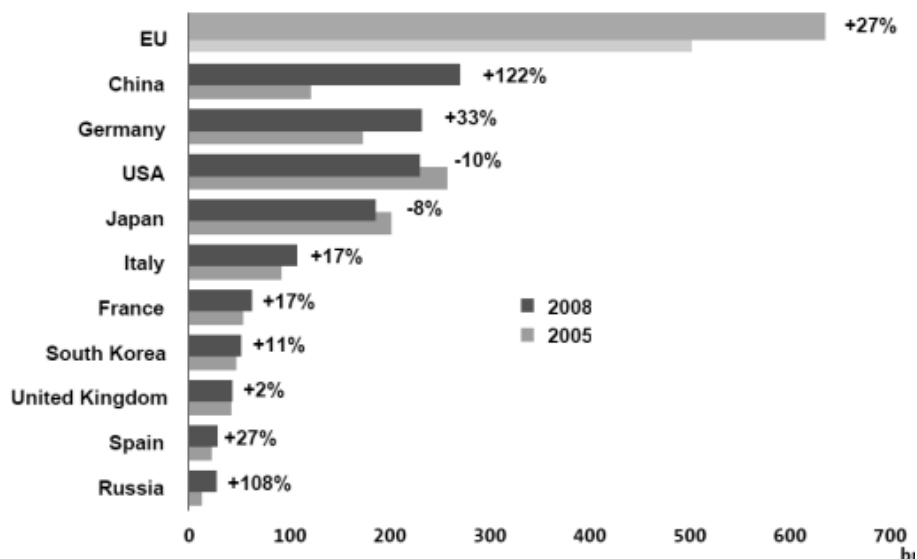


Udział w wartości sprzedaży (obrotów) poszczególnych krajów UE, która wyniosła w 2008 roku 636 mld EURO, przedstawiono na rysunku 3. Widać, że obroty pierwszej trójki: Niemiec, Włoch i Francji stanowią równo 2/3 wartości obrotów rynku europejskiego.



Rys.3. Udział poszczególnych krajów UE w obrotach przemysłu maszynowego w 2008 roku – 636 mld EURO [1]

Dla porównania na rysunku 4 przedstawiono głównych 10 graczy rynku przemysłu maszynowego, porównując równocześnie dynamikę ich obrotów sprzedaży. Porównanie lat 2008 do 2005 w przypadku Chin +122% i Rosji +108%, wydaje się zrozumiałe, natomiast wartości ujemne w przypadku USA -10% i Japonii -8% można wyjaśnić przechodzeniem ich gospodarek w kierunku „high technology”.



Rys.4. Główni udziałowcy rynku przemysłu maszynowego: 2008 rok – 1580 mld EURO, 2005 rok – 1290 mld EURO [1]

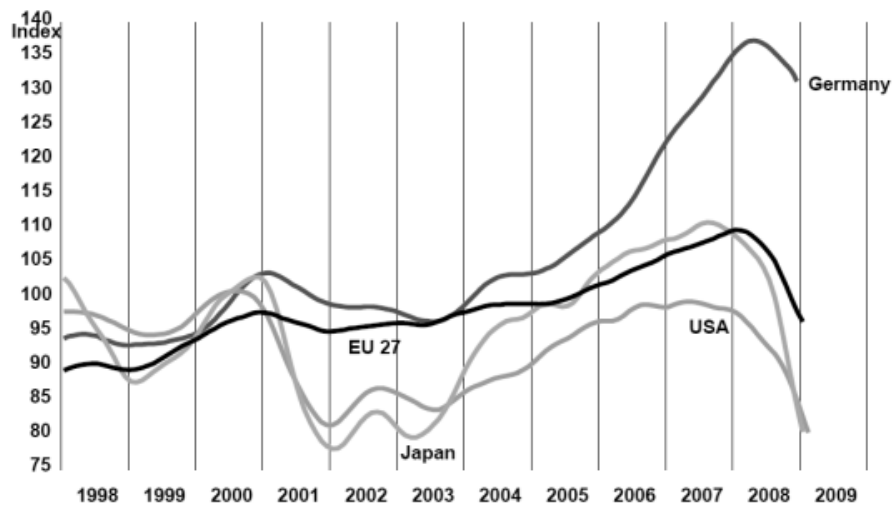
Głównym celem niniejszej pracy jest pokazanie zmian zachodzących na rynku przemysłu maszynowego wywołanych, tu należy wybrać odpowiedni wariant: spowolnieniem gospodarki, recesją lub kryzysem.

Rozwój produkcji i sprzedaży maszyn i urządzeń w okresie ostatniej dekady zmieniał się dynamicznie, przy czym druga jej połowa to stały wzrost obrotów (rys. 5).

Dlatego nie powinno dziwić załamanie koniunktury na przełomie 2008 i 2009 – tym bardziej, że znamy przyczyny tej bessy. Dobrym wyjaśnieniem tych zjawisk może być przedstawiony na rysunku 6 przebieg zmiany wzrostu gospodarczego (PKB-GDP) i wzrostu obrotów w przemyśle maszynowym. Można łatwo zauważyć, że spadek PKB (GDP) poniżej +2% to ujemne wartości wzrostu obrotów na rynku maszyn i urządzeń.

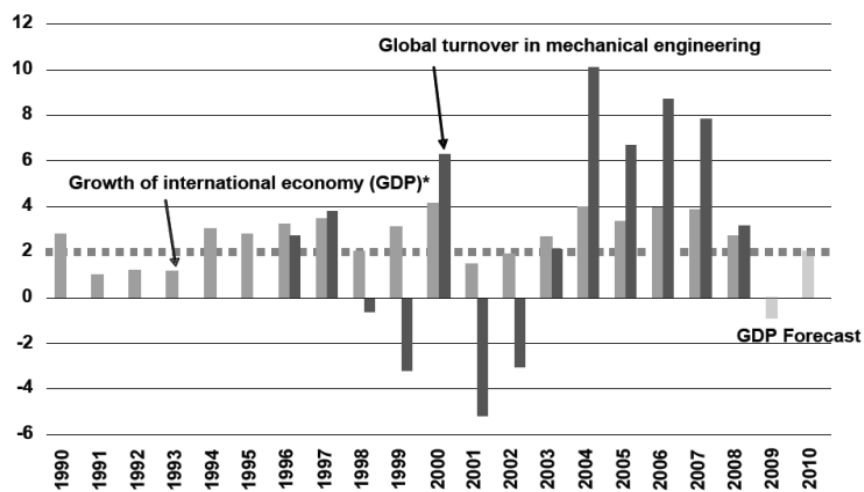
Dynamikę sprzedaży maszyn i urządzeń w krajach Europy Zachodniej, USA, Chinach i Japonii przedstawiono na rysunku 7. Tylko w jednym przypadku prognozy 2009 (2009 do 2008 roku) mamy do czynienia z wartością dodatnią, są to oczywiście Chiny.

Seasonally adjusted, smoothed line, Index 2000 = 100



Rys.5. Rozwój produkcji przemysłu maszynowego w UE, Niemczech, USA i Japonii [1]

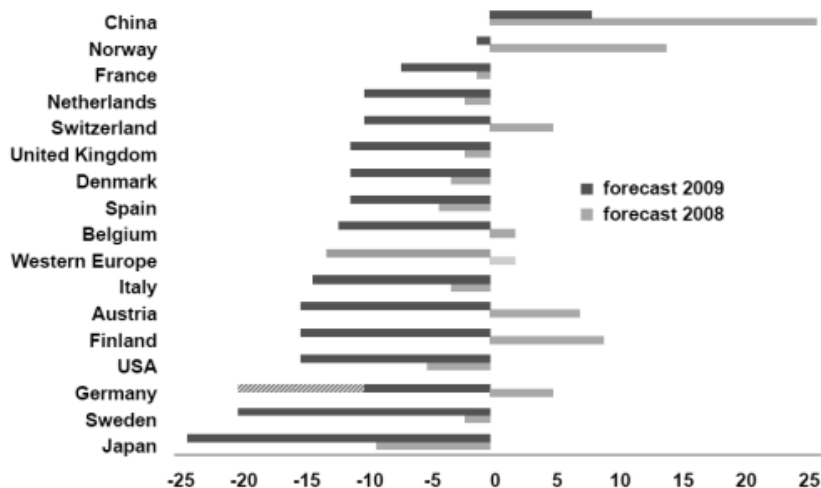
Real change against previous year in %



\*at market exchange rates

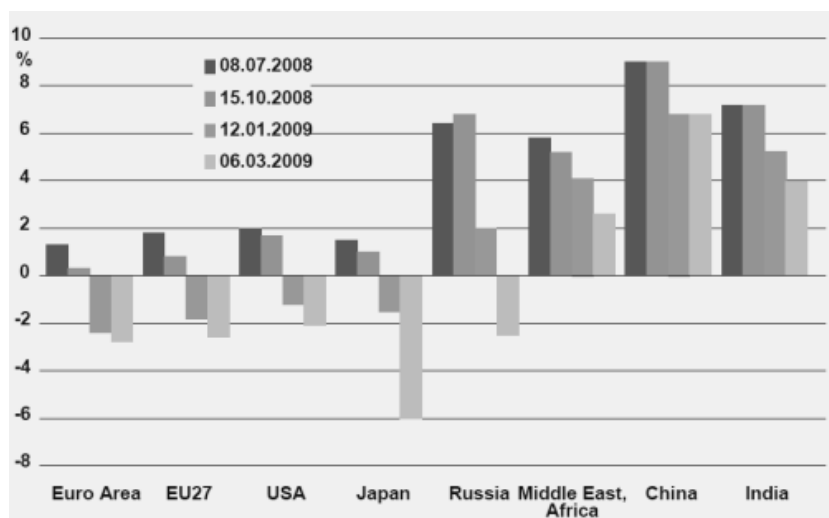
Rys.6. Rozwój gospodarki globalnej a obroty na rynku maszyn i urządzeń [1]





Rys.7. Prognozy wzrostu obrotów na rynku maszyn i urządzeń w krajach zachodnio-europejskich, USA, Chinach i Japonii [1]

Bardzo ciekawe są dane na temat wzrostu PKB w kilku wybranych krajach i regionach (rys. 8). Widać tu wyraźne sprzężenie z danymi przedstawionymi na rysunku 7. Dodatnim przyrostem PKB mogą pochwalić się tylko Chiny, Indie oraz kraje bliskowschodnie. Należy tu zaznaczyć, że wzrost PKB w Polsce w I kwartale 2009 roku wynosił +0,2%.

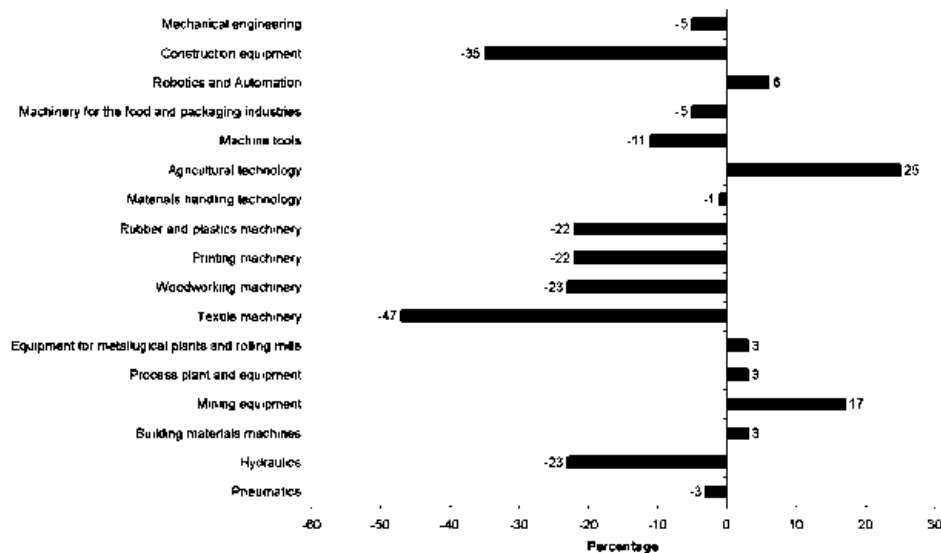


Rys.8. Otoczenie międzynarodowe – prognozy wzrostu wartości PKB [1]

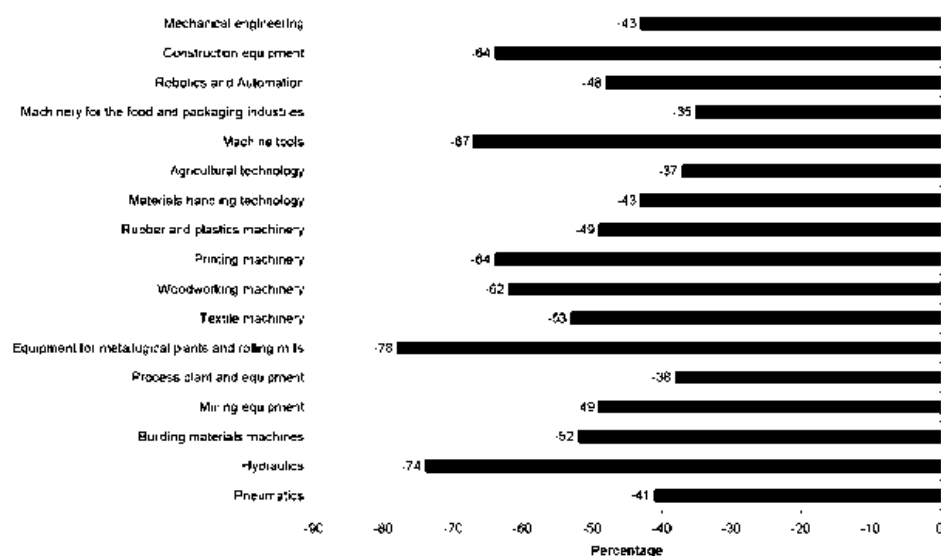
### 3. Sytuacja w wybranych sektorach przemysłu maszynowego

Popyt na komponenty hydrauliki i pneumatyki jest ściśle związany z rozwojem poszczególnych branż (sektorów) przemysłu budowy maszyn i urzą-

dzeń. Warto porównać ze sobą rysunki 9 i 10, na których przedstawiono relacje zamówień 2008 do 2007 i 2009 do 2008 w 15 najważniejszych sektorach przemysłu maszynowego Niemiec. W dwóch ostatnich wierszach podano dane dla hydrauliki i pneumatyki. Przedstawione informacje są niezwykle istotne, jeżeli zważyć, że obroty niemieckiego rynku maszyn i urządzeń stanowią ponad jedną trzecią rynku UE.

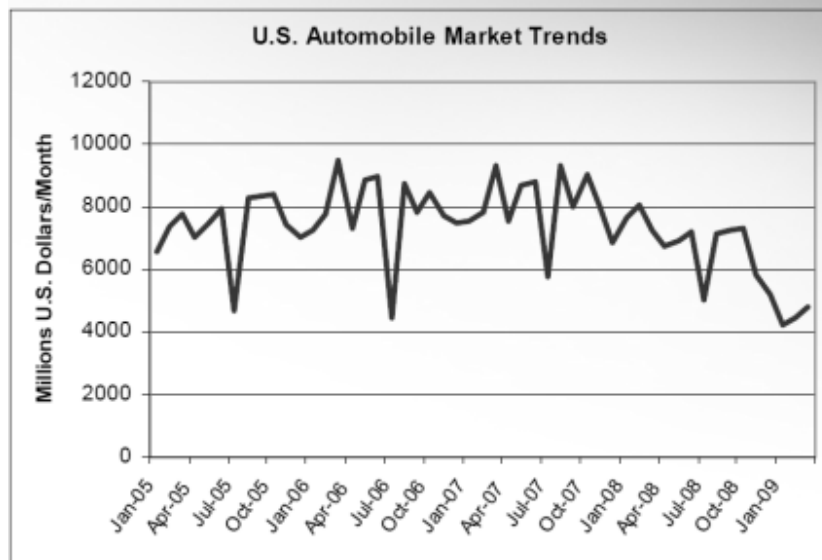


Rys.9. Wzrost zamówień rok 2008 do 2007 w wybranych sektorach przemysłu maszynowego Niemiec [2]

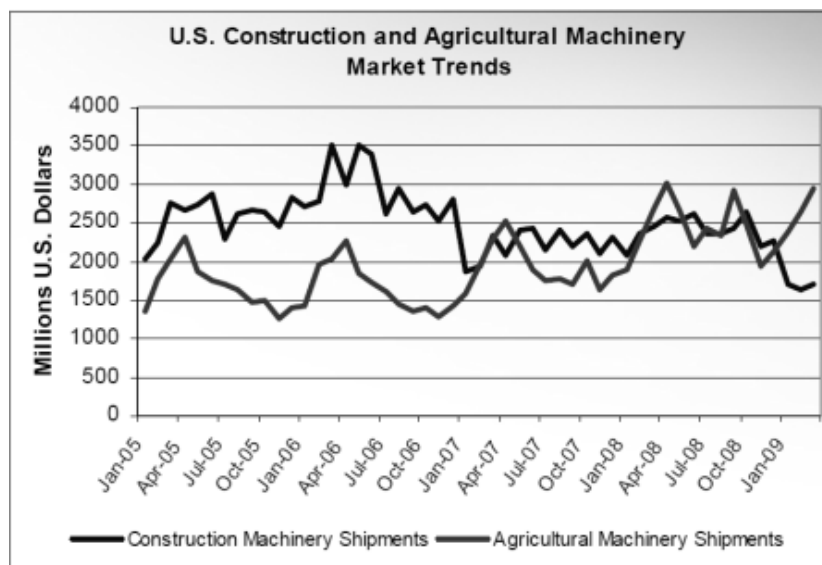


Rys.10. Wzrost zamówień rok 2009 do 2008 w wybranych sektorach przemysłu maszynowego Niemiec [2]

Tendencje na amerykańskim rynku samochodowym oraz maszyn budowlanych i maszyn rolniczych w okresie od stycznia 2005 do stycznia 2009 r. przedstawiono odpowiednio na rysunkach 11 i 12. Bliższa analiza tych cokwartalnych danych pokazuje sezonowość sprzedaży na tych, z pozoru tak różnych rynkach. Oczywiście aktualny kryzys gospodarczy jest tu dobrze widoczny.

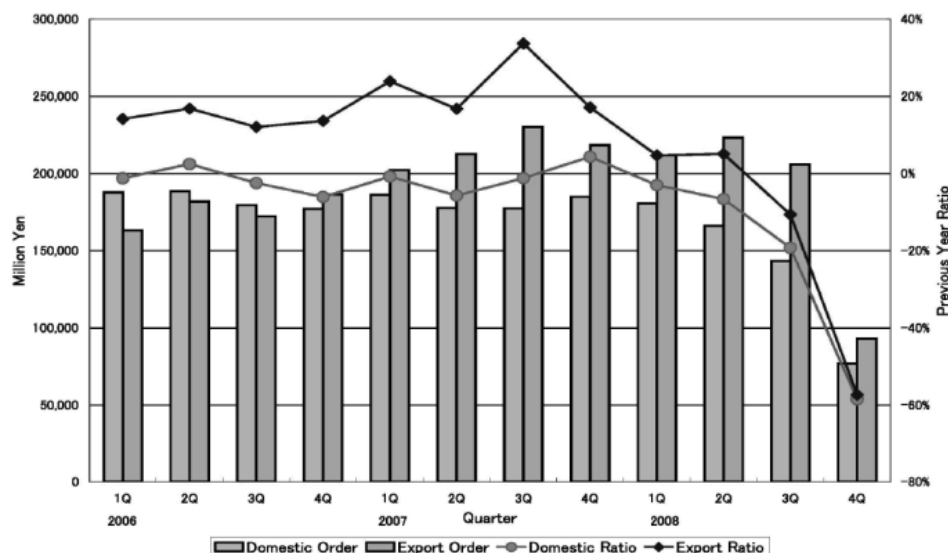


Rys.11. Obroty sprzedaży rynku samochodowego w USA [3]



Rys.12. Obroty sprzedaży na rynku maszyn budowlanych i maszyn rolniczych w USA [3]

Tendencje na japońskim rynku obrabiarek – maszyn do produkcji maszyn – przedstawiono na rysunku 13. Wyróżnione zostały przy tym zamówienia krajowe oraz zamówienia eksportowe oraz odpowiadające im wskaźniki dynamiki wzrostu.



Rys.13. Zamówienia na maszyny do produkcji maszyn – obrabiarki w Japonii, I kw. 2006 do IV kw. 2008 [4]

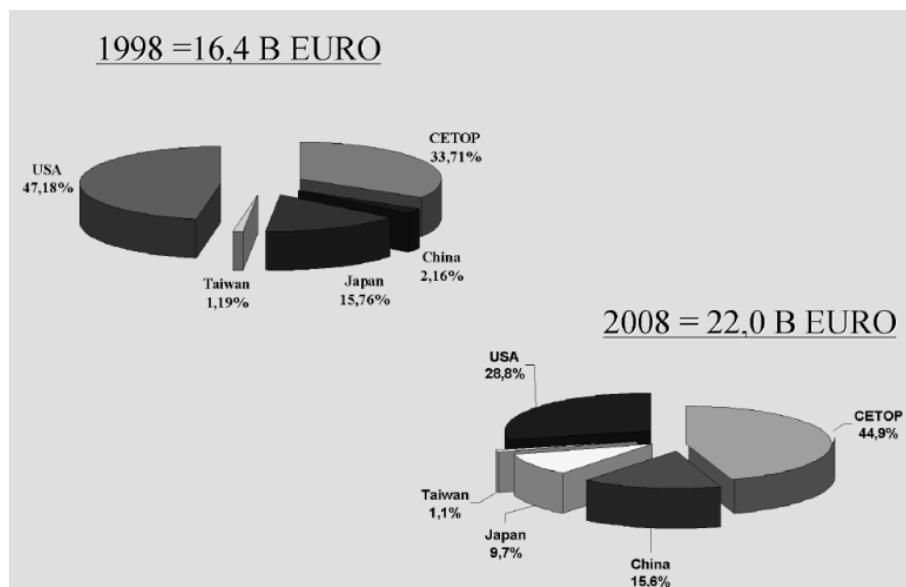
#### 4. Dynamika rynku hydrauliki maszynowej

W ciągu ostatniej dekady obroty rynku hydrauliki wzrosły o prawie 35% i osiągnęły wartość 22 mld EURO (rys. 14). Zmieniły się też udziały głównych uczestników tego rynku: ponad 7-krotnie wzrósł udział Chin, a kraje zrzeszone w CETOP są liderem na tym rynku.

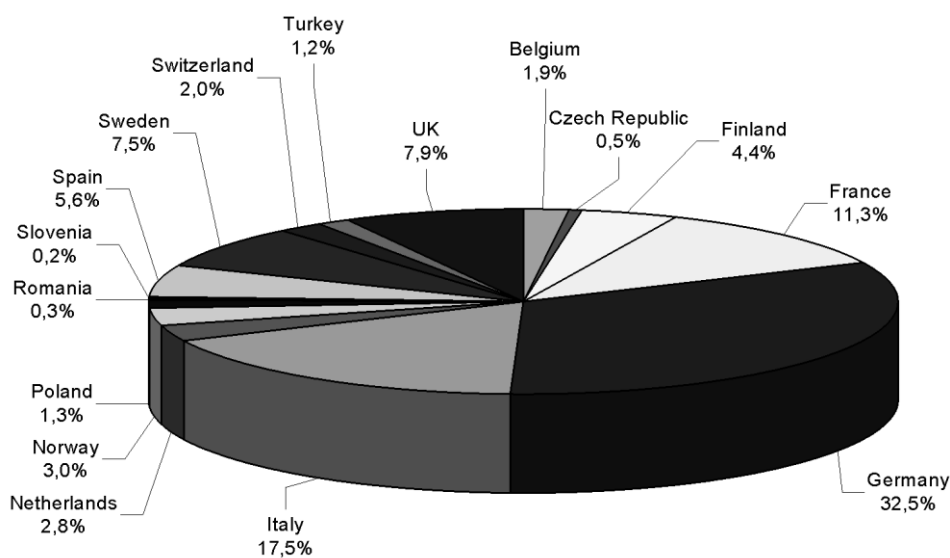
Dla porównania, wartość obrotów na rynku hydrauliki maszynowej stanowi około 7% PKB Polski i 16-18% wartości sprzedaży sektora elektroniki.

Na rynku europejskim dominują kraje należące do CETOP – European Oil Hydraulic and Pneumatic Committee. Należy do CETOP 17 stowarzyszeń producentów, dystrybutorów, ośrodków uniwersyteckich z 16 krajów (rys. 15).

W czerwcu 2009 członkostwo w CETOP uzyskała organizacja branży techniki płynowej z Federacji Rosyjskiej.



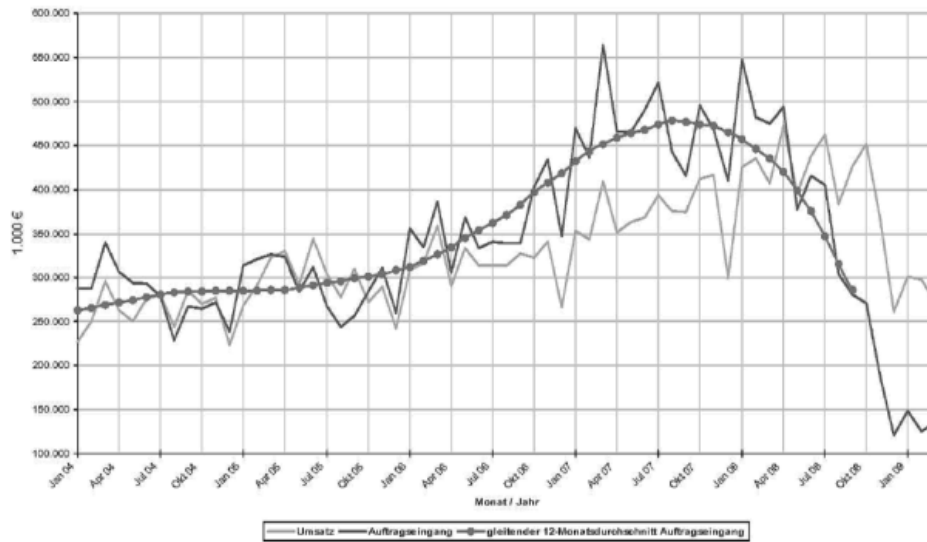
Rys.14. Rozwój rynku hydrauliki maszynowej i jego główni udziałowcy [5]



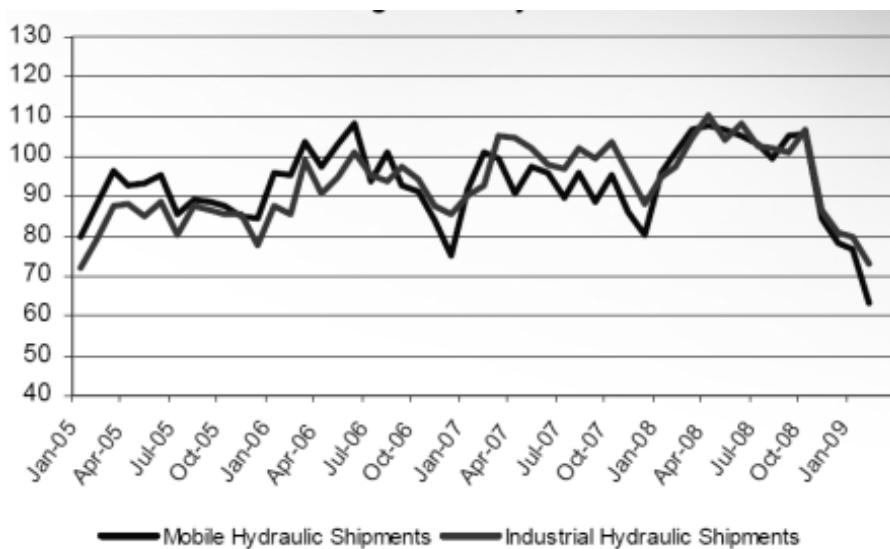
Rys.15. Udział krajów stowarzyszonych w CETOP w rynku hydrauliki o wartości sprzedaży krajowej w 2008 roku 9,9 mld EURO [5]

Rynek hydrauliki, jako rynek komponentów, stanowi pochodną rynków wyrobów finalnych – gotowych maszyn i urządzeń. Na rysunkach 16 do 19 przedstawiono w różnej postaci obroty sektora hydrauliki w ostatnich kilku latach w Niemczech, USA, Japonii i Chinach, a więc głównych graczy tego rynku. Analiza tych danych świadczy jednoznacznie o aktualnych możli-

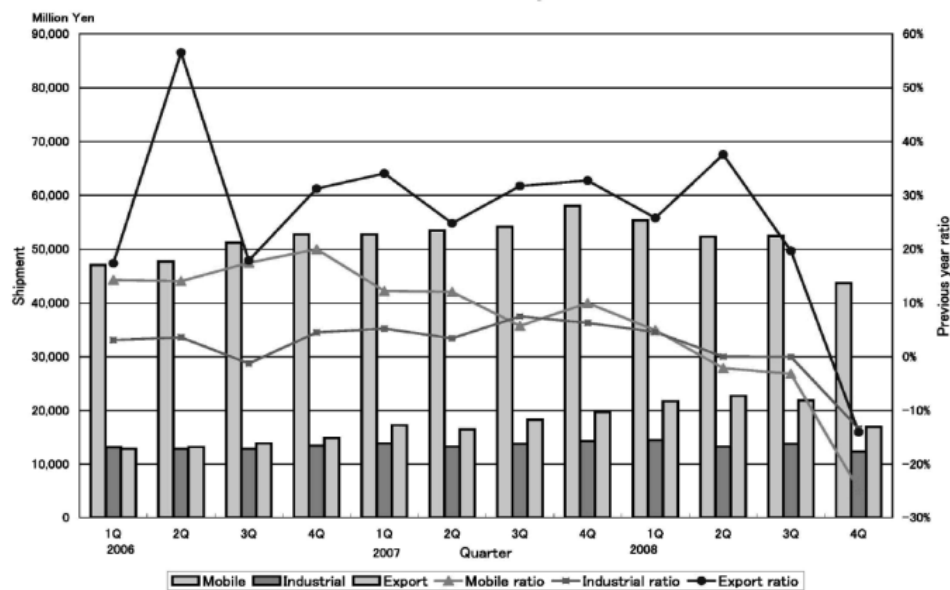
wościach i tendencjach. Należy tu się zastrzec, że brak jest tu danych bardzo dynamicznego udziałowca tego rynku – Indii.



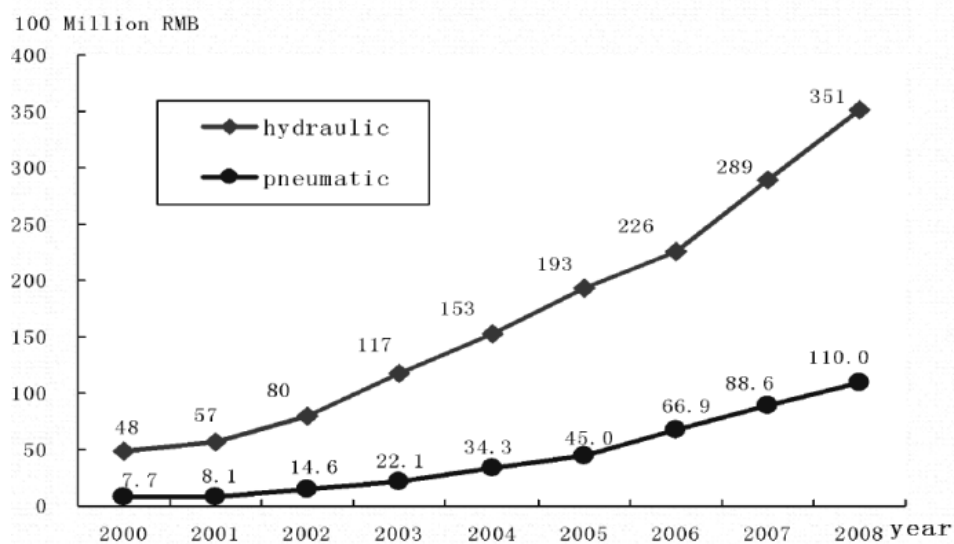
Rys.16. Sprzedaż i nowe zamówienia wyrobów hydrauliki w Niemczech, w okresie I 2004 do III 2009 [2]



Rys.17. Wskaźnik dostaw hydrauliki mobilnej i przemysłowej w USA, w okresie I 2005 do I 2009 [3]



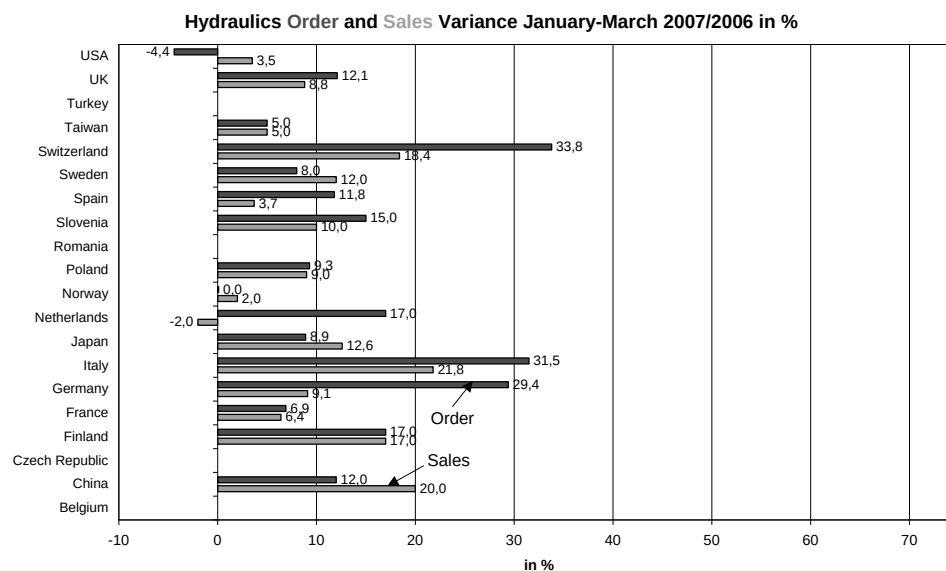
Rys.18. Tencencje rynku hydrauliki w Japonii w latach 2006 do 2008 [4]



Rys.19. Rozwój rynku techniki płynowej w Chinach w latach 2000 do 2008 [6]

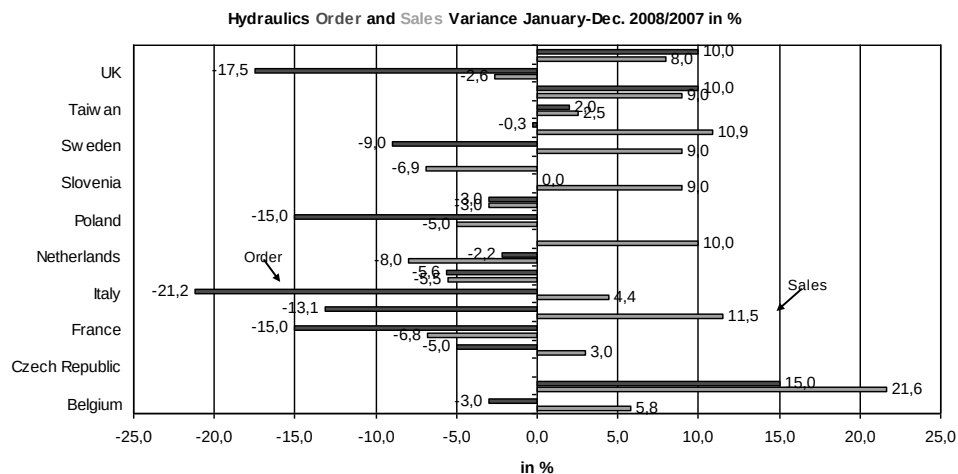
Oprócz danych o sprzedaży wyrobów i usług hydrauliki i pneumatyki w poszczególnych latach na rynkach wewnętrznych, bardzo istotne są informacje o panujących tendencjach. W porozumieniu CETOP i ISC Area Fluid Power dane takie zbiera się co kwartał w firmach i instytucjach zajmujących się produkcją, serwisem, handlem, badaniami i szkoleniem. Informacje te po przetworzeniu w krajowych organizacjach przekazywane są do CETOP, a następnie są one udostępniane jako informacja zbiorcza – krajom członkowskim, a te z kolei przekazują je bezpośrednio do firm i instytucji.

Poniżej przedstawiono takie dane wskazujące na duże dynamiczne – turbulentne zmiany na rynku hydrauliki maszynowej.

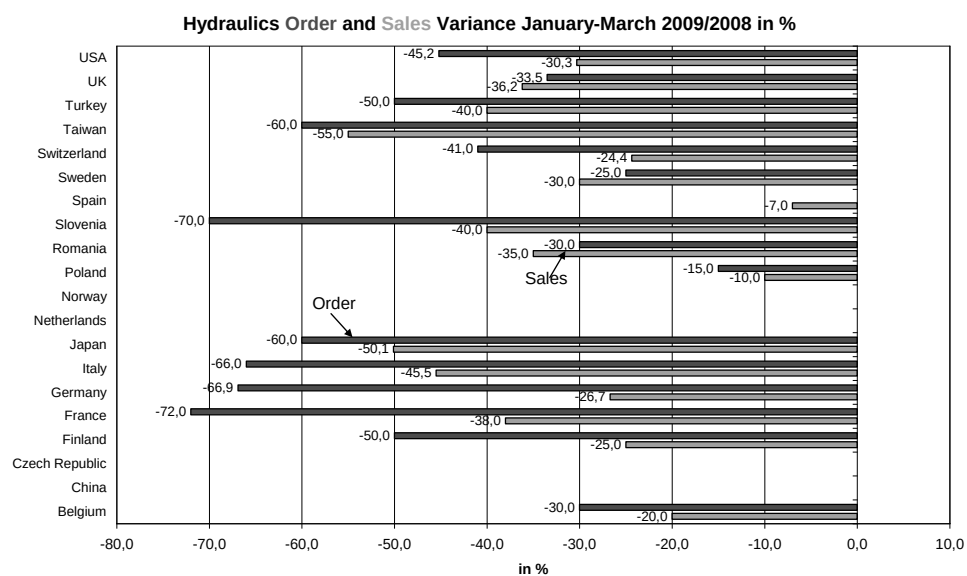


Rys.20. Dynamika sprzedaży i dynamika zamówień styczeń-marzec 2007 do 2006 na rynkach krajowych w % [7]





Rys.21. Dynamika sprzedaży i dynamika zamówień styczeń-grudzień 2008 do 2007 na rynkach krajowych w % [7]



Rys.22. Dynamika sprzedaży i dynamika zamówień styczeń-marzec 2009 do 2008 na rynkach krajowych w % [7]

## 5. Podsumowanie

Przedstawione informacje o rynku maszyn i urządzeń, a w szczególności o rynku hydrauliki i pneumatyki, to rezultat działań zrzeszonych w CETOP organizacji krajowych oraz porozumień w ramach International Statistic Committee Area Fluid Power. Spora część informacji pochodzi z International Fluid Power Summit Meeting 21 IV 2009 r. na Targach w Hannoverze.

Wydaje się, że analiza tych danych jest możliwa z różnych punktów widzenia, w zależności od miejsca i sytuacji zainteresowanego. W każdym przypadku jest na pewno pożyteczna, ponieważ mówi o przeszłości i co nieco o teraźniejszości. O ile chodzi o przyszłość to dobrze mieć świadomość, że technika płynowa pełni rolę służebną w finalnych produktach – maszynach i urządzeniach.

Dlatego będziemy mogli dobrze funkcjonować na rynku hydrauliki tylko wówczas, gdy będziemy znali własną pozycję i możliwości innych uczestników tego rynku.

## Literatura

1. Wiechers R.: EU Mechanical Engineering 2009. Broken Thread. VDMA International Fluid Power Summit Hannover Messe Industrie, 21 April 2009.
2. Kienzle H.Ch.: Economic situation of the German Fluid Power Industry. VDMA International Fluid Power Summit Hannover Messe Industrie, 21 April 2009.
3. U.S. Economic Trends and Fluid Power Production. National Fluid Power Association, May 2009.
4. Fluid Power Industry in Japan. Japan Fluid Power Association. Fluid Power Summit Hannover Messe Industrie, 21 April 2009.

5. Bolzani A.: Global Fluid Power 1998-2008. ISC Area Fluid Power. International Fluid Power Summit Hannover Messe Industrie, 21 April 2009.
6. Market Prospect of Fluid Power Industry in China. China Hydraulics, Pneumatics and Seals Association. International Fluid Power Summit Hannover Messe Industrie, 21 April 2009.
7. CETOP and ISC area Fluid Power Home Consumptions. CETOP 09.10.2007, 02.03.2008, 22.05.2009, 14.07.2009.

## **Rozwój bazy naukowo-badawczej laboratorium mechatroniki w ramach programu operacyjnego innowacyjna gospodarka**

**Ryszard Dindorf** – Akademia Górniczo-Hutnicza, Politechnika Świętokrzyska

**Streszczenie.** Program Operacyjny Innowacyjna Gospodarka (PO IG) jest jednym z instrumentów do wdrożenia Narodowych Strategicznych Ram Odniesienia (NSRO), wspierających wzrost gospodarczy i zatrudnienie w Polsce. PO IG jest elementem systemu efektywnej pomocy z funduszy strukturalnych Unii Europejskiej dla Polski w latach 2007-2013. W ramach PO IG przyznano środki na zwiększenie roli nauki w rozwoju gospodarczym województwa świętokrzyskiego. Projekt indywidualny PO IG w ramach Osi Priorytetowej 2 Infrastruktura Badawczo-Rozwojowa (B+R) realizowany jest w części przez Politechnikę Świętokrzyską. W tym projekcie uwzględniono rozwój wyposażenia naukowo-badawczego Laboratorium Mechatroniki, którego działalność naukowo-badawcza skupia się w obszarach: napędy płynowe, automatyzacja systemów płynowych, mechatronika – hydrotroniki i pneumatronika, biomechatronika.

### **1. Wprowadzenie**

Polska po wstąpieniu do Unii Europejskiej (UE) w maju 2004 r., włączyła się w realizację jednej z ważniejszych wspólnotowych polityk – polityki spójności, mającej na celu promowanie harmonijnego rozwoju całego terytorium UE-25 poprzez działania prowadzące do zmniejszania dysproporcji w poziomach rozwoju jej regionów, a tym samym do wzmocnienia spójności gospodarczej, społecznej i terytorialnej Wspólnoty [4]. Dzięki odpowiedniemu ukierunkowaniu działań realizowanych w ramach polityki spójności przy wsparciu finansowym funduszy strukturalnych i Funduszu Spójności, Polska ma szansę na odrobienie zaległości rozwojowych oraz znaczne przyspieszenie procesów zmierzających do osiągnięcia konwergencji z innymi regionami i krajami Wspólnoty. Na podstawie wytycznych UE określających główne cele polityki spójności oraz uwzględniając uwarunkowania społeczno-gospodarcze Polski przygotowano Narodowe Strategiczne Ramy Odniesienia na lata 2007-2013 (NSRO) wspierające wzrost gospodarczy i zatrudnienie. Dokument określa kierunki wsparcia ze środków finansowych dostępnych z budżetu UE w okresie 7 najbliższych lat w ramach Europejskiego Funduszu Rozwoju Regionalnego (EFRR), Europejskiego Funduszu Społecznego (EFS) oraz Funduszu Spójności. NSRO jest instrumentem odniesienia dla przygotowania programów operacyjnych, uwzględniając jednocześnie zapisy Strategii Rozwoju Kraju (SRK) na lata 2007-2015 oraz Krajowego Programu Reform (KPR) na lata 2005-2008, odpowiadającego na wyzwania zawarte w Strategii Lizbońskiej.

Celem projektów realizowanych przez UE jest wzmocnienie potencjału rozwojowego regionów w ramach Regionalnego Programu Operacyjnego (RPO) oraz wzrost innowacyjności i konkurencyjności w zintegrowanej Europie w ramach Programu Operacyjnego Innowacyjna Gospodarka (PO IG). Celem bezpośrednim projektów RPO jest przeciwdziałanie marginalizacji, poprzez podniesienie jakości kształcenia młodzieży na poziomie wyższym; stworzenie studiującej młodzieży warunków do nauki o europejskich standardach oraz

poprawa warunków pracy i rozwoju kadry naukowo-dydaktycznej, w tym ułatwiających rozwój kontaktów międzynarodowych – jako środków niezbędnych dla podniesienia jakości kształcenia oraz zwiększenie potencjału kadry innowacyjnej dla potrzeb inwestorów zagranicznych. Wymagania te można osiągnąć przez stworzenie dla studiującej młodzieży środowiska o europejskich standardach, gdyż wysoka jakość edukacji i wzrost kultury technicznej społeczeństwa są możliwe do osiągnięcia, nie tylko dzięki potencjałowi intelektualnemu nauczycieli akademickich i posiadanemu zapleczu naukowo-badawczemu, ale również poprzez kulturę bezpośredniego otoczenia, w jakim przebiega proces nauczania. Jakość kształcenia jest weryfikowana przez komisje akredytacyjne, które uwzględniają w swej ocenie oprócz kadry i programów nauczania warunki prowadzenia zajęć dydaktycznych, możliwość korzystania z informatycznych zasobów wiedzy (dostęp do Internetu), udział studentów w pracach naukowych, jak również warunki do fizycznego rozwoju studentów. Działania te pozwolą na zwiększenie konkurencyjności Uczelni Polskich na rynku edukacji wyższej Wspólnoty Europejskiej.

W ramach specjalnego Programu Operacyjnego Rozwój Polski Wschodniej 2007-2013 (PO RPW) przyjęto projekty MODIN I i MODIN II, którego celem jest wzmocnienie potencjału rozwojowego regionu świętokrzyskiego, wzrost jego innowacyjności i konkurencyjności w zintegrowanej Europie, a także przeciwdziałanie jego marginalizacji, poprzez podniesienie jakości kształcenia młodzieży na poziomie wyższym. Cel ogólny tych projektów jest zgodny z pierwszym priorytetem Zintegrowanego Programu Operacyjnego Rozwoju Regionalnego (ZPORR), który ma brzmienie: „Rozbudowa i modernizacja infrastruktury służącej wzmocnieniu konkurencyjności regionów” oraz misją i celem generalnym zawartymi w „Strategii Rozwoju Województwa Świętokrzyskiego”, gdzie jako misję strategii uznano: „Wielostronną poprawę warunków życia ludności na obszarze województwa”, a jako generalny cel rozwoju: „Wzrost atrakcyjności województwa dla rozwoju społecznego i gospodarczego”. W programie regionalnym MODIN II dla Politechniki Świętokrzyskiej wyszczególniono podzadanie: „Komputerowo wspomagane systemy wytwarzania i pomiarów części maszyn oraz automatyzacja i robotyzacja procesów technologicznych”, dla którego przydzielono łączną kwotę 3,94 mln. Euro.

## **2. Program Operacyjny Innowacyjna Gospodarka**

Program Operacyjny Innowacja Gospodarki (PO IG) został zatwierdzony przez KE decyzją z dnia 1 października nr K (2007) 4562 w sprawie przyjęcia Programu Operacyjnego Innowacyjna Gospodarka w ramach pomocy wspólnotowej z Europejskiego Funduszu Rozwoju Regionalnego objętego celem „konwergencja” w Polsce, a następnie przyjęty uchwałą Rady Ministrów w dniu 30 października 2007 r. [5]. Głównym celem PO IG jest rozwój polskiej gospodarki w oparciu o innowacyjne przedsiębiorstwa w latach 2007-2013. Cel ten zostanie osiągnięty poprzez realizację następujących celów szczegółowych:

- zwiększenie innowacyjności przedsiębiorstw,

- wzrost konkurencyjności polskiej nauki,
- zwiększenie roli nauki w rozwoju gospodarczym,
- zwiększenie udziału innowacyjnych produktów polskiej gospodarki w rynku międzynarodowym,
- tworzenie trwałych i lepszych miejsc pracy,
- wzrost wykorzystania technologii informacyjnych i komunikacyjnych w gospodarce.

Cel główny PO IG wychodzi naprzeciw celom stawianym przez podstawowy średniookresowy dokument strategiczny UE – określony przez Strategię Lizbońską. Główne założenia Strategii Lizbońskiej to wzrost gospodarczy i zatrudnienie przy zachowaniu pełnej zgodności z celami zrównoważonego rozwoju i Strategiczne Wytoczne Wspólnoty. Na cele te w obszarach badania + rozwój (b+r), innowacje, technologie informacyjne i komunikacyjne przeznaczono ponad 90% funduszy. PO IG jest programem w największym stopniu wpisującym się w realizację Strategii Lizbońskiej, w którym przyjęto następujące osie priorytetowe:

- Oś Priorytetowa 1. Badania i rozwój nowoczesnych technologii,
- Oś Priorytetowa 2. Infrastruktura sfery B+R,
- Oś priorytetowa 3. Kapitał dla innowacji,
- Oś Priorytetowa 4. Inwestycje w innowacyjne przedsięwzięcia,
- Oś Priorytetowa 5. Dyfuzja Innowacji,
- Oś Priorytetowa 6. Polska gospodarka na rynku międzynarodowym,
- Oś Priorytetowa 7. Społeczeństwo informacyjne – budowa elektronicznej administracji,
- Oś Priorytetowa 8. Społeczeństwo informacyjne – zwiększanie innowacyjności gospodarki,
- Oś Priorytetowa 9. Pomoc techniczna.

Instytucją pośredniczącą w realizacji Osi Priorytetowej 2 Infrastruktura sfery B+R jest Ministerstwo Nauki i Szkolnictwa Wyższego. Celem tej osi priorytetowej jest wzrost konkurencyjności polskiej nauki dzięki konsolidacji oraz modernizacji infrastruktury naukowo-badawczej i informatycznej najlepszych jednostek naukowych działających w Polsce. Beneficjentami osi priorytetowej 2 są: jednostki naukowe; sieci naukowe i konsorcja naukowo-przemysłowe, w tym Centra Zaawansowanych Technologii i Centra Doskonałości; Uczelnie; jednostki organizacyjne, których przedmiotem działalności jest zarządzanie pracami B+R i ich organizowanie; jednostki wiodące MNiSzW; Centra Komputerów Dużej Mocy; podmioty zaangażowane w programie EIT+.

W ramach PO IG, Oś Priorytetowa 2 Infrastruktura sfery B+R, Działanie 2.2. „Wsparcie tworzenia wspólnej infrastruktury badawczej jednostek naukowych” realizowany jest projekt POIG 2.2-1 „Rozwój Bazy Badawczej Specjalistycznych Laboratoriów Uczelni Publicznych Regionu Świętokrzyskiego”. Za realizację tego projektu odpowiedzialne są dwie uczelnie regionu: Uni-

wersytet Humanistyczno-Przyrodniczy im. Jana Kochanowskiego oraz Politechnika Świętokrzyska w Kielcach (patrz tabela 1).

**Projekt indywidualny PO IG realizowany w województwie świętokrzyskim**

Tabela 1

| Oś priorytetowa 2<br>Infrastruktura sfery B+R |                                                                                                   |                                  |                      |                  |                            |                                                                       |
|-----------------------------------------------|---------------------------------------------------------------------------------------------------|----------------------------------|----------------------|------------------|----------------------------|-----------------------------------------------------------------------|
| Lp.                                           | Nazwa projektu<br><b>POIG 2.2-1</b>                                                               | Koszt całkowity<br>w mln.<br>PLN | Kwota dofinansowania | Okres realizacji | Miejsce realizacji         | Instytucja odpowiedzialna za realizację                               |
| 1                                             | Rozwój Bazy Badawczej Specjalistycznych Laboratoriów uczelni publicznych regionu świętokrzyskiego | 89,54                            | 76,36                | 2008-2011        | Województwo Świętokrzyskie | Uniwersytet Humanistyczno-Przyrodniczy JK, Politechnika Świętokrzyska |

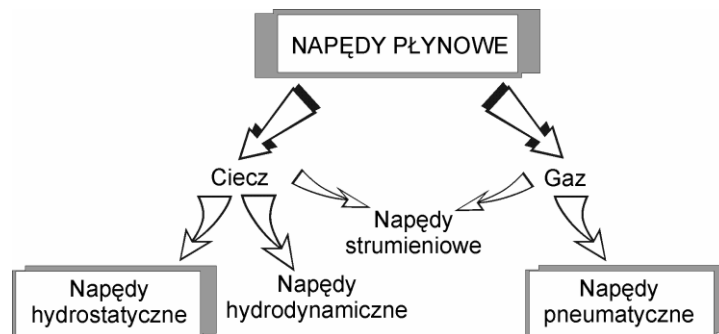
Projekt POIG 2.2-1, realizowany w części przez Politechnikę Świętokrzyską w Kielcach, dotyczy wyposażenia w nowoczesną aparaturę naukowo-badawczą laboratoriów naukowych, których działalność ukierunkowana jest na prowadzenie nowoczesnych badań istotnych dla rozwoju gospodarki narodowej. W tym projekcie uwzględniono rozwój wyposażenia naukowo-badawczego Laboratorium Mechatroniki.

### 3. Działalność naukowo-badawcza Laboratorium Mechatroniki

W Laboratorium Mechatroniki, należącym do struktury organizacyjnej Zakładu Mechatroniki w Katedrze Technologii Mechanicznych i Metrologii na Wydziale Mechatroniki i Budowy Maszyn Politechniki Świętokrzyskiej w Kielcach [6], prowadzone są prace naukowo-badawcze dotyczące różnych zagadnień związanych z układami mechatronicznymi z napędem i sterowaniem płynowym – hydrostatycznym i pneumatycznym (patrz schemat na rys. 1). W systemach mechatronicznych wydzielone zostały podsystemy: *hydrotronika* dla układów elektroniczno-hydraulicznych oraz *pneumatronika* dla układów elektroniczno-pneumatycznych (patrz rys. 2) [1]. Nazwy *hydrotronika* i *pneumatronika* przyjęły się w literaturze technicznej oraz są używane powszechnie przez różne firmy polskie i zagraniczne do określania swoich produktów.

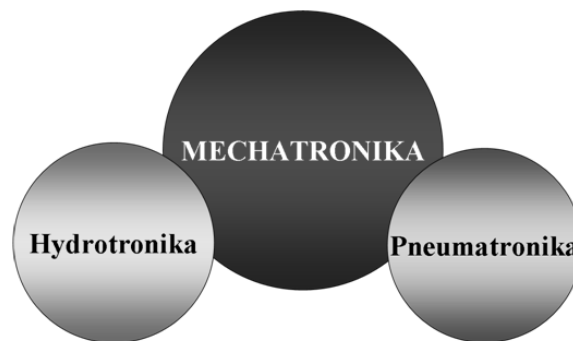
Głównym celem badań prowadzonych w Laboratorium Mechatroniki jest stworzenie układów hydrotronicznych z serwonapędami hydraulicznymi i pneumatycznymi z serwonapędami pneumatycznymi, charakteryzującymi się: elastycznością przez łatwość modyfikacji i unifikacji; inteligencją przez możliwość samoadaptacji i autodiagnozy; multifunkcjonalnością przez łatwość

realizacji różnych technik sterowania oraz komunikatywnością przez możliwość komunikacji wewnętrznej i zewnętrznej.



Rys.1. Podział napędów płynowych

W jednym z tematów badawczych analizowano możliwości zastosowania przemysłowych serwonapędów pneumatycznych jako czynnych osi napędowych w wieloosiowych manipulatorach pneumatycznych o kinematyce szeregowej (manipulatorach kartezjańskich jedno-, dwu- i trójosiowym) i kinematyce równoległej (manipulatorach typu tripod, hexapod). W ramach przeprowadzonych prac badawczych opracowano oryginalne rozwiązanie konstrukcyjne pneumatycznego manipulatora równoległego typu tripod, charakteryzującego się nową strukturą kinematyczną 3-UPRR [3].



Rys.2. Wyodrębnienie z mechatroniki hydrotroniki i pneumatroniki

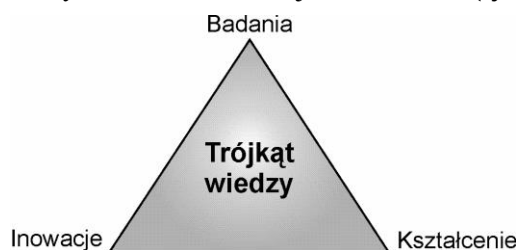
W Laboratorium Mechatroniki kształcą się specjaliści w specjalnościach interdyscyplinarnych, takich jak „mechatronik”. Mechatronika wymaga nowego sposobu myślenia i postępowania, dlatego konieczne jest wielopoziomowe kształcenie specjalistów o odpowiednio wyprofilowanych kierunkach technicznych. Mechatronika oparta jest na myśleniu i działaniu systemowym, które pobudzają kreatywności w rozwiązywaniu wielu problemów technicznych, ekonomicznych, organizacyjnych. Inżynierzy lub technicy o specjalności mechatronika ze względu na interdyscyplinarne wykształcenie są lepiej przygotowani do rozwiązywania złożonych problemów współczesnej techniki. Specjalista o profilu mechanicznym będzie inaczej pojmował mechatronikę niż specjalista elektronik czy informatyk. Mechatronik wykształcony na kierunku



Mechanika i Budowa Maszyn oprócz podstaw nauk technicznych musi także pogłębić wiedzę w zakresie urządzeń automatycznej regulacji, elektroniki i informatyki.

#### 4. Rozwój bazy naukowo-badawczej Laboratorium Mechatroniki

Dzięki rozwojowi bazy naukowo-badawczej Laboratorium Mechatroniki podniesie zdolność i potencjał badawczy, który będzie wykorzystywany do poszukiwania nowych koncepcji, pomysłów, wynalazków, doskonalenia i rozwoju oraz wykorzystywania wyników badań naukowych i prac badawczo-rozwojowych w projektach wdrożeniowych i innowacyjnych. Nowoczesna baza naukowo-badawcza Laboratorium Mechatroniki umożliwi realizację projektów badawczych, innowacyjnych i wdrożeniowych na najwyższym poziomie, opartych na tzw. trójkącie wiedzy: badania, innowacje, kształcenie (rys. 3).



Rys.3. Interpretacja trójkąta wiedzy

Planowane w ramach PO IG zakupy wyposażenia naukowo-badawczego do Laboratorium Mechatroniki na łączną kwotę około 280 tys. Euro zestawiono w tabeli 2 zrealizowane zostaną w 2009 roku. Zakupione wyposażenie naukowo-badawcze wykorzystane zostanie do rozbudowy i unowocześnienia istniejącej bazy badawczej oraz stworzenie nowych specjalistycznych stanowisk badawczych, które wyposażone zostaną w przyrządy i przetworniki pomiarowe najwyższej klasy oraz układy napędowe (serwonapędy), systemy sterowania i urządzenia badawcze na najwyższym poziomie technicznym. Stworzona baza naukowo-badawcza w Laboratorium Mechatroniki będzie wykorzystana do realizacji projektów badawczo-rozwojowych, wdrożeniowych i innowacyjnych oraz programów szkoleniowych, które będą służyć rozwojowi innowacyjnej gospodarki regionu świętokrzyskiego. Prowadzona działalność naukowo-badawcza w Laboratorium Mechatroniki umożliwi pozyskanie dodatkowych środków finansowych na unowocześnienie i rozwój specjalistycznej bazy badawczej.

Stworzenie bazy naukowo-badawczej w Laboratorium Mechatroniki będzie podstawą uruchomienia specjalistycznego laboratorium badawczo-wdrożeniowego o nazwie „Centrum badawczo-wdrożeniowego systemów mechatronicznych”, pierwszego o takim potencjale w Regionie Świętokrzyskim. Centrum to będzie służyć rozwojowi nowoczesnych metod i kierunków badań naukowych oraz innowacyjności przemysłowej w zakresie mechatroniki, mikro-mechatroniki, robotroniki, biomechatroniki przy ścisłej współpracy z przemysłem, co przyczyni się do wzrostu konkurencyjności i atrakcyjności Regionu

Świętokrzyskiego. W programach badawczych realizowanych w Laboratorium Mechatroniki uczestniczyć będą zarówno pracownicy naukowcy Politechniki Świętokrzyskiej (przygotowani merytorycznie) oraz pracownicy z określonej branży przemysłowej (przygotowanie fachowo).

**Planowane zakupy wyposażenia naukowo-badawczego do Laboratorium Mechatroniki**

Tabela 2

| Lp. | Wyposażenia naukowo-badawcze                                                       |
|-----|------------------------------------------------------------------------------------|
| 1   | System mechatroniczny realizujący złożony proces automatyzacji produkcji           |
| 2   | Systemy sterowania i oprogramowanie do badań naukowych w czasie rzeczywistym       |
| 3   | Zestaw cyfrowych przetworników pomiarowych do urządzeń automatyki i robotów        |
| 4   | Zestaw sterowników wraz z oprogramowaniem                                          |
| 5   | Zestaw aktuatorów, sensorów i elementów sterujących do układów pneumatycznych      |
| 6   | Profesjonalne programy do symulacji i wizualizacji przepływu w systemach płynowych |
| 7   | Zestaw aktuatorów, sensorów i elementów sterujących do układów hydrodynamicznych   |

Przyjęty został także program badawczy pt. „Wdrożenie zintegrowanych systemów mechatronicznych w serwonapędach płynowych”. Celem tego programu badawczego jest wdrożenie zintegrowanych mechatronicznych systemów płynowych, tworzących jednolity układ „aktuator–sensor–zawór–system sterowania”. Zintegrowane mechatroniczne systemy płynowe (hydrodynamiczne, pneumatyczne) mogą być stosowane jako autonomiczne osie napędowe w wieloosiowych maszynach manipulacyjnych (manipulatorach i robotach karkotajskich i równoległych).

Stworzenie nowoczesnej bazy badawczej związane jest z zakupem elementów serwonapędów, systemów sterowania i oprogramowania, modernizacją już istniejących systemów sterowania oraz wykonaniem nowych systemów sterowania, opartych na metodach sztucznej inteligencji (logika rozmyta, sztuczne sieci neuronowe, metody adaptacyjne). Zintegrowane systemy sterowania serwonapędów płynowych będą elastyczne, efektywne i tańsze do zastosowania w wieloosiowych manipulatorach hydraulicznych i pneumatycznych. W ramach programu badawczego możliwa będzie realizacja wielu zadań związanych z zastosowaniem serwonapędów płynowych w prototypach manipulatorów równoległych o różnych strukturach kinematycznych (tripod, hexapod i nanopond) oraz badaniem nowych manipulatorów szeregowo-równoległych typu tricept, a także biomanipulatorów (np. roboty bioniczne).

## 5. Podsumowanie

Działalność naukowo-badawcza Laboratorium Mechatroniki związana jest z rozwojem innowacyjnym, rozwoju nowoczesnych technologii, wdrożeniem – komercjalizacją wyników badań, a także transferem nowoczesnych technologii przy współpracy jednostek B+R dla gospodarki Regionu Świętokrzyskiego.

W Laboratorium Mechatroniki będą realizowane programy badawcze i wdrożeniowe w zakresie badania i rozwoju elementów systemów mechatronicznych przy współpracy z firmami i ośrodkami badawczo-rozwojowymi położonymi w Regionie Świętokrzyskim. Rozpoczęta została akcja informacyjna, a także przygotowywana strona internetowa o domenie: [www.mechatronika.tu.kielce.pl](http://www.mechatronika.tu.kielce.pl), która będzie służyć jako platforma internetowa do nawiązania ścisłej współpracy między pracownikami naukowymi a przyszłymi kontrahentami (przedsiębiorcami) firm innowacyjnych.

Ponieważ zgłaszane są oferty na szkolenie pracowników specjalizujących się w mechatronice ze znajomości techniki napędów płynowych, dlatego w Laboratorium Mechatroniki będzie prowadzona szeroka działalność szkoleniowa dla inżynierów i projektantów systemów mechatronicznych oraz innych pracowników technicznych odpowiedzialnych za właściwe użytkowanie urządzeń mechatronicznych. Z kursów będą mogli korzystać również partnerzy handlowi, dla których zdobywanie wiedzy jest ściśle powiązane z ciągłym rozwojem produktów mechatronicznych.

## Literatura

1. Dindorf R.: Mechatronika w napędach płynowych. Rozwój napędów płynowych. Hydraulika i Pneumatyka 1, 2008.
2. Dindorf R.: Mechatronika w napędach płynowych. Pneumatyczne aktuatory mięśniowe. Hydraulika i Pneumatyka 5, 2008.
3. Dindorf R., Łaski P.: Badania modelowe prototypu pneumatycznego manipulatora równoległego. Mechanik 8-9, 2005.
4. Narodowe Strategiczne Ramy Odniesienia 2007-2013 wspierające wzrost gospodarczy i zatrudnienie. Narodowa Strategia Spójności. Ministerstwo Rozwoju Regionalnego Warszawa, maj 2007.
5. Szczegółowy opis priorytetów Programu Operacyjnego Innowacyjna Gospodarka, 2007-2013. Ministerstwo Rozwoju Regionalnego. Warszawa, 8 kwietnia 2008.
6. Zakład Mechatroniki Politechniki Świętokrzyskiej. Krajowe Ośrodki Naukowe. Hydraulika i Pneumatyka 6, 2004.

## Pole pracy układu napędu hydrostatycznego

Zygmunt Paszota – Politechnika Gdańska

**Streszczenie.** Przedstawiono pole pracy układu napędu hydrostatycznego. Uzasadniono podział parametrów pracy silnika hydraulicznego i pompy na parametry niezależne i zależne od pracy tych maszyn waporowych i układu z nich utworzonego. Zaproponowano podjęcie tematu badawczego umożliwiającego opracowanie metody wyznaczania charakterystyk energetycznych pomp i silników hydraulicznych obrotowych oraz zmodyfikowanych metod wyznaczania charakterystyk energetycznych hydrostatycznych układów napędowych o wybranych strukturach sterowania prędkości silnika hydraulicznego.

### 1. Wprowadzenie

Maszyny robocze z napędem i sterowaniem hydrostatycznym, a także z serwomechanizmami hydraulicznymi są, z racji cech napędu i sterowania, niezwykle szeroko rozpowszechnione w gospodarce światowej. Jednakże projektanci tych maszyn, producenci stosowanych w nich pomp, silników hydraulicznych i hydrostatycznych układów napędowych nie dysponują dotychczas narzędziem symulacyjnego, dokładnego określania ich zachowania energetycznego w pełnym polu zmiany parametrów i warunków pracy. Uniemożliwia to ocenę sprawności energetycznej napędu w dowolnym punkcie pola jego pracy oraz poszukiwanie rozwiązań energooszczędnych.

Wydaje się, że istniejący stan wiedzy jest efektem utartych poglądów na sposób prowadzenia badań laboratoryjnych pomp i silników hydraulicznych stosowanych w napędach i sterowaniach hydrostatycznych oraz na sposób określania strat energetycznych w nich występujących. Sposób ten wynika z perspektywy tradycyjnego odczytywania przez badających bilansu energetycznego hydrostatycznego układu napędowego ilustrowanego wykresem Sankey’a.

Wykres Sankey’a, w odniesieniu do bilansu energetycznego układu napędowego, informuje o tym, że szerokość wejściowego strumienia mocy jest równa łącznej szerokości strumieni mocy wyjściowych.

W przypadku bilansu energetycznego pompy, silnika hydraulicznego i hydrostatycznego układu napędowego, wykres Sankey’a sugeruje sytuację, w której strumień mocy strat energetycznych należy odejmować od strumienia mocy wejściowej. Jednakże w przypadku napędu hydrostatycznego, w polu jego pracy (rys. 1), to znaczy w zakresie  $0 \leq \bar{\omega}_M < \bar{\omega}_{M \max}$  zmiany współczynnika prędkości oraz w zakresie  $0 \leq \bar{M}_M < \bar{M}_{M \max}$  zmiany współczynnika obciążenia, strumień mocy strat energetycznych należy dodawać do strumienia mocy wyjściowej, ponieważ to parametry mocy wyjściowej (a nie wejściowej) decydują o mocy strat.

Jedynie górne granice  $\bar{\omega}_{M \max}$  i  $\bar{M}_{M \max}$ , opisujące pole pracy silnika hydraulicznego w układzie napędu hydrostatycznego (granice wpływające na maksymalną, możliwą do uzyskania, wielkość mocy wyjściowej napędu), wynikają z granicznych możliwości pracy pompy. Wynikają one bowiem z teore-

tycznej (maksymalnej w pompie o zmiennej wydajności) wydajności  $q_{Pt}$  na obrót pompy i z prędkości obrotowej  $n_p$  wału pompy (zależnej od charakterystyki napędzającego pompę silnika elektrycznego lub spalinowego) a także z ciśnienia nominalnego  $p_n$  pracy układu (maksymalnego ciśnienia ciągłej pracy układu) określanego w przewodzie tłocznym pompy. Zależą ponadto od zastosowanej struktury sterowania prędkości silnika, a także od strat występujących w elementach układu. Górne granice pola pracy silnika różnią się więc między sobą w układach o różnych strukturach sterowania prędkości silnika.

Symulacyjne określanie, za pomocą modeli matematycznych i programów komputerowych, mocy strat i sprawności energetycznej oraz pola pracy układów napędu i sterowania hydrostatycznego maszyn jest drogą do dokładnej oceny jakościowej i ilościowej zachowania energetycznego tych układów, zachowania ocenianego w funkcji parametrów o nim decydujących. Symulacyjne określanie umożliwia poszukiwanie i porównywanie układów o rozwiązaniach energooszczędnych a także dokładną i prostą ocenę jakości pomp i silników hydraulicznych w nich stosowanych, ocenę jakości struktur służących w układzie do sterowania prędkości silnika, ocenę wpływu lepkości i rodzaju zastosowanej cieczy roboczej (oleju hydraulicznego, emulsji olejowo-wodnej, wody).

Symulacja komputerowa zachowania energetycznego napędu hydrostatycznego jest ograniczona dotychczasowym brakiem stosowania metody laboratoryjnego wyznaczania charakterystyk energetycznych pomp i silników hydraulicznych umożliwiającą dokładne określanie odpowiednich współczynników strat energetycznych w nich występujących. Jest to bowiem możliwe tylko w sytuacji, gdy straty energetyczne (i opisujące je współczynniki strat) są określone w funkcji parametrów, od których bezpośrednio zależą.

W hydrostatycznym układzie napędowym, wielkość mocy w jej strumieniu rośnie, w związku z potrzebą pokonania mocy strat energetycznych, w kierunku przeciwnym do kierunku przepływu strumienia mocy. Obraz mocy strat energetycznych w układzie należy budować w kierunku od wału silnika hydraulicznego obrotowego lub tłocznika silnika liniowego do wału pompy zasilającej układ.

W pracach [1-4] stwierdzono, że dotychczasowa praktyka przedstawiania wyników badań laboratoryjnych strat energetycznych w silnikach hydraulicznych obrotowych, w funkcji parametrów, które jednocześnie od tych strat zależą, powinna być zaniechana.

Publikacje [5-10] przedstawiają i analizują powierzchnie pól mocy strat energetycznych występujących w elementach układów hydraulicznych o różnych strukturach sterowania prędkości silnika hydraulicznego obrotowego. Rozważania umożliwiają uświadomienie sobie reguł decydujących o wielkości mocy strat wynikających z aktualnych, wymaganych przez napędzane silnikiem hydraulicznym urządzenie, parametrów pracy silnika, a więc z jego aktualnego obciążenia  $M_M$  i z aktualnej prędkości  $\omega_M$  ( $n_M$ ). Rozważania pozwalają na wyciąganie wniosków dotyczących warunków uzyskiwania wysokiej sprawności

energetycznej  $\eta$  układu o wybranej strukturze. Rozważania umożliwiają także porównanie wielkości mocy poszczególnych strat wynikających z zastosowanej struktury sterowania prędkości silnika hydraulicznego jak i mocy  $P_{pc}$  pobieranej (konsumowanej) przez pompę od napędzającego ją silnika (elektrycznego lub spalinowego), mocy koniecznej do zapewnienia wymaganej niezmiennionej wielkości  $P_{Mu} = M_M \omega_M$  mocy użytecznej, napędzanego pompą, silnika hydraulicznego.

W pracach [8-10] zaproponowano i uzasadniono wykres przedstawiający kierunek wzrostu strumienia mocy płynącej od wału pompy do wału lub tłoczyska silnika hydraulicznego lecz narastającej od wału lub tłoczyska silnika hydraulicznego do wału pompy, mocy narastającej w wyniku wymuszania przez moce strat energetycznych występujących w elementach napędu i sterowania hydrostatycznego. Moc na wale pompy jest funkcją (sumą) mocy na wale lub tłoczysku silnika hydraulicznego i mocy strat w elementach układu.

Wykres ten uświadamia sytuację mówiącą o tym, że, w polu pracy ( $0 \leq \bar{\omega}_M < \bar{\omega}_{M \max}$ ,  $0 \leq \bar{M}_M < \bar{M}_{M \max}$ ), o mocy strat w silniku hydraulicznym i o jego sprawności energetycznej decydują parametry wyjściowe silnika, czyli prędkość kątowna  $\omega_M$  i moment  $M_M$  silnika obrotowego, bądź prędkość liniowa  $v_M$  i siła  $F_M$  silnika liniowego, które są wielkościami niezależnymi. Parametry wejściowe silnika czyli natężenie  $Q_M$  strumienia zasilającego silnik (chłonność silnika) i spadek  $\Delta p_M$  ciśnienia w silniku są wielkościami zależnymi.

O mocy strat i o sprawności energetycznej pompy o zmiennej wydajności pracującej w hydrostatycznym układzie napędowym, w polu ( $0 \leq \bar{\omega}_M < \bar{\omega}_{M \max}$ ,  $0 \leq \bar{M}_M < \bar{M}_{M \max}$ ) pracy napędu, decydują parametry wyjściowe pompy, czyli wydajność  $Q_P$  pompy i ciśnienie  $p_{p2}$  panujące w jej przewodzie tłocznym, które są wielkościami niezależnymi, zaś współczynnik  $b_P$  nastawy wydajności pompy i moment  $M_P$  na wale pompy (przy prędkości  $n_P$  wału wynikającej z charakterystyki napędzającego pompę silnika elektrycznego bądź spalinowego) są wielkościami zależnymi.

W odniesieniu do bilansu energetycznego hydrostatycznego układu napędowego, proponowany wykres, przedstawiający kierunek wzrostu strumienia mocy płynącej od wału pompy do wału lub tłoczyska silnika hydraulicznego lecz narastającej od wału lub tłoczyska silnika hydraulicznego do wału pompy, powinien zastąpić wykres Sankey'a.

## 2. Parametry niezależne i zależne pracy silnika hydraulicznego i pompy

Praca silnika hydraulicznego, obrotowego bądź liniowego, jako elementu układu napędu i sterowania hydrostatycznego, elementu związanego bezpośrednio z napędzaną układem maszyną (urządzeniem), musi sprostać parametrom wymaganym w danej chwili przez napędzaną układem maszyną (prędkości  $\omega_M$  ( $n_M$ ) wału bądź  $v_M$  tłoczyska jak i obciążeniu  $M_M$  wału bądź  $F_M$  tłoczyska), a także warunkom wynikającym z wymaganego kierunku ruchu maszyny.

Wymagana prędkość  $\omega_M (n_M)$  lub  $v_M$  i wymagane obciążenie  $M_M$  lub  $F_M$  napędzanej maszyny wynikają z cyklu jej pracy i postawionych maszynie zadań. Aktualne wielkości prędkości i obciążenia napędzanej maszyny są wielkościami niezależnymi od rodzaju i struktury sterowania układu maszynę napędzającego (np. układu elektrycznego lub hydrostatycznego).

Aktualna prędkość i aktualne obciążenie maszyny napędzanej układem hydrostatycznym mają bezpośredni lub pośredni wpływ na straty mechaniczne, objętościowe i ciśnieniowe występujące w silniku hydraulicznym, w pompie i w pozostałych elementach układu o określonej strukturze sterowania prędkości silnika, na straty, które są również rezultatem lepkości bądź rodzaju zastosowanej cieczy roboczej (oleju hydraulicznego, emulsji olejowo-wodnej, wody).

Aktualna prędkość  $\omega_M (n_M)$  lub  $v_M$  i aktualne obciążenie  $M_M$  lub  $F_M$  napędzanej maszyny mają, w konsekwencji, wpływ na aktualną chłonność  $Q_M$  i na aktualny spadek  $\Delta p_M$  ciśnienia w silniku hydraulicznym a także (w zależności od zastosowanej struktury sterowania prędkości silnika) na aktualną wydajność  $Q_P$  oraz ciśnienie  $p_{P2}$  tłoczenia pompy zastosowanej w układzie napędowym.

Jeśli, w efekcie rosnącej, wymaganej przez napędzaną maszynę (urządzenie) w jej cyklu pracy, prędkości roboczej  $\omega_M (n_M)$  lub  $v_M$  silnika hydraulicznego, bądź w efekcie rosnącego, wymaganego przez maszynę, obciążenia  $M_M$  lub  $F_M$  silnika, a także w efekcie strat mechanicznych, objętościowych i ciśnieniowych występujących w elementach hydrostatycznego układu napędowego, wykorzystane zostaną maksymalne możliwości pracy układu napędowego, określone maksymalną wydajnością  $Q_{Pmax}$  pompy bądź maksymalnym ciśnieniem  $p_{P2max}$  w przewodzie tłocznym pompy, ograniczonym do poziomu ciśnienia nominalnego  $p_n$  układu, wówczas dalszy wzrost  $\omega_M (n_M)$  lub  $v_M$  bądź  $M_M$  lub  $F_M$  nie będzie możliwy.

Maksymalna wydajność  $Q_{Pmax}$  pompy jest niższa od jej wydajności teoretycznej  $Q_{Pt}$ . Wydajność teoretyczna  $Q_{Pt}$  pompy wynikałaby z iloczynu teoretycznej wydajności  $q_{Pt}$  na obrót wału pompy i z prędkości  $n_{P0}$  wału pompy nieobciążonej. Prędkość  $n_P$  pompy obciążonej jest niższa od prędkości  $n_{P0}$ . W pompie występują jednocześnie straty objętościowe.

Ciśnienie nominalne  $p_n$  układu jest maksymalnym dopuszczalnym ciśnieniem  $p_{P2max}$  ciągłej jego pracy określanym w przewodzie tłocznym pompy.

Wartości  $\omega_{Mmax} (n_{Mmax})$  lub  $v_{Mmax}$  bądź  $M_{Mmax}$  lub  $F_{Mmax}$  są ograniczone wydajnością maksymalną  $Q_{Pmax}$  pompy bądź ciśnieniem  $p_n$  nominalnym pracy układu (pompy), a także występującymi wówczas stratami mechanicznymi, objętościowymi i ciśnieniowymi w pozostałych elementach układu, które są również rezultatem lepkości bądź rodzaju zastosowanej cieczy roboczej. Wartości  $\omega_{Mmax} (n_{Mmax})$  lub  $v_{Mmax}$  bądź  $M_{Mmax}$  lub  $F_{Mmax}$  są więc wielkościami zależnymi.

Aktualne parametry mechaniczne pracy silnika hydraulicznego zastosowanego w hydrostatycznym układzie napędowym tzn. aktualna prędkość  $\omega_M (n_M)$  lub  $v_M$  i aktualne obciążenie  $M_M$  lub  $F_M$  silnika są w silniku wielkościami nieza-

leżnymi, decydującymi o stratach, a także o parametrach hydraulicznych silnika, którymi są aktualna chłonność  $Q_M$  silnika i aktualny spadek  $\Delta p_M$  ciśnienia w silniku (zależne ponadto od strat mechanicznych, objętościowych i ciśnieniowych w silniku). Aktualna chłonność  $Q_M$  silnika i aktualny spadek  $\Delta p_M$  ciśnienia są w silniku wielkościami zależnymi.

Parametry mechaniczne pracującego silnika (prędkość  $\omega_M$  ( $n_M$ ) lub  $v_M$  bądź obciążenie  $M_M$  lub  $F_M$ ) zmieniają się w granicach od zera do wartości maksymalnych  $\omega_{Mmax}$  ( $n_{Mmax}$ ) lub  $v_{Mmax}$  bądź  $M_{Mmax}$  lub  $F_{Mmax}$ .

W polu pracy ( $0 \leq \omega_M$  ( $n_M$ )  $< \omega_{Mmax}$  ( $n_{Mmax}$ ),  $0 \leq M_M < M_{Mmax}$ ) lub ( $0 \leq v_M < v_{Mmax}$ ,  $0 \leq F_M < F_{Mmax}$ ) silnika hydraulicznego (hydrostatycznego układu napędowego) należy rozważać ciśnienia i natężenia występujące w układzie, a także straty energetyczne w silniku, w pompie (i w całym układzie), moce strat energetycznych i sprawności energetyczne elementów układu a w efekcie – moment  $M_P$ , którym pompa układu obciąża napędzający ją silnik (elektryczny, spalinyowy), jak również prędkość  $n_P$ , z którą ten silnik napędza pompę, jako funkcje aktualnej prędkości  $\omega_M$  ( $n_M$ ) lub  $v_M$  i aktualnego obciążenia  $M_M$  lub  $F_M$  wymaganych przez napędzaną układem maszynę (urządzenie).

Prędkość  $n_P$ , z którą silnik (elektryczny, spalinyowy) napędza pompę, wynika z momentu  $M_P$ , którym pompa obciąża ten silnik i z charakterystyki samego silnika.

### 3. Współczynniki bezwymiarowe

Sprawność energetyczną elementów i całego hydrostatycznego układu napędowego opisuje się modelami matematycznymi, w funkcji wielkości bezwymiarowych, a więc w funkcji współczynnika  $\bar{\omega}_M$  prędkości oraz współczynnika  $\bar{M}_M$  obciążenia silnika hydraulicznego (hydrostatycznego układu napędowego).

Aktualna prędkość kątowa  $\omega_M$  (obrotowa  $n_M$ ) wymagana od silnika obrotowego bądź liniowa  $v_M$  wymagana od silnika liniowego pracującego w hydrostatycznym układzie napędowym zastąpione są w modelach matematycznych sprawności energetycznej bezwymiarowym współczynnikiem  $\bar{\omega}_M$  prędkości silnika:

$$\bar{\omega}_M = \frac{\omega_M}{\omega_{Mt}} = \frac{n_M}{n_{Mt}} = \frac{\omega_M q_{Mt}}{2\pi Q_{Pt}} = \frac{n_M q_{Mt}}{Q_{Pt}}$$

bądź:

$$\bar{\omega}_M = \frac{v_M}{v_{Mt}} = \frac{v_M S_{M1}}{Q_{Pt}}$$

Współczynnik  $\bar{\omega}_M$  prędkości silnika hydraulicznego obrotowego jest stosunkiem aktualnej prędkości kątowej  $\omega_M$  (obrotowej  $n_M$ ), wymaganej od silnika przez napędzaną nim maszynę, do:

$$\text{teoretycznej prędkości kątowej } \omega_{Mt} = \frac{2\pi Q_{Pt}}{q_{Mt}},$$



$$(\text{teoretycznej prędkości obrotowej } n_{Mt} = \frac{Q_{Pt}}{q_{Mt}}),$$

która wynikałaby z teoretycznej wydajności  $Q_{Pt}$  pompy napędzającej silnik i z teoretycznej chłonności  $q_{Mt}$  na obrót silnika. Prędkość  $\omega_{Mt}$  ( $n_{Mt}$ ) byłaby możliwa do osiągnięcia przy założeniu, że w hydrostatycznym układzie napędowym (w tym w pompie i w silniku hydraulicznym) nie występują straty objętościowe, zaś pompa napędzana jest silnikiem (elektrycznym, spalinowym) pracującym ze stałą prędkością obrotową  $n_P = n_{P0}$  niezależną od jego obciążenia.

Teoretyczna prędkość kątowa  $\omega_{Mt}$  (obrotowa  $n_{Mt}$ ) silnika obrotowego jest traktowana jako stała wielkość odniesienia dla aktualnej prędkości kątowej  $\omega_M$  (obrotowej  $n_M$ ) pracy silnika.

Współczynnik  $\bar{\omega}_M$  prędkości silnika hydraulicznego liniowego jest stosunkiem aktualnej prędkości liniowej  $v_M$ , wymaganej od silnika przez napędzaną nim maszynę, do:

$$\text{teoretycznej prędkości liniowej } v_{Mt} = \frac{Q_{Pt}}{S_{M1}},$$

która wynikałaby z teoretycznej wydajności  $Q_{Pt}$  pompy napędzającej silnik i z powierzchni czynnej  $S_{M1}$  tłoka silnika w jego komorze dopływowej. Prędkość  $v_{Mt}$  możliwa byłaby do osiągnięcia przy założeniu, że w hydrostatycznym układzie napędowym (w tym w pompie i w silniku hydraulicznym) nie występują straty objętościowe, zaś pompa napędzana jest silnikiem (elektrycznym, spalinowym) pracującym ze stałą prędkością obrotową  $n_P = n_{P0}$  niezależną od jego obciążenia.

Teoretyczna prędkość liniowa  $v_{Mt}$  silnika liniowego jest traktowana jako stała wielkość odniesienia dla aktualnej prędkości liniowej  $v_M$  pracy silnika.

Aktualny moment  $M_M$  wymagany od silnika obrotowego bądź aktualna siła  $F_M$  wymagana od silnika liniowego pracującego w układzie napędowym zastąpione są bezwymiarowym współczynnikiem  $\bar{M}_M$  obciążenia silnika:

$$\bar{M}_M = \frac{M_M}{M_{Mt}} = \frac{2\Pi M_M}{q_{Mt} p_n}$$

bądź:

$$\bar{M}_M = \frac{F_M}{F_{Mt}} = \frac{F_M}{S_{M1} p_n}$$

Współczynnik  $\bar{M}_M$  obciążenia silnika hydraulicznego obrotowego jest stosunkiem aktualnego momentu  $M_M$ , wymaganego od silnika przez napędzaną nim maszynę, do:

$$\text{momentu teoretycznego } M_{Mt} = \frac{q_{Mt} p_n}{2\Pi},$$

który wynikałby z teoretycznej chłonności  $q_{Mt}$  na obrót silnika i z ciśnienia nominalnego  $p_n$  układu hydrostatycznego, w którym silnik jest zastosowany. Moment  $M_{Mt}$  byłby możliwy do osiągnięcia przy założeniu, że w silniku hydraulicznym i w pozostałych elementach układu (poza pompą) nie występują straty mechaniczne i ciśnieniowe, zaś w przewodzie tłocznym pompy panuje ciśnienie  $p_{P2max}$  równe ciśnieniu nominalnemu  $p_n$  układu.

Moment teoretyczny  $M_{Mt}$  silnika obrotowego jest traktowany jako stała wielkość odniesienia dla aktualnego momentu  $M_M$  pracy silnika.

