



**PROBLEMY ROZWOJU  
MASZYN  
ROBOCZYCH**

Redakcja  
Andrzej Kosucki

Łódź 2015

# **PROBLEMY ROZWOJU MASZYN ROBOCZYCH**

**Redakcja  
Andrzej Kosucki**

**Monografie PŁ  
Łódź 2015**

**Recenzenci:**

Prof. dr hab. inż. Andrzej Buchacz  
Prof. dr hab. inż. Piotr Dudziński  
Prof. dr hab. inż. Lech Gładysiewicz  
Prof. dr hab. inż. Wacław Kollek  
Prof. dr hab. inż. Edward Lisowski  
Prof. dr hab. inż. Zbigniew Pawelski  
Prof. dr hab. inż. Franciszek W. Przystupa  
Prof. dr hab. inż. Jan Szlagowski  
Prof. dr hab. inż. Jerzy Tomczyk  
Prof. dr hab. inż. Marek Trombski

**Redakcja:**

dr hab. inż. Andrzej Kosucki

© Copyright by Politechnika Łódzka 2015

WYDAWNICTWO POLITECHNIKI ŁÓDZKIEJ

90-924 Łódź, ul. Wólczanska 223

tel./fax 42-684-07-93

e-mail: [zamowienia@info.p.lodz.pl](mailto:zamowienia@info.p.lodz.pl)

[www.wydawnictwa.p.lodz.pl](http://www.wydawnictwa.p.lodz.pl)

**ISBN 978-83-7283-648-9**

Reprodukcja z materiałów dostarczonych przez Autorów

Nakład 100 egz. Papier offset. 80g, 70 x 100

Druk ukończono w styczniu 2015 r.

Wykonano w Drukarni offsetowej „Quick-Druk” s.c. 90-562 Łódź, ul. Łąkowa 11

## SPIS TREŚCI

|                                                                                                                                                                                  |     |
|----------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|-----|
| <b>Wstęp</b>                                                                                                                                                                     | 7   |
| 1. <i>Jerzy BAJKOWSKI:</i><br><b>Obrotowe tłumiki magnetoreologiczne ze zminimalizowanymi skutkami magnetyzmu szczątkowego</b>                                                   | 9   |
| 2. <i>Michał BEMBENEK:</i><br><b>Badania wizualizacyjne procesu brykietowania w niesymetrycznym układzie zagęszczania prasy walcowej</b>                                         | 27  |
| 3. <i>Andrzej BUCHACZ:</i><br><b>Charakterystyki układów mechanicznych i mechatronicznych wyznaczonych metodą przybliżoną i ich korekcja</b>                                     | 40  |
| 4. <i>Jacek CINK, Andrzej KOSUCKI:</i><br><b>Wybrane metody kształtowania prędkości mechanizmów jazdy w celu minimalizacji wahań ładunku</b>                                     | 51  |
| 5. <i>Jerzy CZMOCHOWSKI, Przemysław MOCZKO, Damian PIETRUSIAK, Grzegorz PRZYBYŁEK:</i><br><b>Metodyka oceny stanu technicznego maszyn górniczych w kopalniach odkrywkowych</b>   | 65  |
| 6. <i>Tomasz DZIK, Marek HRYNIEWICZ:</i><br><b>Badania i doskonalenie konstrukcji granulatora z płaską martyką</b>                                                               | 77  |
| 7. <i>Mirosław FERDYNUS, Dominik SKALSKI, Józef JONAK:</i><br><b>Wirtualny prototyp ciągnikowego ładowacza czołowego</b>                                                         | 87  |
| 8. <i>Mirosław FERDYNUS, Paweł BUCHOWIECKI, Józef JONAK:</i><br><b>Wirtualny prototyp koparko-ładowarki</b>                                                                      | 111 |
| 9. <i>Jarosław GOSZCZAK, Andrzej WERNER, Pierre GAUTHIER, Zbigniew PAWELSKI:</i><br><b>Różne aspekty ograniczenia wydajności pompy wyporowej o stałej objętości jednostkowej</b> | 136 |
| 10. <i>Marek HRYNIEWICZ, Jakub STARY:</i><br><b>Rozwój konstrukcji prasy walcowej do brykietowania węgla brunatnego</b>                                                          | 148 |



|     |                                                                                                                                                                                                                              |     |
|-----|------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|-----|
| 11. | <i>Jakub Roch KARPOWICZ, Marek TROMBSKI:</i><br><b>Bezpieczeństwo eksploatacji maszyn roboczych<br/>na przykładzie żurawi teleskopowych</b>                                                                                  | 158 |
| 12. | <i>Rafał KLAUS, Dariusz NOWAKOWSKI:</i><br><b>Badanie kształtu profili gumowych w procesie wytłaczania</b>                                                                                                                   | 186 |
| 13. | <i>Władysław KLUCZKIEWICZ:</i><br><b>Obciążenia dynamiczne ustroju nośnego. Analiza sił<br/>bocznych w wysięgniku koła czerpakowego.</b>                                                                                     | 193 |
| 14. | <i>Wacław KOLLEK, Piotr OSIŃSKI, Janusz RUTAŃSKI:</i><br><b>Wpływ zerowego luzu bocznego w zazębieniu na<br/>właściwości akustyczne i hydrauliczne pomp zębatych</b>                                                         | 202 |
| 15. | <i>Edward LISOWSKI, Wojciech CZYŻYCKI:</i><br><b>Zastosowanie zaworów logicznych w sterowaniu maszyn<br/>roboczych</b>                                                                                                       | 217 |
| 16. | <i>Edward LISOWSKI, Grzegorz FIŁO:</i><br><b>Modelowanie systemu przemieszczania ciężkich ładunków<br/>z wykorzystaniem poduszek pneumatycznych</b>                                                                          | 225 |
| 17. | <i>Maciej OLEJNIK, Andrzej KOSUCKI:</i><br><b>Badania eksperymentalne zaworu ciśnieniowego<br/>o zmodyfikowanej konstrukcji</b>                                                                                              | 236 |
| 18. | <i>Artur OLSZAK, Karol OSOWSKI, Zbigniew KĘSY:</i><br><b>Zastosowanie tytanu w budowie maszyn</b>                                                                                                                            | 249 |
| 19. | <i>Piotr OSIŃSKI, Michał STOSIAK:</i><br><b>Ocena właściwości wibroakustycznych symulatora<br/>liniowego napędu hydrostatycznego</b>                                                                                         | 257 |
| 20. | <i>Karol OSOWSKI, Marcin MIGUS, Jarosław KOTLIŃSKI,<br/>Artur OLSZAK, Andrzej KĘSY:</i><br><b>Problemy występujące podczas wspomaganego<br/>komputerowo konstruowania wirników</b>                                           | 271 |
| 21. | <i>Bartosz RADZYMIŃSKI, Zbigniew PAWELSKI:</i><br><b>Wpływ parametrów zakłócających na pracę skrzyni<br/>biegów wyposażonej w przekładnię CVT</b>                                                                            | 286 |
| 22. | <i>Eugeniusz RUSIŃSKI, Przemysław MOCZKO, Piotr ODYJAS,<br/>Damian PIETRUSIAK, Kamil URBĄŃSKI, Andrzej WRÓBLEWSKI:</i><br><b>Projektowanie wentylatorów promieniowych do lokalnego<br/>przewietrzania kopalń podziemnych</b> | 297 |

|     |                                                                                                                                                                                                                 |     |
|-----|-----------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|-----|
| 23. | <i>Tadeusz SMOLNICKI, Mariusz STAŃCO:</i><br><b>Wpływ geometrii podzespołu wsporczego na dystrybucję obciążeń w łożysku wielkogabarytowym</b>                                                                   | 316 |
| 24. | <i>Jerzy TOMCZYK:</i><br><b>Badania nad automatyzacją dźwignic w Politechnice Łódzkiej</b>                                                                                                                      | 326 |
| 25. | <i>Andrzej TYPIAK, Tomasz MUSZYŃSKI,<br/>Janusz RUTKOWSKI, Krzysztof ZEMBROWSKI:</i><br><b>Rodzina pojazdów specjalistycznych do prowadzenia zabiegów renowacyjnych i ochronnych w środowisku wodno-błotnym</b> | 349 |
| 26. | <i>Rafał TYPIAK:</i><br><b>Kształtowanie układu akwizycji obrazu dla czterokołowej bezzałogowej platformy lądowej z osią skrętną</b>                                                                            | 361 |
| 27. | <i>Jerzy UCIŃSKI, Sławomir HALUSIAK:</i><br><b>Organizacja załadunku pociągu intermodalnego</b>                                                                                                                 | 377 |
| 28. | <i>Józef WOJNAROWSKI, Bronisław RADZIK:</i><br><b>Zastosowanie robota SCARA-1 do wytwarzania kart z obwodami elektronicznymi</b>                                                                                | 385 |



## WSTĘP

Od 1992 roku Zakopane jest miejscem spotkań naukowców zajmujących się budową i eksploatacją maszyn, w szczególności maszyn roboczych oraz szeroko pojmowaną mechaniką. Organizowane corocznie Konferencje Naukowe „PROBLEMY ROZWOJU MASZYN ROBOCZYCH” umożliwiają wymianę doświadczeń i prezentację osiągnięć naukowców oraz ośrodków związanych z branżą maszyn roboczych.

XXVIII Konferencja Naukowa PRMR, odbywająca się w dniach 26-29 stycznia 2015 roku organizowana jest przez Katedrę Pojazdów i Podstaw Budowy Maszyn Politechniki Łódzkiej. Uczestnikami są przedstawiciele ponad 25 różnych ośrodków.

Każdorazowo Konferencje organizowane są przez inny ośrodek naukowy. Coroczna zmiana głównego organizatora pomyślana jest jako impuls do integracji środowisk naukowych i przemysłowych, związanych z szeroko pojętymi maszynami roboczymi. Z Konferencją współpracują czołowe polskie ośrodki politechniczne, Polska Akademia Nauk, ośrodki badawczo rozwojowe, czasopisma techniczne oraz przemysłowe ośrodki związane z jej tematyką.

Mimo że z biegiem lat zmieniała się zarówno nazwa, jak i miejsce obrad, to jednak od 23 lat Zakopane wciąż jest miejscem, gdzie spotykają się przedstawiciele przemysłu oraz świata nauki, dyskutując nad problemami związanymi z rozwojem budowy maszyn, a w szczególności maszyn roboczych.

Zakres zagadnień, będących przedmiotem obrad, jest ciągle rozszerzany. Obszary tematyczne Konferencji obejmują zagadnienia logistyki, modelowania, projektowania, badań, eksploatacji, automatyzacji, diagnostyki oraz mechatroniki.

Istotnym aspektem spotkań jest wzrastający udział młodych naukowców – doktorantów i adiunktów, rozumiejących bardzo dobrze potrzebę bezpośredniej wymiany i pozyskiwania aktualnych informacji naukowo-technicznych oraz poddania własnych osiągnięć zawsze życzliwej krytyce.

Monografia zawiera referaty uczestników XXVIII Konferencji, przedstawiające aktualne prace z zakresu tematyki Konferencji.

Wszystkim, którym nieobce są problemy maszyn roboczych oraz tym, którzy chcą te problemy rozwiązywać, przekazujemy niniejszą monografię. Liczymy, że przedstawiona tematyka stanie się inspiracją dla dalszych prac badawczych i przyczyni się do rozwoju krajowych, nowoczesnych maszyn roboczych.

Uczestnikom XXVIII Konferencji życzymy rzeczowych i merytorycznych obrad.

*Andrzej Kosucki*

**Jerzy BAJKOWSKI**  
Politechnika Warszawska  
jba@simr.pw.edu.pl

## **OBROTOWE TŁUMIKI MAGNETOREOLOGICZNE ZE ZMINIMALIZOWANYMI SKUTKAMI MAGNETYZMU SZCZĄTKOWEGO**

**Streszczenie:** Praca dotyczy konstrukcji oraz badań obrotowego tłumika MR. Rezultaty badań pozwoliły wyznaczyć wartości momentu oporu tłumika w zależności od: natężenia pola magnetycznego, prędkości obrotowej i temperatury. Skoncentrowano się na wyznaczeniu wartości momentu oporu, jaki jest skutkiem remanencji magnetycznej. W wyniku badań udało się potwierdzić, iż poprzez działania konstrukcyjne możliwe jest zbudowanie tłumika MR, którego magnetyzm szczątkowy jest bliski wartości zerowej.

### **1. Wstęp**

We współczesnych rozwiązaniach technicznych maszyn i urządzeń coraz częściej mamy do czynienia z urządzeniami lub maszynami, które będąc, wydawać by się mogło, perfekcyjnie dopracowanymi od strony mechanicznej, otrzymują nowe możliwości eksploatacyjne, a niekiedy mogą zyskać zupełnie nowe przeznaczenie, z chwilą ich uzupełnienia dodatkowymi funkcjami, jakimi mogą być odpowiednio zaprojektowane procesy sterowania albo zmiana niektórych ich elementów bazowych lub wykonawczych. Klasycznymi przykładami takich konstrukcji mogą być wszelkiego rodzaju urządzenia, których podstawą działania są ciecze sterowalne. Okazuje się bowiem, że nawet tak doskonale już dopracowane konstrukcje, jak np. amortyzatory z zaworami elektromagnetycznymi, sprzęgła hydrokinetyczne czy tarciovowe, hamulce cierne lub proszkowe, zyskać mogą zupełnie nowe możliwości zastosowań praktycznych poprzez zmianę czynnika stanowiącego bazę wykorzystywanego do jego pracy zjawiska lub poprzez ulepszenie parametrów sterowania. Prezentowane opracowanie jest ściśle związane z konstrukcjami, których rozwiązania, w wersji stosowanej powszechnie w technice, dobrze spełniają wyznaczone im zadania eksploatacyjne. Okazuje się jednak, że poprzez wykorzystanie nowych, często niewielkich, zmian rozwiązań konstrukcyjnych oraz zastosowanie innych materiałów bazowych, możliwe jest nadanie takim urządzeniom zupełnie nowych możliwości, związanych ze skróceniem czasu reakcji na zadawane obciążenia i takich cech eksploatacyjnych, które nie są możliwe do osiągnięcia, bez wykorzystania ściśle dopasowanych

parametrów sterowania i parametrów materiałowych. Do takich zmian, które w istotny sposób przyczyniły się do podniesienia poziomu technicznego urządzeń mechanicznych, zaliczyć należy zastosowanie w wielu rozwiązaniach konstrukcyjnych cieczy sterowalnych, cieczy, które zaliczane są do grupy materiałów „smart”, głównie elektoreologicznych i magnetoreologicznych. Znalazły one bardzo szerokie zastosowania i aktualnie są wykorzystywane w wielu urządzeniach technicznych, zastosowaniach medycznych i innych. Szczególną rolę w grupie cieczy sterowalnych, ze względu na łatwość sterowania, małą wrażliwość na zanieczyszczenia oraz ze względu na stosunkowo krótki czas reakcji na działanie impulsu wymuszenia, odgrywają ciecze magnetoreologiczne. Prezentowane opracowanie dotyczy urządzeń, które z pozoru przypominają powszechnie znane odpowiedniki tradycyjne, a które zyskały zupełnie nową jakość ze względu na nowe rozwiązanie konstrukcyjne, które zostało w nich zastosowane; rozwiązanie, które zostało zgłoszone do opatentowania i w znaczącym stopniu odróżnia je właściwościami od podobnych prototypów urządzeń magnetoreologicznych, które były realizowane dotychczas.

Jednym z ważnych zagadnień, które są związane z procesem sterowania procesami zachodzącymi w urządzeniach wykorzystujących jako podstawę działania ciecze magnetoreologiczne jest problem pozostałości w elementach wykonawczych, po zaprzestaniu przepływu prądu, magnetyzmu szczątkowego. Zjawisko to w przypadku pracy ciągłej lub z dużymi przerwami czasowymi nie ma większego znaczenia, gdyż w miarę upływu czasu układ powraca do stanu sprzed rozpoczęcia pracy. W przypadkach częstych włączeń lub w przypadkach obciążeń szybkozmiennych, a w przypadku omawianych urządzeń pracujących np. jako tłumiki, mamy do czynienia głównie z tego typu charakterystykami pracy, pozostałość magnetyczna może, w istotny sposób wpływać na proces sterowania, który w kolejnych cyklach badawczych nie będzie rejestrowany od wartości pierwotnych jakim odpowiadało urządzenie przed rozpoczęciem pracy. Zagadnienie to, w konstrukcjach komercyjnych, np. w stosowanych przez firmę Lord Co., rozwiązywane jest poprzez dołączenie do urządzenia magnetoreologicznego, odpowiedniego sterownika, który obok roli potencjometru, spełniającego zadanie regulatora natężenia prądu płynącego w solenoidzie urządzenia MR, a tym samym pozwalającego zadawać odpowiednią wartość natężenia pola magnetycznego, w chwili zaprzestania działania prądu, wywołuje w układzie z pomocą procesora, dodatkowy, rozładowujący magnetyzm szczątkowy, impuls elektryczny o wysokich wartościach nominalnych i zmiennych znakach. Głównym zadaniem prezentowanego opracowania było skonstruowanie takich urządzeń mechanicznych, w których wartości magnetyzmu szczątkowego, a więc

z chwilą zaprzestania działania prądu, są zbliżone do zera, bez dodatkowych zabiegów realizowanych na drodze elektronicznej. Realizację takich urządzeń osiągnięto poprzez zastosowanie w wykonanych prototypach urządzeń, odpowiednich rodzajów materiałów oraz specjalnej konstrukcji ich elementów. Zastosowanie urządzeń spełniających tak sformułowane warunki, wymagało bardzo starannego rozpoznania możliwości materiałowych i konstrukcyjnych budowanych prototypów urządzeń, przeprowadzenia szeroko zakrojonych badań eksperymentalnych i symulacyjnych, a przede wszystkim, dogłębnej analizy zjawisk mających wpływ na działanie opisywanych urządzeń.

## **2. Cel pracy, przyjęta metodyka badawcza oraz jej zakres**

Zasadniczym celem niniejszej pracy jest opis i prezentacja właściwości takiej konstrukcji obrotowego tłumika magnetoreologicznego, w której, poprzez zastosowanie odpowiednich materiałów oraz specjalnych rozwiązań konstrukcyjnych składowych podzespołów tłumika, udało się w znacznym stopniu zminimalizować remanencję magnetyczną w jego elementach, istniejącą po zaprzestaniu zasilania jego solenoidów prądem.

Cel ten osiągnięto po wielokrotnych próbach kilku preprototypów tłumików, które poddawane szczegółowym próbom badawczym, na zbudowanym specjalnie w tym celu stanowisku laboratoryjnym, po każdym eksperymencie, wskazywały kierunki dalszych permanentnych działań modernizacyjnych polepszających końcowe charakterystyki tych urządzeń. W finalnym efekcie tych prac, dopracowano się konstrukcji tłumika, którego założone parametry są znacznie korzystniejsze od tych, które charakteryzują podobne rozwiązania tradycyjne, uznając je za zadowalające.

W niniejszej pracy prezentację osiągniętych rezultatów, ograniczono do wyników badań tylko wyrobu finalnego, nie prezentując wyników, które dotyczyły wcześniej badanych preprototypów i które oczywiście były inspiracją wprowadzanych kolejnych zmian i ulepszeń konstrukcji.

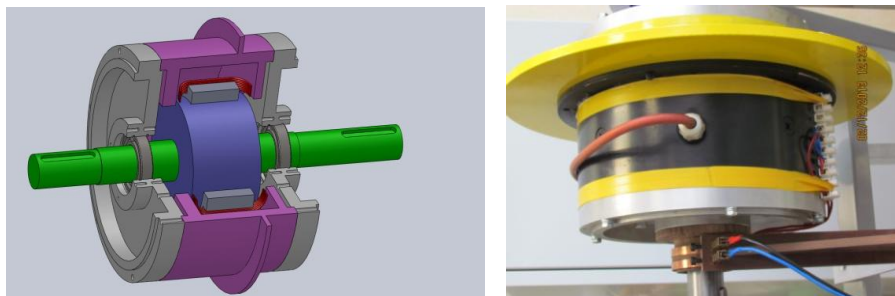
## **3. Obiekt i stanowisko badawcze**

### **3.1. Wstęp**

Finalny obiekt badawczy, który został zaprezentowany na rys.1, jest rezultatem długotrwałych badań i analiz teoretycznych oraz modelowania, obliczeń numerycznych i symulacji, a także badań eksperymentalnych, kilku wcześniej zbudowanych preprototypów tłumików MR. Eksperymenty badawcze dotyczyły zarówno możliwości doboru materiału na rdzenie solenoidów, parametrów drutu z jakiego cewka powinna być wykonana, jak również szczegółowych rezultatów, zachowania się cieczy MR w eksploatacyjnych warunkach pracy tłumika; na ich podstawie



zdecydowano m.in. o wysokości przyjętej szczeliny w jakiej znajduje się ciecz robocza.



**Rys. 1.** Ogólny schemat konstrukcyjny –a) i fotografia finalnej wersji obrotowego tłumika MR –b)

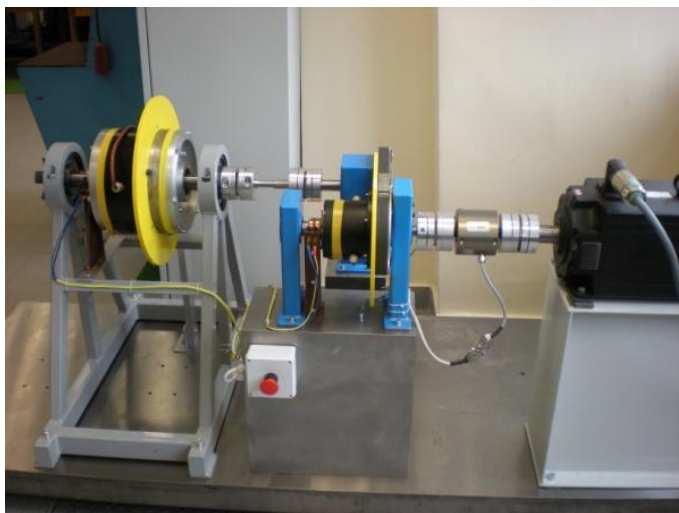
Wykorzystując jedną z metod optymalizacyjnych, określono precyzyjnie prawdopodobne wartości uzyskiwanych parametrów pracy projektowanych urządzeń, w zależności od wielkości szczeliny, wyznaczając jej najkorzystniejsze parametry. Na podstawie przyjętych modeli fizycznych opracowano także algorytm sterowania.

Wszystkie wymienione rezultaty badań miały na celu stworzenie zasobu wiedzy, która pozwoliła zrealizować główny cel pracy, którym jest zaprezentowany na rys. 1, tłumik obrotowy zapewniający optymalne parametry pracy, w tym przede wszystkim, możliwie bliską wartości zerowej, remanencję magnetyczną.

### 3.2. Stanowisko do badania magnetoreologicznych tłumików obrotowych

Badania finalnej wersji konstrukcyjnej tłumika magnetoreologicznego zostały wykonane na stanowisku, które zilustrowano na rys. 2.

Konieczność badań zbudowanych wcześniej preprototypów tłumików MR, wymusiła wielokrotne przystosowywanie stanowiska do badań podobnych do tych, jakie przewidziano dla końcowej wersji tłumika i sprawiła, że zyskało ono wiele cech uniwersalnych, które zapewniają możliwości realizacji na nim badań, dowolnych typów urządzeń MR lub urządzeń działających w podobny sposób; w wyniku takich działań znacząco zwiększył się również zakres badawczy stanowiska jak również jego możliwości pomiarowe.



*Rys. 2. Widok stanowiska badawczego przystosowanego do badań tłumików i sprzęgieł obrotowych*

Wspomniane uzupełnienie stanowiska dotyczyło, między innymi dodatkowego wyposażenia w aparaturę pomiarową, odpowiedniej klasy momentomierze, termopary, cyfrowe czujniki mierzące temperaturę, laserowe czujniki prędkości i przemieszczeń, kamerę do wykonywania szybkich zdjęć oraz kamerę termowizyjną.

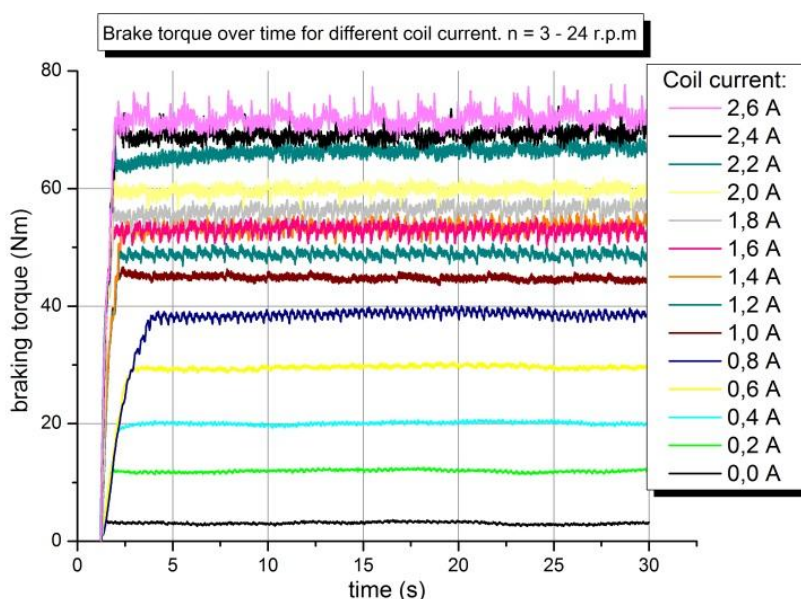
#### **4. Rezultaty badań tłumika magnetoreologicznego przy przepływie prądu w dwu solenoidach urządzenia**

##### **4.1. Wprowadzenie**

Realizacja zadań badawczych skonstruowanego tłumika magnetoreologicznego została przeprowadzona w taki sposób, który pozwolił na wyznaczenie momentów sił oporu tłumika, w zależności od wartości, wytwarzającego pole magnetyczne oddziałujące na ciecz MR, natężenia prądu płynącego w solenoidzie, w zależności od prędkości obrotowej elementów wirujących urządzenia oraz od temperatury. W niniejszej pracy skoncentrowano się przede wszystkim jednak na uzyskaniu takich rezultatów badań, które udowodnią, iż w skonstruowanym urządzeniu skutki pozostałości magnetycznej są niewielkie w stosunku do wartości, które występują w standardowych, podobnych rozwiązaniach konstrukcyjnych tłumików.

#### 4.2. Wyniki ilustrujące wpływ natężenia prądu na wartości momentu sił oporu tłumika w przypadku obciążenia quasistatycznego

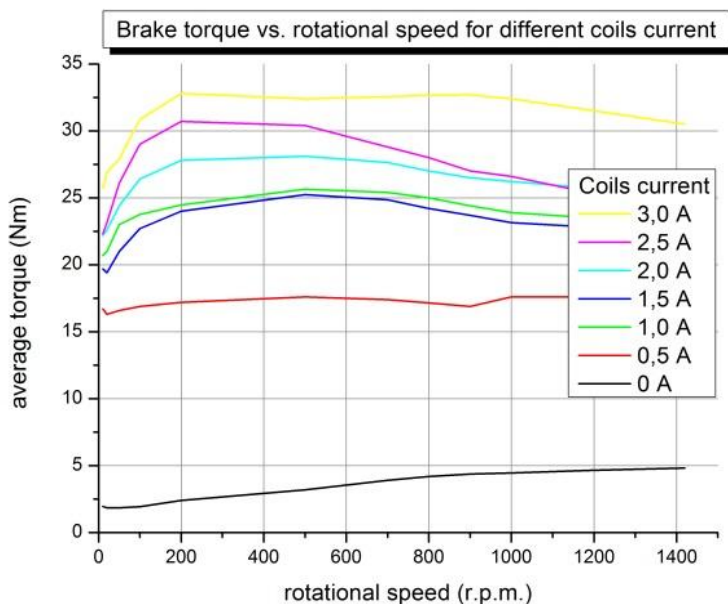
W celu wyznaczenia zależności momentu oporowego tłumika od wartości natężenia prądu przepływającego w solenoidach urządzenia, jego wirnik był wprowadzany w bardzo powolny ruch obrotowy (3 obr/min) przy kolejnych, zwiększających się wartościach natężenia prądu płynącego w jego solenoidach. Pomiar momentu oporowego realizowany był za pomocą dynamometru i rejestrowany w funkcji czasu. Wyniki takich badań w postaci uśrednionych wartości momentu obrotowego przenoszonego przez tłumik, zilustrowane zostały na rys. 3.