Współczynnik  $\bar{M}_M$  obciążenia silnika hydraulicznego liniowego jest stosunkiem aktualnej siły  $F_M$ , wymaganej od silnika przez napędzaną nim maszynę, do:

$$\text{siły teoretycznej } F_{Mt} = S_{M1} p_n,$$

która wynikałaby z powierzchni czynnej  $S_{M1}$  tłoka silnika w jego komorze dopływowej i z ciśnienia nominalnego  $p_n$  układu. Siła  $F_{Mt}$  byłaby możliwa do osiągnięcia przy założeniu, że w silniku hydraulicznym i w pozostałych elementach hydrostatycznego układu napędowego (poza pompą) nie występują straty mechaniczne i ciśnieniowe, zaś w przewodzie tłocznym pompy panuje ciśnienie  $p_{P2max}$  równe ciśnieniu nominalnemu  $p_n$  układu.

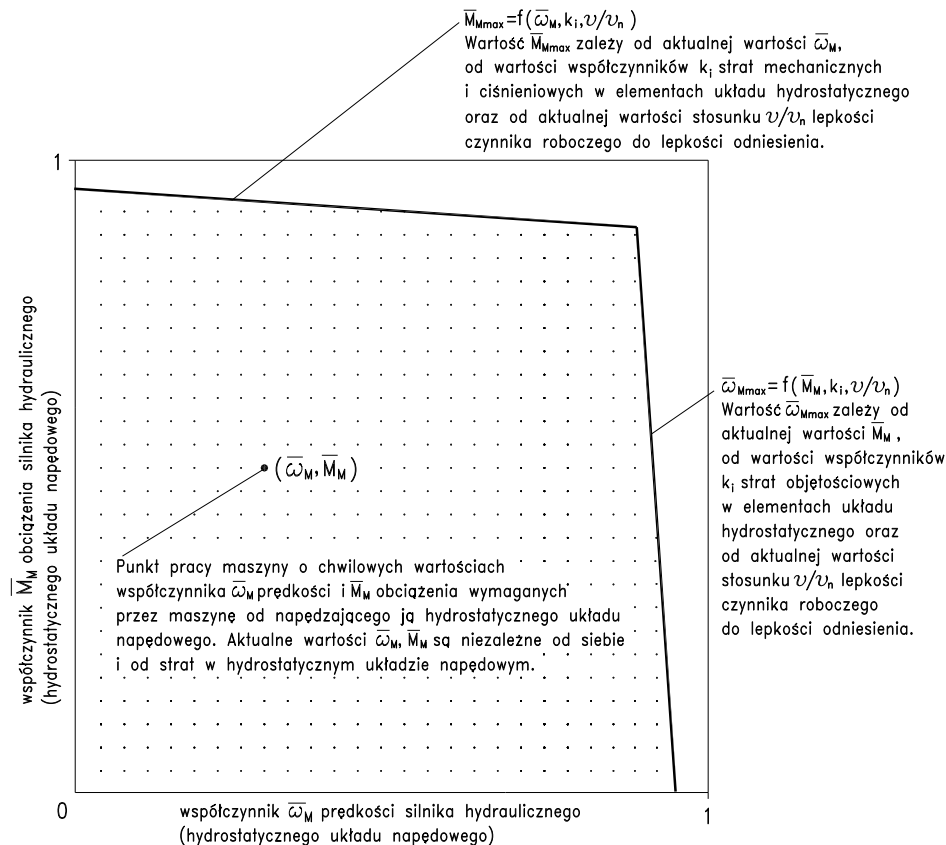
Siła teoretyczna  $F_{Mt}$  silnika liniowego jest traktowana jako stała wielkość odniesienia dla aktualnej siły  $F_M$  pracy silnika.

Straty mechaniczne, objętościowe i ciśnieniowe występujące w silniku hydraulicznym, w pompie i w pozostałych elementach hydrostatycznego układu napędowego, opisane są w modelach symulacyjnych strat, mocy strat i sprawności energetycznych współczynnikami  $k_i$  odnoszącymi je do wielkości wynikających z parametrów charakterystycznych układu napędu hydrostatycznego: wydajności teoretycznej  $q_{Pt}$  na obrót pompy, chłonności teoretycznej  $q_{Mt}$  na obrót silnika hydraulicznego obrotowego bądź powierzchni czynnej  $S_{M1}$  tłoka w komorze dopływowej silnika liniowego, wydajności teoretycznej  $Q_{Pt}$  pompy, ciśnienia nominalnego  $p_n$  pracy układu.

Katalog współczynników  $k_i$  strat energetycznych występujących w różnych typach pomp i silników hydraulicznych stosowanych w układzie napędu hydrostatycznego, pracujących przy różnych poziomach wydajności teoretycznej  $Q_{Pt}$  pompy i ciśnienia nominalnego  $p_n$  układu, przy lepkości  $\nu_h$  odniesienia cieczy roboczej, jest podstawą oceny energetycznej poszczególnych rozwiązań i wielkości tych maszyn wyporowych.

#### 4. Pole pracy silnika w układzie napędu hydrostatycznego

Rysunek 1 przedstawia pole pracy silnika hydraulicznego (obrotowego bądź liniowego) w układzie napędu hydrostatycznego. Pole pracy określone jest w płaszczyźnie zmian parametrów mechanicznych pracy silnika, tzn. współczynnika  $\bar{\omega}_M$  prędkości i współczynnika  $\bar{M}_M$  obciążenia silnika, które są niezależne od silnika i od układu.



Rys.1. Pole zmiany współczynnika  $\bar{\omega}_M$  prędkości i  $\bar{M}_M$  obciążenia (pole pracy ( $0 \leq \bar{\omega}_M < \bar{\omega}_{Mmax}$ ,  $0 \leq \bar{M}_M < \bar{M}_{Mmax}$ ) silnika hydraulicznego w układzie napędu i sterowania hydrostatycznego maszyny (urządzenia)

Przebieg granicznych wartości  $\bar{\omega}_{Mmax} = f(\bar{M}_M)$  lub  $\bar{M}_{Mmax} = f(\bar{\omega}_M)$  pola pracy silnika hydraulicznego wynika z maksymalnych możliwości jego zasilania, którymi dysponuje hydrostatyczny układ napędowy. Wartości  $\bar{\omega}_{Mmax}$  i  $\bar{M}_{Mmax}$  są zależne od silnika i od układu.

Osiągnięta w układzie, zastosowaną strukturą sterowania prędkości silnika, maksymalna chłonność  $Q_{Mmax}$  silnika powinna być bliska chwilowej maksymalnej wydajności  $Q_{Pmax}$  pompy (wynikającej z jej wydajności teoretycznej  $Q_{Pt}$ , ze spadku prędkości obrotowej  $n_P$  wału pompy i ze strat objętościowych  $Q_{Pv}$  w pompie).

Możliwy do zapewnienia przez układ, maksymalny spadek  $\Delta p_{Mmax}$  ciśnienia w silniku powinien być bliski poziomowi ciśnienia nominalnego  $p_n$  układu, określanemu w przewodzie tłocznym pompy, pomniejszonemu o straty ciśnieniowe  $\Delta p_C$  w przewodach układu.

A więc przebieg granicznych wartości  $\bar{\omega}_{M \max}$  współczynnika prędkości silnika hydraulicznego jest funkcją aktualnej (chwilowej) wartości współczynnika  $\bar{M}_M$  obciążenia silnika, współczynników  $k_i$  strat objętościowych w elementach układu hydrostatycznego (i współczynnika  $k_2$  spadku  $\Delta n_P$  prędkości obrotowej wału pompy) oraz funkcją stosunku  $\nu/\nu_n$  aktualnej lepkości  $\nu$  cieczy roboczej do lepkości  $\nu_n$  odniesienia.

Z kolei, przebieg granicznych wartości  $\bar{M}_{M \max}$  współczynnika obciążenia silnika hydraulicznego jest funkcją aktualnej (chwilowej) wartości współczynnika  $\bar{\omega}_M$  prędkości silnika, współczynników  $k_i$  strat mechanicznych i ciśnieniowych w elementach układu hydrostatycznego oraz stosunku  $\nu/\nu_n$  aktualnej lepkości  $\nu$  cieczy roboczej do lepkości  $\nu_n$  odniesienia.

## 5. Badania silnika hydraulicznego i pompy w układzie napędowym

W polu ( $0 \leq \bar{\omega}_M < \bar{\omega}_{M \max}$ ,  $0 \leq \bar{M}_M < \bar{M}_{M \max}$ ) pracy silnika hydraulicznego i hydrostatycznego układu napędowego, straty, moce strat i sprawności energetyczne różnych odmian silnika, pracującego w układzie napędowym o różnych strukturach sterowania jego prędkości, przy różnych poziomach wydajności teoretycznej  $Q_{Pt}$  pompy i przy różnych poziomach ciśnienia nominalnego  $p_n$  pracy układu, bądź silnika pracującego w układzie z cieczą roboczą o zmieniającej się lepkości  $\nu$ , powinny być określane (i porównywane) w funkcji parametrów mechanicznych wymaganych przez napędzaną układem maszynę, a więc w funkcji współczynnika  $\bar{\omega}_M$  prędkości i  $\bar{M}_M$  obciążenia silnika, a także w funkcji stosunku  $\nu/\nu_n$  lepkości  $\nu$  cieczy roboczej do lepkości  $\nu_n$  odniesienia. Należy wówczas także określać (i porównywać) pole ( $0 \leq \bar{\omega}_M < \bar{\omega}_{M \max}$ ,  $0 \leq \bar{M}_M < \bar{M}_{M \max}$ ) pracy silnika w układzie czyli przebiegi  $\bar{\omega}_{M \max} = f(\bar{M}_M)$  lub  $\bar{M}_{M \max} = f(\bar{\omega}_M)$ .

W polu ( $0 \leq \bar{\omega}_M < \bar{\omega}_{M \max}$ ,  $0 \leq \bar{M}_M < \bar{M}_{M \max}$ ) pracy silnika hydraulicznego i hydrostatycznego układu napędowego, straty, moce strat i sprawności energetyczne różnych odmian pompy, o stałej lub o zmiennej wydajności, pracującej w układzie napędowym o różnych strukturach sterowania jego prędkości, przy różnych poziomach wydajności teoretycznej  $Q_{Pt}$  pompy lub przy różnych poziomach ciśnienia nominalnego  $p_n$  układu, bądź pompy pracującej w układzie z cieczą roboczą o zmieniającej się lepkości  $\nu$ , powinny być określane (i porównywane) w funkcji współczynnika  $\bar{Q}_p = Q_p / Q_{Pt}$  wydajności pompy i w funkcji współczynnika  $\bar{p}_{p2} = p_{p2} / p_n$  ciśnienia tłoczenia pompy wynikających z aktualnych wartości parametrów mechanicznych wymaganych przez napędzaną układem hydrostatycznym maszynę a więc ze współczynnika  $\bar{\omega}_M$  prędkości i ze współczynnika  $\bar{M}_M$  obciążenia silnika hydraulicznego, a także w funkcji stosunku  $\nu/\nu_n$  lepkości  $\nu$  cieczy roboczej do lepkości  $\nu_n$  odniesienia. O aktualnych wartościach współczynników  $\bar{Q}_p$  i  $\bar{p}_{p2}$  pracy pompy decydują aktualne wartości  $\bar{\omega}_M$  i  $\bar{M}_M$  pracy silnika hydraulicznego oraz strat energetyczne w silniku, w przewodach, a także straty wynikające z zastosowanej struktury sterowania prędkości silnika.

## 6. Badania pompy w warunkach niezależnych od układu napędowego

Badania strat, mocy strat i sprawności energetycznych pompy, wraz z określeniem współczynników  $k_i$  poszczególnych strat w pompie, są przeprowadzane w warunkach niezależnych od hydrostatycznego układu napędowego

W trakcie badania (samej pompy, niezależnie od układu napędowego) pompy o stałej wydajności (pompy z  $q_{Pt} = cte$ ), straty w niej występujące, moce strat i sprawności energetyczne należy określać (i porównywać) w funkcji współczynnika  $\bar{p}_{p2} = p_{p2} / p_n$  ciśnienia tłoczenia zmieniającego się w zakresie  $0 \leq \bar{p}_{p2} \leq 1$ . Należy wówczas również określać (i porównywać) przebieg współczynnika  $\bar{Q}_p$  wydajności pompy jako funkcję współczynnika  $\bar{p}_{p2}$  i stosunku  $\nu/\nu_n$  lepkości  $\nu$  cieczy roboczej do lepkości  $\nu_n$  odniesienia.

W pompie o stałej wydajności (z  $q_{Pt} = cte$ ), aktualne ciśnienie  $p_{p2}$  w jej przewodzie tłocznym jest wielkością niezależną, decydującą o stratach w pompie występujących, a także o aktualnej wydajności  $Q_p$  pompy i o aktualnym momencie  $M_p$  na wale pompy. Wielkością niezależną od pompy, decydującą o aktualnej wydajności  $Q_p$  pompy, jest również prędkość  $n_p$  silnika napędzającego pompę.

Aktualna wydajność  $Q_p$  pompy i aktualny moment  $M_p$  na wale pompy są w pompie (z  $q_{Pt} = cte$ ) wielkościami zależnymi.

W trakcie badania (samej pompy, niezależnie od układu napędowego) pompy o zmiennej wydajności (w zakresie ( $0 \leq q_{pgv} \leq q_{Pt}$ )), straty w niej występujące, moce strat i sprawności energetyczne należy określać w funkcji współczynnika  $\bar{Q}_p = Q_p / Q_{Pt}$  wydajności pompy i w funkcji współczynnika  $\bar{p}_{p2} = p_{p2} / p_n$  ciśnienia tłoczenia pompy zmieniającego się w zakresie  $0 \leq \bar{p}_{p2} \leq 1$ . Należy wówczas również określać (i porównywać) przebieg współczynnika  $\bar{Q}_{pmax}$  wydajności pompy jako funkcję współczynnika  $\bar{p}_{p2}$  i stosunku  $\nu/\nu_n$  lepkości  $\nu$  cieczy roboczej do lepkości  $\nu_n$  odniesienia.

W pompie o zmiennej wydajności (w zakresie ( $0 \leq q_{pgv} \leq q_{Pt}$ )) zmiany wydajności na obrót pompy), aktualna wydajność  $Q_p$  pompy i aktualne ciśnienie  $p_{p2}$  w jej przewodzie tłocznym są wielkościami niezależnymi, decydującymi o stratach w pompie występujących, o aktualnej wielkości wydajności  $q_{pgv}$  na obrót pompy (o aktualnej wielkości współczynnika  $b_p = q_{pgv}/q_{Pt}$  zmiany wydajności na obrót pompy) i o aktualnym momencie  $M_p$  na wale pompy. Wielkością niezależną od pompy jest również prędkość  $n_p$  silnika napędzającego pompę.

Aktualna wydajność  $q_{pgv}$  na obrót pompy (aktualny współczynnik  $b_p = q_{pgv}/q_{Pt}$  zmiany wydajności na obrót pompy) i aktualny moment  $M_p$  na wale pompy są wielkościami zależnymi.

## 7. Wnioski

**7.1** Dokładne symulacyjne określanie sprawności energetycznej pomp, silników hydraulicznych i układów napędu hydrostatycznego będzie umożli-

wione dzięki opracowaniu metod wyznaczania charakterystyk energetycznych pomp i silników hydraulicznych oraz zmodyfikowanych metod wyznaczania charakterystyk energetycznych hydrostatycznych układów napędowych o wybranej strukturze sterowania prędkości silnika hydraulicznego. Stanie się ono precyzyjnym narzędziem pracy projektanta układów napędowych maszyn i urządzeń. Umożliwi poszukiwanie rozwiązań energooszczędnych pomp i silników hydraulicznych, a także poszukiwanie i analizę energooszczędnych układów napędu i sterowania hydrostatycznego.

- 7.2 Proponuje się podjęcie tematu badawczego umożliwiającego poważne zmniejszenie zakresu kosztownych badań laboratoryjnych sprawności energetycznej pomp, silników hydraulicznych obrotowych i hydrostatycznych układów napędowych poprzez zastąpienie ich prostszymi badaniami laboratoryjnymi określającymi jedynie wybrane współczynniki strat w elementach, zastosowane następnie w modelach matematycznych i w programach symulacyjnych sprawności energetycznej pompy, silnika hydraulicznego lub hydrostatycznego układu napędowego, opisujących występujące w nich zjawiska fizyczne i moce poszczególnych strat. Modele i programy umożliwią określanie pola pracy, sprawności energetycznej w dowolnym punkcie pola pracy pompy, silnika hydraulicznego lub hydrostatycznego układu napędowego oraz względnej wartości mocy strat w pompie, w silniku hydraulicznym lub w układzie napędowym w okresie pracy nieobciążonej pompy, nieobciążonego silnika hydraulicznego lub nieobciążonego układu napędowego.

## Literatura

1. Paszota Z.: Moce strat energetycznych w elementach układów napędu hydrostatycznego – definicje, zależności, zakresy zmian, sprawności energetyczne. Część I – Silnik hydrauliczny. Rozdział w monografii pt.: „Badanie, konstrukcja, wytwarzanie i eksploatacja układów hydraulicznych” pod redakcją Andrzeja Medera i Adama Klicha. Biblioteka „Cylinder”. Centrum Mechanizacji Górnictwa KOMAG, Gliwice 2007, s. 99-120 (3 rys., bibliograf. 6 poz.).
2. Paszota Z.: Moce strat energetycznych w elementach układów napędu hydrostatycznego – definicje, zależności, zakresy zmian, sprawności energetyczne. Część II – Przewody, zespół sterowania dławieniowego, pompa. Rozdział w monografii pt.: „Badanie, konstrukcja, wytwarzanie i eksploatacja układów hydraulicznych” pod redakcją Andrzeja Medera i Adama Klicha. Biblioteka „Cylinder”. Centrum Mechanizacji Górnictwa KOMAG, Gliwice 2007, s. 121-139 (1 rys., bibliograf. 6 poz.).
3. Paszota Z.: Moce strat energetycznych w elementach układów napędu hydrostatycznego – definicje, zależności, zakresy zmian, sprawności energetyczne. Część I – Silnik hydrauliczny. Napędy i sterowanie, miesięcznik

- naukowo-techniczny nr 11 (103), Rok IX, Listopad 2007, s. 120-129 (rys. 3, bibliograf. 8 poz.).
4. Paszota Z.: Moce strat energetycznych w elementach układów napędu hydrostatycznego – definicje, zależności, zakresy zmian, sprawności energetyczne. Część II – Przewody, zespół sterowania dławieniowego, pompa. Napędy i sterowanie, miesięcznik naukowo-techniczny nr 12 (104), Rok IX, Grudzień 2007, s. 121-129 (rys.1, bibliograf. 8 poz.).
  5. Paszota Z.: Graficzne przedstawianie mocy strat energetycznych oraz mocy rozwijanych w elementach układu napędu i sterowania hydrostatycznego. Część I – Układy ze sterowaniem dławieniowym szeregowym prędkości silnika hydraulicznego obrotowego. Rozdział w monografii pt.: „Badanie, konstrukcja, wytwarzanie i eksploatacja układów hydraulicznych” pod redakcją Adama Klicha, Edwarda Palczaka i Andrzeja Medera. Biblioteka „Cylinder”. Centrum Mechanizacji Górnictwa KOMAG, Gliwice 2008, s. 121-139 (12 rys., bibliograf. 10 poz.).
  6. Paszota Z.: Graficzne przedstawianie mocy strat energetycznych oraz mocy rozwijanych w elementach układu napędu i sterowania hydrostatycznego. Część II – Układy ze sterowaniem dławieniowym równoległym i ze sterowaniem objętościowym prędkości silnika hydraulicznego obrotowego. Rozdział w monografii pt.: „Badanie, konstrukcja, wytwarzanie i eksploatacja układów hydraulicznych” pod redakcją Adama Klicha, Edwarda Palczaka i Andrzeja Medera. Biblioteka „Cylinder”. Centrum Mechanizacji Górnictwa KOMAG, Gliwice 2008, s. 141-159 (7 rys., bibliograf. 10 poz.).
  7. Paszota Z.: Kierunek wzrostu strumienia mocy w układzie napędu i sterowania hydrostatycznego. Graficzne przedstawianie mocy strat energetycznych oraz mocy rozwijanych w elementach układu – cz. I. Układy ze sterowaniem dławieniowym szeregowym prędkości silnika hydraulicznego obrotowego. Napędy i sterowanie, miesięcznik naukowo-techniczny nr 10(114), Rok X, Październik 2008, s. 142-152 (rys.13, bibliograf. 12 poz.).
  8. Paszota Z.: Kierunek wzrostu strumienia mocy w układzie napędu i sterowania hydrostatycznego. Graficzne przedstawianie mocy strat energetycznych oraz mocy rozwijanych w elementach układu – cz. II. Układy ze sterowaniem dławieniowym równoległym i ze sterowaniem objętościowym prędkości silnika hydraulicznego obrotowego. Napędy i sterowanie, miesięcznik naukowo-techniczny nr 11(115), Rok X, Listopad 2008, s. 116-125 (rys.7, bibliograf. 12 poz.).
  9. Paszota Z.: Graphical presentation of the power of energy losses and power developed in the elements of hydrostatic drive and control system. Part I – Rotational hydraulic motor speed series throttling control systems. Polish Maritime Research 3 (57) 2008, Vol. 15; s. 28-37 (rys.13, bibliogr. 12 poz.).
  10. Paszota Z.: Graphical presentation of the power of energy losses and power developed in the elements of hydrostatic drive and control system. Part II – Rotational hydraulic motor speed parallel throttling control and volumetric control systems. Polish Maritime Research 4 (58) 2008, Vol. 15; s. 21-29 (rys.7, bibliograf. 13 poz.).

## Niektóre przyczyny i skutki drgań elementów maszyn roboczych z napędem hydrostatycznym

Zygmunt Kudźma, Edward Palczak, Janusz Rutański, Michał Stosiak –  
Politechnika Wrocławska

**Streszczenie.** W opracowaniu przedstawiono podstawowe źródła drgań i hałasu w maszynach roboczych. Skupiono się na czynnikach hydraulicznych. Wskazano na negatywne skutki drgań. Zaprezentowano skuteczną metodę redukcji przyczyn nadmiernej hałaśliwości w postaci tłumika pulsacji ciśnienia.

### 1. Wprowadzenie

Ze względu na znane zalety hydrostatycznych układów napędowych ten rodzaj napędu dominuje w urządzeniach określanych ogólnie jako maszyny robocze ciężkie. Jako przykład można podać ładowarki, gdzie napęd osprzętu jest obecnie rozwiązany wyłącznie na drodze hydrostatycznej, podczas gdy w mechanizmie jazdy spotyka się zarówno rozwiązania hydrostatyczne, jak i hydromechaniczne z elementami hydrokinetycznymi.

W ostatnich latach zauważyć można intensywny rozwój różnego typu systemów sterowania wpływających na parametry stanów nieustalonych, jak i właściwości w ruchu ustalonym hydrostatycznych układów napędowych, szczególnie należy tu wymienić układy „load sensing” lub sterowane mikroprocesorowo w technice proporcjonalnej. Projektant układu napędowego, obok tak podstawowych parametrów jak moc wyjściowa, zakres prędkości elementu napędzanego, sprawność itd., stoi przed problemem zapewnienia określonych właściwości dynamicznych ze względu na specyfikę projektowanej maszyny. Kryteria oceny maszyn i urządzeń, a w szczególności maszyn z napędem hydrostatycznym, stawiane współcześnie, zostały ostatnio poszerzone o kryterium hałaśliwości ich pracy. Hydrostatyczne układy napędowe obok powszechnie znanych zalet mają też istotną wadę – są źródłem hałasu o stosunkowo wysokim poziomie, co może być czynnikiem dyskwalifikującym ten rodzaj napędu ze względu na przekroczenie normatywnych wartości hałasu (sukcesywnie obniżanych) określonych względami ergonomicznymi. Z tego też względu poprawnie skonstruowany układ obok założonych właściwości statycznych i dynamicznych powinien zapewnić możliwie najniższy poziom emitowanego hałasu [1].

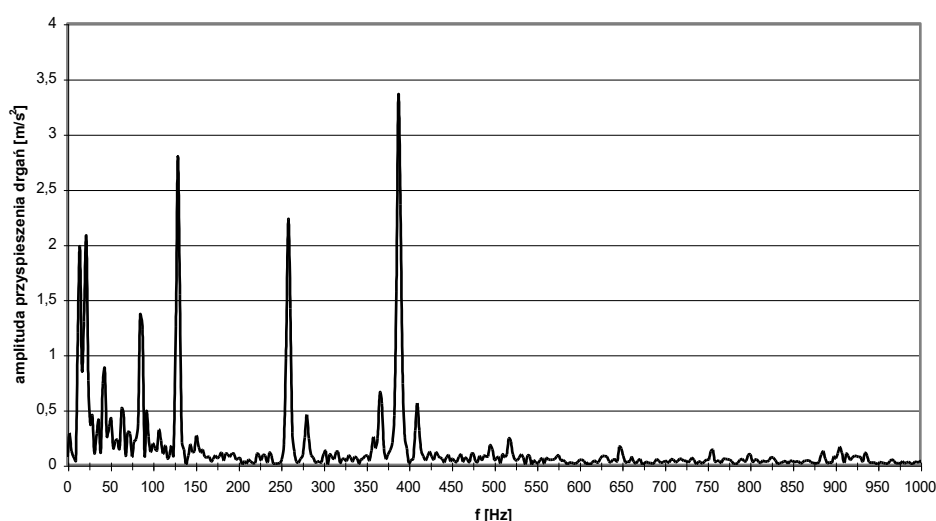
Ponadto pracująca maszyna robocza jest źródłem drgań mechanicznych o szerokim spektrum częstotliwości. Drgania te oddziałują na operatora znajdującego się w maszynie, wszystkie podzespoły i podukłady maszyny oraz pośrednio na otaczające środowisko. Występowanie tych drgań powodować może niejednokrotnie zakłócenia w pracy całego układu hydraulicznego maszyny mobilnej. Jako zakłócenie pracy takiego układu rozumie się pojawienie się zmian w widmie pulsacji ciśnienia. To prowadzić może m.in. do zmniejszenia dokładności pozycjonowania organów wykonawczych, nierównomierności pracy, skrócenia czasu eksploatacji maszyny oraz wzrostu niekiedy poziomu emitowanego hałasu.



W monografii przedstawiono niektóre przyczyny powstawania drgań i hałasu maszyn roboczych ciężkich oraz wskazano problemy redukcji hałasu emitowanego przez te maszyny ze szczególnym uwzględnieniem hałasu infradźwiękowego i szerzej hałasu niskoczęstotliwościowego.

## 2. Identyfikacja źródeł drgań i hałasu

Wśród źródeł drgań maszyny roboczej wymienić można m.in.: niewyrównoważenie elementów wirujących, nierówności podłoża po którym porusza się maszyna, zjawiska związane z przepływem czynnika roboczego w układach roboczych (pneumatycznych lub hydraulicznych) czy zmienność obciążeń. Jako przykład podaje się widmo przyspieszenia drgań wózka widłowego (pomiar własne) – rysunek 1. Wyniki badań drgań jednoznacznie wskazują na występowanie drgań o częstotliwości od kilku do ponad 100 Hz i znacznej amplitudzie.



Rys.1. Widmo amplitudowo-częstotliwościowe przyspieszenia drgań płyty montażowej wózka widłowego. Prędkość obrotowa silnika napędowego 800 obr/min

Drgania te oddziałują na zawory hydrauliczne, w które wyposażone są również maszyny górnicze, rolnicze, budowlane oraz wytwórcze. Powodować one mogą wzbudzenie się drgań elementów sterujących (np. suwak, grzybek, kulka itp.) wybranych zaworów w szczególności w przypadku, gdy częstotliwość zewnętrznych drgań mechanicznych jest zbliżona do częstotliwości drgań własnych elementu sterującego zaworu [2]. Ponadto autorzy pracy [3] wskazują, że przyczyną drgań grzybka zaworu wzniosowego może być występująca kawitacja, przy czym podkreślają oni, że drganiom grzybka w zasadzie nie towarzyszą drgania korpusu zaworu.

Wzbudzanie hałasu w układzie hydraulicznym może odbywać się w dwójaki sposób:

- bezpośrednio – źródło hałasu wywołuje zmiany ciśnienia w otaczającym je powietrzu; przykładem takiego źródła hałasu może być wirnik wentylatora w silniku elektrycznym napędzającym pompę;
- pośrednio – czasowo zmienne siły pobudzają do drgań elementy układu hydraulicznego; na skutek drgań powierzchni tych elementów występuje emisja hałasu [4].

Decydujące znaczenie w układzie hydraulicznym ma hałas powstający na drodze pośredniej.

Zmienne siły działające na elementy układu hydraulicznego powstają na skutek pulsacji ciśnienia, powiązania w sposób mechaniczny elementów układu hydraulicznego, które realizowane jest za pośrednictwem przewodów i wspólnego zamocowania. Wzbudzenie drgań pojedynczego elementu np. zaworu pochodzi z oddziaływania cieczy i powoduje drgania elementów z nim połączonych. Zjawisko pulsacji ciśnienia jest konsekwencją, z jednej strony, okresowo zmiennego natężenia przepływu czynnika roboczego, co wynika z cyklicznego charakteru pracy elementów wyporowych pomp, z drugiej strony jest to skutek wymuszeń zewnętrznych w postaci drgań mechanicznych działających na elementy układu hydraulicznego mocowane do różnego typu konstrukcji nośnych np. rama ładowarki.

Innym źródłem występowania pulsacji ciśnienia w układzie hydraulicznym jest zmienny charakter obciążeń silnika hydraulicznego oraz rozruch i hamowanie (stany nieustalone). Pulsacje ciśnienia w układach napędowych wywołane zmiennym obciążeniem systemów roboczych występują w niskim paśmie częstotliwości, tj. 0,5 do 10 Hz (zakres infradźwięków). Natomiast pulsacje pochodzące od pompy zawierają się w paśmie częstotliwości od 50 do 1500 Hz, a nawet więcej.

### 3. Badania doświadczalne

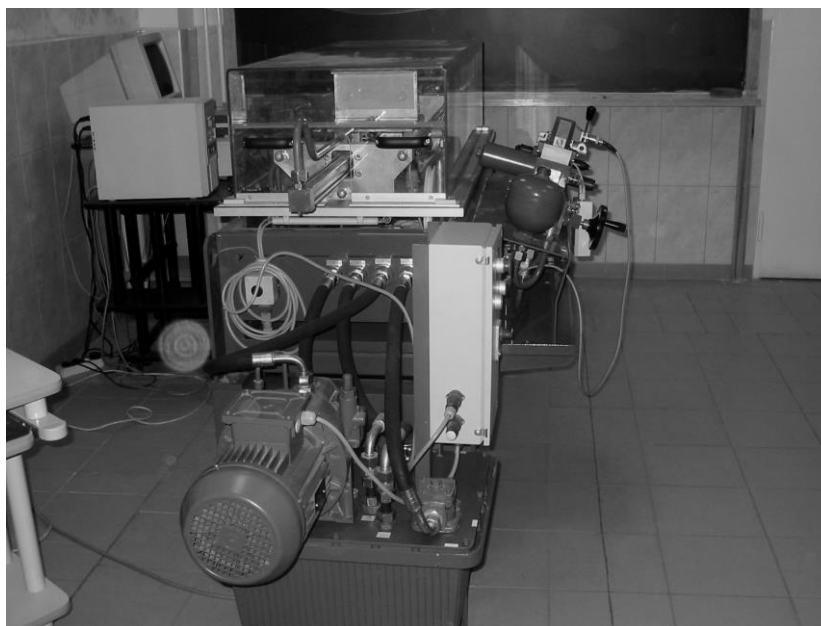
Celem ustalenia wpływu zewnętrznych drgań mechanicznych na zmiany w widmie pulsacji ciśnienia w zadanym układzie hydraulicznym przeprowadzono badania. Jako źródła zewnętrznych drgań mechanicznych użyto symulatora liniowego napędu hydrostatycznego – rysunek 2, wyposażonego m.in. we wzmacniacz elektrohydrauliczny, jest on w stanie generować drgania mechaniczne o częstotliwości do 100 Hz.

Symulator liniowego napędu hydrostatycznego Hydropax ZY25 jest urządzeniem badawczym układu napędowego o ruchu posuwisto-zwrotnym – rysunek 3. Urządzenie to umożliwia odzwierciedlenie rzeczywistych warunków pracy urządzeń z tego rodzaju napędem.

W skład symulatora ZY25 wchodzi trzy podstawowe podzespoły [5]:

- część hydrauliczna,

- urządzenie sterujące SYHCE 1,
- program sterujący HCE 1.



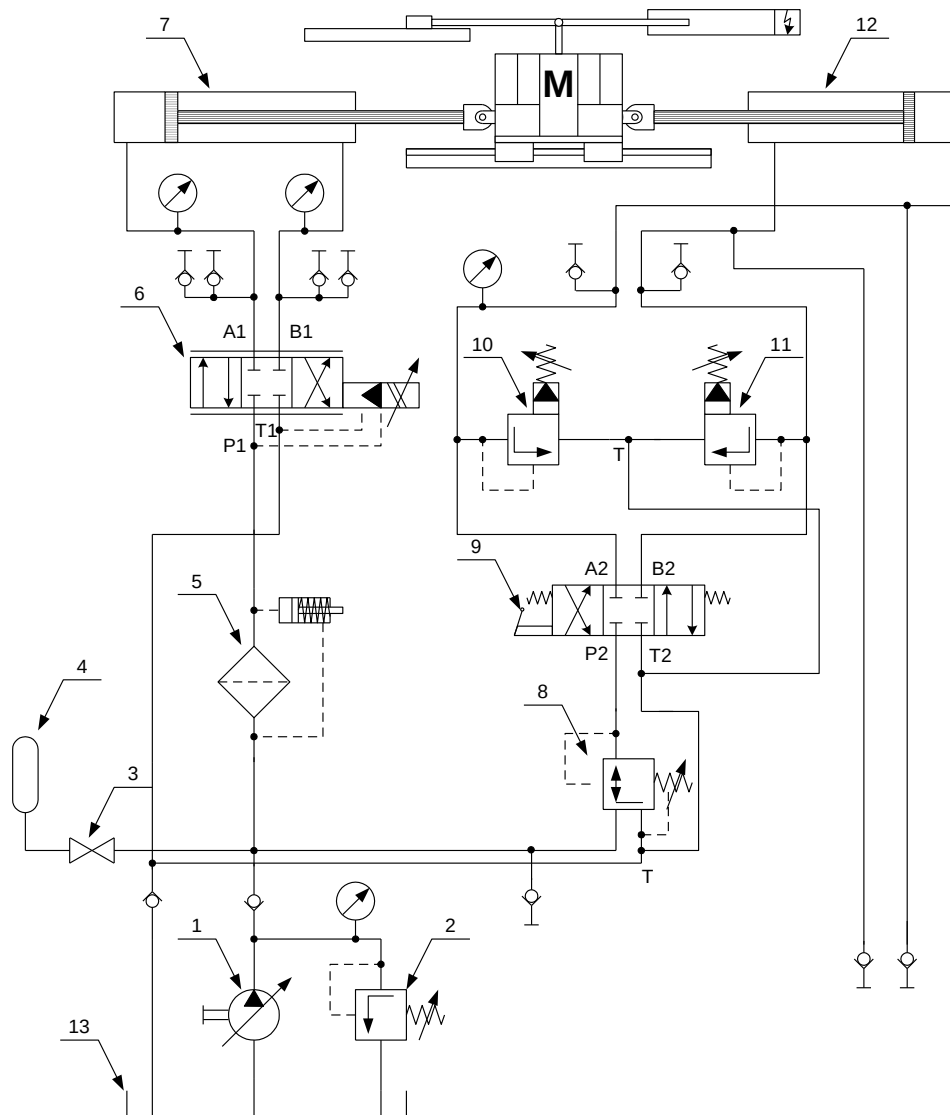
Rys.2. Fotografia symulatora hydraulicznego

Do części hydraulicznej należą do następujące elementy:

1. Pompa PV7-16/20 – pompa łopatkowa zmiennej wydajności charakteryzująca się następującymi danymi:
  - maksymalne ciśnienia pracy  $p_{\max} = 16 \text{ MPa}$ ,
  - maksymalne natężenie przepływu  $Q_{\max} = 29 \text{ dm}^3/\text{min}$ ,
  - zakres prędkości obrotowej  $n_{\min} - n_{\max} = 900\text{-}1800 \text{ obr/min}$ .
2. Wzmacniacz elektrohydrauliczny 4WSE2EM10-45 – dwustopniowy ze zintegrowaną elektroniką, w którym pierwszy stopień stanowi dysza-przesłona, a drugi czterokrawędziowy suwak sterujący. Wzmacniacz ten posiada ponadto mechaniczne sprzężenie zwrotne. Do charakterystycznych parametrów opisujących wzmacniacz elektrohydrauliczny należą:
  - nominalne natężenie przepływu cieczy  $Q_{\text{nom}} = 45 \text{ dm}^3/\text{min}$ ,
  - histereza  $\leq 2,5\%$ ,
  - zakres temperatur pracy od  $-20$  do  $80^\circ\text{C}$ ,
  - zakres ciśnień pracy od  $1$  do  $31,5 \text{ MPa}$ .

Ponadto pozostałe elementy symulatora to:

- siłownik roboczy CDE 160-32/22-500,
- siłownik hamujący CDE 160-32/22-400,
- rozdzielacz 4WMM 6 E53,
- zawór redukcyjny ZDR6DP1.



Rys.3. Schemat układu hydraulicznego symulatora HYDROPAX ZY25

1 – pompa, 2 – zawór bezpieczeństwa, 3 – zawór odcinający, 4 – akumulator, 5 – filtr oleju, 6 – wzmacniacz elektrohydrauliczny, 7 – siłownik roboczy, 8 – zawór różnicowy, 9 – rozdzielacz 4/3, 10, 11 – zawór przelewowy, 12 – siłownik hamujący (przeciwsilownik), 13 zbiornik [5]

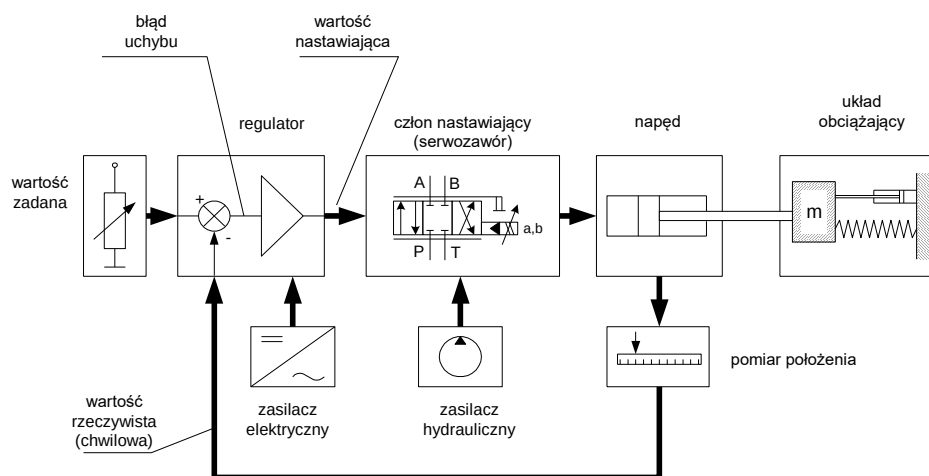
Sterowanie pracą symulatora odbywa się za pomocą urządzenia sterującego SYHCE1, które obsługiwane jest przez program sterujący HCE 1 produkcji firmy Mannesmann-Rexroth. W programie tym wybierane są rodzaje i parametry regulacji. Za pomocą programu HCE 1 dokonać można wyboru rodzaju regulacji symulatora. Wyboru dokonać można spośród dwóch głów-

nych rodzajów regulacji: regulacja położenia i regulacja siły. Po dokonaniu wyboru regulacji istnieje możliwość wyboru parametrów regulacji – do dyspozycji są regulatory:

- regulator proporcjonalny P,
- regulator całkujący I,
- regulator różniczkujący D.

W przypadku regulatora P możliwa jest zmiana wartości współczynnika wzmocnienia w zakresie od 0,1 do 500 V/V. W pozostałych regulatorach (I oraz D) zmianie ulegać może czas całkowania  $T_i$  i różniczkowania  $T_d$  w przedziale od 5 do 500 ms.

Rysunek 4 przedstawia schemat blokowy omawianego symulatora, jako układu regulacji położenia.

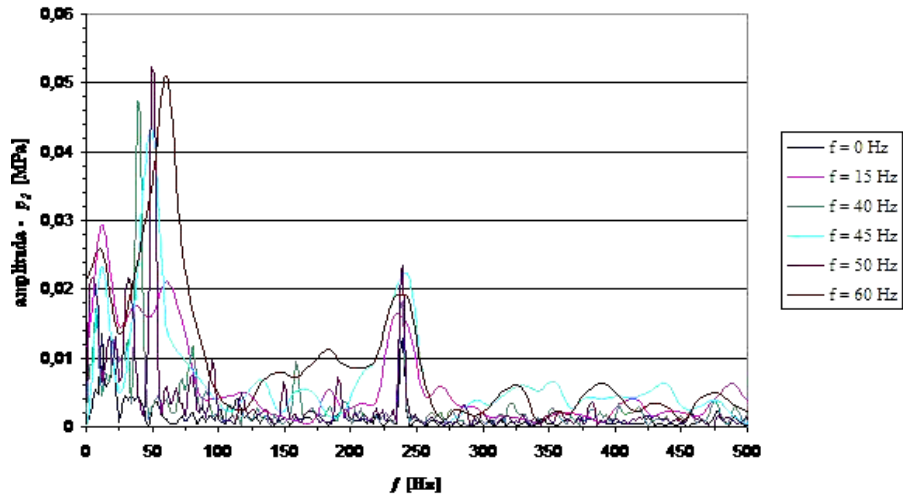


Rys.4. Schemat blokowy symulatora hydraulicznego jako układu regulacji położenia

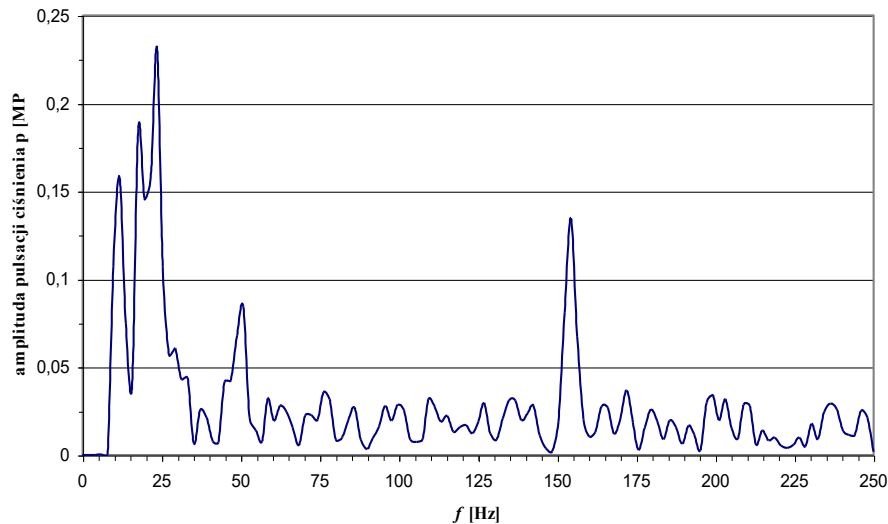
Zbiorczy wykres widma amplitudowo-częstotliwościowego pulsacji ciśnienia w układzie hydraulicznym z drgającym rozdzielaczem proporcjonalnym przedstawiono na rysunku 5.

Na rysunku 5 wyraźnie widać występowanie składowych widma o częstotliwościach odpowiadających częstotliwościom zewnętrznych drgań mechanicznych. Ponadto występuje tu składowa pochodząca od pulsacji wydajności pompy zasilającej układ badanego rozdzielacza. Prędkość obrotowa tej pompy oraz liczba jej elementów wyporowych wskazują, że składowa ta pojawi się przy częstotliwości około 242 Hz. Zatem na rysunku 5 przedstawia się powstawanie pulsacji ciśnienia spowodowanej zewnętrznymi drganiami mechanicznymi działającymi na zawór.

Również przebieg ciśnienia w trakcie rozruchu układu hydraulicznego mechanizmu obrotu żurawia samochodowego wskazuje, że istotne amplitudy pulsacji ciśnienia zawierają się w granicach 5÷25 Hz i 160 Hz – rysunek 6.



Rys.5. Widmo amplitudowo-częstotliwościowe pulsacji ciśnienia w układzie hydraulicznym z rozdzielaczem proporcjonalnym wymuszonym z częstotliwością  $f = 0, 15, 40, 45, 50$  i  $60$  Hz. Ciśnienie średnie  $2$  MPa, średnie natężenie przepływu  $6,5$  dm<sup>3</sup>/min.



Rys.6. Widmo amplitudowo-częstotliwościowe pulsacji ciśnienia podczas procesu rozruchu przekładni hydrostatycznej mechanizmu obrotu żurawia samochodowego z udziałem zaworu przelewowego

Pierwszy zakres wynika z właściwości rezonansowych zaworu przelewowego i częstotliwości własnej mechanizmu obrotu, według zależności [6]:

$$f = \frac{1}{2\pi} \frac{q_s}{\sqrt{\frac{V_u}{B_z} I_{zr}}} \quad (1)$$

gdzie:

$q_s$  – chłonność właściwa silnika hydraulicznego,

$V_u$  – objętość początkowa cieczy w przewodach,

$B_z$  – zastępczy moduł sprężystości objętościowej uwzględniający odkształcalność cieczy i przewodów,

$I_{zr}$  – zredukowany masowy moment bezwładności.

Częstotliwość 160 Hz odpowiada podstawowej harmonicznnej wahań wydajności pompy wyporowej wynikającej z ilości elementów wyporowych z i prędkości obrotowej  $n$  wału pompy.

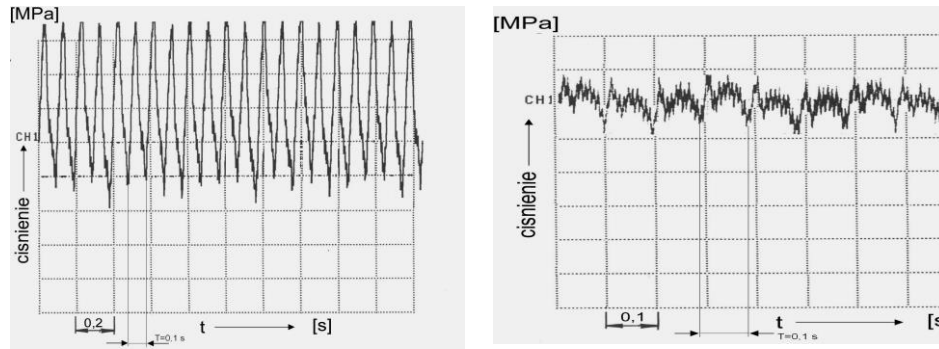
Tak powstałe pulsacje ciśnienia propagują poprzez ciecz i przewody do odległych punktów układu hydraulicznego, a zespół zjawisk polegających na wzajemnym oddziaływaniu cieczy i struktury układu nazywa się powszechnie w literaturze światowej mianem Fluid Structure Interaction (FSI).

#### 4. Redukcja pulsacji ciśnienia

Negatywne skutki powodowane przez pulsację ciśnienia oraz rosnące wymagania stawiane maszynom i urządzeniom wyposażonym w układy hydrauliczne zmuszają projektantów takich obiektów do redukcji pulsacji ciśnienia. Realizować to można metodami czynnymi lub biernymi.

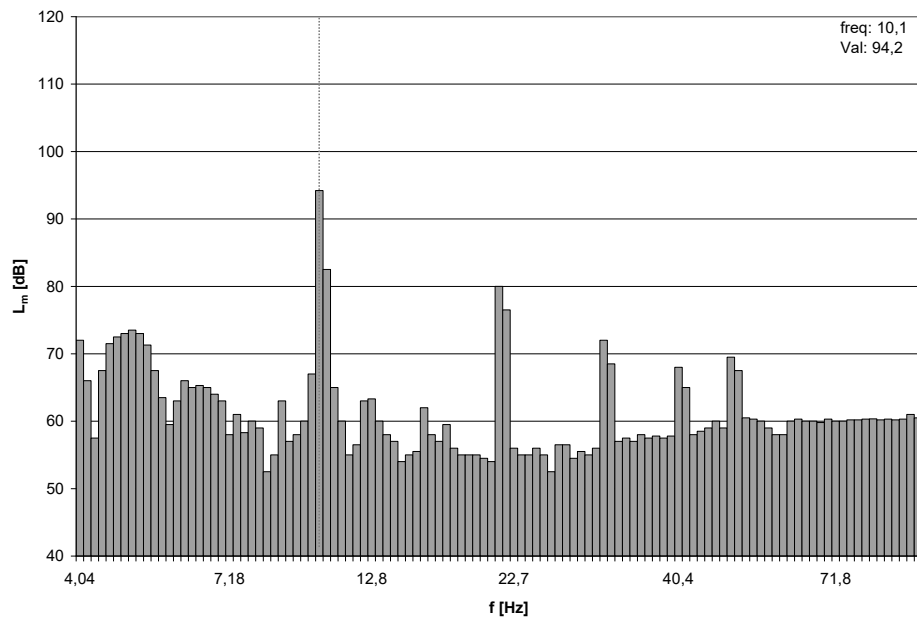
Redukcji amplitud pulsacji ciśnienia generowanych przez pompy wyporowe w zakresie częstotliwości wymuszeń większych od 150 Hz dokonują się za pomocą tłumików biernych. Zasada działania tłumików biernych opiera się na interferencji fali ciśnienia pochodzącej od pompy z falą ciśnienia odbitą od tłumika i biegnącą w kierunku przeciwnym [7, 8, 9]. Na wartość amplitud wahań ciśnienia można też wpływać poprzez geometrię przewodów hydraulicznych zasilających układ, uzyskując efekt zwiększania lub obniżenia amplitud pulsacji ciśnienia, w danej częstotliwości, w zależności od długości przewodów [10].

Natomiast w celu redukcji amplitud pulsacji ciśnienia w zakresie niskich częstotliwości zastosować można tłumik czynny, którego konstrukcja opisana jest w opisie patentowym [11]. Istota działania tłumika sprowadza się do przejścia wymuszeń wahań wydajności, które to wahania są przyczyną wzbudzenia pulsacji ciśnienia występującej w układzie. Wymuszenia związane z wahaniami wydajności a w konsekwencji ciśnienia przejmowane są przez układ: ruchomy tłok z tłoczyskiem-sprężyną hydropneumatyczna. Z analizy modelu matematycznego (nie zamieszczonego w referacie) wynika, że dobór parametrów tłumika sprowadza się do zapewnienia warunku równości częstotliwości rezonansowej  $f_r$  układu tłok – sprężyna hydropneumatyczna, z częstotliwością wymuszeń  $f_w$  pulsacji ciśnienia, generowanej w układzie. Przeprowadzono badania doświadczalne nad skutecznością działania wyżej wymienionego tłumika w procesie redukcji pulsacji ciśnienia, potwierdziły celowość jego zastosowania. Przykładowe wyniki badań doświadczalnych prezentuje rysunek 7.



Rys.7. Przebieg pulsacji ciśnienia w układzie hydraulicznym. Częstotliwość wymuszeń pulsacji ciśnienia wzbudnikiem impulsu  $f_w = 10$  Hz. Ciśnienie tłoczenia  $p_t = 16$ , CH1 – układ bez tłumika, CH2 – układ z tłumikiem

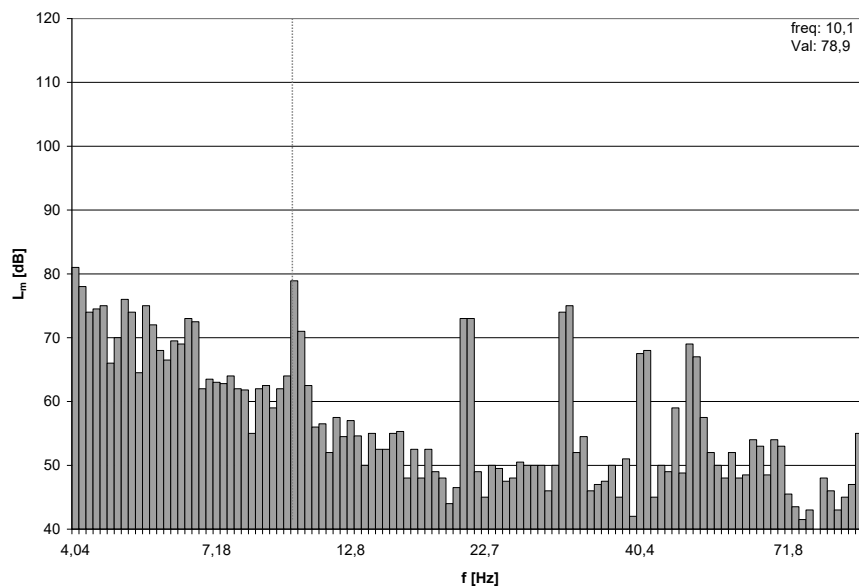
Analizę wąskopasmową pulsacji ciśnienia przedstawiono na rysunkach 8 i 9.



Rys.8. Analiza wąskopasmowa pulsacji ciśnienia w układzie hydraulicznym bez tłumika czynnego. Częstotliwość wymuszeń pulsacji ciśnienia wzbudnikiem impulsów  $f_w = 10$  Hz. Ciśnienie tłoczenia  $p_t = 16$  MPa

Uzyskano znaczącą redukcję amplitud dominujących składowych pulsacji ciśnienia. Skutkować to będzie redukcją amplitud drgań oraz generowanego hałasu.





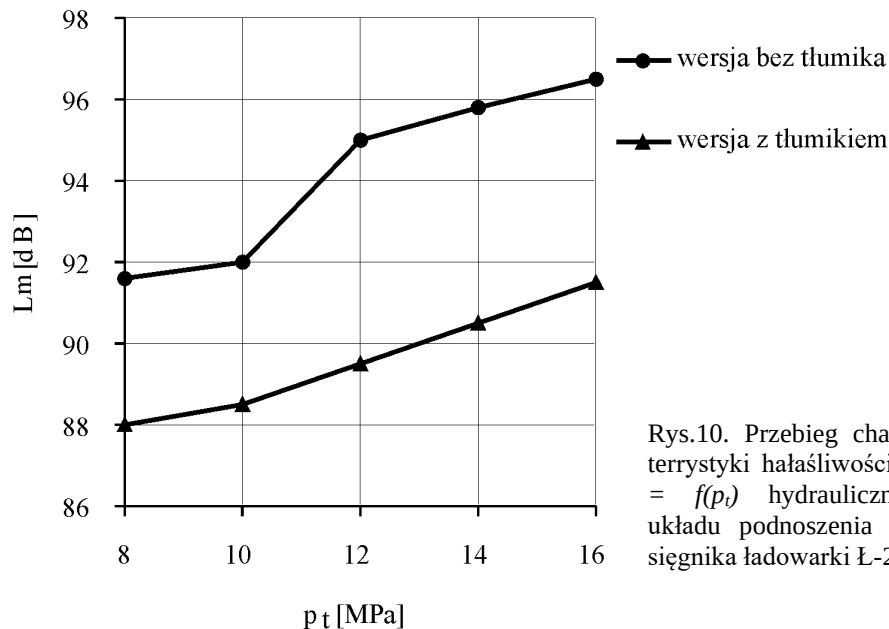
Rys.9. Analiza wąskopasmowa pulsacji ciśnienia w układzie hydraulicznym z tłumikiem czynnym. Częstotliwość wymuszeń pulsacji ciśnienia wzbudnikiem impulsów  $f_w = 10$  Hz. Ciśnienia tłoczenia  $p_t = 16$  MPa

## 5. Wnioski

Przedstawione rezultaty badań literaturowych i własnych świadczą o występowaniu w maszynach mobilnych drgań mechanicznych o szerokim spektrum, w tym również poniżej 100 Hz. Drganiom tym poddawane są również zawory hydrauliczne. W wyniku tego powodowane są zmiany w widmie amplitudowo-częstotliwościowym pulsacji ciśnienia w układzie hydraulicznym z badanym zaworem. Zmiany te obserwować można również w zakresie niskich częstotliwości (rys. 4). Tłumaczyć to należy tym, że częstotliwości zewnętrznych drgań mechanicznych zbliżone są niekiedy do częstotliwości drgań własnych elementów sterujących, np. suwaka. Powstające w ten sposób pulsacje ciśnienia mogą być transmitowane od miejsca powstawania (drgającego zaworu hydraulicznego) na dalsze elementy układu i maszyny poprzez przewody hydrauliczne. Ponadto przyczynić się mogą do zmniejszenia precyzji ruchu organów roboczych, nierównomierności ich pracy i mogą być przyczyną skrócenia okresu eksploatacji.

Zaprezentowano koncepcję redukcji pulsacji ciśnienia w zakresie niskich częstotliwości wymuszeń za pomocą specjalnej konstrukcji tłumika czynnego, szerzej opisanego w [11]. Przeprowadzono badania doświadczalne skuteczności zaprezentowanego tłumika w procesie obniżenia amplitud pulsacji ciśnienia. Najwyższą skuteczność stwierdzono w przypadku gdy częstość własna tłumika pokrywa się z częstością wymuszeń, która ma ulec redukcji.

W celu minimalizacji przenoszenia się zewnętrznych drgań mechanicznych podłoża na zawory hydrauliczne można zastosować m.in. izolatory drgań. Inny sposób skutecznej redukcji pulsacji ciśnienia zarówno w niskich częstotliwościach ( $< 100$  Hz) jak i w wyższych (150-350 Hz) można uzyskać, stosując dodatkowo kompaktowy tłumik pulsacji ciśnienia [11, 12]. Efekt akustyczny zamontowania tłumika czynnego obrazuje rysunek 10.



Rys.10. Przebieg charakterystyki hałasowości  $L_m = f(p_t)$  hydraulicznego układu podnoszenia wysięgnika ładowarki Ł-200

## Literatura

1. Dyrektywa nr 98/37/WE.
2. Stosiak M.: Wpływ drgań mechanicznych podłoża na pulsację ciśnienia w układzie hydraulicznym. *Hydraulika i Pneumatyka* 3/2006.
3. Tsukiji T., Yang H., X. Fu, H. Gao: Numerical and experimental investigation of cavitating flow within hydraulic poppet valve. 3. Internationales Fluidtechnisches Kolloquium. Aachen 2002.
4. Kollek W., Kudźma Z., Rutański J.: Hałas maszyn budowlanych z napędem hydrostatycznym. *Przegląd Mechaniczny* nr 1, 2006 r., s. 41÷45.
5. Dokumentation SYHCE-1-1X. Mannesmann Rexroth. 1995.
6. Kudźma Z.: Porównanie napędów hydrostatycznych z silnikiem szybko i wolnoobrotowym. *Sterowanie i Napęd Hydrauliczny* nr 1, 1989, s. 12÷14.
7. Kollek W., Kudźma Z.: Passive und aktive Methoden der Druckpulsation und Lärminderung in Hydrostatischen Systemen. II Deutsch – Polnisches Seminar Innovation und Fortschritt in der Fluidtechnik, Warszawa 1997.

8. Kudźma Z.: Tłumik pulsacji ciśnienia o przestrajalnej częstotliwości własnej. Czynniki stymulujące rozwój maszyn i systemów hydraulicznych. Konferencja naukowo-techniczna. Wrocław-Szklarska Poręba, 3-6.X.2001. Wrocław. Oficyna Wydawnicza Politechniki Wrocławskiej.
9. Kudźma Z.: Bierny tłumik pulsacji ciśnienia typu odgałęźnego. Hydraulika i Pneumatyka nr 6/2006.
10. Kudźma Z.: Właściwości dynamiczne przewodów hydraulicznych. Hydraulika i Pneumatyka nr 6/2005.
11. Kudźma Z., Kollek W., Rutański J.: Czynny tłumik pulsacji ciśnienia. Opis patentowy PL 165398.
12. Kollek W., Kudźma Z., Rutański J., Stosiak M.: Redukcja hałasu nisko i wysokoczęstotliwościowego w układach hydrostatycznych. Przegląd Mechaniczny 4/2007.

## **Możliwości zastosowania multiplikującej przekładni hydrostatycznej o zmiennym przełożeniu w małych elektrowniach wodnych**

**Adam Myszkowski** – Politechnika Poznańska

**Streszczenie.** W monografii przedstawiono stosowane obecnie sposoby przekazywania napędu z wolnoobrotowych turbin i kół wodnych na generatory elektryczne. Wskazano perspektywy i możliwości techniczne rozwoju elektrowni wodnych na mikropadach (poniżej 3 m). Przedstawiono koncepcję zastosowania multiplikującej przekładni hydrostatycznej o zmiennym przełożeniu, umożliwiającą sterowanie przełożeniem w zależności od prędkości turbiny lub koła wodnego. Wskazano wady i zalety hydrostatycznej przekładni do przeniesienia napędu w energetyce wodnej. Przedstawiono wnioski dotyczące dalszych prac badawczych. Zaproponowane rozwiązanie może znacząco zwiększyć efektywność Małych Elektrowni Wodnych w zakresie mikropadów.

### **1. Wstęp**

Obecnie obserwuje się wzrost liczby Małych Elektrowni Wodnych (MEW). W okresie międzywojennym w Polsce funkcjonowało około 6500 siłowni wodnych [1]. W 1954 r., jak podaje Urząd Regulacji Energetyki, Centralny Zarząd Elektryfikacji Rolnictwa zewidencjonował na terenie Polski 6330 czynnych i 800 nieczynnych siłowni wodnych [1]. Oczywiście tylko część z nich stanowiły elektrownie, ale wszystkie te obiekty wykorzystywały mniejsze lub większe konstrukcje piętrzące. Obecnie w Polsce zainstalowana moc elektrowni wodnych, bez szczytowo-pompowych, podwoiła się w stosunku do roku 1970 i wynosi około 700 MW, a w budowie jest dalszych 98 MW [12].

Znaczącym problemem technicznym pojawiającym się w budowie małych elektrowni wodnych jest przeniesienie napędu tak, aby zapewnić stałą prędkość obrotową na wale generatora. Rozwiązaniem tego problemu może okazać się zastosowanie przekładni hydrostatycznych, które umożliwiają bezstopniowe zmiany przełożeń oraz przenoszenie znacznych mocy przy niewielkich wymiarach.

### **2. Charakterystyka i podstawowe parametry małych elektrowni wodnych**

Rozpatrując problematykę rozwoju hydroenergetyki, należy rozróżnić tak zwaną Dużą i Małą Energetykę Wodną. Granica między nimi określona jest zainstalowaną mocą. W Polsce przyjęto za górną granicę Małych Elektrowni Wodnych (MEW) moc 5 MW. Aktualnie pracuje około czterystu Małych Elektrowni Wodnych, o średniej mocy zainstalowanej rzędu 100 kW oraz około dwustu MEW o mocach większych. Teoretyczne zasoby wodno energetyczne Polski zostały obliczone w latach 60, w oparciu o metodykę Światowej Rady Energetyki i wynoszą dla średniego roku hydrologicznego około 12 TWh/rok. Potencjał techniczny polskich rzek wykorzystywany jest w granicach 20%, a pracujące hydroelektrownie, wytwarzają średnio rocznie około 2,2 TWh [12].

Największym ograniczeniem rozwoju hydroenergetyki w Polsce jest równinne ukształtowanie terenu, które sprawia, że większość istniejących lub możliwych do uzyskania spiętrzeń wody nie przekracza kilku metrów. Przy tak małych różnicach poziomu wody, uzyskiwane ciśnienia nie pozwalają na zastosowanie wysokoobrotowych turbin. Wymusza to więc zastosowanie wolnoobrotowych turbin Francisa lub Kaplana, których prędkości obrotowe wynoszą od około 40 do ponad 150 obr/min [1, 2, 3], lub kół wodnych których prędkości obrotowe wahają się w granicach: 5÷30 obr/min [3]. Pomimo relatywnie niskiego kosztu budowy kół wodnych i ich sprawności dochodzącej do 80% w elektrowniach wykorzystuje się głównie turbiny ze względu na ich wyższe prędkości obrotowe, a co za tym idzie, łatwiejsze sprzężenie z generatorami energii elektrycznej.

Budowa specjalnych generatorów mogących pracować przy niewielkich prędkościach obrotowych jest bardzo kosztowna i nieopłacalna przy mocach rzędu kilku czy kilkudziesięciu kW. Stosuje się zatem typowe generatory asynchroniczne o prędkościach 750, 1000, 1500 lub 3000 obr/min, przy czym przeniesienie napędu do generatora odbywa się poprzez zębate lub pasowe przekładnie multiplikujące, których sprawności wynoszą 70÷95%. Ponadto dla zapewnienia prawidłowej synchronizacji generatora z siecią energetyczną konieczne jest utrzymanie jego stałej prędkości obrotowej, co skutkuje koniecznością utrzymania stałej prędkości obrotowej turbiny lub koła wodnego. Sprawność silników wodnych jest uzależniona od dostosowania ich prędkości obrotowej do różnicy poziomów wody przed i za turbiną (spadu). Z pewnym przybliżeniem zależność optymalnej prędkości obrotowej do spadku można określić wzorem [3]:

$$n' = n \cdot \sqrt{\frac{H'}{H}} \quad (1)$$

gdzie:

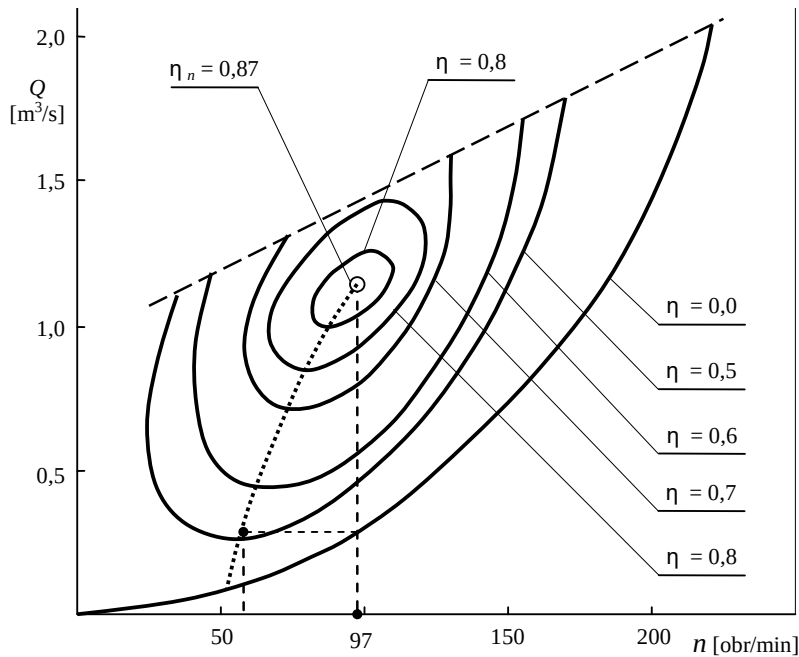
$H$  – spad nominalny na który została zaprojektowana turbina,

$H'$  – spad rzeczywisty,

$n$  – nominalna prędkość obrotowa turbiny,

$n'$  – optymalna prędkość obrotowa turbiny.

Podstawową charakterystyką określającą cechy turbin jest pagórek sprawności (charakterystyka uniwersalna) [3], przedstawiająca wszechstronne cechy turbiny we wszystkich jej stanach ruchu przy niezmiennym spadzie (rys. 1). Z przedstawionej charakterystyki można jednoznacznie wywnioskować, że dla optymalnej eksploatacji turbiny przy różnych natężeniach przepływu, należy dostosowywać jej prędkość obrotową do aktualnego natężenia przepływu wody. W przypadku zastosowania przekładni o stałym przełożeniu jest to niemożliwe, więc sprawność pracy turbiny znacznie spada, a w pewnych przypadkach (sprawność bliska wartości zero) istnieje konieczność wyłączenia turbiny z eksploatacji. Zmiana wartości przełożenia może w takim przypadku pozwolić na pracę turbiny ze sprawnością dochodzącą do 50%, bez ryzyka spadku prędkości generatora do prędkości podsynchronicznej, a więc nieprzerwaną produkcję energii.



Rys.1. Pagórek sprawności turbiny wodnej [3]

Utrzymanie poziomu wody przed obiektem hydrotechnicznym (górnej wody) jest określone poprzez prawo wodne, natomiast zmienne warunki hydrologiczne (pory roku, opady, topniejące śniegi) wpływają na zmiany poziomu lustra wody za obiektem hydrotechnicznym (dolnej wody). Zmieniają się zatem warunki pracy turbiny lub koła wodnego związane zarówno z różnicą poziomów, jak i natężeniem przepływu wody. Konieczne jest więc poszukiwanie odpowiedniego układu przeniesienia napędu, dającego możliwość dostosowania prędkości obrotowej turbiny lub koła wodnego dla zachowania możliwie wysokiej sprawności. Celowe jest więc opracowanie multiplikującej przekładni mogącej przenosić znaczne moce i zapewniającej bezstopniową zmianę przełożenia.

### 3. Perspektywy rozwoju Małych Elektrowni Wodnych na mikrospadach

W Polsce zagwarantowany jest odbiór energii elektrycznej wytworzonej ze źródeł odnawialnych [1]. Funkcjonuje ponadto obrót Świadczeniami Pochodzenia Energii, co sprawia, że całkowity przychód uzyskiwany za jednostkę energii elektrycznej wyprodukowanej przez elektrownie wodne jest ponad dwukrotnie wyższy niż uzyskany w elektrowniach wykorzystujących konwencjonalne źródła energii. Dużą zaletą hydroelektrowni jest także to, że mogą produkować energię niemal bez przerwy, co zwiększa ich atrakcyjność ekonomiczną i stabilizuje system energetyczny, w odróżnieniu od elektrowni wiatrowych. Efektem tego jest coraz większe zainteresowanie inwestycjami w MEW.

Ukształtowanie terenu Polski ogranicza budowę efektywnych elektrowni wodnych wykorzystujących znaczne spadki, wymuszając poszukiwania miejsc, w których spadki nie przekraczają kilku metrów. Największe perspektywy rozwoju mają więc Małe Elektrownie Wodne budowane na małych spiętrzeniach wodnych łączących funkcje melioracyjne i hydroenergetyczne. Możliwe do uzyskania moce na takich spiętrzeniach nie przekraczają zwykle kilkudziesięciu kilowatów, co wymaga rozwiązań gwarantujących niskie koszty budowy i eksploatacji (bezobsługowość). W lokalizacjach takich występują często znaczne zmiany wartości przepływów i spadków wody, których przyczyną mogą być nie tylko pory roku, ale nawet opady atmosferyczne.

Lokalizacje takie wymagają więc zastosowania wolnoobrotowych silników wodnych, możliwie tanich przekładni multiplikujących o zmiennym przełożeniu i tanich generatorów. Jako silniki wodne można stosować wolnoobrotowe turbiny Kaplana, Francisa lub koła wodne. Te ostatnie mogą pracować nawet na spadach rzędu 0,4 m [3].

#### **4. Generatory elektryczne stosowane w Małych Elektrowniach Wodnych**

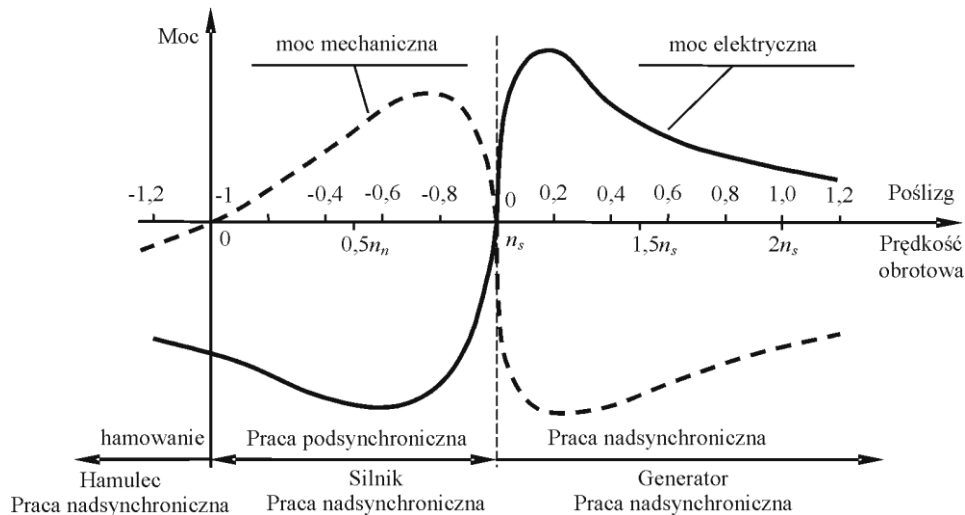
W małych elektrowniach wodnych stosowane są dwa rodzaje generatorów elektrycznych:

- prądnice asynchroniczne (indukcyjne) trójfazowe prądu przemiennego,
- prądnice synchroniczne trójfazowe prądu przemiennego.

Prądnice synchroniczne instalowane w Małych Elektrowniach Wodnych umożliwiają stabilną pracę elektrowni w sieci ogólnej lub wydzielonej. W przypadku odcięcia takiej elektrowni od sieci może ona stanowić autonomiczne źródło energii dla wydzielonej grupy odbiorców [1]. Cechuje je jednak skomplikowana budowa i konieczność zasilania uzwojenia wirnika prądem stałym. Sprawia to, że koszt instalacji tego typu generatorów jest wysoki, a względy ekonomiczne sprawiają, że są one stosowane w MEW o wyższych mocach.

Maszyny asynchroniczne wirujące z prędkościami nadsynchronicznymi w stosunku do wirującego pola, przechodzą w pracę prądnicową (generatorową) oddając moc czynną do sieci elektroenergetycznej. Do wytwarzania pola wirującego niezbędny jest prąd magnesujący, pobierany ze źródła zewnętrznego, którym jest sieć energetyczna współpracująca z generatorem. Podłączenie generatora asynchronicznego do sieci i generowana przez niego moc czynna wpływa na zmniejszenie strat przepływu oraz rekompensuje moc bierną z sieci, poprawiając zarazem „cos  $\Pi$ ” [1]. Jako generatory asynchroniczne stosuje się głównie katalogowe zwarte trójfazowe silniki indukcyjne, których koszt jest kilkakrotnie niższy niż maszyn synchronicznych, a moc większa od mocy znamionowej przy pracy silnikowej. Rozwiązanie takie stosuje się głównie w elektrowniach mniejszej mocy.

Przedstawiona na rysunku 2 charakterystyka ruchowa maszyny asynchronicznej pokazuje jak istotne jest zachowanie prędkości obrotowej dla prawidłowej pracy generatorowej.



Rys.2. Charakterystyki ruchowe maszyny asynchronicznej [1]

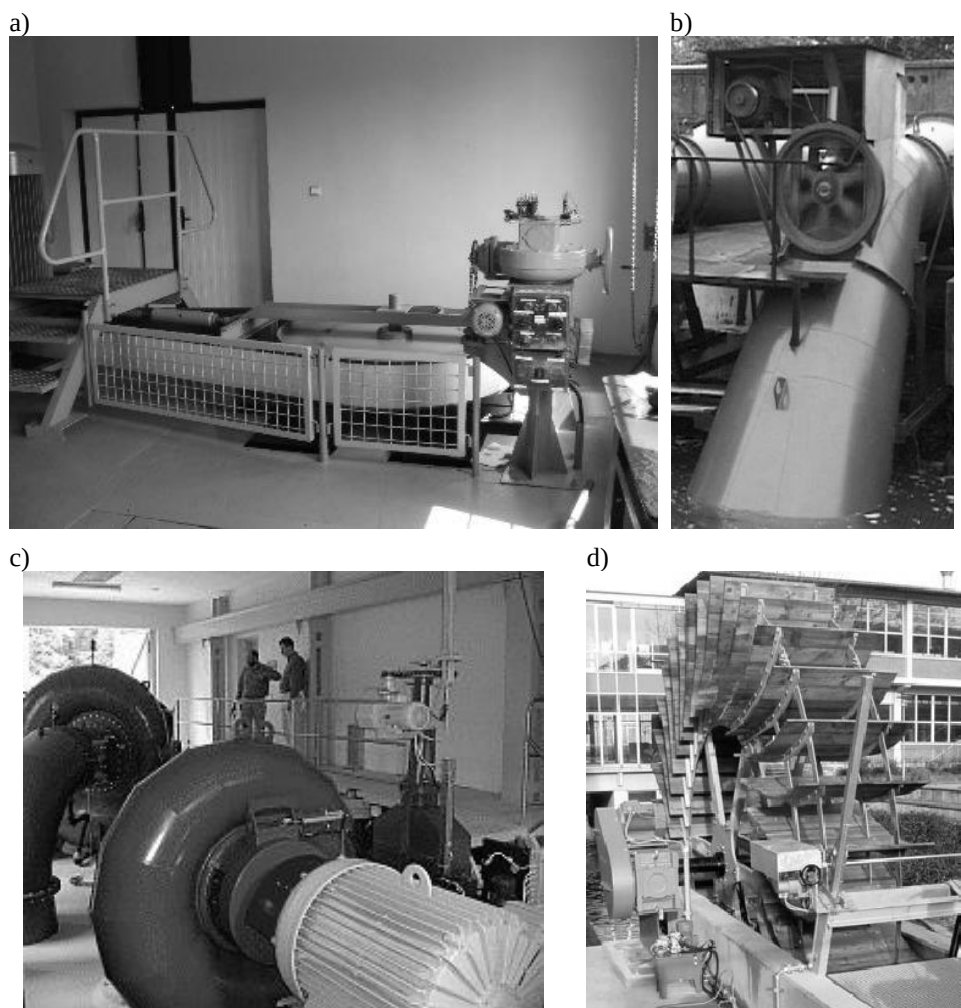
Zaletą maszyny asynchronicznej jest to, że przy spadku prędkości obrotowej maleje, a przy jej zwiększeniu rośnie moment obciążający turbinę, stabilizując tym samym jej prędkość obrotową przy maksymalnym do uzyskania momencie napędowym. Należy jednak zwrócić uwagę na fakt, że przy małych przepływach wody przez turbinę generator może przejść w tryb pracy silnikowej pobierając moc czynną z sieci energetycznej.

## 5. Sposoby przekazywania napędu do generatorów elektrycznych

Najlepszym sposobem przeniesienia napędu z turbiny na generator jest bezpośrednie sprzężenie wału turbiny z wałem generatora (rys. 3c) za pomocą sztywnego sprzęgła kołnierzonego według PN-66/M-85251 [1]. Rozwiązanie to jednak wymaga współosiowego ustawienia generatora względem osi turbiny oraz wzajemne dobranie prędkości obrotowych tych urządzeń. Ze względu na stosowane powszechnie prędkości generatorów asynchronicznych i synchronicznych wymusza to dobór parametrów turbiny tak, aby osiągała odpowiednią prędkość obrotową. Rozwiązanie takie wymusza zastosowanie szybkoobrotowych turbin, które do swej poprawnej pracy wymagają znacznych spadów.

Na niskich spadach nie przekraczających 3 m stosowane turbiny wolnoobrotowe wymagają zastosowania przekładni multiplikujących. Ze względu na niski koszt i wysoką sprawność, dochodzącą do 95%, stosuje się zwykle przekładnie pasowe z pasem płaskim (rys. 3a) lub pasami klinowymi (rys. 3b), rzadziej zębate lub planetarne, ze względu na ich wysoki koszt. Największych problemów nastręcza przeniesienie napędu z koła wodnego na generator, wymaga bowiem uzyskania znacznego zwiększenia prędkości obrotowej oraz zmiany przełożeń w zależności od natężenia przepływu wody. Ogranicza to stosowanie tego typu siników wodnych pomimo łatwości ich budowy na mikrospadach.

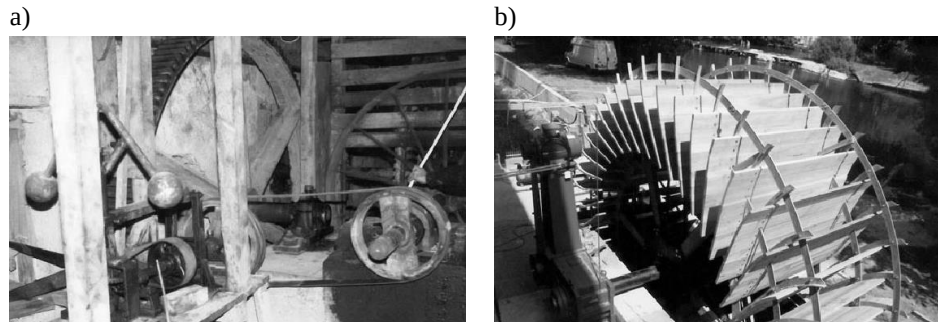




Rys.3. Przeniesienie napędu w Małych Elektrowniach Wodnych: a) przekładnia z pasem płaskim (MEW Chwarszczany) [12]; b) przekładnia z pasami klinowymi (MEW Skalka) [12]; c) połączenie bezpośrednie (MEW Zielonka) [12]; d) przekładnia zębata połączona z pasową (MEW Freiburg) [9]

Istniejące Małe Elektrownie Wodne wykorzystujące koła wodne opierają się na wielostopniowych przekładniach zębatych połączonych z generatorem przekładnią pasową (rys. 3d). Zmiana średnic kół pasowych umożliwia uzyskiwanie optymalnych przełożeń dla zmieniających się warunków pracy. Rozwiązania takie wymagają częstego przezbierania przekładni, co wymusza stały nadzór podnoszący koszty eksploatacji. Znaczącą wadą jest także niska sprawność przekładni wynosząca od 60% do 70%. Zastosowanie przekładni multiplikujących o wysokich sprawnościach, np. planetarnych lub cykloidalnych i wariatorów o dużych mocach do zmian przełożenia, wymagałoby poniesienia nakładów, które przekraczałyby korzyści idące z takich inwestycji.

Na rysunku 4 została przedstawiona elektrownia wodna w Pielenhofen, która została zmodernizowana w 1998 roku. Dawna wielostopniowa przekładnia oparta na odkrytych kołach zębatych i dwustopniowej przekładni z pasami płaskimi została zastąpiona wielostopniową przekładnią zębatą połączoną z generatorem przekładnią pasową, za pomocą której okresowo dokonuje się zmiany przełożenia.



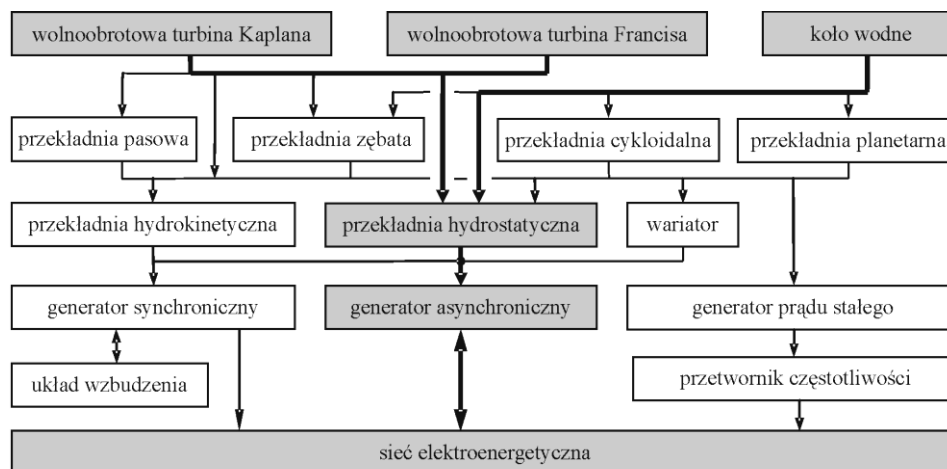
Rys.4. Układ przeniesienia napędu z koła wodnego w Pielenhofen (Niemcy) [9]:  
a) przed modernizacją, b) po modernizacji w 1998 r.

W latach 1981-1990 prowadzone były prace badawczo rozwojowe na rzecz energetyki wodnej skupiające się głównie nad rozwojem turbin wodnych. Zaprojektowano prototypowe turbiny oraz opracowano i wykonano ich modele, które zostały przebadane w laboratoriach Politechniki Gdańskiej oraz Instytutu Maszyn Przepływowych w Gdańsku. Na tej podstawie opracowano kilka typoszeręgów turbin: Kaplana, Banki-Michella oraz śmigłowe pracujące w układzie lewarowym [1, 2].

Koła wodne nie były rozwijane ze względu na znaczne rozmiary i stosunkowo niskie moce (od kilku do kilkudziesięciu kW). Spowodowało to brak jakichkolwiek opracowań dotyczących przeniesienia napędu z kół wodnych, a przeniesienie napędu z turbin bazuje na konwencjonalnych rozwiązaniach przekładni. Jako generatory energii elektrycznej są natomiast stosowane znane od wielu lat maszyny asynchroniczne, nie wymagające rozbudowanego układu elektrycznego.

Najtrudniejszymi więc do rozwiązania są układy przeniesienia napędu, umożliwiające sprzężenie silników wodnych z generatorami. Teoretycznie możliwych rozwiązań jest wiele, co przedstawiono na rysunku 5, należy jednak pamiętać, że ekonomiczny aspekt narzuca rozwiązania tanie, łatwe do automatyzacji i o możliwie wysokiej sprawności i trwałości. Multiplikujące przekładnie planetarne, cykloidalne, czy też tradycyjne wielostopniowe o znacznych mocach muszą być wykonywane na zamówienie, a zastosowane w nich koła wymagają zachowania wysokiej dokładności, co sprawia, że koszt ich zakupu jest wysoki. Ponadto dla uzyskania zmiennego przełożenia wymagane jest zastosowanie dodatkowej przekładni o zmiennym przełożeniu lub generatora prą-

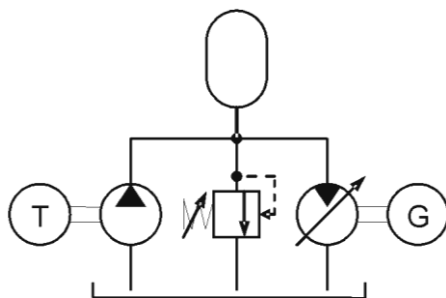
du stałego i układu wytwarzającego prąd zmienny. Rozwiązania takie cechują się więc znacznym stopniem skomplikowania oraz wysokim kosztem budowy. Obiecującym rozwiązaniem układu przeniesienia napędu może być zastosowanie multiplikującej przekładni hydrostatycznej o zmiennym przełożeniu (rys. 5).



Rys.5. Możliwe konfiguracje układu przeniesienia napędu ze zmiennym przełożeniem w Małych Elektrowniach Wodnych dla mikrospadów

## 6. Możliwości i celowość zastosowania przekładni hydrostatycznych Małych Elektrowni Wodnych na mikrospadach

Ze względu na konieczność zastosowania przełożenia zwiększającego prędkość obrotową, wydajność właściwa pompy musi być znacznie większa od chłonności właściwej silnika. Celowe więc jest opracowanie przekładni hydrostatycznej, w której zostanie zastosowana pompa o znacznej wydajności właściwej. W układzie takim regulacja przełożenia może następować poprzez zmianę chłonności silnika hydraulicznego (rys. 6).