**Rys. 3.** Zbiorczy wykres ilustrujący wyniki badań uśrednionych wartości momentu obrotowego przenoszonego przez tłumik, zarejestrowane przy różnych wartościach natężenia prądu płynącego w solenoidach urządzenia (włączone dwie cewki, obciążenie traktowane jako „statyczne”-obroty silnika, ok 3 obr/min)

#### 4.3. Wyniki badań wpływu prędkości obrotowej tłumika na uśrednione wartości przenoszonego momentu obrotowego zarejestrowane przy różnych wartościach natężenia prądu płynącego w solenoidach

Rezultaty badań wpływu prędkości obrotowej tłumika na wartości przenoszonego momentu obrotowego, wyznaczone przy różnych wartościach prądu płynącego w solenoidach urządzenia, zostały zilustrowane na rys. 4.

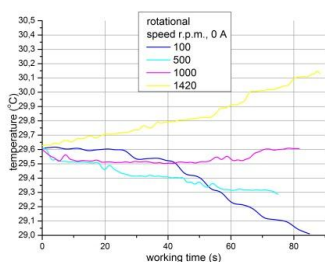


**Rys. 4.** Zbiorczy wykres ilustrujący uśrednione wartości zmian momentu obrotowego przenoszonego przez tłumik zarejestrowane przy różnych wartościach prędkości obrotowej oraz przy różnych wartościach natężenia prądu płynącego w solenoidach urządzenia (włączone dwie cewki, obroty silnika zmienne od, ok. 3 obr/min÷1400obr/min)

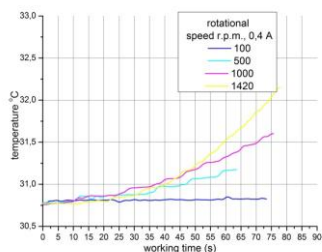
#### 4.4. Wyniki badań ilustrujące w funkcji czasu, zmiany temperatury, wyznaczone dla całego badanego zakresu prędkości obrotowych, przy kilku wartościach natężenia prądu w solenoidach tłumika

Na kolejnych rysunkach zostały zaprezentowane w funkcji czasu, rezultaty badań tłumika ilustrujące wpływ prędkości obrotowej oraz natężenia prądu płynącego w cewkach tłumika na temperaturę jego pracy. Ilustrację tych wzajemnych zależności pokazano na rys. 5.

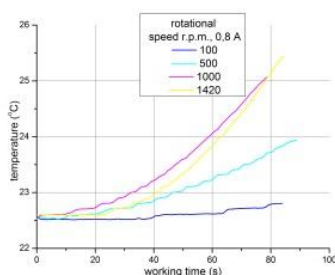
a)



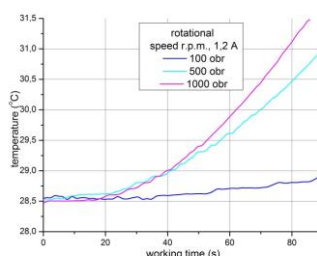
b)



c)



d)

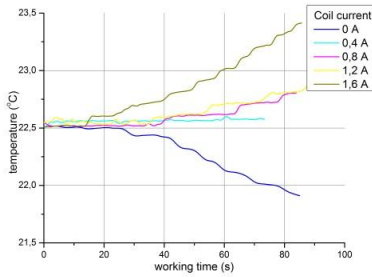


**Rys. 5.** Przebiegi zmian wartości ilustrujące w funkcji czasu, zmiany temperatury, wyznaczone dla całego badanego zakresu prędkości obrotowych, przy kilku wartościach natężenia prądu w solenoidach tłumika: a)- natężenie prądu  $i=0A$ , b) -  $i=0,4 A$ , c) -  $i=0,8 A$ , d) -  $i=1,4 A$  (włączone dwie cewki)

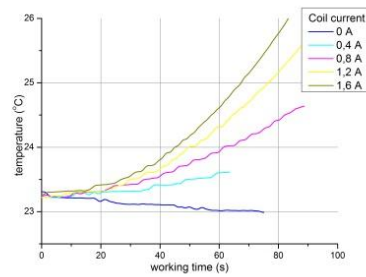
#### 4.5. Wyniki badań ilustrujące w funkcji czasu, zmiany temperatury, wyznaczone dla badanego zakresu wartości natężenia prądu w solenoidach tłumika i przy kilku wartościach prędkości obrotowych

Na kolejnych rysunkach zilustrowane zostały przebiegi krzywych, odwzorowujące również w funkcji czasu, bezpośredni wpływ natężenia prądu płynącego w solenoidach tłumika na temperaturę. Zostały one jednak wyznaczone przy zachowaniu wybranej, stałej wartości prędkości obrotowej i zilustrowane na rys. 6.

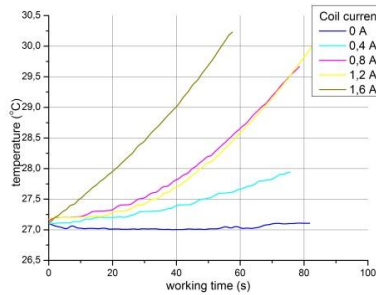
a)



b)



c)

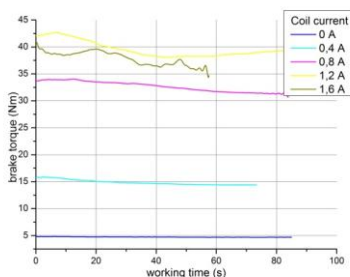


**Rys. 6.** Zarejestrowane w funkcji czasu zmiany wartości temperatury pracy tłumika wyznaczone dla badanego zakresu wartości natężenia prądu w solenoidach tłumika przy wybranych stałych wartościach prędkości obrotowej: a)  $n=100$  obr/min, b)  $n=500$  obr/min, c)  $n=1000$  obr/min

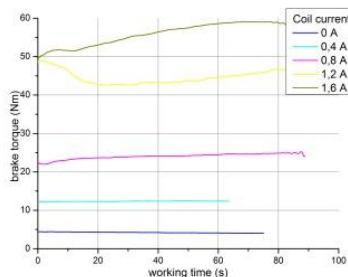
#### 4.6. Wyniki badań ilustrujące wpływ nagrzewania się cieczy na wartości momentu obrotowego tłumika, wyznaczone w funkcji czasu przy stałych wartościach obrotów i przy różnych wartościach natężenia prądu

Wykresy zamieszczone na rys. 7 ilustrują, w jaki sposób, przy wybranych wartościach natężenia prądu oddziałującego na ciecz i stałych wartościach prędkości obrotowych wirnika tłumika zmienia się w czasie pracy jego moment oporu wskutek nagrzewania się cieczy.

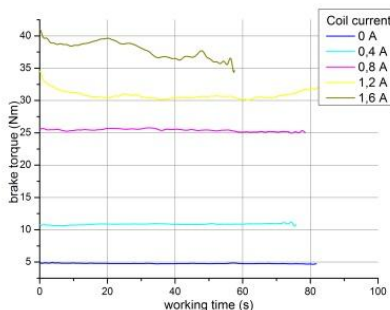
a)



b)



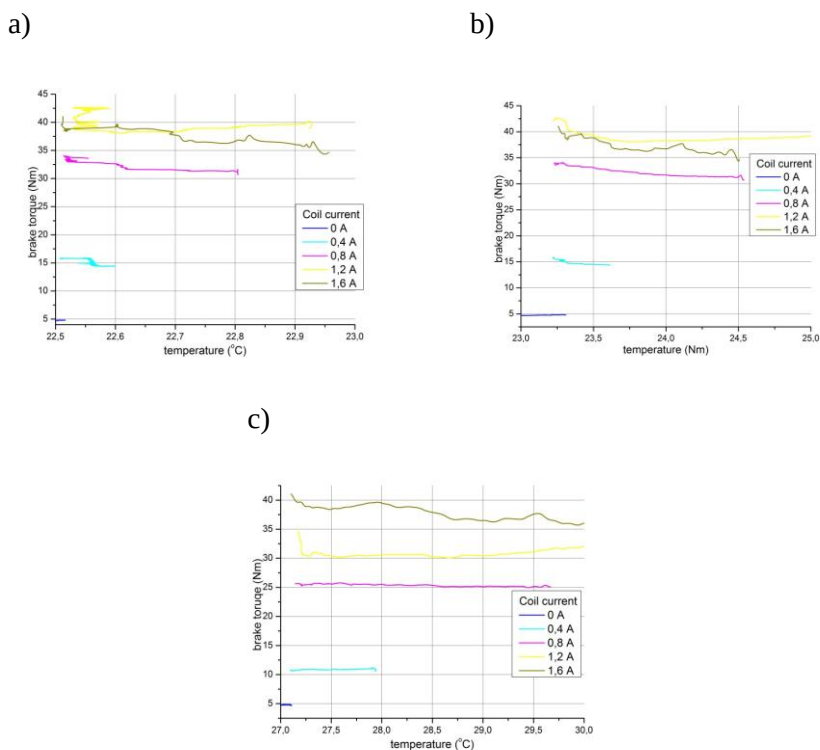
c)



**Rys. 7.** Zarejestrowane w funkcji czasu wyniki badań, ilustrujące wpływ nagrzewania się cieczy na zmiany wartości momentu obrotowego tłumika, wyznaczone przy różnych wartościach natężenia prądu płynącego w solenoidach urządzenia i stałych wartościach prędkości obrotowych wirnika: a) –  $n=100$  obr/min, b) –  $n=500$  obr/min, c) –  $n=1000$  obr/min, (włączone dwie cewki)

#### 4.7. Wyniki badań zmian wartości momentu obrotowego tłumika, wyznaczone w funkcji temperatury cieczy, przy różnych wartościach natężenia prądu płynącego w jego solenoidach i przy stałych wartościach prędkości obrotowych

Zmiany wartości momentu obrotowego tłumika w funkcji temperatury i zależne od wartości natężenia prądu płynącego w uzwojeniu tłumika, zostały wyznaczone przy stałej wartości natężenia prądu i przy stałych wartościach prędkości obrotowej. Te zależności zostały zilustrowane na rys. 8.

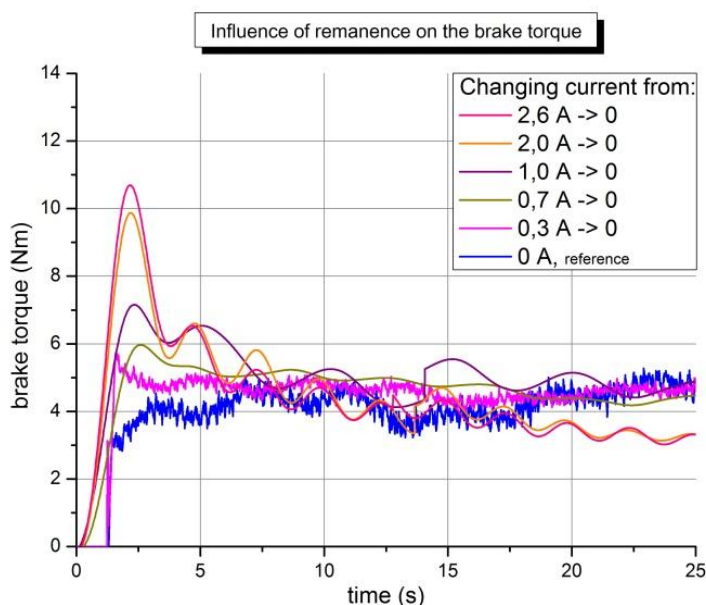


**Rys. 8.** Zarejestrowane zmiany wartości momentu obrotowego tłumika w zależności od temperatury, wyznaczone przy stałych wartościach prędkości obrotowej:  
a)-obroty  $n=100$  obr/min, b)- $n=500$  obr/min, c)- $n=1000$  obr/min  
i różnych wartościach natężenia prądu płynącego w solenoidach  
(włączone dwie cewki)

#### 4.8. Wyniki badań remanencji tłumika

Wartość remanencji magnetycznej tłumika określano w niniejszej pracy w sposób pośredni wyznaczając każdorazowo wartości momentu szczątkowego jaki był zarejestrowany tuż po zakończeniu przepływu prądu w uzwojeniu solenoidu. Tak określone wartości różnicy momentu obrotowego sprzęgła będącego reakcją na remanencję magnetyczną w urządzeniu MR i wartości obrotowego momentu oporowego pochodzącego od sił tarcia w tłumiku pozwalają wyznaczyć wpływ pozostałości magnetycznej w badanym urządzeniu, na wartości momentu szczątkowego. Wyznaczone według powyższej procedury zarejestrowane wartości różnicy momentu obrotowego tłumika będącego reakcją na remanencję magnetyczną w urządzeniu MR, obowiązujące dla przypadku pracy tłumika MR z włączonymi dwiema cewkami zilustrowano na rys. 9.





**Rys. 9.** *Uśrednione przebiegi zmian wartości obrotowego momentu sił uzyskane w wyniku działania remanencji magnetycznej urządzenia, porównane z naniesioną krzywą odwzorowującą moment oporowy tłumika pochodzący od działania sił tarcia. (efekt po przepływie prądu w solenoidach tłumika przy zmiennych wartościach natężenia prądu w przedziale  $0A \div 2,6A$ )*

## 5. Analiza rezultatów badań tłumika magnetoreologicznego przy przepływie prądu w dwu solenoidach urządzenia

### 5.1. Analiza zmian wartości momentu oporu tłumika MR, w zależności od wartości prądu przepływającego w jego solenoidach w przypadku obciążenia quasistatycznego

Przedmiotem analizy są rezultaty badań tłumika zamieszczone na rys. 3. Ilustrują one zmiany wartości momentu oporu tłumika jakie zostały otrzymane przy różnych wartościach natężenia prądu płynącego w solenoidach urządzenia i w przypadku bardzo małej wartości prędkości obrotowej wału. W przybliżeniu więc jest to analiza dotycząca badań statycznych urządzenia. W przypadku braku przepływu prądu zauważamy, że otrzymane wartości momentu oporu wynoszą 3 Nm. Zmiana wartości natężenia prądu płynącego w uzwojeniach solenoidów, do wartości 0,2 A, powoduje ponad czterokrotny wzrost wartości momentu do wartości około 12 Nm. Jest to więc bardzo gwałtowny przyrost

momentu oporu urządzenia. Zwiększenie natężenia prądu w cewkach do 0,4 A zwiększa rejestrowany moment oporu tłumika do wartości około 20 Nm. Przy wartości natężenia prądu 0,8 A okazuje się, że wartość momentu oporowego tłumika wzrasta do wartości około 39 Nm. Przy natężeniu prądu o wartości 1,2 A zarejestrowano wartość momentu oporu wynoszącą prawie 49 Nm, a przy wartości natężenia wynoszącej 1,6 A, około 53 Nm. Dalsze zwiększanie natężenia prądu płynącego w solenoidach tłumika, kolejno do wartości 2,0 A, 2,4 A oraz 2,6 A, skutkowało zwiększaniem wartości momentu oporowego, odpowiednio do wartości 61 Nm, 66 Nm i 71 Nm.

Obserwowane na omawianym rys.3, przebiegi krzywych potwierdzają regułę, że wartości "statycznego" momentu oporowego wraz ze wzrostem wartości natężenia prądu płynącego w solenoidach tłumika, bardzo szybko rosną. Ten istotnie szybki wzrost jest obserwowany do chwili, aż natężenie prądu osiągnie wartość około 2-2,2 A. Przy tej wartości natężenia widać wyraźnie, iż w analizowanym urządzeniu następuje nasycenie magnetyczne, a dalszy wzrost natężenia prądu w obwodach tłumika ma już tylko bardzo niewielki wpływ na wzrost wartości momentu obrotowego. Jednocześnie należy pamiętać również o tym, że przepływ prądu o znacznej wartości natężenia powoduje wzmożone nagrzewanie się solenoidów co oczywiście wpływa na zmniejszenie lepkości cieczy MR i podczas dłuższej pracy urządzenia, skutkować może tym, że wzrost momentu, powodowany wzrostem natężenia prądu, będzie zniwelowany rozrzedzeniem cieczy MR, na skutek wzrostu jej temperatury. Oczywiście to ostatnie stwierdzenie nie jest bezpośrednim rezultatem analizy omawianych wyników badań, które zostały zamieszczone na omawianym rysunku. Znajduje ono jednak potwierdzenie w dalszych prezentowanych wynikach badań.

## **5.2. Analiza zmian uśrednionych wartości przenoszonego momentu zarejestrowanego w funkcji prędkości obrotowej przy różnych wartościach natężenia prądu płynącego w solenoidach**

Analizując przebiegi uśrednionych zmian wartości momentu obrotowego przenoszonego przez tłumik (rys. 4), które zostały zarejestrowane przy różnych wartościach prędkości obrotowej i różnych wartościach natężenia prądu płynącego w solenoidach tłumika obserwujemy, że przy zerowej wartości prądu w solenoidach oraz przy natężeniu prądu 0,2 A, wraz ze wzrostem obrotów, rośnie wartość momentu oporu tłumika. W pozostałych przypadkach ta tendencja jest akurat odwrotna, tzn. wraz ze wzrostem prędkości obrotowej, wartość momentu oporu tłumika zmniejsza się. Zaobserwowane zachowanie się badanego urządzenia należy interpretować w ten sposób, że w warunkach braku, lub bardzo małego oddziaływania

pola magnetycznego, ciecz magnetoreologiczna pracuje jak zwykła ciecz nienewtonowska lub bardzo mało zagęszczona polem magnetycznym; dodatkowo nakładają się na rezultaty badań w takich warunkach, skutki działania momentów pochodzących od sił tarcia. W różny sposób ich działanie związane jest z prędkością obrotową. Ponieważ skutki działania momentu oporu, będącego wynikiem istnienia w układzie cieczy MR, gdy nie działa na nią pole magnetyczne, są niewielkie, prawdopodobnie moment oporu, którego źródłem są zjawiska tarcia, decyduje o takim przebiegu omawianych krzywych.

We wszystkich pozostałych zilustrowanych na rys. 4 przypadkach, zauważa się prawidłowość wzrostu wartości momentu oporu tłumika wraz ze wzrostem prędkości obrotowej do wartości około 300 obr/min po czym, przy dalszym wzroście obrotów, obserwowany jest wyraźny spadek wartości tego momentu; zjawisko powtarza się dla wszystkich badanych wartości natężenia prądu zasilającego solenoidy.

### **5.3. Wyniki badań ilustrujące w funkcji czasu, zmiany temperatury, wyznaczone dla całego badanego zakresu prędkości obrotowych i wartości natężenia prądu w solenoidach tłumika**

Analiza przebiegów krzywych, które zostały zaprezentowane na rys. 5 i rys. 6, w funkcji czasu, a dotyczą przebiegów zmian wartości temperatury cieczy MR w tłumiku, w zależności od czasu pracy, prędkości obrotowej i przy różnych wartościach natężenia prądu płynącego w solenoidach tłumika. Przebiegi krzywych na wymienionych wykresach są bardzo interesujące. Zauważamy bowiem, że w czasie pracy urządzenia, przy wybranym stosunkowo małym, wynoszącym 80 s, przedziale pracy tłumika, przy małych wartościach prędkości obrotowych, tuż po rozpoczęciu pracy, pojawia się nieznaczny spadek temperatury. Dla przypadku, gdy wartość natężenia prądu w solenoidzie wynosi 0 A, na koniec analizowanego przedziału czasowego, różnica w stosunku do temperatury początkowej, wynosi około  $-0,6^{\circ}\text{C}$ . Mniejsze wartości spadku temperatury na koniec omawianego przedziału czasowego (80 s) wynoszą przy większych wartościach prędkości obrotowych. Na podstawie przebiegów zilustrowanych na rys. 5a i rys. 6 można stwierdzić, iż wartością graniczną prędkości, przy której w badanym przedziale czasowym, nie zarejestrowano spadku temperatury, to 1000 obr/min. Przy wartości prędkości obrotowej wynoszącej  $n=1420$  obr/min, mimo stosunkowo małej wartości przedziału czasowego, widoczny jest ciągły wzrost wartości temperatury; na końcu eksperymentu różnica, w stosunku do początku wynosi  $+0,6^{\circ}\text{C}$ . Zaobserwowany niewielki spadek temperatury można wytłumaczyć tym, że przy mniejszych wartościach prędkości obrotowej nie następuje jej wzrost,

jakby się należało spodziewać, lecz ciecz będąca wewnątrz urządzenia o dużej bezwładności cieplnej oddaje więcej ciepła obudowie niż zyskuje w wyniku prowadzonego eksperymentu.

Zupełnie inny przebieg krzywych zauważamy w przypadku identycznych pomiarów temperatury, gdy na ciecz MR działa pole magnetyczne wytworzone przez prąd o natężeniu  $i=0,4$  A (rys. 5b i rys. 6). W tym przypadku nie zauważa się spadku temperatury cieczy nawet przy najmniejszej wartości prędkości obrotowej przy jakiej przeprowadzano eksperyment, tzn. już przy prędkości  $n=100$  obr/min. Zarejestrowany przy prędkości obrotowej  $n=1420$  obr/min, wzrost temperatury, w stosunku do początkowego punktu pomiarów, na końcu badanego przedziału wynosi prawie  $1,5^{\circ}\text{C}$ .

W przypadku, gdy natężenie prądu w solenoidach ma wartość  $i=0,8$  A (rys. 5c i rys. 6) analogiczna wartość różnicy wynosi już około  $2,5^{\circ}\text{C}$ , gdy wartość natężenia prądu wynosi  $i=1,2$  A (rys. 5d i rys. 6), analogiczna różnica już przy prędkości  $n=1000$  obr/min wynosi ponad  $3,5^{\circ}\text{C}$ . Przy większych wartościach natężenia prądu płynącego w cewkach różnice są jeszcze większe.

#### **5.4. Analiza przebiegów zmian wartości momentu wyznaczonych w funkcji czasu przy różnych wartościach natężenia prądu płynącego w solenoidach tłumika ilustrujących wpływ nagrzewania cieczy**

Wykresy zamieszczone na rys. 7 ilustrują, w jaki sposób, przy wybranych wartościach natężenia prądu oddziaływującego na ciecz, zmienia się w czasie pracy tłumika, jego moment oporu, w związku z nagrzewaniem się cieczy. Wykresy zostały sporządzone dla kilku wybranych stałych wartości prędkości obrotowych. Analiza przebiegów wskazuje jednoznacznie na spadek wartości momentu oporu tłumika wraz ze wzrostem czasu trwania eksperymentu. Obserwujemy to zjawisko dla wszystkich badanych wartości prędkości obrotowej tłumika. Taki przebieg charakterystyk jednoznacznie wskazuje, iż powodem spadku obserwowanych wartości momentu oporu tłumika jest wzrost temperatury cieczy, a więc również zmiana jej lepkości jaka następuje wraz ze wzrostem prędkości obrotowej. Istotnym czynnikiem mającym wpływ na wyznaczone zmiany wartości momentu ma również wartość natężenia prądu płynącego w solenoidach urządzenia. Wyraźnie widać, że ten czynnik istotnie wpływa na nagrzewanie się cieczy; zmiany wartości momentu są bowiem przy większych wartościach natężenia, bardziej wyraźne.

### **5.5. Analiza rezultatów badań zmian wartości momentu obrotowego tłumika, wyznaczone w funkcji temperatury cieczy, przy różnych wartościach natężenia prądu płynącego w jego solenoidach i przy stałych wartościach prędkości obrotowych**

Analiza zmian wartości momentu obrotowego tłumika w funkcji temperatury, które zostały wyznaczone przy różnych wartościach natężenia prądu i przy stałych wartościach prędkości obrotowej, zostały zilustrowane na rys. 8. Dla wszystkich zilustrowanych na tym rysunku badanych przypadków, wraz ze wzrostem temperatury, wartości momentu oporu tłumika zmniejszają się. Ta prawidłowość występuje we wszystkich rozpatrywanych przypadkach natężenia pola magnetycznego oddziałującego na ciecz MR oraz dla wszystkich badanych wartości prędkości obrotowej przy różnych, stałych wartościach prędkości obrotowej; zjawisko potwierdza się przy różnym poziomie wartości momentu oporu.

### **5.6. Analiza wyników badań remanencji tłumika**

Wyznaczenie skutków remanencji magnetycznej polegało każdorazowo na pomiarach skutków oddziaływania pozostałości magnetycznej, na wartości „momentu resztkowego” tłumika. Jej odwzorowaniem, w czasie eksperymentów był więc, rejestrowany po zaprzestaniu działania prądu, pomiar momentu obrotowego, traktowany jako całkowity opór szczątkowy. Tak zmierzona wartość traktowana była, jako punkt wyjściowy do wyznaczenia wartości momentu obrotowego, który pochodzi tylko od remanencji magnetycznej urządzenia.

Realizacja tego zadania polegała na precyzyjnych pomiarach wartości oporów sprzęgła będących konsekwencją nieuniknionych zjawisk tarcowych w urządzeniu, które pracowało w warunkach, gdy nie znajdowała się w nim, ciecz MR. Przy założeniu doskonałości projektu i technologii wykonania tłumika zarejestrowane wartości takich pomiarów informowały wykonawców o stopniu poprawności wykonanej konstrukcji. Kolejnym etapem badań na drodze ku wyznaczeniu wpływu tylko remanencji magnetycznej na wartości momentu obrotowego sprzęgła było wyznaczanie wartości oporu tego momentu w warunkach, gdy w badanym sprzęgle znajduje się ciecz MR i w solenoidach nie płynie prąd. Oczywiście odejmując od tak otrzymanych wartości pomiarowych, wcześniej wyznaczone wartości zmian momentu oporowego sprzęgła pochodzące od zjawisk tarcowych, otrzymano wartości momentu oporowego będącego skutkiem działania właściwości lepkich cieczy MR. Istotą tłumika magnetoreologicznego jest to, że pracuje zazwyczaj w stanie, gdy na ciecz oddziałuje, odpowiednie do potrzeb, pole magnetyczne. Dlatego też

przeprowadzone zostały, również bardzo precyzyjne eksperymenty, polegające na obciążaniu tłumika odpowiednim natężeniem pola magnetycznego, podczas jego pracy w warunkach eksploatacyjnych przez 30s, pomiarach wszystkich niezbędnych parametrów momentu obrotowego, a następnie wyłączeniu zasilania solenoidów prądem i pomiarach skutków mechanicznych pozostałości magnetycznej w cieczy MR. Takie pomiary zostały zrealizowane dla wszystkich wartości zasilania solenoidów tłumika z przedziału określonego wartościami od 0 A do 3 A, co 0,1 A i z zachowaniem warunku stałej wartości temperatury pracy tłumika, tzn. każdy pomiar był rozpoczynany od stałej wartości temperatury pokojowej i kończony po upływie, jak wspomniano, 30 s.

Wyznaczone dla wszystkich wymienionych przypadków wartości z badanego przedziału 0 A ÷ 3 A, natężenia prądu zasilającego solenoidy sprężęła, wartości momentu obrotowego, zmierzone natychmiast po zaprzestaniu przepływu prądu w solenoidach, stanowiły podstawę do wyznaczenia rzeczywistych skutków oddziaływania magnetyzmu szczątkowego na urządzenie. Wyznaczono je odejmując od, otrzymanych w wyżej opisany sposób, wartości całkowitego, resztkowego, momentu obrotowego wartości momentu oporowego, jaki został wyznaczony na podstawie wcześniejszych badań. Wartości skutków działania remanencji magnetycznej w tłumiku, wyznaczone według zaprezentowanej powyżej procedury badawczej zostały zilustrowane na rys. 9. Analiza otrzymanych rezultatów badań skutków działania magnetyzmu szczątkowego potwierdza, iż jego wartość, wyznaczana w eksperymencie badawczym jako wartość „momentu szczątkowego” jest prawie zerowa. Otrzymane w czasie pomiarów rezultaty, zilustrowane na tle krzywej optymalnej, charakteryzujące wartości „momentu resztkowego” wskazują, iż poprzez zabiegi konstrukcyjne osiągnięto bardzo dobre rezultaty w tym względzie; w zakresie zmian wartości natężenia prądu, w jakim eksploatowane jest opisywane urządzenie, różnice w stosunku do wartości optymalnych są bardzo niewielkie.

## **6. Podsumowanie**

Praca poświęcona jest ogólnemu opisowi specjalnej konstrukcji obrotowego tłumika magnetoreologicznego, prezentacji stanowiska badawczego oraz badaniom eksperymentalnym i wszechstronnej analizie ich rezultatów. Na podstawie otrzymanych rezultatów badań sporządzone zostały wszystkie możliwe charakterystyki urządzenia ilustrujące zmiany momentu oporu tłumika, w zależności od wartości natężenia pola magnetycznego, prędkości obrotowej, temperatury cieczy MR, a przede wszystkim od wartości remanencji magnetycznej. Przeprowadzone badania

oraz wszechstronna analiza ich rezultatów potwierdziły, iż poprzez zastosowanie odpowiednich materiałów oraz specjalnej konstrukcji wirnika tłumika MR, możliwe jest takie opracowanie urządzenia, które charakteryzuje się znacznie zmniejszonym, w stosunku do podobnych klasycznych rozwiązań tłumików MR, magnetyzmem szczątkowym; jego wartość w przypadku badanego tłumika jest bliska wartości zerowej.

**Abstract:** The paper presents the construction and research on the rotary magnetorheological (MR) damper. The damping torque value was investigated, including influence of the magnetic field's strength, rotational speed and temperature. The main aim was to establish the torque caused by the magnetic remanence. The results showed that the influence of the magnetic remanence may be almost completely reduced by the proper modification of the construction of the MR device.

## Literatura

- [1] BAJKOWSKI J.: Ciecze i tłumiki magnetoreologiczne Wyd. Komunikacji i Łączności, Warszawa, 2014.,
- [2] BAJKOWSKI M., ZALEWSKI R.: Improvement possibilities of structural and exploitation parameters of the special object by application of the smart magnetorheological damper. Proc. of the XI International Conference Computer Simulation in Machine Design COSIM 2006. Krynica Zdrój.
- [3] Opracowanie prototypów aktywnych sprzęgieł i tłumików magnetoreologicznych o zerowym magnetyzmie szczątkowym-modelowanie, analiza dynamiczna, termiczna i magnetyczna oraz badania prototypów. Sprawozdanie z projektu badawczego Nr.N R03 0111 10 2012.

**Michał BEMBENEK**

AGH w Krakowie, bembenek@agh.edu.pl

## **BADANIA WIZUALIZACYJNE PROCESU BRYKIETOWANIA W NIESYMETRYCZNYM UKŁADZIE ZAGĘSZCZANIA PRASY WALCOWEJ**

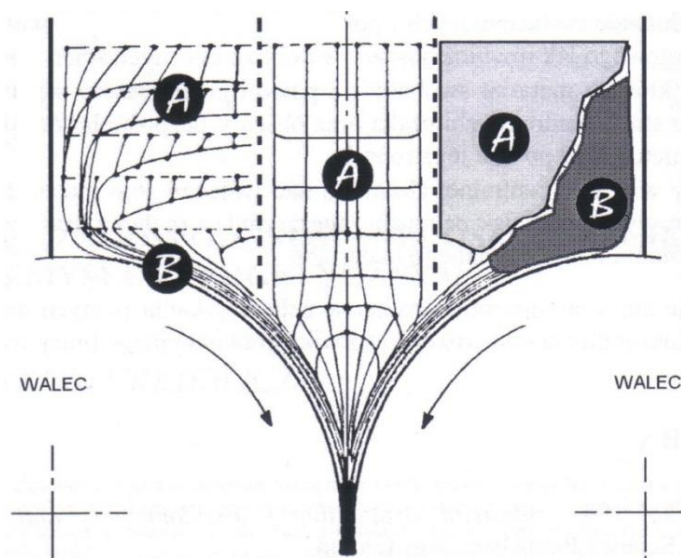
**Streszczenie:** Zmienność parametrów materiału sypkiego podczas jego ciśnieniowej aglomeracji przy obecnym stanie wiedzy nie pozwala na zamodelowanie i symulację jego przemieszczania się oraz scalania w prasie walcowej z zastosowaniem dostępnych narzędzi komputerowych. Było to podstawą do przeprowadzenia badań przepływu materiału podczas brykietowania w niesymetrycznym układzie zagęszczania prasy walcowej.

Celem brykietowania jest uzyskanie zagęszczonego i zbrylonego materiału drobnodziarnistego o określonym kształcie i wymiarach oraz odpowiedniej wytrzymałości mechanicznej. Aglomerację ciśnieniową można prowadzić w prasach stemplowych lub ślimakowych, granulatorach z rolkami zagęszczającymi oraz prasach walcowych. Zalety pras walcowych takie jak: możliwość uzyskania stosunkowo dużych wydajności, relatywnie małe zużycie elementów formujących oraz niskie jednostkowe zapotrzebowanie energii sprawia, że są one chętnie stosowane w liniach technologicznych. W brykieciarkach tego typu scala się głównie materiały pochodzenia mineralnego oraz odpady poprodukcyjne [2,3,4,5]. Nie nadają się one jednak do scalania surowców o dużej ekspansji zwrotnej po ustąpieniu nacisku (relaksacji) np. pochodzenia roślinnego. Scalanie nadawcy w prasach walcowych zachodzi w strefie zagęszczania. Stanowią ją elementy mające bezpośredni kontakt z materiałem tj. walce robocze, zasilacz i uszczelnienia boczne. Prawidłowy przepływ materiału w strefie zagęszczania wpływa na obniżenie jednostkowego zapotrzebowania energii, a także umożliwia uzyskanie wysokich wydajności prasy przy uzyskaniu bryketu o odpowiednich właściwościach mechanicznych. O sposobie przemieszczania materiału w zasilaczu oprócz jego właściwości decyduje profil powierzchni roboczej walców. W prasie walcowej można stosować dwa rodzaje układów zagęszczania symetryczne i niesymetryczne [8,9]. Układy niesymetryczne cechuje to, że jedna powierzchnia robocza nie jest odbiciem lustrzanym drugiej. W przypadku brykietowania tego rodzaju układy stosuje się do scalania materiałów trudnych do konsolidacji o małej podatności na aglomerację ciśnieniową [6,7]. Niesymetryczne rozwiązania można stosować również w procesie kawałkowania w którym kształt scalonego produktu nie jest istotny, a ważne jest jedynie otrzymanie produktu o zwartej i zwartej strukturze.



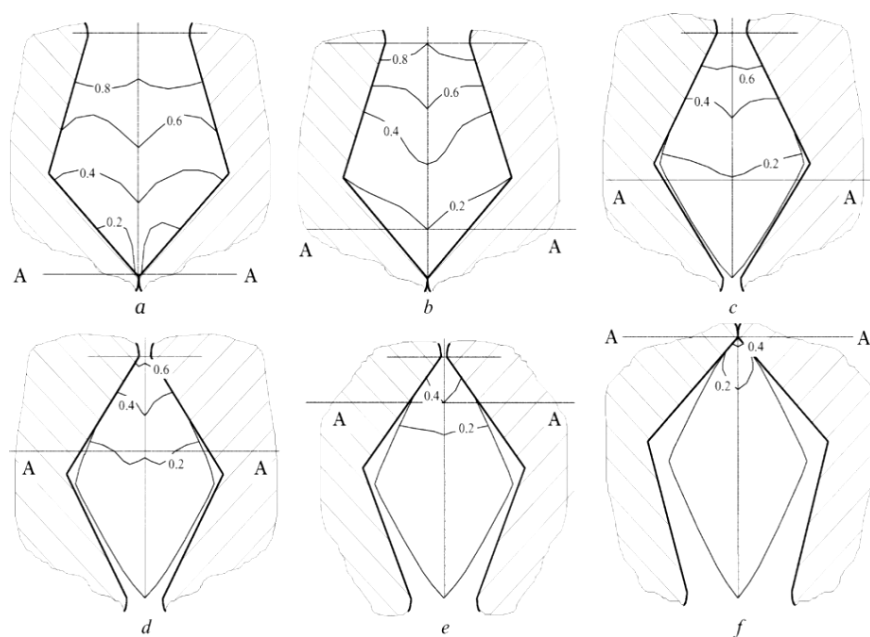
Proces aglomeracji ciśnieniowej materiałów drobnoziarnistych składa się z dwóch etapów, znacznie od siebie różniących się. W pierwszym z nich pod wpływem stosunkowo niedużych sił zewnętrznych uzyskuje się duże stopnie zagęszczenia i dochodzi do znacznej zmiany upakowania cząstek materiału. W drugiej fazie uzyskuje się mniejsze stopnie zagęszczenia pod wpływem dużych wartości sił zewnętrznych, ziarna scalają się ze sobą tworząc ciało quasi ciągłe. Zmienność parametrów materiału sypkiego podczas jego ciśnieniowej aglomeracji przy obecnym stanie wiedzy nie pozwala na zamodelowanie i symulację jego przemieszczania się oraz scalania w prasie walcowej z zastosowaniem dostępnych narzędzi komputerowych. Informacje, które można uzyskać o przepływie materiału w układzie zagęszczenia prasy walcowej pochodzą z przeprowadzonych badań wizualizacyjnych.

Pierwsze badania wizualizacyjne w prasie walcowej prowadzone były dla symetrycznego układu zagęszczania służącego do brykietowania (rys. 5a) [10]. Dzięki niemu otrzymuje się brykiety o kształcie kropli posiadające płaszczyznę podziału. Prowadzono je w Akademii Gorniczo-Hutniczej, a urządzeniem na którym wykonano badania była prasa walcowa LPW 450 wyposażona w zasilacz grawitacyjny z jedną ścianką przezroczystą umożliwiającą rejestrację przepływu nadawy. Materiałami modelowymi były trociny drewniane oraz styropian w postaci kulek o średnicy 2-6 mm. W celu uzyskania lepszej widoczności przepływu nadawy część materiału barwiono, aby uzyskać kontrast. Zaobserwowano charakterystyczne strefy, które można wyróżnić w układzie zagęszczenia (rys. 1). Zauważono, że obszar ten dzieli się na dwie części w których można wyróżnić miejsca swobodnego (A) i intensywnego (B) przemieszczania się materiału. Na walcach tworzą się warstwy materiału poruszające się z tą samą prędkością, co one. Nadawa najintensywniej dostarczana jest w strefę zagęszczenia z obszarów bocznych zasypu (B). Spowodowane jest to kontaktem materiału w tych obszarach z powierzchnią walców roboczych prasy i zabieraniem go przez wgłębienia formujące. W strefie centralnej zasypu obserwowano niewielki ruch pionowy materiału drobnoziarnistego związany z działaniem siły grawitacji. Zauważono, że materiał z tej strefy wywiera nacisk na strefę zagęszczenia i scalania prasy zapobiegając wypychaniu z niej zbrylonego materiału. Dopiero gdy materiał ze stref bocznych zasobnika został całkowicie zabrany następowało intensywne przemieszczanie się nadawy w strefie centralnej zasobnika [11].



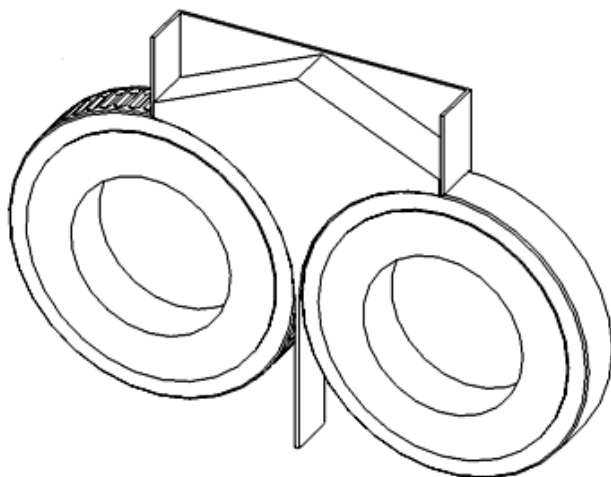
**Rys. 1.** Schemat obrazujący przepływ materiału sypkiego w zasilaczu grawitacyjnym podczas brykietowania w symetrycznym układzie zagęszczania prasy walcowej: A – strefa swobodnego przemieszczania się nadawy, B – strefa intensywnego podawania materiału do prasy [10]

Badania o podobnym charakterze prowadzono również w Russian Academy of Sciences. Główną uwagę skupiono jednak na odkształceniu materiału w procesie scalania. Eksperymentowi zostały poddane specyficzne brykiety z płaszczyzną podziału w kształcie stożków obróconych wierzchołkami. Badania przeprowadzono na specjalnie przygotowanym stanowisku badawczym [11]. Ich rezultat przedstawia rysunek 2. Wyniki te sugerują, że największe odkształcenie brykieta występuje podczas wstępnej fazy zagęszczania głównie w dolnej części. Wzrost kąta obrotu walców powoduje spadek względnego maksymalnego odkształcenia powstałego w brykiecie, a strefa bez odkształceń przesuwa się ku górze [11]. W przypadku tych badań jako materiału scalanego użyto plasteliny, która jest materiałem plastycznym. Nie można więc jednoznacznie stwierdzić, że wyniki są również reprezentatywne dla materiałów sypkich.



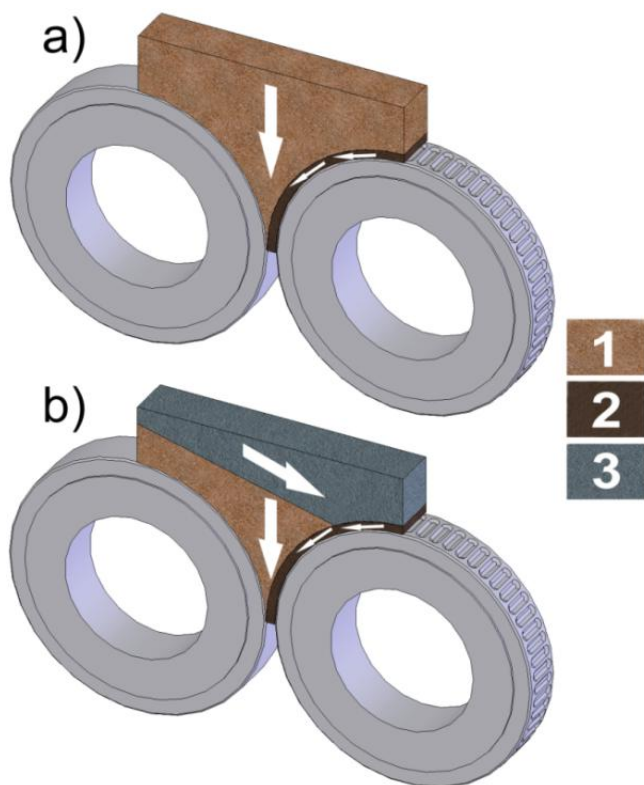
**Rys. 2.** Poszczególne etapy odkształcenia materiału w procesie scalania w symetrycznym układzie zagęszczania z wartościami odkształceń względnych w zależności od kąta obrotu walców: a)  $\varphi=0^\circ$ , b)  $\varphi=5^\circ$ , c)  $\varphi=10^\circ$ , d)  $\varphi=15^\circ$ , e)  $\varphi=20^\circ$ , f)  $\varphi=25^\circ$  [11]

W AGH przeprowadzono także badania przepływu materiału w układzie zagęszczenia prasy walcowej, służącym do kawałkowania [1]. Proces ten stosuje się, aby uzyskać produkt o zwartej strukturze, jednak, kiedy nie jest wymagana powtarzalność kształtu aglomeratów. Eksperymenty przeprowadzono dla niesymetrycznego układu zagęszczania (rys. 3). Jego zaletą w odniesieniu do układów symetrycznych, jest to, że pozwala on na uzyskanie większych wydajności niż w przypadku stosowania dwóch walców gładkich, posiada większą trwałość eksploatacyjną, a także umożliwia uproszczenie układu napędowego poprzez napęd tylko jednego walca. Badania prowadzono przy napędzie zarówno jednego jak i dwóch walców oraz różnych szczelin między nimi. Materiałami wykorzystanymi w badaniach były wodorotlenek wapnia oraz zendra hutnicza. Użytym podajnikiem był zasilacz grawitacyjny.



**Rys. 3.** Schemat niesymetrycznego układu zagęszczania prasy walcowej przeznaczonej do kawalkowania [1]

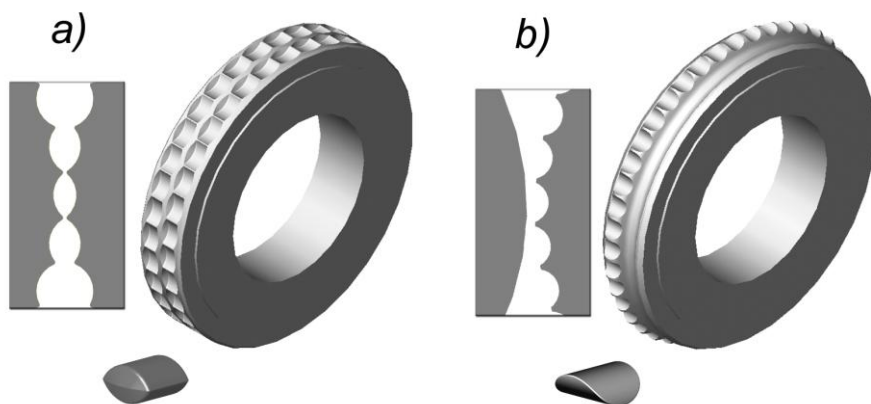
Eksperymenty również dowiodły występowania charakterystycznych stref, które schematycznie przedstawiono na rysunku 4. Podobnie jak dla układu symetrycznego do brykietowania na powierzchni roboczej walca profilowanego tworzy się przylegająca do niego warstwa (obszar 2 na rysunku 4). Porusza się ona z tą samą prędkością obrotową co ten walec, a nadawa przy drugim walcu porusza się wolniej i widać, że nie tworzy się przy nim warstwa materiału, a wręcz można zauważyć jak nadawa ślizga się po nim. Materiał znajdujący się w centralnej części zasypu tworzy klin, który pod wpływem siły grawitacji porusza się w dół (obszar 1 na rysunku 4). Ze względu na intensywne zabieranie materiału przez walec profilowany klin przesuwa się w jego stronę (obszar 3 na rysunku 4). Przy zmianie szerokości szczeliny między walcami zachowanie materiału było podobne, co może sugerować, że nie ma to większego wpływu na przepływ nadawy w tego typu układzie zagęszczenia. W przypadku napędzania tylko jednego walca jedyną różnicą jaka wystąpiła było zwiększenie grubości warstwy materiału przylegającej do pierścienia profilowanego niezależnie od tego, który walec napędzano. W każdym przypadku nadawa wolniej była dostarczana w strefę zagęszczenia przez walec gładki nawet kiedy był on walcem napędzającym. Spowodowane jest to prawdopodobnie małym tarcieniem między walcem gładkim, a materiałem i prowadzi do ślizgania się nadawy po jego powierzchni [1].



**Rys. 4.** Schemat obrazujący przepływ materiału sypkiego w zasilaczu grawitacyjnym w niesymetrycznym układzie zagęszczania do kawalkowania materiałów drobnoziarnistych: a) w początkowej fazie, b) w fazie końcowej, 1 – klin opadający pionowo w dół, 2 – strefa w której nadawa porusza się z tą samą prędkością obrotową co walec profilowany, 3 – warstwa materiału przesypująca się w stronę walca profilowanego [1]

Niesymetryczne układy zagęszczania można stosować również do brykietowania. Ich istotą jest to, że elementy formujące prasy, o kształcie pierścienia, mają na powierzchni roboczej wykonane na przemian rowki obwodowe oraz wręby. Pierścienie te usytuowane są na walcach w ten sposób, że rowki i wręby znajdują się naprzeciw siebie, tworząc dwudzielną formę (rys. 5b). Powstające w niej brykiety mają kształt siodła. Z własnych doświadczeń wynika, że taki układ zagęszczania jest szczególnie przydatny w przypadku materiałów trudnych do brykietowania w prasie walcowej. Decyduje o tym m.in. korzystniejszy rozkład nacisku wywieranego na formowany brykiet w porównaniu z symetrycznym układem [5]. Brakuje jednak informacji o przepływie materiału w tego typu układzie zagęszczania.

Było to podstawą do przeprowadzenia odpowiednich eksperymentów. Do badań użyto pasy LPW 450 z zainstalowanym układem niesymetrycznym do brykietowania umożliwiającym wytworzenie brykietów w kształcie siodła o wymiarach 31x30x13 mm i objętości ok. 6,5 cm<sup>3</sup>.



**Rys. 5.** Schemat pierścieni do brykietowania oraz kształt bryketu:

*a) w symetrycznym układzie zagęszczania, b) w niesymetrycznym układzie zagęszczania*

Eksperymenty rejestrowano za pomocą aparatu fotograficznego Nikon D5000 z obiektywem Nikkor 18-105 VR posiadającego stabilizację obrazu. Aparat umieszczony był na stojaku w odległości około 1,5 [m] od klatki walców roboczych. Do badań przepływu materiału w niesymetrycznym układzie zagęszczenia użyto koncentratu rudy miedzi oraz wodorotlenku wapnia. Chcąc uzyskać odpowiedni widok wymontowano górną prowadnicę walca przesuwnego oraz element dystansowy. Materiały wodorotlenek wapnia oraz koncentrat miedzi dobrano tak, aby uzyskać odpowiedni kontrast między nimi. Dodatkowo koncentrat rudy miedzi przesiano, aby uzyskać odpowiednią granulację. Przygotowanie zasilacza do badań polegało na zasypaniu go warstwami o wysokości około 15-20 mm na przemian koncentratem rudy miedzi i wodorotlenkiem wapnia. Takie ułożenie miało na celu lepszą ocenę oraz analizę wyników przepływu materiału. Warstwy układano do wysokości ok. 200 mm od osi poziomej walców. Następnym krokiem było włączenie aparatu rejestrującego przepływ materiału oraz włączenie napędu prasy. Rejestracja odbywała się aż do momentu opuszczenia całego materiału ze strefy zagęszczania. Badania przeprowadzano dla:

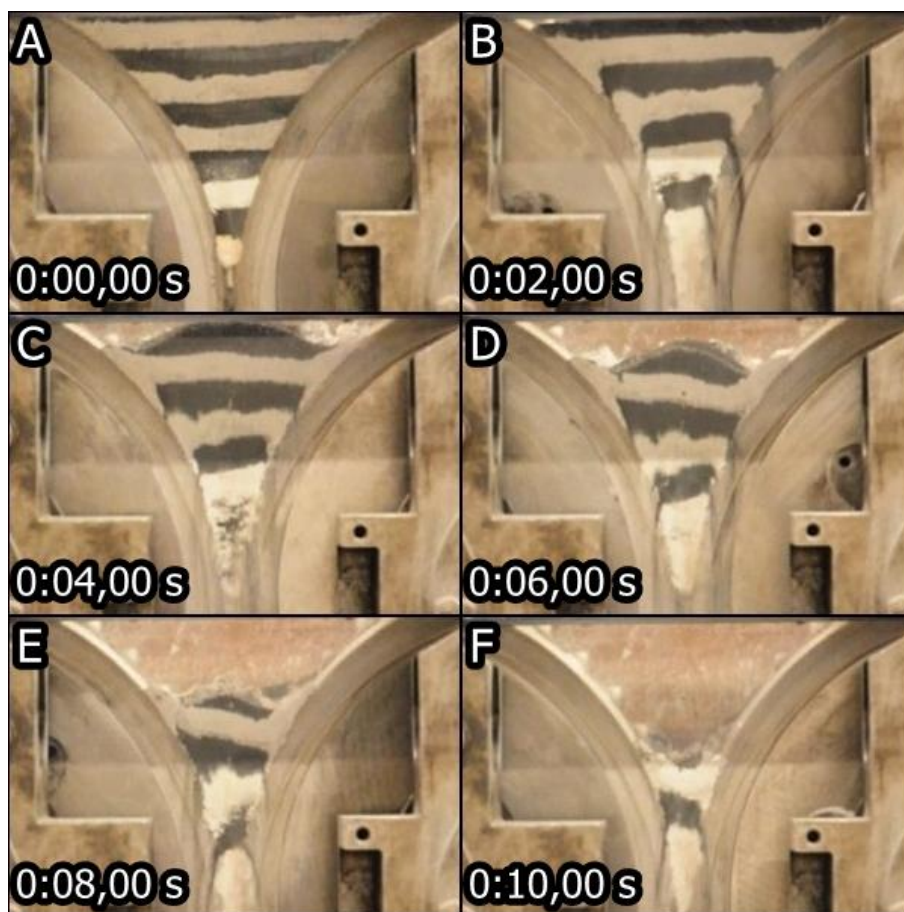
- prędkości obwodowej 0,1 m/s oraz 0,2 m/s,
- szczeliny 3 oraz 5 mm,
- napędu jednego oraz dwóch walców.

Łącznie wykonano 18 eksperymentów. Ilość prób wykonanych w zależności od prędkości walców i wielkości szczeliny oraz konfiguracji napędu przedstawiono w tabeli 1. W celu wykonania próby z napędem jednego walca należało rozłączyć sprzęgło łączące klatkę walców zębatych z drugim walcem. Po każdym eksperymencie przednia ścianka zasilacza grawitacyjnego była czyszczona ze względu na powstający pył wynikający z użycia wodorotlenku wapnia.

**Tabela 1.** Plan badań przy ilości wykonanych prób w zależności od szczeliny i prędkości obwodowej walców

|               | Napęd dwóch walców |   | Napęd jednego walca |   |
|---------------|--------------------|---|---------------------|---|
| Szczelina[mm] | 3                  | 5 | 3                   | 5 |
| Prędkość[m/s] |                    |   |                     |   |
| 0,1           | 3                  | 5 | 3                   | - |
| 0,2           | 2                  | 3 | 2                   | - |

Obrabiając wyniki badań z materiału wideo każdej próby wydzielono pojedyncze zdjęcia wykonane od siebie w tym samym odstępie czasowym. Ich przykład przedstawiono na rysunku 6. Ostatnim etapem była analiza zachowania przepływającego materiału oraz wysunięcie wniosków, które miały posłużyć do lepszego zrozumienia zachowania przepływającego materiału dla pierścieni formujących w kształcie siodła.



**Rys. 6.** Kolejne fazy przemieszczania się nadawy w układzie zagęszczenia prasy walcowej przy napędzanych dwóch walcach, ich prędkości obwodowej 0,1 [m/s] oraz dlaşczeliny 3 [mm], napęd dwóch walców

Wszystkie wykonane próby charakteryzowały się tym, że w pierwszej fazie ruchu materiał zabierany był intensywniej przez walec profilowany (rys. 7) warstwa nadawy tworząca się przy nim była grubsza niż ta przy walcu z rowkiem (tabela 2). W kolejnych fazach ruchu przepływ stabilizował się to znaczy grubość warstw materiału przy obydwu walcach wyrównywała się (rys. 8), a przepływ przypominał taki jak w przypadku symetrycznego układu zagęszczenia. W centralną strefę zagęszczenia najpierw dostawały się warstwy materiału przylegające do walców a następnie środkowa część nadawy opadająca pod wpływem grawitacji. Służyła ona dodatkowo jako zabezpieczenie przed wypływaniem materiału ze środka strefy zagęszczenia. Przy napędzie jednego walca różnicą była cieńsza grubość warstwy tworząca



się przy walcu profilowanym w początkowej fazie ruchu. W każdej z prób można było zauważyć różnicę we właściwościach użytych materiałów.