Rys.6. Schemat ideowy przekładni hydrostatycznej

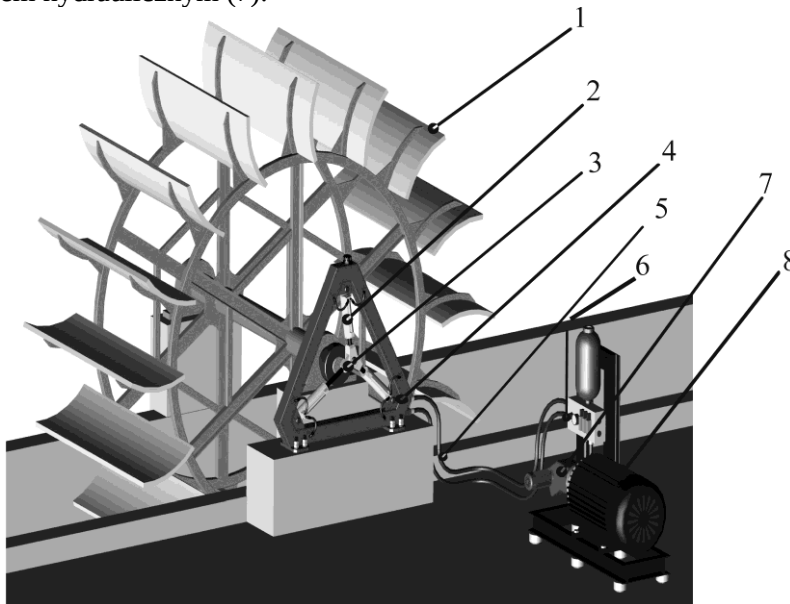
Przełożenie może być uzależnione od ciśnienia panującego w układzie, którego stała wartość umożliwia zachowanie stałej wartości momentu obrotowego obciążającego silnik wodny (turbinę lub koło wodne) niezależnie od jego obrotów oraz zapewnić równocześnie odpowiednie obroty wału generatora niezależnie od przenoszonej mocy.

Sprawność przekładni hydrostatycznej może dochodzić do 90% [5, 6, 7], zależy to jednak od parametrów pracy zarówno pomp jak i silników. Dostępne pompy hydrauliczne są przystosowane do pracy przy prędkościach obrotowych od kilkuset do kilku tysięcy obrotów na

minutę [8, 10, 11], co sprawia że ich wydajność oraz moc są zbyt niskie przy prędkościach od kilku do kilkudziesięciu obrotów na minutę. Ponadto sprawność (głównie objętościowa) przy tak małych prędkościach obrotowych może sprawić, że układy takie będą nieekonomiczne. Sprawność przekładni hydrostatycznej jest iloczynem sprawności elementów składowych przekładni (pomp, przewodów, zaworów, silników) i zależy od:

- strat objętościowych (przecieków wewnętrznych),
- strat ciśnieniowych (straty ciśnienia spowodowane oporami przepływów),
- strat mechanicznych (tarcie).

Na rysunku 7 została przedstawiona wizualizacja koncepcji układu hydrostatycznego przeniesienia napędu z koła wodnego (1) do generatora elektrycznego (8). Pompa hydrauliczna składa się z promieniowo rozmieszczonych zespołów ssąco-tłoczących (2) połączonych na mimośrodowym ramieniu (3), połączonym z kołem wodnym (1). Rama pompy (4) przenosi obciążenia pochodzące od zamocowanych na niej zespołów ssąco-tłoczących (2) oraz może pełnić funkcję zbiornika medium hydraulicznego pod warunkiem, że objętość zbiornika pozwoli na zachowanie bilansu cieplnego i pracę przekładni w zakresie dopuszczalnych temperatur. Medium z pompy jest tłoczone poprzez przewody (5) do hydraulicznego układu (6) odpowiedzialnego za sterowanie silnikiem hydraulicznym (7).



Rys.7. Wizualizacja przekładni hydrostatycznej

W rozważanym układzie, celem zapewnienia wystarczającej wydajności pompy przy małych prędkościach obrotowych, zastosowano promieniową pompę tłokową w której zostaną zastosowane uszczelnienia niskotarciowe [4]. Zastosowanie uszczelnień tłoka i tłoczyska pozwoli na minimalizację strat objętościowych związanych z przeciekami.

Wysoka moc i sprawność mogąca przekroczyć 80%, a także łatwość uzyskania bezstopniowej zmiany przełożeń w przekładniach hydrostatycznych skłania do rozważenia możliwości ich zastosowania w Małych Elektrowniach Wodnych, zwłaszcza w takich, w których przeniesienie napędu pomiędzy turbiną lub kołem wodnym a generatorem wymaga znacznej multiplikacji prędkości obrotowej.

## **7. Podsumowanie**

Zaprezentowane rozwiązanie stanowi wstępną ocenę możliwości zastosowania przekładni hydrostatycznej w Małych Elektrowniach Wodnych, wskazując celowość prowadzenia badań w tym kierunku. Wskazuje na zalety zastosowania takiego rozwiązania na mikrosпадach, zwłaszcza w przypadku zastosowania koła wodnego, z którego układ przeniesienia napędu wymaga znacznej multiplikacji prędkości obrotowej.

Dalsze prace nad tą tematyką powinny koncentrować się nad budową wolnoobrotowej pompy hydraulicznej o dużej wydajności właściwej, doбором silników hydraulicznych, ustaleniem parametrów pracy przekładni oraz optymalizacją przekładni ze szczególnym uwzględnieniem sprawności. Przeprowadzenie wymienionych prac pozwoli zweryfikować przyjęte założenia, oraz określić metodykę doboru parametrów do warunków pracy przekładni. Pozwoli także na porównanie przekładni hydrostatycznej z innymi stosowanymi przekładniami w Małych Elektrowniach Wodnych.

## **Literatura**

1. Hoffmann M.: Małe elektrownie wodne. Poradnik, NABLA sp. z o.o., Warszawa 1991, 2008.
2. Iwan J.: Studium badawczo-rozwojowe problemów turbin wodnych małej energetyki. Politechnika Gdańska, Monografie 71, Gdańsk 2006.
3. Krzyżanowski W.: Silniki Wodne. Poradnik Inżyniera Tom II, WNT, Warszawa 1967.
4. Ławniczak A.: Napędy hydrauliczne liniowe o małych prędkościach. Wydawnictwo Politechniki Poznańskiej, Poznań 1984.
5. Osiecki A.: Napęd i sterowanie hydrauliczne maszyn. Wydawnictwo Politechniki Gdańskiej, Poznań 1995.
6. Stryczek S.: Napęd hydrostatyczny. WNT, Warszawa 1997.
7. Tomasiak E.: Napędy i sterowania hydrauliczne i pneumatyczne. Wydawnictwo Politechniki Śląskiej, Gliwice 2001.
8. [www.boschrexroth.com](http://www.boschrexroth.com) 22-06-2009
9. [www.hydrowatt.de](http://www.hydrowatt.de) 12-05-2009
10. [www.eaton.com](http://www.eaton.com) 12-05-2009
11. [www.sauer-danfoss.com](http://www.sauer-danfoss.com) 27-04-2009
12. [www.trmew.pl](http://www.trmew.pl) 25-06-2009

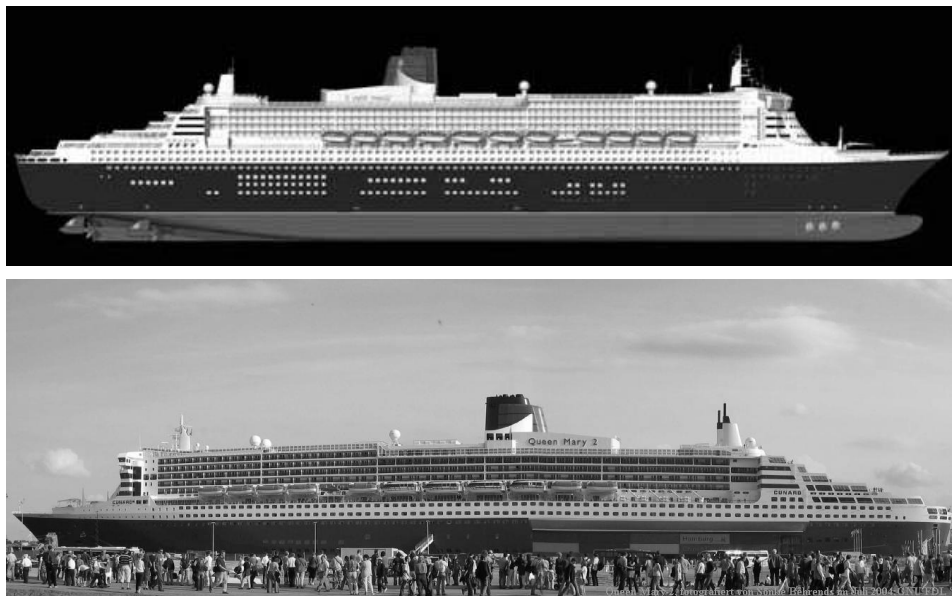
## Koncepcja napędu i sterowania nowatorskiego urządzenia do ewakuacji ludzi z dużego statku pasażerskiego

Czesław Dymarski – Politechnika Gdańska

**Streszczenie.** Rosnąca z roku na rok liczba oraz wielkość i szybkość pasażerskich statków morskich wymusza szukanie nowatorskich lub doskonalenie dotychczasowych metod bezpiecznej ewakuacji ludzi z tak dużych obiektów. W pracy zaprezentowano koncepcję jednej z takich oryginalnych metod, w której między innymi, zastosowano wyciągi łańcuchowe do utrzymywania na czas rejsu oraz do opuszczania w razie ewakuacji łodzi ratunkowych. Przedstawiono wymagania i założenia techniczne oraz schemat napędu i sterowania hydraulicznego takiego wyciągu.

### 1. Przeznaczenie opracowanej koncepcji urządzenia

Zaprezentowana w pracy koncepcja ewakuacji ludzi z dużego statku pasażerskiego wykonana została dla statku Queen Mary 2, ponieważ jest to jeden z najnowocześniejszych i największych, jak dotąd, statków pasażerskich, przeznaczonych do żeglugi przez Atlantyck.



Rys.1. Statek Queen Mary 2 z widocznymi łodziami ratunkowymi na burtach

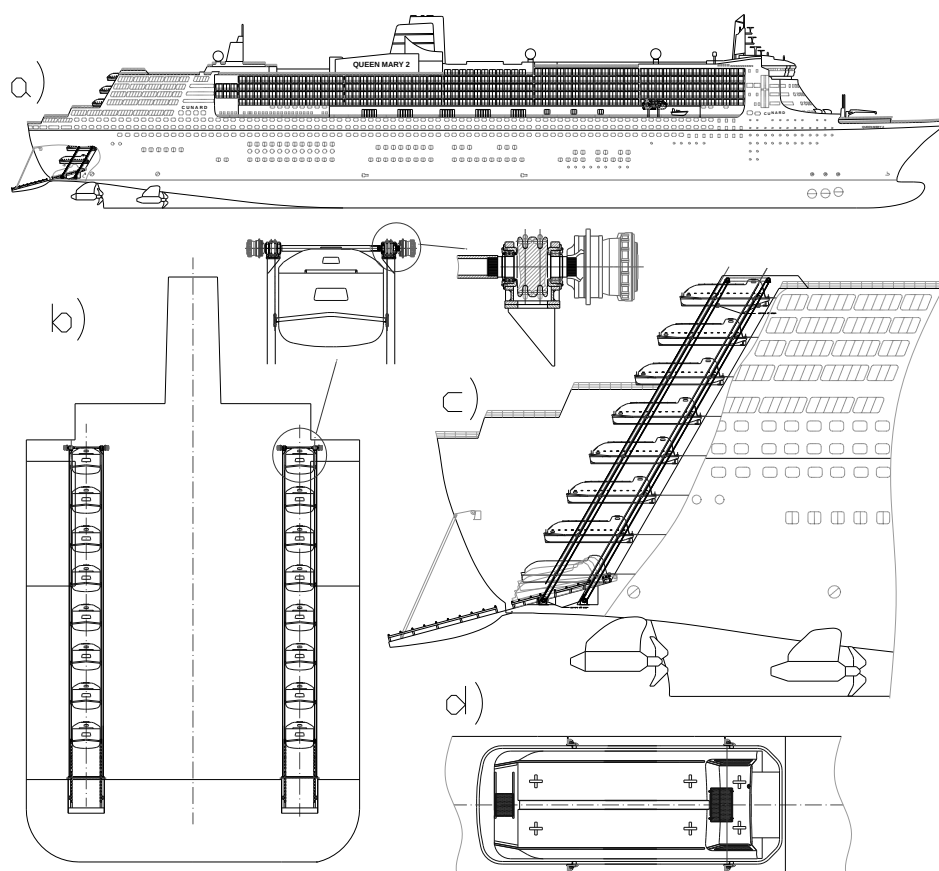
Podstawowe parametry techniczne i eksploatacyjne tego statku są następujące:

- długość – 345 m,
- szerokość – 41 m,
- zanurzenie – 10 m,
- wysokość (kil – komin) – 72 m,
- wyporność – 150000 ton,

- maksymalna prędkość –  $\sim 30$  węzłów,
- moc – 115,4 MW
- napęd – 4 pędniki podowe po 21,5 MW każdy, w tym dwa azymutalne,
- liczba pasażerów + załogi –  $2620 + 1253 = 3873$ .

## 2. Ogólna koncepcja urządzenia

Ogólna koncepcja urządzenia ewakuacyjnego przedstawiona jest na rysunku 2. Polega ona na lokalizacji łodzi ratunkowych nie jak dotychczas na burcie statku lecz w dwóch szybach na rufie, symetrycznie po jednym na każdą burtę. Po bocznych ścianach szybu umieszczone są po dwa na stronę wyciągi łańcuchowe ze specjalnymi, w odpowiednich odstępach zamocowanymi, zaczepami, na których osadzone są łodzie w położeniu poziomym przodem do rufy statku.



Rys.2. Ogólna koncepcja urządzenia do ewakuacji ludzi: a) widok z boku statku z zainstalowanym urządzeniem; b) widok statku od strony rufy z pokazanymi elementami układu napędowego; c) przekrój przez szyb z wyciągami łańcuchowymi i łodziami; d) widok z góry na łódź umieszczoną na wyciągu w szybie

W przypadku potrzeby szybkiego opuszczenia statku ludzie wchodzą do wszystkich łodzi równocześnie, poprzez drzwi umieszczone w ich tylnej części. W tym samym czasie następuje otwieranie rampy rufowej z wykorzystaniem sił grawitacji. Po zajęciu miejsc w łodziach i zamknięciu drzwi uruchamia się, zdalnie z łodzi lub ze stanowiska sterowania na statku, układ luzowania haków mocujących łodzie, a następnie układ grawitacyjnego, stabilizowanego opuszczania łodzi. Opuszczane łodzie kolejno, w chwili osadzania się na rolkach pochylni, automatycznie wyczepiają się z zaczepów wyciągu łańcuchowego i zjeżdżają po pochylni oraz rampie do wody. Prezentowane urządzenie wyposażone jest także we wciągarkę linową umieszczoną w przedniej, górnej części pochylni. Służy ona do wyciągania kolejnych łodzi z wody, np. po próbach urządzenia, poprzez rampę na skrajne przednie położenie na pochylni, skąd podnoszona jest na zaczepach pracującego zespołu wyciągu łańcuchowego.

W wyniku analizy uznano, że ze względu na duże zmienne obciążenia, małe prędkości i wymaganą dużą precyzję ruchów napęd poszczególnych zespołów, to jest: wyciągu łańcuchowego, rampy rufowej oraz wciągarki linowej powinien być hydrauliczny.

### 3. Opis zasady działania systemu ewakuacji

Zaprojektowany system ewakuacji składa się, jak już wspomniano wyżej, z dwóch niezależnych urządzeń umieszczonych w specjalnych szybach zlokalizowanych na rufie poza cenną przestrzenią użytkową statku. W każdym szybie umieszczone są cztery sprzężone mechanicznie ze sobą wyciągi łańcuchowe, po dwa na obu bocznych ścianach. W dolnej części szybu znajduje się pochylnia z rolkami. Od strony rufy szyb jest otwarty. Jedynie dolna tylna część szybu jest zamykana za pomocą prostej rampy wyposażonej od strony wewnętrznej w ramę z rolkami tak, że po otwarciu rampy rama ta stanowi przedłużenie pochylni, aż poniżej powierzchni wody. Na łańcuchach wyciągu zamocowane są w odpowiednich odstępach zaczepy, na których osadzone są łodzie ratunkowe typu zamkniętego. Na czas rejsu napęd wyciągu jest mechanicznie blokowany. Także położenie łodzi na zaczepach wyciągu jest blokowane za pomocą tak zwanych haków odrzutnych, które oprócz normalnego mechanizmu zwalniającego posiadają także zwalniak hydrostatyczny. Dzięki temu, w przypadku tonięcia statku łodzie te samoczynnie się uwalniają.

Ze względu na kształt i usytuowanie szybu przewidziano – 8 łodzi na każdy szyb dla statku, typu takiego jak QM2. Liczba łodzi limitowana jest wysokością statku oraz niezbędną odległością, jaka musi być zachowana między kolejnymi łodziami. Są to duże łodzie dla 120 lub 150 osób. Odległość między łodziami musi być taka, aby podczas ewakuacji nie występowały kolizje. Specyfika prezentowanej koncepcji polega na tym, że umożliwia ewakuację wszystkich ludzi i zdalne uruchomienie operacji opuszczania z wnętrza łodzi. Rozpoczęty w ten sposób proces ewakuacji będzie samoczynnie konty-



nuowany, aż do momentu zwodowania ostatniej łodzi. Kiedy pierwsza wodowana łódź osiadzie na pochylni, by dalej zjeżdżać na rolkach ruchem jednostajnie przyspieszonym, kolejna łódź, która jest na wyciągu łańcuchowym, zbliża się do niej. Ze względu na powyższe, istotną sprawą jest zachowanie odpowiednich odległości między łodziami.

Korzystną cechą tego rozwiązania jest fakt, iż ludzie wsiadają do łodzi, gdy jest ona zamocowana sztywno w kadłubie statku. W ten sposób wyeliminowano w prezentowanym rozwiązaniu problem wzajemnego przemieszczania się łodzi i statku do jakiego dochodzi przy wchodzeniu do łodzi zawieszanej na linach przy burcie statku. Dzięki temu ludzie nie są narażeni na stres i lęk, jaki towarzyszył widokowi wzburzonego morza w szczelinie między łodzią a burtą statku podczas wsiadania do łodzi wodowanych w tradycyjny sposób za pomocą żurawików łodziowych. Nie występują tu obciążające łódź i pasażerów uderzenia o burtę, jakie zdarzają się podczas opuszczania na linach łodzi ratunkowych przy burcie kołyszącego się na fali statku, zwłaszcza w trudnych warunkach morskich.

Proces opuszczania i wodowania łodzi, jest w tym przypadku kontrolowany, bez gwałtownych przyspieszeń i uderzeń o powierzchnię wody, jakie występują w systemach ewakuacji (free-fall system) z łodziami typu zrzutowego. Silnik łodzi uruchamiany jest w trakcie zjeżdżania łodzi po pochylni. Dzięki temu, że wodowana łódź przemieszcza się w kierunku przeciwnym do statku to po znalezieniu się w wodzie kontynuuje swój ruch i szybko oddala się od zagrożonego statku. Powyższe cechy są szczególnie istotne w przypadku ludzi starszych, nie w pełni sprawnych, dla których zarówno stres jak i gwałtowne przyspieszenia mogłyby być niebezpieczne.

Konstrukcja łodzi zastosowanych w prezentowanym rozwiązaniu, posiada pewne cechy konstrukcji łodzi zrzutowych oraz burtowych łodzi ratunkowych opuszczanych za pomocą żurawików burtowych. Podobnie jak łodzie zrzutowe, mają specjalnie ukształtowaną burtę, przystosowaną do zjeżdżania na rolkach. Ze względu na metodę wodowania nie muszą być one tak wytrzymałe na obciążenia jak łodzie zrzutowe, ponieważ nie są poddane tak dużym obciążeniom dynamicznym. Ich proporcje są podobne do łodzi zrzutowych, a mianowicie są węższe i dłuższe niż łodzie burtowe. Umożliwia to zaoszczędzenie drogiej przestrzeni użytkowej statku. Sposób wodowania tych łodzi, polega na ich opuszczaniu z zadaną prędkością, za pomocą łańcuchowego mechanizmu. Ruch ten odbywa się z wykorzystaniem sił grawitacyjnych, a prędkość jego limitowana jest za pomocą dwudrogowego regulatora przepływu w układzie napędu hydraulicznego wyciągu lub hamulcem odśrodkowym. Łodzie osadzone są na wyciągu w położeniu poziomym zarówno podczas rejsu jak i w czasie procesu opuszczania łodzi. W dolnej części szybu łódź, osiadając na rolkach zamocowanych do ramy nachylonej pod kątem  $15^\circ$  do poziomu, wyczepia się z wyciągu łańcuchowego. W początkowej, przedniej części pochylni zastosowano trzy rolki położone bardzo blisko siebie, dla zapewnienia większego komfortu tego

przejściowego etapu ewakuacji, w którym łódź zmienia swoje położenie katowe. Końcową drogę po pochylni w kadłubie, a następnie na rampie rufowej łódź odbywa ruchem jednostajnie przyspieszonym, staczając się swobodnie na rolkach tak, że wchodzi do wody pod stosunkowo niewielkim kątem. Łagodzi to znacznie dynamikę jej kontaktu z wodą i zmniejsza działające na łódź i ludzi przyspieszenia.

W prezentowanym rozwiązaniu zastosowano rampę prostą. Składa się ona z segmentu głównego zbudowanego ze stalowej płyty poszycia i szeregu usztywnień i ram, zapewniających jej odpowiednią sztywność i wytrzymałość w trudnych warunkach morskich.

Na wewnętrznej powierzchni rampy znajduje się metalowa rama, wykonana z rur o przekroju prostokątnym, na których zamocowane są rolki tak, że po otwarciu rampy stanowi to przedłużenie pochylni po której, zjeżdżają łodzie do wody.

Napęd rampy stanowi dwubębnowa linowa wciągarka hydrauliczna i podwójny układ wielokrążków po obu stronach rampy. Silnik wciągarki posiada hamulec blokujący ze zwalniaikiem hydraulicznym. Otwieranie rampy odbywa się z wykorzystaniem sił grawitacji z prędkością stabilizowaną i regulowaną za pomocą dwudrogowego regulatora przepływu i ewentualnie hamulca odśrodkowego. Układ napędu i sterowania rampy jest złożony. Zawiera on dodatkowo elementy dociągania i blokowania rampy w położeniu rejsowym oraz zespoły do automatycznego dostosowania kąta jej otwarcia w zależności od zanurzenia i przegłębienia statku. Ze względu na złożoność i wariantowość tego układu nie będzie on tu dokładnie omówiony.

Rampa w zestawie z wciągarką linową umieszczoną w kadłubie statku, tuż przed pochylnią, stanowi układ do podejmowania łodzi z wody po próbach ewakuacji. Łodzie podejmowane są kolejno, wciągane na rampę, a dalej na pochylnię. Na pochylni następuje osadzenie łodzi na zaczepach wyciągu łańcuchowego, po czym następuje uruchomienie wyciągu. Łódź przemieszcza się w górę szybu, na wysokość umożliwiającą mocowanie kolejnej, podjętej z wody, łodzi ratunkowej, po czym znów następuje uruchomienie mechanizmu i tak aż do ostatniej łodzi.

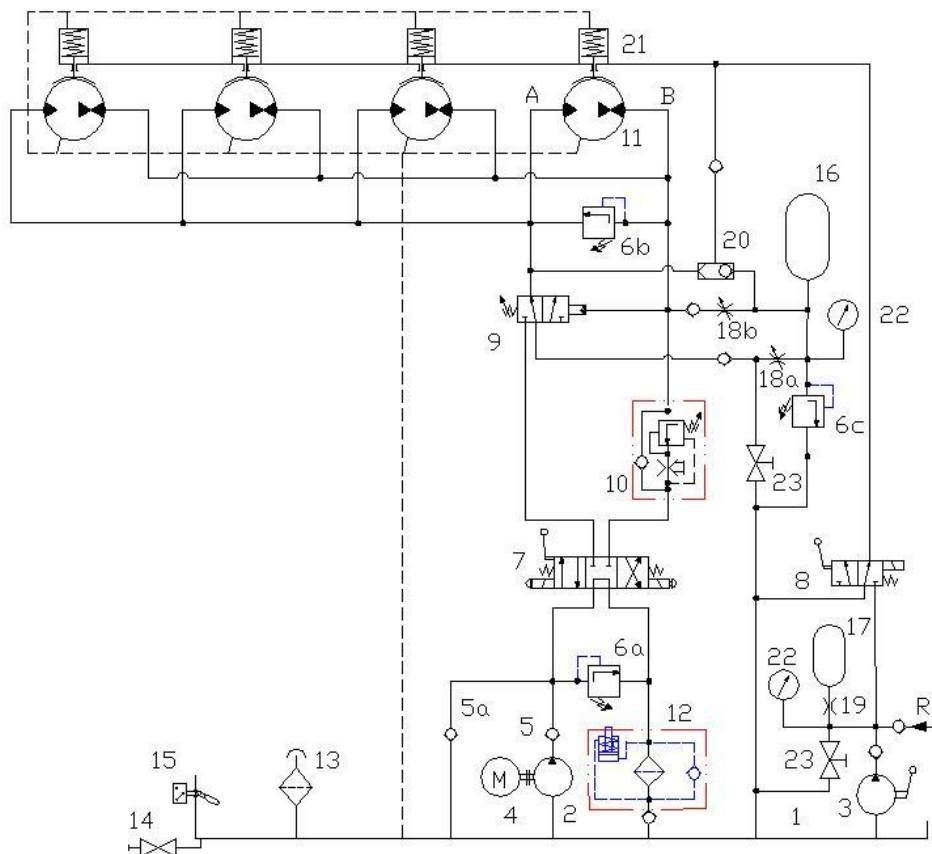
Do napędu sprzężonych ze sobą wyciągów łańcuchowych zastosowano cztery wciągarki z podwójnym kołem łańcuchowym i wysoko momentowym silnikiem hydraulicznym wyposażonym w hamulec blokujący ze zwalniaikiem hydraulicznym i ewentualnie dodatkowo hamulcem odśrodkowym. Prędkość opuszczania łodzi stabilizowana i regulowana jest za pomocą dwudrogowego regulatora przepływu. Schemat hydrauliczny napędu i sterowania wyciągu przedstawiono w następnym rozdziale.

Odpowiednie ukształtowanie klatek schodowych oraz elektroniczny wizualno-akustyczny system naprowadzania ludzi na łodzie ratunkowe, umożliwia szybką i sprawną ewakuację ludzi ze wszystkich pokładów statku. Koncepcja ta przewiduje usytuowanie drzwi wychodzących z klatek schodowych

bezpośrednio przed wejściami do łodzi. Dodatkowo przewidziane jest przejście awaryjne między kolejnymi poziomami, usytuowane tuż za szybem, dla awaryjnego przemieszczania się ludzi. W celu uniknięcia poślizgnięć i upadków ludzi zastosowano w tym rejonie materiały antypoślizgowe.

#### 4. Układ napędu i sterowania hydraulicznego wyciągu łańcuchowego

Poniżej, na rysunku 3 przedstawiono opracowany układ hydraulicznego napędu i sterowania wyciągów łańcuchowych.



Rys.3. Schemat układu napędu i sterowania hydraulicznego wyciągu łańcuchowego łodzi ratunkowych

1, 13, 14 i 15 – zbiornik wraz z osprzętem; 2 i 4 – pompa i silnik elektryczny; 3 – pompa z napędem ręcznym; 5 – zawory zwrotne; 6 – zawory przelewowe; 7 – czterodrogowy rozdzielacz trójpołożeniowy; 8 i 9 – trójdrogowe rozdzielacze dwupołożeniowe; 10 – dwudrogowy regulator przepływu; 11 – silniki hydrauliczne o stałej chłonności; 12 – filtr oleju; 16 i 17 – akumulatory hydrauliczno gazowe; 18 i 19 – zawory dławiące; 20 – zawory przełączający ciśnienie; 21 – hydrauliczne zwalniające hamulca; 22 – manometry; 23 – zawory odcinające; A, B – oznaczenie gałęzi obiegu głównego; R – dopływ oleju z układu napędu rampy rufowej

Głównym zadaniem tego układu jest zapewnienie opuszczenia wszystkich łodzi z ludźmi, osadzonych na wyciągu łańcuchowym, z odpowiednią, w miarę stałą prędkością, w warunkach braku zasilania z sieci energetycznej statku. Założono przy tym, że musi być zapewniona możliwość zatrzymania i ponownego uruchomienia opuszczania łodzi ze stanowiska na statku. Ponadto układ powinien umożliwić podnoszenie wszystkich łodzi bez ludzi, ale ze standardowym wyposażeniem.

W przedstawionym układzie opuszczanie łodzi odbywać się będzie z wykorzystaniem sił grawitacji, przy wyłączonym silniku elektrycznym 4. Przed uruchomieniem tej operacji należy sprawdzić ciśnienie w akumulatorze 17. Akumulator ten połączony jest hydraulicznie R z układem napędu rampy rufowej, której wcześniejsze otwieranie powoduje automatycznie naładowanie akumulatora. Na wszelki wypadek przewidziano dodatkowo małą pompę ręczną 3, za pomocą której, akumulator ten może być naładowany. Uruchomienie wyciągów łańcuchowych z łodziami następuje przez przesterowanie, zdalne z górnej łodzi lub lokalnie ze stanowiska sterowani, rozdzielacza 8 i rozdzielacza 7 w prawo. Spowoduje to dopływ oleju z akumulatora 7 do hydraulicznych zwalniaków hamulców 21 i gwałtowny wzrost ciśnienia w prawej gałęzi B obiegu silnika, wywołany obciążeniem zewnętrznym. W wyniku tego rozdzielacz 9 przesteruje się w lewo, umożliwiając dopływ oleju ze zbiornika 1 poprzez rozdzielacz 7 i 9 do silników 11 i ich pompową pracę wywołaną obciążeniem pochodzącym od ciężaru łodzi z ludźmi. Stabilizowanie prędkości tego ruchu odbywa się za pomocą dwudrogowego regulatora przepływu 10. W pierwszym okresie tego procesu ruch ten będzie nieco większy z uwagi na wysokie ciśnienie oleju zależne od obciążenia oraz ze względu na fakt, że część tłoczonego oleju z gałęzi B odprowadzona zostanie stopniowo poprzez zawór zwrotny i zawór dławiący 18b do akumulatora 16. Zastosowanie tego akumulatora podyktowane jest zapewnieniem ciągłości ruchu opuszczania, także w okresie osadzania na rolkach pochylni i wyczepiania z wyciągów ostatniej łodzi, kiedy obciążenie zewnętrzne silników 11 może być za małe do pokonania sił tarcia w układzie i zapewnienia ich pracy pompowej. W momencie, gdy ciśnienie oleju w gałęzi B spadnie do wartości progowej nastawionej sprężyną na rozdzielaczu 9, nastąpi jego przesterowanie w pozycję połączenia akumulatora 16 z gałęzią A zasilania silników 11, co zapewni kontynuację ruchu wyciągu.

## 5. Cechy urządzenia

Ważniejsze cechy charakteryzujące w różnych aspektach opracowaną koncepcję przedstawiono w następujących punktach:

### 1. Bezpieczeństwo koncepcji ewakuacji z punktu widzenia pasażerów:

- łatwy i bezpieczny dostęp do łodzi (odpowiednio ukształtowane klatki schodowe, prowadzące bezpośrednio do łodzi, na każdym poziomie statku znajduje się łódź),

- sztywne połączenie łodzi i kładki względem statku (nie występują wzajemne przemieszczenia między łodzią a statkiem oraz nie widać wzburzonego morza podczas wsiadania do łodzi),
  - relatywnie mniejsze obciążenia ludzi,
  - łagodne oddziaływanie przyspieszeń na ludzi znajdujących się w łodzi (nie występują uderzenia łodzi o burtę statku ani zderzenia z wodą).
2. Bezpieczeństwo i niezawodność koncepcji:
- łatwość równoczesnego sprawdzania gotowości wszystkich łodzi (w ścianach szybu przewidziano włazy lub drzwi ze szklanym wizerunkiem umożliwiające dotarcie do łodzi),
  - bardzo proste uruchomienie procesu,
  - bezkolizyjne wodowanie (łodzi osadzone są na podporach mechanizmu łańcuchowego z zachowaniem bezpiecznej odległości, która umożliwia oddalenie się zwodowanej łodzi zanim w wodzie znajdzie się kolejna łódź),
  - łatwe i bezpieczne wodowanie łodzi (zastosowany układ rolek, w końcowej części szybu zapewnia relatywnie łagodne przejście łodzi z mechanizmu opuszczającego, na pochylnię wyposażoną w rolki, po których łódź samoczynnie zjeżdża do wody),
  - bezpieczny kontakt łodzi z wodą (pochylnia znajdująca się w końcowym odcinku szybu, przedłużona jest, na czas ewakuacji, o długość rampy, częściowo zanurzonej w wodzie, dzięki czemu łódź pod łagodnym kątem wchodzi dziobem do wody, a silnik łodzi uruchamiany jest jeszcze na pochylni i łódź odpływa bezpośrednio po zwodowaniu, w kierunku przeciwnym do ruchu statku),
  - system nie wymaga dużej ilości obsługujących osób, ani specjalnych umiejętności,
  - proces opuszczania łodzi przebiega samoczynnie, z wykorzystaniem sił grawitacji,
  - wodowanie do oczyszczonego z kry i ewentualnych zanieczyszczeń akwenu za rufą płynącego statku, czego nie można zapewnić przy burcie statku.
3. Szybkość ewakuacji:
- średnio krótsza droga do pokonania dla ewakuujących się osób,
  - równoczesny dostęp do wszystkich łodzi z poszczególnych pokładów statku,
  - mniej zamieszania niż podczas ewakuacji systemem łodziowym z żurawikami burtowymi, gdy wszyscy pasażerowie gromadzą się na tym samym pokładzie,
  - krótszy proces ewakuacji, ponieważ wszystkie łodzi zjeżdżają jednocześnie, po uruchomieniu jednego układu napędowego (uruchomienie układu napędowego opuszczającego łodzi poprzedza jednoczesne podniesienie wszystkich kładek oraz uwolnienie haków (zacisków), mechanizmów blokujących łodzi na czas rejsu.

4. Korzyści techniczne:
  - mniej mechanizmów niż w burtowych-żurawikowych systemach ewakuacji,
  - duża prostota mechanizmów, a przez to większa niezawodność,
  - niska cena urządzeń.
5. Analiza zastosowanych łodzi:
  - zastosowane w tym rozwiązaniu łodzie są węższe i nieznacznie dłuższe niż łodzie burtowe, a kształtem podobne są bardziej do łodzi zrzutowych,
  - łodzie są konstrukcyjnie przystosowane do zjeżdżania na rolkach,
  - wytrzymałość zastosowanych łodzi nie musi być taka duża jak łodzi zrzutowych, ponieważ ich obciążenia dynamiczne są znacznie mniejsze (porównywalne z obciążeniami klasycznych łodzi wodowanych za pomocą żurawików burtowych lub nawet mniejsze).
6. Możliwość samoczynnego uwolnienia się łodzi w przypadku tonięcia statku:
  - pełna możliwość – szyb jest całkowicie otwarty od strony rufy, jedynie w dolnej jego części występuje grawitacyjnie otwierana rampa, zamknięta podczas rejsu; system uwalniania mocowań rampy zintegrowany z systemem otwierania haków mocujących łódź w jej położeniu marszowym oraz z systemem składania kładek po zaokrętowaniu ludzi na łodziach uruchamiany jest automatycznie za pomocą zwalniaka hydrostatycznego.
7. Sposób podejmowania łodzi po próbach ewakuacji oraz mocowanie łodzi na czas rejsu:
  - wciągarka dwubębnowa linowa umieszczona w kadłubie statku, co nie ingeruje w wygląd i estetykę statku,
  - położenie rejsowe łodzi na wyciągach łańcuchowych blokowane jest za pomocą haków odrzutnych, podobnie jak to jest w systemach z łodziami zrzutowymi (free fall system).
8. Ogólne zalety:
  - obsługuje wszystkie pokłady jednocześnie,
  - cały system ewakuacji zajmuje relatywnie mało miejsca, ponieważ łodzie umieszczone są jedna nad drugą,
  - usytuowanie systemu jest korzystne również dlatego, że nie zajmuje drogiej przestrzeni hotelowej,
  - bezpieczniejsza i bardziej komfortowa operacja zaokrętowania ludzi na łodziach,
  - mniejsze opory płynięcia statku,
  - zwiększona estetyka statku,
  - nieograniczona możliwość uwolnienia się łodzi w czasie tonięcia statku.

### **Literatura**

1. Dymarski C., Dymarski P.: Urządzenia ratunkowe i ratownicze statków – prace projektowo-badawcze. X Międzynarodowa Konferencja Naukowo-Techniczna „Bezpieczeństwo Morskie i Ochrona Naturalnego Środowiska Morskiego \* V Forum Morskie”, Koszalin - Kołobrzeg 2006 / red. S.Piocha. - Koszalin : NOT, 2006.
2. Dymarski C., Łubiński P.: Bezpieczna ewakuacja ludzi ze statków – prace realizowane w ramach Europejskiego Projektu Badawczego SAFE-CRAFTS. W: „Perspektywy rozwoju systemów transportowych”: VIII Konferencja Okrętownictwo i Oceanotechnika, Międzyzdroje, czerwiec 2006. Wydaw. Politechniki Szczecińskiej, 2006.
3. Dymarski C., Kraskowski M., Sperski M.: Investigation of motion of the lifeboat lowered from ship's deck. Polish Maritime Research. - Vol. 13, nr 3, 2006.
4. Dymarski C., Dymarski P.: Układ do ewakuacji ludzi z wielopokładowego statku, zwłaszcza pasażerskiego. Zgłoszenie patentowe Nr P 379355 z dnia 3.04.2006.
5. Dymarski C., Łubiński P., Dymarski P.: Ramp and chain-lift-launched lifeboats – radical concepts for evacuating cruise ships. Naval Architect. October 2006.

## Siłowniki specjalne w napędach mechatronicznych

**Edward Tomasiak, Klaudiusz Klarecki, Edward Barbachowski** – Politechnika Śląska

**Streszczenie.** W opracowaniu przedstawiono konstrukcje specjalnych siłowników przeznaczonych do zastosowania w układzie automatycznego sterowania pracą agregatu napędowego z silnikiem spalinowym. W sterowaniu pracą agregatu wykorzystuje się programowalny sterownik logiczny PLC.

### 1. Wprowadzenie

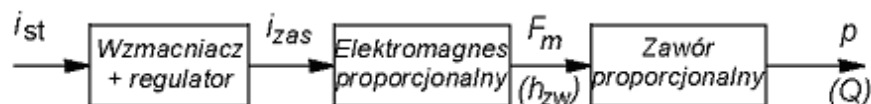
Mechatronika łączy w sobie dowolnie ukształtowany napęd z możliwością jego elektronicznego lub elektrycznego sterowania. Sam napęd powinien być tak ukształtowany, aby możliwym było wprowadzenie prądowych lub napięciowych sygnałów sterujących z wykorzystaniem sterowania numerycznego za pośrednictwem mikroprocesorów.

Hydrauliczne układy napędowe, a szczególnie te, które opierają się na sterowaniu proporcjonalnym lub wykorzystują układy regulacji automatycznej w swojej istocie stwarzają różne możliwości, a mianowicie:

- formowanie przebiegów zgodnie z wymaganiami procesu technologicznego,
- ograniczenie maksymalnych szczytowych wartości obciążeń,
- sterowanie stanami rozruchu i hamowania silników hydraulicznych,
- sterowanie procesem pozycjonowania podzespołu roboczego.

W opracowaniu będą przedstawione specjalne rozwiązania siłowników zastosowane w sterowaniu agregatu napędowego.

Typowy układ sterowania (rys. 1) realizuje proporcjonalność pomiędzy sygnałem wyjściowym (ciśnienie lub natężenie przepływu), a natężeniem prądu sterującego.

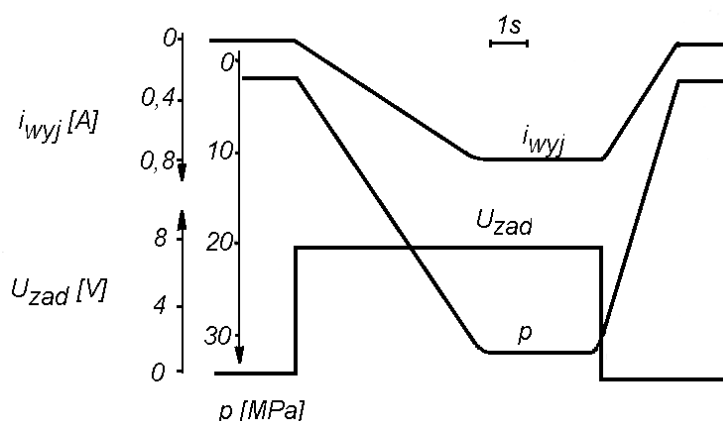


Rys.1. Schemat blokowy układu sterowania

Całościowo układ sterowania jest połączeniem elementu hydraulicznego (zawór proporcjonalny) i elementu elektrycznego (wzmacniacz prądowy z regulatorem). Połączenie elektroniki z elementem hydraulicznym umożliwia formowanie przebiegu w czasie (rys. 2).

Elektromagnes jest zasilany prądem, którego maksymalna prędkość narastania lub opadania jest ustawiana za pomocą potencjometru. Zależnie od jego nastawy narastanie lub opadanie natężenia prądu od minimum do maksimum może wynosić 0,5÷5 s. Odpowiedzią zaworu jest zmiana ciśnienia (rys. 2).



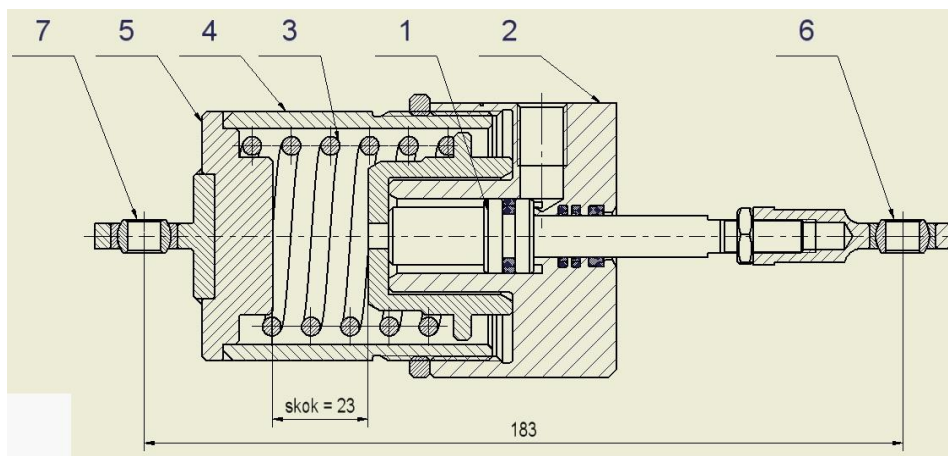


Rys.2. Przebieg ciśnienia na zaworze proporcjonalnym w odpowiedzi na skok napięcia sterującego w układzie rampowym (narastanie i opadanie sygnału sterującego)

Takie zmiany sygnału sterującego są powszechnie wykorzystywane w maszynach technologicznych.

## 2. Siłownik regulacji gazu

Siłownik regulacji gazu (rys. 3) wykorzystuje charakterystykę proporcjonalną położenia tłoka w funkcji ciśnienia zasilania. Komora tłoczkowa tłoka 1 jest zasilana strumieniem o ciśnieniu większym od 6 bar, napina sprężynę 3 i przemieszcza tłoczek, ciągnąc dźwignię gazu, osadzoną w łożysku przegubowym 6. Skok siłownika  $H = 23$  mm jest realizowany proporcjonalnie do wartości ciśnienia w zakresie  $6 \div 25$  bar, a jego wartość jest uzyskiwana od sprężyny.



Rys.3. Siłownik regulacji gazu

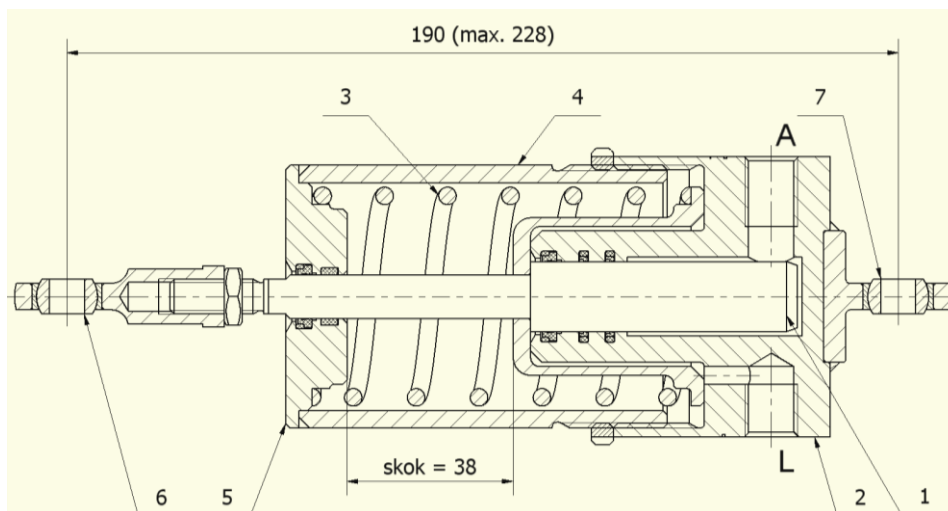
Rura 4 jest przyspawana do denka 5 i połączona z dławnicą. Obejma łożyska przegubowego 7 jest sztywno połączona z denkiem i umożliwia zamocowanie siłownika. W stanie bezciśnieniowym komory tłoczkowej zamknięty jest przepływ paliwa. Prawidłową pracę i żywotność zapewniają zastosowane uszczelnienia Vitonowe.

### 3. Siłowniki przepustnicy paliwa i powietrza

Zasada rozwiązania siłowników przepustnic wykorzystuje układ nurnikowy (rys. 4). Nurnik 1 z tłoczyskiem jest zasilany olejem poprzez cylinder nurnika 2. Ruch nurnika rozpoczyna się od ciśnienia 6 barów przy równoczesnym napinaniu sprężyny 3. Nurnik przemieszcza oś przepustnicy osadzoną w łożysku przegubowym 6. Rura zewnętrzna 4 jest przyspawana do pokrywy przedniej 5 i połączona gwintowo z cylindrem nurnika. Łożysko przegubowe 7 osadzone w uchu umożliwia mocowanie siłownika na korpusie agregatu. W konstrukcji siłownika zastosowano uszczelnienia Vitonowe. Istnienie komory sprężynowej warunkuje zastosowanie dodatkowego zgarniacza i prowadzenia trzpienia nurnika.

Siłownik przepustnicy powietrza jest rozwiązany podobnie jak siłownik przepustnicy paliwa (rys. 4), a jego zabudowa na korpusie agregatu wymaga zwiększenia skoku do  $H = 52$  mm.

Siłowniki przepustnic paliwa i powietrza w stanie bezciśnieniowym odcinają dopływ paliwa i powietrza do silnika agregatu.

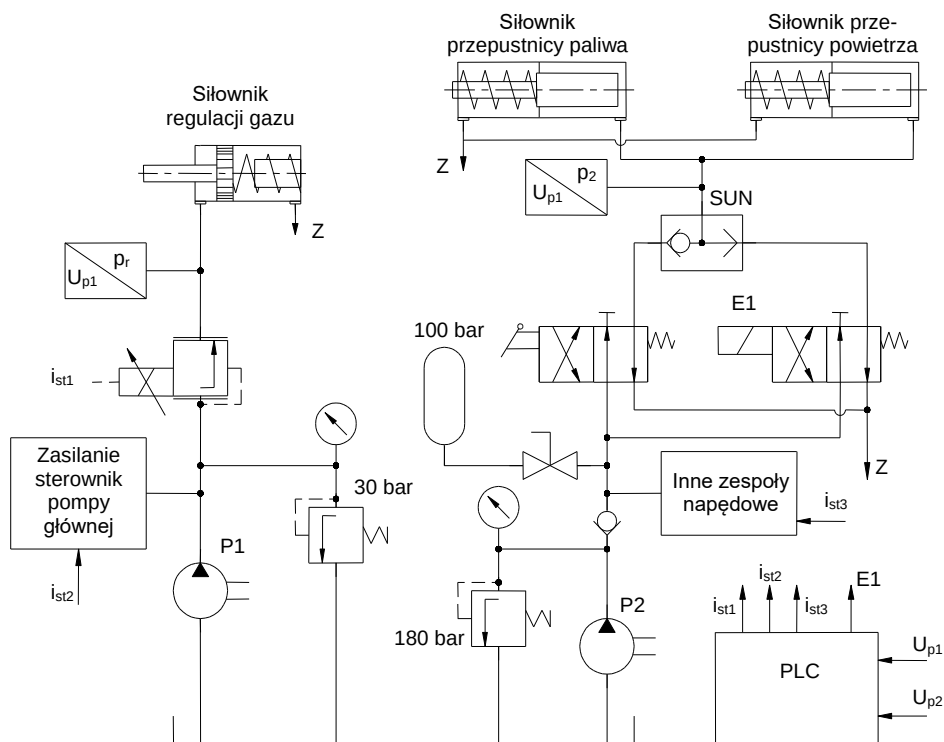


Rys.4. Siłownik nurnikowy przepustnicy paliwa

We wszystkich siłownikach specjalnych istnienie napięcia wstępnego sprężyn odpowiadającego ciśnieniu 6 bar, zapewnia wypływ oleju z komór zasilania przy wyłączonym zasilaniu.

#### 4. Sterowanie pracą siłowników specjalnych

Hydrauliczny schemat układu napędowego przedstawia rysunek 5. Pompa P1 zasila niskociśnieniowe układy sterowania siłownika regulacji gazu  $i_{st(1)}$  oraz sterownik pompy głównej regulowanej  $i_{st(2)}$ . Siłowniki przepustnicy paliwa i powietrza działają równolegle i zasilane są poprzez zawór alternatywy (SUN) od bloku rozdzielaczy sterowanych prądowo (E1) lub ręcznie (stan awarii). Pompa P2 zasila zespoły napędowe i akumulator, który jest wykorzystywany do uruchomienia agregatu z hydraulicznym rozrusznikiem. Automataczne sterowanie pracą agregatu realizuje sterownik logiczny programowalny PLC. Sekwencje programu sterowania wspomagają sygnały pomiarowe czujników:  $U_{p1}$  i  $U_{p2}$ .



Rys.5. Schemat układu napędowego siłowników specjalnych

## 5. Podsumowanie

Przy projektowaniu siłowników specjalnych bazą wyjściową jest przyjęcie typowej odmiany konstrukcyjnej [2], dotyczącej połączeń denka i dławnicy z rurą, a mianowicie:

- konstrukcja spawano-wkręcana,
- konstrukcja wkręcana,
- konstrukcja ze śrubami szpilkowymi,
- konstrukcja z kołnierzami pośrednimi nakręcanymi na rurę.

Nietypowość przedstawionych siłowników wynika z bezpośrednich wymagań, z których najbardziej istotnymi są:

- położenie tłoka w funkcji parametrów zasilania,
- parametry siłowe w skrajnych położeniach,
- parametry rozruchu tłoka,
- proporcjonalność drogi tłoka w funkcji obciążenia,
- pojedyncze działanie wspomagane siłami sprężyny,
- wprowadzenie sterowania proporcjonalnego,
- warunki eksploatacji i środowiska; decydują o przyjęciu uszczelnień, prowadzenia, mocowania i zabezpieczeń zewnętrznych (cynkowanie lub malowanie).

Połączenie wyżej wymienionych wymagań sprawia, że analizowane konstrukcje siłowników w połączeniu ze sterowaniem numerycznym tworzą typowy napęd mechatroniczny.

**Literatura**

1. Tomasiak E.: Napędy i sterowania hydrauliczne i pneumatyczne. Wydawnictwo Politechniki Śląskiej, Gliwice 2001.
2. Bosch Rexroth. Katalogi siłowników.

## **Pneumatyczno-mechaniczny przetwornik energii. Charakterystyki dynamiczne**

**Stanisław Gumuła** – Akademia Górniczo-Hutnicza

**Streszczenie.** W monografii przedstawiono analizę wyników badań eksperymentalnych, pneumatyczno-mechanicznego przetwornika energii. Działanie przetwornika polega na szybkim przejściu energii kinetycznej obiektu będącego w ruchu i zgromadzeniu jej w akumulatorach pneumatycznych i mechanicznych, a następnie powolnym rozpraszaniu tej energii. Przeprowadzone badania pozwoliły określić charakterystyki dynamiczne obiektu oraz wpływ wybranych parametrów konstrukcyjnych przetwornika na te charakterystyki.

### **1. Wprowadzenie**

Zderzenia obiektów fizycznych posiadających dużą energię kinetyczną pociągają zazwyczaj za sobą zamianę tej energii na pracę niszczenia tych obiektów. Badania eksperymentalne wykazują, że istnieje możliwość zbudowania urządzenia, dzięki któremu znaczna część energii obiektów ulegających zderzeniu zostaje szybko przetworzona w inny rodzaj energii, a następnie rozpraszana w czasie znacznie dłuższym niż czas trwania zderzenia.

Takie możliwości stwarza urządzenie określone nazwą energetyczny przetwornik akumulująco-rozpraszający (EPAR). Budowa i zasada działania tego urządzenia została zawarta w pracach [1, 2, 3, 4]. Aktualnie przedstawione zostaną wyniki badań wpływu wybranych parametrów konstrukcyjnych przetwornika na przebiegi czasowe siły powstającej podczas zderzenia obiektów.

### **2. Budowa i zasada działania urządzenia**

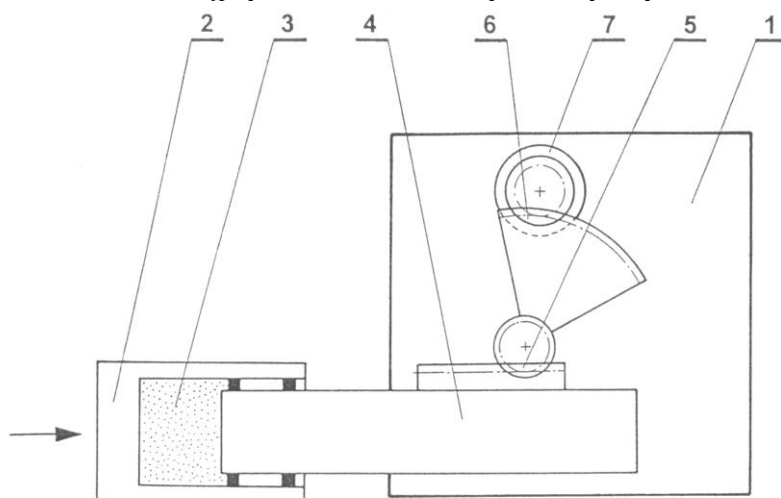
Urządzenie pokazane zostało schematycznie na rysunku 1. Podstawowe części składowe urządzenia to: płyta nośna – 1, element odbierający uderzenie i przekazujący energię – 2, pneumatyczny akumulator energii – 3, tłok akumulatora pneumatycznego zespolony z zębatką – 4, mechanizm zębatkowy zamieniający ruch postępowy w obrotowy – 5, przekładnia multiplikacyjna – 6, mechaniczny akumulator energii – 7.

Zasada działania urządzenia jest następująca: podczas uderzenia w element 1, część energii zostaje przekazana do akumulatora pneumatycznego, a część za pośrednictwem zębatki i przekładni do akumulatora mechanicznego. W następstwie współpracy wymienionych elementów siła uderzenia zamiast wykonywać pracę zniszczenia, przekazuje energię do akumulatorów pneumatycznego i mechanicznego.

### **3. Obiekt badań**

Obiektem badań był przetwornik pneumatyczno-mechaniczny pokazany schematycznie na rysunku 1. Przetwornik posiadał kilka wersji konstrukcyjnych

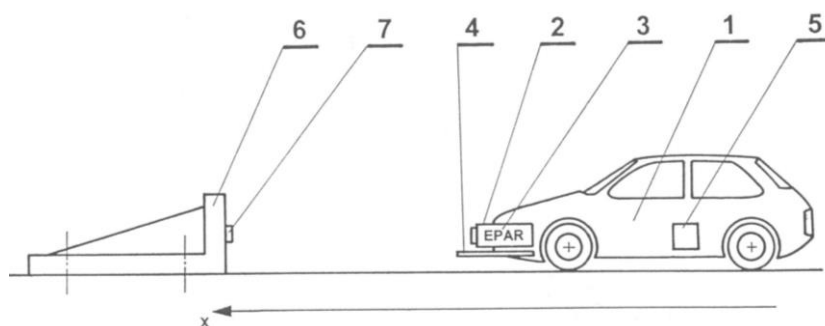
różniących się momentem bezwładności mechanicznego akumulatora energii – 7, przełożeniem przekładni multiplikacyjnej – 6, średnicą koła zębatego zębatki – 5 oraz ciśnieniem wstępnym w akumulatorze pneumatycznym – 3.



Rys.1. Schemat rozwiązania konstrukcyjnego przetwornika

#### 4. Metoda badań

Schemat stanowiska badawczego pokazany został na rysunku 2.



Rys.2. Schemat stanowiska badawczego

Podstawowym elementem stanowiska był samochód – 1. Samochód wyposażony był w zderzak zawierający przetwornik (EPAR) – 2. Przetwornik posiadał układ pomiarowy do rejestracji przebiegu prędkości obrotowej akumulatora wirnikowego – 3. Do samochodu przymocowany był układ pomiarowy do określania przebiegu drogi, prędkości i przyspieszenia w funkcji czasu – 4. Rejestracja tych wielkości dokonywana była przed zderzeniem i podczas zderzenia. Wewnątrz samochodu przymocowany był akcelerometr do pomiaru i rejestracji przeciążeń (sił bezwładności) – 5. Pojazd zderzał się z przeszkodą – 6. Przeszkoda wyposażona była w urządzenia do pomiaru i rejestracji siły uderzenia – 7.

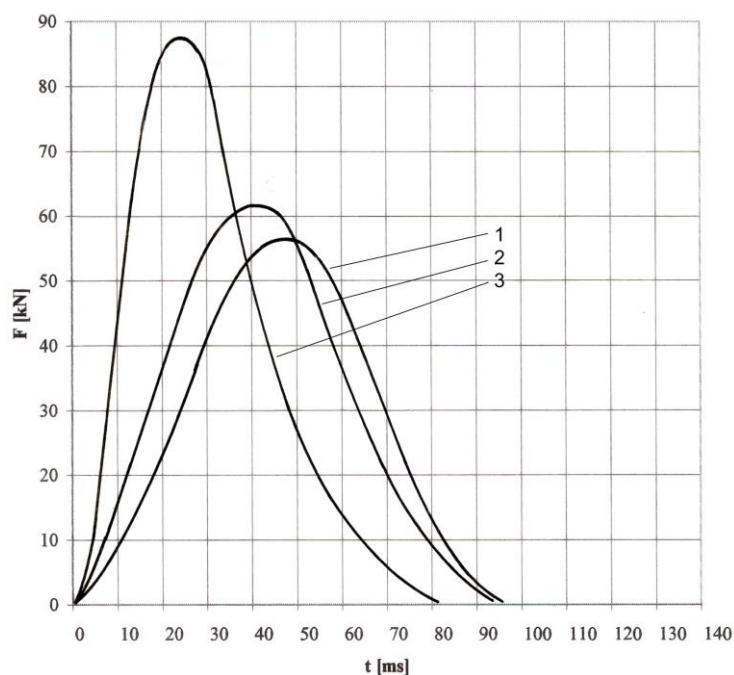
## 5. Wyniki badań

Układ pomiarowy stwarzał możliwość badań przebiegu wielu parametrów fizycznych charakteryzujących przebieg zderzenia. Przebiegi tych parametrów przedstawione zostały w pracach [3, 4]. Tutaj ograniczymy się do pokazania przebiegów jednego najważniejszego parametru charakteryzującego zderzenie którym jest czasowy przebieg siły uderzenia.

We wszystkich badanych przypadkach masa pojazdu wynosiła  $m = 1100$  kg, a prędkość  $v = 25$  km/h, czyli pojazd przed zderzeniem posiadał energię kinetyczną ruchu postępowego wynoszącą  $E = 26,4$  kJ. Parametry konstrukcyjne i parametry pracy przetwornika, jeżeli nie stanowiły wielkości których wpływ był badany, były ustalone i wynosiły: moment bezwładności  $I = 0,01$  kg m<sup>2</sup>, przełożenie przekładni multiplikacyjnej  $z = 4$ , średnica koła zębatego  $D = 75$  mm, ciśnienie wstępne w akumulatorze pneumatycznym  $p = 0$ .

Wyniki badań przedstawione zostały w formie graficznej. We wszystkich przypadkach uderzenie następowało w chwili czasu wynoszącej  $t = 20$  ms.

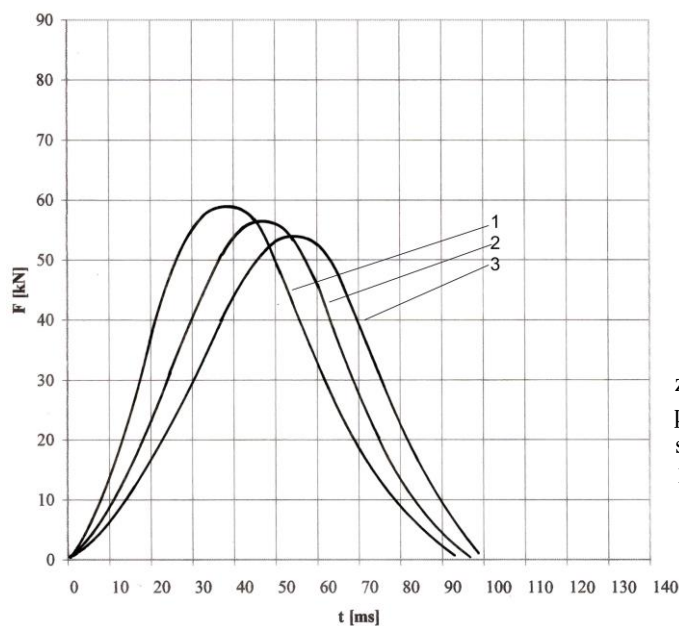
Rysunek 3 pokazuje przebiegi siły uderzenia przy różnych wartościach momentu bezwładności mechanicznego akumulatora energii (wirnika). Momenty bezwładności wynosiły odpowiednio dla krzywej 1 –  $I = 0,005$  kg m<sup>2</sup>, krzywa 2 –  $I = 0,01$  kg m<sup>2</sup>, krzywa 3 –  $I = 0,015$  kg m<sup>2</sup>.



Rys.3. Wpływ momentu bezwładności mechanicznego akumulatora energii na przebieg siły uderzenia. Krzywa 1 –  $I = 0,005$  kg m<sup>2</sup>, krzywa 2 –  $I = 0,01$  kg m<sup>2</sup>, krzywa 3 –  $I = 0,015$  kg m<sup>2</sup>

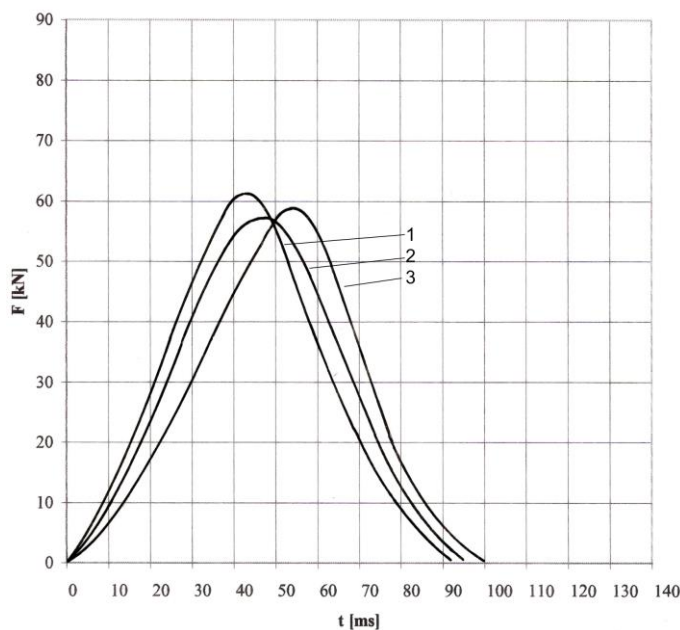


Na rysunku 4 pokazano wpływ przełożenia przekładni multiplikacyjnej na przebieg siły uderzenia podczas zderzenia. Przełożenia wynosiły odpowiednio: krzywa 1 –  $z = 2$ , krzywa 2 –  $z = 4$ , krzywa 3 –  $z = 6$ .



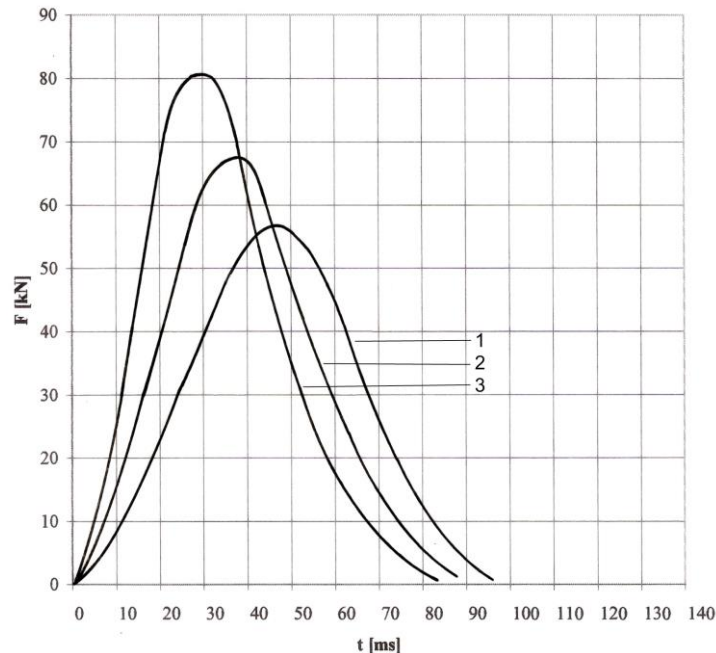
Rys.4. Wpływ przełożenia przekładni multiplikacyjnej na przebieg siły uderzenia. Krzywa 1 –  $z = 2$ , krzywa 2 –  $z = 4$ , krzywa 3 –  $z = 6$

Na rysunku 5 pokazano wpływ średnicy koła zębatego na przebieg siły uderzenia podczas zderzenia. Średnice te wynosiły: krzywa 1 –  $D = 50$  mm, krzywa 2 –  $D = 75$  mm, krzywa 3 –  $D = 100$  mm.



Rys.5. Wpływ średnicy koła zębatego na przebieg siły uderzenia. Krzywa 1 –  $D = 50$  mm, krzywa 2 –  $D = 75$  mm, krzywa 3 –  $D = 100$  mm

Rysunek 6 przedstawia wyniki badań wpływu ciśnienia wstępnego w akumulatorze pneumatycznym na przebieg uderzenia. Ciśnienia te, mierzone w stosunku do ciśnienia otoczenia, wynosiły: krzywa 1 –  $p = 0$ , krzywa 2 –  $p = 0,1$  MPa, krzywa 3 –  $p = 0,2$  MPa.



Rys.6. Wpływ ciśnienia wstępnego w akumulatorze pneumatycznym.  
Krzywa 1 –  $p = 0$ , krzywa 2 –  $p = 0,1$  MPa, krzywa 3 –  $p = 0,2$  MPa

## 6. Wnioski

Przeprowadzone badania wykazały, że wprowadzenie pneumatyczno-mechanicznego przetwornika energii pozwala skutecznie zabezpieczać obiekty fizyczne przed skutkami zderzeń poprzez obniżenie siły uderzenia. Wyniki badań pokazują bardzo duży wpływ parametrów konstrukcyjnych przetwornika energii na przebieg siły uderzenia podczas zderzeń obiektów fizycznych. Szczególne znaczenie praktyczne ma możliwość obniżania maksymalnej wartości siły uderzenia, która decyduje o skutkach zderzenia. Określenie optymalnych parametrów konstrukcyjnych przetwornika energii wymaga dalszych badań.

## Literatura

1. Doruch H., Gumuła S.: Układy do hamowania i zabezpieczenia pojazdów przed skutkami zderzeń poprzez przekazanie energii akumulatorom mechanicznym. VI Sympozjum Naukowo-Techniczne: „Silniki spalinowe w zastosowaniach wojskowych”. Wojskowa Akademia Techniczna w Warszawie, Akademia Marynarki Wojennej w Gdyni. Jurata, 2003.

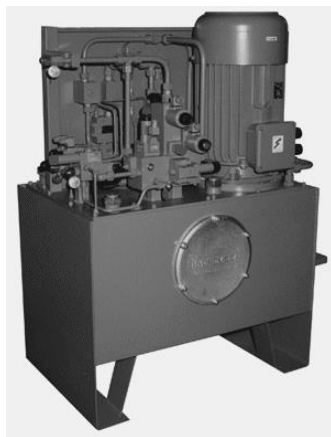
2. Doruch H., Gumuła S.: Bumpers and brakes of vehicles with kinetic energy conversion of a vehicle progressive motion into kinetic energy of a mechanical accumulator rotational motion. 7<sup>th</sup> Conference on „Dynamical Systems – Theory and Applications”. Łódź, 2003.
3. Gumuła S.: Pneumatyczno-mechaniczny przetwornik energii. Konferencja KOMAG – CYLINDER. Szczyrk, 2007.
4. Gumuła S., Łągiewka L.: A method of impact and inertia force reduction during collisions between physical objects. Journal of Technical Physics nr 1/2007.

## Nowoczesne zbiorniki oleju wraz z osprzętem w ofercie firmy HYDROMEGA

Michał Ryżejno – HYDROMEGA sp. z o.o.

**Streszczenie.** W pracy przedstawiono ofertę firmy HYDROMEGA. Główną pozycją w asortymencie tej firmy są zbiorniki oleju i kompletne agregaty wytwarzające ciśnienie dla elementów wykonawczych – części składowe większych instalacji hydraulicznych.

Firma HYDROMEGA od ponad 20 lat prowadzi działalność w segmencie projektowania i wytwarzania elementów, a także kompletnych systemów hydrauliki siłowej. Główną pozycją w asortymencie są zbiorniki oleju i kompletne agregaty wytwarzające ciśnienie dla elementów wykonawczych – części składowe większych instalacji hydraulicznych, ale firma w swoim zakresie ma też kompleksowe wykonania dużych projektów np. dwupoziomowej rampy załadunkowej dla promów pasażersko-samochodowych i statków typu Ro-Ro w Porcie Gdynia w Terminalu Promowym Stena Line. Istotną częścią oferty są pojazdy specjalistyczne (m.in. rodzina pojazdów do zastosowań w przemyśle hutniczym), wśród nich można wyróżnić projekt badawczo-rozwojowy LEWIATAN. Jest to polskie przedsięwzięcie mające na celu opracowanie w naszym kraju wszędolaza dla służb ratownictwa cywilnego, oraz wojska.



Rys.1. Przykładowe produkty firmy HYDROMEGA: zasilacz hydrauliczny i rampa załadunkowa w Porcie Gdynia

W trakcie realizacji projektów dla naszych klientów, eksploatacji urządzeń wykonanych na własne potrzeby, a także serwisowania instalacji własnej i innej produkcji zdobyliśmy wiedzę, popartą doświadczeniem, na temat oczekiwań względem elementów hydraulicznych. Wykorzystujemy tylko elementy, które z punktu widzenia naszych klientów i nas samych są wykonane z należytą troską o istotne parametry użytkowe. Znalezienie takich elementów na polskim i europejskim rynku jest często niełatwe i może się wiązać z trudnościami natury finansowej i czasowej. Dlatego firma HYDROMEGA podjęła się produkcji podstawowego wyposażenia zbiorników i zasilaczy hydraulicznych.

Zbiornik oleju jest dla laika skrzynią na olej, ale temat przechowywania i utrzymywania oleju w instalacji hydraulicznej tylko pozornie jest trywialny. Brak staranności przy wyborze osprzętu do zbiornika prowadzi do zmniejszenia żywotności całego układu i może skutecznie utrudnić pracę użytkownika i pracowników utrzymania ruchu. Klasycznym przykładem wywołania awarii „na własne życzenie”, a w najlepszym przypadku obniżenia sprawności układu jest brak lub niewłaściwe użytkowanie **filtrów powrotnych**. Ich stosowanie wiąże się bezpośrednio z utrzymaniem czystości oleju hydraulicznego. Dbłość o olej jest warunkiem koniecznym dla utrzymania elementów wykonawczych w stanie pozwalającym na pracę z oczekiwaną wydajnością. Dzięki filtrom powrotnym zanieczyszczenia pojawiające się na skutek zużycia elementów układu, oraz lokalnych mikroprzepaleń oleju zostają zmagazynowane w jednym, miejscu – wkładzie filtra. Łatwy dostęp do wkładu pozwalający na okresową i incydentalną jego wymianę to podstawowy parametr, obok jakości wykonania i niskiej ceny jakim charakteryzują się filtry powrotne w ofercie firmy HYDROMEGA. Warto podkreślić, że aktualnie dostępne filtry i wkłady są w całości produkowane w kraju.

Tylko niewielka część produkowanych zbiorników oleju hydraulicznego jest hermetyczna. Większość musi mieć zapewnioną możliwość wymiany powietrza z otoczeniem dla utrzymania równowagi ciśnień na zewnątrz i wewnątrz zbiornika. Elementem pozwalającym na to jest **wlew oleju z filtrem oddechowym**. Łączy on dwie funkcje: umożliwia wygodne uzupełnianie oleju oraz zapewnia drogę dla powietrza, jednocześnie zapobiegając zasysaniu do zbiornika pyłu i innych drobin. Wlewy w ofercie firmy HYDROMEGA są w całości produkowane w kraju.

Zasilacz hydrauliczny wyposażony jest zwykle w silnik elektryczny, lub spalinowy. Są to elementy wywołujące drgania. Aby zapobiec przenoszeniu się ich na konstrukcję stosuje się **listwy tłumiące drgania** (listwy typu WIBRO). Jest to rodzina elementów dostosowana rozmiarami do rozmiarów silników dostępnych na rynku. Same listwy są proste w montażu zarówno na nowych konstrukcjach, jak i na tych już działających. Ich zastosowanie pozwala nie tylko wydłużyć spodziewany czas życia układu, ale też zmniejszyć hałas generowany przez pracujący zasilacz. Listwy WIBRO w ofercie firmy HYDROMEGA są w całości produkowane w kraju.



Rys.2. Listwy tłumiące drgania  
typu WIBRO

W codziennej eksploatacji i prewencyjnym utrzymaniu ruchu istotne jest kontrolowanie parametrów oleju wewnątrz zbiornika. W tym celu stosuje się **płynowskazy** z możliwością montażu termometru. Pozwalają one na sprawdzenie dla obsługi, jaki jest aktualny poziom cieczy w zbiorniku i jaka jest jej temperatura. Wykonane zgodnie z normą DIN pasują do zbiorników z otworami w rozstawie 76, 127 i 254 mm, a użyty materiał – stal nierdzewna sprawia, że są relatywnie odporne na zniszczenie i dodatkowo odporne na warunki atmosferyczne, także morskie – możliwe jest wyposażenie w śruby mocujące także wykonane ze stali nierdzewnej. Płynowskazy w ofercie firmy HYDROMEGA są w całości produkowane w kraju.

W ostatnim czasie rodzina płynowskazów rozszerzyła się o wykonania wyposażone w wyjścia elektryczne dostarczające sygnały dla urządzeń automatyki przemysłowej. Są to czujniki sytuacji alarmowych: wyłącznik poziomu minimalnego (a także minimalnego i ostrzegawczego w jednym urządzeniu), oraz termostat programowalny (aktualnie na etapie testów przed dopuszczeniem do sprzedaży). Pozwalają one na zmniejszenie nakładu pracy związanej z kontrolą prawidłowego działania urządzeń i poprawiają niezawodność układu hydraulicznego.



Rys.3. Płynowskazy w wersji bez czujników sytuacji awaryjnych

Powyżej wymienione urządzenia poprawiają komfort pracy z zasilaczem hydraulicznym i sprawiają, że cała instalacja hydrauliczna jest bardziej nie-

zawodna, jednak zdarzają się sytuacje – choćby w trakcie montażu – że potrzebny jest wygodny dostęp do nich samych. W tym celu w ścianie zbiornika montuje się **właz inspekcyjny**. Jest on także dostępny w ofercie firmy HYDROMEGA w kilku rozmiarach, dla różnych wielkości zbiorników. Włazy tak samo jak inne opisane elementy są w całości produkowane w kraju.



Rys.4. Aluminiowy właz inspekcyjny w wersji z logo firmy

Zbiornik rozumiany jako pojemnik na olej wyposażony w wyżej wymienione elementy staje się w pełni funkcjonalnym, a ponadto wygodnym w użytkowaniu narzędziem dla projektanta systemów i instalacji hydraulicznych. Całość może być wyspecyfikowana, wyprodukowana, zmontowana i dostarczona przez firmę HYDROMEGA w postaci gotowego zbiornika przygotowanego do pracy zaraz po napełnieniu olejem (także w ofercie, w wielu rodzajach).

Napełnianie nowych zbiorników i okresowa wymiana oleju może być czasochłonne i uciążliwe dla obsługi, jeśli nie dysponuje ona odpowiednimi narzędziami. Przenośne zestawy pompowe dostępne w dwóch wersjach o różnej wydajności: 25 i 40 l/min rozwiązują problem – idealne dla załóg serwisowych i pracowników wsparcia technicznego. Wyposażone dodatkowo w filtr puszkowy pozwalają usuwać zanieczyszczenia w trakcie przepompowywania, a zamocowane na zbiorniku (na stałe) realizują funkcję filtracji bocznikowej. Przenośne zestawy pompowe w ofercie firmy HYDROMEGA są w całości produkowane w kraju, a elementy pompy gerotorowej są dodatkowo chronione patentem.

HYDROMEGA wspólnie z innymi firmami z branży pragnie rozwijać i wdrażać nowe innowacyjne rozwiązania niedostępne jeszcze na rynku krajowym. W tym celu podejmuje wyzwania i jako jedyna firma w Polsce rozpoczęła

produkcję agregatów z silnikami elektrycznymi zatopionymi w oleju hydraulicznym. Takie wykonanie agregatu jest trudniejsze niż popularnie stosowany montaż zewnętrzny, jednak pozwala osiągnąć znacząco lepsze parametry pracy silnika chłodzonego cieczą zamiast powietrzem, rozwiązując jednocześnie kwestię smarowania. Dodatkowo osiąga się zwartą konstrukcję, co ma niebagatelne znaczenie z punktu widzenia ergonomii i izolacji od czynników środowiskowych. W tym wykonaniu rozgraniczenie pomiędzy zbiornikiem, a agregatem nie ma zastosowania. Zbiornik staje się obudową zasilacza, nie traci jednak swojej funkcji magazynowania oleju.

Jeden z wyprodukowanych zbiorników z zabudowanym silnikiem elektrycznym do pracy w trudnych warunkach środowiskowych zdobył Złoty Medal Targów PNEUMATICON 2009. Bogato wyposażony w osprzęt i czujniki jest tym, co w firmie HYDROMEGA rozumie się jako: „nowoczesny zbiornik oleju”.





Rys.5. Zasilacz hydrauliczny do pracy w trudnych warunkach środowiskowych  
nagrodzony Złotym Medalem Targów PNEUMATICON 2009

## **Identyfikacja uszkodzeń hydrauliki sterowniczej zmechanizowanej obudowy ścianowej**

**Jan Gil, Ryszard Kubiesa** – Kompania Węglowa S.A. – Zakład Remontowo-Produkcyjny Bieruń, **Kazimierz Stoiński** – Główny Instytut Górnictwa – Katowice

**Streszczenie.** Przedstawiono problemy związane z uszkodzeniami hydrauliki sterującej zmechanizowanych obudów ścianowych, występującymi w kopalniach Kompanii Węglowej. Podjęto próbę identyfikacji tych uszkodzeń w oparciu o ankietę oraz minimalizacji ich skutków w drodze właściwego doboru materiałów i usprawnień eksploatacyjnych.

### **1. Wprowadzenie**

Awaryje zmechanizowanych obudów ścianowych można rozpatrywać w odniesieniu do konstrukcji, hydrauliki siłowej i sterowniczej. Najczęściej uszkodzenia każdego z wymienionych elementów następują z innych przyczyn. Uszkodzenia konstrukcji są powodowane najczęściej błędami projektowymi, wykonawczymi i eksploatacyjnymi. W przypadku hydrauliki siłowej to uszkodzenia gładzi cylindrów i uszczelnień. Są to uszkodzenia, których usunięcie wymaga znacznych nakładów pracy i środków, niekiedy zatrzymania pracy ściany. Występują one jednak sporadycznie.

Częściej obserwuje się uszkodzenia hydrauliki sterowniczej. Uszkodzenia te są usuwane w drodze wymiany elementów. Najczęściej nie powoduje to przerwania pracy ściany. Uszkodzenie elementów hydrauliki sterowniczej stanowi jednak poważne zagrożenie bezpieczeństwa ściany, wpływa również na efektywność jej pracy. Na awaryjność elementów hydrauliki sterowniczej ma wpływ wiele czynników poczynając od jakości cieczy, stosowania nieodpowiednich materiałów, uszkodzeń mechanicznych czy niewłaściwego wykonania. Poznanie przyczyn tych uszkodzeń na poziomie Kompanii Węglowej pozwoli na wdrożenie procedur, które zmniejszą ich liczbę, co poprawi efektywność pracy ściany i zwiększy ich bezpieczeństwo. Identyfikacja przyczyn uszkodzeń zostanie przeprowadzona w oparciu o ankietę specjalnie dla tych potrzeb opracowaną, wypełnianą przez służby techniczne kopalń Kompanii Węglowej. Wyniki tej ankiety będą stanowiły podstawę analizy, według której zostaną określone kierunki działań, które powinny zmniejszyć liczbę awarii wynikających z uszkodzeń hydrauliki sterowniczej.

### **2. Zebrane materiały w oparciu o ankietę**

Podstawą umożliwiającą przeprowadzenie identyfikacji uszkodzeń hydrauliki sterującej jest specjalnie opracowana przez Zakład Remontowo-Produkcyjny Kompanii Węglowej ankietka. Powstała ona na bazie doświadczeń własnych zakładu. Zakład Remontowo-Produkcyjny wykonuje remonty i naprawy elementów hydrauliki sterującej na potrzeby Kompanii Węglowej. Posiada zatem doświadczenie oraz dokładne rozeznanie problematyki. Opracowana ankietka

(wzór wypełnionej ankiety prezentuje rysunek 1) zawiera najistotniejsze pytania dotyczące przyczyn awarii, a mianowicie:

- korozję – rozumianą jako przyczynę uszkodzeń elementów hydrauliczkiej sterowniczej wskutek oddziaływania emulsji oraz czynników zewnętrznych – środowiska,
- uszkodzenia mechaniczne – powstałe w wyniku oddziaływania sił zewnętrznych np. zgniecenie, wyłamanie, itp.,
- brak szczelności – głównie spowodowany uszkodzeniem uszczelnień,
- utrata funkcjonalności – spowodowana przez zatkanie kanałów przepływowych wewnętrznych, podwieszenie sprężyn, uszkodzenie mechanicznych elementów wewnętrznych.

## ANKIETA

ZG "PIEKARY" dnia 02.05.2009r.

| POKŁAD / NR ŚCIANY** | TYP OBUDOWY | IŁOŚĆ SEKCJI | WYSOKOŚĆ ŚCIANY | CZAS PRACY ŚCIANY                                                                                   | RODZAJ DOPUSZCZENIA                              | WARUNKI KLIMATYCZNE                                     | ZAGROŻENIA TĄPIANIAMI             | RODZAJ STEROWANIA         | STOSOWANE OSŁONY                                 | WARTOŚĆ FILTRACJI | Inne parametry |
|----------------------|-------------|--------------|-----------------|-----------------------------------------------------------------------------------------------------|--------------------------------------------------|---------------------------------------------------------|-----------------------------------|---------------------------|--------------------------------------------------|-------------------|----------------|
| 546/419              | T15/35PodII | 124 szt.     | 3,0-3,4         | Rozpoczęcie eksploatacji ściany mc/rok 30.08.07.<br>Zakończenie eksploatacji ściany mc/rok do nadal | Dopuszczenie WIUG tak<br>Certyfikat brak typu WE | Brak zasolenia umiarkowane zasolenie<br>silne zasolenie | zagrożone<br>II stopień zagrożone | Przyległe tak<br>pilotowe | Oslona czola ściany tak<br>Oslona pola przejścia | 0,5 µm            |                |

## ELEMENTY HYDRAULIKI WYMNIANE PO AWARII

| Element | Rozdzielacz czterodrożny typu RB | Płyta rozdzielacza | Rozdzielacz pilotowy | Blok zaworowy pojedynczy | Blok zaworowy podwójny | Zawór zwrotny | Zawór odcinający | Zawór dławicowo-zawrotny | Zawór upustowy | Filtr | Inne       |
|---------|----------------------------------|--------------------|----------------------|--------------------------|------------------------|---------------|------------------|--------------------------|----------------|-------|------------|
| Ilość   | 670 szt.                         | 100 szt.           | brak                 | 105 szt.                 | 120 szt.               | 115 szt.      | 123 szt.         | 80 szt.                  | brak szt.      | brak. | ..... szt. |

## PRZYCZYNA WYMIANY

| KOROZJA                 | 350 szt.   | 30 szt.    | brak       | 50 szt.    | 60szt..    | 33 szt.    | 80szt.     | 45 szt.    | ..... szt. | ..... szt. | ..... szt. |
|-------------------------|------------|------------|------------|------------|------------|------------|------------|------------|------------|------------|------------|
| USZKODZENIE MECHANICZNE | 100 szt.   | 40 szt.    | brak       | 15 szt.    | 15 szt.    | 47 szt.    | 8 szt.     | 25 szt.    | ..... szt. | ..... szt. | ..... szt. |
| UTRATA FUNKCJONALNOŚCI  | 90 szt.    | 10 szt.    | brak       | 25 szt.    | 35 szt.    | 10 szt.    | 15 szt.    | 5 szt.     | ..... szt. | ..... szt. | ..... szt. |
| BRAK SZCZELNOŚCI        | 130 szt.   | 20 szt.    | brak       | 10 szt.    | 10 szt.    | 25 szt.    | 20 szt.    | 5 szt.     | ..... szt. | ..... szt. | ..... szt. |
| ..... szt.              | ..... szt. | ..... szt. | ..... szt. | ..... szt. | ..... szt. | ..... szt. | ..... szt. | ..... szt. | ..... szt. | ..... szt. | ..... szt. |
| inna                    | brak       | brak       | brak       | brak       | brak       | brak       | brak       | brak       | brak       | brak       | brak       |

\* naklezy zakreślić właściwy kwadrat

\*\* ankieta dotyczy określonych ścian eksploatowanych w latach 2003 do dziś

KOMPANIA WĘGLOWA SA  
Odział Zakładu "PIEKARY"  
NADZYTWAR MIECHANICZNY  
dla remontów i eksploatacji maszyn i urządzeń  
mgr inż. Zdzisław KORTON

Rys.1. Wypełniona ankieta przez jedną z kopalni Kompani Węglowej

Ankieta zawiera również pytania dodatkowe umożliwiające lokalizację elementu, warunków jego pracy oraz wykonania. Ankiety zostały rozesłane do wszystkich kopalń Kompanii Węglowej. Wypełnione przez służby techniczne kopalń ankiety były podstawą analizy. Dotyczyły one 24 ścian eksploatowanych w latach 2003-2009. Ankiety zostały wypełnione w oparciu o książki obudowy [3].