**Rys. 7.** Warstwy tworzące się przy walcu z rowkiem (po prawej) oraz wrębami (po lewej) dla pierwszej próby przy napędzanych obu walcach, ich prędkości obwodowej 0,1 m/s, szczeliny 3 mm w 2 sekundzie ruchu



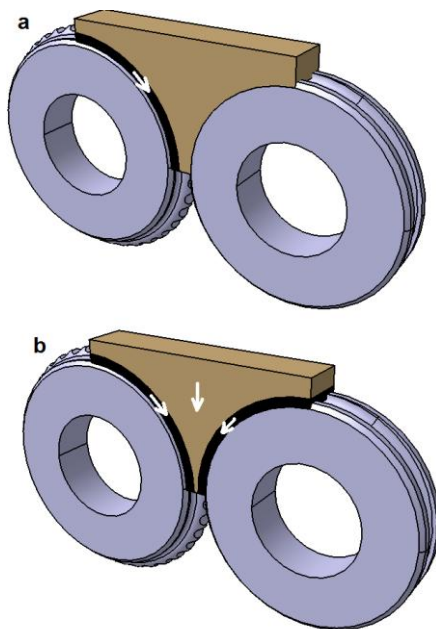
**Rys. 8.** Warstwy tworzące się przy walcu z rowkiem (po prawej) oraz wrębami (po lewej) dla pierwszej próby przy napędzanych obu walcach, ich prędkości obwodowej 0,1 m/s, szczeliny 3 mm w 8 sekundzie ruchu

**Tabela. 2.** Średnie grubości warstw tworzących się przy walcu z rowkiem oraz z wrębami w zależności od prędkości obwodowej, szczeliny oraz realizacji napędu

| CZAS<br>[s] | Prędkość walców – 0,1 m/s, szczelina – 3mm |                                           |                                           |                                           |
|-------------|--------------------------------------------|-------------------------------------------|-------------------------------------------|-------------------------------------------|
|             | 2 walce                                    |                                           | 1 walec                                   |                                           |
|             | Grubość warstwy przy walcu z rowkiem [mm]  | Grubość warstwy przy walcu z wrębami [mm] | Grubość warstwy przy walcu z rowkiem [mm] | Grubość warstwy przy walcu z wrębami [mm] |
| 2           | 9,25                                       | 6,00                                      | 9,00                                      | 8,00                                      |
| 4           | 6,75                                       | 5,25                                      | 7,75                                      | 6,25                                      |
| 6           | 5,50                                       | 5,25                                      | 6,25                                      | 5,50                                      |
| 8           | 5,25                                       | 5,00                                      | 5,50                                      | 5,50                                      |
| 10          | 5,00                                       | 5,00                                      | 5,00                                      | 5,00                                      |
| CZAS<br>[s] | Prędkość walców – 0,1 m/s, szczelina – 5mm |                                           |                                           |                                           |
|             | 2 walce                                    |                                           | 1 walec                                   |                                           |
|             | Grubość warstwy przy walcu z rowkiem [mm]  | Grubość warstwy przy walcu z wrębami [mm] | Grubość warstwy przy walcu z rowkiem [mm] | Grubość warstwy przy walcu z wrębami [mm] |
| 2           | 12,50                                      | 9,00                                      | -                                         | -                                         |
| 4           | 9,50                                       | 7,25                                      | -                                         | -                                         |
| 6           | 7,50                                       | 6,75                                      | -                                         | -                                         |
| 8           | 5,50                                       | 5,50                                      | -                                         | -                                         |
| 10          | 5,00                                       | 5,00                                      | -                                         | -                                         |
| CZAS<br>[s] | Prędkość walców – 0,2 m/s, szczelina – 3mm |                                           |                                           |                                           |
|             | 2 walce                                    |                                           | 1 walec                                   |                                           |
|             | Grubość warstwy przy walcu z rowkiem [mm]  | Grubość warstwy przy walcu z wrębami [mm] | Grubość warstwy przy walcu z rowkiem [mm] | Grubość warstwy przy walcu z wrębami [mm] |
| 1           | 11,00                                      | 8,50                                      | 8,50                                      | 7,50                                      |
| 2           | 10,00                                      | 8,25                                      | 7,00                                      | 7,00                                      |
| 3           | 9,00                                       | 7,25                                      | 6,00                                      | 5,75                                      |
| 4           | 8,00                                       | 7,00                                      | 5,50                                      | 5,50                                      |
| 5           | 7,00                                       | 7,00                                      | 5,00                                      | 5,00                                      |
| CZAS<br>[s] | Prędkość walców – 0,2 m/s, szczelina – 5mm |                                           |                                           |                                           |
|             | 2 walce                                    |                                           | 1 walec                                   |                                           |
|             | Grubość warstwy przy walcu z rowkiem [mm]  | Grubość warstwy przy walcu z wrębami [mm] | Grubość warstwy przy walcu z rowkiem [mm] | Grubość warstwy przy walcu z wrębami [mm] |
| 1           | 13,50                                      | 12,25                                     | -                                         | -                                         |
| 2           | 11,50                                      | 10,25                                     | -                                         | -                                         |
| 3           | 9,75                                       | 9,00                                      | -                                         | -                                         |
| 4           | 9,00                                       | 9,00                                      | -                                         | -                                         |
| 5           | 9,00                                       | 9,00                                      | -                                         | -                                         |

Analiza wyników doprowadziła do wykonania rysunku 9, który pokazuje przemieszczanie się materiału w zasilaczu podczas brykietowania w układzie niesymetrycznym. W pierwszej fazie ruchu na powierzchni roboczej walca profilowanego tworzy się przylegająca do niego warstwa (obszar czarny na rys. 9a). Porusza się ona z tą samą prędkością obrotową co

ten walec, a nadawa przy walcu gładkim porusza się wolniej. Po chwili (po ok. 1 sekundzie) przy drugim walcu również pojawia się warstwa zabierana przez niego. Przepływ staje się symetryczny (rys. 9b). Środkowa część zasypu (obszar brązowy rys. 9) opada pionowo w dół pod wpływem grawitacji i dodatkowo wywiera nacisk na materiał w centralnej części układu zagęszczania. Zauważono, że zwiększenie szczeliny lub prędkości powoduje wzrost grubości warstwy przylegającej do walca profilowanego. Efekt ten jest największy przy jednoczesnym zwiększeniu prędkości obwodowej i szczeliny między walcami.



**Rys. 9.** Schemat obrazujący przepływ materiału sypkiego podczas brykietowania w zasilaczu grawitacyjnym w niesymetrycznym układzie zagęszczania prasy walcowej: a) w początkowej fazie, b) w fazie końcowej

Zauważono też, że użycie materiału do badań ma duży wpływ na wyniki. Przy eksperymentach tego typu dobrym rozwiązaniem było by użycie tego samego materiału przy czym z zabarwionymi warstwami wtedy wyniki przepływu były by bardziej miarodajne. Zabarwienie to nie mogło by wpływać na parametry materiału (np. zmiana gęstości).

Przeprowadzone badania i wnioski z nich wyciągnięte pozwalają pogłębić wiedzę na temat przepływu materiału sypkiego w niesymetrycznym

układzie zagęszczenia podczas brykietowania. Posłużą jako materiał do modelowania przepływu oraz projektowania pras walcowych.

**Abstract:** Variability of bulk material during the pressure agglomeration in the present state of knowledge does not allow for modelling and simulating its movement and merge in a roll press using available computer tools. This was the basis for testing the material flow during the briquetting in the asymmetrical compaction unit of roller press

## Literatura

- [1] BEMBENEK M.: Analiza eksperymentalna przepływu materiału w niesymetrycznym układzie zagęszczenia prasy walcowej. XXVI Konferencja Naukowa, Problemy Rozwoju Roboczych, Zakopane, 27-31.01.2013.
- [2] BEMBENEK M.: Badania wpływu kształtu powierzchni roboczej walców na efekty pracy prasy walcowej; praca doktorska, Akademia Górniczo-Hutnicza im. Stanisława Staszica, Kraków 2010.
- [3] DRZYMAŁA Z.: Podstawy inżynierii procesu zagęszczania i prasowania materiałów. Państwowe Wydawnictwo Naukowe, Warszawa 1988.
- [4] HRYNIEWICZ M.: Metoda doboru pras walcowych oraz założeń do ich modernizacji lub konstrukcji. Rozprawy monograficzne, nr 58, Wydawnictwa AGH, Kraków 1997
- [5] HRYNIEWICZ M., BEMBENEK M.: Badania i opracowanie metody doboru układu zagęszczenia prasy walcowej. Wydawnictwa AGH, Kraków 2010.
- [6] HRYNIEWICZ M., JANEWICZ A.: Badania i rozwój konstrukcji prasy walcowej. Problemy Eksploatacji 2008, nr 3, 143 -151.
- [7] HRYNIEWICZ M., NIEDŹWIEDZKI J.: Analiza możliwości zmiany kształtu powierzchni roboczej elementów formujących pras walcowych. Nauki Techniczne: Budowa i Eksploatacja Maszyn. – 2009, nr 12, 67-68
- [8] HRYNIEWICZ M., JANEWICZ A., KOSTURKIEWICZ B.: Doskonalenie konstrukcji elementów formujących pras walcowych. Czasopismo Techniczne. Mechanika 2006, R. 103, z. 1-M, 131-137.
- [9] JANEWICZ A.: Problemy profilowania eksploatacji powierzchni roboczej elementów formujących pras walcowych. Problemy eksploatacji 2010, nr 2, s. 149-157.
- [10] JANEWICZ A., KOSTURKIEWICZ B.: Wizualizacja grawitacyjnego dozowania nadawy do prasy walcowej. Problemy Inżynierii Mechanicznej i Robotyki nr 32, AGH Kraków s. 241–248.
- [11] LOGINOV YU.N., Bourkine S.P., Babailov N.A.: Cinematic and volume geformation during roll-press briquetting. Journal of Materials Processing Technology 2001.

**Andrzej BUCHACZ<sup>1</sup>**

<sup>1</sup>Politechnika Śląska, Wydział Mechaniczny Technologiczny, Instytut  
Automatyzacji Procesów Technologicznych i Zintegrowanych Systemów  
Wytwarzania, [andrzej.buchacz@polsl.pl](mailto:andrzej.buchacz@polsl.pl)

## **CHARAKTERYSTYKI UKŁADÓW MECHANICZNYCH I MECHATRONICZNYCH WYZNACZONYCH METODĄ PRZYBLIŻONĄ I ICH KOREKCJA**

**Streszczenie:** Analizując wykresy cech potwierdzonego systemu zostało określone, że wartości charakterystyk otrzymane metodą dokładną oraz przybliżoną poza obszarami rezonansowymi są różne. Różnice w wartościach podatności mają znaczący wpływ na rezultaty syntezy i analizy rozpatrywanych układów złożonych. Dlatego należy dokonać korekty metody przybliżonej.

### **1. Wprowadzenie**

Problem analizy drgań drgających systemów belkowych, dyskretnych i dyskretno-ciągłych układów mechanicznych metodą liczb strukturalnych, modelowanych grafami różnych kategorii<sup>1</sup> rozważano w Ośrodku Gliwickim (por. np. [3-8,16,17,21]). Ciągło-dyskretny układy mechatroniczne, drgające skrętnie rozważono w [9,15] i giętnie w [9-14], gdzie zastosowano przybliżoną metodę analizy częstotliwościowo-modalnej Galerkina, aby wyznaczyć charakterystyki amplitudowo-częstotliwościowe.

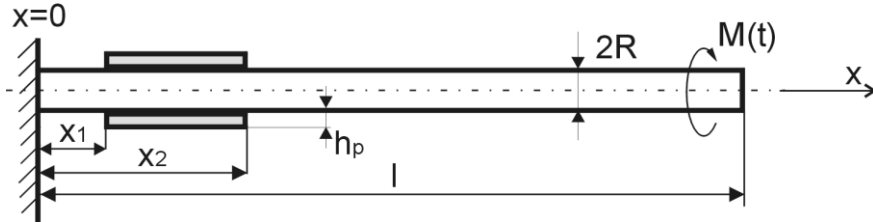
Aby porównać charakterystyki dynamiczne – podatności tylko wału drgającego skrętnie lub belki drgającej giętnie, jako podukładów złożonego układu mechatronicznego, zastosowano do ich wyznaczania metodę dokładną i Galerkina [9-14]. W niniejszej pracy przeprowadzono analizę częstotliwościowo-modalną w przypadku wału drgającego skrętnie. Wyznaczono podatności dynamiczne układu mechanicznego i mechatronicznego oraz dokonano korekcji charakterystyk wyznaczonych metodami przybliżonymi.

---

<sup>1</sup> Syntezy układów elektrycznych [1] oraz wybranej klasy mechanicznych układów ciągłych, dyskretno-ciągłych i dyskretnych oraz aktywnych o żądanym widmie częstości dokonano w [3-9]. W ostatnich latach obserwuje się rozwój, owych technologii, bazujących na zjawiskach piezoelektrycznych, elektromagnetycznych oraz magnetostrykcji (por. np [18-20]).

## 2. Dokładna metoda wyznaczania podatności dynamicznej drgającego skrętnie wału

Rozważono wał drgający skrętnie jednym końcem utwierdzony, jako podukład układu mechatronicznego (rys. 1) który obciążono harmonicznym momentem skręcającym  $M(t)$  na swobodnym końcu. Wał wykonano z tworzywa o module Kirchhoffa  $G$  i gęstości  $\rho$ . Moment bezwładności wału wynosi  $I_0$ , oraz przemieszczenie kątowe w chwili  $t$  przekroju wału leżącego w odległości  $x$  od początku układu, przez  $\varphi(x, t)$ .



Rys. 1. Drgający skrętnie układ mechatroniczny

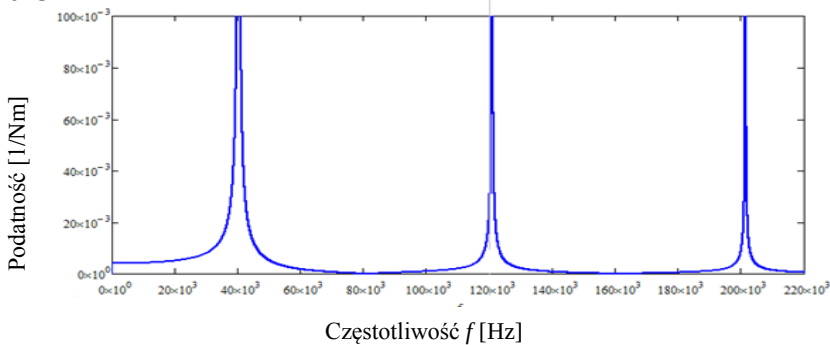
Podatność dynamiczna wynosi (por. np. [9,15,16])

$$Y_{xl} = \frac{\sin \lambda x}{c_\varphi \lambda \cos \lambda l}. \quad (1)$$

Moduł podatności dynamicznej na swobodnym końcu pręta, czyli gdy  $x=l$  jest następujący

$$|Y_{ll}| = \left| \frac{1}{c_\varphi \lambda} \operatorname{tg} \lambda l \right|, \quad (2)$$

a jego wykres pokazano na rys. 2.



Rys. 2. Wykres modułu podatności – metoda dokładna

Uzyskany wykres modułu podatności metodą dokładną układu mechanicznego będzie traktowany jako przebieg, do którego będą porównywane przebiegi uzyskane metodą przybliżoną układu mechanicznego oraz mechatronicznego.

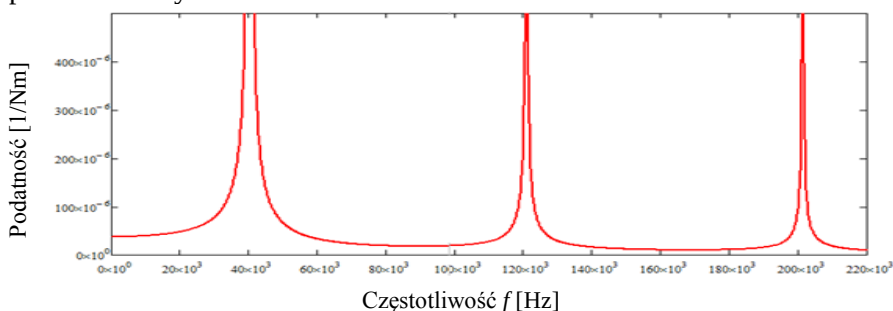
### 3. Przybliżona metoda– Galerkina wyznaczania podatności dynamicznej drgającego skrętnie wału

Zgodnie z metodą przybliżonego znajdowania rozwiązana Galerkina, rozwiązanie będzie poszukiwane w postaci sumy funkcji własnych, odpowiadających zmiennym czasu i przemieszczenia, które są ściśle przyjęte i spełniają warunki brzegowe.

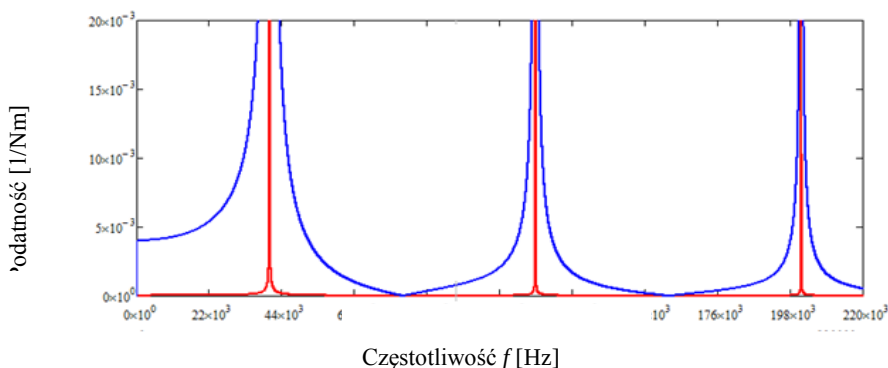
Dokonując odpowiednich przekształceń, otrzymano wyrażenie na podatność układu, gdy  $x=l$  [9,15,16]:

$$Y = Y_{II} = \frac{1}{\rho I_0 \omega^2 - G I_0 k^2} \cdot \quad (3)$$

Rozpatrując sumę  $k=1,2,3$ , otrzymano moduł podatności dynamicznej, który pokazano na rys. 3 i 4.



**Rys. 3.** Wykres modułu podatności – metoda przybliżona



**Rys. 4.** Wykres modułu podatności układu mechanicznego jednostronnie utwierdzonego – metoda dokładna i przybliżona

Analizując wykresy podatności układu utwierdzonego stwierdzono, że w przypadku metody przybliżonej częstotliwości rezonansowe pokrywają się z metodą dokładną jednak wartości podatności w pozostałych obszarach są znacznie różne. Występuje zatem błąd metody przybliżonej, który w przypadku badania układów pojedynczych nie ma większego wpływu, ponieważ w obszarach rezonansowych podatność układu i tak dąży do nieskończoności w obu metodach. Różnica w wartościach podatności obu metod ma jednak istotny wpływ na wyniki syntezy układów złożonych, dlatego konieczne było dokonanie korekcji wyników metody przybliżonej. Współczynnik korekcji  $\lambda$  wyznaczono zgodnie z zależnością:

$$\lambda = \frac{Y_d(f)}{Y_p(f)}. \quad (4)$$

W tabeli 1 podano podatności układu, wyznaczone metodą przybliżoną oraz dokładną wybranych punktów oraz wyznaczono współczynnik korekcji. Wybrane częstotliwości wybrano z zakresu, w którym będzie przeprowadzana synteza układów złożonych. Ważne jest aby różnica wartości podatności w tym zakresie była minimalna. Współczynnik korekcji jest wielkością bezwymiarową. Po wyznaczeniu współczynnika korekcji obliczono wartość średnią, którą następnie uwzględniono w zależności na podatność dynamiczną.

Po podstawieniu współczynnika korekcji do zależności na podatność dynamiczną (3), otrzymano:

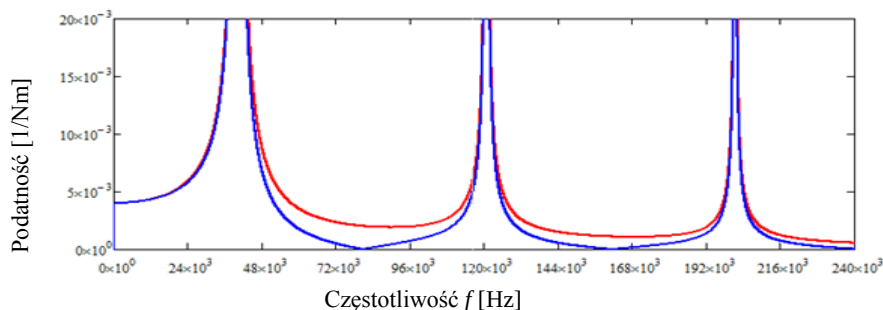
$$Y = \frac{\lambda}{\rho I_0 \omega^2 - G I_0 k^2}. \quad (5)$$

**Tabela 1.** Rozbieżność wartości podatności

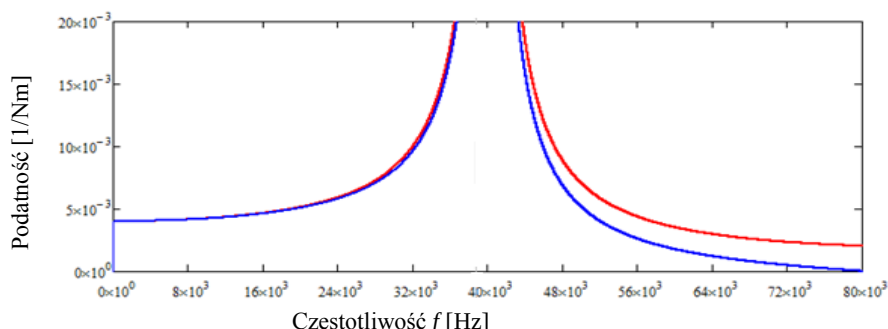
| Częstotliwość<br>[kHz] | Metoda dokładna -<br>$Y_d(f) \left[ \frac{1}{N} \right]$ | Metoda przybliżona -<br>$Y_p(f) \left[ \frac{1}{N} \right]$ | Współczynnik<br>korekcji – $\lambda$ |
|------------------------|----------------------------------------------------------|-------------------------------------------------------------|--------------------------------------|
| 0,001                  | $4.024 \cdot 10^{-3}$                                    | $4.018 \cdot 10^{-5}$                                       | 107                                  |
| 1                      | $4.026 \cdot 10^{-3}$                                    | $3.757 \cdot 10^{-5}$                                       | 107                                  |
| 5                      | $4.076 \cdot 10^{-3}$                                    | $3.806 \cdot 10^{-5}$                                       | 107                                  |
| 10                     | $4.241 \cdot 10^{-3}$                                    | $3.972 \cdot 10^{-5}$                                       | 107                                  |
| 20                     | $5.103 \cdot 10^{-3}$                                    | $4.833 \cdot 10^{-5}$                                       | 106                                  |
|                        |                                                          |                                                             | Wartość średnia:<br>107              |



Na rys. 5 i 6 przedstawiono przebiegi podatności po korekcji.

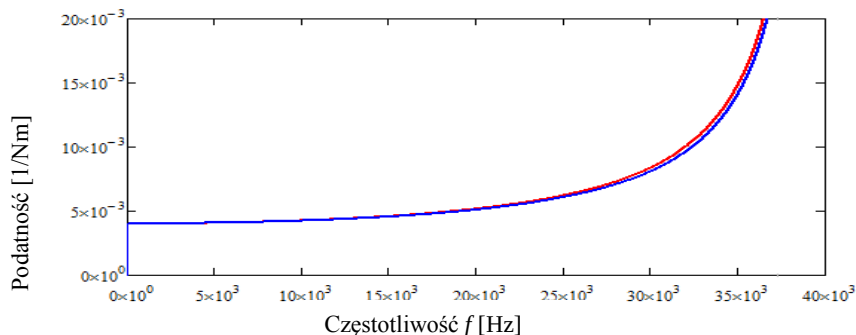


**Rys. 5.** Moduł podatności dynamicznej układu utwardzonego mechanicznego – metoda dokładna oraz skorygowana metoda przybliżona przy trzech pierwszych częstotliwościach drgań



**Rys. 6.** Pierwsza częstota własna – metoda dokładna i skorygowana metoda przybliżona

W analizie złożonych układów drgających istotny wpływ ma różnica w wartościach podatności w zakresie do pierwszej częstotliwości własnej. Po dokonaniu korekcji uzyskano takie same wartości podatności przy tych samych częstotliwościach. Na rys. 7 przedstawiono początkowy zakres częstotliwości.



**Rys. 7.** Pierwsza częstota własna zakres do 40kHz – metoda dokładna i skorygowana metoda przybliżona

Otrzymane wyniki przebiegów podatności metodą przybliżoną Galerkina różnią się od wykresów, otrzymanych metodą dokładną jedynie wartościami podatności dynamicznej, poza obszarami rezonansowymi. Częstości własne, gdzie w obu metodach podatność dążą do nieskończoności, pokrywają się. Po skorygowaniu metody przybliżonej otrzymano przebiegi prawie identyczne z wynikami, otrzymanymi metodą dokładną. Największe pokrycie uzyskano w przedziale od [0-30] kHz.

#### 4. Układ mechatroniczny wzbudzany momentem harmonicznym

Analizowano układ mechatroniczny (rys. 1), złożony z wału o stałym przekroju, wykonanym z tworzywa o module Kirchoffa  $G$  oraz gęstości  $\rho$ . Wał jest utwierdzony jednostronnie, a na drugim końcu przyłożony jest moment harmoniczny. Do wału przytwierdzono piezoprzetwornik pierścieniowy.

Równanie dynamiczne ruchu wału zapisano w następującej postaci:

$$\frac{\partial^2 \varphi}{\partial t^2} - a^2 \frac{\partial^2 \varphi}{\partial x^2} = bU[\delta(x - x_1) - \delta(x - x_2)] + cM \cos \omega t \delta(x - l). \quad (6)$$

gdzie:  $a = \sqrt{\frac{G}{\rho}}$ ,  $b = \frac{\lambda}{I_0 l \rho}$ ,  $c = \frac{1}{I_0 l \rho}$ .

Równanie przetwornika natomiast zapisano w następującej postaci

$$\alpha \dot{\varphi}(l_p, t) = 0. \quad (7)$$

gdzie:  $\alpha = \frac{2\pi R^2 h_p d_{15} G_p}{l_p C_p}$ ,  $C_p = 2\pi R h_p \frac{e_1}{l_p} \left(1 - \frac{2d_{15} G_p}{e_1}\right)$  (por. AMME11)

Układ równań, który jest dyskretno-ciągłym modelem matematycznym rozpatrywanego układu mechatronicznego przyjmuje postać:

$$\begin{cases} \frac{\partial^2 \varphi}{\partial t^2} - a^2 \frac{\partial^2 \varphi}{\partial x^2} = bU[\delta(x - x_1) - \delta(x - x_2)] + cM \cos \omega t \delta(x - l), \\ \alpha \dot{\varphi}(l_p, t) = 0. \end{cases} \quad (8)$$

Zgodnie z metodą Galerkina, rozwiązanie będzie poszukiwane w postaci sumy funkcji własnych, odpowiadających zmiennym czasu i przemieszczenia, które spełniają warunki brzegowe (por. [9,15,16]).

Układ wzbudzany jest momentem harmonicznym:

$$M(t) = M \cos \omega t. \quad (9)$$

Napięcie generowane za zaciskach będzie miało charakter harmoniczny zgodnie z wymuszeniem:

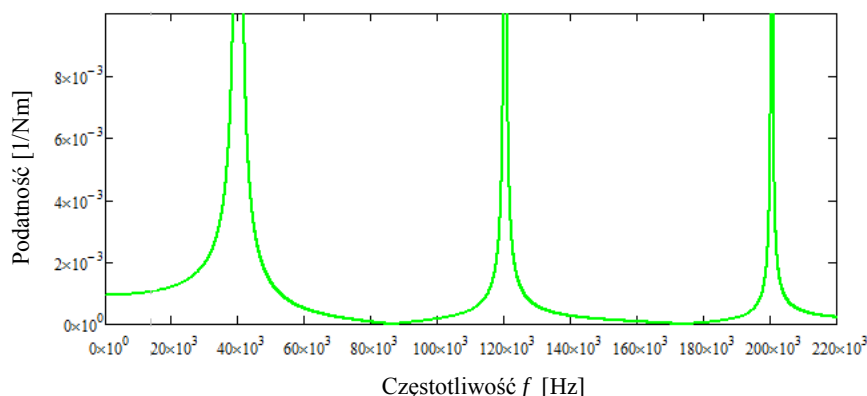
$$U(t) = B \sin \omega t. \quad (10)$$

Rozwiązanie układu równań różniczkowych (8) sprowadza się do postawienia odpowiednich pochodnych przybliżonego rozwiązania równania ruchu belki oraz (9) i (10).

Stosując procedurę rozwiązywania układu równań (8) metodą Galerkina (por. np. [9,15,16]), otrzymano wyrażenie na podatność dynamiczną w następującej postaci:

$$Y = \sum_{n=1}^{\infty} \frac{c \delta(x-l) \sin k_n x}{\sin k_n x [a^2 k_n^2 - \omega^2] - b [\delta(x-x_1) - \delta(x-x_2)] \alpha \sin k_n l_p} \quad (10)$$

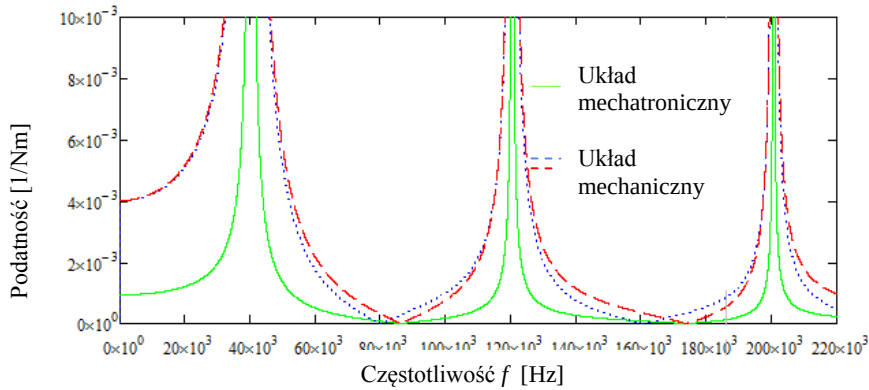
Przyjmując parametry układu mechatronicznego (por. np. [9,15,16]), jego podatność przedstawiono na rys. 8.



**Rys. 8.** Podatność dynamiczna układu mechatronicznego

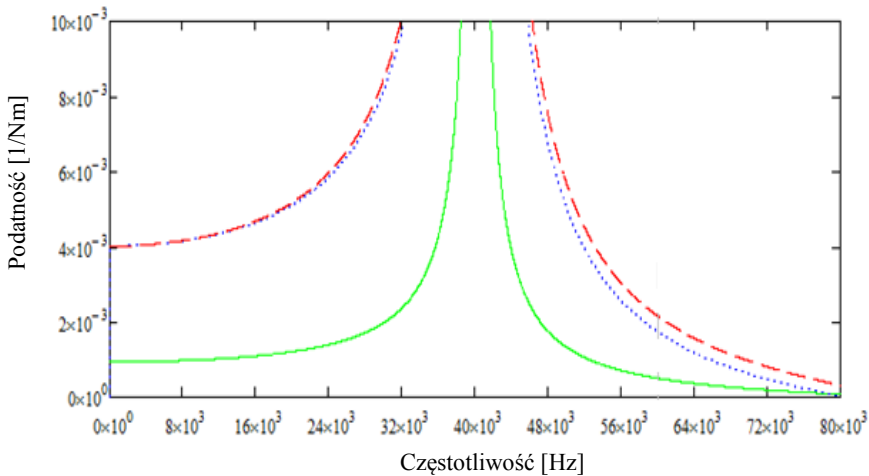
Następnie na rys. 9 zilustrowano przebiegi podatności przy trzech pierwszych częstościach własnych układu mechatronicznego, w zestawieniu z podatnością układu mechanicznego o takich samych parametrach

geometrycznych. Podatność układu mechanicznego wyznaczono zarówno metodą dokładną jak i przybliżoną.

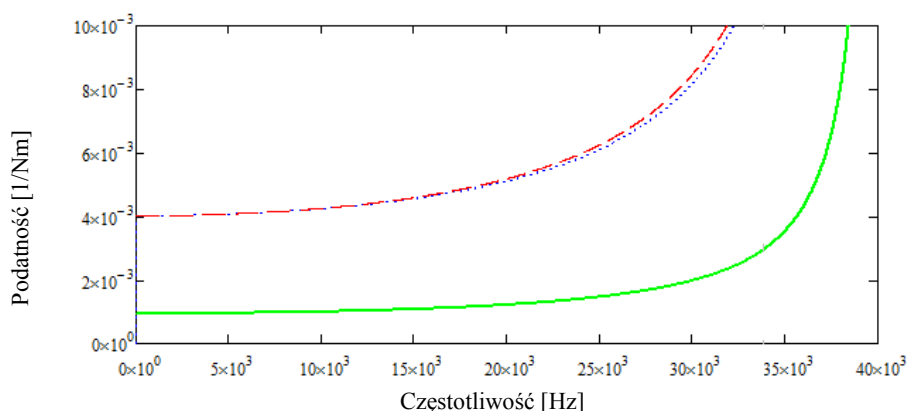


**Rys. 9.** Podatność dynamiczna układu mechatronicznego podatność układu mechanicznego, wyznaczona metodą dokładną i skorygowaną metodą przybliżoną

Mając na uwadze główny cel pracy, którym jest synteza oraz analiza układów złożonych największy wpływ na wyniki mają przebiegi podatności układów pojedynczych w zakresie do pierwszej częstości, dlatego też przedstawiono przebieg w tym zakresie na osobnym rysunkach 10 i 11.



**Rys. 10.** Pierwsza częstość własna – układ mechatroniczny oraz mechaniczny



**Rys. 11.** Pierwsza częstość własna zakres do 40kHz – układ mechatroniczny oraz mechaniczny

Układ mechatroniczny charakteryzuje się podobnym przebiegiem podatności do układu mechanicznego o takich samych parametrach geometrycznych. Można zauważyć jednak, że układ mechatroniczny charakteryzuje się niższymi wartościami podatności.

### Uwagi końcowe

Na podstawie wyznaczonych formuł na podatności dynamiczne metodą dokładną i przybliżoną można stwierdzić, że możliwy jest opis tego typu mechanicznego podukładu badanego układu mechatronicznego w postaci hipergrafu trójwierzchołkowego (por. [1-9]). Takie ujęcie stanowi asumpt do syntezy (np. [3-9]) rozważanej klasy układów. Problem ten będzie rozważany w przyszłych pracach.

**Abstract:** Analysing the diagrams of characteristics of confirmed system it has been determined that the values of the characteristic in other areas than nearly resonance are different. The differences in values of flexibility within two methods has the great influence on the result of complex systems. That is why it was necessary to correct the results of approximate method.

*Pracę wykonano w ramach projektu badawczego PBS2/A6/17/2013 finansowanego przez Ministerstwo Nauki i Szkolnictwa Wyższego w latach 2013-2016*

### Literatura

- [1] BELLERT S., WOŹNIAK H The analysis and synthesis of electrical systems by means of the method of structural numbers [in Polish]. WNT, Warszawa 1968.
- [2] BERGE C.: Graphs and hypergraphs. American Elsevier Publishing Co., Inc., New York/ North Holland Publishing Co., Amsterdam-London 1973.

- [3] BIAŁAS K., BUCHACZ A., DZITKOWSKI T.: Synthesis of active mechanical systems with dumping in view of polar graphs and structural numbers. Monograph No. 230. Silesian University of Technology Press, Gliwice 2009 (in Polish).
- [4] BUCHACZ A.: Modelling, synthesis and analysis of bar systems characterized by a cascade structure represented by graphs. *Mech. Mach. Theory*, **30**, 7, 969-986, Pergamon, 1995.
- [5] BUCHACZ A.: The Synthesis of Vibrating Bar-Systems Represented by Graph and Structural Numbers. *Scientific Letters of Silesian University of Technology, MECHANICS*, z. 104, Silesian University of Technology Press 1991 (in Polish).
- [6] BUCHACZ A., DYMAREK A., DZITKOWSKI T.: Design and examining of sensitivity of continuous and discrete-continuous mechanical systems with required frequency spectrum represented by graphs and structural numbers. Monograph No. 88. Silesian University of Technology Press, Gliwice 2005 (in Polish).
- [7] BUCHACZ A.: The expansion of the synthesized structures of mechanical discrete systems represented by polar graphs. *Journal of Materials Processing Technology*. Vol. 164-165, Complete Elsevier, (2005), p.1277-1280.
- [8] BUCHACZ A., ŻUREK K.: Reverse task of dynamic of active mechanical systems by means the graphs and structural numbers methods. Monograph No 81. Silesian University of Technology Press, Gliwice 2005 (in Polish).
- [9] BUCHACZ A.: Modelling, synthesis, modification, sensitivity and analysis of mechanic and mechatronic systems. *Journal of achievements in materials and manufacturing engineering*, International OCOSCO World Press, Vol. 24, Issue 1, September 2007, p. 198-207.
- [10] BUCHACZ A.: Dynamical flexibility of discrete-continuous vibrating mechatronic system. *Journal of Achievements in Materials and Manufacturing Engineering*, International OCOSCO World Press, Vol. 28, Issue 2, January 2008, p. 159-166.
- [11] BUCHACZ A.: Characteristics of discrete-continuous flexibly vibrating mechatronic system. *Journal of Achievements in Materials and Manufacturing Engineering*, International OCOSCO World Press, Vol. 28, Issue 1, May 2008, p. 43-46.
- [12] BUCHACZ A.: Calculation of Flexibility of Vibrating Beam as the Subsystem of Mechatronic System by Means the Exact and Approximate Methods. *PAMM - Proc. Appl. Math. Mech.* **9**, Issue 1, 373 – 374 (2009) WILEY-VCH Verlag GmbH & Co. KGaA, Weinheim, Published Online: 5 Mart 2010 DOI 10.1002/pamm.200910160
- [13] BUCHACZ A.: Transformations of Hypergraphs of Beams as Models in Synthesis of Flexibly Vibrating Continuous Mechanical Systems. *Vestnik Krymskoy Akademii Nauk – Sevastopolskie otdelenie*. Release 1. Sevastopol 2010, p. 35-38.
- [14] BUCHACZ A.: Orthogonalization Method of Analysis of Mechanical And Mechatronic Systems. *LES PROBLÈMES DU TECHNOSHÈRE ET DE LA FORMATION DES CADRES D'INGÉNIEURS CONTEMPORAINS*, Recueil des exposés des participants du III Séminaire international scientifique et méthodique, Novembre 2009 à Sousse (Tunisie), Donetsk (2009), p. 85-88.
- [15] BUCHACZ A.: Comparision of Characteristics of Subsystems and Systems as Introduction to Synthesis of Torsionally Vibrating Mechatronic Systems. *LES PROBLÈMES DU TECHNOSHÈRE ET DE LA FORMATION DES CADRES D'INGÉNIEURS CONTEMPORAINS*, Recueil des exposés des participants du IV Séminaire international scientifique et méthodique, Novembre 2010 à Hammamet (Tunisie), Donetsk (2010), p. 85-88.
- [16] Buchacz A., Bokhonsky A., Placzek M., Wróbel A.: Modelling and Investigation of Discrete-Continuous Vibrating Mechatronic Systems with Damping. Monograph. No 511. Silesian University of Technology Publishing House, Gliwice 2013.

- [17] Białas K., Buchacz A., Gałęziowski D.: Synthesis of Active Mechanical and Mechatronical Systems. Monografia nr 512. Wydawnictwo Politechniki Śląskiej, Gliwice 2014 (in Polish).
- [18] CALLAHAN J., BARUH H.: Vibration monitoring of cylindrical shells using piezoelectric sensors". *Finite Elements in Analysis and Design* 23 (1996), 303-318.
- [19] KURNIK W.: Damping of mechanical vibrations utilizing shunted piezoelements. *Machine Dynamics Problems* 2004, Vol. 28, No 4, 15-26.
- [20] LU P., LEE K. H., LIM S. P.: Dynamical Analysis of a Cylindrical Piezoelectric Transducer". *Journal of Sound and Vibration* (2003) 259(2), 427-443.
- [21] WOJNAROWSKI J., BUCHACZ A.: Use of hypergraphs and complete structural numbers in the analysis of vibrating eam systems with non-linearly changing cross-sections. *VIBRATION ENGINEERING*, 3, 4, 593-598, Hemisphere Publishing Corp., 1989.

**Jacek CINK, Andrzej KOSUCKI**

Politechnika Łódzka, Katedra Pojazdów i Podstaw Budowy Maszyn

Zakład Maszyn Roboczych, Napędów i Sterowania

[jacek.cink@p.lodz.pl](mailto:jacek.cink@p.lodz.pl), [andrzej.kosucki@p.lodz.pl](mailto:andrzej.kosucki@p.lodz.pl)

## **WYBRANE METODY KSZTAŁTOWANIA PRĘDKOŚCI MECHANIZMÓW JAZDY W CELU MINIMALIZACJI WAHAŃ ŁADUNKU**

**Streszczenie:** W pracy opisano sposób sterowania prędkością mechanizmu według metody CST. Dla opracowanego i zweryfikowanego eksperymentem modelu wózka suwnicowego z napędem i zawieszonym na linach ładunkiem przeprowadzono badania symulacyjne, porównując sterowanie metodą CST ze sterowaniem według funkcji trapezowej zapewniającej wytlumienie wahań ładunku w ruchu ustalonym oraz po zakończeniu całego ruchu roboczego.

### **1. Wprowadzenie**

W literaturze traktującej o mechanizmach i sposobach sterowania opisany został sposób sterowania ruchem roboczym według sposobu nazywanego po angielsku „cubic spline trajectory” (CST), co w wolnym tłumaczeniu oznacza „trajektorię krzywą sześcienną (trzeciego stopnia)”. Dokładny charakter tego sterowania został opisany poniżej. Sterowanie takie pojawia się coraz częściej w maszynach dźwigowych. W pracy [3] zastosowano je przy analizie ruchu mechanizmu obrotu żurawia. Zastosowanie zmodyfikowanego sterowania CST przy napędzie mechanizmów robotów opisano w pracy [4]. Różnego rodzaju krzywe (sześcienną, piątego rzędu oraz trygonometryczne) wykorzystane są przy transporcie ładunków za pomocą współpracujących robotów [7]. Sterowanie CST nie zawsze jest korzystne np. w mechanizmach jazdy dźwignic, kiedy celem jest wytlumienie wahań zawieszonego na linach ładunku. Aby uzasadnić taką tezę, w referacie porównano w badaniach symulacyjnych sterowanie według znanych, opracowanych przez autorów optymalnych funkcji sterujących (prace [1], [2], [5]) ze sterowaniem CST dla tego samego urządzenia.

### **2. Sterowanie według metody CST**

Sposób sterowania według „trajektorii krzywej sześcienną” (CST) należy do grupy tzw. sterowań kinematycznych, w których element napędowy mechanizmu porusza się ze ściśle określonym przyspieszeniem oraz prędkością w całym ruchu roboczym. Czas ruchu roboczego  $t_k$  został podzielony na cztery równe etapy  $T$  ( $t_k = 4T$ ). W każdym etapie stała jest



wartość tzw. szarpnięcia  $p$ , definiowanego jako pierwsza pochodna przyspieszenia  $a$  względem czasu  $\left(p = \frac{da}{dt} \left[ \frac{m}{s^3} \right] \right)$ .

Jeśli przyjąć  $j \left( j \left[ \frac{m}{s^3} \right] = const \wedge j > 0 \right)$  jako szarpnięcie przykładowe, to

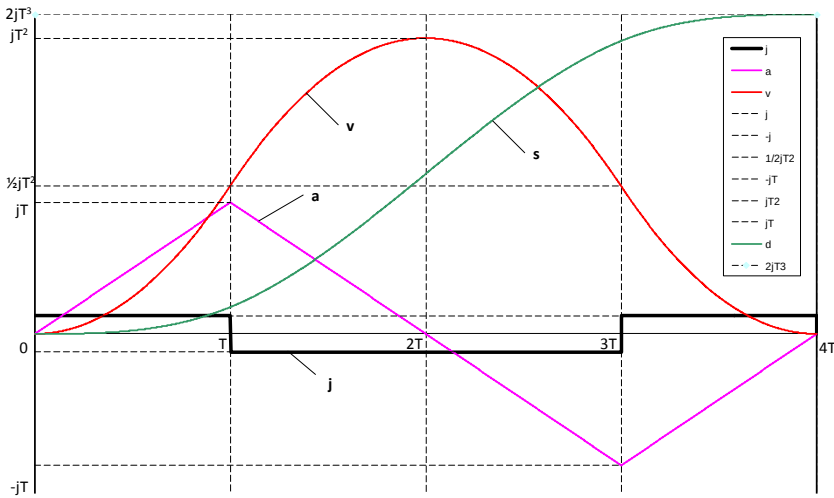
wartość szarpnięcia  $p$  w ruchu roboczym jest następująca (rys. 1):

- dla czasu  $t \in (0, T)$   $\Rightarrow p = j$ ,
- dla czasu  $t \in (T, 3T)$   $\Rightarrow p = -j$ ,
- dla czasu  $t \in (3T, 4T)$   $\Rightarrow p = j$ .

Przyspieszenie  $a$  jako całka szarpnięcia  $p$  ma postać poniższą (rys. 1):

- dla czasu  $t \in (0, T)$   $\Rightarrow a = j \cdot t$ ,
- dla czasu  $t \in (T, 3T)$   $\Rightarrow a = j \cdot (2T - t)$ ,
- dla czasu  $t \in (3T, 4T)$   $\Rightarrow a = j \cdot (-4T + t)$ .

Ekstremalne przyspieszenia przypadają dla czasów  $T$  ( $t = T \Rightarrow a_{\max} = j \cdot T$ ) oraz  $3T$  ( $t = 3T \Rightarrow a_{\min} = -j \cdot T$ ).



Rys. 1. Zależności kinematyczne w metodzie CST

Prędkość  $v$  jako całka przyspieszenia  $a$  przyjmuje wartości (rys. 1):

- dla czasu  $t \in (0, T)$   $\Rightarrow v = 0,5 \cdot j \cdot t^2$ ,
- dla czasu  $t \in (T, 3T)$   $\Rightarrow v = j \cdot T^2 - 0,5 \cdot j \cdot (t - 2T)^2$ ,
- dla czasu  $t \in (3T, 4T)$   $\Rightarrow v = 0,5 \cdot j \cdot (t - 4T)^2$ .

Prędkość maksymalna osiągnięta jest w chwili  $2T$  ( $t = 2T \Rightarrow v_{\max} = j \cdot T^2$ ).

Przemieszczenie  $s$  jest całką prędkości  $v$ . Opisują je funkcje sześciennne względem czasu (wykres pokazano na rys. 1).

- dla czasu  $t \in (0, T)$   $\Rightarrow s = (1/6) \cdot j \cdot t^3$ ,
- dla czasu  $t \in (T, 3T)$   $\Rightarrow s = (1/6) \cdot j \cdot (-t^3 + 6Tt^2 - 6T^2t + 2T^3)$ ,
- dla czasu  $t \in (3T, 4T)$   $\Rightarrow s = (1/6) \cdot j \cdot (-t^3 - 12Tt^2 + 48T^2t - 52T^3)$ .

Po czasie  $t_k = 4T$  przemieszczenie osiąga wartość maksymalną  $s_{\max} = 2 \cdot j \cdot T^3$ . Przy sterowaniu według metody CST to samo zadane przemieszczenie  $s_z = s_{\max}$  można uzyskać poprzez kombinację wartości szarpnięcia  $j$  i czasu  $T$ . Na ogół dąży się do minimalizacji czasu  $T$ , ale to prowadzi do dużych wartości szarpnięcia  $j$ , które decyduje o maksymalnym przyspieszeniu  $a_{\max}$  oraz maksymalnej prędkości  $v_{\max}$ , a te z kolei nie mogą przekraczać wartości dopuszczalnych  $a_{\text{dop}}$  i  $v_{\text{dop}}$  dla konkretnego mechanizmu. Prowadzi to w praktyce do ograniczenia szarpnięcia  $j$  i wydłużenia czasu ruchu roboczego ( $t_k = 4T$ ). Słuszne jest poniższe rozumowanie.

$$s_z = 2 \cdot j \cdot T^3 \quad \Rightarrow \quad j = \frac{s_z}{2 \cdot T^3} \quad (1)$$

W przypadku, gdy o ograniczeniu szarpnięcia  $j$  decyduje dopuszczalna prędkość, spełniony musi być poniższy warunek.

$$v_{\max} \leq v_{\text{dop}} \quad v_{\max} = j \cdot T^2 \quad (2)$$

Po wykorzystaniu zależności (1) w (2) otrzymuje się pierwszy warunek na minimalny czas ruchu roboczego  $t_k$ .

$$v_{\max} = \frac{s_z}{2 \cdot T} \quad \frac{s_z}{2 \cdot T} \leq v_{\text{dop}} \quad \Rightarrow \quad T \geq \frac{s_z}{2 \cdot v_{\text{dop}}} \quad (3)$$

$$t_k = 4 \cdot T \quad \Rightarrow \quad T = \frac{t_k}{4} \quad \frac{t_k}{4} \geq \frac{s_z}{2 \cdot v_{\text{dop}}} \quad \Rightarrow \quad t_k \geq \frac{2 \cdot s_z}{v_{\text{dop}}}$$

W przypadku, gdy o ograniczeniu szarpnięcia  $j$  decyduje dopuszczalne przyspieszenie, spełniony musi być poniższy warunek.

$$a_{\max} \leq a_{\text{dop}} \quad a_{\max} = j \cdot T \quad (4)$$

Po wykorzystaniu zależności (1) w (4) otrzymuje się drugi warunek na minimalny czas ruchu roboczego  $t_k$ .

$$a_{\max} = \frac{s_z}{2 \cdot T^2} \quad \frac{s_z}{2 \cdot T^2} \leq a_{\text{dop}} \quad \Rightarrow \quad T \geq \sqrt{\frac{s_z}{2 \cdot a_{\text{dop}}}} \quad (5)$$

$$t_k = 4 \cdot T \quad \Rightarrow \quad T = \frac{t_k}{4} \quad \frac{t_k}{4} \geq \sqrt{\frac{s_z}{2 \cdot a_{\text{dop}}}} \quad \Rightarrow \quad t_k \geq 2 \cdot \sqrt{2} \cdot \sqrt{\frac{s_z}{2 \cdot a_{\text{dop}}}}$$

Spełnione muszą być jednocześnie oba warunki, zatem decyduje ostrzejszy z nich i to on determinuje minimalny czas ruchu roboczego  $t_k$  niezbędny do pokonania zadanego przemieszczenia  $s_z$ . Warunek przyjmuje postać (6).

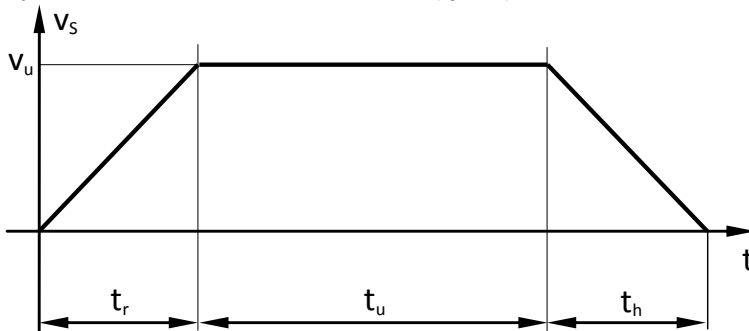
$$t_k \geq \max \left( \frac{2 \cdot s_z}{v_{dop}}, 2 \cdot \sqrt{2} \cdot \sqrt{\frac{s_z}{2 \cdot a_{dop}}} \right) \quad (6)$$

Łatwo zauważyć, że w przypadku sterowania według metody CST czas ruchu roboczego  $t_k$  jest zdeterminowany jedynie przez zadane przemieszczenie  $s_z$  oraz dopuszczalną prędkość  $v_{dop}$  lub dopuszczalne przyspieszenie  $a_{dop}$  mechanizmu.

W przedstawionej pracy zbadany zostanie wpływ sterowania ruchem roboczym mechanizmu jazdy wózka suwnicowego według metody CST na wahania zawieszonego na linach ładunku.

### 3. Tłumienie wahań ładunku przy sterowaniu wg funkcji trapezowej

Metoda tłumienia wahań ładunku za pomocą sterowania ruchem poziomym punktu zawieszenia jego lin, opisana w pracy [2], polega na zastosowaniu trapezowej funkcji sterowania prędkością z odpowiednio określonym czasem rozruchu i hamowania (rys. 2).



**Rys. 2.** Trapezowa funkcja sterowania prędkością punktu zawieszenia lin ładunku

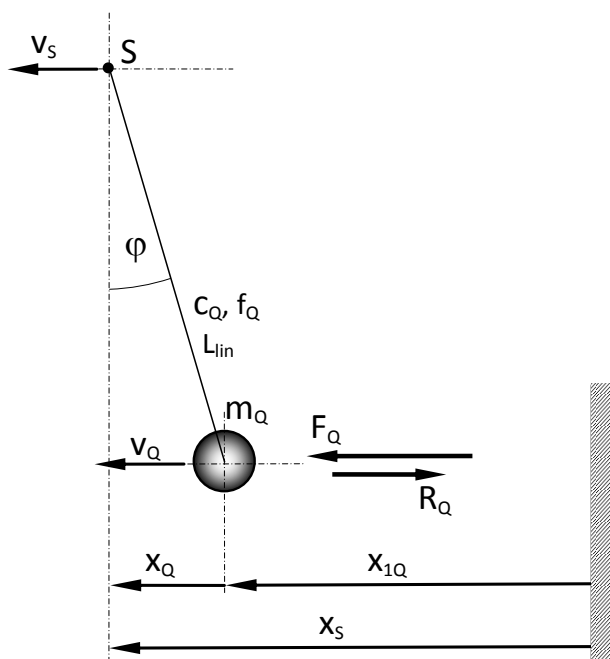
Efekt sterowania według funkcji trapezowej sprawdzono w badaniach symulacyjnych modelu ładunku, potraktowanego jako wahadło matematyczne o ruchomym punkcie zawieszenia ciężna przy małych kątach  $\varphi$  wychylenia ładunku, przedstawionym na rys. 3. Model zweryfikowano eksperymentem (prace [2] i [6]). Równanie ruchu ładunku ma postać:

$$m_Q \frac{dv_Q}{dt} = F_Q + R_Q \quad (7)$$

Siła oddziaływania lin na ładunek  $F_Q = c_Q \cdot x_Q$

Siła oporu powietrza ładunku

$$R_Q = -\rho_Q \cdot v_Q$$



Rys. 3. Siły poziome działające na ładunek

Przyjęte oznaczenia:

$c_Q$  [N/m] - sztywność pozioma zawieszenia ładunku,

$$c_Q = \frac{m_Q \cdot g}{L_{lin}} \quad (8)$$

$m_Q$  [kg] - masa ładunku zawieszono na linach potraktowanego jako punkt materialny,

$L_{lin}$  [m] - długość lin (długość cięga wahadła matematycznego),

$g$  [m/s<sup>2</sup>] - przyspieszenie ziemskie,

$x_Q$  [m] - wychylenie punktu zaczepienia lin ładunku  $x_S$  względem położenia ładunku w kierunku ruchu,

$\rho_Q$  [Ns/m] - współczynnik oporu powietrza dla ładunku,

$v_Q$  [m/s] - prędkość pozioma ładunku.

Związek między przemieszczeniem względnym ładunku a prędkością punktu zaczepienia lin jest następujący:

$$x_Q = x_S - x_{IQ} \quad \frac{dx_Q}{dt} = \frac{dx_S}{dt} - \frac{dx_{IQ}}{dt} = v_S - v_Q \quad (9)$$

Otrzymany opis matematyczny ruchu ładunku w przestrzeni zmiennych stanu jest następujący:

$$\begin{aligned}\frac{dv_Q}{dt} &= -\frac{\rho_Q}{m_Q} \cdot v_Q + \frac{c_Q}{m_Q} \cdot x_Q \\ \frac{dx_Q}{dt} &= v_S - v_Q\end{aligned}\tag{10}$$

Sterowaniem dla tego układu jest zadana prędkość  $v_S$  punktu zawieszenia lin ładunku, natomiast zmiennymi stanu są prędkość ładunku  $v_Q$  i wychylenie względne  $x_Q$ .