Powstały z 24 ankiet zbiór został poddany analizie. Wynika z niego, że podstawowym typem sterowania jest sterowanie przyległe, wykonane ze stali konstrukcyjnej. Obudowy są wprowadzone do eksploatacji decyzją Prezesa

WUG (90%), obudowy pracują w warunkach zagrożenia wstrząsami górotworu (80%) oraz zasolenia silnego i umiarkowanego (65%).

Najczęściej uszkodzeniom ulegają cztery elementy:

- rozdzielacze czterodrogowe,
- bloki zaworowe,
- zawory dławiąco-zwrotne,
- zawory odcinające.

Przyczyny awarii wymienionych elementów ujmuje tabela 1.

**Wykaz dominujących przyczyn uszkodzeń wybranych elementów hydrauliki sterowniczej**

Tabela 1

| Element                    | Ogółem       | Korozja     | Uszkodzenie mechaniczne | Utrata funkcjonalności | Brak szczelności |
|----------------------------|--------------|-------------|-------------------------|------------------------|------------------|
| Rozdzielacze czterodrogowe | <b>5815</b>  | 1890        | 626                     | 1428                   | 1871             |
| Bloki zaworowe             | <b>3142</b>  | 1410        | 170                     | 705                    | 857              |
| Zawory dławiąco-zwrotne    | <b>415</b>   | 175         | 130                     | 30                     | 80               |
| Zawory odcinające          | <b>665</b>   | 270         | 119                     | 74                     | 202              |
|                            | <b>10037</b> | <b>3745</b> | <b>1045</b>             | <b>2237</b>            | <b>3010</b>      |

W oparciu o tabelę 1 można stwierdzić, że awarie są spowodowane:

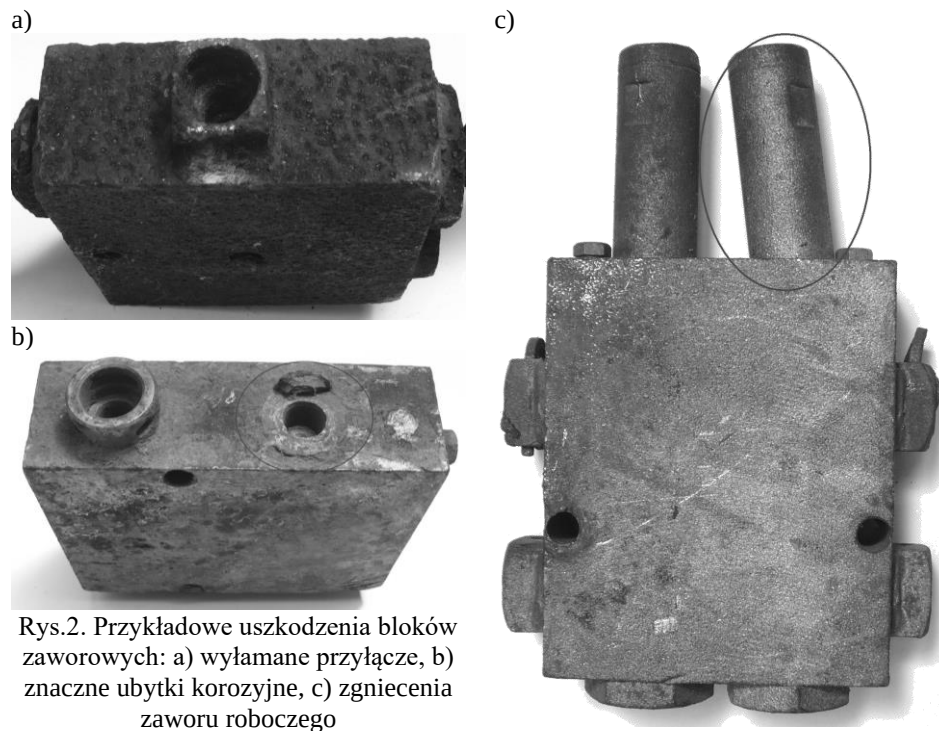
- korozją – 37% awarii,
- brakiem szczelności – 30% awarii,
- utratą funkcjonalności – 22% awarii,
- uszkodzeniami mechanicznymi – 11% awarii.

Przykładowe uszkodzenia bloków zaworowych prezentuje rysunek 2.

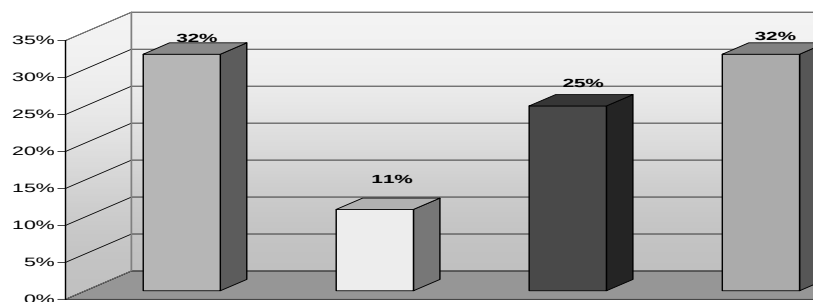
Udział procentowy przyczyn awarii dla poszczególnych elementów ujmuje rysunek 3.

Wpływ poszczególnych przyczyn na liczbę awarii poszczególnych elementów zachowuje tendencję wskazującą na dominujący wpływ korozji oraz braku szczelności. Wiąże się to głównie z niekorzystnym działaniem czynników środowiskowych i cieczy hydraulicznej (jej czystości i zawartości koncentratu) na konstrukcję i uszczelnienia. Zauważalny jest również wpływ umiejscowienia elementu na liczbę awarii (zawór dławiąco-zwrotny – wpinany w przewód hydrauliczny i nie mocowany do konstrukcji).

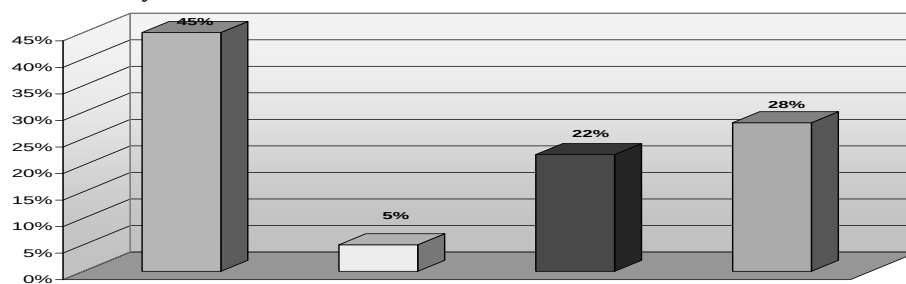
Jest również zauważalny wpływ agresywności środowiska (głównie zasolenia) na liczbę awarii spowodowanych nadmiernym wzrostem korozji. Wzrost ten w odróżnieniu od środowiska nieagresywnego kształtuje się na poziomie 23%.



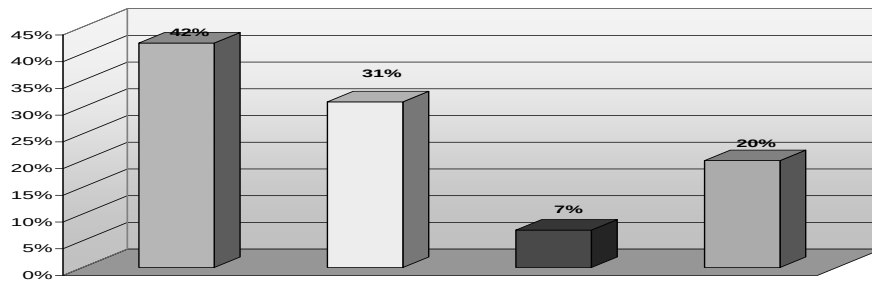
## Rozdzielacz czterodrogowy



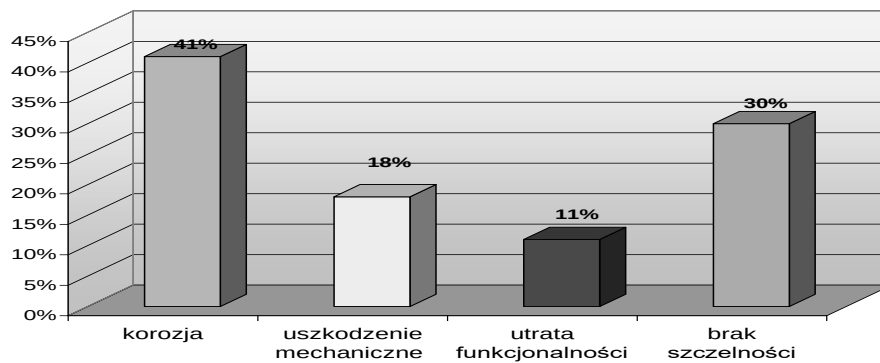
## Blok zaworowy



## Zawór dławiąco-zwrotny



## Zawór odcinający



Rys.3. Przyczyny uszkodzeń wybranych elementów hydrauliki sterującej

### 3. Podsumowanie

Pomimo tego, że hydraulika sterownicza stanowi niewielką część zmechanizowanej obudowy ścianowej, tak pod względem masy (ułamek procentu), jak również wartości (kilka procent) ma ona istotne znaczenie dla niezawodności działania obudowy oraz bezpieczeństwa pracy w ścianie. Oczekuje się, że powinna bezawaryjnie pracować 1-3 lat, w tym co najmniej jeden bieg ściany. Aktualnie w zdecydowanej większości pracuje w systemie przyległym (taka była przedmiotem analizy) i wykonywana jest ze stali konstrukcyjnej niestopowej (S355, 45).

Stale nierdzewne są stosowane w wykonaniach o podwyższonym standardzie na wewnętrzne elementy robocze decydujące o niezawodności, mniej licznie na cały element. Stosowanie stali nierdzewnej jest ograniczone z uwagi na wzrost kosztów produkcji, a obecne przepisy dotyczące przetargów przyjmują 100% ceny, nie uwzględniając parametrów technicznych. Jest to całkowicie niezrozumiałe wobec faktu, że koszt hydrauliki sterowniczej w odróżnieniu od wartości sekcji jest niewielki.

Wprowadzenie stali nierdzewnej wydłuża czas pracy elementów hydrauliki sterowniczej w oparciu o obserwacje własne o około 40%.

Dwie najbardziej istotne przyczyny awarii elementów hydrauliki sterowniczej wykonanej ze stali konstrukcyjnej, tj. korozję i brak szczelności posiadają wspólny czynnik wpływający na ich intensywność, jakim jest ciecz hydrauliczna. Stosowana w układach sterowania zmechanizowanymi obudowami ciecz hydrauliczna jest trudnopalną mieszaniną wody z koncentratami syntetycznymi tzw. emulsją. Stosowane w emulsji koncentraty powinny działać antykorrozyjnie na metale oraz posiadać właściwości smarne. Tak, więc duże stężenie emulsji korzystnie wpływa na ochronę przed korozją. Niestety wysoki udział koncentratu w emulsji wpływa niekorzystnie na trwałość uszczelnień, powodując zmianę twardości i objętości materiału, z którego są wykonane. Z tego względu występuje konflikt między wymaganiami w zakresie ochrony antykorrozyjnej, a oddziaływaniem na uszczelnienia [2]. Zasadne jest zatem stosowanie do produkcji elementów hydrauliki sterowniczej ze stali nierdzewnej, równocześnie zmniejszając do poziomu dopuszczalnego procentową zawartość koncentratu w emulsji.

Najczęściej jako stale nierdzewne są stosowane stale martenzytowe w gatunku 2H13 i 4H13 oraz stale austenityczne w gatunku 1H18N9 [4]. Wykonywane elementy z wymienionych gatunków stali nierdzewnej po dłuższym okresie pracy również wykazują oznaki niewielkich ubytków, co zaobserwowano w kopalniach jak również w Zakładzie Remontowo-Produkcyjnym podczas przeprowadzanych remontów. Przyczyną może być niewłaściwa obróbka elementów (stosowanie niewłaściwych materiałów szlifierskich lub polerskich) lub niewłaściwy dobór współpracujących materiałów.

Wskutek stosowania nieodpowiednich materiałów do obróbki stali nierdzewnej może zostać wprowadzony wolny węgiel, który po połączeniu się z chromem tworzy ziarna o obniżonej zawartości chromu. W przypadku spadku obniżenia zawartości chromu poniżej 12% materiał jest podatny na korozję [1, 5]. Przypadek taki może również wystąpić, jeśli producent w ramach oszczędności zastosuje materiał w gatunku 1H13. Stosowanie równocześnie stali nierdzewnych i stali konstrukcyjnej w jednym elemencie może prowadzić również do dyfuzji węgla ze stali konstrukcyjnej do stali nierdzewnej z nieodbytnym skutkiem.

#### 4. Wnioski

Ograniczenie liczby uszkodzeń hydrauliki sterowniczej jest istotnym problemem mającym znaczący wpływ na niezawodną pracę zmechanizowanej obudowy ścianowej, jak również na jej bezpieczeństwo pracy. Rozpoczęte rejestracje tych uszkodzeń wraz z przyczynami ich powstawania pozwolą wprowadzić procedury, które ograniczą ich liczbę.

Podstawowe wnioski, które można przyjąć na podstawie zebranych materiałów ankietowych, jeszcze niepełnych, obejmują:

- korozja ma decydujący wpływ na niezawodną pracę elementów hydrauliki sterowniczej,
- liczebność uszkodzeń w zdecydowanej mierze można ograniczyć stosując w większym stopniu materiały nierdzewne co najmniej na podstawowe elementy; powinien ten kierunek być utrzymany głównie w odniesieniu przy zakupach nowych elementów,
- utrzymywać ciecze hydrauliczne zgodnie z zapisami w DTR hydrauliki siłowej, jak również sterowniczej, tak co do zawartości koncentratu, jak również zanieczyszczeń; jest to szczególnie niezbędne w fazie rozruchu ściany,
- elementy hydrauliki sterowniczej powinny być trwale związane z konstrukcją sekcji z uwagi na mniejsze zagrożenie uszkodzeniami mechanicznymi.

Rozpoczęte rejestracje uszkodzeń hydrauliki sterowniczej będą kontynuowane, a wnioski z ich analiz będą wykorzystywane w bieżącej działalności zakładu.

#### Literatura

1. Dobrzański L.A.: Podstawy nauki o materiałach i metaloznastwo. Materiały inżynierskie z podstawami projektowania materiałowego. Wydawnictwa Naukowo-Techniczne, Warszawa 2002.
2. Irresberger H., Gräwe F., Migenda P.: Zmechanizowane obudowy ścianowe. Podręcznik dla praktyków. Wydawca: Tiefenbach Polska sp. z o.o., Katowice 2008.
3. Książki zmechanizowanej obudowy ścianowej.



4. PN-EN 10088-1: 2007 – Stale odporne na korozję. Wykaz stali odpornych na korozję.
5. Przybyłowicz K.: Podstawy teoretyczne metaloznawstwa. Wydawnictwa Naukowo-Techniczne, Warszawa 1999.

## **Modelowanie działania hydraulicznej podpory górniczej z uwzględnieniem hydroakumulatora w warunkach obciążeń dynamicznych**

**Zygmunt Domagała, Jarosław Prokopowicz, Łukasz Wilk** – Politechnika Wrocławska

**Streszczenie.** W monografii przedstawiono zagadnienie symulacji zjawisk dynamicznych w hydraulicznej podporze górniczej. W tym celu zbudowano model matematyczny uwzględniający założenia upraszczające, który następnie rozbudowano o model hydroakumulatora hydraulicznego. Na tej podstawie ułożono model symulacyjny i przeprowadzono badania, z których wyciągnięto odpowiednie wnioski.

### **1. Wprowadzenie**

W dzisiejszych czasach podstawowym aspektem w trakcie prowadzenia jakichkolwiek prac górniczych jest bezpieczeństwo ludzi pracujących pod ziemią oraz zwiększenie wydajności. Wraz ze wzrostem zapotrzebowania na węgiel na przestrzeni lat, surowiec eksploatowany jest na coraz większych głębokościach. Wiąże się to z coraz większymi zagrożeniami ze strony geologicznej, a to pociąga za sobą rozwój techniki górniczej, w której Polska zajmuje czołowe miejsce w świecie.

Podstawowym elementem podpornościowym obudowy jest stojak hydrauliczny wraz ze współpracującymi z nim zaworami hydraulicznymi – roboczym oraz upustowym. Wymaga się aby układ podpornościowy obudowy utrzymywał podporność roboczą dla zmieniających się obciążeń w czasie oraz wysokości rozparcia obudowy. Wymaganie to jest realizowane w drodze doboru konstrukcji stojaka, jego sprężystości oraz stosowanie odpowiednio dobranych zaworów ograniczających ciśnienia w przestrzeniach roboczych. Ograniczenie ciśnienia o małej dynamice zapewnia zawór roboczy, natomiast o dużej dynamice zawór upustowy. Wynika stąd, że zawór upustowy powinien charakteryzować się małymi czasami otwarcia i zamknięcia wypływu oraz odpowiednio dobraną wydajnością.

Podstawowym zadaniem obudowy ścianowej jest ciągle podtrzymywanie stropu wyrobiska ścianowego.

Obudowa górnicza powinna spełniać również inne ważne zadania, takie jak:

- zabezpieczenie górnika w trakcie wstrząsu górotworu,
- umożliwienie swobodnego dostępu do urządzeń sterujących,
- umożliwienie zamontowania oświetlenia i urządzeń zraszających.

Wysokie koszty tych badań i trudności techniczne ich prowadzenia spowodowały wzrost zainteresowania metodami analitycznymi. Niniejsza praca prezentuje metodę analityczną wyznaczania wartości obciążenia stojaka hydraulicznego pod obciążeniem dynamicznym w oparciu o dyskretny model matematyczny.

## 2. Model matematyczny

Model matematyczny zbudowano, zakładając dyskretny rozkład masy i sprężystości oraz uwzględniając ograniczenia wynikające z użytego do obliczeń programu MATLAB-Simulink.

### 2.1. Założenia upraszczające

Model matematyczny powstał w oparciu o założenia upraszczające, które reprezentują obiekt rzeczywisty z wymaganą dokładnością:

- ciśnienie po stronie zlewowej jest stałe,  $p_{zl} = const$ ,
- moduł sprężystości, gęstość oraz lepkość cieczy nie zmieniają się podczas pracy układu,
- pominięto wpływ siły ciężkości na działanie układu,
- pominięto odkształcenia elementów hydraulicznych,
- pominięto wpływ skończonej prędkości rozchodzenia się zaburzeń w układzie,
- sprężyna w zaworze upustowym posiada charakterystykę liniową,
- masa i sprężystość występują jako parametry skupione,
- założono, że pomiędzy powierzchniami ruchomymi nie występuje tarcie suche,
- założono, że w układzie nie występuje kavitacja,
- masy elementów stojaka hydraulicznego przedstawiono w postaci masy zredukowanej  $m_{tl}$  uwzględniając, że masę zredukowaną elementu traktowanego jako sprężynę określa się jako 40% masy całkowitej:

$$m_{tl} = 0,4 \cdot m_{cs} + m_s \quad (1)$$

gdzie:

$m_{cs}$  – masa cieczy roboczej w stojaku,

$m_s$  – masa elementów stojaków biorących udział w ruchu.

- masy elementów zaworu upustowego przedstawiono w postaci masy zredukowanej  $m_z$ :

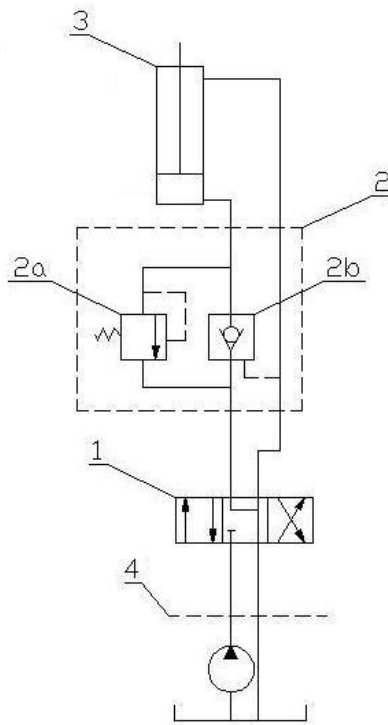
$$m_z = m_{grzybka} + m_{talerzyka} + m_{tloczka} + \frac{1}{3} m_{sprężyny} \quad (2)$$

- zastosowano ograniczenia ruchowe tłoka siłownika w zakresie  $0 < x < x_{gr}$ ,
- zastosowano ograniczenia ruchowe dla grzybka zaworu  $0 < y < y_{gr}$ ,
- w akumulatorze założono, że mamy do czynienia z przemianą adiabatyczną,
- w akumulatorze znajduje się gaz idealny.

## 3. Model matematyczny układu hydraulicznego podpory

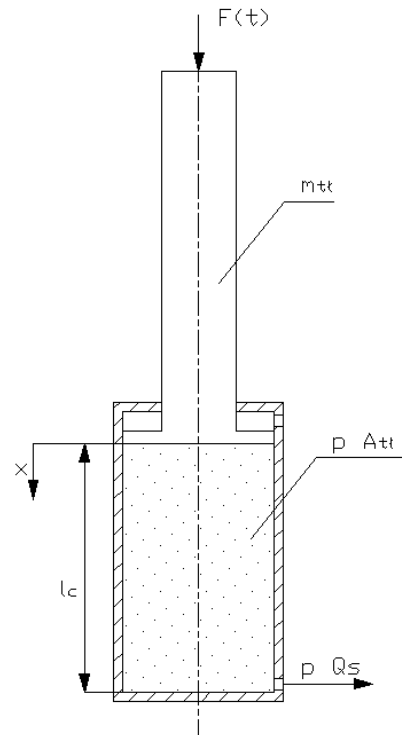
Model matematyczny stojaka hydraulicznego wraz z zaworem odpowiada niżej zamieszczonemu schematowi hydraulicznemu. Z uwagi na rozbudowaną strukturę hydraulicznej podpory górniczej analizę parametrów przeprowadzono

dla jednego siłownika i zaworu upustowego. W modelu pominięto elementy takie jak: zawór zwrotny, rozdzielacz oraz elementy magistrali zasilającej, ponieważ nie biorą one czynnego udziału podczas działania podpory w czasie tąpnięcia.



Rys.1. Schemat hydrauliczny modelowanej podpory

1 – rozdzielacz 4/3, 2 – blok zaworowy, 2a – zawór bezpieczeństwa, 2b – zawór zwrotny, 3 – stojak hydrauliczny, 4 – centralna magistrala zasilająca



Rys.2. Stojak hydrauliczny podpory

### 3.1. Model matematyczny siłownika

Równanie sił działających na stojak hydrauliczny ułożono dla następujących warunków:

$$F(t) - F_{sb} - F_{st} - F_{sh} = 0 \quad (3)$$

gdzie:

$F_{sb}$  – siła bezwładności stojaka wraz z masą uderu  $m$ ,

$F_{st}$  – siła tarcia lepkiego,

$F_{sh}$  – siła wywierana przez ciśnienie na powierzchnię tłoka,

$F(t)$  – obciążenie górotworu wyrażona następującą zależnością,

$$F(t) = F_w + F_d[1 + k_d e^{-\delta t} \sin(\omega t - \varphi)] \quad [5] \quad (4)$$

Powyższe równania rozpatrywane są dla następujących warunków początkowych dla  $x = 0$ :

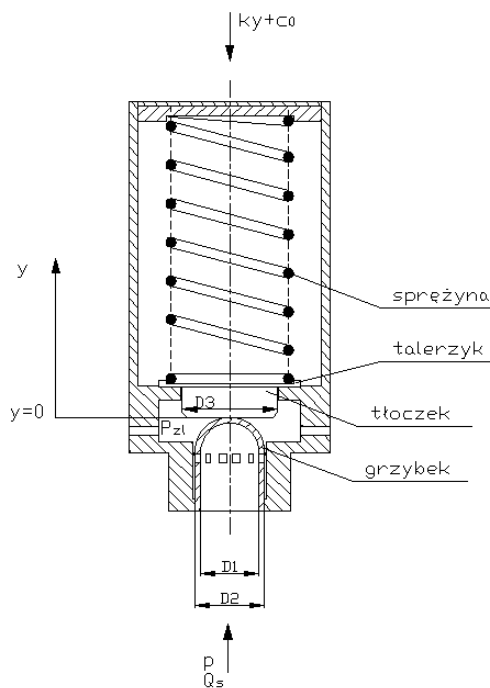
$$\frac{dx}{dt} = 0 \quad \text{ i } \quad \frac{d^2x}{dt^2} = 0 \quad (5)$$

oraz dla następujących warunków brzegowych dla  $x = x_{gr}$ :

$$\frac{dx}{dt} = 0 \quad \text{ i } \quad \frac{d^2x}{dt^2} = 0 \quad (6)$$

### 3.2. Model matematyczny zaworu upustowego

Równanie sił działających na element uszczelniający zaworu upustowego oraz równania przepływu ułożono na podstawie schematu przedstawionego na rysunku 3.



Rys.3. Zawór upustowy podpory

Równanie sił działających na element uszczelniający zaworu upustowego:

$$F_{zh} - F_{zb} - F_{zt} - F_{zs} - F_{zd} = 0 \quad (7)$$

gdzie:

$F_{zh}$  – siła wywierana przez ciśnienie na grzybek zaworu,

$F_{zb}$  – siła bezwładności,

$F_{zt}$  – siła tarcia lepkiego,

$F_{zd}$  – siła hydrodynamiczna.

Dla powyższego równania przyjęto następujące warunki początkowe: dla  $y = 0$ :

$$\frac{dy}{dt} = 0 \quad \text{ i } \quad \frac{d^2y}{dt^2} = 0 \quad (8)$$

oraz warunki brzegowe dla  $y = y_{gr}$ :

$$\frac{dy}{dt} = 0 \quad \text{ i } \quad \frac{d^2y}{dt^2} = 0 \quad (9)$$

### Równanie bilansu natężeń przepływu przez zawór

$$Q_s - Q_{gz} - Q_c - Q_g = 0 \quad (10)$$

gdzie:

$Q_s$  – natężenie przepływu spowodowane ruchem tłoka stojaka:

$$Q_s = A_t \cdot \frac{dx}{dt} \quad (11)$$

$Q_{gz}$  – natężenie strumienia przepływającego przez grzybek zaworu:

$$Q_{gz} = 8 \cdot A_{0g} \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot \Delta p}{\rho \cdot \xi_1}} \quad (12)$$

$Q_c$  – natężenie przepływu spowodowane ściśliwością cieczy roboczej pod tłokiem stojąca:

$$Q_c = \frac{V_1}{B} \cdot \frac{dp}{dt} \quad (13)$$

gdzie:

$V_1$  – objętość cieczy pod tłokiem,

$B$  – moduł sprężystości objętościowej.

$Q_g$  – natężenie przepływu spowodowane przemieszczeniem się grzybka zaworu:

$$Q_g = A_l \cdot \frac{dy}{dt} \quad (14)$$

#### **Równanie bilansu natężeń przepływu przez komorę podgrzybkową zaworu**

$$Q_{gz} - Q_{cp} - Q_{gp} - Q_w = 0 \quad (15)$$

gdzie:

$Q_{cp}$  – natężenie przepływu spowodowane ściśliwością cieczy roboczej w komorze podgrzybkowej:

$$Q_{cp} = \frac{V_p}{B} \cdot \frac{dp_{zl}}{dt} \quad (16)$$

gdzie:

$V_p$  – objętość cieczy w komorze podgrzybkowej,

$B$  – moduł sprężystości objętościowej.

$Q_{gp}$  – natężenie przepływu spowodowane przemieszczeniem się grzybka zaworu:

$$Q_{gp} = (A_3 - A_2) \cdot \frac{dy}{dt} \quad (17)$$

$Q_w$  – natężenie przepływu przez komorę podgrzybkową zaworu:

$$Q_w = 8 \cdot A_{0w} \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot p_{zl}}{\rho \cdot \xi_2}} \quad (18)$$

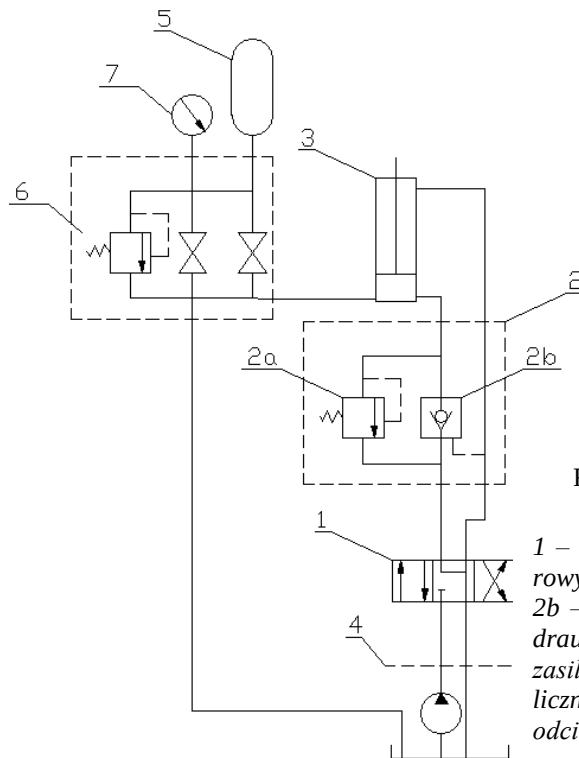
gdzie:

$A_{0w}$  – powierzchnia otworu w zaworze upustowym,

$\xi_2$  – współczynnik strat przepływu.

Zasadniczym celem badań jest rozszerzenie konwencjonalnego układu hydraulicznego podpory zmechanizowanej o hydroakumulator. Dla tak określone-

go celu zbudowano nowy układ hydrauliczny i dokonano opisu matematycznego akumulatora hydraulicznego.



Rys.4. Schemat hydrauliczny modelowanej podpory

1 – rozdzielacz 4/3, 2 – blok zaworowy, 2a – zawór bezpieczeństwa, 2b – zawór zwrotny, 3 – stojak hydrauliczny, 4 – centralna magistrala zasilająca, 5 – akumulator hydrauliczny, 6 – blok zabezpieczająco-odcinający, 7 – manometr kontrolny

Zmianę objętości czynnika roboczego w akumulatorze hydraulicznym przy założeniu adiabatycznego sprężania i rozprężania gazu opisujemy następującą zależnością [8]:

$$V_{a0} = \frac{\Delta V}{\left(\frac{p_{a0}}{p_{a1}}\right)^{\frac{1}{n}} - \left(\frac{p_{a0}}{p_{a2}}\right)^{\frac{1}{n}}} \quad (19)$$

Do zamodelowania równań przedstawionych powyżej użyto oprogramowania komputerowego firmy The MathWorks o nazwie MATLAB z pakietem Simulink. Oprogramowanie Simulink jest interaktywnym pakietem przystosowanym do modelowania, symulacji oraz analizy dynamicznej układów ciągłych, dyskretnych oraz mieszanych. Modele matematyczne budowane są w postaci schematów blokowych, co daje nam przejrzysty układ modelu. Dodatkową zaletą pakietu Simulink jest bogaty zbiór bibliotek z operacjami matematycznymi ułatwiający pracę z modelem. Istotną zaletą jest możliwość przedstawienia wykresów kilku zależności w jednym oknie, umożliwia to obserwację kilku parametrów modelu w jednym czasie.

#### 4. Program badań symulacyjnych

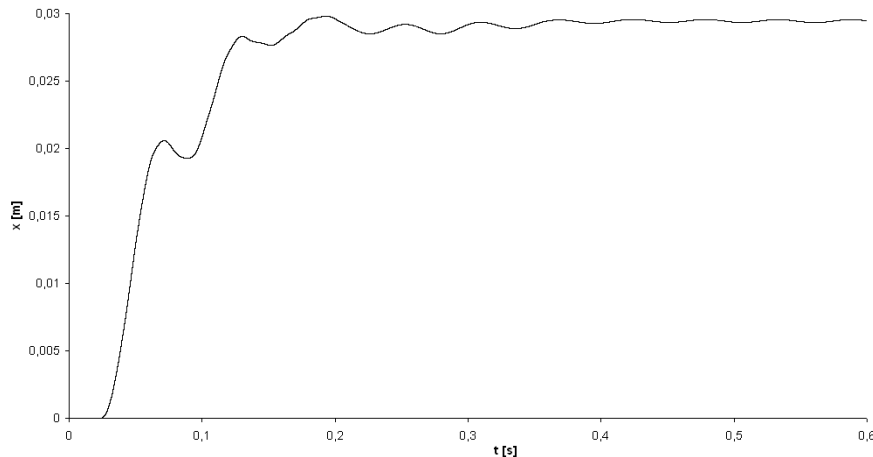
Podczas badań układu podpory hydraulicznej w modelu symulacyjnym zmieniano poszczególne wartości parametrów o  $\pm 25\%$ .

- ciśnienie wstępne panujące pod tłokiem stojaka  $p_0$ ,
- napięcie wstępne sprężyny zaworu  $c_0$ ,
- sztywność sprężyny zaworu  $k_{zs}$ ,
- moduł sprężystości cieczy roboczej  $B$ ,
- wysokość wysuwu tłoczyska stojaka  $x$ ,
- siła obciążająca górotworu  $F(t)$ ,
- minimalne ciśnienie otwarcia zaworu w akumulatorze hydraulicznym  $p_{a1}$ ,
- pojemność użyteczna akumulatora hydraulicznego  $\Delta V$ .

#### 5. Wyniki badań symulacyjnych

##### Analiza wyników dla parametrów nominalnych

Na rysunkach 5 do 7 przedstawiono przebiegi przemieszczenia się tłoka stojaka, grzybka zaworu oraz ciśnienia w chwili obciążenia stojaka siłą górotworu.

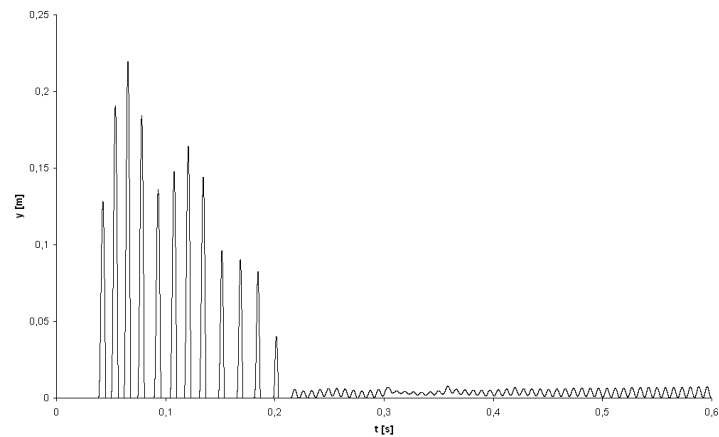


Rys.5. Przemieszczenie tłoka stojaka

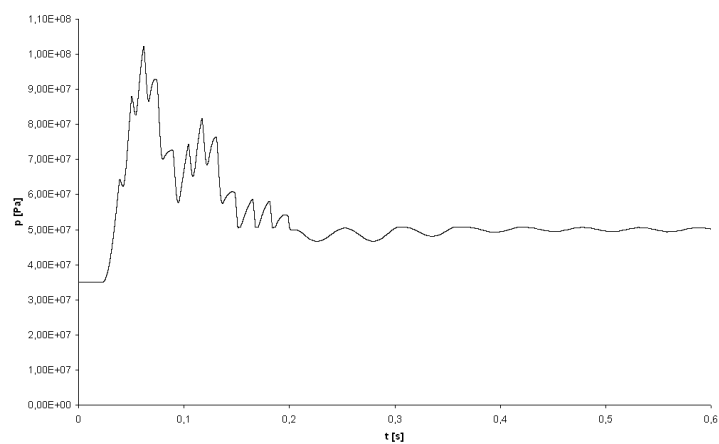
Z wykresów wynika, że następują bardzo szybkie zmiany badanych parametrów. Należy zaznaczyć, że przebiegi te uzyskano bez uwzględnienia dodatkowej pojemności.

Na rysunkach 8 i 9 przedstawiono przebiegi dynamiczne w przypadku uzupełnienia modelu matematycznego o dodatkową pojemność. W rozważanym przypadku zastosowano typowe hydroakumulatory. Analizując uzyskane przebiegi można zaobserwować, że zwiększenie pojemności powoduje większe przemieszczenie tłoka siłownika, ale zmniejszamy w ten sposób szybkość przyrostu ciśnienia w komorze siłownika stojaka.

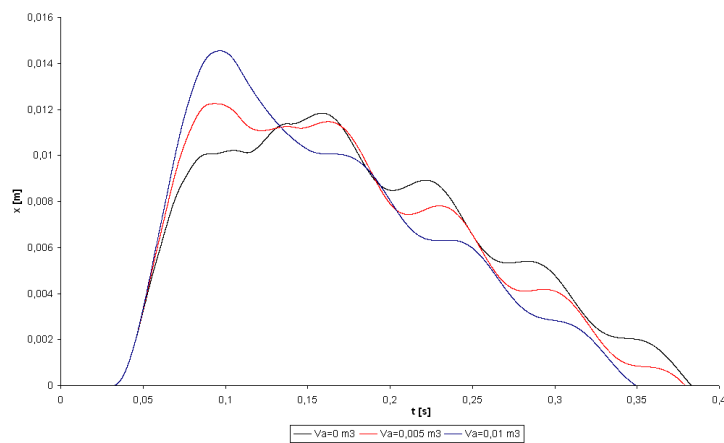




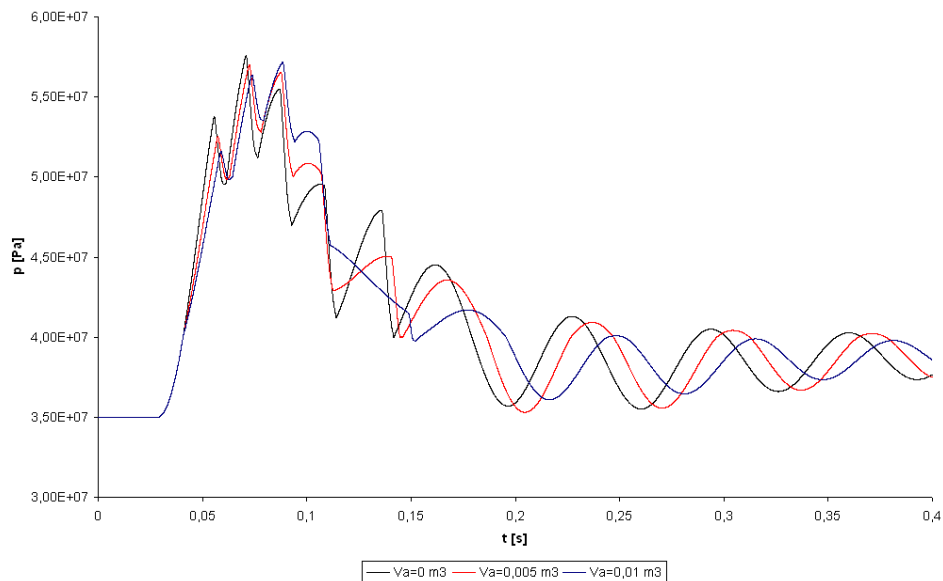
Rys.6. Przeszyczenie grzybka zaworu



Rys.7. Ciśnienie panujące w stojaku



Rys.8. Wpływ pojemności akumulatora hydraulicznego na przeszczenie tłoka stojaka



Rys.9. Wpływ pojemności akumulatora hydraulicznego na ciśnienie panujące w stojaku

Po przebadaniu układu z akumulatorem hydraulicznym można stwierdzić, że:

- Zastosowanie hydroakumulatora korzystnie wpływa na charakterystykę układu.
- Wraz ze wzrostem pojemności użytecznej akumulatora ciśnienie w stojaku narasta wolniej i osiąga najmniejszą wartość maksymalną w trakcie dynamicznego obciążania układu.
- Niekorzystnym jest fakt, że ciśnienie w układzie hydraulicznym stabilizuje się po znacznie dłuższym czasie, a co za tym idzie cała konstrukcja obudowy ścianowej może być mniej stabilna.
- Układ zawierający akumulator hydrauliczny cechuje się wolniejszym przyrostem ciśnienia oraz osiąga mniejsze ciśnienie maksymalne, co jest pożądane w układach narażonych na gwałtowne obciążenia dynamiczne.

Zastosowanie akumulatorów hydraulicznych w układach stojaków podpór może być rozwiązaniem problemu „blokady hydraulicznej” zaworu upustowego w podporach górniczych. Zjawisko to jest coraz większym problemem, ponieważ wraz ze wzrostem podporności stojaków rosną ich średnice, a co za tym idzie objętość cieczy roboczej pod tłokiem.

Obecnie zawory nie są w stanie odprowadzić w dostatecznie krótkim czasie odpowiedniej ilości cieczy roboczej dla zapewnienia wymaganego zsuwu stojaka. Tu zastosowanie znajduje akumulator hydrauliczny, który przejmując nadmiar cieczy roboczej i nie dopuszcza do zniszczenia stojaka.

### **Literatura**

1. Domagała Z., Prokopowicz J., Popczyk Z.: Symulacja zjawisk dynamicznych w stojaku hydraulicznym obudowy ścianowej. *Hydraulika a Pneumatyka*, 3-4/2006.
2. Domagała Z.: Wpływ parametrów konstrukcyjnych zaworu przelewowego na szybkość przyrostu ciśnienia w układzie napędowym hydraulicznym. *Politechnika Wrocławska* 15/91.
3. Mrozek B., Mrozek Z.: *MATLAB i Simulink Poradnik użytkownika*. Helion 2004.
4. Rajwa S.: Wpływ konstrukcji stojaka hydraulicznego w ścianowej obudowie zmechanizowanej na utrzymanie stropu. Praca doktorska, GIG Katowice 2004.
5. Stoiński K.: Obudowy górnicze w warunkach zagrożenia wstrząsami górotworu. Wydawnictwa GIG, Katowice 2000.
6. Stoiński K.: Praktyczne aspekty upodatkowania obudowy zmechanizowanej. *Napędy i Sterowanie* 7/8.2008.
7. Stoiński K.: Stojaki dwuteleskopowe z wierconymi płaszczykami cylindrów. KOMAG Gliwice 2004.
8. Stryczek S.: *Napęd hydrostatyczny T1 T2*. WNT, Warszawa 1995.

## **Doświadczenia eksploatacyjne wynikające z pracy hydraulicznych układów zasilających stanowiska badawcze Laboratorium Badań Instytutu Techniki Górniczej KOMAG**

**Damian Aleksa, Włodzimierz Madejczyk** – Instytut Techniki Górniczej KOMAG

**Streszczenie.** W Laboratorium Badań Instytutu Techniki Górniczej KOMAG prowadzone są badania na rzecz bezpieczeństwa. Ze względu na szczególny charakter tych badań (szeroki zakres parametrów, wynikający z normy i zakresu akredytacji), liczbę i czas prowadzonych badań istnieje potrzeba odpowiedniego dostosowania sprzętu badawczego. W opracowaniu przedstawiono charakter pracy, występujące awarie i wprowadzone zmiany w agregatach pompowych stosowanych w Laboratorium Badań Instytutu Techniki Górniczej KOMAG w celu zwiększenia niezawodności i efektywności prowadzonych badań.

### **1. Rodzaje agregatów pompowych i charakter ich pracy podczas prac badawczych**

Wysokie ciśnienie wymagane w realizacji badań w laboratorium uzyskuje się za pomocą hydraulicznych pomp wysokociśnieniowych, bądź za pomocą multiplikatorów ciśnienia.

Wymagane przebiegi ciśnień podczas badań sekcji obudów zmechanizowanych, elementów hydrauliki siłowej i sterowniczej wynikają głównie z wymagań stawianych przez normy serii PN EN 1804. Wymagania wymienionej normy, jak również coraz większe średnice stojaków hydraulicznych wymagają zastosowania w laboratorium układów zasilania o szerokim zakresie wartości parametrów. Uwzględnione są między innymi:

- natężenie przepływu o wartości 0,04 l/min oraz 30 l/min, przy ciśnieniu 48 MPa podczas badań wytrzymałości zmęczeniowej zaworów,
- amplituda ciśnienia 47 MPa podczas badań wytrzymałości zmęczeniowej stojaków hydraulicznych,
- maksymalne ciśnienie 51 MPa podczas badań wytrzymałości zmęczeniowej sekcji obudowy,
- ciśnienie rzędu 100 MPa podczas prób przeciążeniowych stojaka bądź zaworu.

Układy zasilające stosuje się w stanowiskach do badań:

- wytrzymałości sekcji obudów zmechanizowanych,
- funkcjonalności sekcji obudów zmechanizowanych,
- wytrzymałości stojaków hydraulicznych,
- wytrzymałości elementów maszyn i urządzeń,
- zaworów hydraulicznych.

Sterowanie przebiegiem ciśnienia i utrzymywaniem przez określony czas zadanej wartości wymaga zastosowania odpowiednich pomp, przewodów hydraulicznych, zaworów rozdzielających i armatury przyłączeniowej.

Laboratorium Badań posiada cztery agregaty zasilające, w tym:

- dwa agregaty zasilające produkcji krajowej typu AZ, z trójnurnikowymi pompami typu T-100/32 o jednostronnym działaniu i poziomym układzie nurników; podstawowe parametry agregatów są następujące:
  - ciśnienie robocze 16÷32 MPa,
  - wydajność 100 dm<sup>3</sup>/min,
  - moc silnika 55 kW.
- wysokociśnieniową pompę nurnikową typu K 25000; pompa tego typu pracuje w układzie poziomym i konfiguracji trójnurnikowej; podstawowe parametry pompy są następujące:
  - ciśnienie robocze do 50 MPa,
  - wydajność 197 dm<sup>3</sup>/min,
  - moc silnika 200 kW.
- Zespół Pompowy Emulsyjny ZPE KD 708 z pompą trójnurnikową w układzie poziomym; podstawowe parametry zespołu są następujące:
  - ciśnienie robocze do 63 MPa,
  - wydajność 36 dm<sup>3</sup>/min,
  - moc silnika 45 kW.

Warunki pracy pomp uwarunkowane:

- częstym, przełączaniem rodzaju pracy z tłoczenia na przelew, nawet do 10 cykli na minutę,
- dużą amplitudą ciśnienia, do 50 MPa,
- grzaniem się czynnika roboczego,

stawiają wysokie wymagania eksploatacyjne tym urządzeniom.

Warunki pracy pomp powodują jednak częste awarie i konieczność serwisowania, co wydłuża proces badawczy. Mając powyższe na uwadze przeprowadzono analizę zaistniałych uszkodzeń i we własnym zakresie dokonano zmian konstrukcyjnych.

## **2. Opis uszkodzeń agregatów pompowych i wprowadzone zmiany**

### **2.1. Pompa typu 25000**

W 2005 roku zakupiono pompę wysokociśnieniową typu 25000 o parametrach podanych w pkt. 1. Jest to pompa, którą stosuje się podczas badań wytrzymałości zmęczeniowej sekcji obudów zmechanizowanych lub stojaków hydraulicznych, o dużych średnicach tłoka.

Awarie były spowodowane między innymi przez:

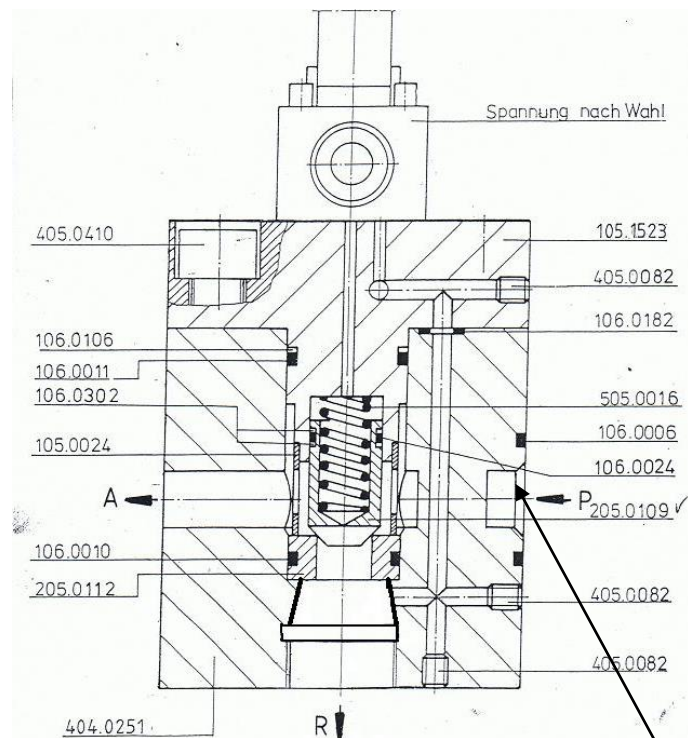
- pęknięcia zbiornika emulsji,
- nieprawidłowe działanie zaworu bezpieczeństwa – otwieranie się poniżej ciśnienia roboczego, pulsacja ciśnienia do 8% powyżej roboczego,

- uszkodzenie nurników (rys. 1),



Rys.1. Widok uszkodzonego nurnika ceramicznego

- uszkodzenie zaworu rozładowania (rys. 2),



Rys.2. Zawór rozładowania [2]

*uszkodzone miejsca*

- uszkodzenie czujnika ciśnienia oleju,
- złą pracę zaworów elektrohydraulicznych 3/2 DN25, nagrzewanie się korpusów, z równoczesnym zmniejszaniem się częstotliwości przełączania zaworów.

Po około 200 godzinach pracy pompy stwierdzono pęknięcie zbiornika emulsji. W ramach gwarancji awaria została usunięta. Uszkodzenie zbiornika

było efektem złej konstrukcji półki, na której następowało rozbijanie strugi cieczy wypływającej z zaworu rozładowania. Należało zatem zmienić konstrukcję elementu zbiornika, na który wylewa się emulsja, w taki sposób, aby uderzająca w niego ciecz została zamortyzowana.

Zauważono również, otwieranie się zaworu bezpieczeństwa, pomimo ciśnienia nastawionego poniżej ciśnienia roboczego pompy. Zmierzona pulsacja ciśnienia wynosiła 8% powyżej ciśnienia nastawionego, pomimo gwarancji producenta, że w maksimum pulsacja wyniesie 5%. Po demontażu zaworu rozładowania stwierdzono jego znaczne zużycie (w miejscu połączenia z blokiem pompy zauważono ubytek kilkunastu cm<sup>3</sup> materiału zaworu oraz wypłukanie gniazda zaworu w miejscu wyrzutu cieczy na przelew do zbiornika). Wadliwy zawór rozładowania w ramach gwarancji wymieniono na nowy. Wymiana zaworu tylko na krótki czas poprawiła pracę pompy (w nowym zaworze również zostało wypłukane gniazdo zaworu w miejscu wyrzutu cieczy na przelew do zbiornika). Próba regeneracji gniazda zaworu poprzez jego napawanie nie przyniosła oczekiwanych efektów.

W okresie gwarancyjnym pompy kilkakrotnie wymieniono zawór magnetyczny i zawór ciśnienia oleju oraz zawór bezpieczeństwa.

Po około 300 godzinach pracy stwierdzono pęknięcie ceramicznego nurnika, uszkodzenie zaworu jednodrożnego i ponowne zużycie gniazda trzpienia zaworu.

Nurniki zastosowane w pompie K 25040 są nurnikami rozbieralnymi. Składają się z trzech elementów: tulei ceramicznej, łącznika, śruby specjalnej M14x200.

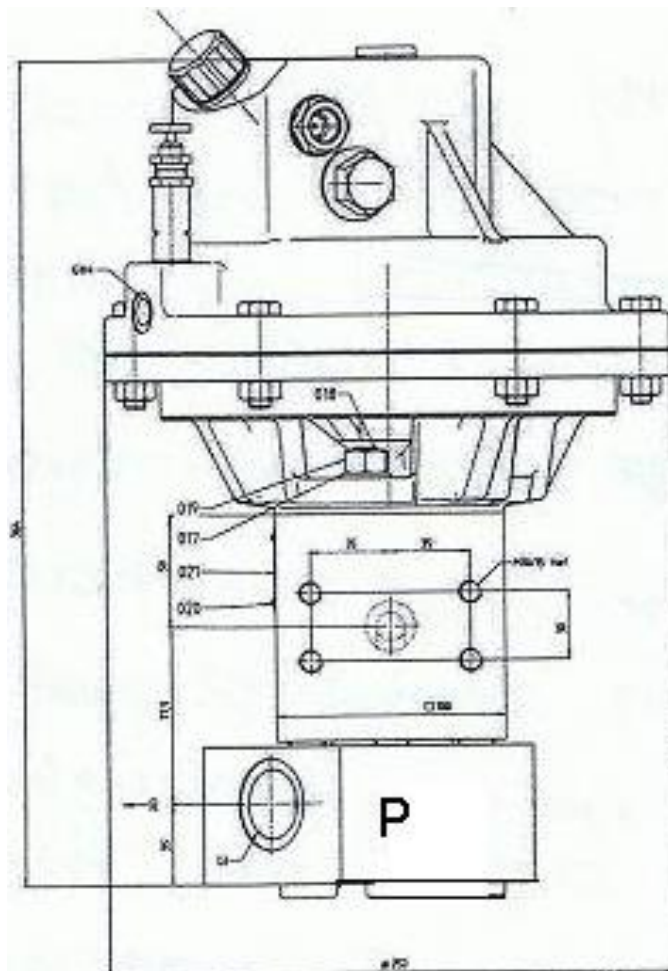
Stwierdzono, że nurniki nie dają pewności zachowania wymaganej współosiowości tuleja ceramiczna – łącznik stalowy. Brak współosiowości tuleja – łącznik stalowy powoduje wzmożony nacisk na uszczelnienie, w kierunku przesunięcia, z jednoczesnym zluźnianiem uszczelnienia po stronie przeciwnej. Powoduje to pulsujące, zmienne naprężenie i doprowadza do pęknięcia tulei ceramicznej, bądź śruby, w miejscu połączenia z łącznikiem. Najpoważniejszą jednak wadą według specjalistów z Zakładu Ceramiki Specjalnej CERAMIT, jest możliwość przedostawania się cieczy pod wysokim ciśnieniem do wnętrza nurnika, który jest wtedy poddawany na przemian obciążeniom ściskającym (tłoczenie) i rozciągającym (ssanie). Dlatego też zaproponowano wymianę nurników rozbieralnych na nurniki monolityczne.

W Laboratorium Badań Instytutu Techniki Górniczej KOMAG zaprojektowano i wykonano nowy zbiornik przelewowy z zaworu rozładowania, w wyniku czego wyeliminowano nie uzasadnione otwieranie się zaworu bezpieczeństwa. W nowym zbiorniku przelewowym zwiększono średnicę wewnętrzną zbiornika z  $\Phi$  80 na  $\Phi$  100. Na przegrodzie (na całym jej obwodzie), na której następuje rozbicie strugi wypływającej emulsji z zaworu rozładowania nawiercono otwory o średnicy 5 mm oraz dospa-





zbiornika emulsji. Również zawór rozładowania sterowany ręcznie, ze względu na bezpieczeństwo obsługi, wymieniono na zawór sterowany pneumatycznie (zawór pneumatyczny typu MSUV 16/700). Zawór ten posiada fabrycznie zabudowane przyłącze przelewowe (na rysunku 5 oznaczony literą **P**), gdzie otwór przelewowy łączący zawór ze zbiornikiem jest załamany pod kątem 90°.



Rys.5. Zawór MSUV16/700 [4]

Przedstawiciel firmy produkującej zawór został powiadomiony przez Laboratorium Badań o niewłaściwym wykonaniu tego otworu i konieczności wymiany stosownego przyłącza na przyłącze z otworem pionowym na całej długości. Producent nie uwzględnił jednak uwag użytkownika. Po około 600 godzinach pracy pompy z nowym zaworem, tj. sterowanym pneumatycznie stwierdzono, zgodnie ze wcześniejszymi przypuszczeniami, w przewidywanym miejscu przyłącza nastąpił ubytek kilku  $\text{cm}^3$  materiału, co pokazano na rysunku 6.



Rys.6. Przyłącze zaworu MSUV 16/700

Do sterowania przebiegiem ciśnienia w badanym obiekcie stosuje się rozdzielacz elektrohydrauliczny 3/2 DN25. W zaworze tym stwierdzono nadmierne nagrzewanie się obudowy zaworu, a szczególnie korpusu cewki rozdzielacza z równoczesnym zmniejszaniem się częstotliwości przełączania aż do całkowitego jego zatrzymania. Najskuteczniejszym rozwiązaniem okazało się chłodzenie cewki rozdzielacza nadmuchem powietrza.

## 2.2. Pompa typu Az

Pompa ta stosowana jest ze względu na swoje parametry do zasilania multiplikatorów wysokiego ciśnienia. Częstym uszkodzeniem tego typu pompy jest nurnik. Najczęściej spotykanym uszkodzeniem nurnika jest jego ścieranie. Na rysunku 7 pokazano uszkodzone nurniki, na jednym z nurników (1) stwierdzono wytarcie przez uszczelki typu UT1 warstwy utwardzonej. Na drugim z nurników (2) pokazano ubytek średnicy nurnika.



Rys.7. Widok uszkodzonych nurników stalowych

Przedstawione uszkodzenia wystąpiły w tych pompach po dwóch latach eksploatacji poremontowej. Wprowadzono zatem zmianę nurników stalowych na nurniki ceramiczne. Na zużytych nurnikach pomp zostały nałożone powłoki ceramiczne ( $\text{Al}_2\text{O}_3$ ). Technologię opracowano i wykonano w Zakładzie Ceramiki Specjalnej CERAMIT. Od tego czasu nie dokonano żadnej zmiany uszczelnień nurnikowych, co świadczy o celowości przeprowadzonej zmiany.

### 2.3. Pompa wysokociśnieniowa typu KD708

Po około 700 godzinach pracy zauważono kropelkowy wyciek emulsji na króćcu łączącym blok pompy z pneumatycznym zaworem rozładowania. Okazało się, że jest to pęknięcie króćca. Widok pękniętego króćca pokazano na rysunku 8.



Rys.8. Widok pękniętego króćca

W czasie uruchamiania pompy zasygnalizowano przedstawicielowi firmy producenta, że zamocowanie zaworu jest niewłaściwe. Zawór MSUV 10/1200 był zawieszony na króćcu wystającym poza pompę około 75 mm, (masa zaworu wynosi 24 kg). Drgania pompy podczas jej pracy uszkodziły tak zamocowane połączenie. Zaproponowano sposób zamocowania taki, aby występujące w czasie pracy drgania nie uszkodziły elementów pompy (zabudowano zawór MSUV na osobnym wsporniku i połączono z pompą za pomocą przewodu elastycznego).

### **3. Efekty wprowadzonych zmian**

Po dokonaniu zmian konstrukcji zbiornika zaworu rozładowania w pompie **typu K 25000**:

- nie stwierdzono otwarcia się zaworu bezpieczeństwa,
- stwierdzono zmniejszone zużywanie się gniazda zaworowego,
- stwierdzono bardziej stabilną pracę pompy.

Zastosowanie układu pneumatycznego do sterowania ciśnieniem pompy pozwala na bardziej precyzyjną regulację ciśnienia, a przez fakt, że regulacja ciśnienia odbywa się na zewnątrz pompowni praca stała się bardziej bezpieczna dla operatora.

Zastosowanie nurników ceramicznych w agregacie typu AZ, zlikwidowało potrzebę wymiany jeszcze uszczelek nurnikowych typu UT1 oraz potrzebę smarowania nurników w czasie pracy.

Wprowadzone zmiany przyczyniły się do poprawy niezawodności agregatów zasilających, a tym samym do przyspieszenia przebiegu realizowanych badań w Laboratorium Badań Instytutu Techniki Górniczej KOMAG.

### **4. Podsumowanie**

Szczególny charakter pracy pomp podczas badań wytrzymałości zmęczeniowej sekcji obudów zmechanizowanych, stojaków hydraulicznych elementów hydrauliki sterowniczej powoduje szybsze zużywanie się niektórych elementów co jest wynikiem nieprzystosowania pomp do wymaganego zakresu.

Uzyskane doświadczenia i wprowadzone zmiany konstrukcyjne w użytkowanych agregatach zasilających pozwoliły na poprawę funkcjonalności pomp i poprawę efektywności procesów badawczych.

### **Literatura**

1. Poradnik nr 353. Agregat zasilający AZ-2sM. CMG KOMAG, Gliwice 1989.
2. Instrukcja obsługi, konserwacji oraz napraw dla wysokociśnieniowej pompy nurnikowej typu K 25000.

3. Dokumentacja techniczno-ruchowa. Zespół pompowy emulsyjny typ ZPE KD 708-GK. DTR-08/2009/HE. Piekary Śląskie, marzec 2009.
4. Dokumentacja techniczno-ruchowa. Instrukcja obsługi. Zawór przelewowo-przełączający i bezpieczeństwa typ MSUV 16/700. DTR-03/2009/HE. Piekary Śląskie, marzec 2009.

## Komputerowa analiza węzła kompensacji luzów nowego typu silników satelitowych

Piotr Patrosz, Krzysztof Elgert – Politechnika Gdańska

**Streszczenie.** Opisano analizy symulacji komputerowych kompensacji luzów osiowych nowego typu silników satelitowych o małych objętościach roboczych. Silniki te przeznaczone są między innymi do napędów narzędzi górniczych. Celem prowadzenia tych analiz było sprawdzenie działania oraz poprawa węzła kompensacji luzów osiowych. Analizy wykonane były w oparciu o metodę elementów skończonych i przygotowane przy wykorzystaniu programu ANSYS. Dodatkowo przeprowadzono eksperymentalną weryfikację wyników symulacji potwierdzającą ich zbieżność z modelem rzeczywistym. Obliczenia zostały przeprowadzone dla różnych przypadków wykonania silnika i obciążenia. Prace zostały wykonane w Katedrze Hydrauliki i Pneumatyki Politechniki Gdańskiej w ramach projektu badawczego rozwojowego nr R0300103 finansowanego przez MNiSzW pt.: „Badania rozwojowe hydraulicznych silników i pomp satelitowych o małych objętościach roboczych zasilanych wodą, emulsją i olejem” (kierownik projektu: dr hab. inż. Andrzej Balawender prof. nadzw. PG). Projekt badawczy realizowany jest we współpracy z firmą Stosowanie Maszyn Tadeusz Sz wajca w Katowicach.

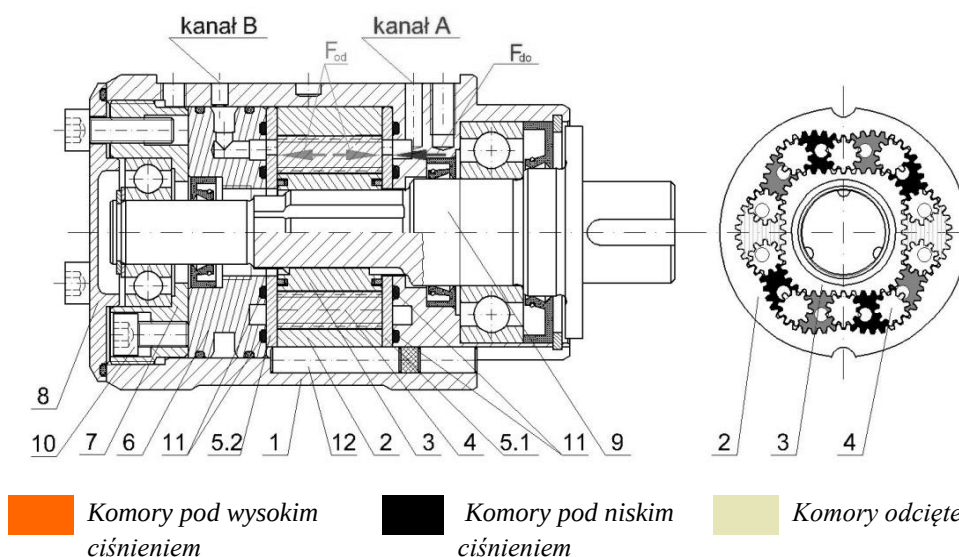
### 1. Budowa i zasada działania silników typu SM

Konstrukcja silników typu SM z kompensacją luzów osiowych (rys. 1) oparta została na elementach płytowych umieszczonych w korpusie tulejowym 1, zamkniętych gwintowaną płytką dociskową 7. W korpusie 1 silnika montowany jest mechanizm roboczy, który stanowią: obwiednia 2, wirnik 3, satelity 4 oraz płytki rozrządu 5.1 i 5.2.

Satelity 4 pełnią rolę ruchomych, szczelnych przegród międzykomorowych, ograniczonych obwiednią 2, wirnikiem 3 oraz płytki rozrządu 5.1 i 5.2. Jednocześnie funkcjonują one jako rozdzielacze dopływu i odpływu, zamykając swoją powierzchnią czołową odpowiednie kanały w płytkach rozrządu silnika w chwili przejścia danej komory z fazy napełniania w fazę wytłaczania. Doprowadzenie kanałami dopływowymi cieczy pod ciśnieniem do komór roboczych powoduje powstanie siły działającej na wirnik ale nie przechodzącej przez oś obrotu wirnika. Powoduje to powstanie momentu obrotowego oraz wymuszenie obrotu wirnika i tym samym wału silnika. W trakcie obrotu wału komory robocze silnika połączone z kanałami dopływowymi zwiększają swoją objętość, natomiast komory połączone z kanałami odpływowymi zmniejszają swoją objętość.

W silniku SM zastosowano hydrauliczną kompensację luzów osiowych, której zadaniem jest zminimalizowanie przecieków (poprawienie sprawności objętościowej) w szczelinach zespołu roboczego (rys.1 poz. 2, 3 ,4). Po obu stronach mechanizmu umieszczone są płytki rozrządu 5.1 i 5.2 (kompensacyjne), które na skutek działania ciśnienia cieczy roboczej przesuwają i odkształcają się osiowo. Pomiędzy powierzchniami czołowymi mechanizmu roboczego a powierzchniami płytek rozrządu występuje luz osiowy.

W wyniku różnicy ciśnień w sąsiadujących komorach roboczych, następuje przepływ cieczy przez szczeliny osiowe z komór pod wysokim ciśnieniem do komór pod niskim ciśnieniem, czyli powstają tak zwane straty objętościowe.



Rys.1. Budowa silnika typu SM

1 – korpus, 2 – obwiednia, 3 – wirnik, 4 – satelity, 5.1-5.2 – płytki rozrządu, 6 – kolektor, 7 – płytka dociskowa, 8 – pokrywa, 9 – wałek napędowy, 10 – śruby dociskowe, 11 – pierścień elastyczny „O”, 12 – kołek ustalający

Powstaje siła  $F_{od}$  (rys.1) odsuwająca płytki od mechanizmu roboczego, która może powiększyć wartość luzu osiowego. Odsuwaniu się płytek rozrządu przeciwdziała siła dociskająca  $F_{do}$  płytki do obwiedni 3. Siła ta powstaje na skutek działania ciśnienia na powierzchni zewnętrznej płytki rozrządu, ograniczonej pierścieniami elastycznymi typu „O” 11, od strony kanału dopływowego silnika (według rys.1 kanał A). Siły  $F_{od}$  i  $F_{do}$  powinny równoważyć się w wyniku czego nie nastąpi powiększenie luzu osiowego.

Siła dociskająca  $F_{do}$  działa w jednym kierunku. Powstaje ona tylko na jednej płytce rozrządu (kompensacyjnej) od strony kanału dopływowego. Od strony kanału odpływowego w przestrzeni kompensacyjnej panuje ciśnienie odpływu, które jest pomijalnie małe w ogólnym bilansie sił i praktycznie przyjmuje wartość równą zero.

Jednostronne działanie siły dociskającej powoduje, że cały mechanizm roboczy jest przesuwany w kierunku działania siły  $F_{do}$ .

## 2. Symulacja komputerowa odkształceń elementów silników typu SM

Symulacja komputerowa dotyczyła dwóch wielkości silników SM-0,4/20 i SM-0,75/25 o chłonnościach 7,8 cm<sup>3</sup>/obr. i 34 cm<sup>3</sup>/obr. Miała na celu spraw-

dzenie poprawności działania kompensacji luzów, oraz sprawdzenie wpływu zmian konstrukcyjnych węzła kompensacji luzów na cechy eksploatacyjne silnika. W oparciu o dokumentację konstrukcyjną przeanalizowano budowę i zasadę działania silnika, w celu stworzenia modeli fizycznych jak najbardziej zbliżonych do rzeczywistych silników.

W analizie obciążeń działających w silniku ujęto:

- obciążenia wywołane ciśnieniem czynnika roboczego (hydrauliczne),
- obciążenia mechaniczne wywołane pozostałymi czynnikami, np. siłami reakcji w łożyskach, siłami obciążającymi korpus oraz siłami spowodowanymi napięciem wstępnym śrub dociskających elementy płytowe (stanowią główną siłę wywołującą obciążenie mechaniczne).

Metodą symulacji komputerowej określono odkształcenia i przemieszczenia wytypowanych elementów, a w szczególności płytek mających wpływ na wartość luzu osiowego wirnika i satelitów między płytkami kompensacyjnymi. Analizę odkształceń przeprowadzono w zakresie liniowo-sprężystym, ponieważ w silnikach tych nie można dopuścić do nadmiernych odkształceń, a w szczególności płyty kompensacyjnej od strony mechanizmu roboczego.

## 2.1. Model dyskretny silnika

Silnik satelitowy typu SM jest obiektem trójwymiarowym w związku z tym przejście z modelu geometrycznego elementów silnika na model dyskretny odbywa się przez podział objętości modelu geometrycznego na przestrzenne elementy. Do stworzenia modelu dyskretnego wykorzystano 20-węzłowe elementy bryłowe 3D typu SOLID95.

Do celów identyfikacji modeli dyskretnych silników, przyjęto nazewnictwo przedstawione w tabeli 1, wraz z zakresem modyfikacji poszczególnych silników w celu poprawy konstrukcji.

**Opis zmian w dokumentacji wykonawczej badanych silników**

Tabela 1

| Typ silnika | Wersja     | Zmiany/Uwagi                                                                              |
|-------------|------------|-------------------------------------------------------------------------------------------|
| SM-0,4/20   | Wersja I   | Wykonana według dokumentacji producenta [1]                                               |
|             | Wersja II  | Zmiana wielkości powierzchni kompensacji                                                  |
|             | Wersja III | Zmiana konstrukcji kolektora oraz pól powierzchni kompensacyjnych [5]                     |
| SM-0,75/25  | Wersja I   | Wykonana według dokumentacji producenta [2]                                               |
|             | Wersja II  | Zmiana konstrukcji poszczególnych elementów silnika oraz pola powierzchni kompensacji [4] |

Podczas pracy silnika obciążone są elementy mechanizmu roboczego (według rys. 1), płytki rozrządu 5.1 i 5.2, kolektor 6, płytka dociskowa 7 oraz korpus 1. W analizach numerycznych pozostałe elementy pominięto, gdyż mają one znikomy wpływ na odkształcenia elementów tworzących węzeł kompensacji luzów osiowych silnika. Pominięto jedynie takie elementy, które nie biorą



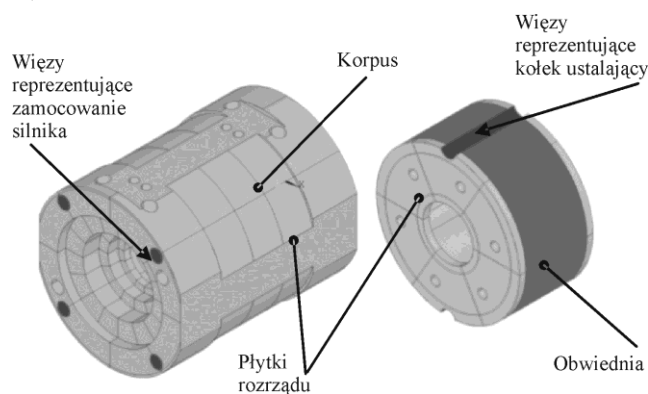
udziału w przenoszeniu obciążeń istotnych z punktu widzenia analizy np. pokrywę, łożyska, wał lub uszczelnienia oraz takie, które mogły zostać zastąpione równoważnymi im siłami reakcji, np. śruby dociskowe lub kołki ustalające. Ponadto pominięto w obliczeniach elementy mechanizmu roboczego takie jak satelity czy wirnik, które w czasie docierania silnika i w trakcie jego pracy zużywają się, zmniejszając swoją wysokość, w wyniku czego mogą swobodnie przesuwać się w kierunku osiowym w przestrzeni ograniczonej płytkami rozrządu.

Dla uwzględnienia odkształcalności poszczególnych elementów silnika oraz współpracę między nimi, konieczne było zamodelowanie kontaktu na powierzchniach styku poszczególnych elementów. Zwiększyło to stopień komplikacji modelu (znacznie wydłużyło czas obliczeń), lecz w znacznym stopniu przybliżyło analizę węzła kompensacji luzów silnika do stanu rzeczywistego. Jest to rozwiązanie znacznie bardziej zbliżone do rzeczywistości niż np. przyjęcie, że płaszczyzna kontaktu elementów silnika jest płaska i nieodkształcalna. Przyjęte do obliczeń modele dyskretne silnika, zawierały po około 900000 elementów typu Solid95 i około 35000 elementów kontaktowych typu TARGE170 i CONTA174.

Analizę przeprowadzono w zakresie statycznym, ponieważ celem obliczeń było wyznaczenie odkształceń poszczególnych elementów silnika. W związku z tym w obliczeniach pominięto pulsacyjny charakter siły odsuwającej, jak i dociskającej towarzyszącej obrotowi elementów roboczych silnika. W symulacji przyjęto przypadek, w którym wypadkowa sił działających w mechanizmie roboczym była najwyższa.

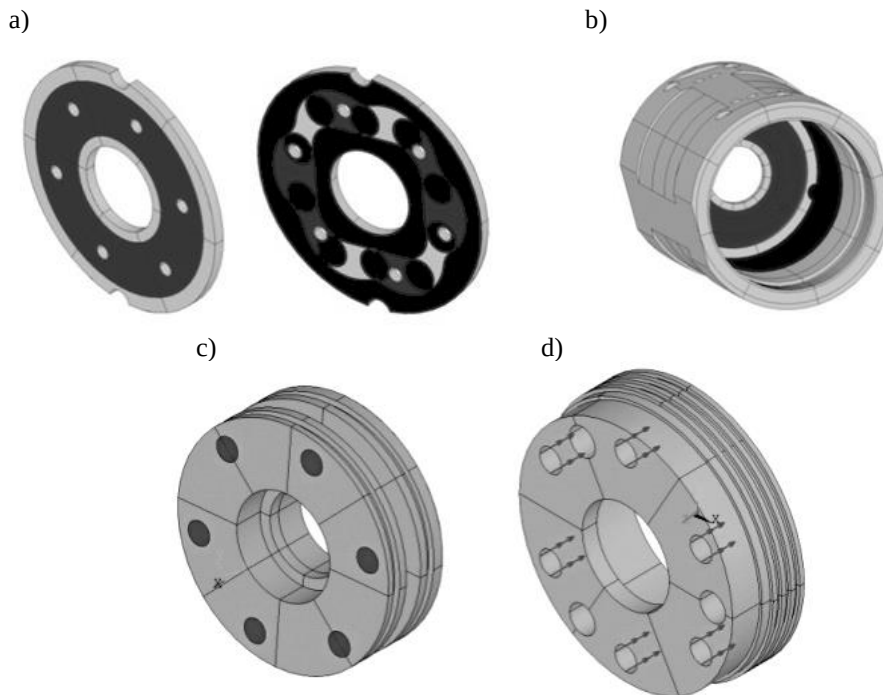
## 2.2. Przygotowanie modelu oraz sposób jego podparcia i obciążenia

Modele silników SM-0,75/25 i SM-0,4/25 zostały przygotowane wiernie oddając kształt bryły modelu rzeczywistego oraz parametry materiału z jakiego zostały wykonane. Aby model był zrównoważony konieczne było ustalenie więzów (rys. 2).



Rys.2. Więzy modelu silnika SM

Główne miejsce podparcia znajduje się na korpusie. Cały model silnika jest ustalony na otworach służących do zamocowania korpusu silnika do innego urządzenia. Ponadto obwiednia i płytki rozrzędu mają więzy symulujące kołki ustalające, które zabezpieczają przed przemieszczeniem się tych elementów w kierunku poprzecznym. Pozostałe części silnika utrzymywane są na swoich pozycjach siłami tarcia.



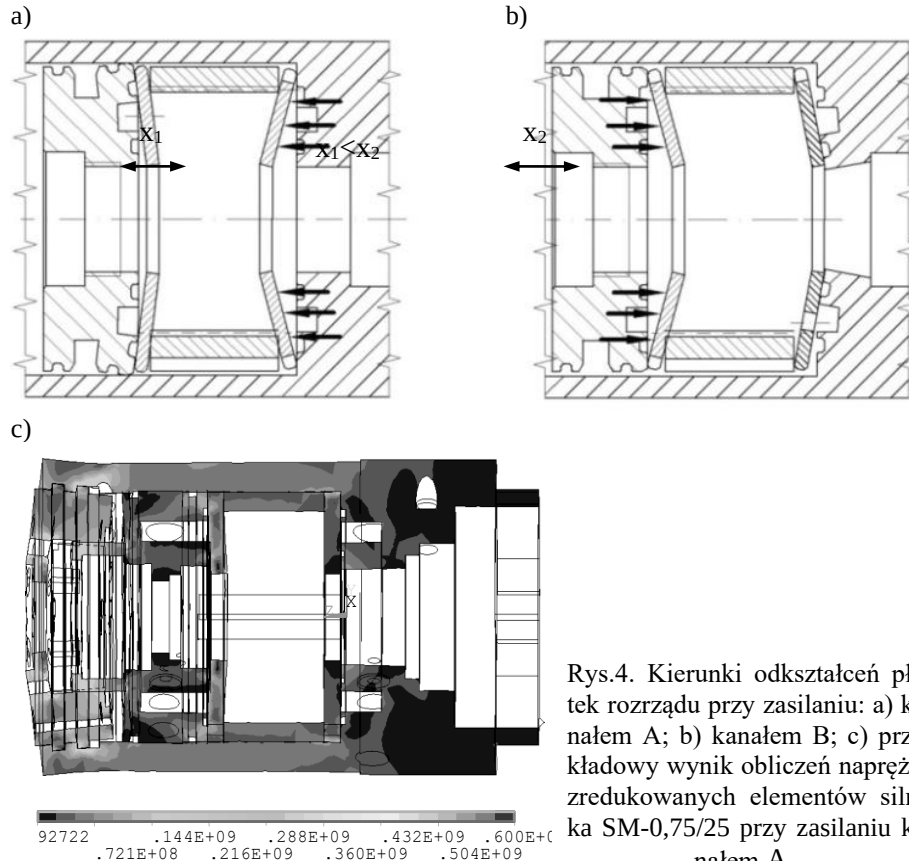
Rys.3. Obszary oddziaływania ciśnienia i miejsca przyłożenia sił na elementy silnika:  
a) płytki rozrzędu; b) korpus; c) kolektor i d) płyta dociskowa

Do modelu silnika przyłożono różnego rodzaju obciążenia, pochodzące zarówno od ciśnienia, jak i od nacisku innych elementów np. napięcia wstępnego śrub dociskowych 10 (rys. 1).

Ze względu na ukierunkowanie celu analiz MES silników na odkształcenia osiowe, pominięto większość obciążeń poprzecznych, które komplikując model znacznie wydłużyłyby czas obliczeń. Podstawowym obciążeniem silnika jest ciśnienie wciąganej cieczy, które na rysunku 3 zostało oznaczone jaśniejszym odcieniem. Dodatkowo kolorem czarnym oznaczono ciśnienia, które powstaną w wyniku przecieków. Ich wartość zostaje założona jako połowa ciśnienia panującego w komorach zasilanych.

Do obliczeń silnika przyjęto wariant, w którym silnik był zasilany kanałem A (rys. 1), gdyż z wstępnie przeprowadzonych obliczeń uzyskano rezultat świadczący o tym, że jest to wariant gorszy pod względem odkształceń. Uza-

sadnienie dla tej tezy obrazuje rysunek 4, na którym widać, że przy zasilaniu kanałem B obie płytki odkształcają się w tym samym kierunku, co nie powoduje znaczącej zmiany luzu. Natomiast przy zasilaniu kanałem A płytki są odkształcane w przeciwnych kierunkach, w wyniku czego ich środki zbliżają się do siebie, zmniejszając luz osiowy w mechanizmie roboczym silnika.



Rys.4. Kierunki odkształceń płytek rozrządu przy zasilaniu: a) kanałem A; b) kanałem B; c) przykładowy wynik obliczeń naprężeń zredukowanych elementów silnika SM-0,75/25 przy zasilaniu kanałem A

### 2.3. Wyniki analiz numerycznych odkształceń płytek rozrządu silników SM-0,4 i SM-0,75

W wyniku przeprowadzonych obliczeń otrzymano warstwy przemieszczeń i naprężeń poszczególnych elementów rozpatrywanego silnika. Symulacja komputerowa miała na celu określenie kształtu szczelin osiowych pomiędzy powierzchniami czołowymi: mechanizmu roboczego a płytkami rozrządu oraz zmiany wysokości szczeliny. Na wielkość tego luzu bezpośredni wpływ ma odkształcenie płytek rozrządu oraz obniżanie się obwiedni. Suma deformacji tych elementów decyduje o zaciskaniu mechanizmu lub zwiększeniu luzu.

Uzyskane wyniki przedstawiono tak, aby uzyskać wartości przemieszczeń węzłów w wybranych przekrojach silnika. Z punktu widzenia potrzeby oceny

zmiany odległości pomiędzy płytkami, interesują nas tylko współrzędne przemieszczenia węzłów w kierunku osi „z” (wzdłuż osi silnika). Zmianę odległości pomiędzy płytkami rozrządu (kompensacyjnymi), określono w stosunku do wartości „0”, która określa stan wyjściowy, gdy na silnik nie działają siły wywołane napięciem wstępnym śrub i ciśnieniem cieczy roboczej, a elementy silnika pozostają nieodkształcone.

Przy przyjętym układzie współrzędnych w rozpatrywanych modelach silników, odkształcenia dodatnie (zgodnie ze zwrotem osi „z”) oznaczają przemieszczanie się w kierunku kolektora silnika (rys. 1). Natomiast odkształcenia ujemne oznaczają deformację w kierunku czopa wałka silnika. Sumowanie tych odkształceń pozwala ocenić zmianę luzu osiowego pomiędzy elementami mechanizmu roboczego, a płytkami rozrządu. Wartości ujemne zmiany odległości pomiędzy płytkami (rys. 7, 9, 11, 14, 15 i 17) oznacza ich zbliżanie się do siebie i co za tym idzie zmniejszenie luzu.

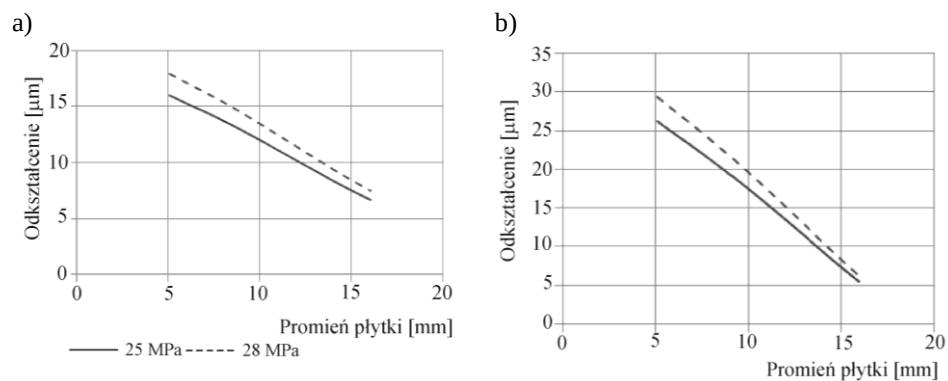
W trakcie badań laboratoryjnych stwierdzono występowanie przecieków w szczelinach pomiędzy obwiednią 2, a płytkami rozrządu 5.1 i 5.2 (rys. 1), co powodowało powstanie dodatkowej siły wpływającej na luz osiowy w silniku. W związku z tym przeprowadzono dwie symulacje komputerowe: bez przecieków na powierzchniach styku: płytek rozrządu z obwiednią, oraz z uwzględnieniem występowania przecieków na wyżej wymienionych powierzchniach.

Do wyznaczenia charakterystyk odkształceń płytek rozrządu wybrano przekrój przez komorę wysokociśnieniową mechanizmu roboczego. Pozwoliło to na wyznaczenie maksymalnych odkształceń płytek. Wyniki uzyskane w symulacji komputerowej przetworzono i przedstawiono w postaci wykresów obrazujących odkształcenia płytek rozrządu na ich promieniu w wybranym przekroju.

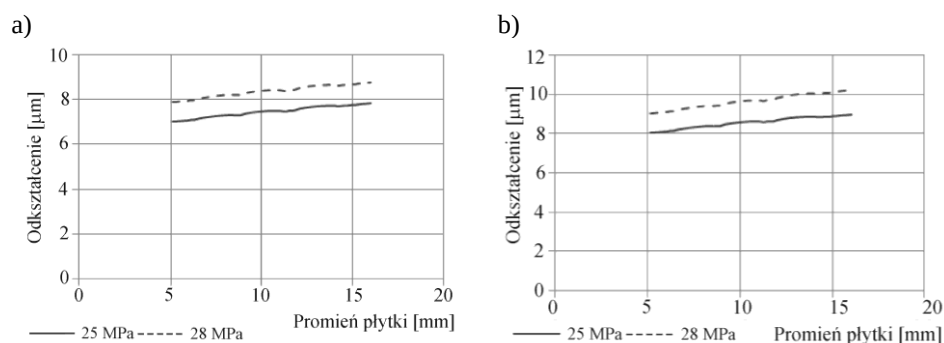
### 2.3.1. Wyniki analiz numerycznych płytek rozrządu silnika SM-0.4/20 wersja I

W wyniku przeprowadzonych analiz otrzymano rezultaty dotyczące odkształceń i przemieszczeń płytek rozrządu, które przedstawiono w formie wykresów (rys. 5, 6, 7, 8, 9).