W pracy [1] wykazano, że w celu wytłumienia wahań ładunku po rozruchu i hamowaniu należy czasy rozruchu  $t_r$  i hamowania  $t_h$  przy sterowaniu według funkcji trapezowej (rys. 2) przyjąć jako wielokrotności okresu wahań wahadła matematycznego  $T_Q$  o długości równej mierzonej długości lin, wg zależności:

$$T_Q = 2 \cdot \pi \cdot \sqrt{\frac{L_{lin}}{g}}\tag{11}$$

Czas ruchu ustalonego ( $t_u$ ) dla zadanych przemieszczeń  $s_z$  przy znanych czasach rozruchu ( $t_r$ ) i hamowania ( $t_h$ ) oraz prędkości w ruchu ustalonym ( $v_u$ ) obliczane są przy wykorzystaniu poniższej zależności:

$$t_u = \frac{s_z}{v_u} - \frac{I}{2} \cdot (t_r + t_h)\tag{12}$$

Wartość ujemna  $t_u$  oznacza, że nie jest możliwy ruch mechanizmu z maksymalną założoną prędkością. W takim przypadku przyjmuje się zerową wartość czasu ruchu ustalonego ( $t_u = 0$ ) i wyznacza nową prędkość maksymalną ruchu roboczego  $v_{lu}$  korzystając z następującej zależności:

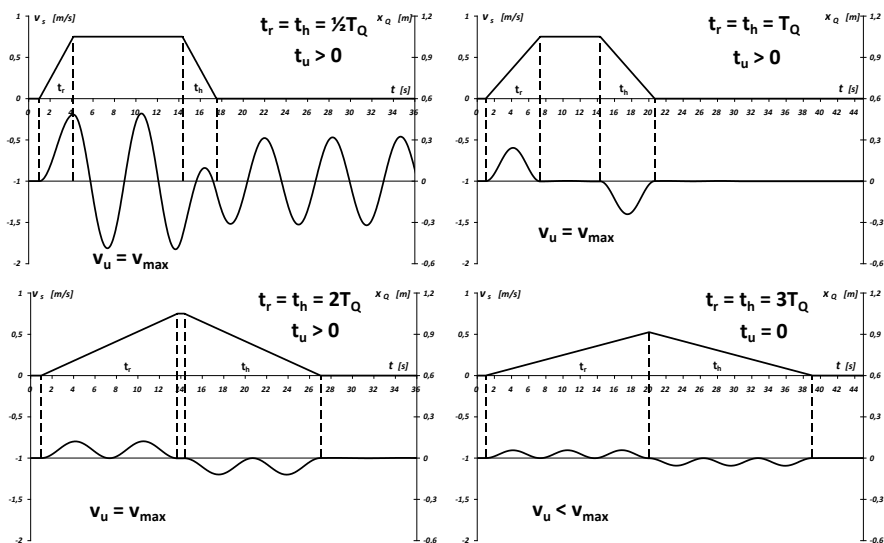
$$v_{lu} = \frac{s_z}{\frac{I}{2} \cdot (t_r + t_h)}\tag{13}$$

Czasy rozruchu i hamowania decydują o przyspieszeniach  $a_S$  punktu S zaczepienia lin ładunku. Należy je tak dobrać, aby przyspieszenie to było zawsze mniejsze od dopuszczalnego  $a_{dop}$ , wynikającego z warunku niewystępowania poślizgu oraz możliwości napędowych mechanizmu jazdy, z jakim związany jest punkt S.

$$a_S = \frac{v_u}{t_r} \leq a_{dop} \quad \Rightarrow \quad t_r = t_h \geq \frac{v_u}{a_{dop}}\tag{14}$$

Znajomość minimalnych czasów  $t_r$  i  $t_h$  umożliwia podjęcie decyzji, jaką wielokrotność  $T_Q$  należy przyjąć. Kwestia ta musi być rozstrzygnięta dla każdej suwnicy indywidualnie.

Na rysunku 4 przedstawiono badania symulacyjne dla różnych czasów rozruchu i hamowania ładunku, uzależnionych od wielokrotności okresu wahań ładunku.



Rys. 4. Wpływ różnych czasów ruchów nieustalonych na wahań ładunku

Są to przykładowe przejazdy z ładunkiem o masie 5000 kg, zawieszonym na linach o długości 10 m, przy przemieszczeniu mostu 10 m. Przyjęto czasy rozruchu i hamowania równe odpowiednio  $0,5 T_Q$ ;  $T_Q$ ;  $2T_Q$ ;  $3T_Q$ . Dla trzykrotności  $T_Q$  niezbędne było obniżenie wartości prędkości  $v_u$ , zgodnie z zaleceniami przedstawionymi w algorytmie. Na rysunkach przedstawione są przebiegi prędkości punktu zaczepienia lin  $v_s$  (górny) oraz wychylenia ładunku  $x_Q$  (dolny).

Widoczne jest utrzymywanie się dużych wahań ładunku po zatrzymaniu dla czasu rozruchu i hamowania równego połowie okresu wahań. W pozostałych przypadkach następuje zminimalizowanie wahań zaraz po zakończeniu cyklu jak również mniejsze wychylenie się ładunku w ruchach nieustalonych.

#### 4. Mechanizm jazdy wózka wraz z napędem

Do porównań jakości tłumienia wahań ładunku dla różnych sposobów generowania funkcji wymuszających przyjęto, że liny ładunku zaczepione są do wózka suwnicowego. Napęd jazdy wózka zasilany jest silnikiem wyposażonym w falownik. Przy budowie modeli dynamicznych wózka i układu falownik stojan silnika oparto się na wcześniejszych pracach wykonanych w Katedrze Maszyn Roboczych, Napędów i Sterowania,

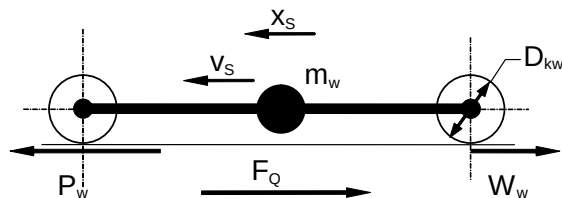
dotyczących własności dynamicznych maszyn roboczych o ruchach płaskich (prace [1], [2], [5]).

Zastosowanie falownikowych układów napędowych, a co za tym idzie możliwości dowolnego kształtowania i regulacji prędkości poszczególnych mechanizmów pozwala na nieuwzględnianie w modelu takich zjawisk, jak poślizgi kół napędowych, czy tarcia obrzeży kół jezdnych.

Przy budowie modelu mechanizmu jazdy wózka przyjęto następujące założenia:

- masy poszczególnych elementów układu przyjęto jako skupione,
- nie uwzględniono strat w reduktorach
- oddziaływanie ładunku wiszącego na linach przyjęto jako siłę poziomą  $F_Q$  równoległą do osi toru wózka wywołaną odchyleniem ładunku od położenia pionowego,
- siły obciążające wózek pochodzące od mostu i działające w kierunku jego ruchu nie mają wpływu na ruch wózka

Model dynamiczny wózka dla ruchu w płaszczyźnie poziomej przedstawiono na rysunku 5.



Rys. 5. Model dynamiczny wózka

Przyjęte zostały następujące oznaczenia:

- $m_w$  - masa wózka,
- $v_s$  - prędkość wózka
- $P_w$  - pozioma siła sprzężenia ciernego między kołem napędowym i szyną wózka,
- $W_w$  - opory ruchu wózka,
- $F_Q$  - siła pozioma wywołana odchyleniem ładunku od położenia pionowego, równoległa do osi toru wózka.

Równanie ruchu wózka wzdłuż mostu suwnicy jest następujące:

$$m_w \cdot \frac{dv_s}{dt} = P_w - W_w - F_Q \quad (15)$$

Zależności kinematyczne między prędkością kątową  $\omega_s$  silnika napędowego a prędkością wózka  $v_w$  są następujące:

$$\omega_s = \frac{l}{R_{zw}} \cdot v_s \quad \frac{d\omega_s}{dt} = \frac{l}{R_{zw}} \cdot \frac{dv_s}{dt} \quad (16)$$

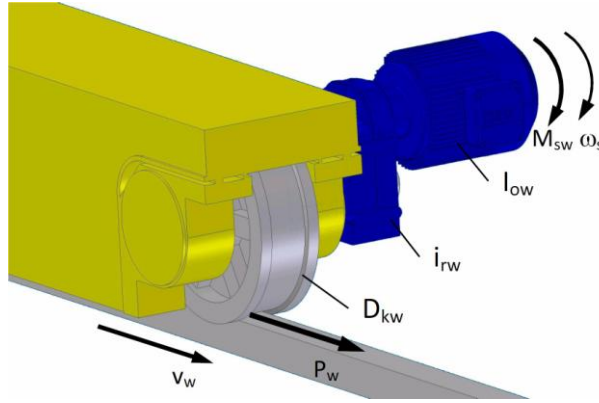
- $\omega_s$  - prędkość kątowa silnika mechanizmu jazdy wózka,

$R_{zw}$  - promień zastępczy mechanizmu jazdy wózka  $\left( R_{zw} = \frac{D_{kw}}{2 \cdot i_{rw}} \right)$ ,

$D_{kw}$  - średnica koła jezdneho wózka,

$i_{rw}$  - przełożenie reduktora mechanizmu jazdy wózka.

Równanie ruchu układu napędowego jazdy wózka wyznaczono w oparciu o model dynamiczny mechanizmu jazdy przedstawiony na rysunku 6.



**Rys. 6.** Model dynamiczny mechanizmu jazdy wózka

Równanie ruchu dla mechanizmu jazdy wózka przyjmuje następującą postać:

$$I_{ow} \cdot \frac{d\omega_S}{dt} = M_{sw} - M_P \quad (17)$$

$M_{sw}$  - moment napędowy silnika wózka,

$M_P$  - moment oporów mechanizmu wywołany siłą  $P_w$  zredukowany do wału silnika,

$I_{ow}$  - zredukowany do wału silnika napędowego moment bezwładności elementów obrotowych mechanizmu jazdy wózka.

Zależność między momentem  $M_P$  i siłą  $P_w$  określa związek (18).

$$M_P = P_w \cdot R_z \quad (18)$$

Z układu równań (15), (16), (17) i (18) można wyznaczyć przyspieszenie wózka  $\frac{dv_S}{dt}$  eliminując pozostałe niewiadome:  $\frac{d\omega_S}{dt}$ ,  $P_w$ ,  $M_P$ .

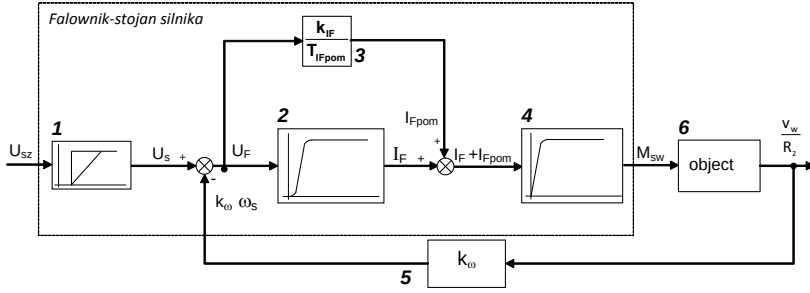
W efekcie otrzymuje się jedno równanie opisujące jednoelementowy model wózka wraz z mechanizmem jazdy zredukowany do osi szyny.



$$\frac{dv_w}{dt} = \frac{l}{m_{zw}} \cdot \left( \frac{M_{sw}}{R_{zw}} - W_w - F_Q \right) \quad (19)$$

$$m_{zw} = \frac{I_{ow}^2}{R_{zw}^2} + m_w$$

Wymuszeniem dla tego układu jest moment elektromagnetyczny  $M_{sw}$  rozwijany w silniku asynchronicznym, który można uzyskać rozwiązując układu falownik-stojan silnika, opisanego szczegółowo w publikacji [2]. Model ten przedstawiony jest na rys. 7.



**Rys. 7.** Model układu falownik-silnik

Wykorzystując typowe równania członów dynamicznych, po odpowiednich przekształceniach i uporządkowaniu otrzymujemy opis matematyczny powyższego układu w przestrzeni zmiennych stanu:

$$\frac{dU_s}{dt} = \frac{1}{T_C} \cdot U_{sz}$$

$$\frac{dI_F'}{dt} = \frac{k_{IF} \cdot k_{wzm}}{T_{F1}^2} \cdot \left( U_s - k_\omega \cdot \frac{v_w}{R_z} \right) - \frac{T_{F2}}{T_{F1}^2} \cdot I_F' - \frac{1}{T_{F1}^2} \cdot I_F$$

$$\frac{dI_F}{dt} = I_F' \quad (20)$$

$$\frac{dI_{Fpom}}{dt} = \frac{k_{IF}}{T_{IFpom}} \cdot \left( U_s - k_\omega \cdot \frac{v_w}{R_z} \right)$$

$$\frac{dM_s}{dt} = \frac{k_{Ms}}{T_{Ms}} \cdot (I_F + I_{Fpom}) - \frac{1}{T_{Ms}} \cdot M_{sw}$$

Zmiennymi stanu układu są:

- $I_F$  - natężenie prądu zasilającego stojan,
- $I_F'$  - zmienna pomocnicza - natężenie prądu
- $I_{Fpom}$  - natężenie prądu zasilającego stojan,
- $M_s$  - moment na stojanie silnika,
- $U_s$  - napięcie sterujące.

Wielkością sterującą jest sygnał napięciowy  $U_{sz}$  proporcjonalny do zadanej prędkości kątowej silnika. Jako wielkość wyjściową przyjęto prędkość kątową silnika asynchronicznego  $\omega_s$  i jego moment  $M_s$ .

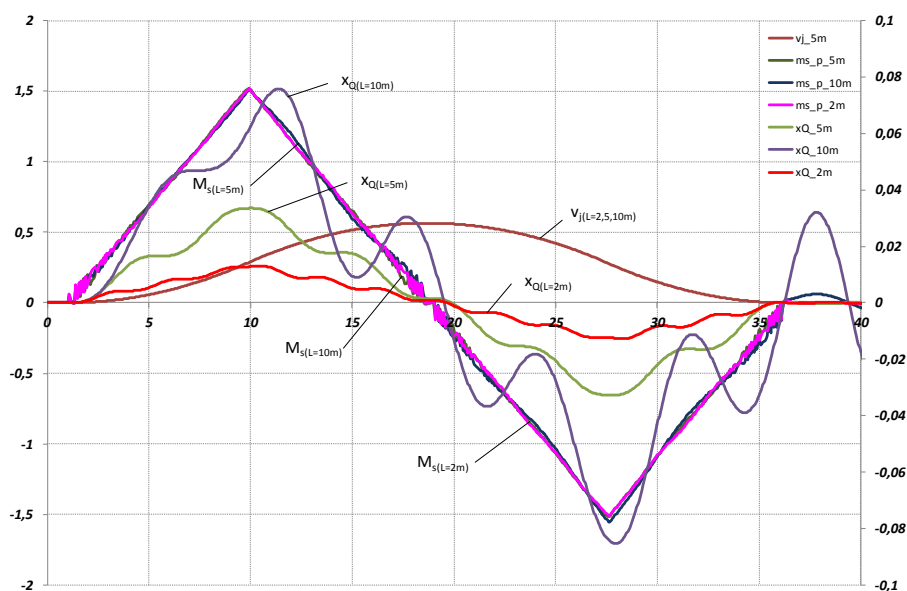
Wszystkie opisane modele zostały zweryfikowane eksperymentalnie, co upoważnia do przeprowadzania z ich wykorzystaniem badań symulacyjnych dotyczących np. różnych sposobów kształtowania funkcji sterujących mechanizmu jazdy mających na celu minimalizację wahań zawieszonego na linach ładunku.

## 5. Badania symulacyjne

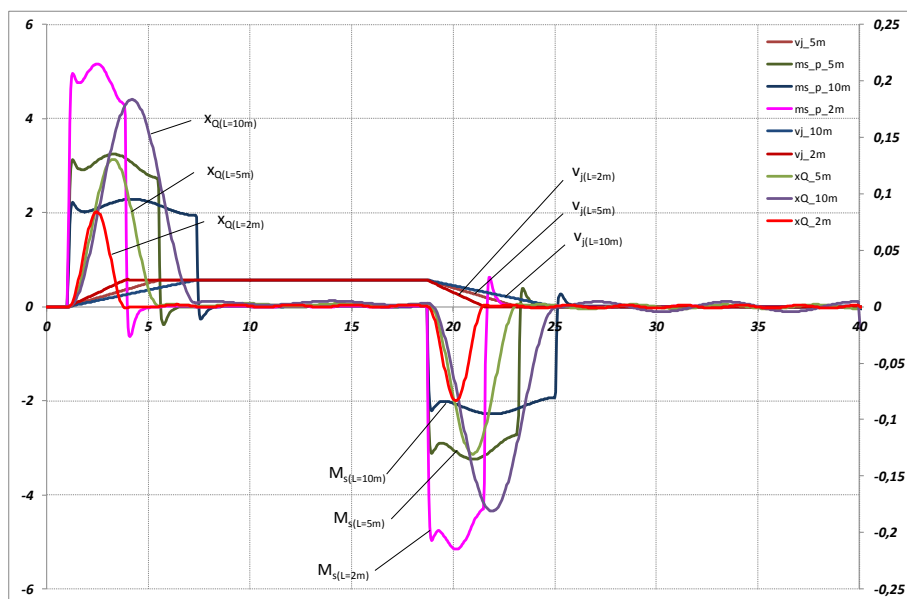
W badaniach symulacyjnych porównano sterowanie mechanizmu jazdy wózka z zawieszonym na linach ładunkiem sposobem CST oraz według funkcji trapezowej. Przyjęto 10 metrowy przejazd wózka obciążonego ładunkiem o masie 500 kg zawieszonym na linach o długościach odpowiednio 2 m, 5 m i 10 m.

Przy metodzie CST długość zadanego przemieszczenia  $s_z = 10$  m determinuje jednoznacznie kształt funkcji sterującej i czas ruchu roboczego  $t_k$ , który rozpatrywanym przypadku zapewnia wykorzystanie maksymalnej prędkości mechanizmu i nieprzekroczenie dopuszczalnego przyśpieszenia. Natomiast przy sterowaniu według funkcji trapezowej, umożliwiającym wytlumienie wahań ładunku, czasy rozruchu i hamowania, a tym samym czas ruchu roboczego zależą od długości lin ładunku.

Na rys. 8 pokazano wyniki badań symulacyjnych dla sterowania według CST. Łatwo zauważyć, że przy niezmiennym sterowaniu prędkością wózka  $v_s$  wahania ładunku  $x_Q$  zależą od długości lin. Przypadkowo dla długości 2 m uzyskano dobre uspokojenie po zakończeniu ruchu roboczego, natomiast dla długości 10 m wahania pozostają duże. Czas ruchu roboczego wynosi przy sterowaniu CST około 35 s. Dodatkowo na rys. 8 pokazano przebiegi momentu napędowego silnika  $M_{sw}$ .



Rys. 8. Porównanie przebiegów dla sterowania CST przy różnych długościach lin



Rys. 9. Porównanie przebiegów dla sterowania trapezowego przy różnych długości lin

Na rys. 9 pokazano wyniki badań symulacyjnych dla sterowania według funkcji trapezowej. Dla każdej długości lin inne są czasy rozruchu i hamowania, inne są też czasy ruchu roboczego (od 21 s do 24 s). Natomiast wahania ładunku w każdym przypadku są małe zarówno w ruchu ustalonym, jak i po zakończeniu ruchu roboczego. Dodatkowo na rys. 9 pokazano przebiegi momentu napędowego silnika  $M_{sw}$ .

## 6. Podsumowanie

- a) Sterowanie według sposobu CST mimo ograniczenia szarpnięcia i stosunkowo łagodnego przebiegu przyspieszeń i prędkości nie zawsze jest korzystne dla mechanizmów zawierających więzi sprężyste.
- b) Przy sterowaniu prędkością mechanizmu jazdy wózka suwnicowego z zawieszonym na linach ładunkiem dobre wytłumienie jego wahań uzyskano przypadkowo dla najmniejszej długości lin, przy większych długościach lin wahania ładunku są duże.
- c) Zastosowanie sterowania CST zdecydowanie wydłuża czas ruchu roboczego. Wynika to na ogół z ograniczenia prędkości maksymalnej zgodnie z możliwościami mechanizmu. Na rys. 1 widać dodatkowo, że prędkość rzeczywista w ruchu roboczym jest znacznie mniejsza od maksymalnej i osiąga jej wartość tylko raz w połowie trajektorii.
- d) Sterowanie prędkością mechanizmu jazdy wózka suwnicowego z zawieszonym na linach ładunkiem według funkcji trapezowej z odpowiednio dobranymi czasami rozruchu i hamowania umożliwia wytłumienia wahań ładunku dla każdej długości lin zarówno w ruchu ustalonym, jak i po zakończeniu ruchu roboczego.
- e) Przy sterowaniu według funkcji trapezowej czasy ruchu roboczego są mniejsze. Spowodowane jest to lepszym wykorzystaniem możliwości mechanizmu. W czasie całego ruchu ustalonego wózek jedzie z maksymalną możliwą prędkością.

**Abstract:** The method CST of speed control of mechanism is described in the paper. For experimentally verified model of carriage with load suspended on ropes and driving traversing mechanism the simulation tests are done. The control CST and trapezoidal control function, providing damping of load oscillations during steady motion and after all working motion, are compared.

## Literatura

- [1] CINK J.: Sterowanie optymalne maszyn dźwigowych. Zeszyty naukowe Politechniki Łódzkiej Nr 878. Łódź 2001.
- [2] KOSUCKI Andrzej: Badanie transportu ładunków przy wykorzystaniu skojarzonych ruchów mechanizmów suwnic pomostowych. Rozprawy Naukowe. Politechnika Łódzka z. 474, Zeszyty Naukowe. Politechnika Łódzka nr 1175, WPL, Łódź 2013.

- [3] Lee Chung-Fu, Chang Yau-Zen: Nonlinear Model Predictive Control of a Rotary Crane System Using On-Line Optimization. *Control and Applications – 2011* (729).
- [4] Macfarlane, S., Croft, E.A.: Design of Jerk Bounded Trajectories for On-Line Industrial Robot Applications. *Proceedings of the 2001 IEEE International Conference on Robotics & Automation*, Seoul, Korea, 2001, s. 979-984.
- [5] TOMCZYK J., CINK J., KOSUCKI A.: Dynamics of an overhead crane under a wind disturbance condition. *Automation in Construction* 42C (2014), pp. 100-111.
- [6] TOMCZYK J.: Identification of the suspended on the rope load physical model. *International Scientific Journal "Transport Problems"*, 2010, volume 5, Issue 1, p. 89-96.
- [7] Vijaya Bhaskar S., Ramesh Babu N., Koshy Varghese: Spline Based Trajectory Planning for Cooperative Crane Lifts. *2006 Proceedings of the 23rd ISARC*, Tokyo, Japan, s. 418-423.

**Jerzy CZMOCHOWSKI, Marcin KOWALCZYK,  
Damian PIETRUSIAK, Grzegorz PRZYBYŁEK,  
Eugeniusz RUSIŃSKI**

Politechnika Wrocławska, [jerzy.czmochowski@pwr.edu.pl](mailto:jerzy.czmochowski@pwr.edu.pl)

Politechnika Wrocławska, [marcin.kowalczyk@pwr.edu.pl](mailto:marcin.kowalczyk@pwr.edu.pl)

Politechnika Wrocławska, [damian.pietrusiak@pwr.edu.pl](mailto:damian.pietrusiak@pwr.edu.pl)

Politechnika Wrocławska, [grzegorz.przybylek@pwr.edu.pl](mailto:grzegorz.przybylek@pwr.edu.pl)

Politechnika Wrocławska, [eugeniusz.rusinski@pwr.edu.pl](mailto:eugeniusz.rusinski@pwr.edu.pl)

## **METODYKA OCENY STANU TECHNICZNEGO MASZYN GÓRNICZYCH W KOPALNIACH ODKRYWKOWYCH**

**Streszczenie:** Na przykładzie badań koparki wieloczerpakowej SchRs-4600.50 przedstawiono metodykę oceny stanu technicznego maszyny górniczej po wieloletniej eksploatacji. W metodyce tej zastosowano MES do wyznaczenia stanu wyężenia. Metodami eksperymentalnymi zmierzono oddziaływania dynamiczne podczas procesu urabiania. Przedstawiono wybrane wyniki symulacji komputerowych i badań eksperymentalnych.

### **Wprowadzenie**

Przedmiotem badań objęto największą w Polsce koparkę wieloczerpakową kołową SchRs-4600.50 eksploatowaną od 1977 r. w KWB Bełchatów (rys. 1). Maszyny górnicze w kopalniach odkrywkowych węgla brunatnego są eksploatowane przez kilkadziesiąt lat. Po przekroczeniu ok. 30 lat eksploatacji w maszynach tych obserwuje się zjawiska zmęczenia materiału w postaci pęknięć, często bardzo odpowiedzialnych elementów nośnych [1]. Przykładem tutaj może być zerwanie cięgna podwieszenia wysięgnika przeciwwagi koparki KWK-1400 w KWB Turów [7], pęknięcia końcówki i wysunięcie się półosi zestawu gąsienicowego zwałowarki ZGOT11500.100 (rys. 2 i 3), pęknięcia słupów podporowych koparki SRs-2000 [13], pęknięcie osi w układzie gąsienicowym zwałowarki A<sub>2</sub>RsB-12500 (rys. 4) [17], pęknięcie głowicy wysięgnika koła czerpakowego koparki SchRs-4600.30 [15] w KWB Bełchatów. Po tak długim okresie eksploatacji maszyny tego typu powinny być poddane gruntownej ocenie stanu technicznego, celem identyfikacji miejsc zagrożonych, ocenie rzeczywistych obciążeń oraz oszacowaniu trwałości resztkowej [2, 9, 11, 18].



**Rys. 1.** Koparka wieloczerpakowa kołowa SchRs-4600.50



**Rys. 2 i 3.** Wylamanie końcówki i wysunięcie się pólci w zwalowarce ZGOT11500.100



**Rys. 4.** Pęknięcie osi dźwigara gąsienicowego zwalowarki A<sub>2</sub>RsB-12500



**Rys. 5.** Pęknięcia w ustroju nośnym koła czerpakowego koparki SchRs-4600.30

Z uwagi na zaistniałe zagrożenia podejmuje się działania mające na celu sprawdzenie aktualnego stanu technicznego ustrojów nośnych maszyn urabiających w tym szczególnie koparek wieloczerpakowych. Aby ten cel osiągnąć przeprowadza się kompleksowy cykl badań zgodnie z wypracowanymi i sprawdzonymi procedurami [11]. Poniżej przedstawiono badania jednej z koparek eksploatowanych w KWB Bełchatów, tj. koparki SchRs-4600.50. Zgodnie z metodyką opracowaną w Katedrze Konstrukcji i Badań Maszyn Wydziału Mechanicznego Politechniki Wrocławskiej wykonano:

- analizę awarii i napraw, jakim poddawany był ustrój nośny koparki,
- analizę dotychczasowych modyfikacji ustroju nośnego,
- długoterminowe pomiary rzeczywistych oddziaływań dynamicznych podczas procesu urabiania,
- pomiary drgań nadwozia koparki,
- obliczenia wytrzymałościowe MES,
- badania defektoskopowe nieniszczące miejsc najbardziej wytężonych,
- zalecenia, co do okresowej kontroli miejsc najbardziej narażonych na pęknięcia zmęczeniowe.

Takie kompleksowe podejście do zagadnienia pozwala w wiarygodny sposób ocenić rzeczywisty stan techniczny ustroju nośnego maszyny [11, 14, 16].