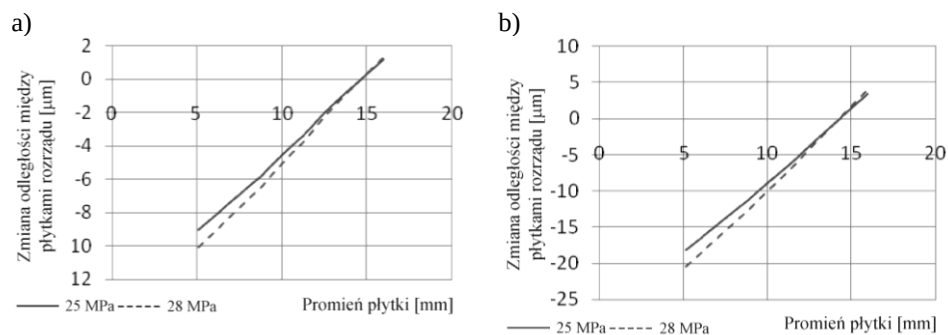
Na powyższych wykresach (rys. 5, 6, 7) można odczytać odkształcenia poszczególnych płytek w zależności od promienia płytki. Odkształcenia te charakteryzują się tym, że centralna część płytki przemieszcza się w stosunku do jej średnicy zewnętrznej. Na rysunku 7a widać, że przy pominięciu przecieków do przestrzeni między obwiednią a płytkami rozrządu, przy ciśnieniu 28 MPa, całkowite zmniejszenie luzu między wirnikiem a płytkami rozrządu wynosi 10  $\mu\text{m}$ . Taka deformacja nie stanowiłaby większego problemu, gdyż odpowiada ona mniej więcej założonemu luzowi konstrukcyjnemu między tymi elementami. Jednakże wyniki badań laboratoryjnych wykazały, że w tej wersji silnika występują przecieki do szczelin między obwiednią, a płytkami rozrządu, co zgodnie z wynikami analizy przeprowadzonej z uwzględnionymi ciśnieniami cieczy w szczelinach znacznie zmniejsza wartość luzu.



Rys.5. Charakterystyki odkształceń płytki rozrządu umieszczonej po stronie zasilania silnika, w funkcji jej promienia, niezależnie którym kanałem; a) z pominięciem ciśnienia przecieków między obwiednią, a płytkami rozrządu; b) z uwzględnieniem ciśnienia przecieków między obwiednią a płytkami rozrządu



Rys.6. Charakterystyki odkształceń płytki rozrządu 5.2 (rys. 1), w funkcji jej promienia, przy zasilaniu kanałem A: a) z pominięciem ciśnienia przecieków między obwiednią, a płytkami rozrządu; b) z uwzględnieniem ciśnienia przecieków między obwiednią, a płytkami rozrządu



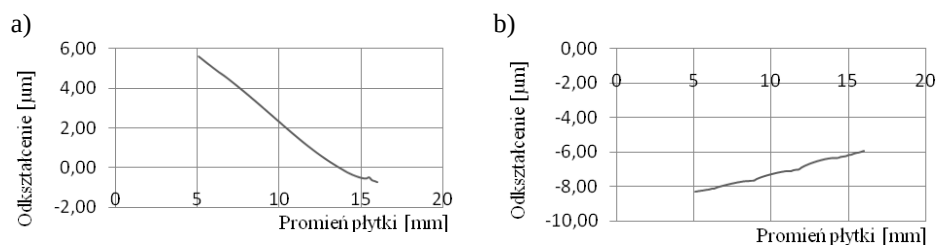
Rys.7. Funkcja zmiany odległości między płytkami rozrządu w funkcji promienia płytki przy zasilaniu kanałem A: a) z pominięciem ciśnienia przecieków między obwiednią, a płytkami rozrządu; b) z uwzględnieniem ciśnienia przecieków między obwiednią, a płytkami rozrządu

Płytką 5.1 przylegającą do korpusu odkształca się w wyniku działania nadmiernych sił kompensacji (rys. 7b). Sposobem zapobiegania tym deformacjom mogłoby być zwiększenie wewnętrznej średnicy pola kompensacji. W efekcie zmniejszyłoby to powierzchnię kompensacyjną i przesunęło ją dalej od środka płytki zmniejszając jej deformację i nie wpływając znacząco na docisk płytki rozrządu do obwiedni. Konstrukcja silnika pozwala na zmianę pola kompensacji poprzez zmianę wielkości o-ringów 11 (rys. 1). Dlatego w dalszych obliczeniach założono wykorzystanie o-ringa o większej średnicy, oraz zwiększenie momentu dokręcenia śrub 10. Płytką 5.2 opierającą się o kolektor również odkształca się w kierunku mechanizmu roboczego, pokonując jednocześnie siły od ciśnienia panującego w mechanizmie. Jest to spowodowane niedostateczną sztywnością kolektora, który deformuje się pod naciskiem obwiedni na jego krawędź, za pośrednictwem płytki kompensacyjnej. Zjawisko to w dużym powiększeniu przedstawia rysunek 4a. Jego wartość jest jednak na tyle nieduża, że nie wymaga wprowadzania zmian konstrukcyjnych.

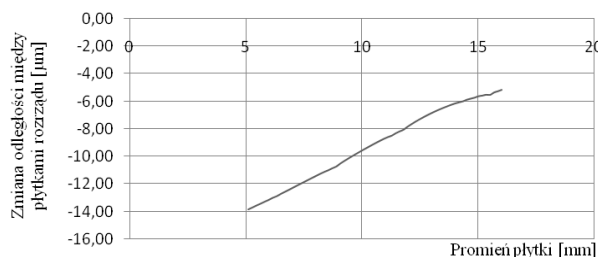
### 2.3.2. Wyniki analiz numerycznych płytek rozrządu silnika SM-0.4/20 wersja II

W oparciu o wnioski wysnute na podstawie analizy MES prototypu silnika SM-0,4/20 wersji I przeprowadzono kolejny ciąg obliczeń mający na celu określenie wpływu opisanych wyżej (Tabela 1) zmian konstrukcyjnych na odkształcenia elementów mechanizmu. Wyniki charakterystyki deformacji płytek rozrządu przedstawiono na rysunkach 8 i 9. Obliczenia były prowadzone jedynie dla przypadku, w którym wystąpiły przecieki do szczelin między obwiednią, a płytkami rozrządu 5.1 i 5.2.

Z charakterystyk przedstawionych na rysunku 9 widać, że w wyniku zmniejszenia pola kompensacji i zwiększenia momentu dokręcenia śrub dociskowych uzyskano zmniejszenie zmiany luzu osiowego do wartości 14  $\mu\text{m}$ , tj. o 30% w stosunku do stanu początkowego według rysunku 7. Dzięki tej modyfikacji silnik powinien mieć lepszą sprawność mechaniczną i trwałość mechanizmu roboczego.



Rys.8. Charakterystyki deformacji płytki rozrządu w funkcji jej promienia: a) znajdującej się po stronie zasilanej, niezależnie, którym kanałem; b) znajdującej się po stronie kolektora (po korekcie siły napięcia wstępnego i zmniejszeniu pola kompensacji; ciśnienie zasilania silnika 28 MPa)



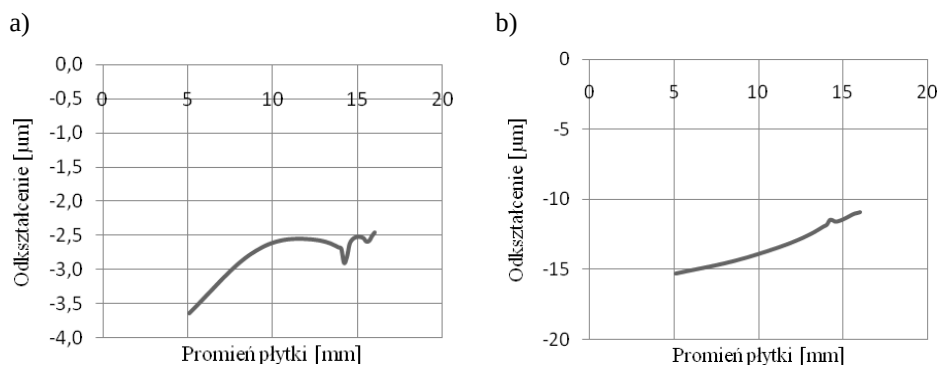
Rys.9. Charakterystyka zmiany odległości między płytkami rozrządu pod wpływem ciśnienia 28 MPa, przy zasilaniu kanałem A po korekcie siły napięcia wstępnego śrub i zmniejszeniu pola kompensacji

### 2.3.3 Wyniki analiz numerycznych płytek rozrządu silnika SM-0.4/20 wersja III

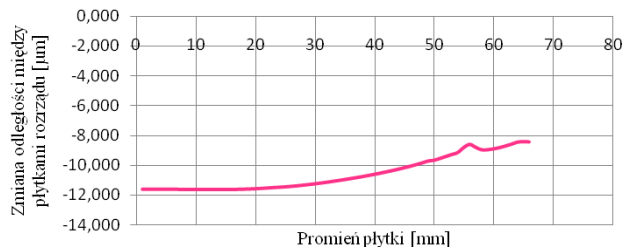
Kolejną wersją silników, w których wprowadzono szereg zmian konstrukcyjnych jest silnik SM-04/20 wersja III. Zmiany te miały na celu poprawę zarówno parametrów związanych z odkształceniami poszczególnych elementów silnika, jak zmniejszenie oporów przepływu przez kanały wewnętrzne silnika. W efekcie wartości deformacji elementów silnika uległy zmianie, szczególnie kolektora i płytek rozrządu. Charakterystyki deformacji płytek rozrządu silnika SM-0.4/20 wersja III przedstawiono na rysunkach 10 i 11.

Porównując charakterystyki przedstawione na rysunkach 5, 6, 7, 8 i 9 można zauważyć, że wartości deformacji płytek rozrządu w modelu III silnika są mniejsze. Dodatkowo dzięki zastosowaniu śrub dociskowych 10 (rys. 1), można wyeliminować szczeliny między obwodnicą a płytkami rozrządu i tym samym wyeliminować przecieki do przestrzeni korpusu.

Ostatecznie udało się zmniejszyć deformację obu płytek do zaledwie 4  $\mu\text{m}$ , a zmianę całkowitego luzu do 12  $\mu\text{m}$ . Głównym składnikiem, który wpływa na zmianę luzu jest obniżenie się obwiedni, w wyniku dużego nacisku śrub dociskowych. Aby zmniejszyć jego wpływ należałoby ustalić laboratoryjnie taką wartość momentu dokręcenia śrub, aby przy jednoczesnym zapewnieniu szczelności dochodziło do jak najmniejszych odkształceń obwiedni.



Rys.10. Charakterystyki deformacji płytek rozrządu przy ciśnieniu 32 MPa: a) płytki znajdującej się po stronie zasilanej (płytką 5.1 - rys. 1); b) płytki znajdującej się po stronie kolektora (płytką 5.2 - rys. 1)



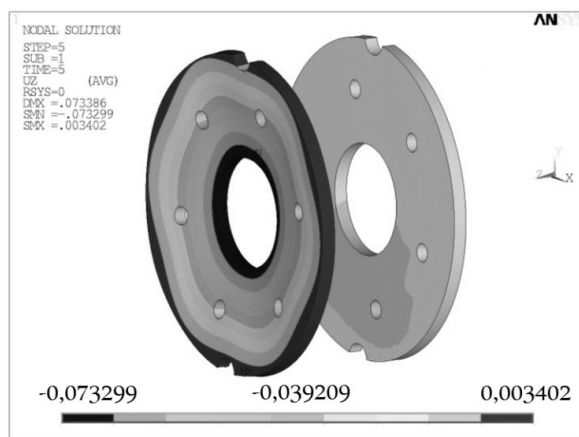
Rys.11. Charakterystyka zmiany odległości między płytkami rozrządu pod wpływem ciśnienia 32 MPa, przy zasilaniu kanałem A

### 2.3.4. Wyniki analiz odkształceń płytek rozrządu w modelu silnika SM-0,75/25 wersja I

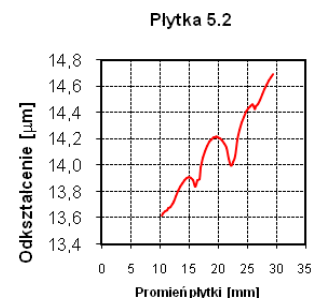
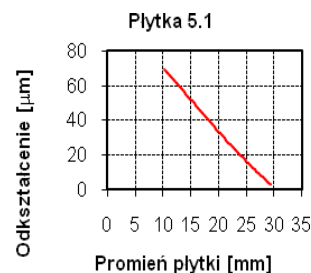
Na rysunkach 12 do 15 przedstawiono widoki odkształconych płytek rozrządu [μm] oraz charakterystyki zmiany odległości pomiędzy nimi w silniku SM-0,75/25. Wykresy sporządzono dla nominalnego obciążenia silnika (według Dokumentacji [2]), tj. odkształcenie spowodowane napięciem śrub, momentem 2 Nm i ciśnieniem cieczy roboczej 25 MPa przy zasilaniu kanałem „A” (rys. 1).

Analiza odkształcenia płytek rozrządu silnika satelitowego (rys. 12 i 13), wykonanego na podstawie dokumentacji dostarczonej przez konstruktora, dowiodła, że stosowane wstępne napięcie śrub jak i działanie ciśnienia cieczy roboczej powoduje zbyt duże przemieszczenia płytek, które dochodzi nawet do 80 μm.

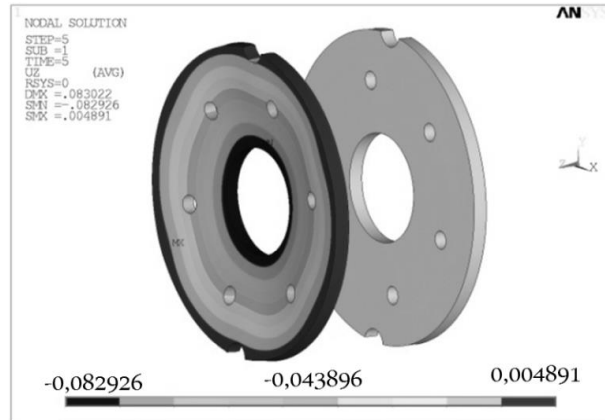
Zakres zmiany odległości pomiędzy płytkami rozrządu (rys. 14 i 15) dla silnika bez uwzględnienia przecieków na powierzchni styku obwiednia a płytki przyjmuje mniejsze wartości od -55 do +12 μm w stosunku do silnika z uwzględnieniem przecieków, gdzie zmiana ta wynosi od -62 do +19 μm.



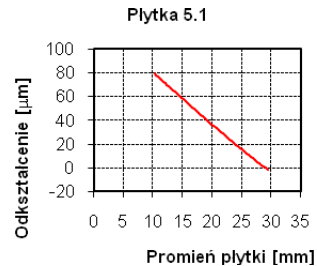
Rys.12. Odształcenie płytek rozrządu. Widok od strony czopu wału silnika, ciśnienie zasilania 25 MPa, napięcie śrub 2 Nm, bez uwzględnienia przecieków w szczelinach między powierzchniami styku obwiedni 2 i płytek rozrządu 5.1 i 5.2



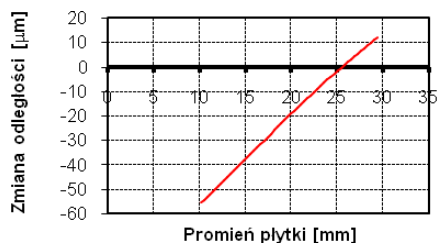
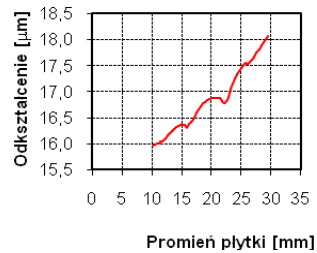




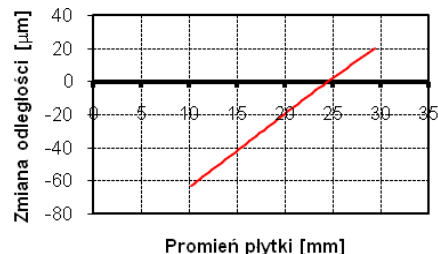
Rys.13. Odształcenie płytek rozrządu, widok od strony czopa wału silnika, ciśnienie zasilania 25 MPa, napięcie śrub 2 Nm, z uwzględnieniem przecieków w szczelinach między powierzchniami styku obwiedni 2 i płytek rozrządu 5.1 i 5.2



Płytką 5.2



Rys.14. Zmiana odległości pomiędzy płytkami rozrządu, ciśnienie zasilania 25 MPa, napięcie śrub 2 Nm, bez uwzględnienia przecieków na powierzchni obwiednia – płytki rozrządu



Rys.15. Zmiana odległości pomiędzy płytkami rozrządu, ciśnienie zasilania 25 MPa, napięcie śrub 2 Nm, z uwzględnieniem przecieków na powierzchni obwiednia – płytki rozrządu

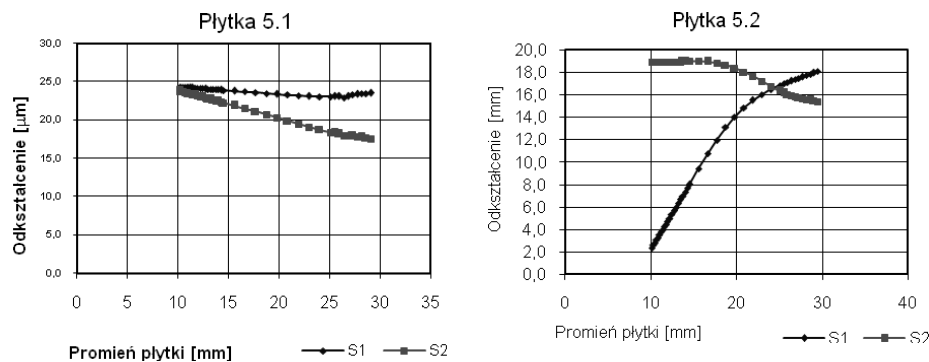
Jednak zmiana ta jest zbyt duża i w części najbliższej osi silnika przyjmuje wartość kilkakrotnie większą od zakładanego luzu montażowego. Odształcenia te wpływały na pracę silnika, powodując zużywanie się elementów w miejscach kontaktu, co można było zauważyć w trakcie badań laboratoryjnych.

### 2.3.5. Wyniki analiz numerycznych odkształceń płytek rozrządu w silniku SM-0.75/25 wersja II

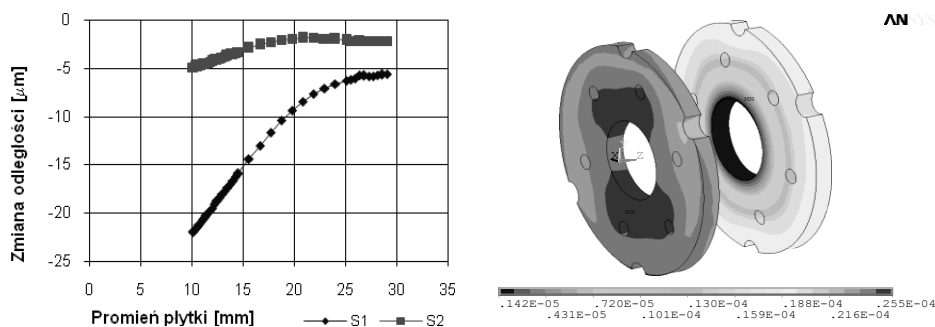
Poszukiwania właściwego rozwiązania węzła kompensacji luzów doprowadziło do zmiany konstrukcji silnika. W wyniku symulacji komputerowej jak i badań laboratoryjnych, stwierdzono zbyt duże odkształcenia płytek rozrządu w modelu silnika SM-0,75/25 w wersji I. Przeanalizowano uzyskane wyniki i dokonano zmian konstrukcyjnych, które polegały na zmianie wymiarów geometrycznych płytek rozrządu, kolektora, kanałów zasilających, wielkości powierzchni kompensacyjnej oraz rozstawu i ilości śrub dociskowych 10.

Wykonano model dyskretny nowego rozwiązania konstrukcyjnego silnika SM-0,75/25, przeprowadzono obliczenia numeryczne dla różnych stanów napięcia śrub dociskowych, a wyniki wybranych obliczeń przedstawiono poniżej.

Dodatkowo w nowym rozwiązaniu konstrukcyjnym zwiększono ilość śrub dociskowych, oraz zmieniono ich rozmieszczenie. Na rysunkach 16 i 17 przedstawiono wyniki odkształceń płytek kompensacyjnych (rozrządu) silnika, wywołanych napięciem wstępnym śrub i ciśnieniem cieczy w kanale zasilającym „A” równym 25 MPa. Wyniki podzielono na dwie grupy w zależności od napięcia śrub dociskowych: S1 – przy napięciu wstępnym śrub dociskowych momentem od 1 do 1,5 Nm w zależności od ich położenia oraz drugi S2 – przy napięciu wstępnym wybranych śrub momentem 1,5 Nm.



Rys.16. Charakterystyka odkształceń płytek rozrządu w funkcji promienia płytki przy napięciu wstępnym śrub: od 1 do 1,5 Nm i ciśnieniu zasilania kanałem A równym 25 MPa



Rys.17. Charakterystyka zmiany odległości pomiędzy płytkami rozrządu funkcji promienia płytki przy napięciu wstępnym śrub: od 1 do 1,5 Nm i ciśnieniu zasilania kanałem A równym 25 MPa

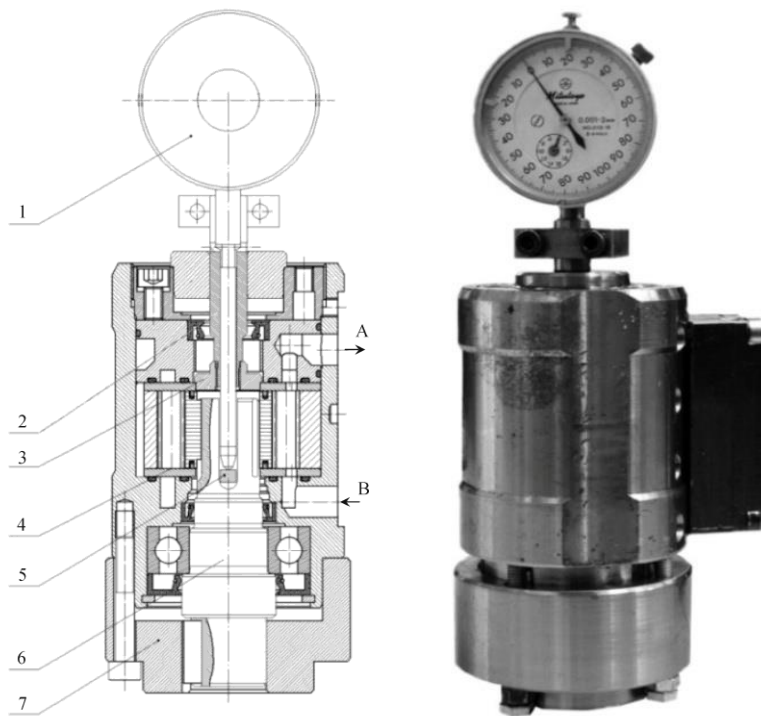
Z powyższych charakterystyk widać, że w wyniku zmiany wymiarów geometrycznych poszczególnych elementów silnika w kierunku zwiększenia ich sztywności oraz zmiana wielkości powierzchni kompensacyjnej pozwoliła na uzyskanie dwukrotnie mniejszych odkształceń płytek rozrządu w stosunku do

pierwotnej wersji („S1”). Natomiast dodatkowym czynnikiem wpływającym na zmianę wielkości odkształcenia była zmiana rozmieszczenia śrub dociskowych jak i odpowiednio dobrane ich napięcie wstępne („S2”). Dzięki temu uzyskano zmianę odległości pomiędzy płytkami rozrządu (zmniejszenie) w minimalnym zakresie od  $-2$  do  $-5\ \mu\text{m}$ , co mieści się w granicach zakładanego luzu montażowego.

### 3. Badania eksperymentalne a zmiany odległości między płytkami rozrządu

W celu weryfikacji wyników analiz MES przeprowadzono próbę laboratoryjną polegającą na pomiarze zmiany odległości między płytkami rozrządu. Ocena odkształceń została przeprowadzona dla silników SM-0.75/25 i SM-0,4/20, które po odpowiednich modyfikacjach przystosowano do umieszczenia w nich czujnika zegarowego przemieszczeń.

Konstrukcja urządzenia pomiarowego została opracowana przez dr inż. Pawła Śliwińskiego oraz wykonana przez firmę Stosowanie Maszyn. Jej podstawowe elementy zostały przedstawione na rysunku 18.

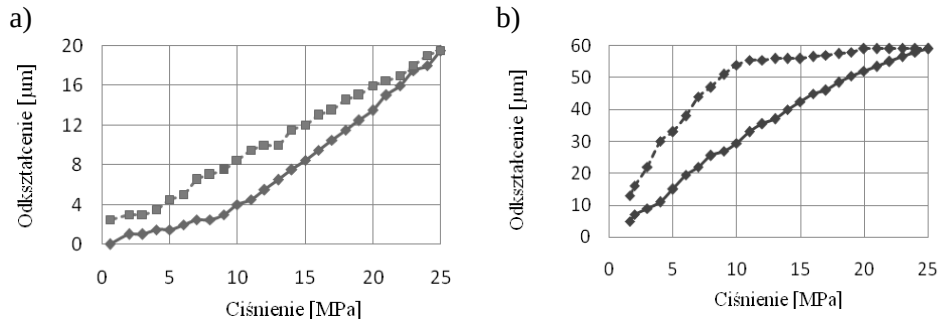


Rys.18. Schemat przyrządu pomiarowego do oceny deformacji płytek rozrządu silnika SM-0,75/25

1 – czujnik zegarowy, 2 – trzpień mocowania czujnika, 3 – wkładka płyty rozrządu gwintowana, 4 – płytka rozrządu, 5 – wkładka płyty rozrządu, 6 – skrócony specjalny wał, 7 – blokada wału

Przyrząd ten pozwala zmierzyć zmianę odległości między centralnymi częściami płytek rozrządu. Pomiar odbywa się w wyniku przemieszczania końcówki czujnika 1 naciskającej na wkładkę 5 i trzpienia mocowania czujnika 2, które poruszając się niezależnie sumują deformację obu płytek.

Przykładowe wyniki pomiarów przedstawiono na rysunku 19. Z porównania powyższych wyników z wynikami analizy MES wynika, że błąd analizy MES w stosunku do pomiarów rzeczywistych odkształceń środka płytek rozrządu obu silników dla 25 MPa mieści się w zakresie 1-3  $\mu\text{m}$ , co stanowi zadowalający rezultat i pozwala założyć, że wyniki analizy MES są wiarygodne.



Rys.19. Charakterystyka zmiany odległości między środkami płytek rozrządu w funkcji ciśnienia zasilania kanałem „A” a) SM-0.4/20 wersja I; b) SM-0.75/25 wersja I (wartość dodatnia oznacza zmniejszenie luzu)

#### 4. Podsumowanie

Przeprowadzone symulacje komputerowe w wybranych wielkościach silników pozwoliły na dobranie właściwego luzu montażowego. Dzięki temu straty objętościowe utrzymywać się będą na minimalnym poziomie oraz wzrośnie sprawność objętościowa i całkowita silnika. Zachowanie luzu osiowego na minimalnym poziomie, wydłuży trwałość mechanizmu roboczego, jak również pozwoli na osiągnięcie lepszych właściwości eksploatacyjnych przy stosowaniu tych silników w napędach urządzeń górniczych zasilanych emulsją olejowo-wodną.

Opracowane modele wykorzystane do obliczeń komputerowych silników umożliwiają w szybki i tani sposób sprawdzenie wpływu zmian konstrukcyjnych w węźle kompensacji luzów na wielkość odkształceń i przemieszczeń płytek rozrządu, bez konieczności wykonywania nowego prototypu silnika i prowadzenia długotrwałych badań laboratoryjnych. Jest to istotne, gdyż opracowane modele obliczeniowe będzie można z dużym powodzeniem wykorzystać do weryfikacji konstrukcji całego typoszeregu silników satelitowych typu SM o module uzębienia od 0,3 do 1,2 i chłonności od 1,1 do 141  $\text{cm}^3/\text{obr.}$  [1]. Pozwoli to na skrócenie czasu projektowania, jak i kosztów powstania ostatecznej wersji silników.

### **Literatura**

1. Stosowanie Maszyn. Karta katalogowa – Nowe hydrauliczne silniki satelitowe typu SM.
2. Stosowanie Maszyn. Dokumentacja techniczno-konstrukcyjna: Silnik SM-0.75/25.
3. Stosowanie Maszyn. Dokumentacja techniczno-konstrukcyjna: Silnik SM-0.4/20.
4. Politechnika Gdańska; Dokumentacja techniczno-konstrukcyjna: Silnik SM-0.75/25 W2.
5. Politechnika Gdańska; Dokumentacja techniczno-konstrukcyjna: Silnik SM-0.4/20 W2.
6. Patrosz P.: Analiza konstrukcji hydraulicznych silników satelitowych typoszerogu SM. (Praca magisterska).
7. Torbicki K.: Badania eksperymentalne węzła kompensacji luzów osiowych oraz rozrządu w silniku satelitowym typoszerogu SM. (Praca magisterska).
8. Maciakowski R.: Wykład z podstaw konstrukcji maszyn z ćwiczeniami rachunkowymi – Połączenia śrubowe. Wydawnictwo PG, Gdańsk 1994.
9. Zagrajek T., Krzesiński G., Marek P.: Metoda Elementów skończonych w mechanice konstrukcji – Ćwiczenia z zastosowaniem systemu ANSYS. Oficyna wydawnicza PW.

## Opracowanie empirycznej zależności do wyznaczania strumienia objętości płynu w kanale o przekroju kwadratowym

Kazimierz Rup, Piotr Sarna, Jerzy Wołkow – Politechnika Krakowska

**Streszczenie.** W niniejszej pracy podjęto próbę wykorzystania zainstalowanych na rurociągu o przekroju poprzecznym w kształcie kwadratu łuków kolan do pomiaru strumienia objętości płynu. Dla praktycznej realizacji pomiaru strumienia objętości powietrza zbudowano specjalne stanowisko badawcze, w którym zainstalowano łuk kolana o przekroju kwadratowym, o wymiarach  $axa = 80 \times 80 \text{ mm}$ . Bezwymiarowy, średni promień krzywizny zainstalowanego łuku kolana wynosił wymiennie  $R/a = 2$  lub  $R/a = 3$ . Pomiar ciśnienia dokonywano za pomocą manometru różnicowego podłączonego do otworków impulsowych umieszczonych w skrajnych punktach siecznej kąta wspomnianego łuku. Aby zbudować charakterystykę przepływomierza kolanowego zainstalowano na zbudowanym stanowisku kryzę pomiarową. Na specjalnie zbudowanym stanowisku badawczym wykonano dużą liczbę pomiarów, którą następnie wykorzystano do opracowania empirycznej zależności opisującej wyznaczany w sposób pośredni strumień objętości przepływającego płynu. Z analizy otrzymanych rezultatów za pomocą kryzy pomiarowej i przepływomierza kolanowego wynika wysoki stopień ich zgodności i powtarzalności.

### 1. Wstęp

Pomiar strumienia przepływu ma bardzo duże znaczenie w przemysłowych systemach kontrolno-pomiarowych. Przyczynia się do uzyskania wysokiej jakości produktu, zapobiega między innymi niekontrolowanemu wyciekowi, a przez to w sposób pośredni przyczynia się do ochrony środowiska naturalnego. W praktyce, zwłaszcza do budowy instalacji nawiewno-odciągowych lub instalacji odprowadzania spalin w wielu procesach produkcyjnych stosuje się przewody o przekroju niekołowym, np. w kształcie kwadratu lub prostokąta.

Znormalizowane metody pomiaru strumienia objętości oparte na całkowaniu profilu prędkości są w zasadzie jedynymi dla strugi o przekroju prostokątnym. Wspomniane metody charakteryzują się wielopunktowymi pomiarami prędkości lokalnych w punktach odpowiednio rozmieszczonych w przekroju poprzecznym strugi [1, 2]. W przypadku uzyskania zadowalającej dokładności pomiaru wymagana jest znaczna liczba punktów pomiarowych, co czyni te metody bardzo czasochłonnymi i uciążliwymi. Utrudniona jest też ciągła rejestracja intensywności przepływu. Zastosowanie do pomiaru strumienia przepływu klasycznej zwężki pomiarowej wymaga w takich przypadkach zainstalowania długich odcinków rurociągu o przekroju kołowym [3, 4]. Wydaje się, że przepływomierze kolanowe instalowane dotychczas najczęściej na przewodach o przekroju kołowym, pozwolą w przypadku kanałów o przekroju kwadratowym uzyskać sygnał odpowiadający całkowitemu strumieniowi objętości przepływającego płynu [1, 5, 6, 7]. Zasada działania przepływomierza kolanowego polega na wykorzystaniu zależności strumienia objętości przepływającego płynu od różnicy ciśnienia zmierzonego w skrajnych punktach siecznej łuku kolana [1, 2, 5].

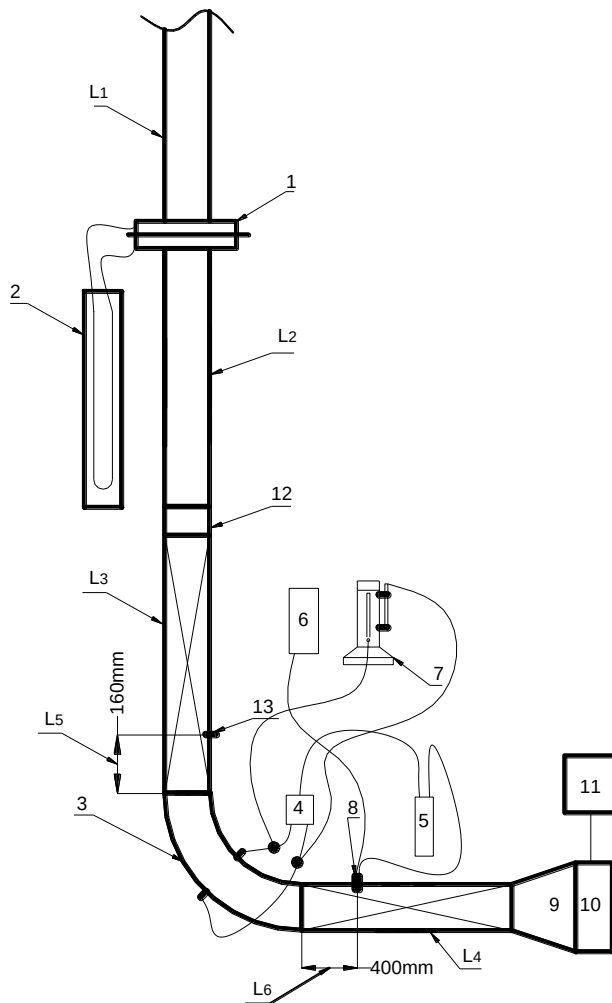
Klasyczny sposób pomiaru sprowadza się do wyznaczenia wspomnianej różnicy ciśnienia, następnie do przyporządkowania odpowiedniego strumienia objętości opierając się na wcześniej wykonanej charakterystyce przyrządu. Niedawno udało się opracować nową metodę pomiaru w zastosowaniach do przepływomierzy kolanowych [5, 6, 7]. Idea tej metody polega na wyborze takiego rozwiązania numerycznego równań ruchu płynu wraz z równaniami modelu turbulencji, które spełnia zadaną dokładnością warunek równości zmierzonej i obliczonej różnicy ciśnienia w skrajnych punktach siecznej przepływomierza kolanowego. Ta nowa metoda pomiaru eliminuje konieczność wzorcowania przepływomierzy kolanowych.

Celem niniejszej pracy jest opracowanie empirycznych zależności umożliwiających dokonanie pomiaru pośredniego strumienia przepływu płynu za pomocą łuków kolan zainstalowanych na przewodach o przekroju kwadratowym.

W ramach niniejszej pracy dokonano wielokrotnych pomiarów różnicy ciśnienia, zarówno w skrajnych punktach siecznej łuku kolana, jak też różnicy ciśnienia w pomiarze przytarczowym kryzy pomiarowej. Uwzględniając uzyskane wyniki dokonanych pomiarów zaproponowano zależność funkcyjną dla mierzonego w sposób pośredni strumienia objętości powietrza. Zależność ta zawiera dwa nieznanne parametry, które wyznaczono za pomocą metody simpleksu Nelder-Meada [8]. Z porównania wartości strumienia przepływu uzyskanych za pomocą kryzy pomiarowej i odpowiednich wyznaczonych z opracowanego wzoru, wynika bardzo dobry stopień ich zgodności.

## 2. Opis stanowiska badawczego

Dla zrealizowania zamierzonych badań doświadczalnych zbudowano specjalne stanowisko badawcze. Schemat zbudowanego stanowiska przedstawiono na rysunku 1. Przedstawiony na rysunku układ pomiarowy zawiera rurociąg o przekroju prostokątnym o wymiarach  $axa = 80 \times 80 \text{ mm}$  z zainstalowanym łukiem kolana ( $90^\circ$ ) 3 o średnim promieniu gięcia  $R_s = 161,1 \text{ mm}$  lub wymiennie  $R_s = 241,5 \text{ mm}$ . Długość prostoliniowego odcinka przewodu o przekroju kwadratowym umieszczonego przed łukiem kolana wynosi  $L_3 = 20d_h = 1,6 \text{ m}$ , natomiast długość odpowiedniego odcinka za łukiem wynosi  $L_4 = 25d_h = 2,0 \text{ m}$ . Dla celów kontrolnych zainstalowano na stanowisku również kryzę pomiarową 1. Dla prawidłowego pomiaru strumienia objętości za pomocą kryzy zainstalowano przed nią prostoliniowy odcinek rurociągu o średnicy wewnętrznej  $D_w = 104 \text{ mm}$ , o długości  $L_1 = 3 \text{ m} \approx 30D_w$ , i odpowiedni odcinek za kryzą o takiej samej długości ( $L_2 = 3 \text{ m} \approx 30D_w$ ). Średnica wewnętrznej kryzy wynosi  $d_{kryza} = 78 \text{ mm}$  [3, 4]. Pomiar spadku ciśnienia na kryzie wykonywany był za pomocą manometru wodnego 2. Wszystkie długości odcinków prostych rurociągu zostały dobrane tak, aby spełnione były wymagania norm dotyczących pomiarów wielkości za pomocą zastosowanych przyrządów [1, 3, 4].



Rys.1. Schemat stanowiska badawczego

1 - kryza pomiarowa, 2 – manometr wodny, 3 - łuk kolana o przekroju kwadratowym, 4 - przetwornik ciśnienia, 5 - miernik cyfrowy, 6 - sonda termooanemometryczna, 7 - mikromanometr różnicowy Askania, 8 - sonda do pomiaru temperatury, 9 - stożek z blachy, 10 - wentylator promieniotwórczy, 11 - falownik, 12 - odcinek przejścia z przewodu kołowego na prostokątny

Na siecznej łuku kolana wykonano dwa otwory impulsowe do pomiaru różnicy ciśnienia (rys. 1). Wspomnianą różnicę ciśnienia mierzono za pomocą zestawu przetwornika ciśnienia FD8612 4 i miernika cyfrowego ALMEMO 2290-3 5. Do miernika 5 podłączona została również sonda do pomiaru temperatury ALMEMO PT100-P444 8. Dla celów kontrolnych do króćców odbioru ciśnienia podłączono w sposób równoległy mikromanometr Askania 7.

Na odcinku prostym przewodu w odległości  $L_5 = 0,16\text{ m}$  przed łukiem kolana 3 wykonano otwór, w którym umieszczono sondę termooanemometryczną 6. Podobny otwór wykonano w odległości  $L_6 = 0,40\text{ m}$  za łukiem kolana. W otworach tych umieszczano również sondę do pomiaru temperatury 8. Na podstawie zmierzonej temperatury przepływającego powietrza określano jego właściwości termofizyczne. Jak widać z rysunku 1 opisany rurociąg jest umieszczony po stronie ssawnej wentylatora, aby wyeliminować zaburzenia przepływu wynikające z jego pracy. Koniec rurociągu połączono za pomocą



stożka z blachy **9** z króćcem ssawnym wentylatora promieniowego MPB500T **10**. Żądany strumień objętościowy przepływu regulowany był za pomocą tyrystorowej przetwornicy częstotliwości HITACHI L100 **11**, która umożliwiała płynną regulację obrotów wentylatora.

W celu identyfikacji profilu prędkości w siecznej łuku kolana wykonywano odpowiednie pomiary składowej prędkości za pomocą termooanemometru AIRFLOW TA 45 **6**. Termooanemometr **6** był wprowadzany wymiennie do otworów impulsowych przeznaczonych do pomiaru różnicy ciśnienia lub otworów kontrolnych przed i za łukiem kolana.

### 3. Metodyka pomiarów

Zainstalowany na stanowisku badawczym wentylator promieniowy o maksymalnej wydajności  $Q_v = 6800 \text{ m}^3/\text{h}$  powietrza pozwalał na realizację przepływów o wartości liczby Reynoldsa w zakresie  $0 < Re < 200000$  w rozważanym kanale o przekroju kwadratowym.

Przepływ płynu w obszarze łuku kolana powoduje nadciśnienie na zewnętrznej, wyoblonej jego stronie, natomiast na stronie wewnętrznej wywołuje odpowiednio podciśnienie. Wspomnianą właściwość przepływu wykorzystywano w przewodach o przekroju kołowym do pomiaru strumienia przepływu [1, 5, 6]. Na rysunku 2b przedstawiono uproszczony układ sił działających na element płynu nielepkiego poruszającego się po torze krzywoliniowym. Z przytoczonego na rysunku 2b bilansu sił wynikają następujące zależności:

$$pdS - \left( p + \frac{\partial p}{\partial n} dn \right) dS = \rho \cdot dS \cdot dn \frac{v^2}{R_s} \quad (1)$$

W równaniu (1) pominięto siłę ciężkości jako małą, uwzględniono natomiast siłę masową od przyspieszenia normalnego do kierunku prędkości. Po zredukowaniu równania (1) otrzymamy:

$$-\frac{\partial p}{\partial n} = \rho \cdot \frac{v^2}{R_s} \quad (2)$$

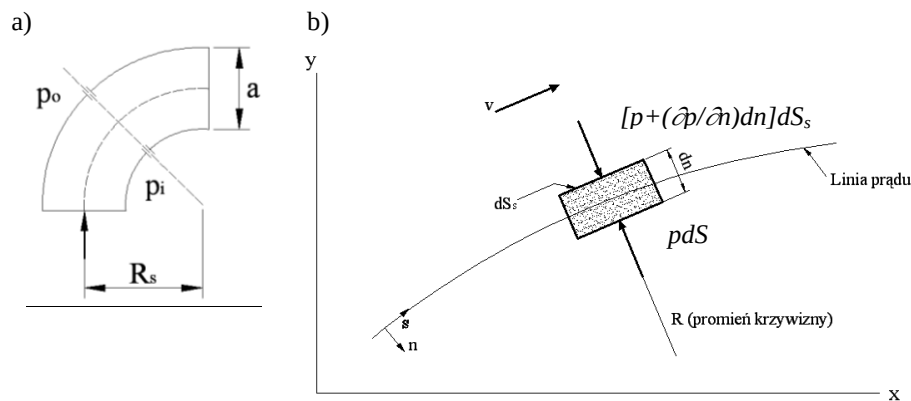
Równanie (2) opisuje zmiany ciśnienia w kierunku normalnym do linii prądu  $s$  (strugi prądu). Zastępując pochodną ciśnienia odpowiednim ilorazem różnicowym na małym dystansie w kierunku normalnym do linii prądu  $s$  zapiszemy:

$$\Delta p = -\rho \cdot \frac{v^2}{R_s} \Delta n \quad (3)$$

Z równania (3) wynika jednoznacznie, że ciśnienie w strudze płynu ulega zmniejszeniu wraz ze wzrostem współrzędnej normalnej  $n$ . Wspomniana zmiana ciśnienia jest proporcjonalna do gęstości płynu i kwadratu jego prędkości, natomiast odwrotnie proporcjonalna do promienia krzywizny rozważanej strugi.

Przechodząc od strugi prądu o przekroju elementarnym do strugi o skończonych wymiarach przekroju poprzecznego (rys. 2a) zapiszemy:

$$p_o - p_i = \Delta p = \frac{a}{R_s} \cdot \rho \cdot v^2 \quad (4)$$



Rys.2. Schemat poruszającego się po łuku elementu płynu: a) łuk kolana z zaznaczonymi otworkami do pomiaru ciśnienia; b) układ sił działających na element płynu

Równanie (4) jest równaniem przybliżonym do pomiaru strumienia objętościowego płynu przepływającego przez łuk kolana i może być stosowane dla kanałów o dowolnym przekroju symetrycznym względem płaszczyzny środkowej. Wzór na teoretyczny strumień przepływu w kanale o przekroju kwadratowym można zapisać:

$$Q_T = S \cdot v = S \sqrt{\frac{R_s}{a} \cdot \frac{\Delta p}{\rho}} \quad (5)$$

Aby uwzględnić rzeczywiste warunki przepływu wprowadza się współczynnik korekcyjny  $K$  zwany współczynnikiem przepływu, w postaci zależności podobnej jak w przypadku przekroju kołowego:

$$K = A1 + \frac{A2}{\sqrt{Re_{kol}}} \quad (6)$$

$$Re_{kol} = \frac{v_{sr} d_h \rho}{\eta} \quad (7)$$

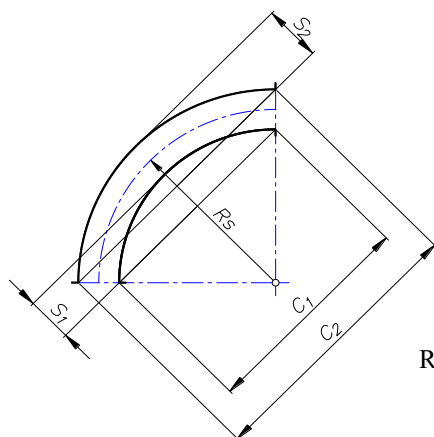
Stałe  $A1$  i  $A2$  wyznaczone zostaną za pomocą procedury optymalizacyjnej na podstawie uzyskanych danych doświadczalnych. Strumień objętościowy przepływu wyznaczany będzie z zależności:

$$Q = S \left( A1 + \frac{A2}{\sqrt{Re_{kol}}} \right) \sqrt{\frac{R_s}{a} \cdot \frac{\Delta p}{\rho}} \quad (8)$$

gdzie:

- $S$  – pole przekroju poprzecznego łuku kolana,  $m^2$ ,  
 $R_s$  – średni promień gięcia łuku kolana,  $m$ ,  
 $d_h = a$  – średnica zastępcza przekroju poprzecznego łuku kolana,  $m$ ,  
 $\rho$  – gęstość powietrza,  $kg/m^3$ ,  
 $\eta$  – lepkość dynamiczna powietrza,  $Ns/m^2$ ,  
 $\Delta p$  – różnica ciśnienia w skrajnych punktach siecznej łuku kolana,  $Pa$ ,  
 $Re_{kol}$  – liczba Reynoldsa liczona dla kolana o przekroju kwadratowym ze wzoru (7).

Występujący we wzorze (8) średni promień gięcia łuku kolana  $R_s$  wyznaczono w sposób pośredni, mierząc długości cięciw i odpowiednich strzałek ugięcia jak na rysunku 3.



Rys.3. Schemat pomiaru średniego promienia krzywizny łuku kolana

Pomiary długości cięciw  $C_1$  i  $C_2$  oraz strzałek ugięcia  $S_1$  i  $S_2$  wykonano przed zamontowaniem łuku kolana na stanowisku badawczym. Wynoszą one dla zainstalowanego łuku kolana I:  $C_1 = 205 \text{ mm}$ ;  $C_2 = 320 \text{ mm}$ ;  $S_1 = 57 \text{ mm}$  i  $S_2 = 79 \text{ mm}$  i odpowiednio dla łuku II większego:  $C_1 = 320 \text{ mm}$ ;  $C_2 = 432 \text{ mm}$ ;  $S_1 = 79 \text{ mm}$  i  $S_2 = 101 \text{ mm}$ . Średni promień krzywizny  $R_s$  wyznaczano ze wzoru [9]:

$$R_s = \frac{r_z + r_w}{2} \quad (9)$$

gdzie:

$$r_z = \frac{C_2^2}{8S_2} + \frac{S_2}{2} \quad (10)$$

$$r_w = \frac{C_1^2}{8S_1} + \frac{S_1}{2} \quad (11)$$

Po podstawieniu do wzorów (10) i (11) wartości długości zmierzonych cięciw i strzałek uzyskano ostatecznie ze wzoru (9) wartości średniego promienia gięcia dla łuku I  $R_s = 161,1 \text{ mm}$  i odpowiednio dla łuku II  $R_s = 241,5 \text{ mm}$ .

#### 4. Wyznaczenie strumienia objętości przepływającego powietrza

Na zbudowanym stanowisku badawczym dokonywano pomiarów następujących wielkości: różnicy ciśnienia w skrajnych punktach siecznej łuku kolana  $\Delta p_{kol}$ , różnicy ciśnienia w trzytarczowym pomiarze na kryzie  $\Delta p_{kryza}$ , lokalnej prędkości powietrza w punktach leżących na siecznej łuku kolana, lokalnej prędkości powietrza w punktach leżących na osi przekroju poprzecznego rurociągu w odległości  $L_4 = 400 \text{ mm}$  przed łukiem kolana i w odległości  $L_5 = 160 \text{ mm}$  za łukiem odpowiednio. Na stanowisku badawczym mierzono również temperaturę przepływającego powietrza. Wybrane rezultaty pomiarów przytoczono w tabeli 1.

##### Wartości pomiaru różnicy ciśnień dokonanego na stanowisku badawczym (łuk II)

Tabela 1

| Temperatura pomiaru 26,6°C |                        |                                                        |                                          |
|----------------------------|------------------------|--------------------------------------------------------|------------------------------------------|
| Lp.                        | Obroty wentylatora [%] | $\Delta p_{kryza}$<br>U rurka<br>[mm H <sub>2</sub> O] | $\Delta p_{kol}$<br>(m. Askania)<br>[Pa] |
| 1                          | 10                     | 3                                                      | 2,2                                      |
| 2                          | 15                     | 5                                                      | 5,9                                      |
| 3                          | 20                     | 7                                                      | 11,8                                     |
| 4                          | 25                     | 9                                                      | 18,6                                     |
| 5                          | 30                     | 13                                                     | 31,3                                     |
| 6                          | 35                     | 17                                                     | 44,6                                     |
| 7                          | 40                     | 23                                                     | 57,8                                     |
| 8                          | 45                     | 29                                                     | 74,9                                     |
| 9                          | 50                     | 36                                                     | 91,5                                     |
| 10                         | 53                     | 43                                                     | 107,2                                    |
| 11                         | 56                     | 48                                                     | 119,9                                    |
| 12                         | 59                     | 54                                                     | 133,6                                    |
| 13                         | 60                     | 59                                                     | 153,7                                    |
| 14                         | 62                     | 60                                                     | 148,3                                    |
| 15                         | 65                     | 66                                                     | 164                                      |
| 16                         | 68                     | 72                                                     | 178,7                                    |
| 17                         | 71                     | 79                                                     | 196,3                                    |
| 18                         | 74                     | 87                                                     | 215,4                                    |
| 19                         | 78                     | 97                                                     | 240,4                                    |
| 20                         | 81                     | 104                                                    | 259                                      |
| 21                         | 84                     | 112                                                    | 278                                      |
| 22                         | 87                     | 120                                                    | 298,6                                    |
| 23                         | 90                     | 129                                                    | 322,6                                    |
| 24                         | 93                     | 138                                                    | 341,2                                    |
| 25                         | 96                     | 149                                                    | 369,6                                    |
| 26                         | 99                     | 158                                                    | 389,2                                    |

Wartości strumienia objętości powietrza mierzone pośrednio za pomocą kryzy pomiarowej wyznaczano zgodnie z obowiązującą normą określającą

warunki prawidłowego pomiaru [1, 3, 4]. Zainstalowana na stanowisku badawczym kryza została zbudowana zgodnie z wytycznymi zawartymi we wspomnianej normie [3, 4]. Charakterystyczne wymiary zainstalowanej na stanowisku badawczym kryzy są następujące: średnica –  $d_{kryza} = 78 \text{ mm}$ , średnica rurociągu o przekroju kołowym zainstalowanego przed kolaniem o przekroju kwadratowym wynosi –  $D_w = 104 \text{ mm}$ . Biorąc pod uwagę zmierzone wartości różnicy ciśnienia  $\Delta p_{kryza}$  umieszczone w tabeli 1 oraz odpowiednie wzory do przeliczeń wyznaczanego w sposób pośredni strumienia przepływającego powietrza za pomocą kryzy dokonano odpowiednich przeliczeń uzyskując wyniki ( $Q_{kryza}$ ) przytoczone w tabeli 2.

**Wyliczone wartości strumienia przepływu na kryzie oraz kolanie o przekroju kwadratowym (luk II)**

Tabela 2

| $\Delta p_{kryza}$<br>[mm<br>H <sub>2</sub> O] | $Re_{kryza}$ | $Q_{kryza}$<br>[m <sup>3</sup> /s] | $Re_{kol}$ | $\Delta p_{kol}$<br>[Pa] | $K$<br>[-] | $Q_{kol}$<br>[m <sup>3</sup> /s] | $\Delta Q$ |
|------------------------------------------------|--------------|------------------------------------|------------|--------------------------|------------|----------------------------------|------------|
| 3                                              | 20671,1      | 0,025591                           | 9798,3     | 2,2                      | 0,761266   | 0,01213                          | 0,5260     |
| 5                                              | 26496,6      | 0,032796                           | 16419,5    | 5,9                      | 0,794654   | 0,020323                         | 0,3803     |
| 7                                              | 31224,6      | 0,038641                           | 23422,4    | 11,7                     | 0,813102   | 0,028986                         | 0,2499     |
| 9                                              | 35309,1      | 0,043687                           | 29650,4    | 18,6                     | 0,823658   | 0,036686                         | 0,1603     |
| 13                                             | 42285,6      | 0,052298                           | 38795,7    | 31,3                     | 0,834268   | 0,047982                         | 0,0825     |
| 17                                             | 48244,2      | 0,059645                           | 46519      | 44,5                     | 0,840668   | 0,057512                         | 0,0358     |
| 23                                             | 55985,6      | 0,069175                           | 53286,5    | 57,8                     | 0,84509    | 0,06584                          | 0,0482     |
| 29                                             | 62765,1      | 0,077506                           | 60939      | 74,9                     | 0,849174   | 0,075251                         | 0,0291     |
| 36                                             | 69836,7      | 0,086179                           | 67632,6    | 91,5                     | 0,852162   | 0,08346                          | 0,0316     |
| 43                                             | 76247,6      | 0,094026                           | 73418,6    | 107,2                    | 0,854408   | 0,090538                         | 0,0371     |
| 48                                             | 80511,7      | 0,099236                           | 77801,7    | 119,9                    | 0,85594    | 0,095896                         | 0,0337     |
| 54                                             | 85345,2      | 0,105133                           | 82292,3    | 133,6                    | 0,857381   | 0,101372                         | 0,0358     |
| 59                                             | 89171,5      | 0,109793                           | 88388,1    | 153,7                    | 0,859158   | 0,108828                         | 0,0088     |
| 60                                             | 89917,1      | 0,1107                             | 86850,8    | 148,3                    | 0,858728   | 0,106925                         | 0,0341     |
| 66                                             | 94265,9      | 0,115986                           | 91468,7    | 164,0                    | 0,859988   | 0,112544                         | 0,0297     |
| 72                                             | 98421,6      | 0,121029                           | 95616,4    | 178,7                    | 0,861042   | 0,117579                         | 0,0285     |
| 79                                             | 103057,2     | 0,126643                           | 100377,5   | 196,3                    | 0,862169   | 0,12335                          | 0,0260     |
| 87                                             | 108111,0     | 0,13275                            | 105316,8   | 215,4                    | 0,863257   | 0,129319                         | 0,0258     |
| 97                                             | 114113,0     | 0,139984                           | 111458,8   | 240,4                    | 0,864508   | 0,136728                         | 0,0233     |
| 104                                            | 118132,8     | 0,144817                           | 115829,5   | 259,0                    | 0,865337   | 0,141993                         | 0,0195     |
| 112                                            | 122565,5     | 0,150134                           | 120176,8   | 278,0                    | 0,866116   | 0,147208                         | 0,0195     |
| 120                                            | 126843,5     | 0,155254                           | 124690,4   | 298,6                    | 0,866882   | 0,152619                         | 0,0170     |
| 129                                            | 131490,2     | 0,160802                           | 129766,9   | 322,6                    | 0,867694   | 0,158694                         | 0,0131     |
| 138                                            | 135978,7     | 0,166146                           | 133616,4   | 341,2                    | 0,868279   | 0,16326                          | 0,0174     |
| 149                                            | 141271,8     | 0,17243                            | 139257,9   | 369,6                    | 0,869093   | 0,169972                         | 0,0143     |
| 158                                            | 145460,2     | 0,177389                           | 143053,5   | 389,2                    | 0,869613   | 0,174454                         | 0,0165     |

Uwzględniając zestawione w tabelach 1 i 2, zmierzone wartości odpowiednich parametrów wyznaczono nowe wartości stałych  $A1$  i  $A2$  we wzorze

(6) opisującym parametr  $K$ . Do wyznaczenia wartości stałych  $A1$  i  $A2$  zastosowano metodę Nelder-Meada [8]. Funkcję celu zapisano w postaci:

$$F(A1, A2) = \sum_{i=1}^m \left\{ Q_{kryza}^{(i)} - S \cdot \left( A1 + \frac{A2}{\sqrt{Re_{kol}^{(i)}}} \right) \sqrt{\frac{R_s}{a} \frac{\Delta p^{(i)}}{\rho^{(i)}}} \right\}^2 \quad (12)$$

gdzie:

- $Q_{kryza}$  – strumień objętości mierzony za pomocą kryzy,  $m^3/s$ ,
- $S$  – pole powierzchni przekroju poprzecznego łuku kolana,  $m^2$ ,
- $m$  – liczba pomiarów strumienia przepływu ( $m = 50$ ).

Przyjmując w kodzie numerycznym realizującym metodę Nelder-Meada następujące parametry i ich wartości [8]:  $n = 2$  – liczba zmiennych niezależnych,  $\alpha = 1$  – współczynnik odbicia,  $\beta = 0,5$  – współczynnik kontrakcji,  $\gamma = 2$  – współczynnik ekspansji,  $\sigma = 0,9$  – współczynnik zmniejszenia (wagi) oraz przyjmując wartości startowe zmiennych  $A1^0 = 1$  i  $A2^0 = 2$  otrzymano:

$$\begin{aligned} A1 &= 0,90802 \\ A2 &= -14,52660 \end{aligned} \quad (13)$$

Dla wyliczonych wartości zmiennych  $A1$  i  $A2$  funkcja celu (12) osiąga minimum wynoszące:

$$F(A1, A2)_{min} = 1,2236 \cdot 10^{-5} \text{ m}^3/s.$$

Opracowany wzór do wyznaczania strumienia objętości przepływającego powietrza w kanale o przekroju kwadratowym ma postać:

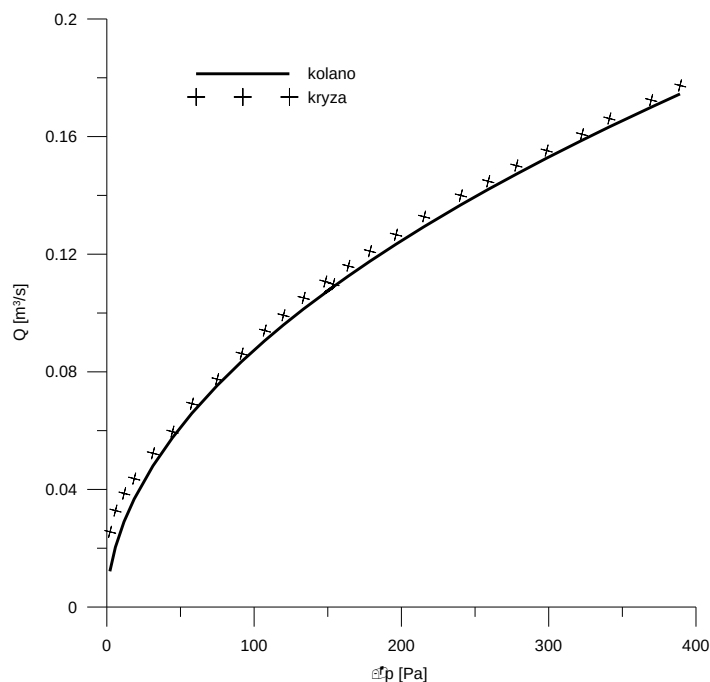
$$Q_{kol} = S \cdot \left( 0,90802 - \frac{14,5266}{\sqrt{Re_{kol}}} \right) \sqrt{\frac{R_s}{a} \frac{\Delta p}{\rho}} \quad (14)$$

Wzór (14) jest słuszny w przedziale zmienności liczby Reynoldsa:  $20000 < Re < 200000$ . Dolna, graniczna wartość liczby  $Re$  jest determinowana głównie trudnością pomiaru małych różnic ciśnienia. We wzorze (14) wartość liczby Reynoldsa wyznacza się za pomocą zależności (7). Aby wyznaczyć wartość strumienia przepływu  $Q_{kol}$  ze wzoru (14) musimy początkowo założyć wartość liczby Reynoldsa np.  $Re_{kol} = 200000$ . Następnie wyliczamy wartość  $Q_{kol}$  i odpowiednio korygujemy wartość liczby  $Re_{kol}$ . Dla uzyskania dobrej zgodności wyznaczanych w niniejszej pracy rezultatów wymagana liczba omawianych iteracji wynosiła  $n < 4$ .

Względne odchylenie wyznaczonych rezultatów oceniano według zależności:

$$\Delta Q = \frac{Q_{kryza} - Q_{kol}}{Q_{kryza}} \quad (15)$$

Na rysunku 4 przedstawiono, na podstawie zestawionych w tabeli 2 rezultatów, klasyczną charakterystykę przepływomierza kolanowego.



Rys.4. Charakterystyka przepływomierza kolanowego o przekroju kwadratowym (łuk II)

Na omawianym rysunku uzyskane rezultaty na stanowisku badawczym za pomocą kryzy pomiarowej przedstawiono w postaci dyskretnego układu punktów. Z zestawionych w tabeli 2 oraz przytoczonych na rysunku 4 wartości mierzonego strumienia objętości powietrza za pomocą kryzy pomiarowej i przepływomierza kolanowego wynika wysoki stopień ich zgodności. Maksymalne, względne odchylenie otrzymanych rezultatów z uwzględnieniem wzoru (14) nie przekracza 5% dla większości otrzymanych rezultatów. Jedynie dla trzech pierwszych pomiarów odchylenie omawianych rezultatów jest większe ze względu na niedokładność pomiarów małych wartości różnicy ciśnienia na kryzie pomiarowej. W tabeli 2 zestawiono również wyliczone według wzorów (6) i (13) wartości współczynnika przepływu  $K$ .

## 5. Wnioski

Dla zrealizowania zamierzonego w pracy celu zbudowano stanowisko doświadczalne, którego najważniejszym elementem jest łuk kolana o przekroju poprzecznym w kształcie kwadratu.

Dokonując uproszczonej analizy ruchu cząstki płynu w obszarze łuku kolana wyprowadzono zależność (3) z której wynika, że dla zrównoważenia działającej siły odśrodkowej powstaje gradient ciśnienia w kierunku poprzecznym do kierunku ruchu głównego. Wspomniany gradient ciśnienia prowadzi do wzrostu ciśnienia przy ścianie zewnętrznej i jego spadku przy ścianie we-

wewnętrznej łuku kolana. Omawiany gradient ciśnienia jest proporcjonalny do gęstości płynu i jego kwadratu prędkości oraz odwrotnie proporcjonalny do wartości promienia krzywizny łuku kolana.

Podobnie jak w przypadku łuków kolan o przekroju kołowym, również w przypadku rozważanego łuku o przekroju poprzecznym w kształcie kwadratu różnica ciśnienia mierzona w skrajnych punktach siecznej jego kąta jest miarą strumienia przepływu. Dokładność wyznaczanego w sposób pośredni strumienia objętości przepływającego płynu w obszarze łuku kolana zależy w największym stopniu od dokładności pomiaru różnicy ciśnienia  $\Delta p_{kol}$ . Ze względu na uproszczoną analizę ruchu płynu do wyprowadzonego wzoru opisującego strumień objętościowy przepływu  $Q_T$  wprowadzono współczynnik korekcyjny zwany współczynnikiem przepływu. Wstępnie założono postać funkcyjną wspomnianego współczynnika zawierającą dwa stałe parametry podlegające wyznaczeniu.

Uwzględniając wyniki pomiarów dokonanych na zbudowanym stanowisku badawczym wyznaczono za pomocą metody simpleksu Nelder-Meada wartości tych parametrów. Z porównania przytoczonych w tabeli 2 wartości strumienia przepływu  $Q_{kryza}$  uzyskanych za pomocą kryzy pomiarowej i odpowiednich  $Q_{kol}$  wyznaczonych z opracowanego wzoru, wynika bardzo dobry stopień zgodności. Jedynie trzy początkowe pomiary otrzymane dla najmniejszych, mierzonych różnic ciśnienia wykazują odchylenie większe od 5%.

Uwzględniając wysoki stopień dokładności i powtarzalności mierzonego strumienia objętości płynu za pomocą przepływomierza kolanowego w porównaniu z odpowiednim, mierzonym za pomocą kryzy, można z przekonaniem stwierdzić, że w przypadku przewodów o przekroju kwadratowym przepływomierz kolanowy może skutecznie zastąpić inne przepływomierze.

## Literatura

1. Spitzer D.W.: Flow Measurement – Practical Guides for Measurement and Control 2<sup>nd</sup> Edition, ISA, 2001.
2. Bean H.S.: Fluid Meters; Their Theory and Application Sixth Edition. ASME 1971.
3. PN-EN ISO 5167-1, Pomiary strumienia płynu za pomocą zwężek pomiarowych wbudowanych w całkowicie wypełnione rurociągi o przekroju kołowym – Część 1: Zasady i wymagania ogólne. Polski Komitet Normalizacyjny, Warszawa, 2004.
4. PN-EN ISO 5167-2, Pomiary strumienia płynu za pomocą zwężek pomiarowych wbudowanych w całkowicie wypełnione rurociągi o przekroju kołowym – Część 2: Kryzy. Polski Komitet Normalizacyjny, Warszawa, 2004.
5. Rup K., Malinowski Ł.: Metoda pomiaru strumienia objętości płynu w zastosowaniach do przepływomierzy kolanowych. Pomiary Automatyka Kontrola, 2005, nr 5, pp. 35-37.



6. Rup K., Malinowski Ł.: Fluid flow identification on base of the pressure difference measured on the secant of a pipe elbow. *Forschung im Ingenieurwesen* 2006, Vol 70, pp. 199-206.
7. Malinowski Ł, Rup K.: Measurement of the fluid flow rate with use of an elbow with oval cross section. *Flow Measurement and Instrumentation*, 2008, vol. 19, pp. 358-363.
8. Bunday B.: *Basics Optimisation Methods*. E. Arnold, London, 1984.
9. Sadowski A.: *Metrologia długości i kąta*. PWN, Warszawa 1978.

***„Praca naukowa finansowana ze środków na naukę w latach 2007–2010 jako projekt badawczy”.***

## Analiza możliwości modernizacji regulatora przepływu typu UDRD 6 pod kątem poprawy charakterystyki statycznej

Edward Barbachowski, Klaudiusz Klarecki – Politechnika Śląska

**Streszczenie.** W pracy przedstawiono analizę możliwości modernizacji regulatora przepływu typu UDRD 6 pod kątem poprawy charakterystyki statycznej. Uzyskano dużą korelację wyników symulacyjnych z przeprowadzonymi badaniami eksperymentalnymi.

### 1. Wstęp

Regulatory przepływu są elementami hydrauliki siłowej stosowanymi do utrzymania stałej prędkości odbiorników, niezależnie od ich obciążenia. W skład budowy regulatora wchodzi: zawór dławiący i zawór różnicowy odpowiednio połączone ze sobą. Obecnie na rynku polskim dostępne są regulatory produkcji krajowej oraz pochodzące z zagranicy. Najbardziej istotnym parametrem, określającym walory eksploatacyjne regulatora przepływu, jest jego zdolność do utrzymania na stałym poziomie strumienia zasilającego odbiornik.

W opracowaniu przedstawiono wyniki analizy możliwości poprawy charakterystyki statycznej regulatorów przepływu. Analizę przeprowadzono na przyjętym do badań dwudrogowym regulatorze przepływu firmy PONAR-WADOWICE S.A. typu UDRD 6. Badania wpływu wybranych wielkości geometrycznych i fizycznych na charakterystykę statyczną  $Q = f(\Delta p)$  wykonano za pomocą modelu matematycznego napisanego w programie MATLAB-SIMULINK.

### 2. Obiekt badań

Badania modelowe przeprowadzono dla regulatora przepływu typu UDRD 6 (rys. 1) firmy PONAR-WADOWICE S.A. Jest to dwudrogowy regulator przepływu z zaworem dławiącym zabudowanym na wejściu. Z uwagi na przeznaczenie regulatora UDRD 6 do stabilizacji małych natężeń przepływu, zawór dławiący posiada szczelinę dławiacą w kształcie trójkąta. Cały regulator charakteryzuje się małymi gabarytami i zwartą konstrukcją.

Istotą działania regulatora przepływu jest utrzymanie natężenia przepływającego strumienia na stałym poziomie. Wartość strumienia nastawiana jest na zaworze dławiącym i w ogólnym przypadku może zostać opisana równaniem (1) [1]:

$$Q_d = k \cdot A_d \cdot \Delta p_d^n \quad (1)$$

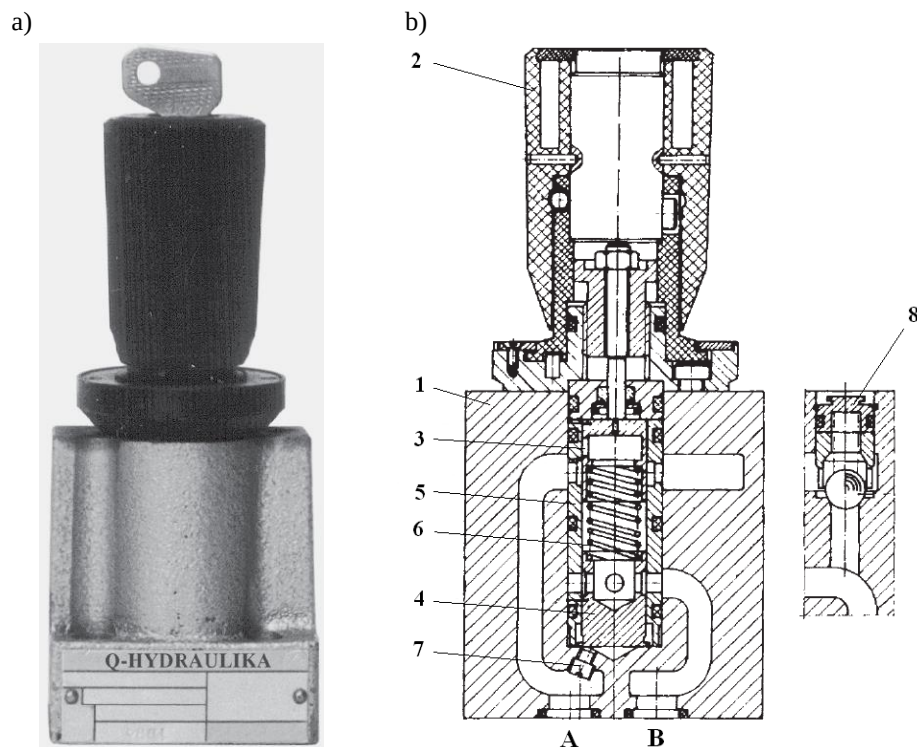
gdzie:

$k$  – współczynnik proporcjonalności (zależny od rodzaju przepływu),

$n$  – wykładnik potęgowy, zmieniający się w granicach od 0,5-1, zależny od rodzaju przepływu i kształtu szczeliny dławiącej,

$A_d$  – powierzchnia przekroju szczeliny dławiącej,

$\Delta p_d$  – spadek ciśnienia na szczelinie dławiącej.



Rys.1. Regulator przepływu typu URDR 6 firmy PONAR WADOWICE S.A.:

a) widok ogólny, b) przekrój

1 - korpus, 2 - pokrętło zamykane na kluczyk, 3 - szczelina dławiąca, 4 - suwak zaworu różnicowego, 5 - tuleja, 6 - sprężyna walcowa, 7 - dysza, 8 - zawór zwrotny

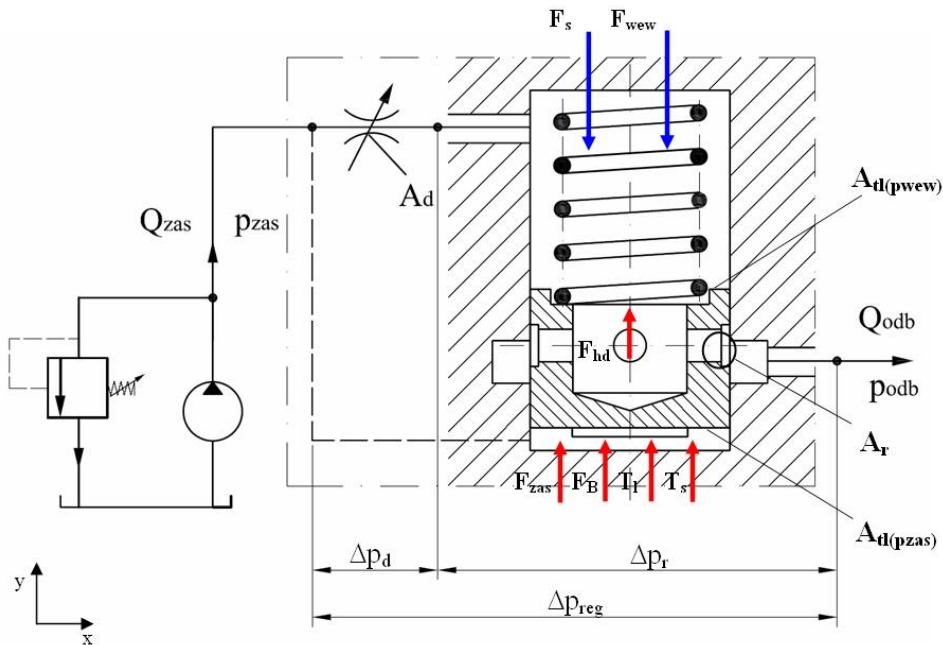
Przy danej, ustalonej, nastawie zaworu dławiącego oraz przepływie turbulentnym w szczelinie dławiącej, powierzchnia przekroju szczeliny dławiącej  $A_d$  oraz współczynnik proporcjonalności  $k$  są wartością stałą. Zatem przepływ przez szczelinę uzależniony jest od spadku ciśnienia  $\Delta p_d$ .

Zadaniem zaworu różnicowego jest utrzymanie stałego spadku ciśnienia na szczelinie dławiącej  $\Delta p_d$ . Tak więc prace prowadzone w kierunku poprawy charakterystyk statycznych regulatorów przepływu powinny być skierowane na poprawę działania zaworu różnicowego, wchodzącego w skład regulatora.

Wartość spadku ciśnienia na zaworze różnicowym, z pominięciem siły hydrodynamicznej, bezwładności i tarcia opisuje równanie (2) [1]:

$$\Delta p_d = \frac{F_s}{SA_r} \quad (2)$$

Biorąc pod uwagę tylko siły hydrostatyczne i siłę sprężyny można dojść do wniosku, że zapewniając wartość siły sprężyny na stałym poziomie lub minimalizując jej przyrosty uzyskamy stabilizację strumienia przepływającego przez regulator.

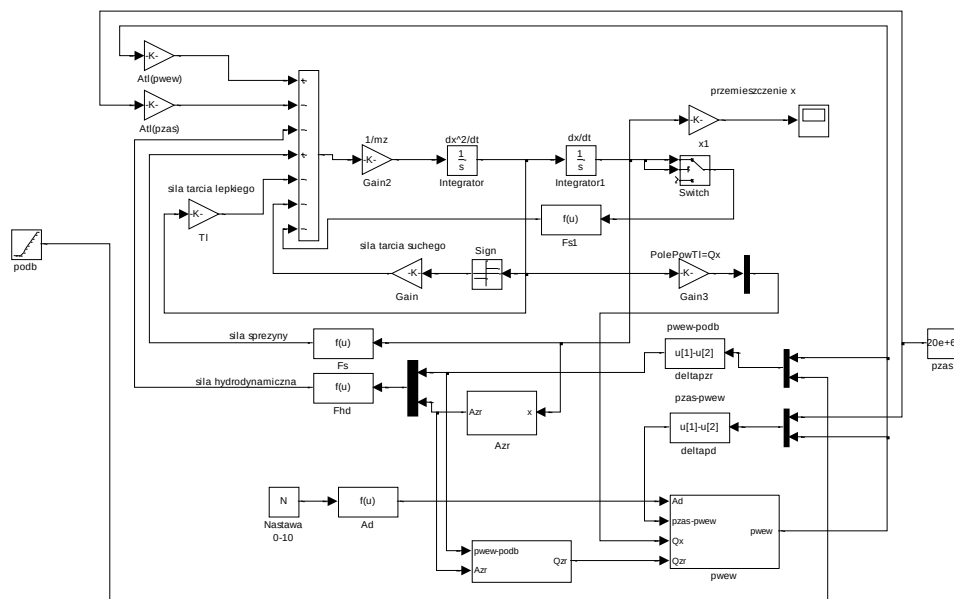


Rys.2. Siły działające na suwak zaworu różnicowego, uwzględnione w modelu matematycznym

$F_s$  – siła sprężyny od ciśnienia wewnątrz regulatora,  $F_{wew}$  – siła hydrostatyczna,  $F_{zas}$  – siła hydrostatyczna od ciśnienia zasilającego,  $F_{hd}$  – siła hydrodynamiczna,  $F_B$  – siła bezwładności,  $T_l$  – siła tarcia lepkiego,  $T_s$  – siła tarcia suchego

W rzeczywistości na tłoczek zaworu różnicowego działa więcej sił (rys. 2), z których największe wartości, jak wskazują badania eksperymentalne [3], przyjmuje siła hydrodynamiczna.

Na podstawie przyjętego modelu obciążenia tłoczka zaworu różnicowego (rys. 2) i modelu matematycznego opisującego regulator przepływu przedstawionego w [2] wykonano numeryczny model regulatora w oprogramowaniu MATLAB/SIMULINK (rys. 3).

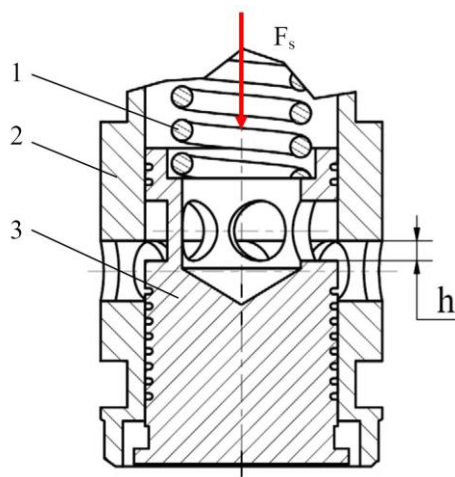


Rys.3. Graficzna reprezentacja matematycznego modelu zapisanego w programie MATLAB/SIMULINK

### 3. Badania

Badania przeprowadzono dla seryjnego regulatora przepływu oraz czterech wariantów modyfikacji.

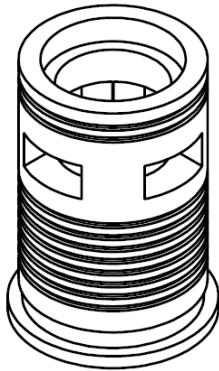
- Wariant I – zmiana kształtu szczeliny dławiącej zaworu różnicowego ze szczeliny okrągłej przymykanej krawędzią na szczelinę pierścieniową, uzyskaną przez wykonanie podcięcia w tulei regulatora.



Rys.4. Zmiana kształtu szczeliny dławiącej zaworu różnicowego według wariantu I

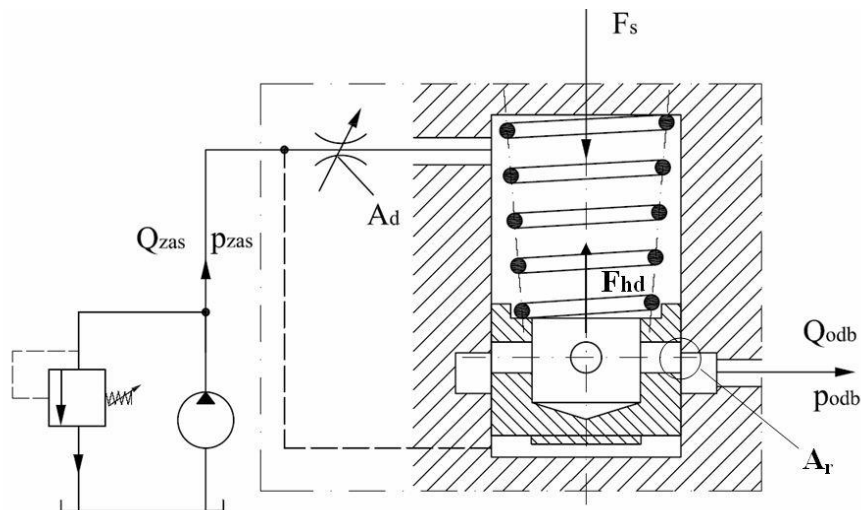
1 – sprężyna, 2 – tuleja, 3 – tłoczek zaworu różnicowego

- Wariant II – zmiana kształtu szczeliny dławiącej tłoczka zaworu różnicowego ze szczeliny pierścieniowej – Wariant I – na szczelinę prostokątną przymkaną krawędzią podcięcia wykonanego w tulei regulatora.



Rys.5. Zmiana kształtu szczeliny dławiącej zaworu różnicowego według wariantu II, poprzez wykonanie prostokątnych okien w tłoczku zaworu różnicowego

- Wariant III – kompensacja siły hydrodynamicznej poprzez zastosowanie elementu sprężystego o progresywnej charakterystyce.



Rys.6. Kompensacja siły hydraulicznej według wariantu III, poprzez zastosowanie sprężyny o progresywnej charakterystyce

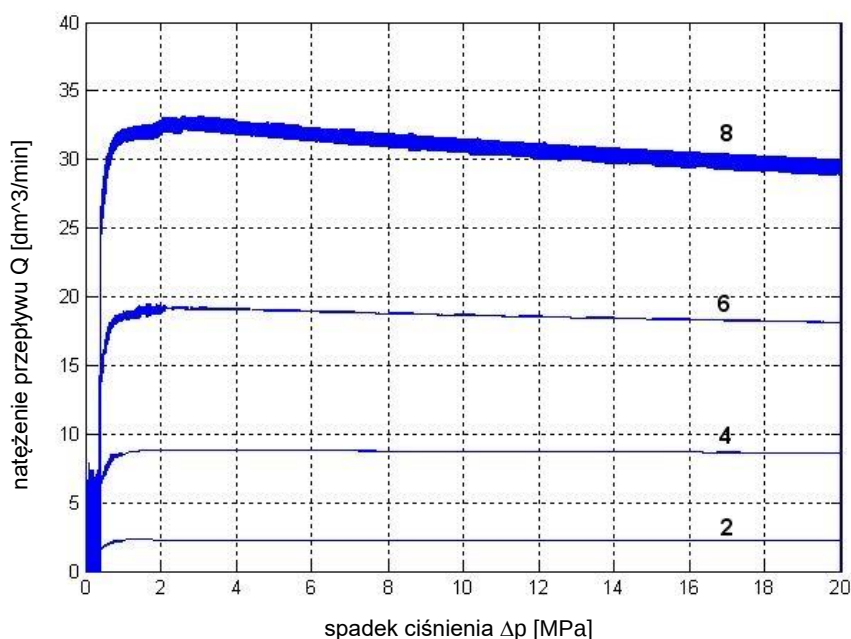
$A_d$  – pole powierzchni szczeliny dławiącej zaworu dławiącego,  $A_r$  – pole powierzchni szczeliny dławiącej zaworu różnicowego,  $Q_{zas}$  – natężenie przepływu zasilającego regulator,  $Q_{odb}$  – natężenie przepływu wychodzącego do odbiornika,  $F_s$  – siła sprężyny,  $F_{hd}$  – siła hydrodynamiczna,  $p_{zas}$  – ciśnienie po stronie zasilania regulatora,  $p_{odb}$  – ciśnienie po stronie odbiornika regulatora

- Wariant IV – bazuje na teoretycznym założeniu całkowitego skompensowania siły hydrodynamicznej (przyjęta w modelu wartość siły hydrodynamicznej  $F_{hd} = 0$  N), przy standardowym kształcie szczeliny dławiącej zaworu różnicowego.

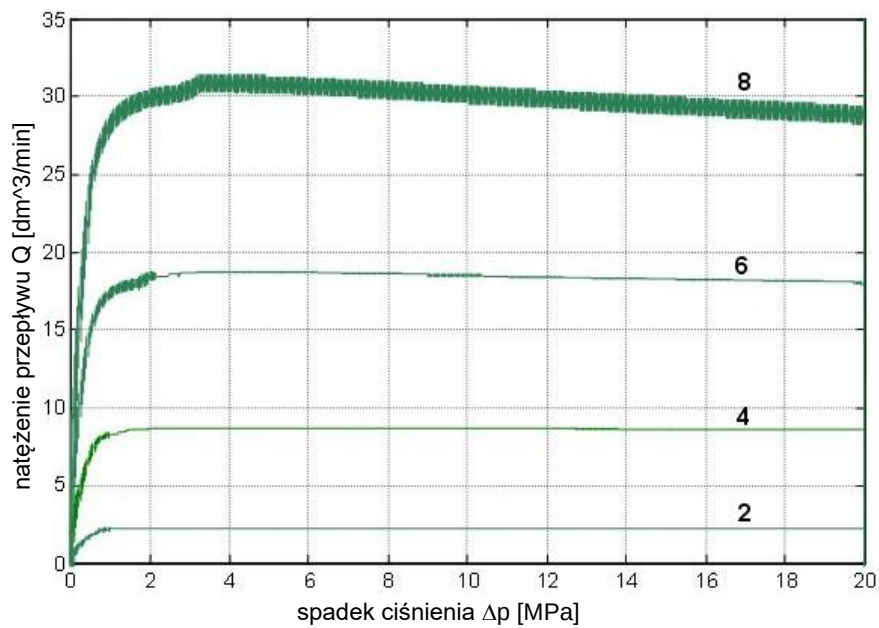
Warianty I i II przedstawiają koncepcję ograniczenia zmian spadku ciśnienia na zaworze dławiącym w wyniku minimalizacji zmian siły sprężyny zaworu różnicowego. W celu zmniejszenia przyrostów siły sprężyny w wariantach I i II powiększono pola powierzchni szczeliny dławiącej zaworu różnicowego, co powinno skutkować zmniejszeniem skoku roboczego tłoczka różnicowego. Wariant III przedstawia koncepcję kompensacji siły hydrodynamicznej występującej na tłoczku zaworu różnicowego poprzez zastosowanie sprężyny o progresywnej charakterystyce. Wariant IV – teoretyczny – zakłada całkowitą eliminację siły hydrodynamicznej występującej na tłoczku zaworu różnicowego.