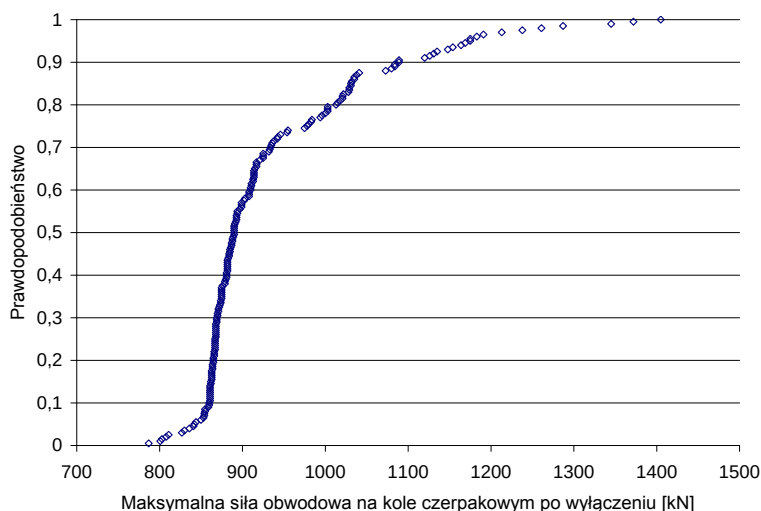
### **Pomiary oddziaływań dynamicznych**

Oddziaływania dynamiczne są nieodłączną cechą maszyn górniczych. Dlatego też niezmiennie istotnym są pomiary rzeczywistych oddziaływań dynamicznych, którym poddawany jest ustrój nośny. Opracowano autonomiczny układ pomiarowy pozwalający rejestrować zmiany obciążeń występujących na kole czerpakowym w dłuższym okresie czasu [5]. Do rejestracji został użyty panel informacyjny układu zabezpieczającego napęd koła czerpakowego (UZNKC). Rejestrator gromadził wartości obciążeń w układzie napędu koła czerpakowego zapisując fragmenty z okresów ok. 4 sekund obejmujących zdarzenia takie jak:

- wyłączenie napędu koła czerpakowego z powodu przekroczenia dopuszczalnej prędkości wzrostu obciążenia  $v_4=8\text{kN/ms}$  po przekroczeniu siły obwodowej 700kN – stan pracy SP=1,
- wyłączenie napędu koła czerpakowego z powodu przekroczenia wartości granicznej obciążenia  $W_{g4}=850\text{kN}$  – stan pracy SP=2,
- wyłączenie na żądanie – SP=3,
- zwalnianie obrotu nadwozia przez minimum 2s po przekroczeniu siły obwodowej na kole czerpakowym 750kN – SP=4.



Przeprowadzone 48-dniowe pomiary pozwoliły określić prawdopodobieństwo występowania przeciążeń o określonej wartości oraz liczbę ich wystąpień, co było podstawą do określenia trwałości. Analiza polegała na wyznaczeniu dystrybuanty obciążeń ekstremalnych w przypadku wystąpienia dowolnego z wymienionych zdarzeń (rys. 6).



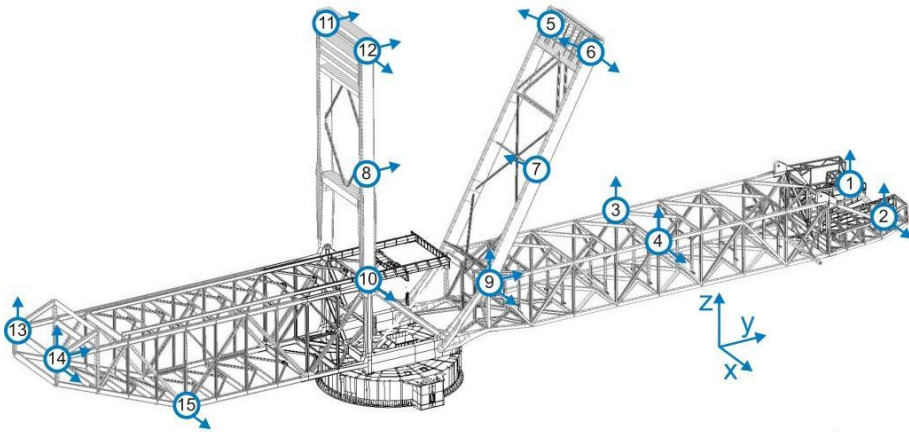
**Rys. 6.** Dystrybuanta wystąpień obciążeń ekstremalnych

W okresie rejestracji najliczniejszą grupę stanowiły przypadki przeciążeń o ekstremach w przedziale 850...940kN – 70%. Około 6% przypadków stanowiły przypadki kolizji, w których następowała bardzo wczesna identyfikacja zagrożenia przeciążeniem i wysprężenie w hamulcach przeciążeniowych przy małej wartości energii odkształcenia sprężystego elementów napędu i konstrukcji nośnej.

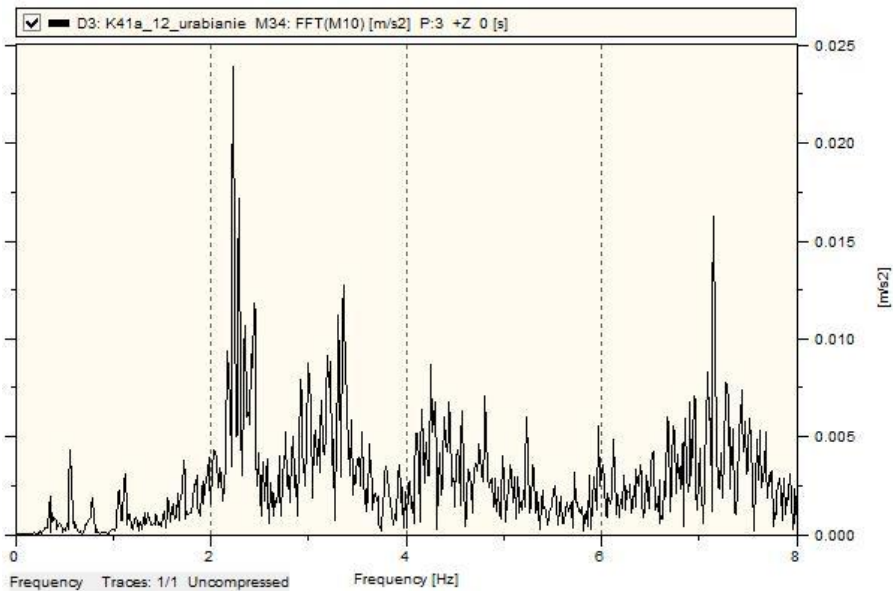
### **Pomiary drgań nadwozia koparki**

Do oceny poziomu drgań koparki w trakcie jej eksploatacji i zestawienia ich z przyjmowanymi współczynnikami obciążenia dynamicznego od sił bezwładności, przeprowadzono pomiary drgań ustroju nośnego nadwozia [3, 6, 8]. Punkty pomiarowe dobrano na całej konstrukcji w taki sposób, aby uzyskać jak najbardziej miarodajne wyniki (rys. 7). Wyznaczono cztery punkty na wysięgniku koła czerpakowego, cztery punkty na maszcie wysięgnika koła czerpakowego, cztery punkty na maszcie wysięgnika przeciwwagi oraz trzy punkty na przeciwwadze. Ponadto na belce momentowej wykonywano pomiar tensometryczny obciążenia od sił urabiania [10]. Pomiary drgań przeprowadzano podczas urabiania nadkładu i podczas jazdy i obrotu nadwozia. Efektem wielogodzinnych pomiarów

były widma amplitudowo-częstotliwościowe przyspieszeń (rys. 8), na podstawie których wyznaczono podstawowe częstotliwości drgań i wartości przyspieszeń.



Rys. 7. Rozmieszczenie punktów pomiarowych na nadwoziu koparki



Rys. 8. Widmo amplitudowo-częstotliwościowe przyspieszeń pionowych w punkcie 3

**Tabela 1.** Zestawienie normowych wartości współczynnika obciążeń dynamicznych D z wartościami rzeczywistymi

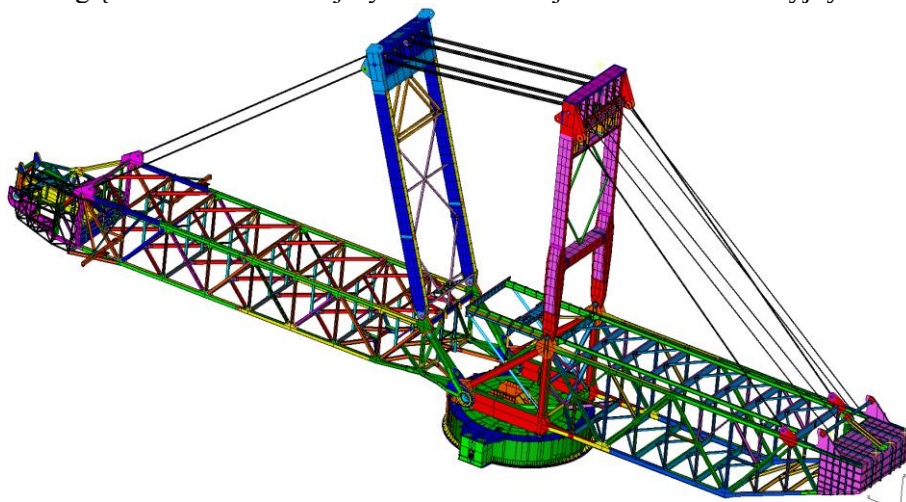
| Część nadwozia                     | Punkt | Kanał | Kierunek | $a_{RMS}$ [m/s <sup>2</sup> ] | 1/D           | Minimalna wartość wskaźnika |                  |                  |
|------------------------------------|-------|-------|----------|-------------------------------|---------------|-----------------------------|------------------|------------------|
|                                    |       |       |          |                               |               | 1/D <sub>V</sub>            | 1/D <sub>Q</sub> | 1/D <sub>L</sub> |
| Wysięgnik koła czerpakowego        | 1     | 1     | Z        | 0,261                         | 37,54         | 10                          |                  |                  |
|                                    | 2     | 2     | Z        | 0,200                         | 49,14         | 10                          |                  |                  |
|                                    |       | 3     | X        | 0,384                         | <b>25,53</b>  |                             | 60               |                  |
|                                    | 3     | 4     | Z        | 0,221                         | 44,39         | 10                          |                  |                  |
|                                    | 4     | 5     | Z        | 0,168                         | 58,38         | 10                          |                  |                  |
|                                    |       | 6     | X        | 0,126                         | 77,73         |                             | 60               |                  |
| Maszt wysięgnika koła czerpakowego | 5     | 7     | Z'       | 0,386                         | <b>25,39</b>  |                             | 30               |                  |
|                                    | 6     | 8     | Z'       | 0,185                         | 52,97         |                             | 30               |                  |
|                                    |       | 9     | X        | 0,062                         | 159,14        |                             | 30               |                  |
|                                    | 7     | 10    | Z'       | 0,500                         | <b>19,63</b>  |                             | 30               |                  |
|                                    | 8     | 11    | Y        | 0,098                         | 99,90         |                             | 30               |                  |
|                                    | 9     | 12    | Y        | 0,165                         | <b>59,53</b>  |                             |                  | 0                |
|                                    |       | 13    | Z        | 0,099                         | 99,30         | 25                          |                  |                  |
|                                    |       | 14    | X        | 0,144                         | 68,15         |                             | 30               |                  |
| Maszt przeci-ciw-                  | 10    | 15    | X        | 0,156                         | 62,90         |                             | 30               |                  |
|                                    | 11    | 17    | Y'       | 0,069                         | 141,50        |                             | 30               |                  |
|                                    |       | 18    | Y'       | 0,061                         | 160,02        |                             | 30               |                  |
|                                    |       | 19    | X        | 0,040                         | 246,46        |                             | 30               |                  |
| Wysięgnik przeciwwagi              | 13    | 20    | Z        | 0,034                         | 288,66        | 25                          |                  |                  |
|                                    | 14    | 21    | Y        | 0,027                         | <b>368,74</b> |                             |                  | 0                |
|                                    |       | 22    | Z        | 0,034                         | 290,67        | 25                          |                  |                  |
|                                    |       | 23    | X        | 0,024                         | 405,02        |                             | 30               |                  |
|                                    | 15    | 24    | X        | 0,035                         | 279,56        |                             | 30               |                  |

Wyznaczone wartości skuteczne przyspieszeń zarejestrowanych w poszczególnych punktach pomiarowych porównano z wartościami normowymi [4] przyjmowanymi do obliczeń ustrojów nośnych maszyn podstawowych górnictwa odkrywkowego (tabela 1). Stwierdzono przekroczenia wskaźnika obciążeń dynamicznych D w wysięgniku koła czerpakowego i masztu. Zmierzone wartości wskaźników dynamicznych uwzględniono w odpowiednich kojarzeniach obciążeń podczas obliczeń wytrzymałościowych.

## Obliczenia wytrzymałościowe MES

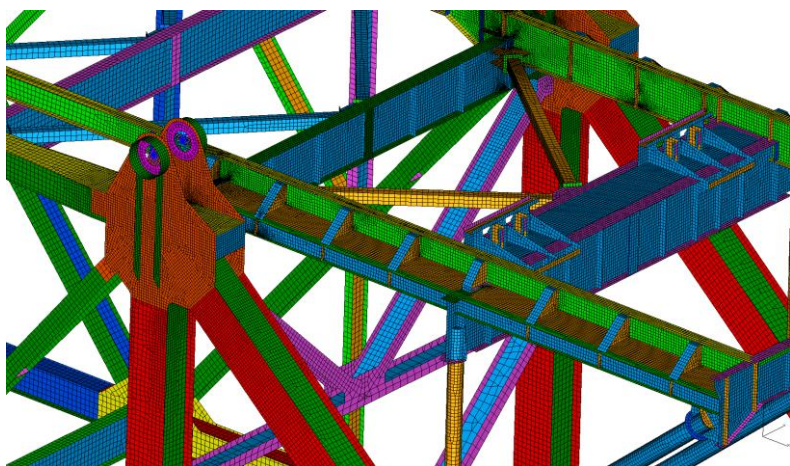
Obliczenia wytrzymałościowe MES są w tej metodyce kluczowe, gdyż umożliwiają zidentyfikować najbardziej obciążone węzły konstrukcyjne. W przypadku tak złożonych obiektów, jakimi są konstrukcje nośne koparek, jest to zagadnienie niezmiernie trudne. W celu osiągnięcia zamierzonego celu, jakim jest określenie wyężenia węzłów konstrukcyjnych podjęto próbę opracowania modelu powłokowego (rys. 9). W modelu takim pasy nośne belek, dźwigary pierścieniowe modelowane są za pomocą powierzchni

środkowej, na której generowane są elementy skończone powłokowe niosące informację o zastosowanej grubości blachy [12]. Model geometryczny ustroju nośnego nadwozia koparki SchRs-4600.50 złożony z powierzchni opracowano na podstawie dokumentacji dostarczonej konstrukcyjnej z uwzględnieniem wcześniejszych modernizacji i zmian konstrukcyjnych.



**Rys. 9.** *Model geometryczny powierzchniowy ustroju nośnego nadwozia koparki SchRs-4600.50*

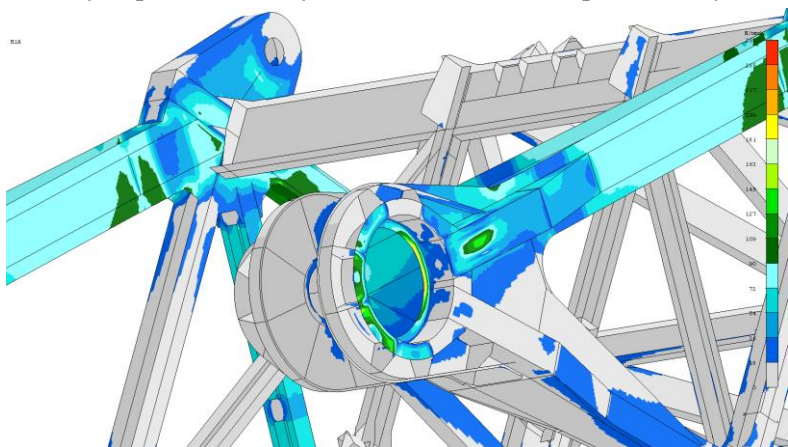
Do dyskretyzacji powierzchni zastosowano elementy powłokowe typu SHELL, natomiast zespoły nie nośne a stanowiące obciążenie ustroju nośnego pochodzące np. od zespołów napędowych, przenośników, zbloczy, bębnow linowych czy taśmowych, koło czerpakowe, wały itp. wprowadzono do modelu poprzez elementy masowe. Do budowy modelu dyskretnego zastosowano również dużą liczbę innych elementów skończonych takich jak: elementy belkowe BEAM3D, elementy CONSTRAINT, RIGID, SPRING modelujące połączenia zespołów tak, aby osiągnąć model, odzwierciedlający analizowany obiekt (rys. 10).



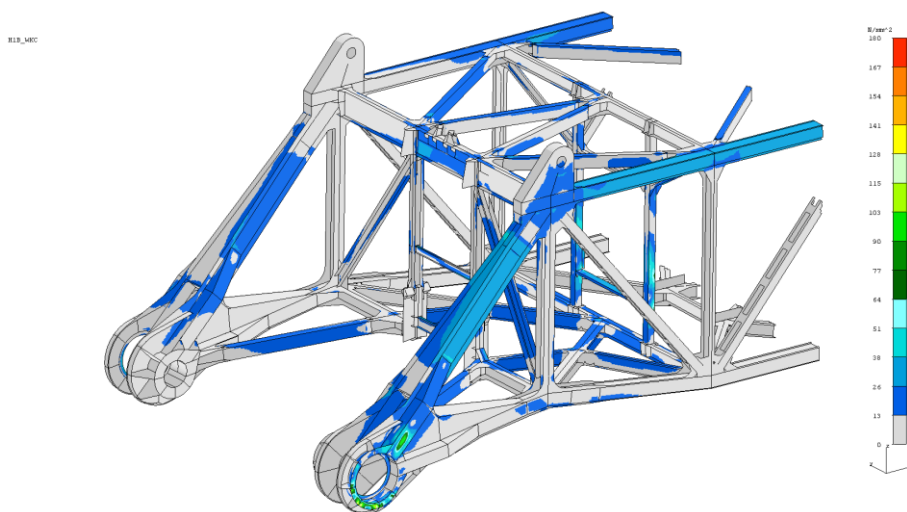
**Rys. 10.** Fragment modelu dyskretnego powłokowego środkowej części ustroju nośnego koparki SchRs-4600.50

Podstawą do określenia obciążeń i ich kojarzeń jest norma [6] i dowód stateczności, w którym wyszczególnione są wszystkie masy i ich położenie w przestrzeni. Obciążenia od urabiania określone są na podstawie mocy i momentów zastosowanych napędów, skorygowane zgodnie z rzeczywistymi pomiarami na koparce.

Do oceny wytrzymałości obliczane są naprężenia zastępcze według Hubera-Misesa dla określonych zestawów obciążeń i zakresy zmian naprężeń do oceny wytrzymałości zmęczeniowej. Przykładowy rozkład naprężeń zredukowanych pokazano na rys. 11 i zakres zmian naprężeń na rys. 12.



**Rys. 11.** Rozkład naprężeń zredukowanych w tylnej części wysięgnika koła czepakowego



**Rys. 12.** Zakres zmian naprężeń w wysięgniku koła czepakowego

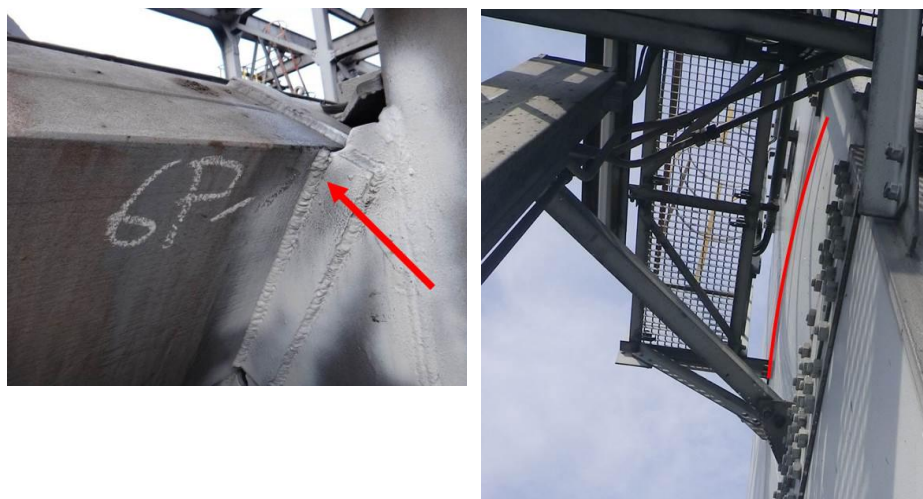
W wyniku obliczeń MES zlokalizowano miejsca, gdzie zostały przekroczone wartości dopuszczalne. Rejony te są potencjalnymi miejscami wyczerpania trwałości skutkujące potencjalnymi uszkodzeniami. Zostały one zdokumentowane, jako miejsca do okresowej kontroli i w ramach oceny stanu technicznego zostały zbadane metodami defektoskopowymi nieniszczącymi.

### **Badania defektoskopowe nieniszczące**

Badania defektoskopowe pozwalają wykryć ewentualne nieciągłości materiałowe powstałe po wieloletniej eksploatacji maszyny, w wyznaczonych wcześniej węzłach konstrukcyjnych. Szczególną uwagę skupiono na wysięgniku koła czepakowego, który podczas pracy poddany jest znacznym obciążeniom dynamicznym. Rutynowo przeprowadza się oględziny pozostałych miejsc, szczególnie poprawności wykonania połączeń spawanych, które są najczęściej miejscami inicjacji pęknięć.

W trakcie badań zastosowano metodę magnetyczno-proszkową moką z magnesowaniem magnesem stałym. Do wykrywania rozproszonego pola magnetycznego użyto proszku magnetycznego w aerozolu, który наносzono na badany element w trakcie magnesowania. Miejsca badania odtłuszczano oraz pomalowano farbą podkładową w celu polepszenia czytelności defektografów proszkowych. W badanym ustroju nośnym zlokalizowano nieliczne miejsca, w których zaobserwowano pęknięcia lub wybrzuszenia ściany bocznej maszty powstałej w wyniku zamarznięcia uwiędłej wewnątrz wody (rys. 13).





**Rys. 13.** *Badania defektoskopowe nieniszczące: a) pęknięcie w konstrukcji wsporczej przenośnika taśmowego, b) wybrzuszenie ściany bocznej masztu*

## Podsumowanie

W ramach badań ustrojów nośnych maszyn podstawowych przeprowadzono kompleksowe badania ustroju nośnego nadwozia koparki SchRs-4600.50. Badania te przeprowadzono zgodnie z metodyką stosowaną dla tego typu maszyn opracowaną w Katedrze Konstrukcji i Badań Maszyn na Wydziale Mechanicznym Politechniki Wrocławskiej. W ramach badań maszyn po długoletniej eksploatacji, tj. po okresie 30-letnim, należy przeprowadzić badania mające na celu zidentyfikowanie miejsc potencjalnie narażonych na pęknięcia zmęczeniowe. W tym celu zastosowano metody eksperymentalne i numeryczne, które nawzajem się uzupełniają, dając pełny obraz rzeczywistych obciążeń i wyężenia kluczowych elementów ustroju nośnego maszyny górnictwa węgla brunatnego.

**Abstract:** *Based on investigations of bucket wheel excavator SchRs-4600.50, a procedure covering numerical and experimental methods for technical condition assessment of the superstructure of the machine, after many years of exploitation is presented. Using FEM with regard to loads obtained from current standards, areas indicating higher effort were identified. Experimental methods enabled to measure the actual dynamic loads during the process of coal excavation. Selected results of computer simulations and experimental studies are presented in the paper.*

## Literatura

- [1] BABIARZ S., DUDEK D.: *Kronika awarii i katastrof maszyn podstawowych w polskim górnictwie odkrywkowym*, Oficyna Wydawnicza Politechniki Wrocławskiej, Wrocław 2007
- [2] CZMOCHOWSKI J., PRZYBYŁEK G.: *Numeryczno-eksperymentalna identyfikacja pęknięć ustrojów nośnych maszyn górnictwa węgla brunatnego* W: Podstawy konstrukcji maszyn - kierunki badań i rozwoju : [monografia]. T. 2, [pod red. nauk. Michała Wasilczuka]. Gdańsk : Wydział Mechaniczny. Politechnika Gdańska, 2011. s. 384-392
- [3] CZMOCHOWSKI J.: *Identyfikacja modeli modalnych maszyn urabiających w górnictwie węgla brunatnego*, Oficyna Wydawnicza Politechniki Wrocławskiej, Wrocław 2008
- [4] DIN 22261-2:2006 – *Bagger, Absätzer und Zusatzgeräte in Braunkohlentagebauen* (PN-G-47000-2:2011)
- [5] KOWALCZYK M., CZMOCHOWSKI J., RUSIŃSKI E.: *Construction of diagnostic models of the states of developing fault for working parts of the multi-bucket excavator. Maintenance and Reliability*. 2009, No 2, p. 17-24
- [6] MUCHACZOW J., CZMOCHOWSKI J.: *Doświadczalnie numeryczna metoda estymacji obszarów rezonansowych w ustrojach nośnych maszyn roboczych*, Górnictwo Odkrywkowe. 2010, R. 51, nr 4, s. 283-288
- [7] RUSIŃSKI E., CZMOCHOWSKI J., ILUK A., KOWALCZYK M.: *An analysis of the causes of a BWE counterweight boom support fracture*. Engineering Failure Analysis, 2010, Vol. 17, No 1, p. 179-191,
- [8] RUSIŃSKI E., CZMOCHOWSKI J., PIETRUSIAK D.: *Problems of steel construction modal models identification*, Maintenance and Reliability. 2012, Vol. 14, No 1, p. 54-61
- [9] RUSIŃSKI E., CZMOCHOWSKI J., PIETRUSIAK D.: *Selected problems in designing and constructing surface mining machinery* FME Transactions. 2012, vol. 40, nr 4, s. 153-164
- [10] RUSIŃSKI E., CZMOCHOWSKI J., SMOLNICKI T., KOWALCZYK M., MOCZKO P., PIETRUSIAK D., PRZYBYŁEK G., DOBOSZ T., MAŚLAK P., Odyjas P.: *Badanie ustrojów nośnych maszyn podstawowych, Cz. 1. Badanie koparki SRs-2000/K-40*, Raport IKiEM, Ser. SPR nr 70/2013, 176 s.
- [11] RUSIŃSKI E., CZMOCHOWSKI J.: *Metodyka oceny stanu maszyn podstawowych górnictwa odkrywkowego po wieloletniej eksploatacji*, Górnictwo Odkrywkowe, 2010, R. 51, nr 4, s. 168 - 172.
- [12] RUSIŃSKI E., CZMOCHOWSKI J.: SMOLNICKI T.: *Zawansowana metoda elementów skończonych w konstrukcjach nośnych*, Oficyna Wydawnicza Politechniki Wrocławskiej, Wrocław 2000
- [13] RUSIŃSKI E., GRABKOWSKI I., ILUK A., KLIMEK A., KOWALCZYK M., MOCZKO A., MOCZKO P., SMOLNICKI T., STAŃCO M.: *Opracowanie metody tymczasowej naprawy słupa podpory ruchomej koparki SRs 2000*, Raport IKiEM PWr Ser. SPR nr 107/2007
- [14] RUSIŃSKI E., MOCZKO P., CZMOCHOWSKI J.: *Numerical and experimental analysis of a mine's loader boom crack*. Automation in Construction. 2008, Vol. 17, No 3, p. 271-277
- [15] RUSIŃSKI E., SMOLNICKI T., CZMOCHOWSKI J., STAŃCO M., DZIAŁAK P.: *Określenie przyczyn awarii koparki K-42 i określenie sposobu naprawy*, Raport IKiEM, Ser. SPR nr 67/2012, 92 s.



- [16] RUSIŃSKI E., SMOLNICKI T., KOWALCZYK M., STAŃCO M.: *Identyfikacja wpływu zmian modernizacyjnych zespołu urabiającego koparek SRs-2000 na obciążenie konstrukcji wysięgnika urabiającego*, Raport IKiEM PWr serii SPR nr 100/2008, Wrocław 2008
- [17] RUSIŃSKI E., SMOLNICKI T., STAŃCO M., PRZYBYŁEK G., KOWALCZYK M., MAŚLAK P., SOZAŃSKI L., PIETRUSIAK D.: *Analiza przyczyn złamania osi pojazdów sterujących zwalówarki A2RsB 12500*, Raport IKiEM PWr Ser. SPR nr 23/2010
- [18] *Strategia utrzymania w ruchu maszyn i urządzeń górnictwa odkrywkowego o wysokim stopniu degradacji technicznej*, pod red. prof. DIONIZEGO DUDKA. Oficyna Wydawnicza Politechniki Wrocławskiej, Wrocław 2013.