#### 4. Wyniki badań

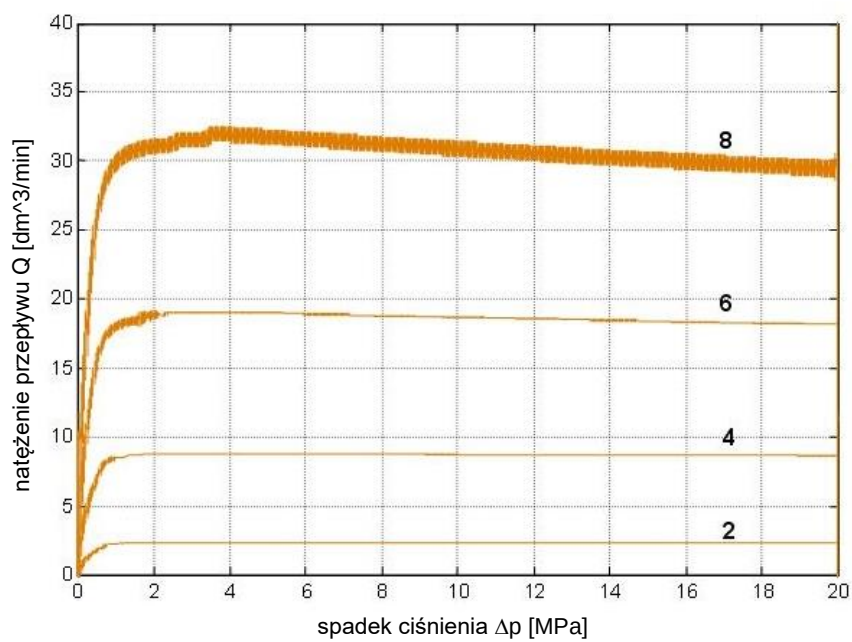
Na rysunkach 7 do 11 zaprezentowano charakterystyki przepływowe regulatora wyznaczone dla czterech nastaw (2, 4, 6, 8) zaworu dławiącego. W czasie badań regulatora z wykonanym podcięciem w tulei (wariant I), dla wymiarów szczeliny przepływowej  $0.04082 \cdot x \text{ [m}^2\text{]}$  (gdzie  $x$  to wartość przemieszczenie suwaka w [m]) zauważono, że regulator dla nastawy 2 pracuje z dużą niestabilnością. W przypadku pozostałych nastaw regulator pracował poprawnie. Zmniejszając stopniowo wymiary szczeliny przepływowej do wartości  $0.04082 \cdot x/4$  otrzymano stabilną pracę regulatora w pełnym zakresie, a jej wynik w postaci charakterystyk statycznych przedstawiono na rysunku 8.



Rys.7. Wyznaczone dla wybranych nastaw zaworu dławiącego charakterystyki statyczne seryjnego regulatora przepływu, wyznaczone dla wybranych nastaw zaworu dławiącego

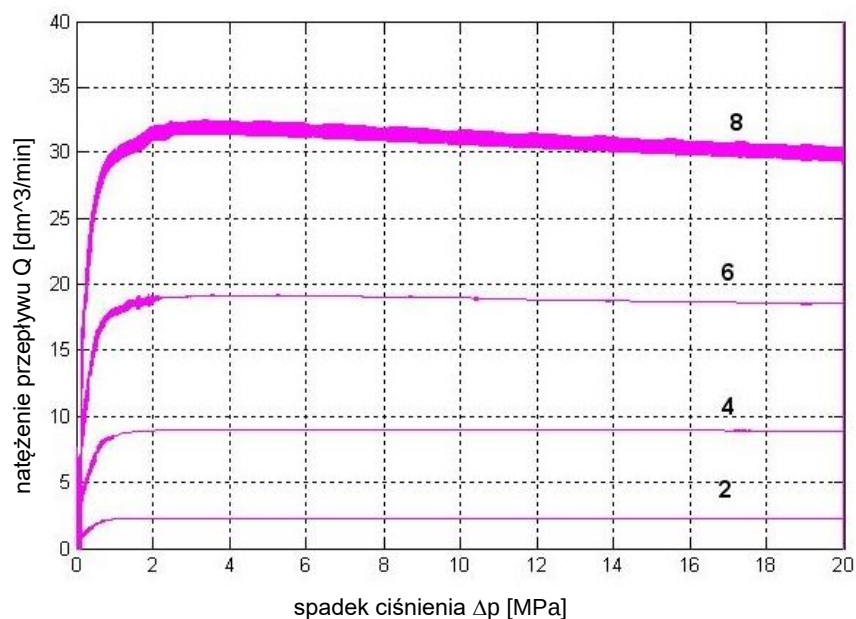


Rys.8. Wyznaczone dla wybranych nastaw zaworu dławiącego charakterystyki statyczne zmodyfikowanego regulatora przepływu – wariant I

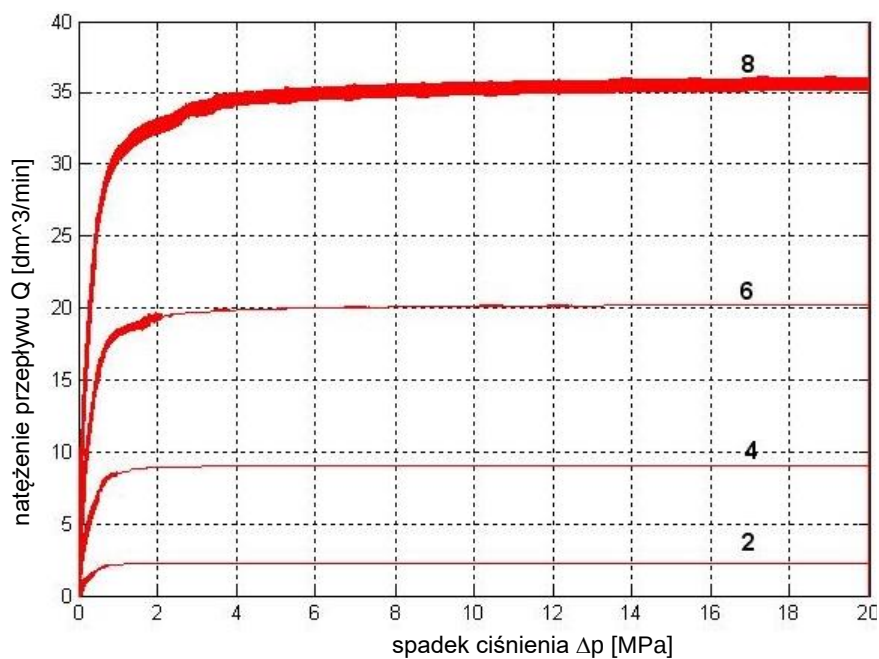


Rys.9. Wyznaczone dla wybranych nastaw zaworu dławiącego charakterystyki statyczne zmodyfikowanego regulatora przepływu – wariant II





Rys.10. Wyznaczone dla wybranych nastaw zaworu dławiącego charakterystyki statyczne zmodyfikowanego regulatora przepływu – wariant III



Rys.11. Wyznaczone dla wybranych nastaw zaworu dławiącego charakterystyki statyczne zmodyfikowanego regulatora przepływu – wariant IV

Prawdopodobną przyczyną niestabilności regulatora było powstanie szczeliny o zbyt dużych wymiarach. Należy jednak zauważyć, że taki tok postępowania sprowadza model wykonany wg wariantu I do modelu wariantu II. Podsumowując, wykonanie regulatora z zaworem różnicowym jak w wariantcie I może prowadzić do niestabilności przy mniejszych nastawach otwarcia.

Równomierność regulowanego strumienia oszacowano na podstawie odchylenia charakterystyk od wartości przepływu nominalnego, wyznaczając błąd względny regulacji natężenia przepływu  $\Delta_Q$ , opisany zależnością (3):

$$\Delta_Q = \frac{Q_{max} - Q_{min}}{Q_{min}} \cdot 100\% \quad (3)$$

gdzie:

$Q_{max}$  – wartość maksymalna natężenia przepływu,

$Q_{min}$  – wartość minimalna natężenia przepływu (w zakresie roboczych spadków ciśnienia na regulatorze przepływu).

Porównując ze sobą otrzymane charakterystyki zauważono, że regulator wykazuje najmniejsze wartości  $\Delta_Q$  dla trzech pierwszych nastaw (2, 4, 6). W przypadku nastawy 8 stabilizacja przepływu jest zachwiana. Przyczyną tego stanu jest rosnąca wartość siły hydrodynamicznej, która wynosi blisko 25% siły sprężyny.

Tabela 1 stanowi zestawienie wartości błędu bezwzględnego  $\Delta Q$  i względnego  $\Delta_Q$  stabilizacji natężenia strumienia przepływu w odniesieniu do poszczególnych wariantów modyfikacji.

**Zestawienie błędu bezwzględnego i względnego  $\Delta Q$  stabilizacji natężenia strumienia przepływu**

Tabela 1

| N<br>K                       | 2       |     | 4       |     | 6                               |     | 8       |     |
|------------------------------|---------|-----|---------|-----|---------------------------------|-----|---------|-----|
|                              | dm³/min | %   | dm³/min | %   | dm³/min                         | %   | dm³/min | %   |
| S                            | -0,023  | 2,3 | -0,024  | 2,4 | -0,055                          | 5,5 | -0,099  | 9,9 |
| 1                            | -0,016  | 1,6 | -0,017  | 1,7 | -0,036                          | 3,6 | -0,065  | 6,5 |
| 2                            | 0,02    | 2   | -0,021  | 2,1 | -0,045                          | 4,5 | -0,077  | 7,7 |
| 3                            | 0,012   | 1,2 | -0,012  | 1,2 | -0,031                          | 3,1 | -0,069  | 6,9 |
| 4                            | 0,015   | 1,5 | 0,018   | 1,8 | 0,021                           | 2,1 | 0,022   | 2,2 |
| N – nastawa (2, 4, 6, 8)     |         |     |         |     | (-) – charakterystyka opadająca |     |         |     |
| K – wariant (I, II, III, IV) |         |     |         |     | (+) – charakterystyka rosnąca   |     |         |     |
| S – regulator serwyjny       |         |     |         |     |                                 |     |         |     |

Charakterystykę o najgorszych parametrach otrzymano dla regulatora se-ryjnego. Z rysunku 7 wynika, że nierównomierność przepływu  $\Delta Q$  zwiększa się wraz ze wzrostem natężenia przepływu i kształtuje się w granicach od 2,3% do 9,9%. Najmniejsze wartości odchyłeń występują w przypadku wariantu IV, zakładającego brak siły hydrodynamicznej (rys. 11). Nierównomierność przepływu  $\Delta Q$  wynosi w tym przypadku od 1,5% do 2,2%. Z analizy charakterystyk otrzymanych dla pozostałych modernizacji (rys. 8, 9 i 10) wynika, że zamierzony efekt w postaci małej wartości  $\Delta Q$  przynosi wykonane podcięcie w tulei (od 1,6% do 6,5%). Należy jednak zaznaczyć, że wyniki przedstawione w tabeli 1 dla tej koncepcji, otrzymano po opisanym wcześniej zmniejszeniu wymiarów szczeliny przepływowej. Dla regulatora pracującego według wariantu II wartości odchyłeń od poziomu klasyfikują się w zakresie od 2% do 7,7%. Kompensacja wartości siły hydrodynamicznej przez zastosowanie sprężyny o charakterystyce progresywnej (rys. 10), jak ma to miejsce w przypadku wariantu III, pozwoliło ograniczyć błąd regulacji do wartości (odpowiednio dla kolejnych nastaw) na poziomie od 1,2% do 6,9%. Dobór elementu podatnego o określonej charakterystyce może jeszcze efektywniej zredukować działanie siły hydrodynamicznej, a przez to niedokładność regulacji  $\Delta Q$ .

## 5. Wnioski

Należy zaznaczyć, że uzyskano dużą korelację wyników symulacyjnych z przeprowadzonymi badaniami eksperymentalnymi opisanymi w [3]. Przeprowadzona analiza wykazała nieznaczną poprawę charakterystyki statycznej w wyniku zminimalizowania przyrostów siły sprężyny pod wpływem przemieszczeń tłoczka zaworu różnicowego (wariant I i II). Wynika to z niewielkich zmian napięcia sprężyny w zakresie roboczych przemieszczeń tłoczka zaworu różnicowego. Wyznaczone przemieszczenia tłoczka zaworu różnicowego, w standardowym regulatorze, wynosiły około 0,4 mm, co daje zmianę siły sprężyny o wartości  $\Delta F_s = 9,38$  N. Ponadto wprowadzone modyfikacje według wariantu I i II nie skutkowały znaczącym zmniejszeniem przemieszczeń tłoczka zaworu różnicowego lecz pomniejszeniem wysokości szczeliny przepływowej przy maksymalnym spadku ciśnienia na regulatorze przepływu, co doprowadzało do jego niestabilności.

Badania przeprowadzone dla zerowej wartości siły hydrodynamicznej (wariant IV) obrazują wpływ zmian napięcia siły sprężyny na charakterystykę sta-

tyczną regulatora. Wraz ze zmniejszaniem wartości siły sprężyny, na skutek przesuwania się tłoczka zaworu różnicowego maleje wartość utrzymywanego przez zawór spadku ciśnienia i w efekcie natężenia przepływu. Należy zauważyć, iż w regulatorze typu UDRD 6 w wyniku przeciwnych zwrotów działania siły hydrodynamicznej i sprężyny, siła hydrodynamiczna kompensuje wpływ zmiany siły sprężyny na charakterystykę regulatora.

Wyniki otrzymane w czasie badań wariantu III, w którym zastosowano element kompensujący siłę hydrodynamiczną w postaci sprężyny stożkowej, pozwoliły na wyznaczenie charakterystyk o najmniejszych wartościach zmian natężenia przepływu utrzymywanego przez regulator. Jednak z uwagi na zależność siły hydrodynamicznej, opisaną równaniem (4) [4], nie tylko od przemieszczenia tłoczka zaworu różnicowego  $x$  pełna kompensacja siły hydrodynamicznej według wariantu III jest niemożliwa (siła kompensująca, pochodząca od sprężyny jest uzależniona tylko od zmiennej  $x$ ).

$$F_{hd} = \frac{0,72}{\sqrt{\xi}} \cdot \pi \cdot d \cdot x \cdot \Delta p_r \quad (4)$$

gdzie:

- $\xi$  – współczynnik oporów przepływu,
- $d$  – średnica tłoczka zaworu różnicowego,
- $x$  – przemieszczenie tłoczka zaworu różnicowego,
- $\Delta p_r$  – spadek ciśnienia na zaworze różnicowym.

Najskuteczniejszym sposobem kompensacji wpływu siły hydrodynamicznej jest zaprojektowanie sprężyny stożkowej, kompensującej zmiany wartości tej siły w wyniku zmian spadku ciśnienia, który wpływa na przemieszczenie tłoczka zaworu różnicowego. Tak dobrana sprężyna skutecznie będzie kompensować siłę hydrodynamiczną przy założonym nominalnym natężeniu przepływu. W przypadku innych przepływów niż nominalne regulator będzie wykazywał większą nierównomierność stabilizacji strumienia.

## Literatura

1. Tomasiak E.: Napędy i sterowania hydrauliczne i pneumatyczne. Wydawnictwo Politechniki Śląskiej, Gliwice 2001.
2. Klarecki K.: Badania modelowe modernizowanego dwudrogowego regulatora przepływu. Napędy i Sterowanie nr 5/2009, s. 118-121.

3. Barbachowski E., Tomasiak E.: Wybrane zagadnienia modernizacji hydraulicznych regulatorów przepływu. Materiały konferencyjne. Conference Proceedings M3E 2000. Gliwice 15.12.2000 r., s. 333-338.
4. Stryczek S.: Napęd hydrostatyczny. Elementy. WNT, Warszawa 1992.

## **Analityczna metoda wyznaczania przepływów z wykorzystaniem modelowania numerycznego**

**Kazimierz Stoiński** – Główny Instytut Górnictwa, **Leszek Doległo** – Kompania Węglowa S.A.

**Streszczenie.** Analityczna metoda dotyczy przepływów burzliwych, jednokierunkowych cieczy lepkich. Opiera się na numerycznej ocenie przepływu wykorzystując do tego celu program ANSYS CFX. Opisywana metoda przeznaczona jest w szczególności do analizowania przepływów w układach hydraulicznych zmechanizowanych obudów ścianowych.

### **1. Wprowadzenie**

Zmechanizowana obudowa ścianowa wyposażona jest w układy hydrauliczne robocze, pracujące przy wysokich ciśnieniach i z dużymi przepływami objętościowymi. Stanowią one o funkcjonalności i bezpieczeństwie konstrukcji. Ciśnienie robocze zawiera się w przedziale  $20 \div 100$  MPa, a przepływy od pojedynczych litrów na minutę do ponad  $1000 \text{ lmin}^{-1}$ . Ciecze robocze to zwykle emulsje wodno-olejowe o zawartości  $0,5 \div 2\%$  oleju [4]. Przepływy są burzliwe, w których występują zjawiska hydrauliczne, tj.: warstwy przyściennej, kawitacji, uderów hydraulicznych, strat miejscowych.

Analiza przepływów jest obliczeniowo bardzo trudna, dotychczas opierano się zwykle o badania stanowiskowe. Gwałtowny rozwój konstrukcji zmechanizowanej obudowy ścianowej w kierunku zwiększania gabarytów i podporności wyprzedził możliwości badawcze stanowisk laboratoryjnych. Uzasadniona jest zatem próba podjęcia oceny przepływów w sposób analityczny. Określenie przepływów w układach roboczych zmechanizowanej obudowy ścianowej jest podstawą do kwalifikowania jej do pracy w warunkach zagrożenia wstrząsami górotworu, co wynika z Rozporządzenia Ministra Gospodarki w sprawie BHP z dnia 9 czerwca 2006 r., (Dz.U. Nr 124, poz. 863, § 440 ust. 2) [5].

Po analizie dostępnych metod i możliwości obliczeniowych zdecydowano się wykorzystać metodę modelowania numerycznego, opartego na programie ANSYS CFX. Wybrane układy hydrauliczne przedstawia się w układzie przestrzennym, buduje model obliczeniowy, definiuje źródło zasilające i obserwuje przepływy dla parametrycznie zmiennej jednej wielkości fizycznej. Na ich podstawie można określać związki wydajności objętościowej z ciśnieniem w każdym miejscu układu hydraulicznego oraz dokonywać optymalizacji w kierunku zmniejszenia strat.

Program ANSYS CFX bazuje na numerycznej mechanice płynów, co zapewnia mu szerokie możliwości obliczeniowe. Umożliwia korzystanie z dwukierunkowego połączenia do wszystkich, znaczących systemów CAD. Posiada duże możliwości obliczeniowe, co pozwala uwzględniać w analizie wszystkie istotne uwarunkowania wynikające z konstrukcji, jak również hydromechaniki

[1]. Opracowane dla potrzeb zmechanizowanej obudowy ścianowej metody oceny przepływów mogą być również wykorzystywane w innych zastosowaniach.

## 2. Metoda modelowania numerycznego w programie ANSYS CFX

Program zawiera złożone procedury wspomagające budowę modelu geometrycznego, wyposażony jest w algorytm automatycznej dyskretyzacji oraz rozbudowany moduł graficznej prezentacji modelu i wyników obliczeń. Program ANSYS CFX składa się z trzech modułów, których przeznaczenie oraz funkcjonalność została przedstawiona na rysunku 1.



Rys.1. Moduły programu ANSYS CFX: CFX Pre-Processor – modyfikacja geometrii, ustalanie warunków początkowych, generowanie siatki, CFX Solver – część obliczeniowa wykorzystująca do rozwiązywania równań technologię multigrid, CFX Post-Processor – prezentowanie wyników analizy, możliwość prezentacji różnych wariantów rozwiązania

ANSYS CFX z punktu widzenia fizyki do wykonania symulacji przepływu potrzebuje ustaleń dotyczących:

- parametrów fizycznych cieczy,
- podania informacji o dodatkowych siłach działających z zewnątrz (np. grawitacja do równań Naviera-Stokesa),
- włączenia dodatkowych równań liczących inne własności przepływu (energii, turbulencji i zmiany parametrów modeli, promieniowania cieplnego, itp.),
- ustalenia warunków brzegowych jako źródeł do równań Naviera-Stokesa.

### 2.1. Model geometryczny cieczy roboczej

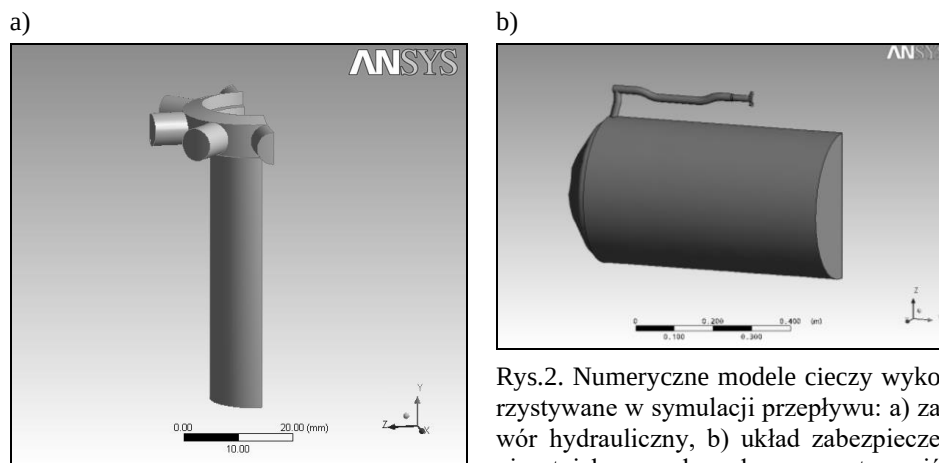
Model geometryczny analizowanej cieczy stanowi część całego obiektu matematycznego będącego podstawą do wykonania symulacji przepływu.

Po wygenerowaniu w programie cieczy wypełniającej przestrzeń analizowanego układu zasadnym jest zastanowić się, czy istnieje możliwość przecięcia modelu płaszczyzną symetrii, tworząc połówkowy model lub mniejszy składający się z wirtualnej cieczy.

Wykonanie tej operacji znacząco zmniejszy czas konieczny do wykonania obliczeń a tym samym do uzyskania wyniku. Uwzględnienie w analizowanych modelach obliczeniowych symetrycznej płaszczyzny podziału wiąże się z ustaleniem odpowiednich warunków brzegowych. Program pozwala na wiele sposobów wygenerować ciecz modelową, dla prostych kształtów możemy ją narysować wprost w programie. Bardziej złożone kształty przestrzeni wewnętrznej,

gdzie odwzorowanie ich jest bardzo trudne a w niektórych przypadkach wręcz niemożliwe, można wypełnić w sposób automatyczny.

W szczególnych przypadkach można dokonywać korekty modelu dodając lub ujmując materiał tworzący wirtualną ciecz. Na rysunku 2 zostały przedstawione przykłady podziału cieczy modelowej wykorzystane przy wykonywaniu symulacji.



Rys.2. Numeryczne modele cieczy wykorzystywane w symulacji przepływu: a) zawór hydrauliczny, b) układ zabezpieczenia stojaka przed nagłym wzrostem ciśnienia w przestrzeni roboczej

## 2.2. Dyskretyzacja obszaru analizy

Poprawnie zbudowany model dyskretny MES gwarantuje zbieżność rozwiązania numerycznego. Ważnym elementem w odwzorowaniu zjawiska zachodzącego podczas przepływu jest właściwa dyskretyzacja cieczy modelowej. Dyskretyzacja powinna być powiązana zarówno ze spodziewaną charakterystyką przepływu, jak i z algorytmem rozwiązywania równań Naviera-Stokesa – np. takie efekty jak warstwa przyściennea powinny być traktowane z uwzględnieniem jej grubości.

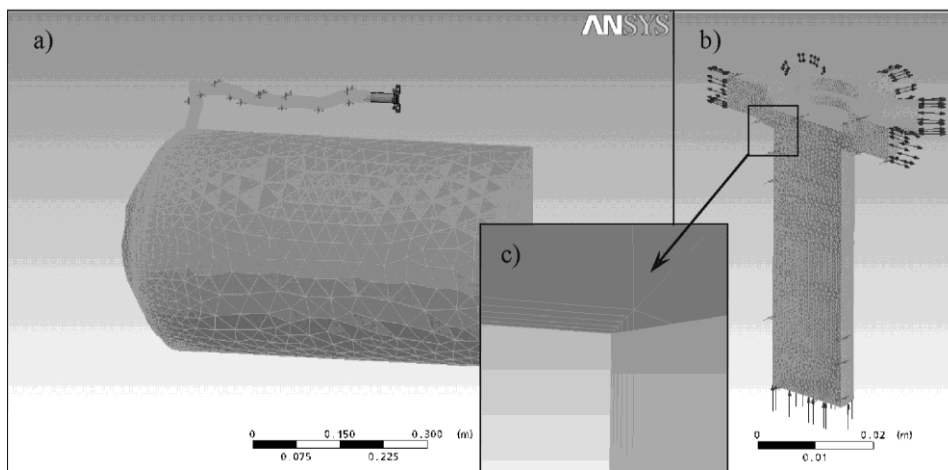
W rozwiązywaniu problemów przepływu przy użyciu programu ANSYS CFX dyskretyzację wykonuje się w modelu CFX-MESH. Możliwe jest użycie elementów trójkątnych (triangle) na siatce powierzchniowej oraz elementów pryzmatycznych (prism) w warstwie przyściennej oraz piramid i czworoscianów (tetrahedron). ANSYS używa zmodyfikowanej metody SIMPLE w celu przyspieszenia zbieżności, stosując technikę MULTIGRID.

Podczas generowania siatki należy zwrócić szczególną uwagę na miejsca, gdzie jest wymagane utworzenie warstwy przyściennej. Program umożliwia wygenerowanie wielu warstw zależnie od potrzeb użytkownika.

Na rysunku 3 widoczne jest zróżnicowanie gęstości siatki na analizowanym układzie. Przestrzeń gdzie występują znaczne zmiany ciśnienia i prędkości



muszą być o małych oczkach, co pozwoli lepiej odwzorować zjawiska zachodzące w tej przestrzeni. Powierzchnia cieczy modelowej cylindra posiada większe oczka, co wynika z niewielkich zmian jakie zachodzą w tym obszarze podczas wykonywania symulacji przepływu. Na powiększeniu obszaru zaworu hydraulicznego upustowego (rys. 3c) widać 5 warstw przyściennych. Odległość pierwszej, jak również oddalenie kolejnej od poprzedniej, wynika z kształtów analizowanej geometrii, jak również z zakładanego charakteru przepływu.



Rys.3. Dyskretyzacja modelu numerycznego analizowanej cieczy: a) analizowany układ, b) zawór hydrauliczny, c) widok warstwy przyściennej

### 2.3. Parametry cieczy przyjętej do obliczeń

Podczas modelowania numerycznego przyjęto następujące założenia: w układzie płynie ciecz o stałej gęstości i lepkości (woda), ze względu na bardzo dużą liczbę Reynoldsa badano przepływ turbulentny, bez wymiany ciepła i przy pominięciu sił masowych.

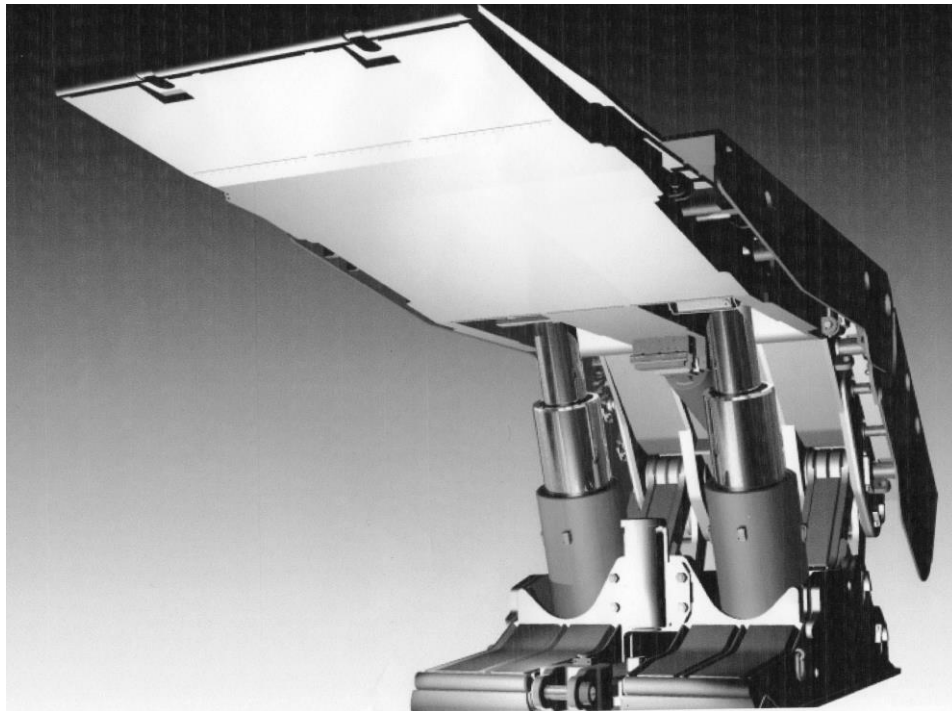
Przyjęte parametry dla cieczy modelowej:

- rozszerzalność cieplna =  $0,000257 \text{ K}^{-1}$ ,
- lepkość dynamiczna =  $0,000889 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{s}^{-1}$ ,
- gęstość =  $997,0 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-3}$ ,
- masa Molowa =  $18,02 \text{ kg kmol}^{-1}$ ,
- atmosfera fizyczna =  $0,1 \text{ MPa}$ ,
- temperatura =  $25,0^{\circ}\text{C}$ ,
- ciepło właściwe =  $4181,7 \text{ J} \cdot \text{kg}^{-1} \text{ K}^{-1}$ ,
- przewodność cieplna =  $0,6069 \text{ W} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$ .

### 3. Przykład wykorzystania analizy numerycznej

Przedstawioną metodę analizy numerycznej wykorzystano do oceny przepływu w hydraulice sterującej stojaka obudowy TAGOR-11,5/22 POz.

Przedmiotowa obudowa jest przedstawiona na rysunku 3. Wyposażona jest w stojak dwuteleskopowy o średnicy I stopnia 0,38 m oraz zawór hydrauliczny zabezpieczający przed przeciążeniem, firmy MARCO. Stojak oraz zawór hydrauliczny prezentuje rysunek 5. Celem analizy jest wyznaczenie zależności ciśnienia w przestrzeni podtłokowej od wydajności objętościowej wypływu. Wydajność objętościowa wypływu zależy od strat w układzie hydraulicznym.

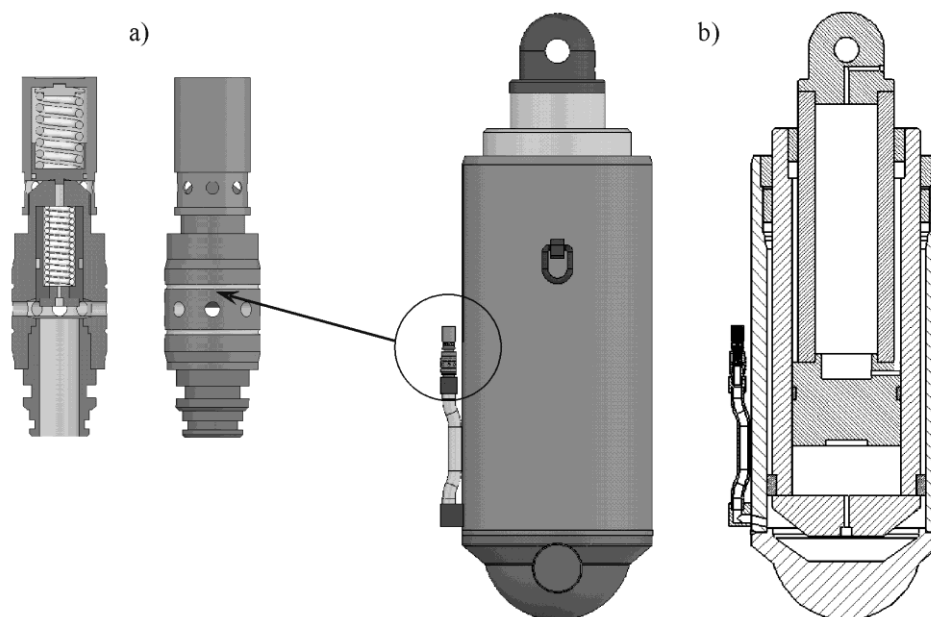


Rys.4. Zmechanizowana obudowa ścianowa TAGOR 11,5/22 POz [3]

Analizie został poddany układ hydrauliczny składający się z następujących elementów:

- stojak hydrauliczny,
- kostka przyłączeniowa,
- łącznik stalowy,
- przejściówka łącznik/zawór,
- zawór hydrauliczny.

Elementy układu hydraulicznego zostały odwzorowane jako obiekty 3D z zachowaniem rzeczywistych gabarytów i kształtów.



Rys.5. Stojak hydrauliczny wraz z zaworem hydraulicznym: a) widok i przekrój zaworu hydraulicznego, b) widok i przekrój stojaka hydraulicznego [3]

Obliczenia zostały podzielone na dwa etapy, w pierwszej kolejności zamodelowany został przepływ w samym zaworze hydraulicznym (rys. 3b). Na modelu bryłowym cieczy została wykonana dyskretyzacja (podział analizowanego obszaru na elementy skończone), w wyniku której uzyskano 280977 elementów, w tym: trahedralnych – 226402; klinowych – 53224; ostrosłupów – 1351.

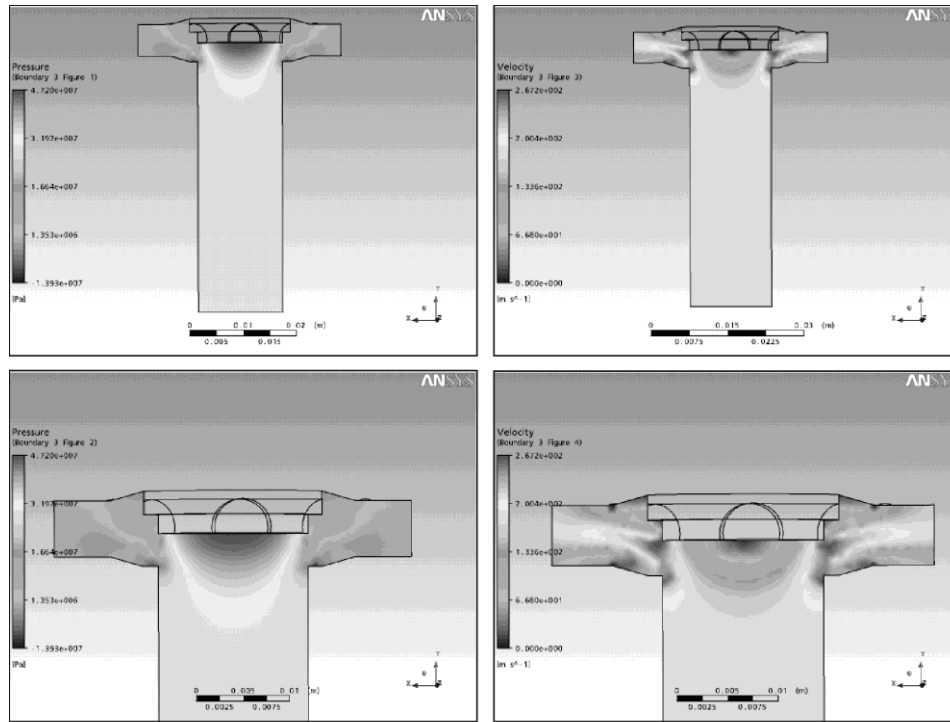
Powierzchnia wejścia cieczy do zaworu hydraulicznego została dodatkowo zagęszczona siatką, tak aby można było ją wykorzystać jako interfejs podczas łączenia z układem hydraulicznym. Założone zostało ciśnienie statyczne zasilania zaworu wynoszące 47 MPa oraz swobodny wypływ na zewnątrz. Medium wypełniające analizowany układ stanowi ciecz o parametrach wody.

Na rysunku 6 są przedstawione graficzne wyniki uzyskane z analizy przepływu cieczy przez zawór hydrauliczny:

- maksymalne miejscowe ciśnienie – 47 MPa,
- przepływ masowy –  $36,9 \text{ kgs}^{-1}$  ( $2\,214 \text{ kg min}^{-1}$ ),
- ciśnienie na wylotach zaworu – 25207 Pa (0,025 MPa),
- maksymalna miejscowa prędkość przepływu –  $267 \text{ ms}^{-1}$ ,
- prędkość na wylotach zaworu –  $164 \text{ ms}^{-1}$ .

Kolejnym etapem obliczeń była analiza całego układu hydraulicznego. Podobnie jak w przypadku zaworu został wygenerowany model geometryczny cieczy wypełniającej przestrzeń wewnętrzną elementów układu hydraulicznego. Następnie została przeprowadzona dyskretyzacja obiektu bryłowego z uwzglę-

dnieniem warstwy przyściennej. Powierzchnia wyjścia cieczy z układu (łącznika stalowego) została dodatkowo zagęszczona siatką, tak aby mogła posłużyć jako interfejs łączący dwie bryły przeznaczone do wspólnej analizy. Po połączeniu obiektów interfejsem uzyskano w układzie hydraulicznym – 596700 elementów, w tym: trahedralnych – 463795; klinowych – 131124; ostrosłupów – 1781.



Rys.6. Rozkład pola ciśnień i prędkości w analizowanym zaworze upustowym dla ciśnienia zasilania 47 MPa

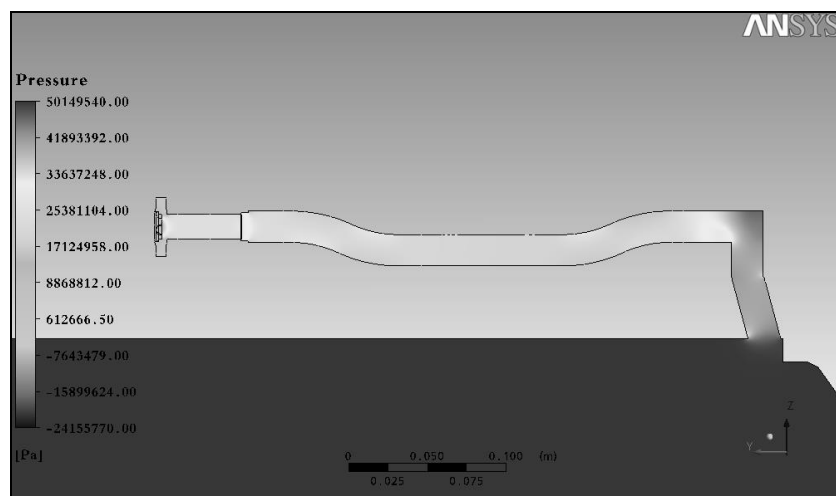
Po ustaleniu warunków brzegowych niezbędnych do wykonania obliczeń został uruchomiony program ANSYS CFX. Spodziewane wyniki powinny określić charakterystykę przepływu cieczy w przestrzeni roboczej stojaka (w I stopniu) rozumianej jako zależność ciśnienia i wydajności  $P = f(G)$ .

Na rysunku 7 została przedstawiona graficzna prezentacja wyników w płaszczyźnie przekroju przechodzącej przez środek modelowanego układu dla symulacji nr 10, przy ciśnieniu wejściowym 50 MPa oraz swobodnym wypływie cieczy z otworów wylotowych zaworu hydraulicznego. Z zaprezentowanego rozkładu ciśnienia wynika, że w przestrzeni cylindra występuje stałe ciśnienie równe przyjętemu ciśnieniu wejściowemu. Spadek ciśnienia możemy zaobserwować w kanale kostki przyłączeniowej, łącznika stalowego i zaworu hydraulicznego.

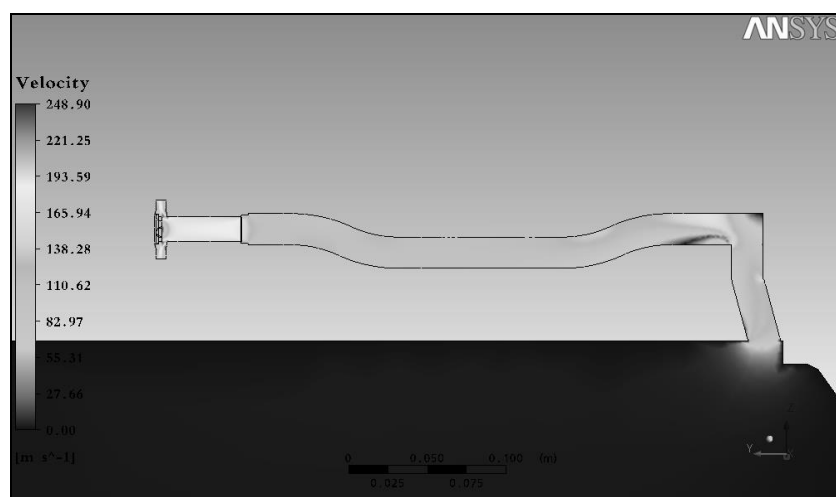
Zmiana prędkości przepływu podobnie jak i w przypadku ciśnienia jest widoczna poza komorą cylindra. Charakterystyczne zmiany prędkości prze-

plywu widoczne są w samym zaworze hydraulicznym, jak również na przejściu kostka przyłączeniowa – łącznik stalowy, gdzie ciecz musi zmienić kierunek przepływu o  $90^\circ$ .

a)



b)



Rys.7. Graficzna prezentacja wyników w osiowej płaszczyźnie przekroju: ciśnienia (a), prędkości (b)

#### 4. Wyniki uzyskanych obliczeń

W poniższej tabeli przedstawiono wyniki, jakie uzyskano na otworach wylotowych zaworu w 10 symulacjach wykonanych dla zmieniającego się ciśnienia statycznego, co 5 MPa w przedziale od 5÷50 MPa. Podana wartość

prędkości przepływu cieczy w układzie hydraulicznym jest średnią szczytaną z całej powierzchni otworów wylotowych zaworu.

Analizując szczegółowo przestrzeń kanału wylotowego zaworu hydraulicznego możemy zaobserwować strefy występowania wyższej i niższej prędkości od podanej w tabeli 1. Strefowość występowania różnych prędkości przepływu w głównej mierze uzależniona jest od geometrii kanału wylotowego zaworu.

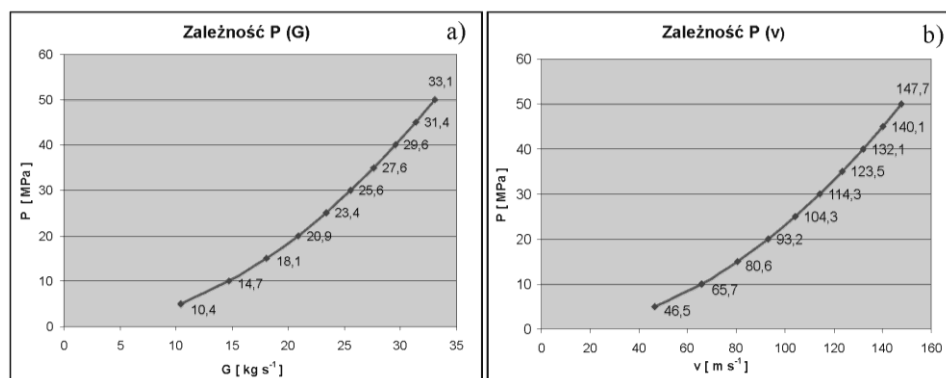
Na podstawie wyników przedstawionych w tabeli 1 zostały sporządzone wykresy (rys. 8) zależności wydatku masowego (a) oraz prędkości (b) od zmieniającego się ciśnienia statycznego w przestrzeni podtłokowej stojaka hydraulicznego.

Tabela 1 przedstawia wyniki zależności ciśnienia od wydajności objętościowej oraz prędkości wypływu z otworów wylotowych zaworu hydraulicznego.

Tabela 1

| Parametr                       | Sym. 1 | Sym. 2 | Sym. 3 | Sym. 4 | Sym. 5 | Sym. 6 | Sym. 7 | Sym. 8 | Sym. 9 | Sym. 10 |
|--------------------------------|--------|--------|--------|--------|--------|--------|--------|--------|--------|---------|
| <b>P</b> [MPa]                 | 5      | 10     | 15     | 20     | 25     | 30     | 35     | 40     | 45     | 50      |
| <b>G</b> [kg s <sup>-1</sup> ] | 10,41  | 14,7   | 18,05  | 20,87  | 23,36  | 25,58  | 27,64  | 29,56  | 31,37  | 33,07   |
| <b>v</b> [m s <sup>-1</sup> ]  | 46,49  | 65,72  | 80,61  | 93,20  | 104,34 | 114,27 | 123,46 | 132,05 | 140,12 | 147,72  |

P – ciśnienie statyczne w przestrzeni podtłokowej,  
 G – masowe natężenie przepływu,  
 v – prędkość przepływu.



Rys.8. Zależność ciśnienia statycznego cieczy modelowej od wydatku masowego P(G) oraz prędkości P(v)

## 5. Wnioski

Przedstawiana metoda wyznaczania przepływów jest w pełni analityczna. Wykorzystuje modelowanie numeryczne i opiera się o program ANSYS CFX. Została opracowana głównie dla potrzeb oceny przepływów w zmechanizowanej obudowie ścianowej. Ocena przepływów stanowi jedną z istotnych informacji wykorzystywanych dla kwalifikowania zmechanizowanych obudów ścianowych do pracy w warunkach zagrożenia wstrząsami górotworu.

Problematyka istotna z uwagi na brak możliwości badawczych w wyżej wymienionym zakresie dla obudów o największych gabarytach i podpornościach.

Metoda została przedstawiona na przykładzie stojaka i zaworu hydraulicznego obudowy TAGOR 11,5/22 POz.

## Literatura

1. ANSYS CFX – Modelowanie komputerowej dynamiki płynów.  
<http://www.ansys.com/>
2. Dadkhah F., Zecher J.: ANSYS Workbench. Schroff Development Corporation, 2008.
3. Materiały informacyjno-poglądowe firmy TAGOR S.A.
4. Stoiński K.: Obudowy górnicze w warunkach zagrożenia wstrząsami górotworu. GIG Katowice 2000.
5. Rozporządzenia Ministra Gospodarki z dnia 9 czerwca 2006 r. bezpieczeństwa i higieny pracy, prowadzenia ruchu oraz specjalistycznego zabezpieczenia przeciwpożarowego w podziemnych zakładach górniczych, (Dz.U. Nr 124, poz. 863, § 440 ust. 2).

*Autorzy składają podziękowanie firmie TAGOR S.A. za udostępnienie materiałów, które wykorzystano w niniejszym opracowaniu.*

## Związek pomiędzy postacią funkcji niezawodności przewodów hydraulicznych a charakterem ujawniania się ich uszkodzeń

Szymon Salamon – Politechnika Częstochowska

**Streszczenie.** Teoria niezawodności zna wiele postaci funkcji matematycznych umożliwiających opis empirycznych postaci funkcji niezawodności obiektów technicznych. Spośród nich warto wymienić rozkład zmiennych losowych ciągłych: wykładniczy i Weibulla. Z tymi rozkładami teoria niezawodności wiąże uszkodzenia obiektów technicznych o charakterze nagłym i stopniowym. W niniejszym opracowaniu, na podstawie eksploatacyjnych badań niezawodności elementów układu hamulcowego pojazdu samochodowego, zweryfikowano wyżej podaną przesłankę teoretyczną dla przewodów hydraulicznych tego systemu. W trakcie badań statystycznych, stwierdzono, że dla pewnych elementów możliwa jest do zweryfikowania postać rozkładu Weibulla złożona. Zmienna losowa życia elementu w pierwszej fazie jego istnienia może być opisana rozkładem Weibulla, zaś w drugiej fazie jego istnienia może być opisana rozkładem wykładniczym. Przytoczony fakt może świadczyć o złożonym mechanizmie destrukcji obiektu.

### 1. Charakterystyka eksploatacyjnych badań niezawodności pojazdów samochodowych

#### 1.1. Obiekt badań

Obiektem badań był samochód ciężarowy i jego elementy, tj. układy funkcjonalne, zespoły i części. Efektem eksploatacyjnych badań niezawodności, było wyznaczenie wskaźników i charakterystyk niezawodności, na wszystkich poziomach złożoności obiektu badań.

#### Zespoły układu hamulcowego

Tabela 1

| Kod zespołu | Nazwa zespołu                                |
|-------------|----------------------------------------------|
| 0118        | Sprężarka                                    |
| 0245        | Odolejacz                                    |
| 0347        | Regulator ciśnienia z zaworem bezpieczeństwa |
| 0448        | Odmrażacz                                    |
| 0544        | Zbiornik powietrza                           |
| 0644        | Przewody pneumatyczne                        |
| 0738        | Dźwignia hamulca                             |
| 0843        | Mechanizm wspomagający hamulce               |
| 0936        | Pompa hamulcowa                              |
| 1036        | Zbiornik płynu hamulcowego                   |
| 1137        | Przewody hydrauliczne                        |
| 1240        | Hamulec bębnowy                              |
| 1344        | Manometr podwójny                            |



Jednym z badanych układów był układ hamulcowy tego pojazdu samochodowego. Układ ten, to system techniczny, składający się z zespołów: mechanicznych, pneumatycznych i hydraulicznych (tabela 1). Układ hamulcowy pojazdu samochodowego, w czasie hamowania oddziałuje na wszystkie koła jezdne. Mechanizm hamulcowy powodujący powstanie siły hamującej na obwodzie kół jezdnych jest mechanizmem bębnowym. Mechanizm uruchamiający hamulec, jest mechanizmem hydraulicznym z pneumatycznym urządzeniem wspomagającym.

Urządzenie wspomagające zasilane jest powietrzem, ze sprężarki poprzez odolejacz, regulator ciśnienia z zaworem bezpieczeństwa, odmrażacz i zbiornik powietrza. Mechanizm uruchamiający hamulec składa się z: hydraulicznej pompy hamulcowej, zbiorników płynu hamulcowego, przewodów hydraulicznych i rozpieraczy hydraulicznych. Hydrauliczna (dwusekcyjna) pompa hamulcowa jest połączona mechanicznie z urządzeniem wspomagającym. Dla zwiększenia bezpieczeństwa funkcjonowania układu hamulcowego, w przypadku jego uszkodzenia, mechanizm uruchamiający hamulec ma dwa niezależne obwody hamowania: obwód kół przednich i tylnych.

## **1.2. Opis metody badań**

Z możliwych badań niezawodności można wyróżnić badania: symulacyjne, stanowiskowe, poligonowe i eksploatacyjne.

Ze względu na: techniczne uwarunkowania charakteryzujące obiekt badań oraz istniejącą sytuację eksploatacyjną, merytoryczne uwarunkowania wynikające z wymagań zlecniodawcy oraz użytkowania badań dotyczących celu i wyników badań, wybrano eksploatacyjne badania niezawodności, metodą próby ciągłej, której sformalizowany zapis przedstawiono w [1].

Istotą tej metody badań niezawodnościowych jest założenie, że do badań pobiera się próbkę jednorodnych pojazdów samochodowych o jednakowym potencjale eksploatacyjnym i poddaje się ciągłej obserwacji w procesie użytkowania i obsługi w zadanym przedziale zużycia tego potencjału.

## **1.3. Organizacja badań**

Eksploatacyjne badania niezawodności pojazdu samochodowego, były prowadzone przez okres czterech lat, według mieszanego planu badań typu  $[N, B, L_{NG}, T_B]$ , gdzie:  $N$  – liczba badanych samochodów,  $B$  – samochody wycofywane z badań nie podlegały wymianie na nowe,  $[L_{NG}, T_B]$  – badanie samochodu mogło być zakończone po osiągnięciu stanu granicznego starzenia fizycznego obiektu i skierowaniu go do naprawy głównej lub po upływie czasu okresu badań [3].

Do badań wylosowano 188 pojazdów samochodach, fabrycznie nowych w ciągu 5 miesięcy od momentu rozpoczęcia badań. W okresie losowania tych obiektów do badań wytwórca nie wprowadził w nich żadnych zmian techno-

logicznych i konstrukcyjnych naruszających w tym względzie ich jednorodność.

Pojazdy samochodowe pobrane do próbki badawczej były obserwowane przez cztery lata; wcześniejsze przerwanie obserwacji dokonywano w przypadku osiągnięcia przez samochód stanu granicznego starzenia fizycznego i przekazania go na wniosek komisji danego przedsiębiorstwa i za wiedzą prowadzącego badania, do naprawy głównej. Wycofanie pojazdu samochodowego z badań przed osiągnięciem przebiegu do pierwszej naprawy głównej, następowało tylko w wyniku zdarzenia losowego np. wypadku drogowego. Odnowa badanych samochodów odbywała się poprzez: regulację, regenerację lub wymianę uszkodzonych elementów.

#### **1.4. Realizacja badań**

Eksploatacyjne badania niezawodności pojazdów samochodowych, prowadzono jednocześnie na poszczególnych poziomach złożoności, tj.: kompletnego pojazdu samochodowego, układów, zespołów i części. Wyniki badań stanowiły informacje zbierane w systemach ich eksploatacji. W tym celu zorganizowano system zbierania i przesyłania danych eksploatacyjnych [3]. Wszystkie informacje przesyłano i gromadzono u wykonawcy badań, który m.in. jednoczył funkcje kontroli i koordynacji systemu zbierania i przesyłania informacji. Informacje przesyłane do banku informacji podlegały merytorycznej weryfikacji.

Dla potrzeb eksploatacyjnych badań niezawodności wprowadzono do systemu zbierania i przesyłania informacji specjalne nośniki informacji, których formę graficzną zaprezentowano w pracy [1], wyniki badań były przetwarzane przez ośrodki techniki elektronicznej.

Rodzaj i ilość zbieranych informacji określono na podstawie przeprowadzonych analiz celu badań i obiektu badań oraz warunków eksploatacji. Na tej podstawie wyodrębniono następujące grupy informacji: adresowe, o procesie użytkowania, o procesie obsługiwanego, o uszkodzeniach elementów samochodu na poziomie części lub zespołów, o przyczynie uszkodzenia, o postaciach uszkodzenia, o sposobie usunięcia uszkodzenia, o skutkach uszkodzenia, towarzyszące procesowi użytkowania, towarzyszące procesowi obsługiwanego.

#### **1.5. Szczegółowe zasady opisu uszkodzeń elementów obiektu**

Wśród pozyskiwanych przez system zbierania informacji o użytkowaniu i obsłudze pojazdów, zbierane były również, bardzo szczegółowe informacje o uszkodzeniach elementów pojazdów. Metodologia tych badań przewidywała opis uszkodzeń według niżej podanych klasyfikacji:

- rodzaj uszkodzenia: 1 - pierwotne, 2 - wtórne,
- charakter uszkodzenia: 1 - nagły, 2 - stopniowy,
- sposób naprawy: 1 - regulacja, 2 - regeneracja, 3 - wymiana elementu, 4 - wymiana zespołu na nowy, 5 - wymiana zespołu na regenerowany,

- przyczyny uszkodzeń: 1 - konstrukcyjna, 2 - technologiczna, 3 – eksploatacyjna losowa, 4 - eksploatacyjna zużyciowa, 5 - niewłaściwe obsługiwane, 6 - błędy kierowcy, 7 - inne,
- postacie uszkodzeń: 1 - złamanie, 2 - ścięcie, 3 - pęknięcie, 4 - zgięcie, 5 - skręcenie, 6 - przepalenie, 7 - przebicie, 8 - zatarcie, 9 - zużycie, 10 – rozregulowanie, 11 - korozja, 12 - inne.

## 2. Wybrane rozkłady prawdopodobieństwa stosowane do opisu niezawodności obiektów

### 2.1. Rozkład wykładniczy [2]

Rozkład wykładniczy  $EXP(b)$  ma tylko parametr skali  $b$ . Zmienna losowa  $T \in (0, +\infty)$ . Rozkład ten jest często stosowany do opisu niezawodności obiektów, co jest związane z faktem, że ma on niezmienną intensywność uszkodzeń i łatwo całkuje się i różniczkuje.

Rzeczywiste obiekty poddane działaniu narażeń zmniejszają swoją odporność na uszkodzenia (zmniejszają wytrzymałość). Wobec tego wraz z upływem czasu liczba ich uszkodzeń powinna wzrastać.

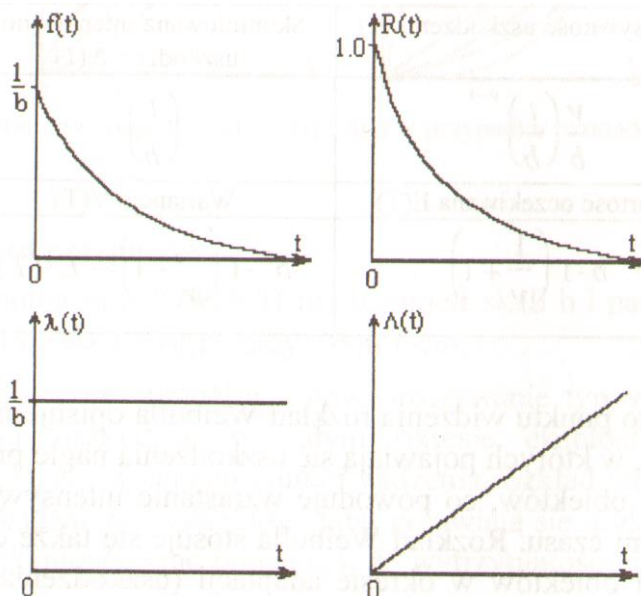
Z fizycznego punktu widzenia, rozkład wykładniczy odwzorowuje uszkodzenie nagłe, które pojawiają się w chwili, gdy chwilowe naprężenie osiągnie wartość znacznie większą od chwilowej wytrzymałości materiału elementu. Zakłada się przy tym, że wytrzymałość elementu praktycznie nie zmienia się w okresie użytkowania. Taka sytuacja występuje tylko w nielicznych przypadkach.

#### Funkcje i parametry charakteryzujące rozkład $EXP(b)$

Tabela 2

| Gęstość prawdopodobieństwa<br>$f(t)$        | Prawdopodobieństwo działania<br>$R(t)$          |
|---------------------------------------------|-------------------------------------------------|
| $\frac{1}{b} \exp\left(-\frac{t}{b}\right)$ | $\frac{1}{b} \left(-\frac{t}{b}\right)$         |
| Intensywność uszkodzeń $\lambda(t)$         | Skumulowana intensywność uszkodzeń $\Lambda(t)$ |
| $\frac{1}{b}$                               | $\frac{1}{b}$                                   |
| Wartość oczekiwana $E(T)$                   | Wariancja $V(T)$                                |
| $b$                                         | $b^2$                                           |

W tabeli 2 zestawiono funkcje i parametry charakteryzujące rozkład wykładniczy, a na rysunku 1 pokazano przebiegi:  $f(t)$ ,  $R(t)$ ,  $\lambda(t)$  i  $\Lambda(t)$  w przypadku tego rozkładu.

Rys.1. Przebiegi  $f(t)$ ,  $R(t)$ ,  $\lambda(t)$  i  $\Lambda(t)$  w przypadku rozkładu  $EXP(b)$  [2]

## 2.2. Rozkład Weibulla [2]

Rozkład Weibulla  $WEI(b, \nu)$  ma parametr skali  $b$  i parametr kształtu  $\nu$ . Zmienna losowa  $T \in (0, +\infty)$ . Rozkład ten jest jednym z najczęściej stosowanych do opisu niezawodności obiektów technicznych, co wynika z jego właściwości.

W tabeli 3 zestawiono funkcje i parametry charakteryzujące rozkład Weibulla.

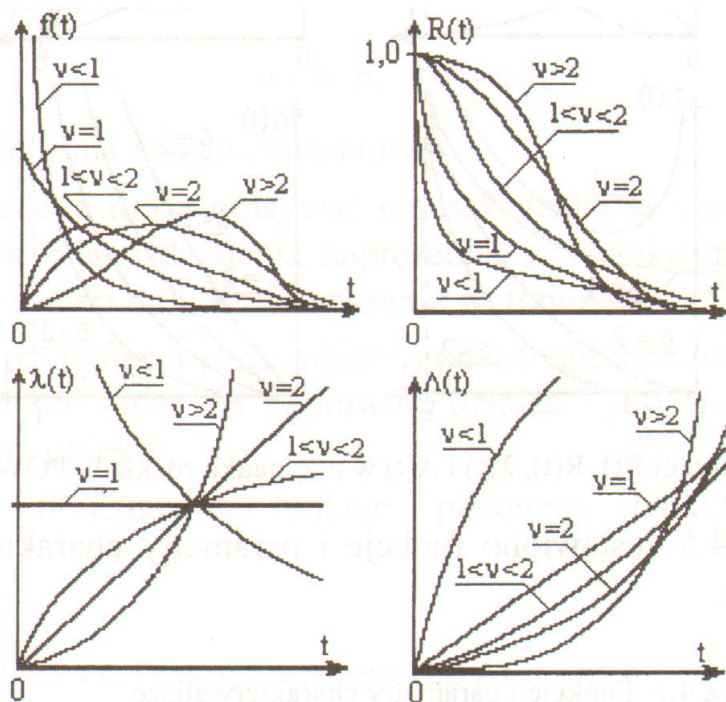
Funkcje i parametry charakteryzujące rozkład  $WEI(b, \nu)$ 

Tabela 3

| Gęstość prawdopodobieństwa<br>$f(t)$                                                              | Prawdopodobieństwo działania<br>$R(t)$                    |
|---------------------------------------------------------------------------------------------------|-----------------------------------------------------------|
| $\frac{\nu}{b} \left(\frac{t}{b}\right)^{\nu-1} \exp\left(-\left(\frac{t}{b}\right)^{\nu}\right)$ | $\exp\left(-\left(\frac{t}{b}\right)^{\nu}\right)$        |
| Intensywność uszkodzenia $\lambda(t)$                                                             | Skumulowana intensywność uszkodzeń $\Lambda(t)$           |
| $\frac{\nu}{b} \left(\frac{t}{b}\right)^{\nu-1}$                                                  | $\left(\frac{t}{b}\right)^{\nu}$                          |
| Wartość oczekiwana $E(T)$                                                                         | Wariancja $V(T)$                                          |
| $b \cdot \Gamma\left(\frac{1}{\nu} + 1\right)$                                                    | $b^2 \cdot \Gamma\left(\frac{2}{\nu} + 1\right) - E^2(T)$ |

Z fizycznego punktu widzenia rozkład Weibulla opisuje niezawodność obiektów, w których pojawiają się uszkodzenia nagle przy malejącej wytrzymałości obiektów, co powoduje wzrastanie intensywności uszkodzeń z upływem czasu. Rozkład Weibulla stosuje się także do opisu niezawodności obiektów w okresie adaptacji (uszkodzenia zmęczeniowe). Wykazano także, że czas działania obiektu o szeregowej strukturze niezawodnościowej, złożonego z elementów, których czas działania ma rozkład wykładniczy, podlega rozkładowi Weibulla.

W prezentacji zawartej w punkcie 2, niniejszego opracowania autor posługuje się zmienną losową  $t$  (czas) zgodnie z [2], zaś w prezentacji wyników badań niezawodności pojazdów samochodowych posłużono się oznaczeniem zmiennej losowej  $l$  (przebieg mierzony w km) zgodnie z [3].



Rys.2. Przebiegi  $f(t)$ ,  $R(t)$ ,  $\lambda(t)$  i  $\Lambda(t)$  w przypadku rozkładu  $WEI(b, v)$  [2]

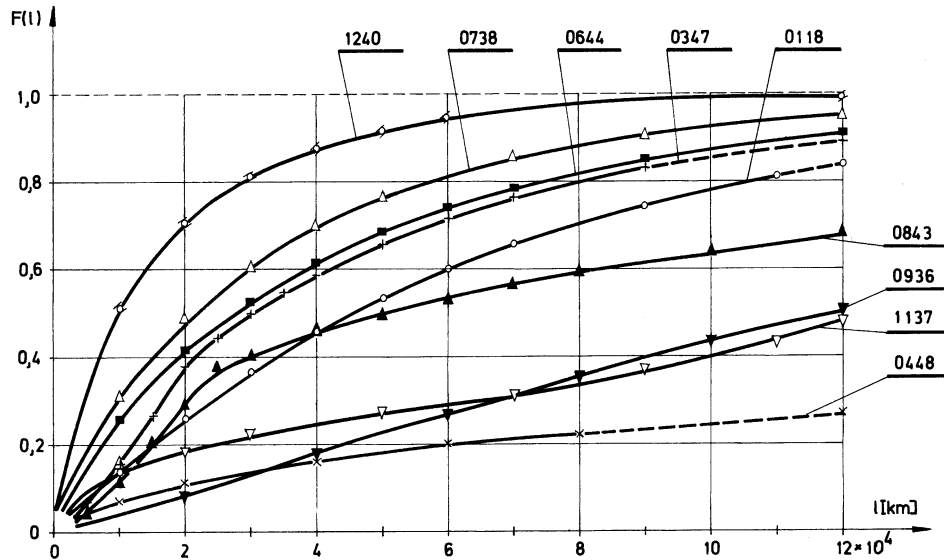
We wzorach przytoczonych w tabelach 2 i 3, poszczególne litery oznaczają:  $b$  - parametr skali,  $v$  - parametr kształtu,  $\Gamma$  - funkcja gamma.

Bardzo częste stosowanie rozkładu Weibulla jako modelu do opisu niezawodności obiektów technicznych wynika z jego właściwości. Kształt funkcji rozkładu zależy od wartości współczynnika kształtu  $v$ . Rozkład ten może zatem być używany jako przybliżenie innych rozkładów.

Na rysunku 2 pokazano przebiegi  $f(t)$ ,  $R(t)$ ,  $\lambda(t)$  i  $\Lambda(t)$  w przypadku rozkładu Weibulla.

### 3. Niezawodność przewodów hydraulicznych

Niezawodność tego obiektu została scharakteryzowana, w niniejszej publikacji, dwoma charakterystykami funkcyjnymi, tj.: funkcją niezawodności do pierwszego uszkodzenia i między uszkodzeniami. Zostaną one zaprezentowane na kolejnych rysunkach: 3 i 4, jako krzywa o numerze 1137 na tle innych zespołów układu hamulcowego pojazdu samochodowego [3].



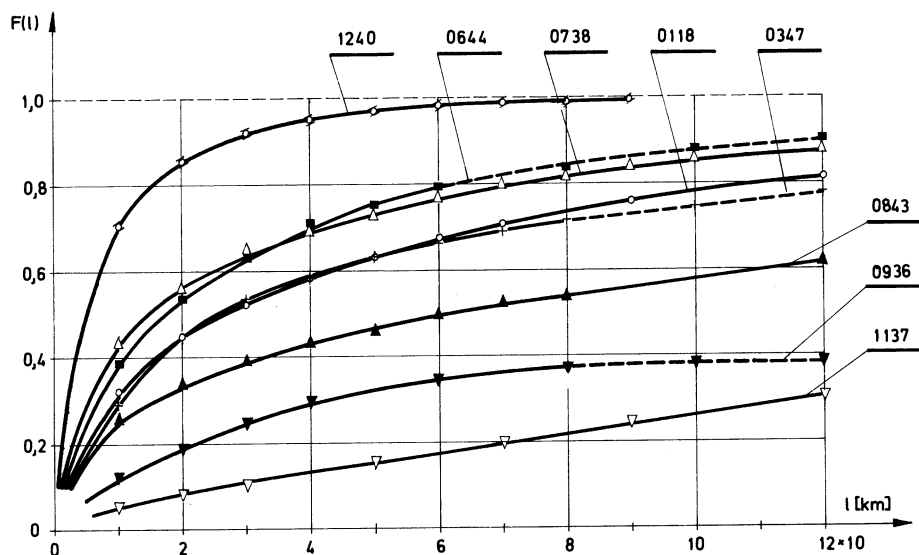
Rys.3. Funkcje rozkładów prawdopodobieństwa bezawaryjnej pracy do pierwszego uszkodzenia zespołów funkcjonalnych układu hamulcowego [3]

Badania postaci rozkładu przebiegu do pierwszego uszkodzenia przewodu hydraulicznego doprowadziły do uznania za statystycznie uzasadnioną tezę, że rozkład ten można opisać rozkładem Weibulla złożonym. Prosta aproksymująca (rys. 5) przebieg dystrybucyjnej, w przedziale przebiegu od 0 do około 60000 km, wskazuje na rozkład Weibulla o parametrze kształtu  $\nu = 0,47$  i parametrze skali  $b = 6,76$ , zaś w przedziale od 70000 do około 120000 km, wskazuje również na rozkład Weibulla o parametrze kształtu  $\nu = 0,95$  (bliskim wartości 1) i parametrze skali  $b = 16,44$  (jest to jego szczególny przypadek, tj. o rozkład wykładniczy). Badania postaci rozkładu między uszkodzeniami wskazują na jego zgodność z rozkładem wykładniczym. Parametry obu rozkładów zestawiono w tabeli 4.

Warto zauważyć, że z rozkładem Weibulla dla tego obiektu mamy do czynienia w przedziale od 0 do 60000 km, w którym dominują uszkodzenia o charakterze stopniowym.

Warto również podkreślić fakt, że rozkład przebiegu do pierwszego uszkodzenia w przedziale od 70000 do 180000 km, oraz rozkład przebiegu między kolejnymi uszkodzeniami dostatecznie dobrze opisuje rozkład wykładniczy.

Występuje tutaj zgodność pomiędzy zaawansowanym użytkowaniem przewodu hydraulicznego a rozkładem tych zmiennych losowych ciągłych opisywanych przez rozkład wykładniczy, a więc charakterystycznym dla uszkodzeń nagłych (z powodu wyczerpania się potencjału eksploatacyjnego).



Rys.4. Funkcje rozkładów prawdopodobieństwa bezawaryjnej pracy między uszkodzeniami zespołów funkcjonalnych układu hamulcowego [3]

**Parametry rozkładów niezawodności przewodów hydraulicznych układu hamulcowego pojazdu samochodowego**

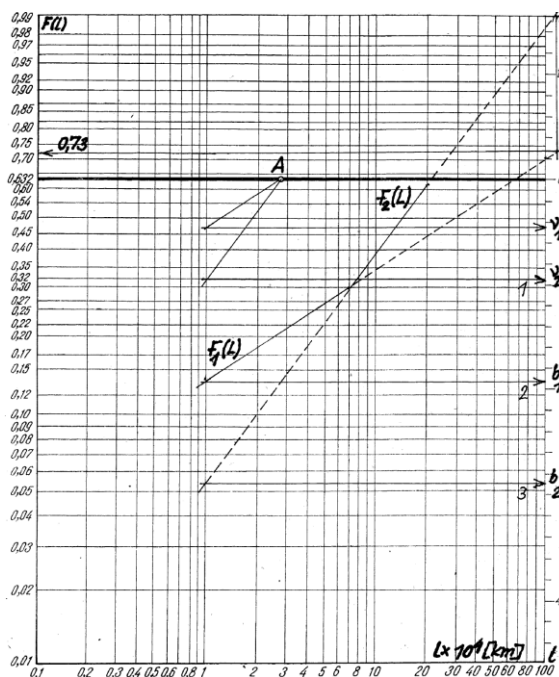
Tabela 4

| Numer zespołu | Nazwa zespołu         | Charakterystyka niezawodności             | Typ rozkładu                 | Parametry rozkładu       |                          |            |            |                       |
|---------------|-----------------------|-------------------------------------------|------------------------------|--------------------------|--------------------------|------------|------------|-----------------------|
|               |                       |                                           |                              | $E(T)$<br>w tys.<br>[km] | $V(T)$<br>w tys.<br>[km] | $v$<br>[-] | $b$<br>[-] | $\lambda$<br>[-]      |
| 1137          | Przewody hydrauliczne | Przebieg do pierwszego uszkodzenia (MTTF) | WEI<br>( $b, v$ )<br>złożony | 1021                     | -                        | 0,47       | 6,76       | -                     |
|               |                       |                                           |                              |                          |                          | 0,95       | 16,44      |                       |
|               |                       | Przebieg między uszkodzeniami (MTBF)      | EXP( $b$ )                   | 360                      | 129,6                    | -          | -          | $0,28 \times 10^{-5}$ |

#### 4. Analiza postaci uszkodzeń przewodów hydraulicznych układu hamulcowego pojazdu samochodowego

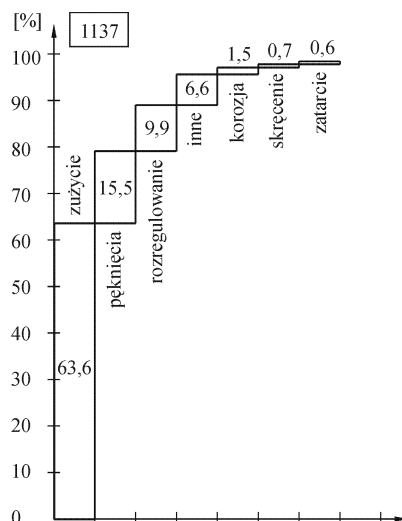
Ogólna klasyfikacja postaci uszkodzeń elementów pojazdu samochodowego została przedstawiona w punkcie 1.5, wyszczególniono w niej 12 postaci

uszkodzeń. Analiza opisów uszkodzeń przewodów hydraulicznych układu hamulcowego pojazdu samochodowego, pozwala na stwierdzenie, że dla wyżej wymienionych obiektów odnotowano następujące postacie uszkodzeń: pęknięcie, zużycie, rozregulowanie i inne. Procentowe udziały tych postaci uszkodzeń przedstawiono na rysunku 7 w postaci diagramu Pareta-Lorentza. Dominuje postać uszkodzenia zużycie (63,6%), następnie: pęknięcie (15,5%), rozregulowanie (9,9%) i inne (6,6%).

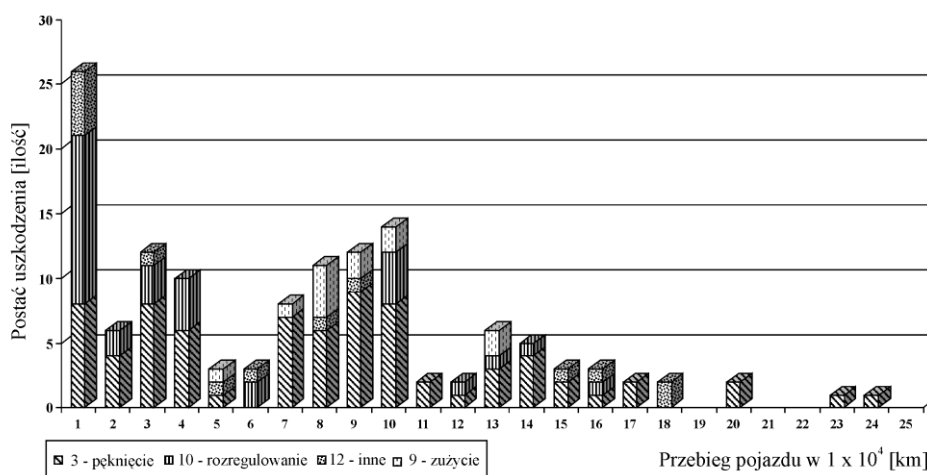


Rys.5. Graficzna weryfikacja postaci rozkładu przebiegu do pierwszego uszkodzenia przewodów hydraulicznych





Rys.6. Rozkład Pareta-Lorentza postaci uszkodzeń przewodów hydraulicznych [3]



Rys.7. Postacie uszkodzeń przewodów hydraulicznych w przedziałach przebiegu 10000 km, dla pojazdu samochodowego

Szereg rozdzielił postacie uszkodzeń przewodów hydraulicznych w funkcji przebiegu pojazdu samochodowego, pokazano na rysunku 7. W przedziale od 0 do 40000 km, odnotowano 54 uszkodzeń, których postacie uszkodzeń są następujące: pęknięcia, rozregulowanie i inne. Od 50000 km do 60000 km pojawiło się 6 uszkodzeń tego obiektu, przy czym ich postacie uszkodzeń są jak wyżej. Z kolei zaś w przedziale przebiegu od 70000 km do 100000 km, odno-

towano 45 uszkodzeń, o następujących postaciach uszkodzeń: pęknięcie, zużycie. W przedziale przebiegu od 110000 km do 120000 km odnotowano tylko 4 uszkodzenia a ich postaci uszkodzeń to: pęknięcie i rozregulowanie. Następnie od 130000 km do 240000 km uszkodzenia pojawiają się rzadko (odnotowano 25 uszkodzeń), a ich postaci uszkodzeń to: pęknięcie, rozregulowanie.

Porównując postaci uszkodzeń w przedziałach od 0 do 40000 km i od 70000 do 100000 km, zauważalna jest różnica w postaciach uszkodzeń, implikująca występowanie innego mechanizmu destrukcji przewodów hydraulicznych. Można postawić hipotezę, że w pierwszym z wymienionych przedziałów mamy do czynienia z mechanizmem destrukcji opisanej dla rozkładu Weibulla, charakteryzującymi się uszkodzeniami stopniowymi. Dla drugiego przedziału można sformułować stwierdzenie, że mamy do czynienia z mechanizmem destrukcji obiektu opisanej dla rozkładu wykładniczego, tj. charakteryzującymi się uszkodzeniami nagłymi.

## **5. Podsumowanie**

Uzyskane w trakcie eksploatacyjnych badań niezawodności pojazdów samochodowych, wyniki o ich niezawodności weryfikują pozytywnie tezę zasygnalizowaną w tytule opracowania, następnie rozbudowaną i udowodnioną w jego kolejnych rozdziałach.

Omawiany związek pomiędzy typem rozkładu niezawodności przewodu hydraulicznego a charakterem jego uszkodzenia, potwierdzony teoretycznie i praktycznie, ma bardzo ważne znaczenie dla niezawodności i bezpieczeństwa funkcjonowania systemu oraz planowania jego użytkowania i obsługi.

Związek ów ma też wpływ na kształtowanie strategii eksploatacji i budowy systemu eksploatacji tego typu obiektów, z bardzo ważnym podsystemem diagnozowania i monitorowania ich stanu technicznego.

## **Literatura**

1. Hebda M., Janicki D.: Trwałość i niezawodność samochodów w eksploatacji. WKiŁ, Warszawa 1977.

2. Lesiński S.: Niezawodność i jakość. Wydawnictwo Uczelniane Akademii Techniczno-Rolniczej, Bydgoszcz 1996.
3. Salamon S.: Diagnostyka szczelności płynowych konstrukcyjnie zamkniętych przestrzeni roboczych. Seria Mechanika, Monografie 333, Wydawnictwo Politechniki Krakowskiej, Kraków 2006.

## Podstawy zasilania i sterowania pracą hydraulicznych wiertarek obrotowo-udarowych

Jan Marianowski – Akademia Górniczo-Hutnicza

**Streszczenie.** W monografii przedstawiono w skrócie istotę wiercenia obrotowo-udarowego oraz wyszczególniono podstawowe parametry determinujące o optymalnej prędkości wiercenia. Zaprezentowano funkcjonowanie układu hydraulicznego opartego o zasilanie pompą o zmiennym wydatku oraz sterowanie z użyciem rozdzielaczy proporcjonalnych. Opisano sterowanie układu roboczego wozu wiertniczego oparte o zasilanie pompami o stałej wydajności oraz o zasilanie pompami o zmiennej wydajności.

### 1. Wprowadzenie

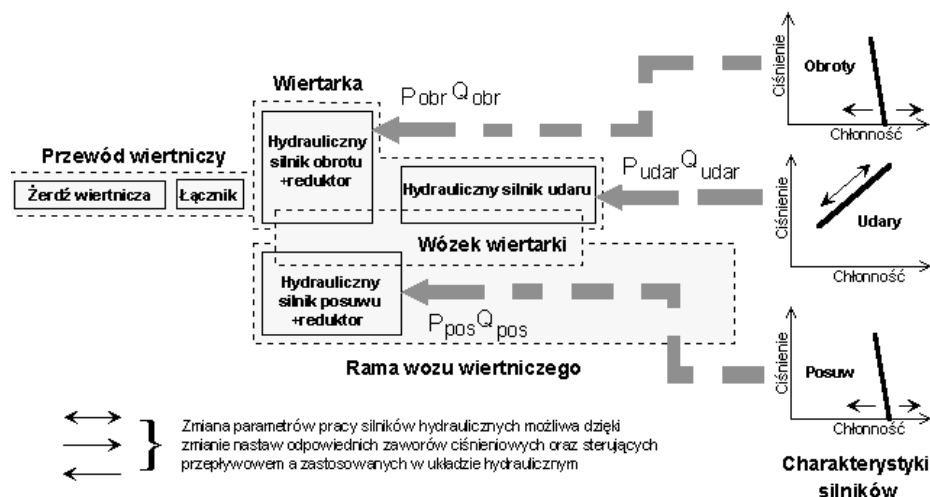
Zagadnienie automatyzacji procesu wiercenia wiertarką obrotowo-udarową sprowadza się do rozwiązania problemów w ścisłe ze sobą współistniejących obszarach:

- I. Dobór głównych parametrów mechanizmów wchodzących w skład roboczego układu wierzącego, tj.:
  - *mechanizmu udarowego*:
    - energii uderzenia,
    - liczby uderzeń,
  - *mechanizmu obrotów*:
    - momentu obrotowego,
    - liczby obrotów,
  - *mechanizmu posuwu*:
    - siły docisku,
    - prędkości posuwu.
- II. Dobór i wybór odpowiedniego układu sterowania uwzględniającego związki fizyczne pomiędzy poszczególnymi parametrami roboczego układu wierzącego w aspekcie fizycznych właściwości skały.

Na rysunku 1 w sposób schematyczny zaprezentowano funkcjonowanie całego układu wierzącego, na który składają się napędy poszczególnych mechanizmów układu roboczego wozu, rama wiertnicza oraz przewód wiertniczy. Aby nie komplikować opisu, zrezygnowano na rysunku 2 z umieszczenia w nim bloku sterowania, jakkolwiek zostały zasygnalizowane charakterystyki silników biorących bezpośredni udział w procesie wiercenia.

Wiercenie otworu w skale (strzałowego, kotwiącego itd.) jest procesem permanentnego odsłaniania dna otworu wiertniczego w caliznie skalnej. Aby taki proces miał miejsce, powinna być zachowana stałość parametrów pracy układu roboczego wozu wiertniczego. Dotyczy to przede wszystkim takich wielkości jak:

- liczba uderzeń (częstotliwość) mechanizmu udarowego,
- liczba obrotów mechanizmu obrotów,
- prędkość posuwu mechanizmu docisku.



Rys.1. Idea funkcjonowania układu wierzącego wyposażonego w hydrauliczną wiertarkę obrotowo-udarową oraz hydrauliczny mechanizm posuwu [5]

Właściwy ich dobór a później utrzymywanie stałej ich wartości i relacji pomiędzy sobą gwarantują sukces w postaci przewidywalnych ale i powtarzalnych czasów odwiercenia otworu. Innymi słowy, znaczący wpływ na prawidłową pracę układu roboczego wozu ma stabilność jego parametrów kinematycznych, która przekłada się na konieczność zapewnienia poszczególnym mechanizmom stałego wydatku oleju [1, 2].

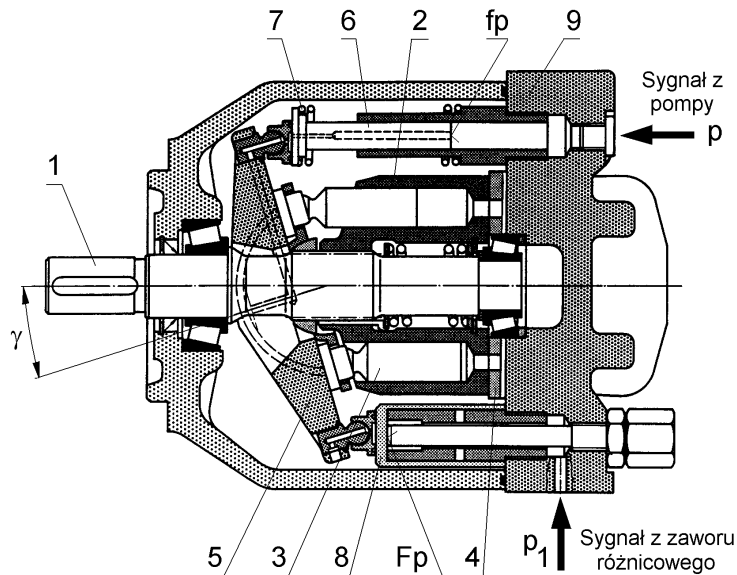
Zapewnienie stałych parametrów kinematycznych mechanizmom udaru, obrotów oraz posuwu było możliwe dzięki szerokiemu zastosowaniu zaworów różnicowych sprzężonych z rozdzielaczami linią *LS* (*Load Sensing*). Istotą tych układów są rozdzielacze dławiące specjalnej konstrukcji, które oprócz swej podstawowej funkcji, czyli sterowania kierunkiem przepływu, pełnią również rolę zaworów sterujących natężeniem przepływu [9]. W obudowę tych rozdzielaczy wbudowane są dwu- lub trójdrogowe regulatory przepływu, które realizują zasadę dławienia czynnego. Polega to na tym, że zawory różnicowe regulatorów (tzw. zawory kompensacyjne) samoczynnie dostosowują natężenie przepływu strumienia oleju w zależności od wartości spadku ciśnienia na rozdzielaczu, który jest zadawany poprzez odpowiednie ustawienie jego suwaka sterującego.

## 1. Zasada funkcjonowania pompy zmiennego wydatku

Opis zasady działania pompy zmiennego wydatku z regulatorem wydajności oparto o konstrukcję pompy A10VO, której przekrój widoczny jest na rysunku 2. Pompa składa się z dwóch podstawowych jednostek:

- jednostki zmiennego wydatku,
- jednostki sterującej.

Głównymi elementami pompy są: osadzony na łożyskowym wale 1 napędowym wirnik 2 z siedmioma tłoczkami 3, tarcza rozrządu 4, nie wirująca wychylna tarcza 5, nurnik 6 ze sprężyną 7, ruchomy cylinder 8 oraz korpus pompy 9.



Rys.2. Pompa A10VO45DFR wchodząca w skład napędu układu roboczego wozu wierzącego SWW 1/1 HT [8]

Przekrój jednostki generującej wydatek  $Q_g$  (rys. 2), w sposób jasny i wyraźny definiuje fakt, że wydatek ten wynika z wzajemnej relacji: nurnika 6 ze sprężyną 7 oraz usytuowanego po przeciwnej stronie wirnika pompy ruchomego cylindra 8, co przejawia się w wychyleniu tarczy 5 pompy o kąt  $\gamma$  będący argumentem w nastawie  $\varepsilon_g$  pompy według relacji:

$$Q_g = V_{jg} \times \varepsilon_g \times n_g \quad (1)$$

gdzie:

$$\varepsilon_g = \frac{\tan \gamma}{\tan \gamma_{MAX}},$$

$\gamma_{MAX}$  – maksymalne wychylenie tarczy pompy,

$V_{jg}$  – wydatek jednostkowy pompy,

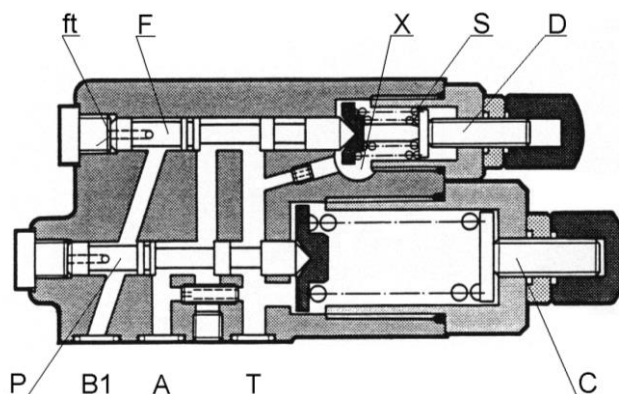
$n_g$  – liczba obrotów wału napędowego generatora,

$fp$  – powierzchnia czołowa nurnika 6,

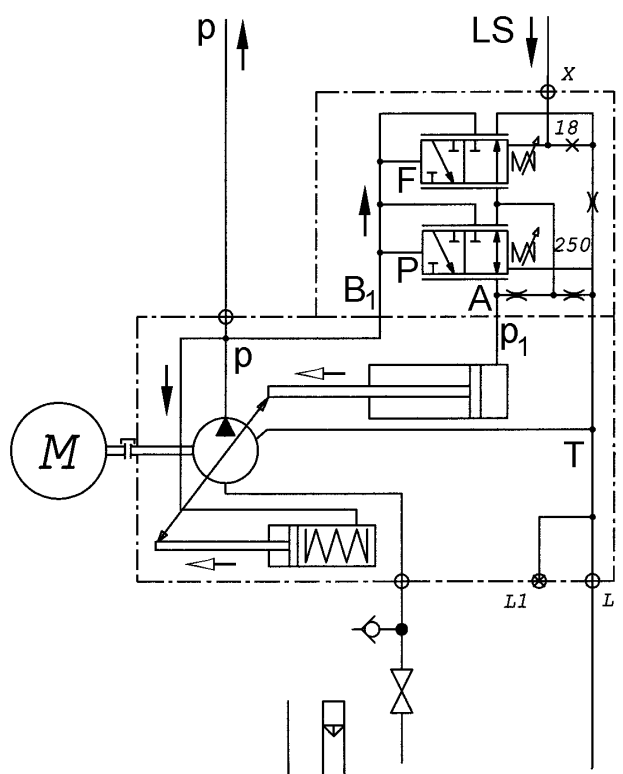
$Fp$  – powierzchnia czołowa cylindra 8.

Z jednostką zmiennego wydatku (rys. 2), jest integralnie związana jednostka sterująca (rys. 3). Na rysunku 4 przedstawiono uproszczony schematyczny układ funkcjonowania pompy o zmiennej wydajności i sprzężonego z nią systemem LS, a także przekrój jednostki sterującej, w skład której wchodzi zawór

różnicowy będący sterownikiem wydajności pompy oraz zawór ciśnienia będący sterownikiem (ogranicznikiem) ciśnienia pracy pompy.



Rys.3. Sterownik (jednostka sterująca) pompy typu A10VO [8]



Rys.4. Usytuowanie sterownika pompy w jej układzie funkcjonalno-hydraulicznym

Jednostka sterująca wychyleniem tarczy pompy jest jej integralną częścią, jakkolwiek sterowniki wydajności i ciśnienia są w niej wyraźnie oddzielone. Linia B1 w jednostce sterującej odpowiada za system ciśnienia. Poprzez system ka-

nałów w bloku tej jednostki ciśnienie z linii zasilania przekazywane jest na lewą stronę tłoczków sterujących, decydując o ich położeniu. Linia *A* obciążany jest siłownik tarczy decydujący o kącie jej nachylenia. Linia *T* z całym szeregiem kanałów łączy wnętrze pompy z linią spływu do zbiornika.

### 2.1. Działanie sterownika ciśnienia

Gdy ciśnienie  $p$  w linii *B1* (rys. 2 i 3), wzrośnie powyżej nastawy *C* sprężyny, tłoczek *P* przemieszcza się w prawo uginając sprężynę. Gdy ciśnienie osiągnie odpowiednią wielkość, otwiera się połączenie *B1-A*. Olej płynie do siłownika sterującego położeniem tarczy, zmniejszając tym samym kąt jej nachylenia, a w konsekwencji obniżając wydajność pompy przy maksymalnym ciśnieniu zasilania. Nastawa śruby *C* jest o około 20 bar niższa aniżeli nastawa głównego zaworu bezpieczeństwa.

### 2.2. Działanie sterownika wydajności pompy

Wielkość wydatku generowanego przez pompę (rys. 2 i 3) powinna być odpowiednią na zapotrzebowanie systemu odbiorników. Ciśnienie  $p$  w układzie poprzez kanał *B1* działa także na lewy koniec tłoczka *F*. Z kolei z drugiej strony na ten sam tłoczek działa ciśnienie  $X$  z linii odbioru obciążenia *LS* oraz sprężyna *S*. Różnica ciśnień  $p-X$  generowana w rozdzielaczu pośredniczącym w przekazywaniu oleju do odbiornika powoduje, że tłoczek *F* ugina (lub nie) sprężynę *S*. Duży wzrost ciśnienia powoduje, że połączenie *B1-A* otwiera się, a tarcza pompy ustawiana jest na niższą wydajność. Z kolei, gdy różnica ciśnień  $p-X$  zmniejsza się, połączenie między linią *A-T* ponownie jest otwierane, przejawiając się wzrostem wydajności pompy.

### 2.3. Linia LS (sygnał X)

Sygnałem sprzężenia zwrotnego w analizowanym przykładzie jest ciśnienie  $X$  generowane w odbiorniku i przekazywane odrębną linią (tzw. *LS* – *Load Sensing*) do proporcjonalnego zaworu różnicowego jednostki sterującej (rys. 2 i 3). Zawór ten następnie generuje i przekazuje ciśnienie  $p_1$  o odpowiedniej wartości do siłownika wychyłu tarczy decydując o kącie jej wychylenia, a tym samym o wydajności pompy.

Na ile to tylko jest możliwe, stosuje się odrębne układy  $X_1, X_2, \dots, X_n$  do sterowania pracą pompy, co oznacza, że układy generujące sygnały pracują alternatywnie, jakkolwiek zasilane są z tego samego generatora o zmiennej wydajności.

### 2.4. Podtrzymywanie ciśnienia sterowania

W sytuacji, gdy nie pracują odbiorniki, linia obciążenia  $X$  pozbawiona jest ciśnienia ponieważ jest połączona z linią spływu poprzez rozdzielacz główny *V*. Ciśnienie układu z linii *B1* działa na tłoczek *F* regulatora przepływu i ugina jego sprężynę. Połączenie *B1-A* zostaje otwarte i olej płynie do siłownika steru-



jącego położeniem tarczy, zmniejszając tym samym kąt jej nachylenia, a w konsekwencji obniżając prawie do zera wydajność pompy przy minimalnym ciśnieniu zasilania. Podtrzymanie ciśnienia jest rezultatem nastawy śruby  $D$ .

Dostosowanie układu napędowego do wymagań urządzenia wierzącego sprowadza się zatem do takiej zmiany nastawy  $\varepsilon_g$  wydajności pompy, aby odpowiadała ona chłonności zastosowanych silników:

- silnika obrotu – w mechanizmie posuwu oraz
- silnika tłokowego posuwisto-zwrotnego – w mechanizmie udaru.

Ciśnienie z linii odbioru obciążenia  $X$  (rys. 3) działa z prawej strony tłoczka  $F$ , gdzie ulokowana jest sprężyna. Ciśnienie z linii odbiornika powiększone o spadek przepływu na dławieniu, działa z kolei na lewą stronę tłoczka  $F$  uginając sprężynę. Połączenie między  $B1$  i  $A$  zostaje otwarte i olej płynie do siłownika sterującego położeniem tarczy, zmniejszając tym samym kąt jej nachylenia, a w konsekwencji obniżając wydajność pompy przy roboczym ciśnieniu zasilania. Jeśli różnica ciśnień spada, zamykane jest połączenie  $B1-A$ , a otwierane jest połączenie  $A-T$ . Olej z siłownika sterującego położeniem tarczy zmierza do spływu  $T$ , umożliwiając tym samym zwiększenie kąta nachylenia tarczy i w konsekwencji zwiększając wydajność pompy przy roboczym ciśnieniu zasilania.

### 3. Sterowanie pompą za pośrednictwem sygnału $LS$

#### 3.1. Włączenie pompy

Przed włączeniem pompy (rys. 2), tarcza 5 pod działaniem sprężyny 7 wychylona jest do maksimum ustalonego konstrukcyjnie długością ruchomego cylindra 8, wszystkie odbiorniki są odcięte od źródła zasilania co oznacza, że sygnał  $LS = 0$ . Z chwilą włączenia wału napędowego 1, w układzie zasilania ma miejsce gwałtowny wzrost ciśnienia, powodujący przesterowanie tłoczka  $F$  zaworu różnicowego 1 wydatku pompy do pozycji połączenia linii zasilania  $B1$  z linią  $A$ . Zawór różnicowy 1 pełni w tej chwili niejako rolę zaworu dołączającego. Olej o ciśnieniu  $p$  nastawionym przez zawór różnicowy 1 działa na nie tylko na powierzchnię tłoczną cylindra 8, ale i na powierzchnię przeciwległego nurnika 6 ze sprężyną 7. Powstała w ten sposób różnica momentów obraca tarczę pompy w kierunku minimalnego jej wychylenia  $\gamma_{MIN}$  również ustalonego konstrukcyjnie, ale tym razem wymiarami nurnika 6.

Aby opisana sytuacja mogła mieć miejsce, czyli aby wychylenie tarczy pompy  $\gamma_{MAX} \Rightarrow \gamma_{MIN}$ , musi być spełniony podstawowy warunek:

$$F_p \times p \geq f_p \times p + K_p \times (x_{MAX} + x_0) \quad (2)$$

gdzie:

$K_p$  – stała sprężyny 7,

$x_{MAX}$  – maksymalne ugięcie sprężyny 7,

$x_0$  – wstępne ugięcie sprężyny 7.

Nierówność (2) pozwala wyznaczyć wielkość minimalnego ciśnienia  $p_{MIN}$  związanego z nastawą zaworu różnicowego 1:

$$p_{MIN} \geq \frac{K_P \times (x_{MAX} + x_0) \times \frac{1}{f_P}}{\frac{F_P}{f_P} - 1} \quad (3)$$

gdzie licznik ułamka (3) reprezentuje siłę sprężyny 7 przypadającą na jednostkę powierzchni nurnika 6, a mianownik podaje informację, jaka powinna być relacja pomiędzy powierzchniami  $F_P$  i  $f_P$  tłoków działających na tarczę pompy aby ciśnienie  $p_{MIN}$  nastawy zaworu 1 było możliwie małe i adekwatne do minimalnego ciśnienia sterowania. Iloraz (3) wyznacza jednocześnie fakt konieczności pójścia konstruktora na kompromis pomiędzy wymiarami sprężyny a wymiarami odpowiednich tłoków. Sprężyna z jednej strony musi zapewnić możliwość szybkiego, ale i elastycznego pokonywania oporów ruchu tarczy, a ze strony drugiej odpowiednio dobrane wymiary siłowników muszą zapewnić pewne i jednoznaczne pozycjonowanie tarczy podczas zmiennych warunków pracy pompy. Dla pomp klasy A10V0 stała sprężyny wynosi  $K_P = 100 \div 200$  N/cm, natomiast iloraz odpowiednich powierzchni zawiera się w przedziale  $F_P/f_P = 3 \div 4$ . Ciśnienie  $p_{MIN}$  przyjmuje wartości rzędu  $18 \div 22$  bar.

### 3.2. Włączenie odbiornika przy pracującej pompie

Celem wyjaśnienia roli, którą pełni zawór różnicowy 1 w połączeniu z sygnałem  $X$  linii  $LS$  i jakie muszą być jego cechy przedstawiono dwie hipotetyczne sytuacje.

#### Sygnal $X = 0$ , nastawa zaworu różnicowego $p_{MIN}$ .

Włączenie odbiornika może przejawiać się dwoma odpowiedziami pompy:

- jeśli odbiorowi wydatku z pompy będzie towarzyszyło ciśnienie  $p < p_{MIN}$ , wtedy tłoczek zaworu różnicowego 1 cofając się pod działaniem sprężyny  $S$  otworzy połączenie  $A$  z  $T$  i ciśnienie  $p$  działające wraz ze sprężyną 7 na nurnik 6 wychyli tarczę pompy o kąt  $\gamma_{MAX}$  ustawiając pompę w pozycji maksymalnego wydatku,
- jeśli odbiorowi wydatku z pompy będzie towarzyszyło ciśnienie  $p = p_{MIN}$ , wtedy tłoczek zaworu różnicowego 1 pod działaniem ciśnienia  $p$  uginając sprężynę  $S$  zamyka połączenie  $A$  z  $T$  a otwiera połączenie  $B1$  z  $A$ . Ciśnienie  $p$  działając teraz na dno powierzchni cylindra 8 zmniejsza wychylenie tarczy pompy do kąta  $\gamma_{MIN}$  ustawiając pompę w pozycji minimalnego wydatku.

Zawór różnicowy ciśnienia pełni niejako rolę zaworu odłączającego pompę od źródła zasilania reagującego na przekroczenie ciśnienia nastawy sterownika wydajności.

#### Sygnal $X > 0$ , nastawa zaworu różnicowego $p_{MIN}$

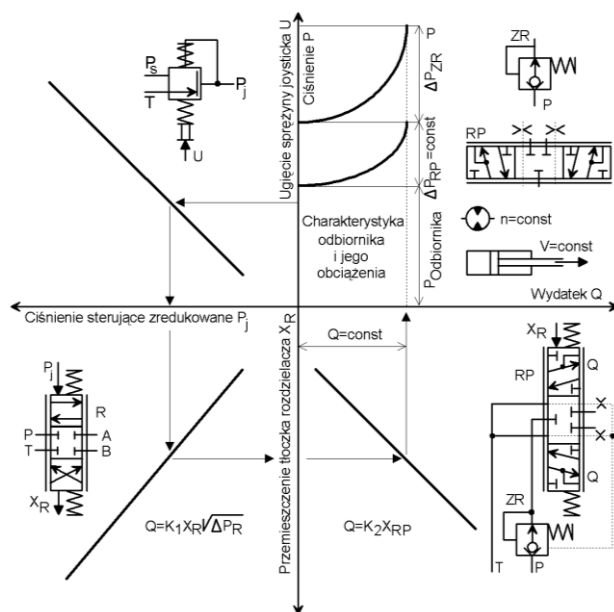
Włączenie odbiornika również może przejawiać się podobnymi jak wyżej dwoma odpowiedziami pompy:

- jeśli odbiorowi wydatku z pompy będzie towarzyszyło ciśnienie  $p < p_{MIN} + X$ , wtedy tłoczek zaworu różnicowego 1 cofając się pod działaniem sprężyny  $S$  otworzy połączenie  $A$  z  $T$  i ciśnienie  $p$  działające wraz ze sprężyną  $7$  na nurlik  $6$  wychyli tarczę pompy o kąt  $\gamma_{MAX}$  ustawiając pompę w pozycji maksymalnego wydatku,
- jeśli odbiorowi wydatku z pompy będzie towarzyszyło ciśnienie  $p = p_{MIN} + X$ , wtedy tłoczek zaworu różnicowego 1 pod działaniem ciśnienia  $p$  uginając sprężynę  $S$  zamyka połączenie  $A$  z  $T$  a otwiera połączenie  $B1$  z  $A$ . Ciśnienie  $p$  działając teraz na dno powierzchni cylindra  $8$  zmniejsza wychylenie tarczy pompy do kąta  $\gamma_{MIN}$  ustawiając pompę w pozycji minimalnego wydatku.

### 3.3. Zastosowanie rozdzielaczy proporcjonalnych do sterowania strumieniami oleju generowanymi przez pompę

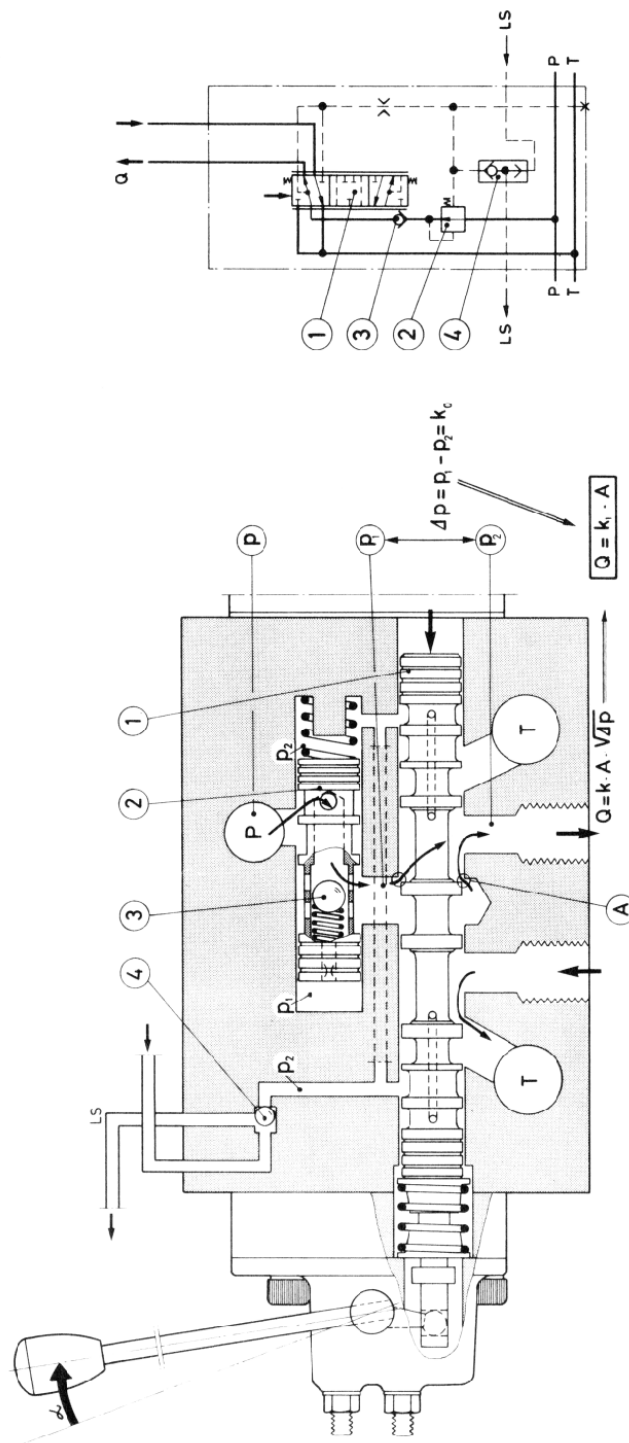
Zastosowanie pomp o zmiennej wydajności z układami sterowania  $LS$  wymaga zastosowania rozdzielaczy tzw. proporcjonalnych. Zastosowanie tego rodzaju elementów hydrauliki pozwala na uzyskanie bardzo dużej sprawności układu pod względem energetycznym (brak strat objęściowej, minimalna strata hydrauliczna) [7]. Do grupy tych elementów zaliczyć należy również zawory dołączające.

Idea rozdzielacza proporcjonalnego sprowadza się do wykorzystania zaworu różnicowego do sterowania spadkiem ciśnienia na rozdzielaczu, a dokładniej, na utrzymaniu stałego spadku ciśnienia między jego wejściem a wyjściem. Pozwala to na uzyskanie proporcjonalności pomiędzy drogą  $X_R$  wymuszonego przemieszczenia suwaka rozdzielacza a wydatkiem oleju  $Q$  dostarczanego przez rozdzielacz do odbiornika, co ogólnie przedstawiono na rysunku 5.



Rys.5. Zasada proporcjonalności dla układu joystick-zawór różnicowy-rozdzielacz

$P$  – zasilanie,  $T$  – sphyw,  $P_S$  – zasilanie układu sterowania,  $ZR$  – zawór różnicowy,  $RP$  – rozdzielacz proporcjonalny,  $\Delta P_P$  – spadek ciśnienia na rozdzielaczu zwykłym,  $\Delta P_{RP}$  – spadek ciśnienia na rozdzielaczu proporcjonalnym,  $\Delta P_{ZR}$  – spadek ciśnienia na zaworze różnicowym



Rys.6. Rozwiązanie techniczne rozdzielacza proporcjonalnego, którego integralną częścią jest zawór różnicowy  
 1 – główny suwak rozdzielacza, 2 – suwak zaworu różnicowego, 3 – kulka zaworu zwrotnego, 4 – kulka zaworu wyboru linii LS,  
 $\Delta P$  – spadek ciśnienia na rozdzielaczu,  $P_1$  – ciśnienie przed rozdzielaczem,  $P_2$  – ciśnienie za rozdzielaczem (ciśnienie odbiornika),  
 $k$ ,  $k_1$  – współczynniki przepływu,  $A$  – powierzchnia przepływu,  $A$  – powierzchnia przepływu przez którą płynie olej [10]

Omawianą proporcjonalność można uzyskać na wiele sposobów (4), (5), (6):

- przez zastosowanie joysticka układu elektrohydraulicznego,

$$\alpha \propto \Delta V \propto p_j \propto X_R \propto Q \quad (4)$$

- przez zastosowanie joysticka układu hydraulicznego,

$$\alpha \propto U \propto p_j \propto X_R \propto Q \quad (5)$$

- przez bezpośrednie użycie rozdzielacza hydraulicznego.

$$\alpha \propto X_R \propto Q \quad (6)$$

gdzie:

$\alpha$  – wychylenie dźwigni joysticka,

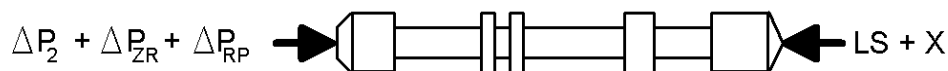
$\Delta V$  – spadek napięcia na sterowniku,

$p_j$  – ciśnienie sterujące zredukowane,

Na rysunku 6 przedstawiono rozwiązanie techniczne rozdzielacza. Ze zrozumiałych względów tak na rozdzielaczu, jak i na połączonym z nim szeregowo zaworze różnicowym mają miejsce konieczne konstrukcyjne spadki ciśnienia, które decydują o wspomnianej wyżej sprawności energetycznej. Skłania to konstruktorów do minimalizacji tych ciśnień. We współczesnych rozdzielaczach proporcjonalnych nie przekraczają one wartości około 8 bar.

### 3.4. Zasada funkcjonowania zaworu różnicowego sterownika wydatku pompy

Tłoczek  $F$  zaworu różnicowego (rys. 3), podlega działaniu sił wynikających z oddziaływania na jego czołowe powierzchnie  $f_t$  ciśnień oleju oraz działaniu sprężyny  $S$ . Na rysunku 7 przedstawiono schematycznie układ ciśnień działających na jego wyróżnione powierzchnie.



Rys.7. Oddziaływanie ciśnień na powierzchnie tłoczka sterownika wydatku pompy.  $X$  – siła napięcia sprężyny  $S$  (rys. 3), przypadająca na jednostkę powierzchni przekroju poprzecznego tłoczka

Bilans ciśnień przedstawia się następująco:

$$p \Leftrightarrow LS + X \quad (7)$$

lub po podstawieniu za ciśnienie  $p$  tłoczenia:

$$\Delta P_{ZR} + \Delta P_{RP} + P_2 \Leftrightarrow LS + X \quad (7a)$$

gdzie:

$P_2$  – ciśnienie zasilania odbiornika,

$X$  – w nowych typach pomp osiąga wartość  $18 \div 22$  bar.

To, w którą stronę będzie przechylać się tarcza pompy zależy od tego, która ze stron relacji (7a) będzie większa. Przewaga prawej strony (7a) daje sygnał do zwiększenia wydatku pompy poprzez większe wychylenie jej tarczy, i odwrotnie, przewaga lewej strony relacji (7a) jest sygnałem do zmniejszenia wydatku pompy poprzez zredukowanie wychylenia jej tarczy.

Jak już wspomniano, aby zminimalizować straty hydrauliczne, stosowane są rozdzielacze o minimalnym spadku ciśnienia  $\Delta P_{RP}$ . Umożliwiałyby to jednak tendencję (prawa strona relacji (7a) byłaby większa od lewej) do pracy pompy z nadmiernym wydatkiem i nadmiernym ciśnieniem. Aby temu zapobiec, na początku linii  $LS$  wpinany jest dławik  $\Delta P_D$ , który sztucznie obniża sygnał  $LS$  dochodzący z odbiornika  $P_2$ . Wtedy  $LS = P_2 - \Delta P_D$ . Ostatecznie relacja (7a) przyjmuje formę:

$$\Delta P_{ZR} + \Delta P_{RP} + \Delta P_D \Leftrightarrow X \quad (7b)$$

Z wzoru (7b) niezbicie wynika, że o sytuacji pracy pompy decyduje współpraca dwóch zaworów różnicowych: pierwszego gwarantującego proporcjonalność rozdzielacza oraz drugiego wyznaczającego wydatek pompy.

#### 4. Przykład układu roboczego wozu wiertniczego

Hydrauliczny układ roboczy THC500 (SWW-1/1 HT) (rys. 8), składa się z pięciu głównych podukładów [3, 4, 5, 6]:

- układu mechanizmu udarowego (kompensator 2),
- układu mechanizmu posuwu (kompensator 22),
- układu mechanizmu obrotu (kompensator 52),
- układu sterowania,
- układu sterowania (LS) pompą o zmiennej wydajności.

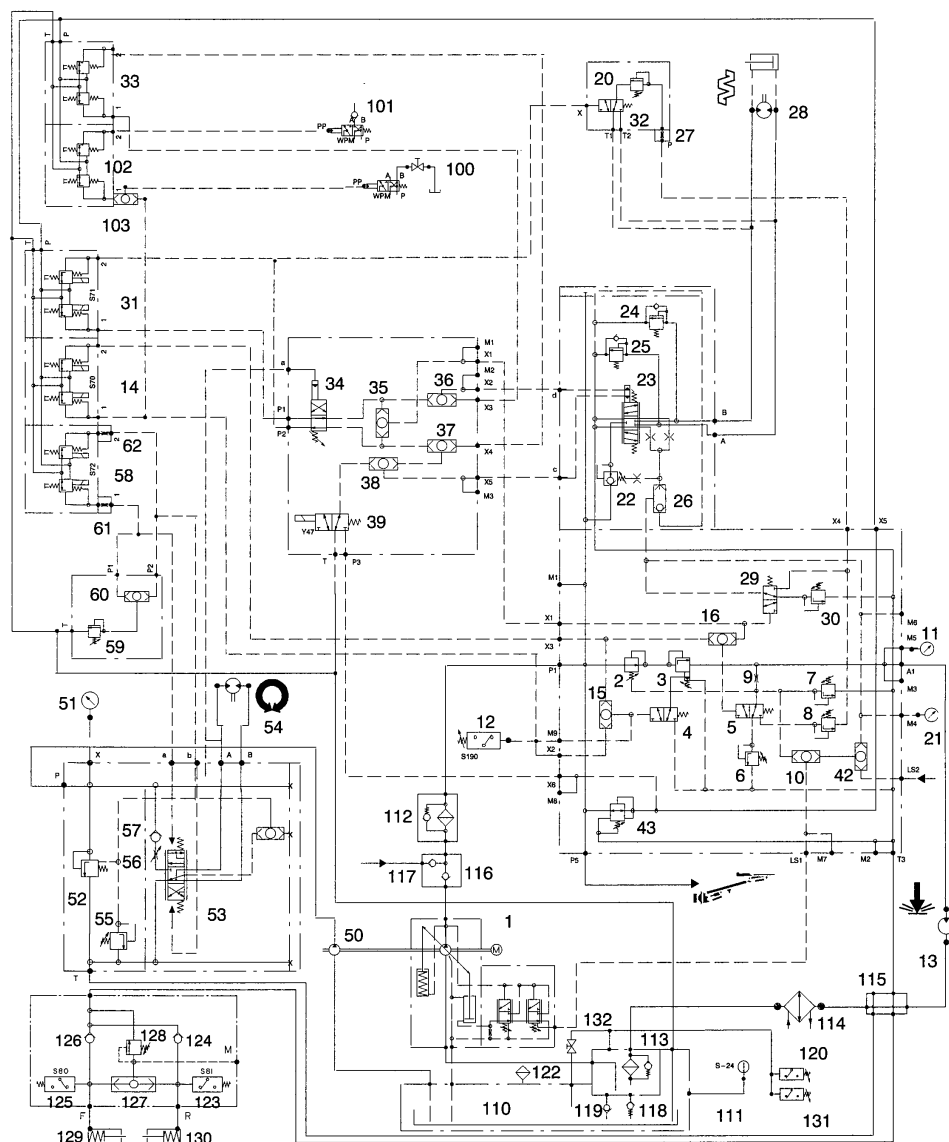
Praktycznie w skład układu sterowania wchodzi cztery bloki zaworowe, tj.:

- blok sterowania i kontroli udarami wiertarki i jej posuwem,
- blok antyzakleszczeniowy oraz sterowania automatyką powrotu wiertarki,
- blok sterowania prędkością i kierunkiem obrotów wiertarki,
- blok sterowania wysięgnikiem.

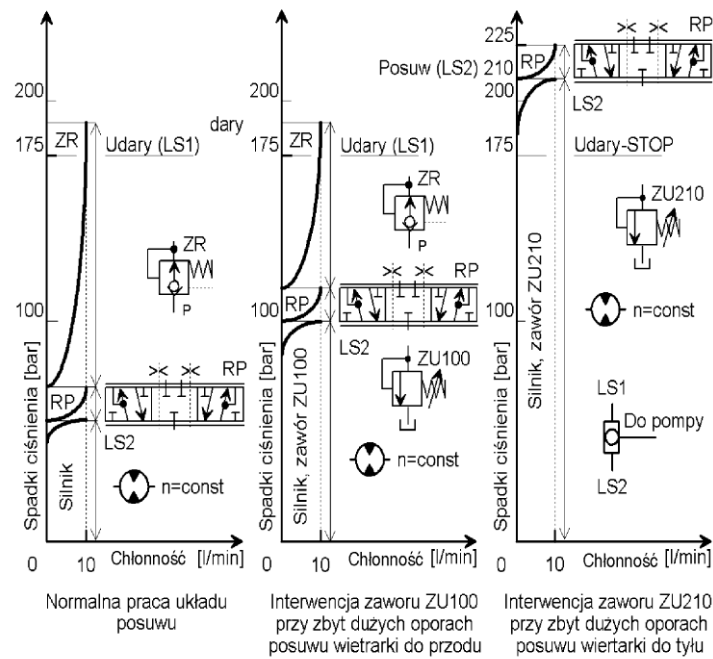
Omawiane układy proporcjonalnego zasilania i sterowania składają się z następujących komponentów:

- Mechanizm udarowy: zawór różnicowy 2 – zawór dołączający 3 – dławik 9 – zawory uwalniające ciśnienie 6, 7 – gniazdo LS 10.
- Mechanizm posuwu: zawór różnicowy 22 – rozdzielacz 23 – zawory uwalniające ciśnienie 24, 25 – gniazda LS 26, 42, 10.
- Mechanizm obrotów: zawór różnicowy 22 – rozdzielacz 53 – zawór utrzymujący maksymalne ciśnienie 55.

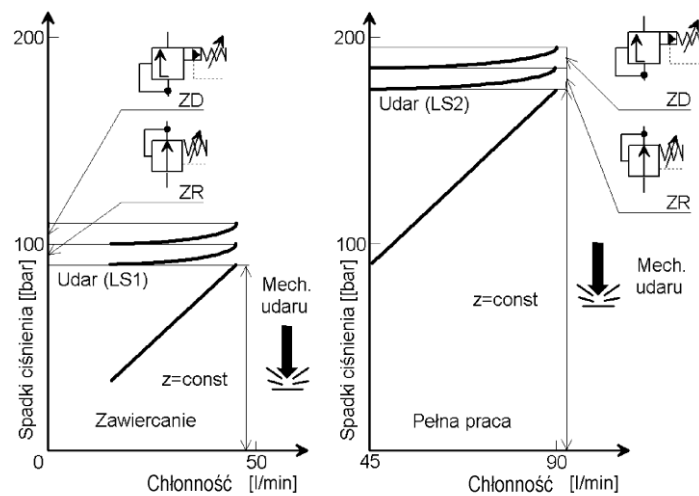
Na rysunkach 9 oraz 10 przedstawiono w funkcji ciśnienie-chłoność funkcjonowanie układów mechanizmu udarowego oraz mechanizmu posuwu wiertarki.



Rys.8. Pełny schemat układu hydraulicznego układu roboczego THC500 wozu wiertniczego SWW-1/1 HT [3, 5, 8]



Rys.9. Wykorzystanie zaworu różnicowego ZR (22) do sterowania mechanizmem posuwu wiertarki podczas wiercenia. Prędkość wiercenia 0,05 m/s, czyli około 3 m/min. Gdy ma miejsce interwencja zaworu ZU210 (24) podczas cofania wiertarki z zakleszczoną koronką, zawór różnicowy jest całkowicie otwarty, stąd jego pominięcie na rysunku



Rys.10. Wykorzystanie zaworu różnicowego ZR (2) do sterowania mechanizmem uderu wiertarki podczas wiercenia. Zmianę parametrów tego mechanizmu otrzymuje się poprzez włączenie odpowiednich zaworów (6) lub (7) zaworów uwalniających ciśnienie



## 5. Podsumowanie

W wielu współczesnych maszynach i urządzeniach górniczych napędy hydrostatyczne są jedyną alternatywą napędu ich różnych mechanizmów i zespołów. Ze względu na rosnące wymagania odnośnie energooszczędności, poziomu hałasu, dokładności i niezawodności działania, a także wzrostu zainstalowanej mocy istnieje pilne zapotrzebowanie na nowe rozwiązania układów hydraulicznych. Zamieszczone wyżej rozważania wskazują, że układy hydrauliczne z zastosowaniem sterowania z adaptacją ciśnienia od obciążenia (LS) znalazły swoje właściwe miejsce w maszynach wiercących.

## Literatura

1. Diehl G.W.: Automatisierung und Optimisierung der Bohrparameter beim hydraulischen Bohren. Tamrock News, 1979, R.11, z. 2, s. 22-27.
2. Eklind M.: Percussive Rock Drilling. Underground Mining Equipment. Atlas Copco. SE-70191 Örebro, Sweden 2005, s. 5-15.
3. Marianowski J.: Analiza i badania w zakresie funkcjonowania hydrauliczno-elektrycznego układu sterowania posuwem wiertarek typu HL 510B pracujących na samojezdnych wozach wiercących SWW 1/1 HT WIR i opracowanie procedur regulacji w/w układu posuwu. AGH Kraków, 2002, umowa nr 5.5.130.90 [nie publikowane].
4. Marianowski J.: O skutkach poprawiania *High Technology* w elektrohydraulicznych układach sterowania pracą samojezdnych wozów wiertniczych. Napędy i Sterowania Hydrauliczne 2002. Konferencja Naukowo-Techniczna. Wrocław, 22-24 maja 2002, s. 104-108.
5. Marianowski J.: Podstawy funkcjonowania i sterowania pracą hydraulicznych wiertarek obrotowo-udarowych. Maszyny Górnicze, 2007, RXXV, z. 1 (109), s. 21-27.
6. Marianowski J.: Analiza i badania właściwych nastaw regulacyjnych układu automatyki i roboczego układu wiercenia 2 szt. wozów wiercących typu SWW 1/1 HT oraz MONOMATIC HS 105L celem określenia sposobu przywrócenia w/w maszyn do pełnej sprawności technicznej. AGH Kraków, 2004, umowa 5.5.130.410 [nie publikowane].
7. Pluta J., Podsiadło A., Sapiński B.: Energooszczędne układy hydrauliczne. Akademia Górniczo-Hutnicza w Krakowie. II Międzynarodowa Konferencja Techniki Urabiania 2002. Materiały Konferencyjne. Kraków-Krynica, wrzesień 2002, s. 569-581.
8. Sandvik TAMROCK Corp.: Service Manual Component Set Spare Parts Manual. S/N K 1012, Tampere, Finland 2000.
9. Stryczek S.: Napęd hydrostatyczny. WNT, Warszawa 1984.
10. Danfoss: Lastunabhängige Proportionalventile PVG 60. Elektrische Fernbendinung, Hydraulische Fernbendinung, Mechanische Bendinung. Danfoss 1/83 – 3 [materiały szkoleniowe].

## Niskociśnieniowy mobilny układ hydrauliczny

**Ryszard Dindorf** – Akademia Górniczo-Hutnicza, Politechnika Świętokrzyska

**Streszczenie.** Celem pracy było stworzenie niskociśnieniowego mobilnego układu hydraulicznego przy wykorzystaniu wolnostojącego niskociśnieniowego zasilacza hydraulicznego, odłączonego od nieużywanego manipulatora. W wyniku przeprowadzonej modernizacji powstał niskociśnieniowy mobilny zasilacz hydrauliczny do urządzeń laboratoryjnych i wyposażenia warsztatowego. Zaprojektowano i wykonano hydrauliczny żurawik warsztatowy z teleskopowym wysięgnikiem, który służy do podnoszenia i przewożenia ciężkich przedmiotów podczas prac laboratoryjnych. Ręcznie sterowany żurawik warsztatowy jest podłączany do niskociśnieniowego mobilnego zasilacza hydraulicznego. Niskociśnieniowe mobilne układy hydrauliczne mogą być wykorzystywane na stanowiskach badawczych i dydaktycznych.

### 1. Wprowadzenie

Zasilacze (agregaty) hydrauliczne przeznaczone są do napędów hydraulicznych o otwartym obiegu. W zależności od wymagań eksploatacyjnych mogą być wykonane z typowym lub specjalnym wyposażeniem, zgodnie z wymaganiami użytkownika [1]. W warunkach eksploatacyjnych zasilacze hydrauliczne mogą być wyposażone w chłodnice i nagrzewnice. Pompy mogą być montowane w zbiorniku, na zbiorniku, pod nim lub z boku zbiornika. Z grupy niskociśnieniowych zasilaczy (agregatów) hydraulicznych można wyróżnić zasilacze przenośne, mobilne itp.

Przenośny agregat hydrauliczny typu P600OB firmy PROCOM wykonany został w wersji plecakowej, dzięki temu podłączone do niego urządzenia mogą być również mobilne. Przenośny zasilacz umożliwia jednocześnie zasilanie kilku urządzeń hydraulicznych, np. ratowniczych położonych w kilku miejscach. Zasilacz w wersji plecakowej nie ogranicza swobody ruchów, dlatego może być użyty na miejscu wypadku lub podczas innych zdarzeń. Tego typu zasilacze mogą być stosowane podczas akcji ratowniczej w budynkach, na lotniskach, w tunelach, podczas wypadków komunikacyjnych oraz innych katastrofach. Zaletą zasilaczy plecakowych jest to, że wolne ręce ułatwiają ratownikowi przechodzenie przez przeszkody, poruszanie się w terenie, w budynkach lub na drabinie. Przenośne zasilacze hydrauliczne zapewniają nieograniczony zasięg, w trudno dostępnych miejscach, a przez zasilanie akumulatorowe umożliwiają długi czas pracy.

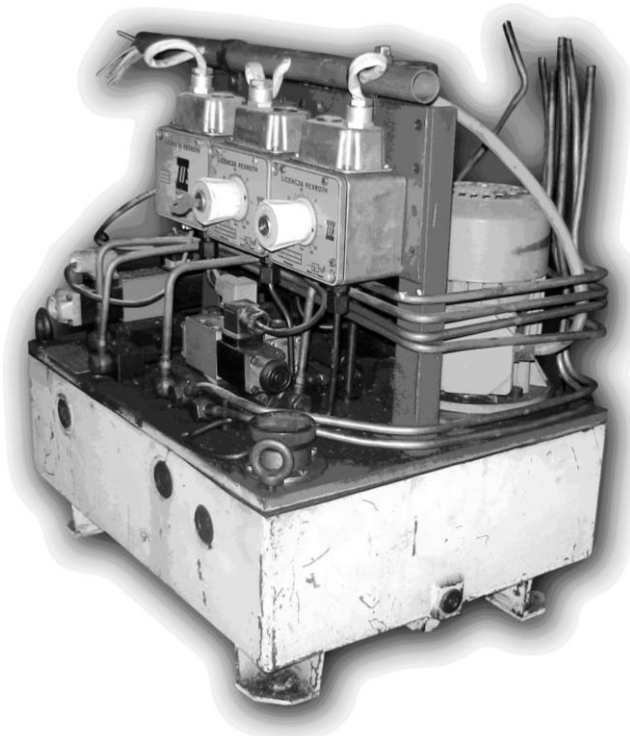
Innym rozwiązaniem jest przenośny zasilacz hydrauliczny HPI-3 do napędu nożyc do cięcia prętów, gałęzi i innych elementów. Ponieważ masa tego zasilacza nie przekracza 14 kg, dlatego może być swobodnie przenoszony. Pompa o wydajności 1 GPM napędzana jest silnikiem elektrycznym prądu stałego o napięciu 110 V i natężeniu 10 A. Typowe przykłady zasilania przenośnych zasilaczy hydraulicznych: pozycjonowanie (otwieranie bram, drzwi, zapór lub szlabanów, napinacze taśm, sprzęt medyczny – fotele, stoły, łóżka); zaciskanie (uchwyty do obróbki, hamulce i amortyzatory, narzędzia do formowania

i kształtowania); napęd i sterowanie małych urządzeń warsztatowych, przemysłowych, i rolniczych (pakowaczki, kompostownie, zawory przemysłowe); podnoszenie (podnośniki, żurawiki, stoły, palety).

Najmniejszy agregat z silnikiem spalinowym serii HAS oferowany jest w wersji przenośnej z kółkami do przemieszczania po placu budowy. Znajduje głównie zastosowanie do zasilania ręcznych młotów hydraulicznych, małych osprzętów wiertniczych, sprzętu geotechnicznego (sonda udarowa) oraz innych ręcznych narzędzi hydraulicznych. Urządzenia te polecane są szczególnie do prac budowlanych i drogowych ze względu na mocną konstrukcję, trwałą pompę hydrauliczną Parker oraz sprawdzony silnik benzynowy Honda. Parametry tego zasilacza: moc 6,6 kW, wydajność 20 dm<sup>3</sup>/min, ciśnienie nominalne 16 MPa, masa 80 kg.

## 2. Zasilacz przed modernizacją

Przedmiotem pracy była modernizacja wolnostojącego zasilacza hydraulicznego typu Pro-30b, który został wyprodukowany w 1979 roku przez firmę PONAR Wadowice. Zasilacz ten został zdementowany z nieużywanego manipulatora hydraulicznego. Obecnie nie jest dostępna dokumentacja techniczno-ruchowa (DTR) tego typu zasilacza. Stan techniczny zasilacza przed modernizacją oddaje jego widok przedstawiony na rysunku 1.



Rys.1. Widok zasilacza przed modernizacją

Zbiornik stalowy zasilacza ma wymiary zewnętrzne 400x500x200 mm, grubości ścianki 6 mm. Na bocznej ścianie zbiornika są trzy wskaźniki kontrolne poziomu oleju: jeden do minimalnego poziomu oleju, drugi do maksymalnego poziomu oleju, trzeci służy do kontroli oleju spływającego do zbiornika. Pod zbiornikiem jest korek spustowy oleju. Zbiornik stoi na nóżkach przyspawanych do jego spodu. Nóżki mogą być mocowane do podłoża lub konstrukcji urządzenia hydraulicznego. Zbiornik wewnątrz przedzielony został stalową przegrodą, która służy do osadzania zanieczyszczeń. Wewnątrz zbiornika umieszczona została pompa zębata i filtr ssący. Zbiornik zamknięty jest pokrywą górną przykręconą śrubami. Między zbiornikiem a pokrywą górną znajduje się gumowa uszczelka, która zapobiega ewentualnym przeciekom. Pokrywa wykonana została z jednolitej stalowej płyty o wymiarach 400x500x12 mm, na której znajduje się korek wlewowy oleju oraz mocowane są wszystkie zewnętrzne elementy zasilacza hydraulicznego (zawory rozdzielające zawór przelewowy, manometry, filtr wysokociśnieniowy, przekąźniki ciśnienia, akumulator), a także silnik elektryczny napędzający pompę. Silnik elektryczny mocowany jest do specjalnego kołnierza, który przykręcony jest do płyty górnej zasilacza. Pompa połączona jest z silnikiem elektrycznym za pomocą specjalnego sprzęgła z wkładkami gumowymi uniemożliwiającymi gwałtowne ruszanie pompy i bardzo cichą pracę zespołu silnik-pompa. Silnik elektryczny został sprawdzony, nie ujawniły się żadne nieprawidłowości w jego działaniu. Parametry techniczne silnika elektrycznego typu Sh 71-4B firmy BESEL: moc 0,37 kW, prędkość obrotowa 1370 obr/min, moment bezwładności 0,00077 kgm<sup>2</sup>, masa 5,9 kg.

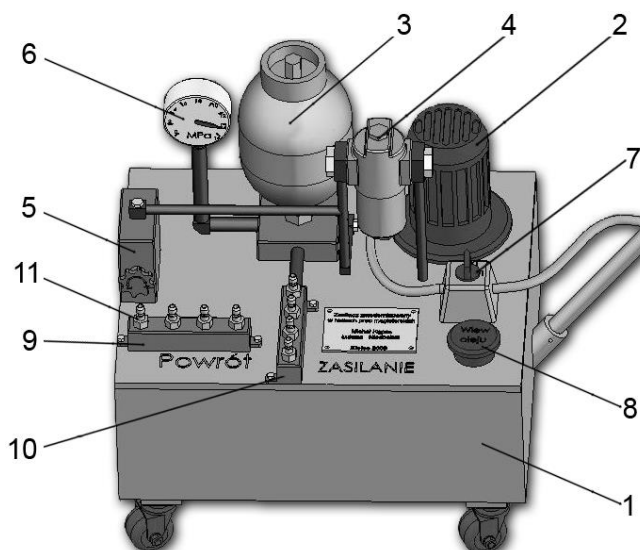
Najważniejszym elementem zasilacza hydraulicznego jest pompa wyporowa zanurzona w oleju. W tym zasilaczu jest pompa wyporowa zębata o zażębieniu zewnętrznym typu PZ2 k4, wyprodukowana przez Wytwórnę Pomp Hydraulicznych we Wrocławiu. Na podstawie danych katalogowych ustalono parametry pompy typu PZ2 k4: geometryczna objętość robocza 15,5 cm<sup>3</sup>/obr, wydajność nominalna 4,7 dm<sup>3</sup>/min, maksymalna moc napędowa 0,7 kW, ciśnienie nominalne 7 MPa, ciśnienie maksymalne 10 MPa, prędkość obrotowa minimalna 500 obr/min, prędkość obrotowa nominalna 1500 obr/min. Do pompy przykręcone są dwa króćce kolankowe pod kontem 90°. Do króćca ssącego przyłączony jest filtr ssący, a króciec tłoczny połączony jest rurką stalową z filtrem tłocznym znajdującym się na pokrywie górnej zasilacza. Akumulator hydrauliczny typu TGL 10843 2,5/16 wyprodukowany przez firmę ORSTA Hydraulik ma parametry: objętość 2,5 cm<sup>3</sup>, maksymalne ciśnienie napełnienia  $p_{2max} = 16$  MPa, masa 6 kg. Filtr tłoczny wysokociśnieniowy typu 51/78 do maksymalnego ciśnienia pracy 42 MPa wyprodukowany został przez firmę REXROTH. Na pokrywie górnej zbiornika mocowane są następujące elementy: zawór maksymalny przelewowy o wielkości nominalnej WN 6 do ciśnienia maksymalnego 40 MPa firmy PONAR Wadowice (wkręcony do płyty przyłączeniowej); dwa przekąźniki ciśnienia typu HED-2 i jeden przekąźnik ciśnienia typu HED-3 firmy REXROTH oraz trzy rozdzielacze suwakowe sterowane elektrycznie typu WE6 montowane na płytach przyłączeniowych firmy PONAR Wadowice.

W wyniku szczegółowego przeglądu stanu technicznego zasilacza nie stwierdzono żadnych nieprawidłowości w pracy elementów hydraulicznych i elektrycznych. Zbiornik i wszystkie elementy hydrauliczne wybrane do zmodernizowanej wersji zasilacza zostały dokładnie oczyszczone.

### 3. Zasilacz po modernizacji

W wyniku modernizacji powstał niskociśnieniowy mobilny zasilacz hydrauliczny z możliwością podłączenia do niego różnych urządzeń laboratoryjnych i narzędzi warsztatowych. Przed przystąpieniem do modernizacji zasilacza przyjęto następujące założenia: wykorzystane zostaną elementy hydrauliczne wybranego zasilacza; układ hydrauliczny zasilacza zostanie dostosowany do jego funkcji; zewnętrzne urządzenia lub narzędzia hydrauliczne będą łączone do zasilacza za pomocą szybkozłączy; zasilacz musi być mobilny i łatwy do przemieszczania; użytkowanie zasilacza musi być zgodne z normami bezpieczeństwa urządzeń elektrycznych i wysokociśnieniowych.

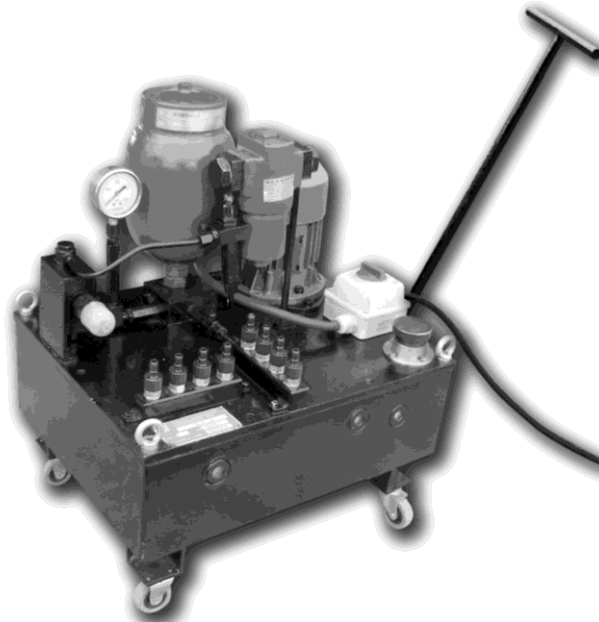
Do zmodernizowanego zasilacza hydraulicznego wykorzystano następujące elementy: zbiornik, silnik elektryczny, pompa zębata, filtr ssący, filtr tłoczny wysokociśnieniowy, akumulator hydrauliczny, zawór przelewowy, zawór zabezpieczający i odcinający akumulator hydrauliczny, przyłącze manometru oraz rurki stalowe instalacji hydraulicznej. Projekt zmodernizowanego niskociśnieniowego mobilnego zasilacza hydraulicznego wykonanego w programie 3D CAD SolidWorks przedstawiono na rysunku 2 [2].



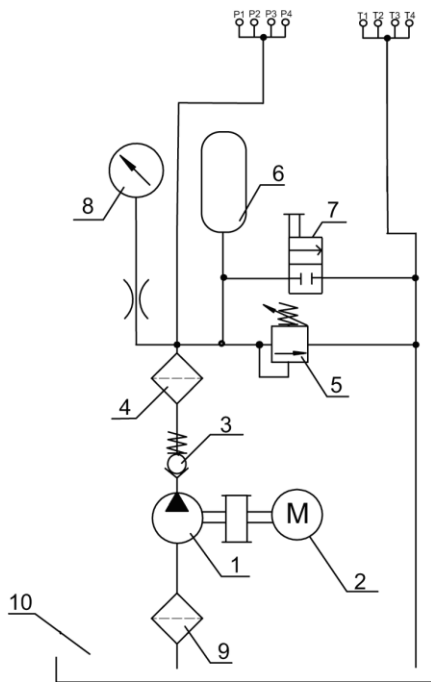
Rys.2. Model 3D CAD zmodernizowanego mobilnego zasilacza hydraulicznego [2]

1 – zbiornik oleju, 2 – silnik elektryczny połączony z pompą, 3 – akumulator hydrauliczny, 4 – filtr wysokociśnieniowy, 5 – zawór przelewowy, 6 – manometr, 7 – przełącznik elektryczny, 8 – wlew oleju, 9 – kolektor spływowy, 10 – kolektor zasilający, 11 – szybkozłącza

Natomiast widok zmodernizowanego niskociśnieniowego mobilnego zasilacza hydraulicznego, po zamontowaniu wszystkich elementów, przedstawiono na rysunku 3.



Rys.3. Widok zmodernizowanego mobilnego zasilacza hydraulicznego



Rys.4. Schemat układu hydraulicznego zmodernizowanego zasilacza

1 – pompa, 2 – silnik elektryczny, 3 – zawór zwrotny, 4 – filtr wysokociśnieniowy, 5 – zawór przelewowy, 6 – akumulator hydrauliczny, 7 – zawór zabezpieczający i odcinający akumulator, 8 – manometr, 9 – filtr ssący, 10 – zbiornik; P1,P2,P3,P4 – szybkozłącza ciśnieniowe, T1, T2, T3, T4 – szybkozłącza spływowe do zbiornika

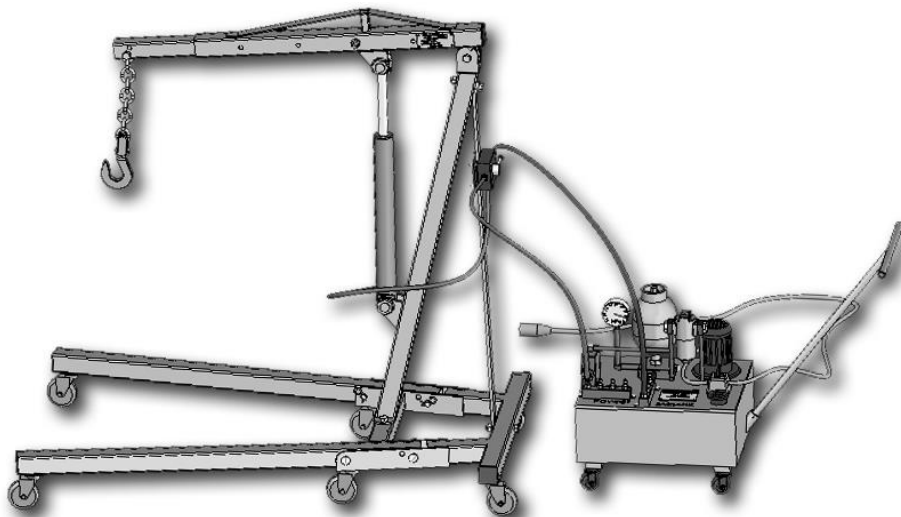
Ze schematu hydraulicznego zamieszczonego na rysunku 4 wynika zasada działania zmodernizowanego mobilnego zasilacza hydraulicznego. Przy obsłudze zasilacza hydraulicznego należy przestrzegać następujących zasad: zasilacz ustawić w miejscu dogodnym do podłączenia zewnętrznego urządzenia hydraulicznego; włączyć wtyczkę do gniazda elektrycznego 360 V; połączyć urządzenie hydrauliczne, za pośrednictwem elastycznych przewodów z szybkozłączami, do kolektora ciśnieniowego i spływowego zasilacza; przekręcić przełącznik główny w pozycję „1” (uruchomienie zasilacza); po zakończeniu pracy zasilacza przekręcić włącznik główny w pozycję „0” (wyłączenie zasilacza); rozładować akumulator przez otwarcie zaworu odcinającego 2/2; rozłączyć przewody hydrauliczne.

Zbiornik zasilacza napełniony został świeżym olejem HYDROL L-HL 46 o parametrach: klasa lepkości ISO VG46, współczynnik lepkości kinematycznej 44,2 mm<sup>2</sup>/s w temperaturze 40°C, wskaźnik lepkości 103, temperatura płynięcia 30°C, temperatura zapłonu 227°C, odporność na pienienie.

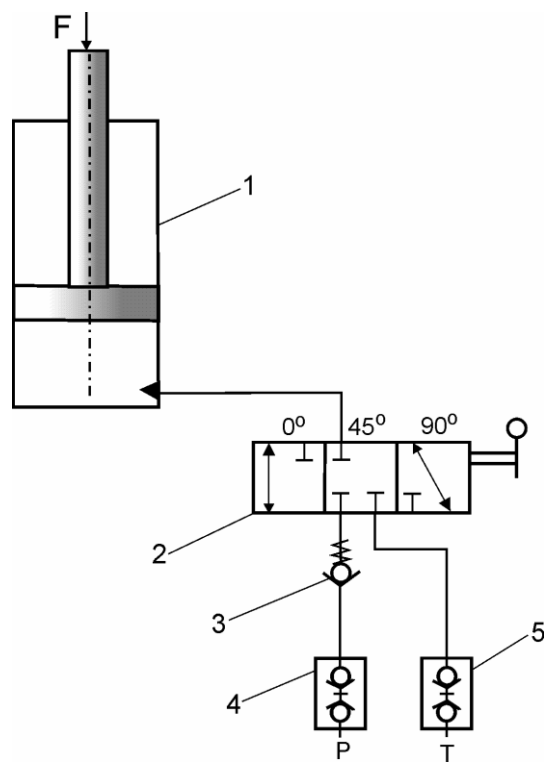
#### **4. Żurawik hydrauliczny**

Mobilny zasilacz hydrauliczny przeznaczony jest do zasilania stacjonarnych i mobilnych hydraulicznych urządzeń i narzędzi laboratoryjnych lub warsztatowych. Przy wyborze konstrukcji mobilnego urządzenia hydraulicznego przyjęto następujące założenia: urządzenie powinno swobodnie przemieszczać się w warunkach laboratoryjnych, urządzenie powinno być zasilane ze źródła zewnętrznego – mobilnego zasilacza hydraulicznego; konstrukcja urządzenia powinna być dostosowana do jego przeznaczenia; napęd i sterowanie hydrauliczne urządzenia powinny być możliwie najprostsze; urządzenie powinno być przydatne w pracach laboratoryjnych i warsztatowych. Powyższe kryteria spełnia hydrauliczny żurawik warsztatowy, dlatego w programie 3D CAD SolidWorks przygotowano jego projekt, a następnie zbudowano model fizyczny [3]. Model 3D CAD żurawika podłączonego przewodami elastycznymi z szybkozłączami do mobilnego zasilacza hydraulicznego przedstawiono na rysunku 5. Żurawik ma regulowaną długość wysięgnika, składaną podstawę ułatwiającą jego przechowywanie oraz oparty został na kółkach, umożliwiających jego przemieszczanie. Należy zauważyć, że dostępne w sklepach żurawiki hydrauliczne mają napęd za pomocą pompy ręcznej. Schemat hydrauliczny do ręcznego sterowania podnoszeniem i opuszczaniem wysięgnika żurawika zamieszczono na rysunku 6.

Przedmiot zaczepiany jest na haku zamocowanym za pomocą łańcucha na końcu teleskopowego wysięgnika żurawika. Podnoszenie wysięgnika żurawika (wysuwanie tłoczyska siłownika) jest możliwe w położeniu 0° zaworu kulowego 3/3. W położeniu 45° zaworu kulowego 3/3 wysięgnik żurawika jest nieruchomy. W tym położeniu układ hydrauliczny żurawika można odłączyć od zasilacza i wtedy swobodnie przetransportować żurawik w inne miejsce. Opuszczanie wysięgnika żurawika pod wpływem obciążenia masowego (powrót tłoczyska) jest możliwe w położeniu 90° zaworu kulowego 3/3.



Rys.5. Model 3D CAD żurawika podłączonego do mobilnego zasilacza hydraulicznego [3]

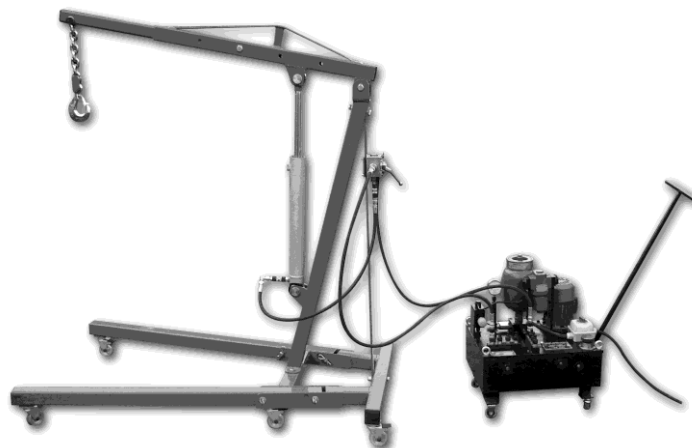


Rys.6. Schemat hydrauliczny układu sterowania żurawika  
 1 – siłownik, 2 – zawór kulowy 3/3, 3 – zawór zwrotny, 4 – kolektor zasilający, 5 – kolektor spływowy



Do sterowania układu podnoszenia i opuszczania wysięgnika żurawika zastosowano zawór kulowy 3/3 typu 3BKHL 06 L (przelot nominalny  $d_n = 6$  mm, ciśnienie nominalne  $p_n = 40$  MPa) firmy PONAR Wadowice. Całkowitą szczelność w odciętym gnieździe uzyskuje się gdy ciśnienie w nim wynosi zero lub ciśnienie na drodze gniazd połączonych jest większe niż w gnieździe odciętym. Zawór kulowy przymocowany został do pionowego płaskownika znajdującego się w tylnej części konstrukcji żurawika. Do płyty zaworu przymocowano płytkę informacyjną z wygrawerowanymi trzema napisami: „Podnoszenie”, „Opuszczanie”, „STOP”. W układzie sterowania żurawika zastosowano zawór zwrotny typu „S” (średnica nominalna  $d_n = 6$ , przepływ nominalny  $q_n = 6$  dcm<sup>3</sup>/min przy prędkości przepływu 6 m/s, maksymalne ciśnienie robocze 31,5 MPa) firmy PONAR Wadowice. Zawory zwrotne typu „S” przeznaczone są do bezprzeciekowego zamykania przepływu cieczy hydraulicznej w jednym kierunku oraz otwarcia swobodnego przepływu cieczy w kierunku przeciwnym. W konstrukcji żurawika zastosowano siłownik (cylinder) hydrauliczny dwustronnego działania typu D50 (średnica wewnętrzna cylindra 50 mm, skok 73 mm, nominalne ciśnienie pracy 15 MPa, prędkość maksymalna tłoczyska 0,5 m/s) firmy PREMA Kielce. W cylindrze hydraulicznym zastosowano uszczelnienie o dużej odporności na ścieranie, co podwyższa jego trwałość podczas eksploatacji. Siłownik wykonany jest ze stalowej tulei pokrytej specjalną emalią zabezpieczającą przed warunkami atmosferycznymi. Tłoczek wykonany jest ze stali z chromowaną powierzchnią zewnętrzną. Siłownik został zamocowany w specjalnych uchwytych montażowych przyspawanych do ramy żurawika za pomocą sworzni zabezpieczających z nakrętkami.

Wykonany hydrauliczny żurawik warsztatowy został przystosowany do podnoszenia przedmiotów o masie do 100, 200, 300 lub 400 kg na wysokość 1,7 m, w zależności od długości wysuniętego wysięgnika teleskopowego. Wyssuwana teleskopowa część wysięgnika zabezpieczona jest sworzniem. Widok żurawika warsztatowego połączanego do mobilnego zasilacza hydraulicznego przedstawiono na rysunku 7.



Rys.7. Widok żurawika połączanego do mobilnego zasilacza hydraulicznego

## 5. Podsumowanie

Do wykonania niskociśnieniowego mobilnego układu hydraulicznego wykorzystano wolnostojący niskociśnieniowy zasilacz hydrauliczny, odłączony od nieużywanego manipulatora. W wyniku modernizacji powstał niskociśnieniowy mobilny zasilacz hydrauliczny z możliwością podłączenia do niego różnych urządzeń laboratoryjnych i narzędzi warsztatowych.

Mobilny niskociśnieniowy zasilacz hydrauliczny ma następujące parametry: ciśnienie zasilania ograniczone zaworem maksymalnym do 6 MPa, wydajność 4,7 dm<sup>3</sup>/min, moc około 0,4 kW, objętość zbiornika 23 dm<sup>3</sup>, olej HYDROL L-HL 46.

Opracowano dokumentację techniczną, w której zamieszczono rysunki i schematy zasilacza hydraulicznego, instrukcję obsługi oraz karty katalogowe elementów hydraulicznych poszczególnych podzespołów. Zmodernizowany niskociśnieniowy mobilny zasilacz hydrauliczny może być wykorzystany jako źródło energii hydraulicznej do różnych mobilnych urządzeń lub narzędzi hydraulicznych. Urządzenia hydrauliczne podłącza się do kolektora zasilającego i odpływowego zasilacza za pomocą przewodów elastycznych zakończonych szybkozłączami.

W programie 3D CAD SolidWorks wykonano projekt, a następnie zbudowano konstrukcję i hydrauliczny układ sterowania żurawika warsztatowego. Hydrauliczny żurawik warsztatowy został przystosowany do podnoszenia przedmiotów o masie do 100, 200, 300 lub 400 kg na wysokość 1,7 m, w zależności od długości wysuniętego wysięgnika teleskopowego. Żurawik ten będzie służyć do podnoszenia i przewożenia ciężkich elementów hydraulicznych (pompy, silniki, siłownik), elektrycznych (silniki), a także konstrukcji stalowych w laboratoriach Zakładu Mechatroniki Politechniki Świętokrzyskiej w Kielcach. Niskociśnieniowy mobilny zasilacz hydrauliczny z żurawikiem warsztatowym będą wykorzystane w ciężkich pracach laboratoryjnych oraz na stanowiskach badawczych i dydaktycznych.

## Literatura

1. Dindorf R.: Hydraulika i pneumatyka. Podstawy ćwiczenia laboratorium. Wydawnictwo Politechniki Świętokrzyskiej, Kielce 2003.
2. Kępas M.: Modernizacja układu sterowania niskociśnieniowego zasilacza hydraulicznego. Praca Dyplomowa. Wydział Mechatroniki i Budowy Maszyn, Politechnika Świętokrzyska, Kielce 2009.

3. Niedbalski Ł.: Modernizacja układu pompa-zawór przelewowy niskociśnieniowego zasilacza hydraulicznego. Praca Dyplomowa. Wydział Mechatroniki i Budowy Maszyn, Politechnika Świętokrzyska, Kielce 2009.

## Układ hydrauliczny wiertnicy WIG-200

**Krzysztof Nieśpiałowski, Piotr Rojek, Tomasz Jasiulek** – Instytut Techniki Górniczej KOMAG, **Tomasz Derda** – ZMUW sp. z o.o.

**Streszczenie.** W monografii przedstawiono budowę oraz zasadę działania wiertnicy inżyniersko-geologicznej WIG-200. Omówiono podstawowe podzespoły urządzenia wraz z ich hydraulicznym sterowaniem.

### 1. Wstęp

Na całym świecie wiertnice znalazły zastosowanie w wielu gałęziach przemysłu, jak: górnictwo podziemne i powierzchniowe, budownictwo itd.

W górnictwie podziemnym wiertnice stosowane są przede wszystkim podczas drążenia chodników metodą strzałową. Na powierzchni wykonuje się odwierty w celach poszukiwawczych złóż różnych surowców mineralnych, tj.: węgla, rud, soli, ropy naftowej, gazu ziemnego, źródeł termalnych czy wód mineralnych. Stosowanie odwiertów jest powszechne przy wydobywaniu ropy naftowej, gazu ziemnego, wody mineralnej lub wody pitnej.

W ostatnich latach zanotowano wzrost inwestycji budowlanych związany np. z budową sieci autostrad, czy budową sieci kanalizacyjno-wodociągowych w małych miastach i na wsiach, dotowanych z funduszy strukturalnych lub europejskich. Powoduje to rosnące zapotrzebowanie na wiertnice do prac inżynierskich i geologiczno-poszukiwawczych.

W Polsce produkcją wiertnic geodezyjnych oraz do prac budowlanych zajmują się głównie firmy: ZMUW Sosnowiec, Wamet Bydgoszcz, Omag Oświęcim, Glinik Gorlice. Do światowych producentów wiertnic należy zaliczyć firmy: Boart Longyear, Tamrock, Atlas Copco, Sandvic czy Ripamonti. Firmy te oferują dużą gamę wiertnic, jednakże wiertnice te przeznaczone są do jednej lub kilku prac budowlanych i geodezyjnych. W przypadku WIG-200, znamienym jest fakt możliwości wiercenia do głębokości 200 m, co w stosunku do konkurencji daje możliwość szerokiego wykorzystania wiertnicy zarówno w budownictwie, geologii, a także w górnictwie węgla i rud.

### 2. Przeznaczenie i zakres stosowania

Wiertnica WIG-200 przeznaczona jest do prac geodezyjnych, geotechnicznych, prac budowlanych, jak również prac z wykorzystaniem nowoczesnych technologii bezwykopowych. Jej uniwersalność pozwala na stosowanie w szerokim zakresie w wielu gałęziach przemysłu. Skutecznie może być stosowana do wykonywania odwiertów w celach poszukiwawczych złóż różnych surowców mineralnych. Jej konstrukcja pozwala na prowadzenie wielorakich prac wiertniczych, a w szczególności umożliwia:

- określenie parametrów geotechnicznych podłoża budowlanego,

- wykonanie przewiertów poziomych pod drogami czy torami kolejowymi,
- wzmacnianie podłoża kotwami,
- stabilizację skarp i osuwisk,
- wypełnianie pustek w górotworze spowodowanych dawną eksploatacją górniczą lub zjawiskami krasowymi,
- palowanie,
- wykonanie prac hydrotechnicznych,
- wykonanie prac iniekcyjnych.

Ponadto wiertnica posiada możliwość wykonywania otworów poniżej poziomu gruntu. Pozwala na prowadzenie przewiertów i przecisków sterowanych, czyli nowoczesnych technologii bezwykopowych. Ten sposób umożliwia układanie w otworze wiertniczym przewodów energetycznych, telekomunikacyjnych, światłowodów, rur wodociągowych, gazowych i kanalizacyjnych, przy ograniczeniu do minimum wszelkich prac ziemnych oraz konieczności tworzenia zaplecza budowy.

### **3. Charakterystyka techniczna wiertnicy**

Nowoprojektowana wiertnica charakteryzować będzie się następującymi parametrami:

- |                                                              |                                                 |
|--------------------------------------------------------------|-------------------------------------------------|
| – maksymalna głębokość wiercenia                             | około 200 m<br>dla średnicy $\varnothing$ 46 mm |
| – nominalna średnica wiercenia                               | $\varnothing$ 46-116 mm                         |
| – średnica rur płuczkowych                                   | $\varnothing$ 42; 51; 60 mm                     |
| – kierunek obrotów                                           | prawe/lewe                                      |
| – prędkość obrotowa koronki wiertniczej                      | do 800 obr/min                                  |
| – maksymalny posuw                                           | 3 m/min                                         |
| – moment na koronce wiertniczej                              | do 1000 Nm                                      |
| – docisk koronki                                             | 0-30 kN                                         |
| – maksymalna długość żerdzi wiertniczych                     | 3000 mm                                         |
| – możliwość wiercenia z wykorzystaniem urządzenia udarowego. |                                                 |

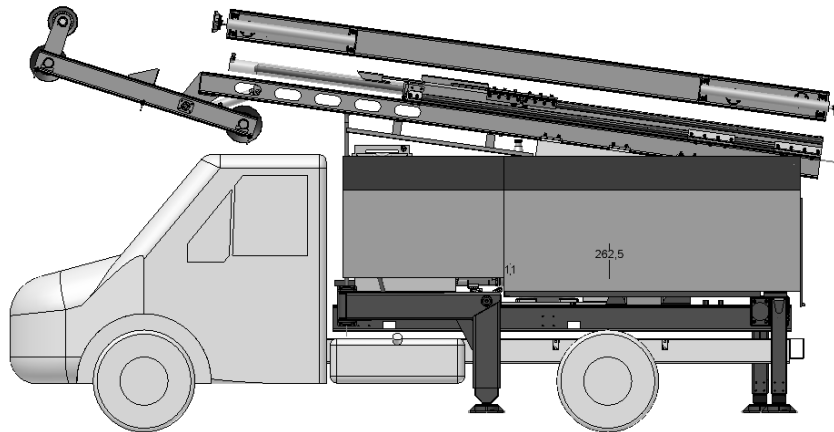
### **4. Budowa i zasada działania**

Wiertnica WIG-200 (rys. 1) jest urządzeniem stacjonarnym, posadowionym na samochodzie ciężarowym lub półciężarowym. Może być przystosowana do różnego typu samochodów o ładowności całkowitej powyżej 3500 kg. W konkretnym przypadku wyspecyfikowano samochód Iveco Daily.

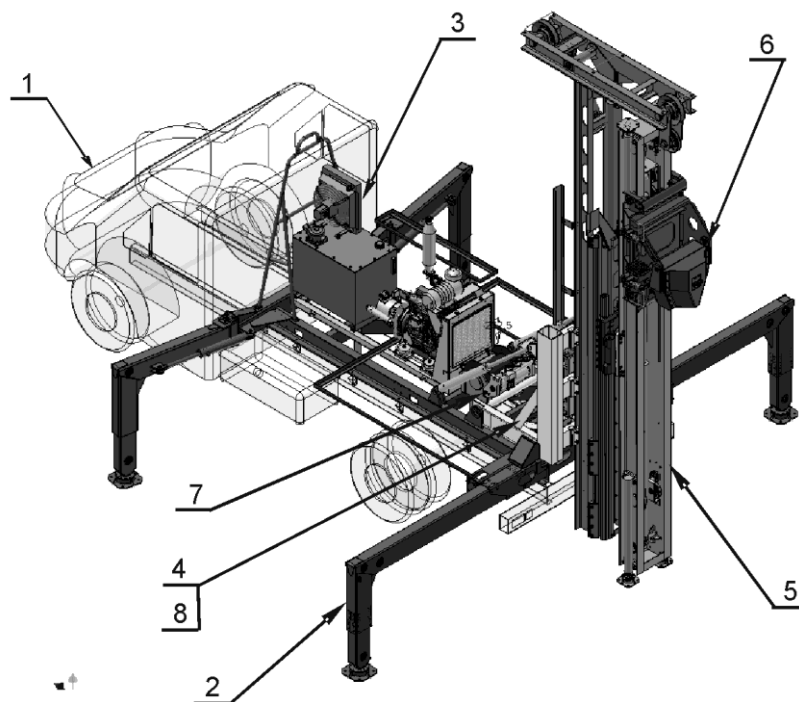
W skład wiertnicy WIG-200 (rys. 2) wchodzi następujące zespoły:

- samochód transportowy (poz. 1),
- rama adaptacyjna (poz. 2),
- hydrauliczny agregat spalinowy (poz. 3),

- mechanizm ustawiania wiertnicy (poz. 4),
- maszt kompletny (poz. 5),
- wiertarka dwubiegowa (poz. 6),
- wciągarka (poz. 7),
- szarpak (poz. 8).



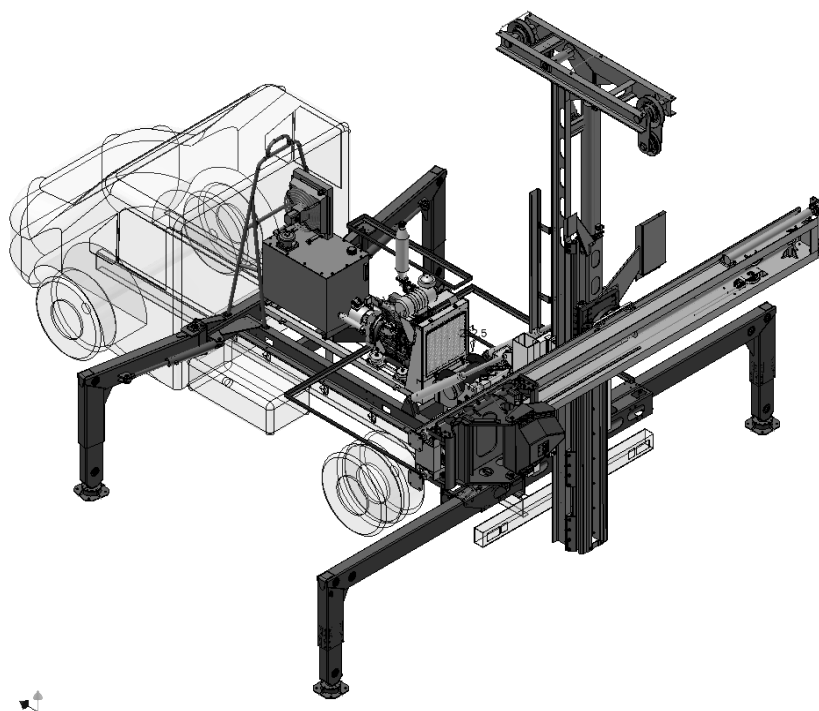
Rys.1. Wiertnica WIG-200



Rys.2. Wiertnica WIG-200 – podzespoły

Na podwoziu samochodu transportowego zabudowana została rama adaptacyjna wraz z podporami. Na niej zabudowano hydrauliczny agregat spalinywy, wciągarkę oraz szarpak. Rama składana mechanizmu ustawienia wiertnicy przytwierdzona została przegubowo. Konstrukcja mechanizmu wiertnicy przewiduje jej dwie pozycje: roboczą i transportową. Zmiana pozycji odbywa się poprzez wysuw cylindrów zabudowanych pomiędzy ramami. Do mechanizmu ustawienia wiertnicy, poprzez lawetę oraz obrotnicę, zabudowano maszt wraz z wiertarką.

Zastosowanie rozsuwanej lawety oraz obrotnicy pozwala na uzyskanie różnych pozycji wiercenia. Wiercenie może odbywać się na różnych wysokościach i pod różnymi kątami. Daje to szereg możliwości wykonywania otworów z jednego ustawienia wiertnicy (jak przykładowo pokazano na rys. 3).

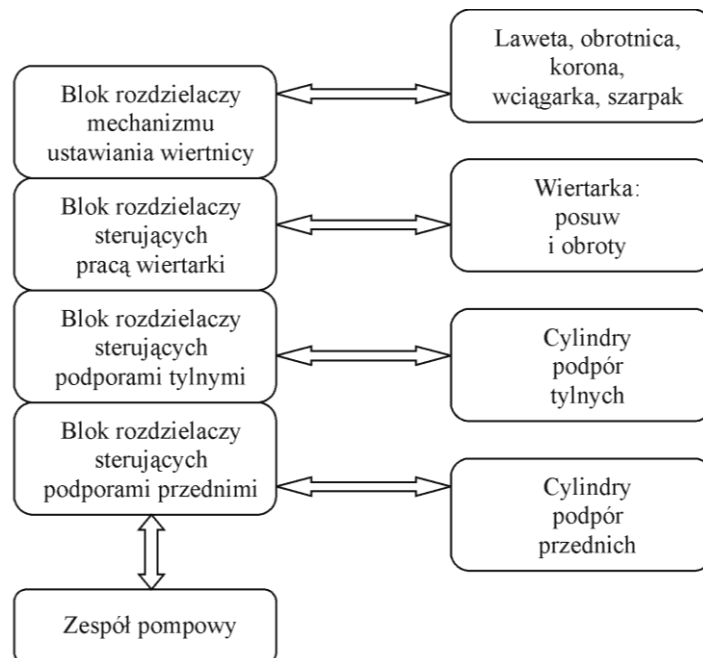


Rys.3. Wiercenie poziome

## 5. Układ hydrauliczny wiertnicy

Układ hydrauliczny wiertnicy WIG-200, został tak zaprojektowany, by spełnić wymagania klienta dotyczące prowadzenia wierceń geodezyjnych, geotechnicznych oraz budowlanych, jak również umożliwienia wykonania odwiercowań poszukiwawczych oraz specjalistycznych jak poziome przewiertki i przeciski sterowane. Przedstawiony poniżej schemat blokowy (rys. 4) obrazuje przepływ medium roboczego poprzez bloki rozdzielaczy do poszczególnych odbiorników, realizujących zadane funkcje. W układzie hydraulicznym przewidziano

cztery bloki rozdzielaczy. Dwa bloki sterują przepływem cieczy do cylindrów podpór przednich i tylnych, które odpowiadają za właściwe rozstawienie całej wiertnicy. Trzeci blok umożliwia sterowanie pracą wiertarki (jej obrotami i posuwem). Czwarty blok rozdzielaczy zapewnia ustawienie założonego kierunku wiercenia, jak również obsługę szarpaka i wciągarki.



Rys.4. Schemat blokowy układu hydraulicznego wiertnicy WIG-200

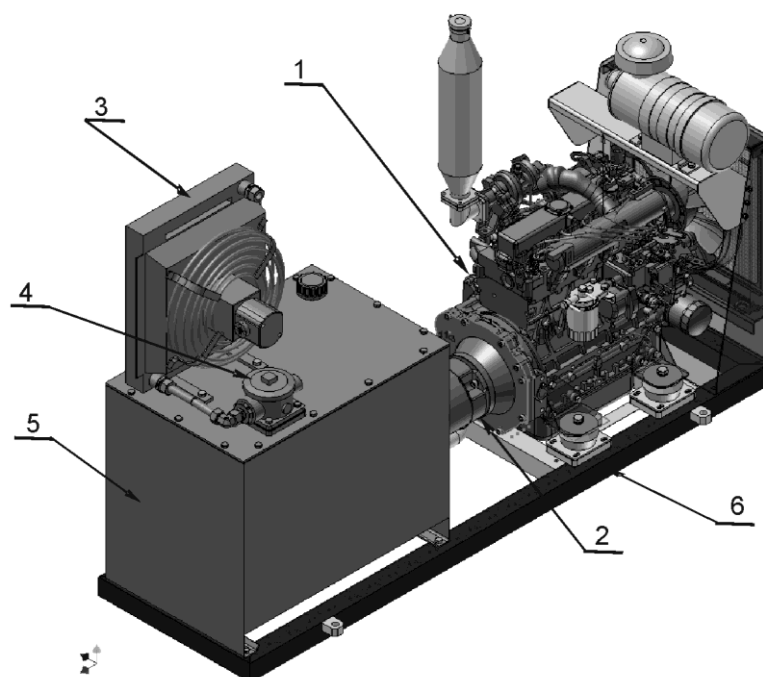
Sercem układu hydraulicznego wiertnicy WIG-200 jest zespół pompowy, zasilający (poprzez bloki rozdzielaczy) poszczególne podzespoły wykonawcze. Zespół pompowy stanowi hydrauliczny agregat spalinowy (przedstawiony na rys. 5), w skład którego wchodzi: silnik spalinowy (poz. 1), pompa hydrauliczna (poz. 2), chłodnica oleju (poz. 3), filtr oleju (poz. 4), zbiornik oleju (poz. 5), rama montażowa (poz. 6).

Głównym elementem agregatu jest wysokoprężny silnik spalinowy. Został on dobrany po analizie istniejących rozwiązań silników o mocy do 60 kW takich producentów, jak: Kubota, Deutz, Hatz, Ruggerini, Lister Peter, Briggs and Stratton.

Wytypowany silnik (V2403-M-T-E3B firmy KUBOTA) charakteryzuje się niżej przedstawionymi parametrami technicznymi:

- |                               |                           |
|-------------------------------|---------------------------|
| – moc ciągła użyteczna        | 38,3 kW przy 2800 obr/min |
| – pojemność silnika           | 2434 cm <sup>3</sup>      |
| – obroty nominalne            | 2700 obr/min              |
| – zużycie paliwa              | 245 g/kWxh                |
| – masa własna silnika suchego | 188 kg                    |





Rys.5. Hydrauliczny agregat spalinowy

Z silnikiem została zintegrowana pompa tłoczkowa MA10VO45 (Metaris) o wydatku 90 dm<sup>3</sup>/min przy 2000 obr/min i maksymalnym ciśnieniu 31,5 MPa. Pompa tłoczkowa połączona jest z silnikiem poprzez sprzęgło elastyczne dopasowane do zabudowy silnika.

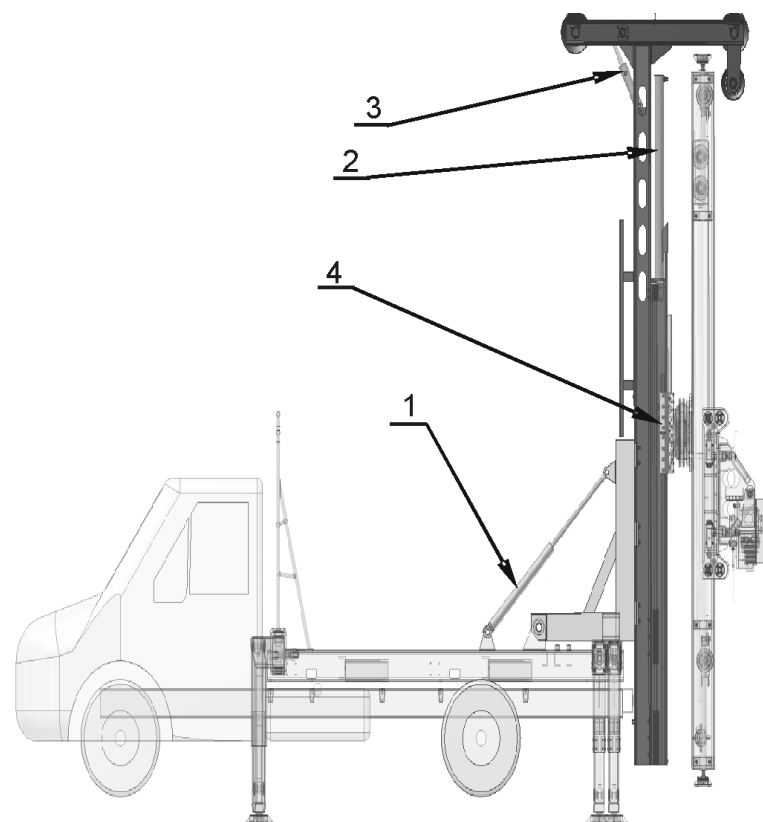
Integralną częścią wiertnicy jest mechanizm jej ustawiania. W jego skład wchodzi takie podzespoły jak:

- rama składana,
- laweta,
- obrotnica,
- korona.

Głównym zadaniem mechanizmu jest ustawienie masztu wiertnicy w pozycji pracy oraz ustalenie kierunku i położenia wierconych otworów. Na rysunku 6 przedstawiono główne elementy hydrauliczne mechanizmu ustawiania wiertnicy. Cylindry (poz. 1) odpowiedzialne są za ustawienie lawety i zabudowanego na niej masztu w pozycji pracy. Zmiana skoku cylindra odpowiada zmianie kąta wychylenia lawety względem ramy samochodu.

Laweta posiada dwustopniowy mechanizm rozsuwania. Stopnie te przesuwane są przez cylindry hydrauliczne (poz. 2). Pierwszy cylinder rozsuwa wysięgnik względem ramy lawety, natomiast drugi sanie względem wysięgnika. Na lawecie zabudowana została korona oraz obrotnica. Cylinder hydrauliczny

(poz. 3) odpowiedzialny jest za składanie korony podczas transportu. Obrotnica (poz. 4) zabudowana została na saniach ławety i pozwala na obrót masztu o 360°. Zbudowana została z przekładni ślimakowej i silnika gerotorowego. Widok obrotnicy przedstawia rysunek 7.



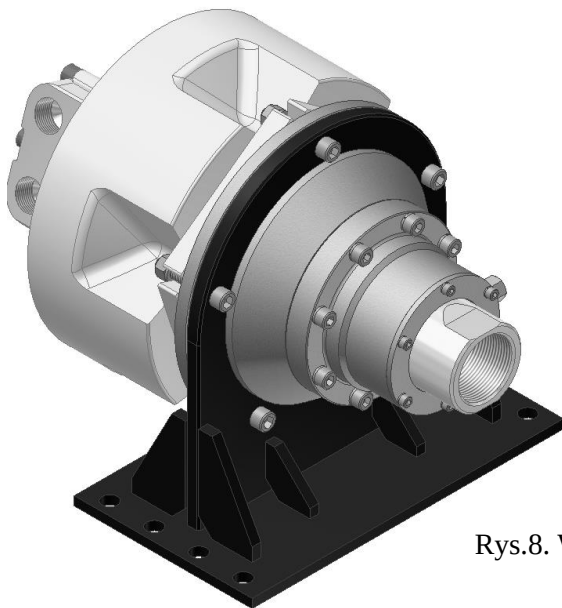
Rys.6. Elementy hydrauliczne mechanizmu ustawienia wiertnicy



Rys.7. Obrotnica

Do lawety, poprzez obrotnicę, zabudowany został maszt wiertniczy. Jego zadaniem jest prowadzenie wiertarki. Posuw wiertarki wywołany został cylindrem hydraulicznym i przekładnią linową. Takie rozwiązanie podyktowane zostało przez minimalizację gabarytów masztu przy zachowaniu odpowiedniej siły posuwu.

W wiertnicy zastosowano wiertarkę hydrauliczną (rys. 8), której głównym elementem jest dwubiegowy silnik tłoczkowy serii BD2 firmy SAI. Silnik dobrano ze względu na wysokie wymagania stawiane wiertarce (maksymalny moment obrotowy  $M = 1000 \text{ Nm}$  oraz prędkość obrotowa  $n = 800 \text{ min}^{-1}$ ) przy możliwie najmniejszej mocy. Przełączanie biegów następuje na drodze hydraulicznej.

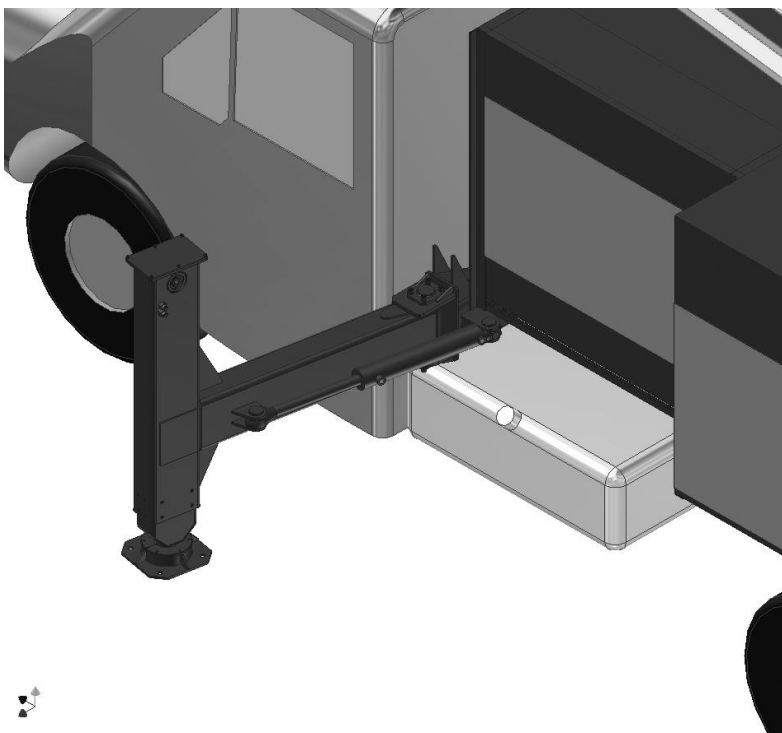


Rys.8. Wiertarka

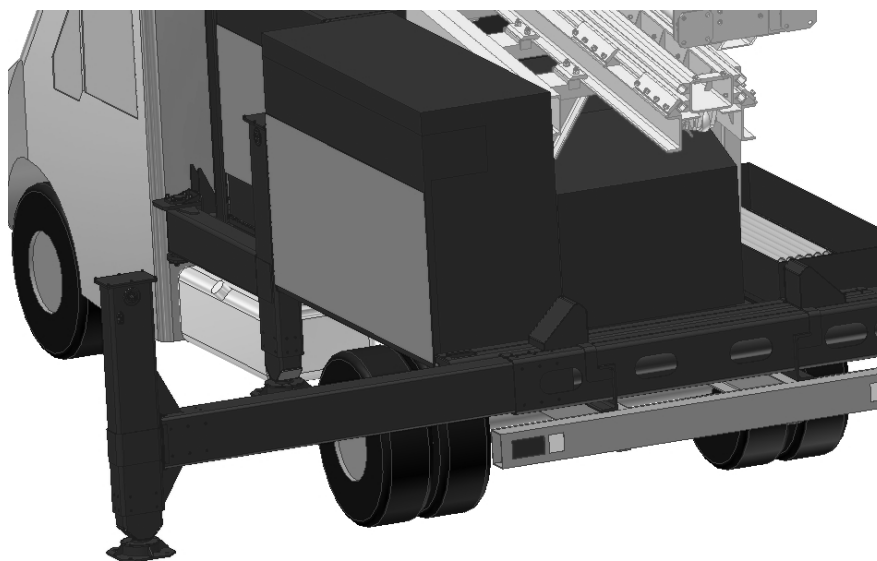
Wiertnica zaopatrzona została w dwie podpory przednie (rys. 9) oraz dwie podpory tylne (rys. 10). Podpory przednie zabudowane zostały na maszynie obrotowo za pomocą sworzni. Przez zastosowanie cylindra ustalającego położenie, podpory przednie mają możliwość obrotu względem sworznia mocującego. Podpory tylne wysuwane są z rur prostokątnych zabudowanych na maszynie za pomocą cylindrów hydraulicznych.

Każda z podpór wyposażona została w cylinder podporowy. Poprzez sterowanie joystickami zabudowanymi na pulpicie (rys. 11) istnieje możliwość ustawienia każdej podpory z osobna.

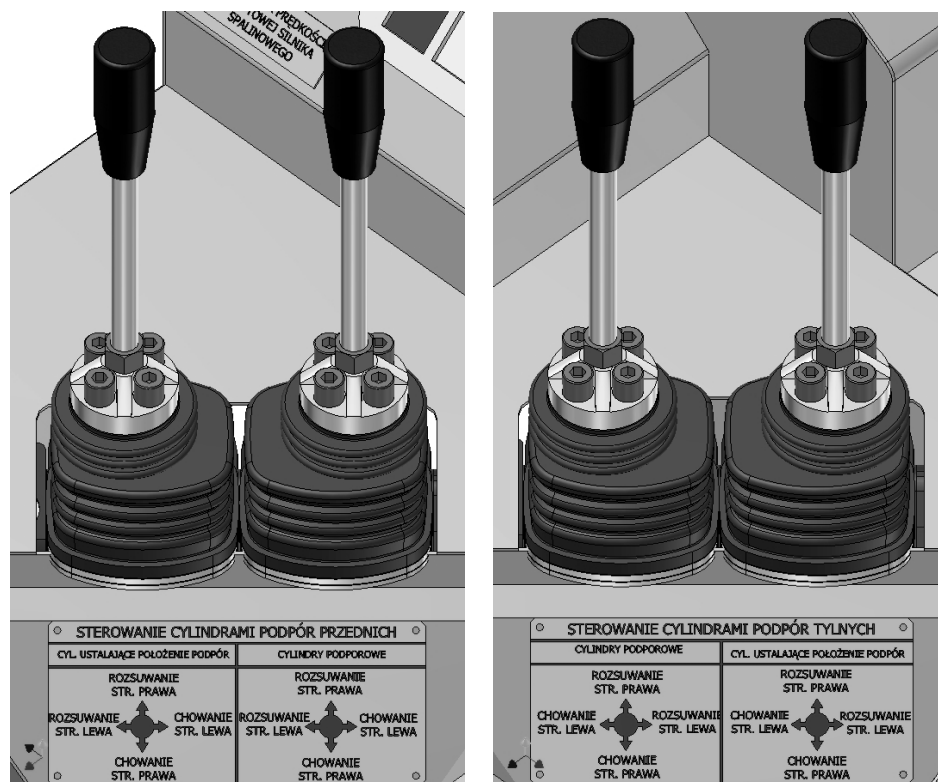
Podczas wiercenia może zaistnieć konieczność wykorzystania szarpaka (rys. 12). Celem działania szarpaka jest wywołanie udaru kolumny wiertniczej podwieszanej na linie. Udar realizowany jest poprzez ruch posuwisto-zwrotny tłoka cylindra. Ruch samoczynnie nawrotny tłoka realizuje rozdzielacz rewersyjny, zamontowany na płycie szarpaka, połączony z przyłączami cylindra.



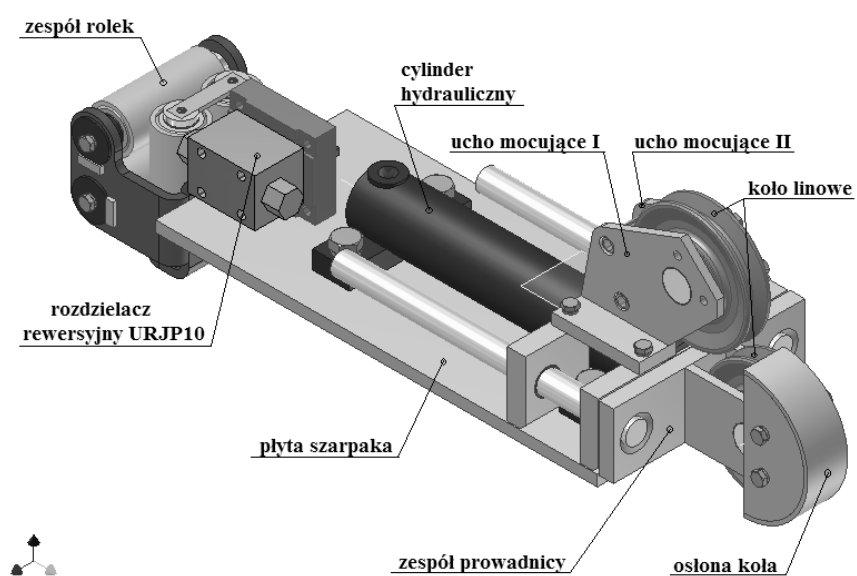
Rys.9. Podpora przednia (rozłożona)



Rys.10. Podpora tylna (rozłożona)

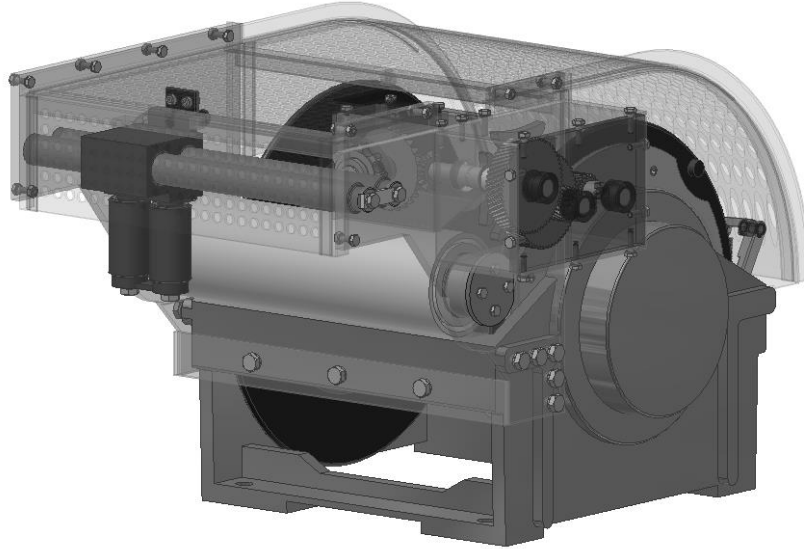


Rys.11. Sterowanie podporami



Rys.12. Szarpak

Do współpracy z szarpakiem przewidziano zastosowanie wciągarki (rys. 13), której napęd (silnik hydrauliczny) pozwala na uzyskanie uciągu równego 3000 kg na 1-wszej warstwie liny. Ze względu na długość liny wynoszącą około 200 m, wciągarkę wyposażono w układak liny.



Rys.13. Wciągarka z zabudowanym układakiem liny

## 6. Podsumowanie i wnioski

Wiertnica przeznaczona jest do prowadzenia prac geodezyjnych, geotechnicznych oraz budowlanych. Jej wyposażenie umożliwia wykonanie odwiertów poszukiwawczych oraz specjalistycznych (poziome przewierty i przeciski sterowane). Do przewozu urządzenia przewidziano samochód IVECO DAILY. Rama adaptacyjna wiertnicy posadowiona na ramie IVECO, stanowi płaszczyznę montażu agregatu hydraulicznego, wciągarki, podpory ławety oraz ramy składanej z układem wierzącym.

Agregat hydrauliczny zbudowany w oparciu o wysokoprężny silnik spalinowy KUBOTA (o mocy 38 kW), pompę tłoczkową oraz elementy sterujące przepływem i ciśnieniem medium roboczego, pozwala na wykonanie prac związanych z pozycjonowaniem wiertnicy jak również wydajnym zasilaniem wiertarki, której moc zapewnia prowadzenie wierceń koronką o średnicy od 46 do 116 mm na głębokość do 200 m.

### **Literatura**

1. Norma PN-G-02305-5: Wiercenia małośrednicowe i hydrogeologiczne – Wiertnice – Wymagania bezpieczeństwa.
2. Bęben A.: Technika wiertnicza w odkrywkowym górnictwie skalnym – Śląskie Wydawnictwo Techniczne, Katowice 1992.

*Praca została zrealizowana wspólnie z przedsiębiorstwem ZMUW sp. z o.o. w Sosnowcu w ramach projektu celowego nr 04303/C.ZR8-6/2008.*

## Badania doświadczalne zderzaka z ciekłym silikonowym elastomerem

Ryszard Gałąż – Politechnika Wrocławska

**Streszczenie.** W pracy przedstawiono podstawowe definicje charakteryzujące pracę elementów sprężysto-tłumiących, metody badania takich elementów oraz wyniki badania dwóch zderzaków z ciekłym silikonowym elastomerem. W tym ostatnim przypadku analizowano przebiegi czasowe niektórych punktów charakterystycznych charakterystyki, wartości sztywności w niektórych punktach charakterystyki, energii przejmowanej, rozpraszanej i współczynnika rozproszenia energii badanych zderzaków w fazie obciążania i odciążania. Wyniki te porównano z wynikami katalogowymi dla obu zderzaków dla prędkości  $v = 50 \text{ mm/min}$  i  $v = 2 \text{ m/s}$ . Pracę kończy podsumowanie.

### 1. Wstęp

Celem pracy jest wyznaczenie rzeczywistych charakterystyk badanego zderzaka i ustalenie na ile te charakterystyki różnią się od parametrów i charakterystyk dostarczanych z produktem. Planuje się, aby te zderzaki znalazły praktyczne zastosowanie jako podzespoły w układach napędowych [1]. Zderzak jest seryjnie produkowany przez firmę Jarret [9].

Cechą charakterystyczną elementów sprężysto-tłumiących, jak przedmiotowy zderzak, jest zależność pomiędzy obciążeniem (siłą  $F$  lub momentem  $M$ ) a przemieszczeniem (ugięciem  $f$  lub kątem skręcenia  $\varphi$ ). Zależność  $F(f)$  lub  $M(\varphi)$  nazywa się charakterystyką siłową elementu sprężysto-tłumiącego (rys. 1).

Badania doświadczalne elementów sprężysto-tłumiących można przeprowadzić na maszynach wytrzymałościowych (ten sposób wykorzystano w pracy), na specjalnych stanowiskach lub w rzeczywistych warunkach [1, 2, 5, 8]. Podczas badań elementów sprężystych na maszynach wytrzymałościowych rejestruje się zależność siły od ugięcia w fazie obciążania i odciążania. Natomiast podczas badań na specjalnych stanowiskach (kafar, młot wahadłowy itp.) lub w rzeczywistych warunkach pracy elementów sprężysto-tłumiących rejestruje się przebieg siły i ugięcia w funkcji czasu dla różnych prędkości obciążenia; stąd poprzez przekształcenie (wyrugowanie czasu) otrzymuje się siłową charakterystykę.

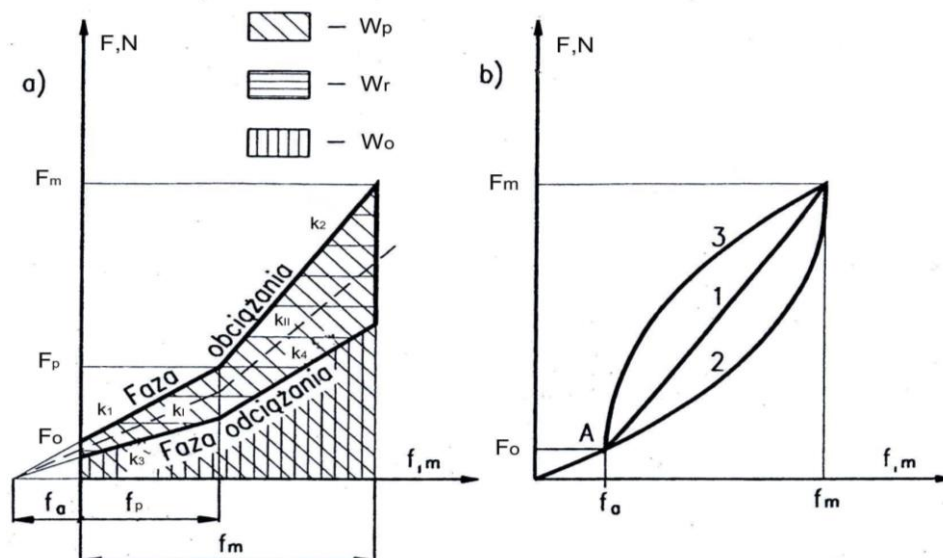
Jeśli charakterystyka elementu sprężysto-tłumiącego jest wykonana przy prędkości obciążania  $v \leq 0,05 \text{ m/s}$  to taką *charakterystykę* nazywa się *statyczną*; jeśli prędkość ta jest większa – otrzymuje się *charakterystykę dynamiczną*. Ponieważ badania przeprowadzono w zakresie prędkości obciążania: (0,00000833-0,00167)m/s; (dla przejrzystości zapisu pozostano przy starym oznaczeniu jednostek, zatem: od 0,5 do 100 mm/min), zatem są to badania statyczne.

Dla elementów sprężysto-tłumiących gumowych, gumowo-ciernych, sprężynowo-, pierścieniowo-, gazowo-hydraulicznych oraz z elastomerem występuje wyraźna różnica pomiędzy statyczną a dynamiczną charakterystyką. Wyjątek stanowią sprężyny z elementami pierścieniowymi, których te charakterystyki są identyczne.



Podstawowymi parametrami charakteryzującymi pracę elementów sprężysto-tłumiących są (rys. 1):

- ugięcie (skok)  $f$ ,
- siła  $F$ ,
- wielkość przejmowanej, pochłanianej (rozpraszanej), oddawanej (zwracanej) energii, odpowiednio  $W_p$ ,  $W_r$ ,  $W_o$ .



Rys.1. Charakterystyka elementów sprężysto-tłumiących: a) oznaczenie podstawowych parametrów, b) ukształtowanie charakterystyki w fazie obciążania

1 – o stałej sztywności, 2 – charakterystyka progresywna (o wzrastającej sztywności, sztywna), 3 – charakterystyka degresywna (o malejącej sztywności, miękka)

Ponadto elementy sprężyste charakteryzują:

- siła zacisku wstępnego  $F_o$ ,
- siła w punkcie przegięcia  $F_p$ ,
- siła końcowa (maksymalna)  $F_m$ ,
- ugięcie wstępne  $f_o$ ,
- ugięcie odpowiadające punktowi przegięcia  $f_p$ ,
- maksymalne ugięcie elementu sprężystego  $f_m$ ,
- współczynnik rozproszenia energii  $d = W_r / W_p$  (w literaturze spotyka się też inne określenia, np. względne rozproszenie energii, tłumienie względne),
- sztywność elementu sprężystego  $k$ , pochodna siły względem ugięcia w otoczeniu punktu pracy elementu sprężystego ( $k_i$  – sztywność w fazie obciążania i odciążania (gdzie  $i = 1, 2, 3, 4$ )).

Istotna jest nie tylko maksymalna wartość siły  $F_m$  lecz również przebieg jej narastania w fazie obciążania (rys. 1a). Krzywa 1, na rysunku 1b, odpowiada

charakterystyce siłowej zespołu (pakietu) elementów pierścieniowych, krzywa 2 – charakterystyce elementów gumowych lub gumowo-ciernych i krzywa 3 – charakterystyce zespołu elementów pierścieniowo-hydraulicznych lub elastomerowych [1, 2].

Na maszynie wytrzymałościowej Instron model 1126 wyznaczono charakterystyki sprężysto-tłumiące dla pięciu zderzaków (w pracy przedstawiono wyniki tylko dla dwóch zderzaków) dla prędkości:  $v = 0,5; 5; 50 \text{ i } 100 \text{ mm/min}$  i z tych charakterystyk sporządzono zależności czasowe dla niektórych punktów charakterystyki siłowej w fazie obciążania ( $F_0, F_1, F_2, F_3, F_4$ ) i odciążania zderzaka ( $F_{0o}, F_{01}, F_{02}, F_{03}, F_{04}$ ); gdzie: o – odpowiednio pierwsze maksimum narastania obciążenia w fazie obciążania, przy ugięciu około 0,2 mm lub faza odciążania, 1 – przy ugięciu 3 mm, 2 – przy ugięciu 6 mm, 3 – przy ugięciu 9 mm i 4 – przy ugięciu 12 mm (rys. 3).

W pracy przedstawiono podstawowe definicje charakteryzujące pracę elementów sprężysto-tłumiących, metody badania takich elementów oraz wyniki badania dwóch zderzaków z ciekłym silikonowym elastomerem. W tym ostatnim przypadku przedstawiono przebiegi czasowe punktów charakterystycznych charakterystyki sprężysto-tłumiącej dla zacisku wstępnego przy ugięciu  $f = 3, 6, 9, 12 \text{ mm}$  w fazie obciążania i odciążania, czasowe przebiegi wartości sztywności w punktach charakterystyki  $f = 6$  (dodatkowo w fazie odciążania), 9 i 12 mm w fazie obciążania oraz czasowe przebiegi energii przejmowanej, rozpraszanej i współczynnika rozproszenia energii. Wyniki te przyrównano z wynikami dla charakterystyki katalogowej obu zderzaków dla prędkości  $v = 50 \text{ mm/min}$  i  $v = 2 \text{ m/s}$ .

W pracy nie zajmowano się modelowaniem tych charakterystyk zderzaków, tak jak to przedstawiono, np. w [3, 6].

## 2. O elastomerze

Ciekły silikonowy elastomer (Polastosil ABM-45) jest mieszaniną trzech głównych składników: Polastosil ABM-12, MF, MM oraz składników poślizgowych (olej silikonowy, grafit i talk). Był stosowany od lat siedemdziesiątych ubiegłego wieku i jest stosowany obecnie w zderzakach i urządzeniach amortyzujących drgania i uderzenia w pojazdach szynowych i maszynach roboczych.

Ciekły elastomer poddany wysokiemu ciśnieniu w zamkniętej objętości wykazuje ściśliwość dochodzącą do 15%, lepkość do 25000000 c St [4]. Może pracować w zakresie temperatur: od  $-30$  do  $70^\circ\text{C}$  i przy maksymalnej prędkości do  $v = 5 \text{ m/s}$ .

Elastomer zastosowany w badanych zderzakach (w świetle próbki, którą dysponowano) różni się nieznacznie od opisanego i badanego elastomeru w [4]. Od producenta zderzaków nie udało się uzyskać rzeczywistych parametrów elastomeru.

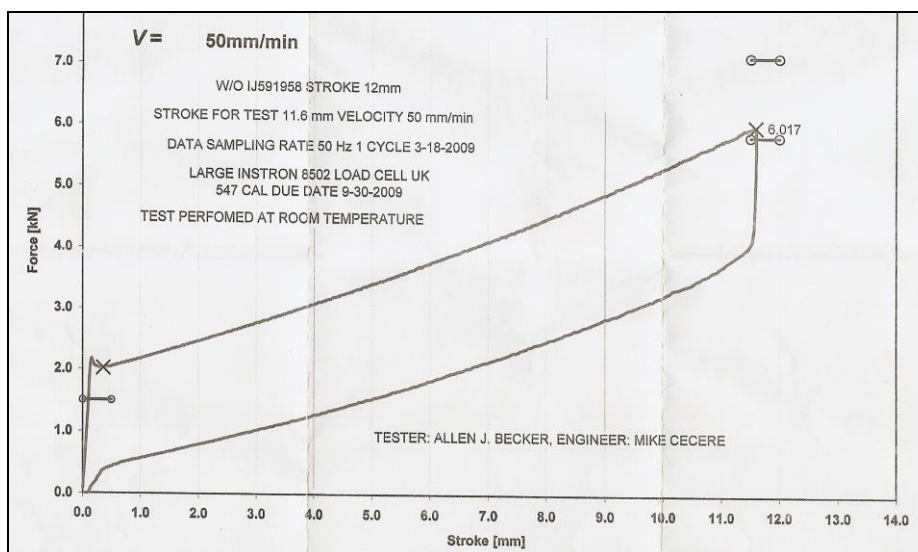
Ciekły elastomer może pracować tylko w układzie cylinder-tłok, gdzie przepływa pomiędzy cylindrem a tłokiem, a także jest ściskany.

### 3. Badania porównawcze zderzaka z ciekłym silikonowym elastomerem

Na rysunku 2 przedstawiono przykładowy zderzak z ciekłym silikonowym elastomerem, natomiast na rysunku 3 jego charakterystykę siłową (zależność siły w funkcji ugięcia (skoku)).



Rys.2. Przykładowy zderzak z ciekłym silikonowym elastomerem serii BC 1 Z-E (E - mocowanie typu śruba-nakrętka na cylindrze)



Rys.3. Przykładowa charakterystyka, zależność siły w funkcji ugięcia, zderzaka z ciekłym silikonowym elastomerem (zderzak nr 1) dla prędkości obciążania  $v = 50 \text{ mm/min}$ ; temperatura badania  $22,2 \text{ }^{\circ}\text{C}$

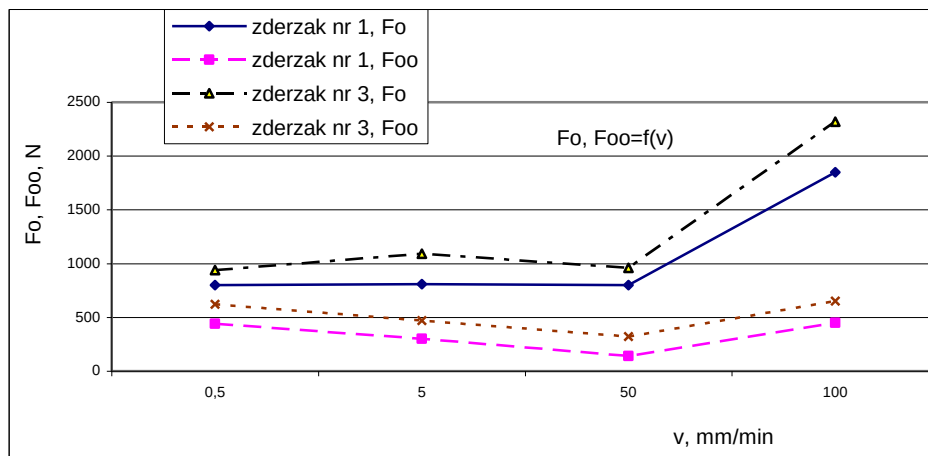
W tabeli 1 przedstawiono katalogowe dane zderzaka.

**Katalogowe, podstawowe dane zderzaka [9]**

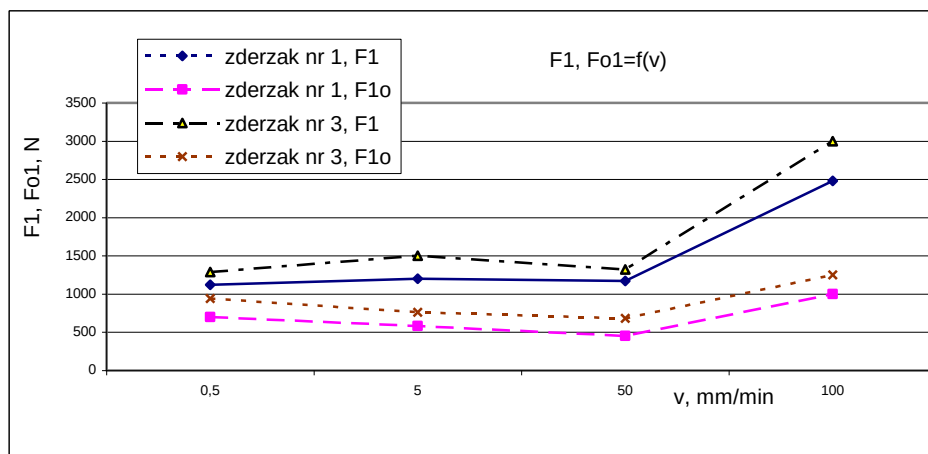
Tabela 1

| Seria    | Fo, N | Fm, N | fm, mm | Ep, J |
|----------|-------|-------|--------|-------|
| BC 1 Z-E | 6000  | 11000 | 12     | 100   |

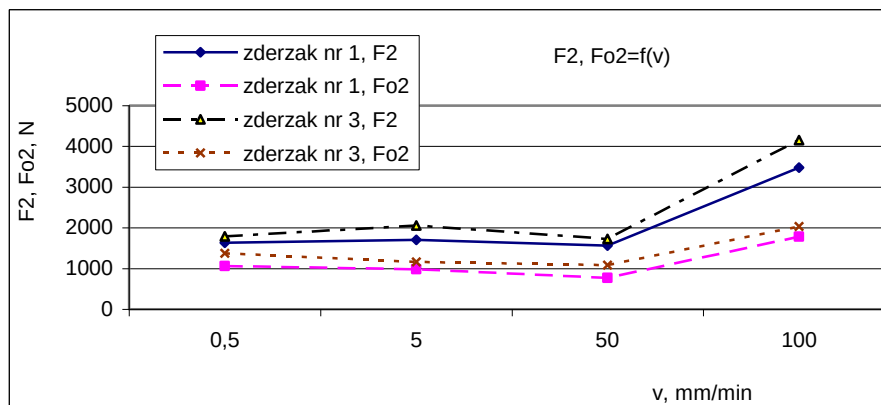
Na rysunkach 4 do 8 przedstawiono przebiegi czasowe punktów charakterystycznych charakterystyki sprężysto-tłumiącej dla zacisku wstępnego i przy ugięciu  $f = 3, 6, 9, 12 \text{ mm}$  w fazie obciążania i odciażania badanych zderzaków.



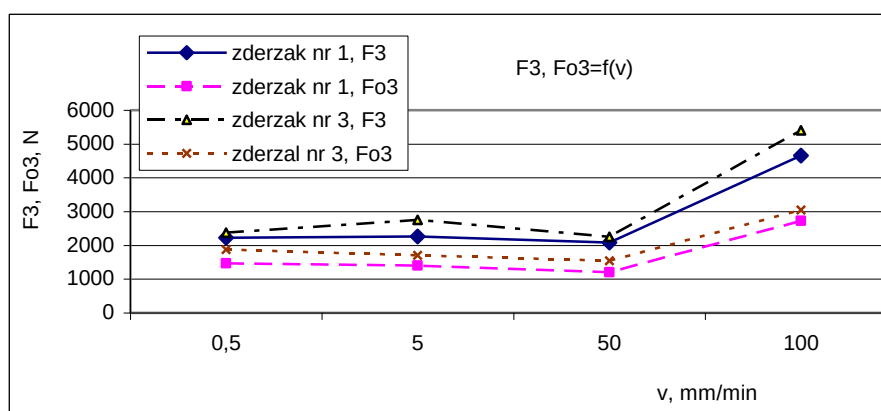
Rys.4. Przebiegi czasowe siły zacisku wstępnego w fazie obciążania i odciażania badanych zderzaków nr 1 i 3



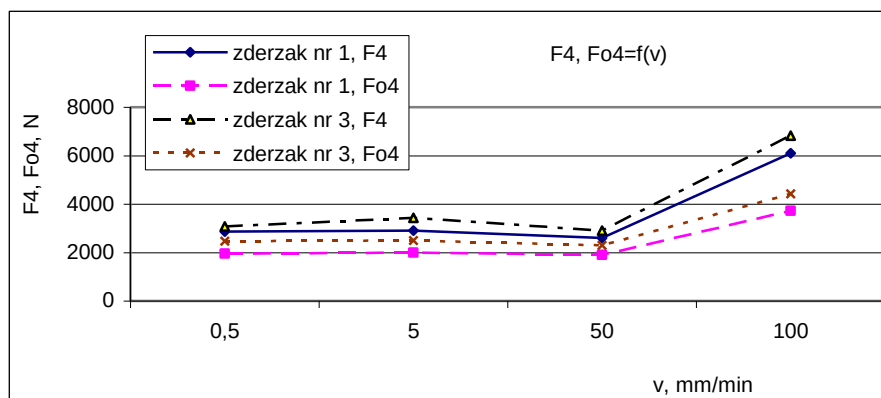
Rys.5. Przebiegi czasowe siły przy ugięciu  $f = 3 \text{ mm}$  w fazie obciążania i odciażania badanych zderzaków nr 1 i 3



Rys.6. Przebiegi czasowe siły przy ugięciu  $f = 6 \text{ mm}$  w fazie obciążania i odciążania badanych zderzaków nr 1 i 3

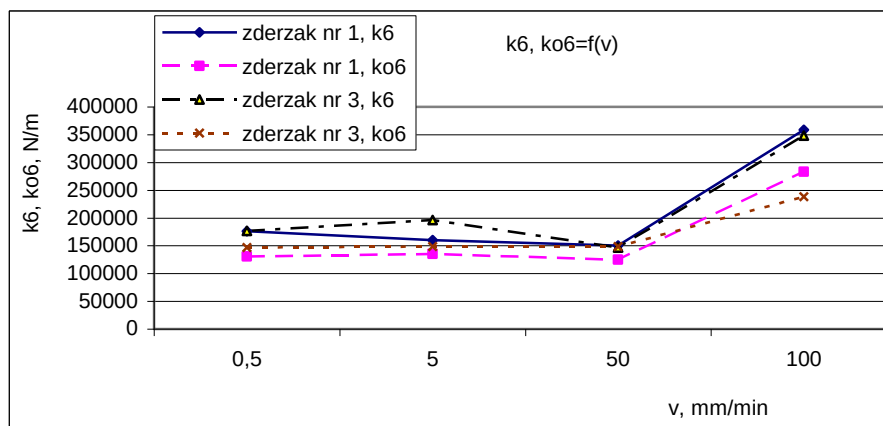


Rys.7. Przebiegi czasowe siły przy ugięciu  $f = 9 \text{ mm}$  w fazie obciążania i odciążania badanych zderzaków nr 1 i 3

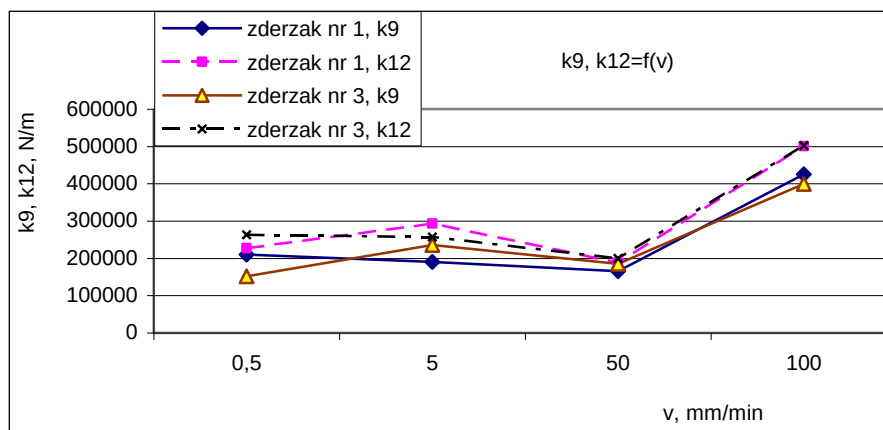


Rys.8. Przebiegi czasowe siły przy ugięciu  $f = 12 \text{ mm}$  w fazie obciążania i odciążania badanych zderzaków nr 1 i 3

Na rysunkach 9 i 10 przedstawiono czasowe przebiegi sztywności w punktach charakterystyki siłowej  $f = 6$  (dodatkowo w fazie odciążania), 9 i 12 mm, tylko w fazie obciążania badanych zderzaków.

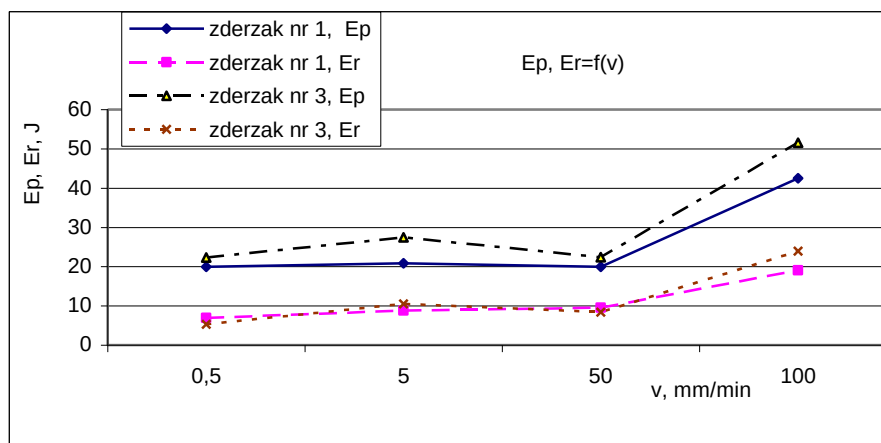


Rys.9. Przebiegi czasowe wartości sztywności przy ugięciu  $f = 6$  mm w fazie obciążania i odciążania badanych zderzaków nr 1 i 3

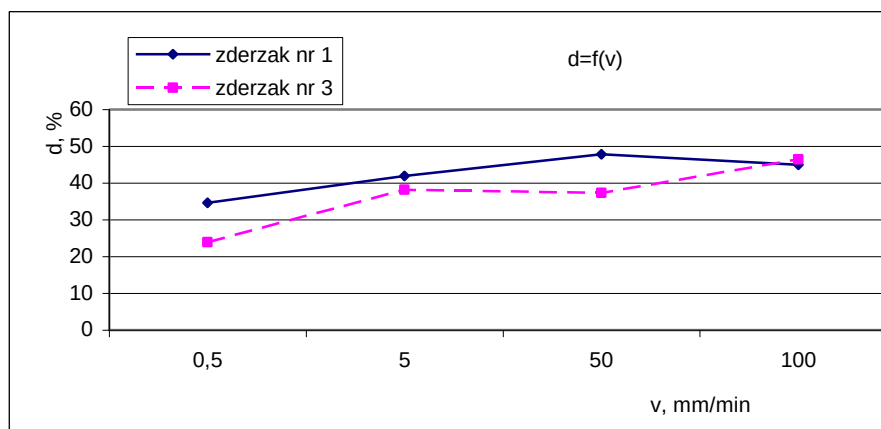


Rys.10. Przebiegi czasowe wartości sztywności przy ugięciu  $f = 9$  i 12 mm w fazie obciążania badanych zderzaków nr 1 i 3

Natomiast na rysunkach 11 i 12 przedstawiono przebiegi czasowe energii przejmowanej, rozpraszanej i współczynnika rozproszenia energii badanych zderzaków (określanych planimetrem biegunowym PL-1, produkcji PZO – Warszawa).



Rys.11. Przebiegi czasowe energii przejmowanej i rozpraszanej badanych zderzaków nr 1 i 3



Rys.12. Przebiegi czasowe współczynnika rozproszenia energii badanych zderzaków nr 1 i 3

Badania przeprowadzono w temperaturze otoczenia od 26,52 do 28,52°C.

Z porównania rysunków 4 do 8 wynika, że do 50 mm/min różnice pomiędzy wartościami sił charakterystyki siłowej zderzaków nr 1 i 3 są nieznaczne, natomiast powyżej tej prędkości różnice te są większe (zwiększają się).

Z porównania sił obu badanych zderzaków (nr 1 i 3) można stwierdzić, że wartości sił charakterystyki siłowej dla zderzaka nr 3 są większe niż dla zderzaka nr 1.

Porównując wartości sił charakterystyki siłowej badanych zderzaków nr 1 i 3 z wartościami z badań laboratoryjnych (tabela 2a i 2b, producenta) stwierdzono brak korelacji. Wyniki badań laboratoryjnych producenta są zbieżne, pokrywają się z badaniami z punktu 3 przy prędkości większej, tj.  $v = 100 \text{ mm/min}$  (tabela 2); na tą różnicę wartości sił z obu badań miało wpływ nie zachowanie dokładnej temperatury badań laboratoryjnych, tj.  $22,2^\circ\text{C}$ , gdy w rzeczywistości temperatura była wyższa od  $4,32\text{--}6,32^\circ\text{C}$ .

Natomiast z analizy i porównania rysunków 9 i 10 wynika, że ze wzrostem prędkości wartości sił obu zderzaków (nr 1 i 3) się zbliżają.

Z rysunku 11 można zauważyć, że wartości energii przejmowanej zderzaka nr 3 jest nieznacznie większa od energii przejmowanej zderzaka nr 1, natomiast wartości energii rozpraszanej w obu zderzakach się pokrywają. W przypadku współczynnika rozpraszania energii przy prędkości obciążania około  $100 \text{ mm/min}$  współczynniki dla obu zderzaków są zbliżone.

#### 4. Porównanie uzyskanych wyników z niektórymi wynikami zamieszczonymi w katalogu [9]

W tabeli 2a i 2b przedstawiono podstawowe dane dla charakterystyki siłowej zderzaka nr 1 i 3 z badań laboratoryjnych dla prędkości  $v = 50 \text{ mm/min}$ , a w tabeli 3, bez rozróżnienia numeru zderzaka, dla  $v = 2 \text{ m/s}$  z katalogu [9].

##### Podstawowe dane dla charakterystyki siłowej zderzaka nr 1 i 3 z badań laboratoryjnych dla prędkości $v = 50 \text{ mm/min}$

Tabela 2a

| Zderzak | $f_0$ ,<br>mm | $F_0$ ,<br>N | $F_{00}$ ,<br>N | $f_1$ ,<br>mm | $F_1$ ,<br>N | $F_{01}$ ,<br>N | $f_2$ ,<br>mm | $F_2$ ,<br>N | $F_{02}$ ,<br>N | $F_3$ ,<br>mm | $F_3$ ,<br>N | $F_{03}$ ,<br>N |
|---------|---------------|--------------|-----------------|---------------|--------------|-----------------|---------------|--------------|-----------------|---------------|--------------|-----------------|
| Nr 1    | 0,13          | 2142,6       | 379,6           | 3             | 2755,1       | 1028,6          | 6             | 3734,7       | 1836,7          | 9             | 4836,7       | 2840,8          |
| Nr 3    | 0,16          | 2326,5       | 636,7           | 3             | 3159,2       | 1346,9          | 6             | 4175,5       | 2204,1          | 9             | 5387,8       | 3342,9          |

##### Podstawowe dane dla charakterystyki siłowej zderzaka nr 1 i 3 z badań laboratoryjnych dla prędkości $v = 50 \text{ mm/min}$

Tabela 2b

| Zderzak | $f_4$ ,<br>mm | $F_4$ ,<br>N | $F_{04}$ ,<br>N | $k_6$ ,<br>N/m | $k_{06}$ ,<br>N/m | $k_9$ ,<br>N/m | $k_{12}$ ,<br>N/m | $E_p$ ,<br>J | $E_r$ ,<br>J | $d$ ,<br>% |
|---------|---------------|--------------|-----------------|----------------|-------------------|----------------|-------------------|--------------|--------------|------------|
| Nr 1    | 12            | 6159,2       | 4285,7          | 354081         | 302040            | 411224         | 448980            | 46,43        | 22,60        | 48,61      |
| Nr 3    | 12            | 6844,9       | 5240,8          | 367347         | 325510            | 428570         | 531633            | 52,36        | 23,24        | 44,39      |



**Podstawowe dane dla charakterystyki siłowej zderzaka, bez rozróżnienia numeru zderzaka, dla  $v = 2 \text{ m/s}$  z katalogu [9]**

Tabela 3

| f2,<br>mm | F2,<br>N | Fo2,<br>N | f4,<br>mm | F4,<br>N | k6,<br>N/m | ko6,<br>N/m | Ep,<br>J | Er,<br>J | d,<br>% |
|-----------|----------|-----------|-----------|----------|------------|-------------|----------|----------|---------|
| 6         | 8980     | 155       | 12,5      | 11200    | 879240     | 21240       | 106,96   | 85,32    | 79,77   |

W przypadku większych prędkości obciążania zderzaka, tzn.  $v = 2 \text{ m/s}$  (tabela 3) dla ugięcia  $f = 6 \text{ mm}$  siła w fazie obciążania jest prawie 2,4 razy większa, a dla ugięcia  $f = 12 \text{ mm}$  1,8 razy większa w porównaniu do wartości katalogowej charakterystyki zderzaków.

Z porównania energii przejmowanej, rozpraszanej i współczynnika rozpraszania energii zamieszczonych w tabeli 3 i w tabeli 2 (dla zderzaka nr 1) są odpowiednio:

- $E_p$  – 2,3;
- $E_r$  – 3,8;
- $d$  – 1,6 razy większa.

Z pracy [1] w zderzakach kolejowych z ciekłym silikonowym elastomerem wartość współczynnika rozproszenia energii dla charakterystyki statycznej wynosi około 32%, a dla charakterystyki dynamicznej  $d = 85\%$ .

Można sformułować wniosek ogólny, należy dążyć w projektowaniu tych zderzaków i/lub w doborze tych zderzaków z ciekłym silikonowym elastomerem, aby pracowały one jako układy obciążone dynamicznie, tzn. były obciążane z szybkością znacznie większą niż  $v = 0,05 \text{ m/s}$ . Dla pojazdów szynowych są to prędkości rzędu  $v = 4,17 \text{ m/s}$ .

## 5. Podsumowanie

Z analizy przeprowadzonych badań, analizy, których dostarczają badania laboratoryjne zderzaków oraz z przytoczonych danych katalogowych można sformułować następujące wnioski:

1. Charakterystyki wytwarzanych zderzaków (nr 1 i 3) różnią się; w przedstawionych badaniach zderzak nr 3 ma nieznacznie lepsze parametry. Po analizie wszystkich 5 zderzaków będą sformułowane całościowe oceniające wnioski.

2. Należy dążyć aby zderzaki z ciekłym silikonowym elastomerem pracowały w warunkach dynamicznych, wówczas mogą rozpraszać nawet około 85% energii.

Pewnym brakiem badań przedstawionych w punkcie 3 pracy jest to, że nie zagwarantowano takiej samej temperatury badań jak w badaniach laboratoryjnym, tj.  $T = 22,2^{\circ}\text{C}$  (różnica od  $4,32$  do  $6,32^{\circ}\text{C}$ ).

## **Literatura**

1. Dudek D., Gałąż R.: Sprzęgło podatne z ciekłym silikonowym elastomerem (uwagi wstępne). Międzynarodowa Konferencja Naukowo-Techniczna „Napędy Maszyn Transportowych 2007”, Wisła 2007.
2. Gałąż R.: Projektowanie zderzaków na małe prędkości zderzenia. Raport s. Sprawozdania, nr S-016/90, IKEM, Wrocław 1990.
3. Gałąż R.: Różne sposoby modelowania charakterystyki zderzaka. X Konferencja Naukowa „Pojazdy szynowe”, Wrocław 1994.
4. Gałąż R.: Silikonowy elastomer jako ciecz hydrauliczna w urządzeniach zderzakowych. Konferencja Naukowo-Techniczna „Napędy i Sterowania Hydrauliczne '99, Wrocław-Polanica Zdrój 1999.
5. Gałąż R.: Wyznaczanie sztywności statycznej, energii przejmowanej i rozpraszanej elementów podatnych. Praca nie publikowana, Zakład Podstaw Konstrukcji Maszyn i Tribologii, IKEM, Wrocław 1997.
6. Grzesikiewicz W.: Model elastomerowego zderzaka kolejowego. Sympozjon „Modelowanie w mechanice”, Beskid Śląski 1985, s. 161-168.
7. Meisner M., Wanke K.: Handbuch Feder, Berechnung und Gestaltung im Maschinen- und Gerätebau, Verlag Technik GmbH, Berlin – München, 1993.

8. Pod red. Chironis n. P., Spring Design and Application, Mc GRAW-HILL Book Company, Inc., New York-Toronto-London 1961.
9. Prospekty: [www.enidine.eu](http://www.enidine.eu), s. 95-96.

## Projektowanie den płaskich zbiorników ciśnieniowych

Jerzy Ickiewicz – Politechnika Białostocka

**Streszczenie.** W opracowaniu przedstawiono zagadnienie projektowania polegającego na określeniu optymalnych cech konstrukcyjnych (geometrycznych, materiałowych i dynamicznych) zbiorników ciśnieniowych o dużej objętości (iloczyn  $pV$ ) z dnami płaskimi. Skorzystano z możliwości wykazania trwałości i niezawodności konstrukcji zbiorników w inny sposób niż proponowany w warunkach UDT i normach przedmiotowych, wykorzystując do tego metodę elementów skończonych przy potraktowaniu metody analitycznej jako metody odniesienia.

### 1. Wprowadzenie

Przy obliczaniu den płaskich zbiorników ciśnieniowych o promieniu  $R$  stosuje się przeważnie modele teorii płyt (ogólne metody analityczne z wytrzymałości materiałów i podstaw konstrukcji maszyn [3] lub metody specyficzne [6, 7], takie jak np. przepisy Urzędu Dozoru Technicznego [8]) z przegubowym lub sztywnym zamocowaniem ich brzegu. Pod działaniem ciśnienia  $p$  płyta zmienia swój kształt jednocześnie w dwóch płaszczyznach. Zakłada się przy tym, iż ugięcie płyty jest dużo mniejsze od jej grubości  $g$ , co pozwala nie uwzględniać naprężeń rozciągających w płaszczyznach równoległych do płaszczyzny środkowej. Do określenia naprężeń i przemieszczeń przyjmuje się także hipotezę Kirchhoff'a o prostych normalnych do powierzchni środkowej, zgodnie z którą punkty materialne położone na prostej prostopadłej do prostej normalnej przed deformacją pozostają na tej prostej po deformacji.

Postacie końcowe naprężeń promieniowych  $\sigma_r$  i obwodowych  $\sigma_\theta$  występujących na dolnej i górnej powierzchni pasa dna (przy współczynniku Poisson'a  $\mu$ ) wynoszą odpowiednio:

- dla płyty sztywno zamocowanej:
  - w środku

$$\sigma_r = \sigma_\theta = \pm 3 (1 + \mu) \frac{pR^2}{8g^2} \quad (1)$$

- na brzegu

$$\sigma_r = \frac{3pR^2}{4g^2}; \quad \sigma_\theta = \mu \frac{3pR^2}{4g^2} \quad (2)$$

- dla płyty swobodnie podpartej:
  - w środku

$$\sigma_r = \sigma_\theta = \pm 3 (3 + \mu) \frac{pR^2}{8g^2} \quad (3)$$

- na brzegu

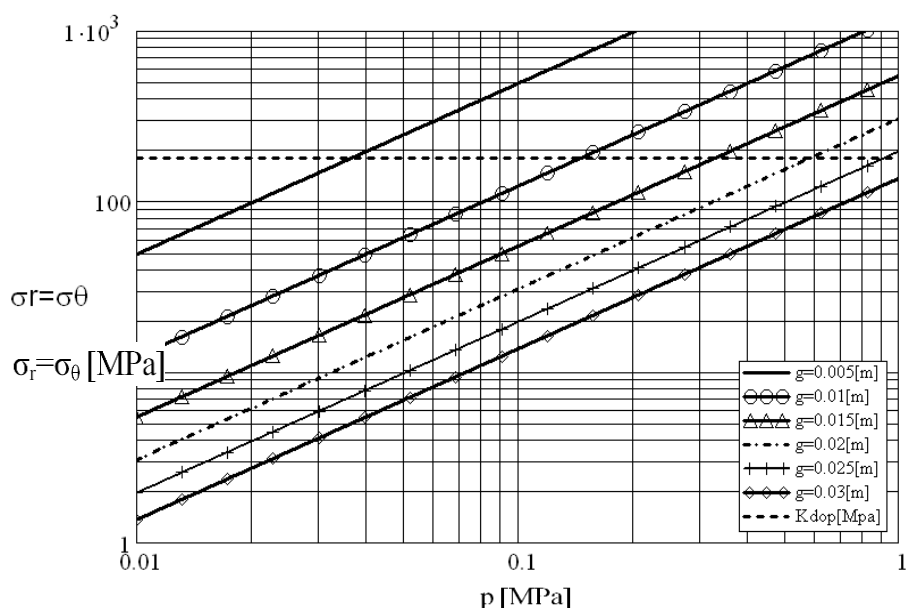
$$\sigma_r = \frac{3pR^2}{4g^2}; \quad \sigma_\theta = \mu \frac{3pR^2}{4g^2} \quad (4)$$

Na podstawie tych równań, przy uwzględnieniu sposobu zamocowania płyty, można sprawdzić warunek wytrzymałościowy:

$$\sigma = \max \{ \sigma_r; \sigma_\theta \} \leq k_{dop} \quad (5)$$

W praktyce zagadnienie jest bardziej złożone, dlatego trudne jest, a czasem wręcz niemożliwe ustalenie, w jaki sposób zamocowany jest brzeg dna – przegubowo czy sztywno. Tymczasem iloraz maksymalnych naprężeń dla obu tych przypadków wynosi aż 2,5, poza tym dno płaskie może być uźebrowane lub wykonane z kompozytów, co zmniejsza jego grubość, szczególnie przy dużych średnicach powłok cylindrycznych.

Poniżej przedstawiono we współrzędnych logarytmicznych, przykładowe obliczenia analityczne naprężeń dla płyty sztywno zamocowanej w zależności od ciśnienia. Pozioma linia kreskowa na wykresie odpowiadająca wartości  $k_{dop}$  dla danego materiału, pozwala określić maksymalne ciśnienie, które wytrzyma dno o danej grubości  $g$ .



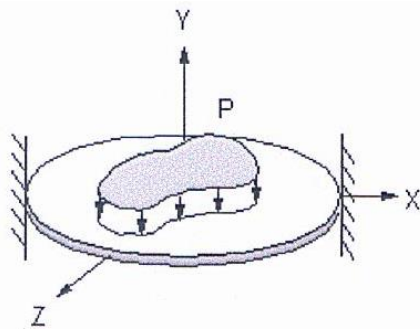
Rys.1. Naprężenia obwodowe i promieniowe  $\sigma_\theta = \sigma_r$  w środku płyty w funkcji ciśnienia  $p$

## 2. Obliczanie den płaskich metodą elementów skończonych

### 2.1. Dno płaskie

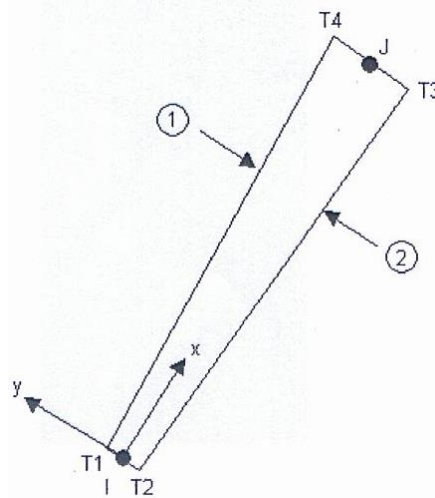
W celu oceny przydatności metody elementów skończonych [4, 5] (przy przyjęciu jako bazy metody analitycznej) za pomocą programu MES ANSYS 5.7 zbudowano z elementów SHELL51 (stożkowaty osiowosymetryczny ele-

ment powłokowy – rysunek 3) model numeryczny płyty kołowo-symetrycznej sztywno zamocowanej na brzegu (rys. 2).

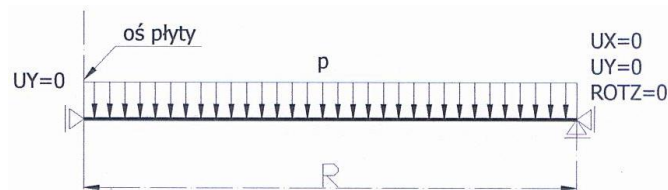


↑ Rys.2. Płyta kołowo-symetryczna, sztywno zamocowana i obciążona ciśnieniem  $p$

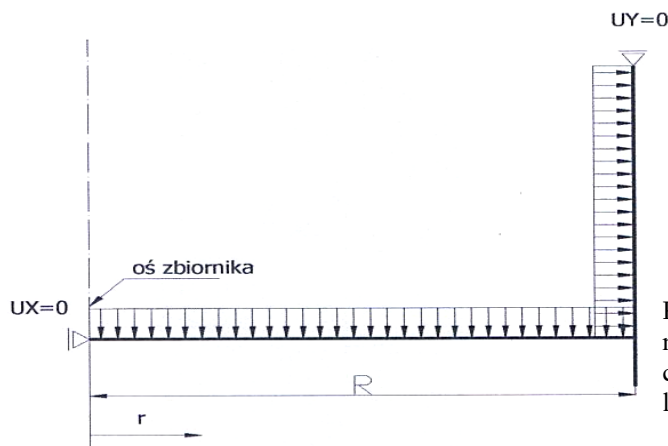
⇒ Rys.3. Osiowosymetryczny stożkowaty element SHELL51



W praktyce, jak wcześniej wspomniano, nie można określić czy dno (płyta kołowo-symetryczna) jest zamocowane sztywno, czy też swobodnie podparte na brzegu (najczęściej jest to stan pośredni). Z tego względu, na podstawie analizy warunków brzegowych, przyjęto model numeryczny płyty kołowo-symetrycznej sztywno zamocowanej na brzegu (rys. 4) oraz płyty kołowo-symetrycznej zamocowanej w powłoce walcowej poddanej ciśnieniu wewnętrznemu (rys. 5).



Rys.4. Model numeryczny płyty kołowo-symetrycznej sztywno zamocowanej na brzegu



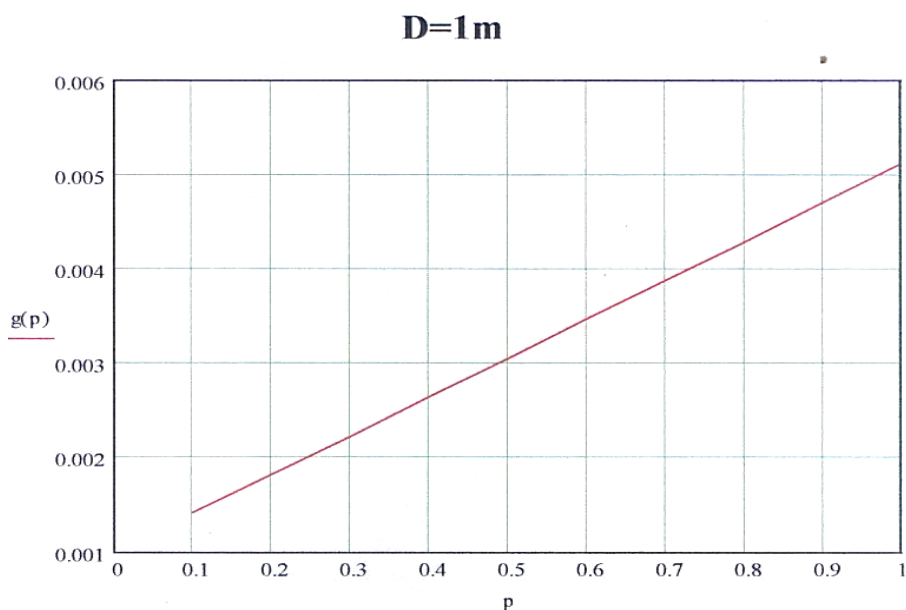
Rys.5. Model numeryczny dna płaskiego zamocowanego w powłoce cylindrycznej poddanej ciśnieniu wewnętrznemu  $p$

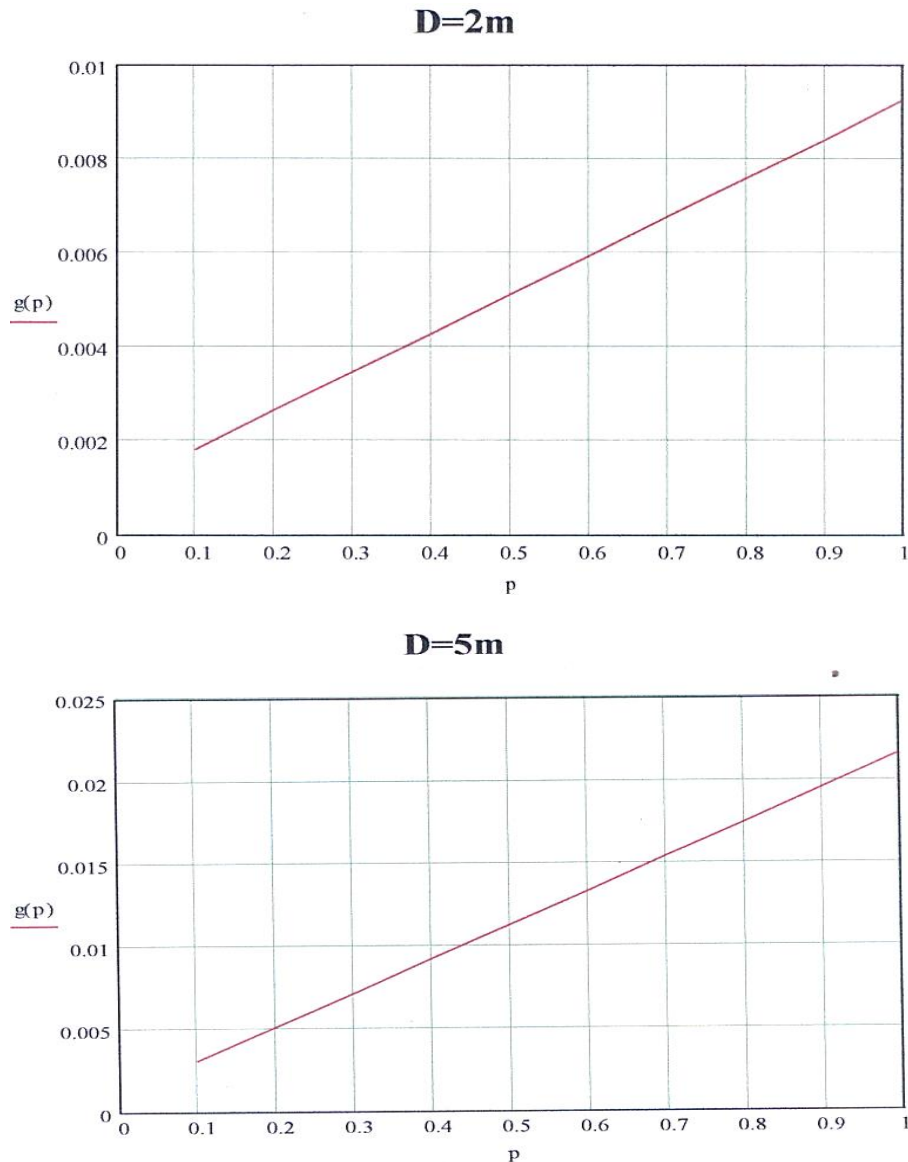
Z porównania wyników obliczeń numerycznych i analitycznych grubości dna  $g$  (model z rys. 4) [1, 2] można powiedzieć, iż są one bardzo zbliżone, a więc obliczenia MES potwierdzają słuszność zależności analitycznych dla płyty zamocowanej sztywno, z których wynika, że maksymalnym naprężeniem w dnie jest zawsze naprężenie promieniowe  $\sigma_r$  na brzegu płyty. Ma to praktyczne znaczenie, ponieważ wystarczy przyjąć np.  $k_{dop} = const$ , wtedy można szybko określić grubość dna  $g$  w zależności od ciśnienia  $p$ .

Z porównania wyników obliczeń uzyskanych przy przyjęciu modelu z rysunku 5 wynika, iż naprężenia w dnie płaskim w powłoce cylindrycznej różnią się od naprężeń w dnie sztywno zamocowanym, co wynika ze zmiany warunków brzegowych na zewnętrznym brzegu dna. Naprężenia  $\sigma_r = \sigma_\theta$  w środku płyty wzrastają, zaś na brzegu płyty maleją, wzrasta także maksymalne ugięcie dna. Spadek naprężeń na brzegu lub ich wzrost w środku płyty zależy, więc od sztywności powłoki, w której jest ono zamocowane (od jej grubości i ukształtowania). Z tego względu dokładna analiza cech konstrukcyjnych den płaskich w zbiornikach ciśnieniowych wymaga znajomości cech geometrycznych powłoki zbiornika.

Zadanie sprowadza się do obliczenia grubości  $g_p$  powłoki zbiornika walcowego z przyjętego materiału (zazwyczaj materiał dna i powłoki jest taki sam) i w temperaturze  $t < 100^\circ\text{C}$  (nie zmieniającej granicy plastyczności) przy  $p = \text{var}$  i  $D = \text{var}$ .

Przykładowe wyniki obliczeń przedstawiono poniżej.





Rys.6. Zależności grubości powłoki cylindrycznej  $g_p$  [m] od ciśnienia  $p$  [MPa]

Przyjmując dostępny szereg grubości blach  $g$  [mm] można określić grubość powłoki  $g_p$ , w którym zamocowanie będzie dno, co pozwala następnie na prawidłowe zbudowanie modelu MES. Dno dobiera się tak, aby naprężenia w nim i w powłoce cylindrycznej, w okolicy zamocowania dna, spełniły warunek wytrzymałościowy. Poniższe rysunki przedstawiają wykresy naprężeń promieniowych  $\sigma_r$  i obwodowych  $\sigma_\theta$  w dnie przy ciśnieniu  $p$ . Podane są także grubość dna  $g_d$  i powłoki  $g_p$ , w której jest ono osadzone.

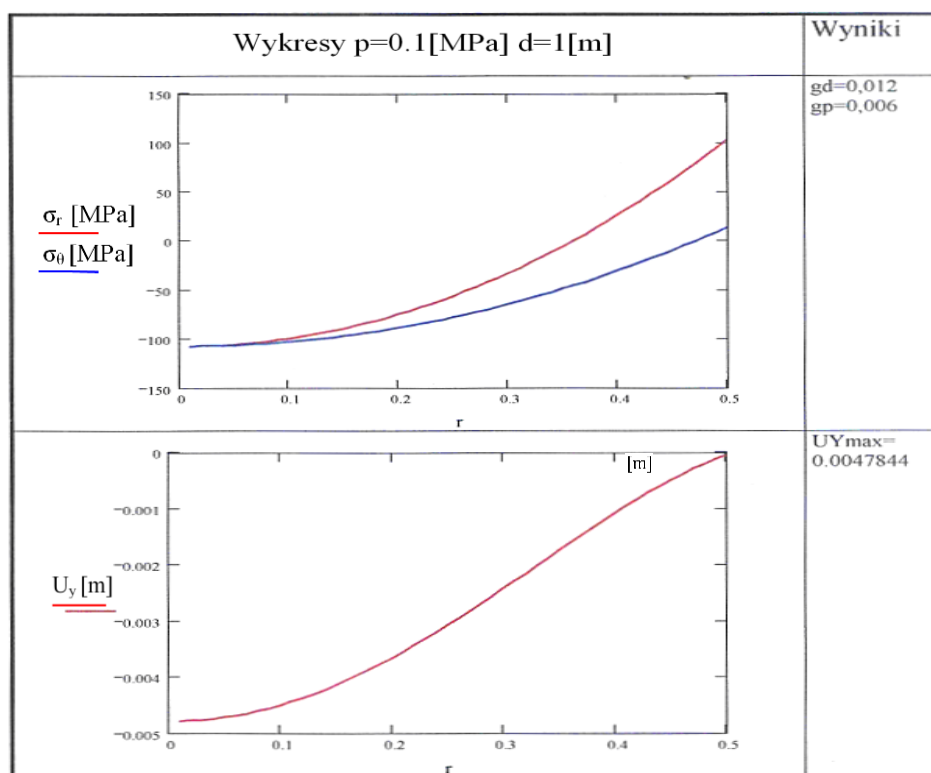


## 2.2. Dno płaskie uźebrowane krzyżowo

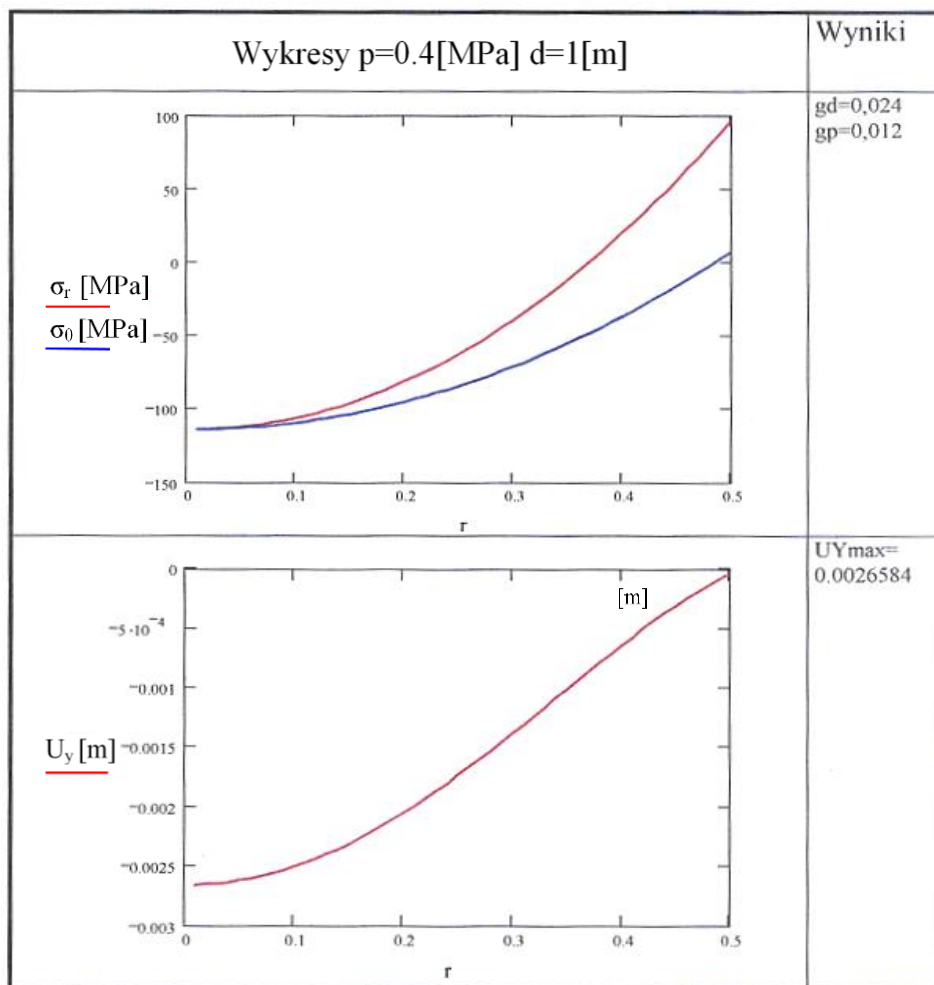
W przypadku zastosowania żeber usztywniających zagadnienie staje się trójwymiarowe, dlatego w celu zwiększenia dokładności obliczeń, do modelowania numerycznego tego zagadnienia użyto 20-węzłowego elementu SOLID95, który jest elementem posiadającym dodatkowe węzły na bocznych krawędziach (element kwadratowy).

Poniżej przedstawiono wyniki obliczeń dla dna o średnicy  $D = 5\text{ m}$  i grubości dna  $g_d = 35\text{ mm}$  zamocowanego w powłoce o grubości  $g_p = 8\text{ mm}$  wzmocnionego 12 żebrami o grubości  $g_z = 74\text{ mm}$  i wysokości  $h_z = 5g_z = 350\text{ mm}$  oraz średnicy pierścienia wzmacniającego  $D_{wew} = 900\text{ mm}$  i  $G_{pier} = 100\text{ mm}$ .

Porównanie grubości dna bez wzmocnienia żebrami z dnem uźebrowanym przy dużych średnicach zbiorników pozwala na znaczne oszczędności na materiale (dno o średnicy 5 m z 12 żebrami zmniejsza zużycie materiału o około 25%, co ma znaczenie ekonomiczne przy stosowaniu blach gatunkowych, np. 1H18N9).

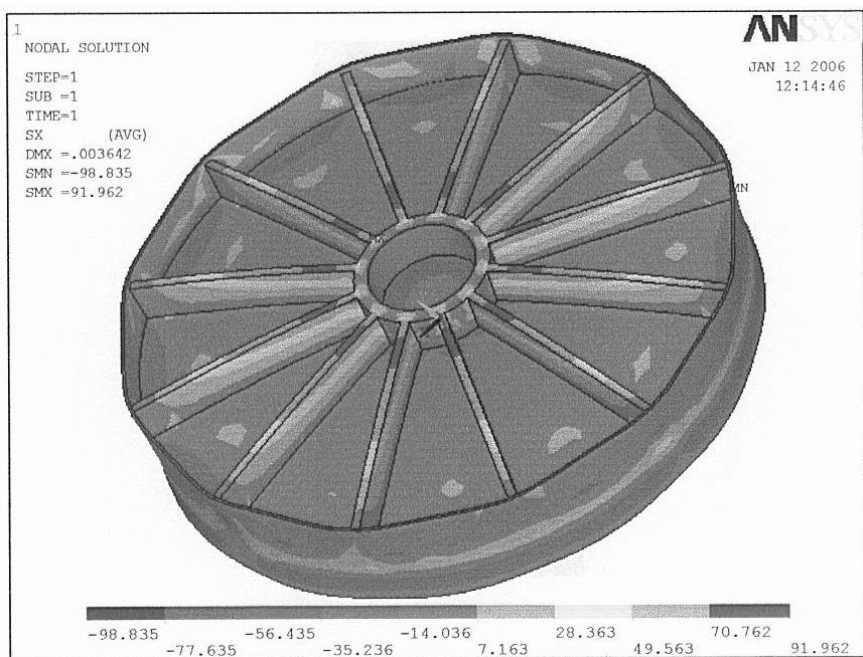


Rys.7. Naprężenia i odkształcenia dna zbiornika dla ciśnienia  $p = 0,1\text{ MPa}$  i średnicy  $D = 1\text{ m}$

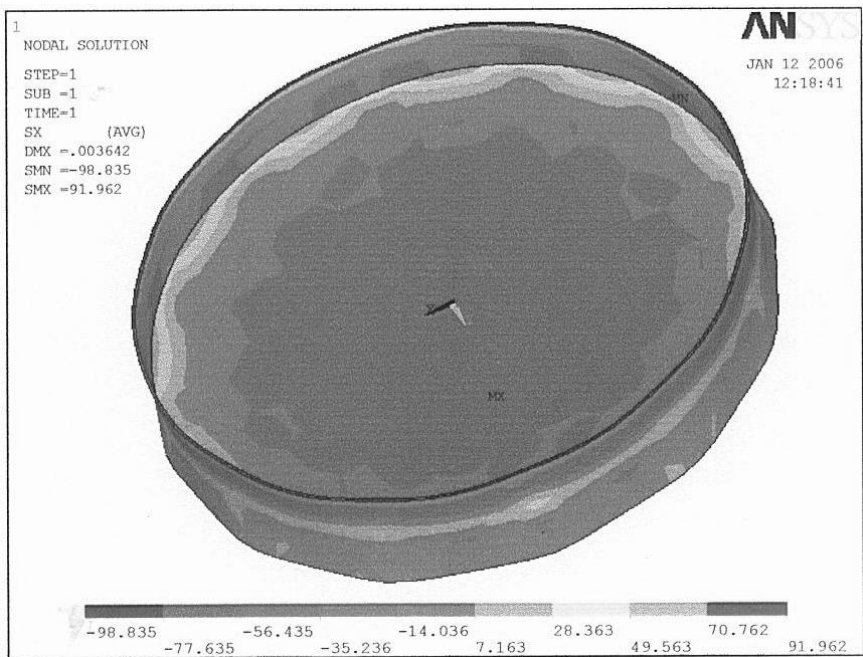


Rys.8. Naprężenia i odkształcenia dna zbiornika dla ciśnienia  $p = 0,4 \text{ MPa}$  i średnicy  $D = 1 \text{ m}$

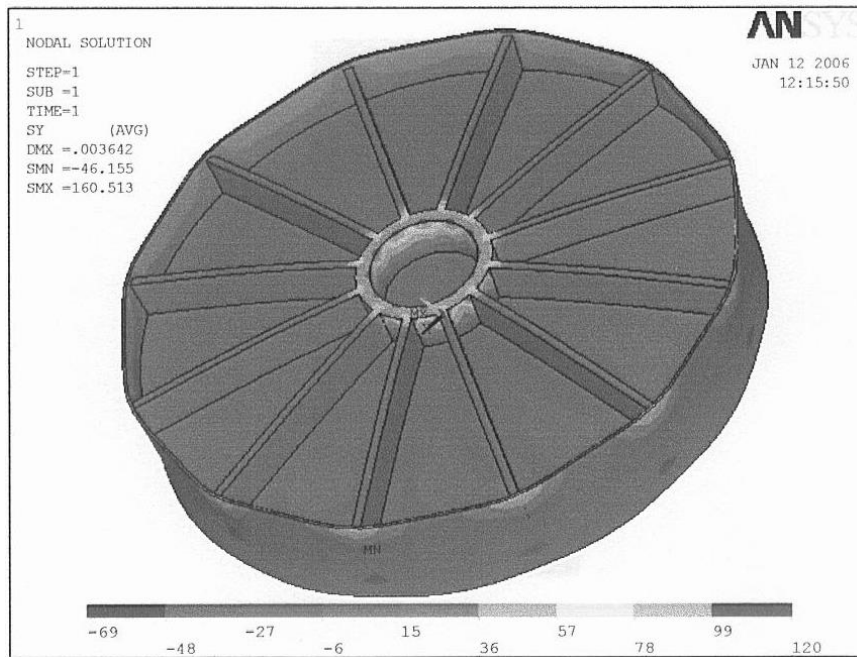
Interesującym wydaje się kierunek prowadzonych przez autora badań zmierzających do zastosowania płaskich den kompozytowych, składających się z cienkiej blachy stalowej (zazwyczaj o grubości nie przekraczającej 10 mm) wzmocnionej kompozytem na bazie betonu ze zbrojeniem rozproszonym.



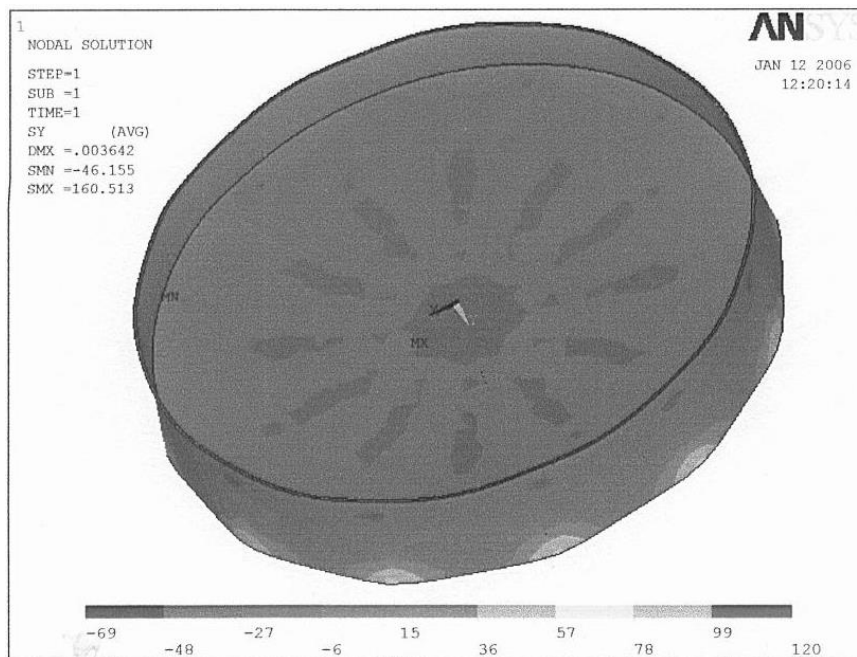
Rys.9. Mapa naprężeń promieniowych w dnie  $\sigma_r$  [MPa] dla  $p = 0,2$  MPa (widok z dołu dna)



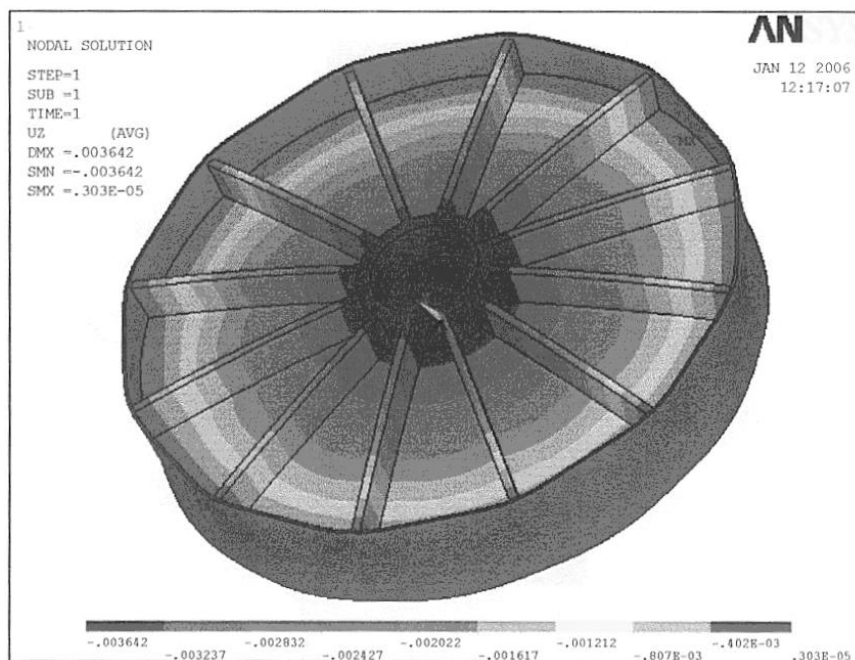
Rys.10. Mapa naprężeń promieniowych w dnie  $\sigma_r$  [MPa] dla  $p = 0,2$  MPa (widok z góry dna)



Rys.11. Mapa naprężeń obwodowych  $\sigma_\theta$  [MPa] dla  $p = 0,2 \text{ MPa}$  (widok z dołu dna)



Rys.12. Mapa naprężeń obwodowych  $\sigma_\theta$  [MPa] dla  $p = 0,2 \text{ MPa}$  (widok z góry dna)



Rys.13. Mapa przemieszczeń w kierunku osi z [m] dna płaskiego z 12 żebrami

### 3. Podsumowanie i wnioski

Z powyższego porównania wynika, iż w dnie płaskim i powłoce cylindrycznej wyniki obliczeń różnią się od wyników dla modelu dna sztywno zamocowanego. Wynika to ze zmiany warunków brzegowych na zewnętrznej krawędzi dna. Naprężenia promieniowe i obwodowe  $\sigma_r = \sigma_\theta$  w środku płyty wzrastają, zaś na brzegu dna maleją, wzrasta także ugięcie maksymalne.

Spadek naprężeń na brzegu, a wzrost w środku zależy od sztywności powłoki cylindrycznej (od jej grubości, która jest podstawowym parametrem w obliczeniach ciśnieniowych zbiorników cylindrycznych. Metoda elementów skończonych pozwala także realizować obliczenia den płaskich wzmocnionych żebrami, które pozwala na oszczędności materiałowych rzędu 25%. Obiecująca wydaje się też koncepcja dna płaskiego wzmocnianego żelbetem lub zbrojeniem rozproszonym (metalowym lub z tworzyw sztucznych).

Reasumując, można stwierdzić, iż procedura doboru cech konstrukcyjnych metodą elementów skończonych jest dobrym narzędziem do wspomagania procesu projektowania cylindrycznych zbiorników ciśnieniowych o różnych konstrukcjach den płaskich, w tym den kompozytowych.

**Literatura**

1. Ickiewicz J.: Obliczanie den płaskich zbiorników ciśnieniowych metodą elementów skończonych. VII Konferencja naukowo-techniczna „Energia w Nauce i Technice”, Białystok-Suwałki 2008.
2. Ickiewicz J.: Obliczanie nieżebrowanych den płaskich zbiorników ciśnieniowych. *Acta Mechanica et Automatica* vol. 3, no 1, s. 45-48, 2009.
3. Konopko H.: Podstawy konstruowania urządzeń przemysłu chemicznego i spożywczego. Wydawnictwo Politechniki Białostockiej, Białystok 1998.
4. Najim M.: Nonlinear Analysis of Reinforced Concrete Beams Under Pure Torsion. *Mahmood Jurnal of Applied Sciences* 7 (22) pp.3524-3529, 2007.
5. Rakowski G., Kacprzyk Z.: Metoda elementów skończonych w mechanice konstrukcji. Oficyna Wydawnicza Politechniki Warszawskiej, Warszawa 2008.
6. Dyrektywa 97/23/WE – Urządzenia ciśnieniowe.
7. PN-EN 13445 – Nieogrzewane płomieniem zbiorniki ciśnieniowe.
8. Warunki UDT – Urządzenia ciśnieniowe – zbiorniki ciśnieniowe.