## **BADANIA I DOSKONALENIE KONSTRUKCJI GRANULATORA Z PŁASKĄ MATRYCĄ**

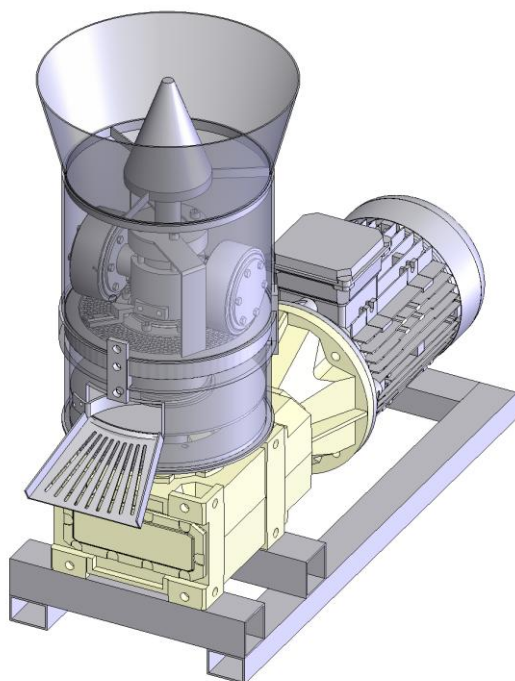
**Streszczenie:** W artykule przedstawiono wyniki rozważań teoretycznych oraz badań dotyczących przede wszystkim doboru cech konstrukcyjnych elementów formujących granulatora z płaską matrycą. Zaprezentowano także oryginalne koncepcje układu wstępnego zagęszczania nadawy. Ich aplikacja umożliwi rozszerzenie zakresu stosowania granulatora.

### **Wprowadzenie**

Istnieje potrzeba doskonalenia konstrukcji maszyn przeznaczonych do aglomeracji ciśnieniowej. Wiąże się to między innymi z rosnącym zainteresowaniem zagadnieniem zagospodarowania odpadów pochodzenia roślinnego, a także wytwarzaniem paliw kompozytowych, co posiada innowacyjny charakter zarówno w obszarze nauki jak i techniki. Spośród pras używanych do granulacji ciśnieniowej duże możliwości rozwojowe ma granulator z płaską matrycą. W tego typu maszynach aktualnie można skutecznie wytwarzać granulat z surowców wymagających stopnia zagęszczenia nie większego niż 6. Natomiast materiały odpadowe w postaci pyłów, rozdrobnionej biomasy itp. wymagają wyższych stopni zagęszczenia sięgających 7÷12. Przedstawione argumenty stanowiły inspirację do podjęcia kolejnych badań własnych w zakresie granulacji ciśnieniowej materiałów pochodzenia roślinnego. Ich wyniki przyczyniły się między innymi do opracowania koncepcji udoskonalenia konstrukcji granulatora z płaską matrycą.

### **Charakterystyka granulatora z płaską matrycą**

Przykład granulatora z płaską matrycą pokazano na rys. 1. Jego układ zagęszczania składa się z tarczy, w której wykonane są odpowiednio wyprofilowane otwory oraz dwóch rolek zagęszczających materiał. Wymienione elementy wraz z obudową tworzą komorę formowania granul. Matryca jest nieruchoma i może być podparta po stronie zewnętrznej oraz wewnętrznej. W komorze znajduje się głowica do której zamocowane są na łożyskach rolki zagęszczające. Do jej napędu służy motoreduktor. Zasilanie granulatora odbywa się w jego górnej części poprzez swobodny zasyp materiału. Nacisk wywierany na klin materiału znajdujący się między rolką i matrycą powoduje wytłaczanie granul przez otwory matrycy. Znane są także inne rozwiązania konstrukcyjne takiego granulatora [4,5], w których napędzana jest tylko matryca lub równocześnie matryca i rolki. Konfiguracja



**Rys. 1.** Przykład granulatora z płaską matrycą

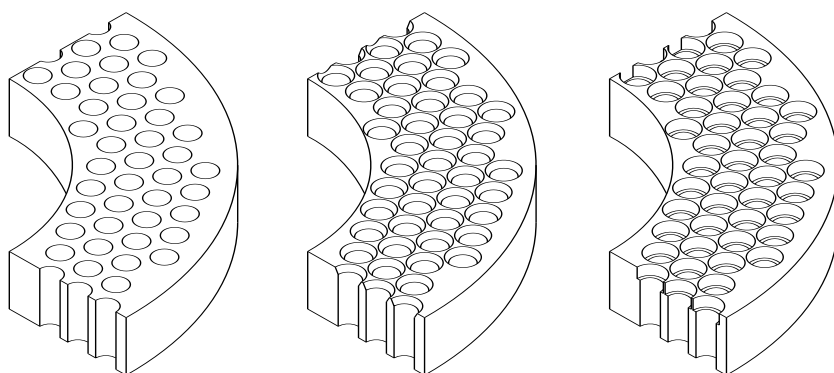
układu napędowego zależy od wielkości prasy, rodzaju matrycy i własności granulowanego materiału. Głowica wraz z rolkami stanowi jeden zespół konstrukcyjny. W najnowszych rozwiązaniach odległość rolek od matrycy regulowana jest w sposób automatyczny, a ich liczba dochodzi do pięciu. Wartość prędkości obwodowej rolki zawiera się w granicach  $1,6 \div 2,5$  m/s.

### **Konstrukcja matrycy**

Dużą uwagę przywiązuje się do konstrukcji matrycy. Jej cechy takie jak: grubość, użyteczna długość otworów, ich kształt, podcięcia, nawiercenia, kształt wlotów, studzienki ułatwiające wprowadzanie surowca do otworów oraz wysokość nierówności decydują o jakości granulatu i są dobierane w zależności od właściwości stosowanego surowca. Dla materiału o dobrej podatności na granulowanie ciśnieniowe stosunek długości otworu do jego średnicy w najkorzystniejszym przypadku osiąga 2. Natomiast jeżeli materiał trudno scala się przy pomocy granulatora ciśnieniowego stosunek ten może wynieść nawet 10.

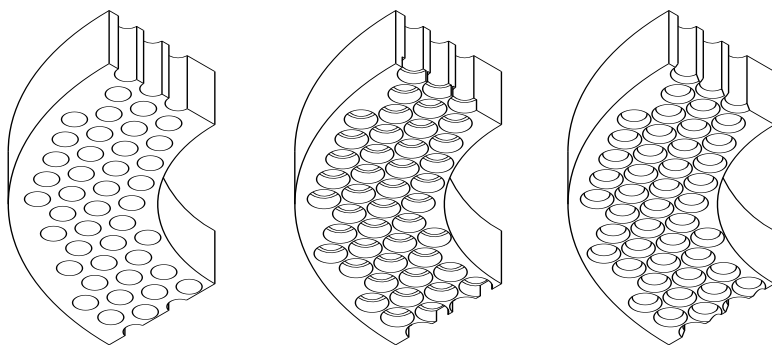
Znaczący wpływ na energochłonność procesu oraz jakość granulatu ma kształt oraz wielkość podcięcia wprowadzającego i wyprowadzającego w otworze roboczym. Najczęściej stosuje się wprowadzenie stożkowe a także cylindryczne podcięcie, jeżeli jest konieczne. Pożądany wzrost

wydajności przy zmniejszeniu zapotrzebowania na energię daje podcięcie stożkowe wlotu otworu. Taki kształt ułatwia łagodne wprowadzenie do niego surowca ze stopniowym zwiększaniem jego stopnia zagęszczenia. Kąt nachylenia tworzącej stożka wynosi zwykle  $30 \pm 5^\circ$ . Zbyt duże rozwarście stożka może powodować klinowanie się scalanego materiału przed wprowadzeniem go do otworu cylindrycznego, co w konsekwencji prowadzi do zablokowania matrycy. Pogłębienie stożkowe otworu po stronie wejścia materiału korzystnie wpływa na przebieg aglomeracji ciśnieniowej. Jego długość nie powinna przekraczać  $1/4$  całkowitej długości otworu roboczego, zaś średnica początkowa może być dwukrotnie większa od średnicy otworu [7]. Pogłębienie cylindryczne stosowane jest w matrycach używanych w przypadku granulowania surowców wymagających dużego stopnia zagęszczenia. Należy zwrócić uwagę na to, że w miejscu zmiany średnicy otworów występuje zjawisko ścinania. Ma to istotne znaczenie w przypadku materiałów o dużej twardości. Należą do nich między innymi trociny lub wióry pochodzącego z twardego drewna. Przykłady rozwiązań konstrukcyjnych matrycy po stronie wejścia materiału przedstawiono na rys. 2.



**Rys. 2.** Przykłady rozwiązań konstrukcyjnych matrycy po stronie wejścia materiału

Wpływ na trwałość granulatu ma poszerzenie końcowe otworów. Podobnie jak i wprowadzenie może ono mieć kształt stożkowy lub cylindryczny. W tym przypadku stożek powinien posiadać niewielki kąt rzędu  $15^\circ$  zaś stosunek pogłębienia do średnicy otworu wynosi ok. 1,2. Takie rozwiązanie powoduje zwiększenie wytrzymałości i sztywności matrycy przy zachowaniu pożądanej długości otworu roboczego. Stosuje się je wtedy, kiedy granulacji poddaje się materiały odznaczające się niskim odkształceniem powrotnym. W przeciwnym przypadku sięga się do pogłębień walcowych, w których stosunek średnicy pogłębienia do średnicy



**Rys. 3.** Przykłady rozwiązań konstrukcyjnych matrycy po stronie wyjścia materiału

otworu wynosi ok. 1,2. Przykłady rozwiązań konstrukcyjnych matrycy po stronie wyjścia granulatu przedstawiono na rys. 3.

Matryce często wykonywane są ze stali stopowych typu: X46Cr13, 20MnCr5, 18NiCrMo5 [1,6]. W przypadku stosowania stali X46Cr13 hartuje się je próżniowo i odpuszcza do twardości 53-55 HRC. Matryce ze stali 20MnCr5 i 18NiCrMo5, wykonuje się inaczej. Poddaje się je nawęglaniu a następnie hartowaniu do twardości 60 - 62 HRC na głębokość 0.8 - 1.2 mm. Pod zahartowaną warstwą rdzeń pozostaje ciągliwy i dlatego jest mniej kruchy. Matryce wykonane z tych stali wykazują większą trwałość podczas granulowania surowców o twardości powyżej 65 HB.

### Konstrukcja rolki

W pracach [2,3] wykazano, że dla prawidłowego przebiegu procesu granulacji istotne znaczenie ma dobór geometrii elementów formujących granulatora a w szczególności: średnicy, szerokości oraz kształtu powierzchni roboczej rolki. Jej średnica bezpośrednio uzależniona jest od właściwości granulowanego materiału oraz wydajności maszyny. Najmniejsze średnice rolki wynoszą 120-150 mm zaś w wysokowydajnych granulatorach mogą one osiągać wartość ponad 400 mm. Duża rolka daje możliwość zastosowania łożyska o większej trwałości. Wraz ze zwiększeniem szerokości rolki rośnie poślizg pomiędzy nią i materiałem. Efektem tego jest dodatkowe jego rozdrabnianie oraz zamiana części energii mechanicznej na energię cieplną. Stosuje się rolki o szerokości od 30 do 250 mm. Dla surowców o małym współczynniku tarcia zewnętrznego, które najczęściej posiadają duży udział substancji oleistych, konieczne jest napędzanie zarówno rolek jak i matrycy.

Zwiększenie współczynnika tarcia zewnętrznego a przez to ilości materiału zabieranego przez rolkę, uzyskuje się poprzez zmianę kształtu jej

powierzchni roboczej. Przeważnie wykonuje się na niej wzdłużne rowki proste, skośne lub faliste. Stosuje się również płytkie otwory cylindryczne lub o bardziej złożonym kształcie. Przykłady rolek z różnym kształtem powierzchni roboczej przedstawiono na rysunku 4.



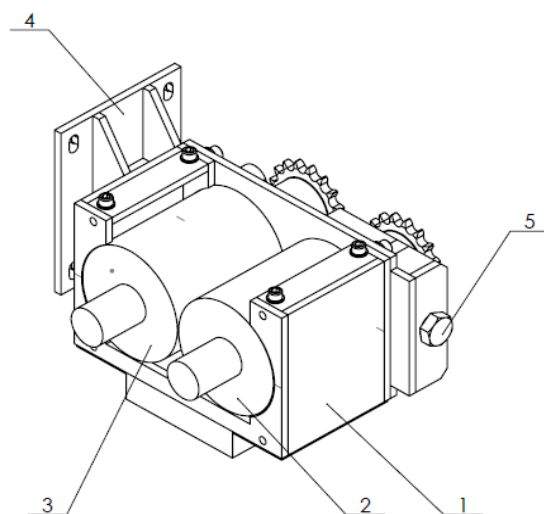
**Rys. 4.** Rolki z różnym kształtem powierzchni roboczej [7].

Rolki najczęściej wykonuje się ze stali stopowych [1] na przykład NC11LV. Poddawane są one hartowaniu na wskroś do twardości 58÷60 HRC. Średnia trwałość rolek wynosi około 500 godzin.

#### **Badania i koncepcje udoskonalonej konstrukcji granulatora z płaską matrycą**

Granulatory z płaską matrycą posiadają pewne niedoskonałości konstrukcji. W rozwiązaniu ze stacjonarną matrycą i ruchomą głowicą z rolkami zagęszczającymi utrudniona jest regulacja ich odległości od matrycy. Ponadto poruszająca się głowica powoduje zawirowania warstwy powietrza i unoszenie nadawy, co skutkuje zmniejszeniem jej gęstości. W przypadku granulatora ze stacjonarnymi rolkami i obrotową matrycą znacznie łatwiej reguluje się ich odległość od matrycy. Natomiast jej ruch obrotowy powoduje działanie siły odśrodkowej na nadawę wynikiem czego jest nierównomierny rozkład gęstości granulowanego materiału wzdłuż szerokości rolki.

Zgodnie z tym co podano wcześniej stosowanie klasycznych granulatorów z płaską matrycą umożliwia otrzymanie stopnia zagęszczenia produktu, który nie przekracza 6. Doświadczenia uzyskane w zakresie brykietowania materiałów sypkich wskazują na to, że można go zwiększyć poprzez wstępne zagęszczenie materiału. Słuszność tego spostrzeżenia w odniesieniu do granulacji ciśnieniowej zweryfikowano w sposób eksperymentalny. Zdecydowano, że badania zostaną przeprowadzone w skali przemysłowej. Poprzedzono je opracowaniem projektu zespołu wstępnie zagęszczającego. Jego część roboczą, która składa się z 2 walców przedstawiono na rys. 5. Zespół ten wykonano i zamontowano w granulatorze przemysłowym wyposażonym w matrycę płaską o średnicy 450 mm. Widok komory roboczej zagęszczacza dwuwalcowego pokazano



**Rys. 5.** Model części roboczej zagęszczacza dwuwalcowego:  
1 – korpus, 2 i 3 – walce z kołami zębatymi łańcuchowymi,  
4 – uchwyt mocujący, 5 – układ regulacji szczeliny

na rys. 6. Wykonano kilka walców o zróżnicowanym kształcie powierzchni roboczej. O ich doborze decyduje przede wszystkim współczynnik tarcia zewnętrznego nadawy. Jeżeli jest on większy od 0,4 można stosować 2 walce gładkie. W przypadku mniejszej wartości współczynnika tarcia zewnętrznego zagęszczacz powinien być wyposażony w walce o zróżnicowanym kształcie powierzchni na przykład gładkiej oraz ryflowanej. Taki przypadek pokazano na rys. 6.



**Rys. 6.** Widok komory roboczej zagęszczacza dwuwalcowego



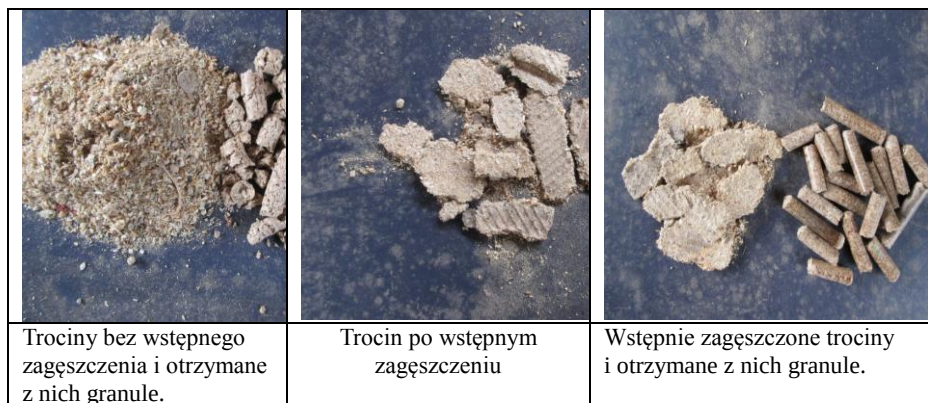
Wybrane elementy charakterystyki technicznej zagęszczacza dwuwalcowego przedstawiono poniżej:

- średnica walców  $d = 0,175 \text{ m}$ ,
- długość walców  $l = 0,4 \text{ m}$ ,
- szerokość szczeliny regulowana w zakresie  $b = 0,5 \div 2 \text{ mm}$ ,
- prędkość obrotowa walców  $n = 60 \text{ obr/min}$ ,
- prędkość obwodowa walców  $v = 0,55 \text{ m/s}$ ,
- wydajność zagęszczacza  $Q = 200 \text{ kg/h}$ .

Do badań wybrano materiał w postaci trocin drzew liściastych powstający w tartaku. Wybór tego surowca podyktowany był koniecznością dostosowania rozwiązania konstrukcyjnego granulatora z płaską matrycą do potrzeb przetwarzania tego odpadu. Po wstępnym wysuszeniu trocin w suszarni multicyklonowej posiadały one następujące właściwości:

- gęstość nasypowa  $136 \text{ kg/m}^3$ ,
- wilgotność względna 15%,
- rozmiar ziaren 100% poniżej 2 mm,
- gęstość nasypowa trocin po wstępnym zagęszczeniu  $220 \text{ kg/m}^3$ .

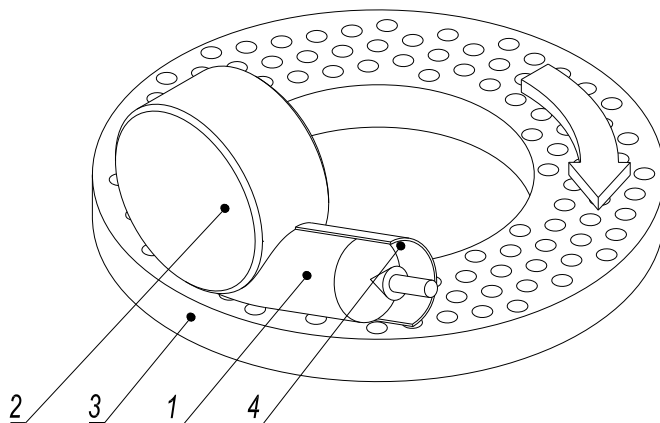
W pierwszej kolejności poddano je granulacji bez wstępnego zagęszczania. Otrzymano niedogęszczone i rozpadające się granule o niskiej gęstości nasypowej równej  $397 \text{ kg/m}^3$ . Następnie wykonano partię ok. 50 kg granulatu z trocin poddanych wstępnemu zagęszczeniu. Wyniki uznano za w pełni zadowalające. Otrzymano trwale granule o znacznie większej gęstości nasypowej sięgającej  $677 \text{ kg/m}^3$ . Efekty uzyskane w wyniku przeprowadzonych badań zobrazowano na rys. 7.



**Rys. 7.** Porównanie efektów granulacji ciśnieniowej trocin w postaci naturalnej oraz poddanych wstępnemu zagęszczeniu



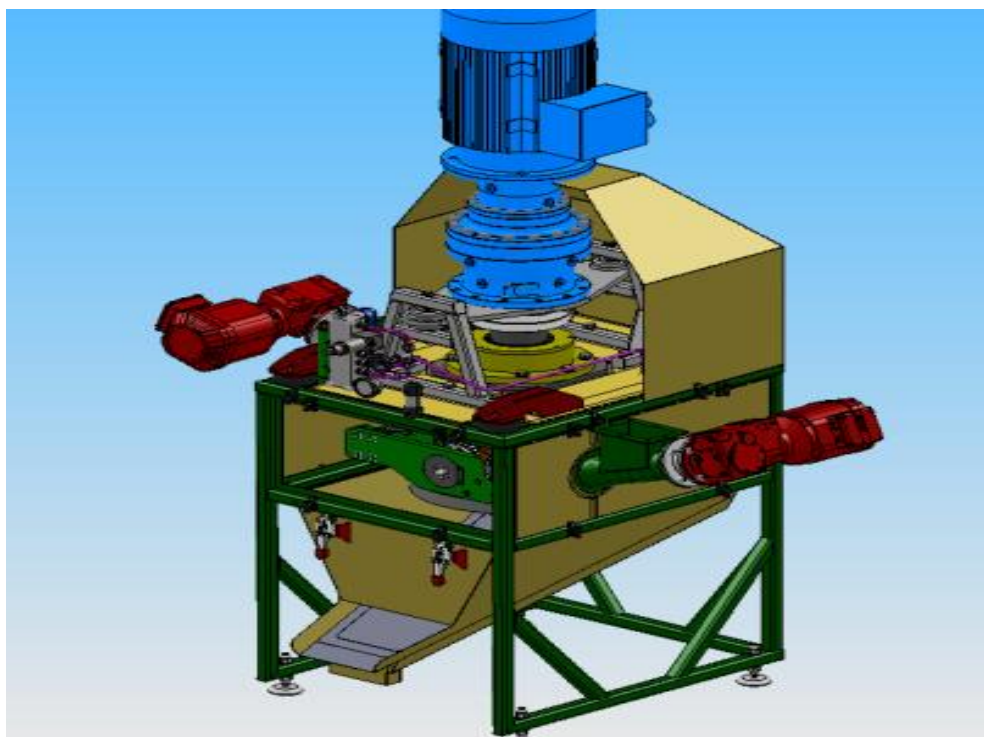
Pozytywne wyniki badań możliwości i celowości stosowania wstępnego zagęszczania materiału poddawanego granulacji ciśnieniowej stanowiły inspirację do opracowania drugiej koncepcji układu wstępnego zagęszczania nadawy przy pomocy zasilacza ślimakowego. Schemat ideowy tego rozwiązania przedstawiono na rysunku 8.



**Rys. 8.** Schemat koncepcyjny granulatora z zasilaczem ślimakowym

Silnik elektryczny napędza poprzez przekładnię planetarną matrycę płaską (3) do której za pomocą siłownika hydraulicznego, poprzez układ dźwigniowy, dociskany jest zespół stacjonarnie osadzanych rolek (2). Podajnik ślimakowy (4), służący do wstępnego zagęszczania nadawy (1), napędzany jest przy pomocy motoreduktora wyposażonego w falownik. Taki sposób podawania surowca umożliwia zwiększenie gęstości nadawy maksymalnie 2÷3 razy. Oznacza to, że zastosowaniu tego typu podajnika spowoduje znaczny wzrost stopnia zagęszczenia materiału, który może osiągnąć nawet 20. Ponadto dzięki wdrożeniu przedstawionego rozwiązania uzyska się dodatkowe korzyści w postaci:

- wyeliminowania wpływu siły odśrodkowej na rozkład nadawy na matrycy dzięki czemu możliwe jest uzyskanie quasi liniowego wzrostu wydajności granulatora wraz ze wzrostem prędkości obrotowej matrycy,
- zmniejszenia pylenia w obszarze zainstalowania maszyny oraz ilości podziarna opuszczającego ją wraz z produktem,
- zapobieżenia cofaniu się pewnej części nadawy podczas „chwytania” jej w układzie rolka matryca, co gwarantuje stabilność procesu granulacji i zapewnia wzrost wydajności.



**Rys. 9.** Model granulatora z płaską matrycą i zasilaczami ślimakowymi

Na podstawie wyników przedstawionych badań oraz analizy teoretycznej przystąpiono do opracowania projektu doświadczalnego granulatora z płaską matrycą i zasilaczami ślimakowymi. Model tego rozwiązania konstrukcyjnego granulatora przedstawiono na rys. 9.

**Abstract:** The paper presents the results of theoretical considerations and research of flat matrix granulators forming elements construction characteristics selection. It also presents the original conceptions of the feeds pre-compaction system. Their application will allow to extend the flat matrix granulators scope.

## Literatura

- [1] CHŁOPEK M., DZIK T., HRYNIEWICZ M.: Dobór cech konstrukcyjnych układu roboczego granulatora z płaską matrycą. Materiały XXV Konferencji Naukowej nt. "Problemy rozwoju maszyn roboczych" (płyta CD). Zakopane 2012.
- [2] CHŁOPEK M., DZIK T., HRYNIEWICZ M.: The method for selection of the working system components for a pellet Press with flat die. Chemik 2012; 66, str. 491-500.

- [3] CHŁOPEK M., DZIK T., HRYNIEWICZ M.: Determining the grip angle in a granulator with a flat matrix. *Eksploatacja i Niezawodność – Maintenance and Reliability* 2014; 16(2), str.. 337-340.
- [4] HEJFT R.: Ciśnieniowa aglomeracja materiałów roślinnych. ITE, Radom 2002.
- [5] HEJFT R.: Granulacja ciśnieniowa - analiza układu roboczego z płaską matrycą. *Inżynieria Rolnicza* 7/2006, str. 209-214.
- [6] HEJFT R, OBIDZIŃSKI S.: Konstrukcje matryc w granulatorach z układem roboczym "matryca płaska-rolki zagęszczające". *Chemicz* 2012; 66., str. 479-484.
- [7] Katalog rolek oraz matryc: [www.generaldies.com](http://www.generaldies.com)

**Mirosław FERDYNUS<sup>1</sup>, Dominik SKALSKI<sup>2</sup>,  
Józef JONAK<sup>3</sup>**

<sup>1</sup>Politechnika Lubelska, Katedra Podstaw Konstrukcji Maszyn i Mechatroniki,  
m.ferdynus@pollub.pl

<sup>2</sup>Politechnika Lubelska, SKN Komputerowego Wspomagania Projektowania,  
skalski.dominik@gmail.com

<sup>3</sup>Politechnika Lubelska, Katedra Podstaw Konstrukcji Maszyn i Mechatroniki,  
j.jonak@pollub.pl

## **WIRTUALNY PROTOTYP CIĄGNIKOWEGO ŁADOWACZA CZOŁOWEGO**

**Streszczenie:** W publikacji przedstawiono zagadnienie wirtualnego prototypowania w budowie maszyn na przykładzie modelu ładowacza czołowego montowanego na ciągniku. Zaprezentowano wirtualny prototyp maszyny, którego założenia są syntezą rozwiązań istniejących na rynku. Przeprowadzono analizę poprawności modelu (kolizje w spoczynku i w trakcie ruchu, analiza odległości) oraz ocenę parametrów użytkowych maszyny i porównano je z urządzeniem T229 istniejącymi na rynku.

### **1. Wprowadzenie**

Ładowacze czołowe są stosowane do różnego rodzaju prac załadunkowo – przeładunkowych w gospodarstwie, co pozwala na znaczne zmniejszenie nakładów robocizny a często wręcz je umożliwia ze względu na ciężar przemieszczanych ładunków. Większość urządzeń dostępnych na rynku pozwala, poprzez wymianę podstawowych zespołów roboczych, przystosowanie maszyny także do innych prac w gospodarstwie. Zakres tych prac jest bardzo szeroki i obejmuje na przykład: załadunek obornika, kiszzonek, przemieszczanie balotów sianokiszonki i słomy oraz załadowanych palet, zgarnianie śniegu czy też wykonywanie niektórych prac ziemnych. Tak szerokie zastosowanie tego sprzętu czyni z niego niezastąpione urządzenie w każdym większym gospodarstwie. Jednak, aby móc w pełni wykorzystać możliwości tego typu maszyny, niezbędne jest zastosowanie specjalistycznych narzędzi roboczych współpracujących z ładowaczem a przystosowanych do konkretnego rodzaju pracy. Na rynku maszyn rolniczych można spotkać szereg firm oferujących sprzęt tego typu ze względu na jego uniwersalność. W niniejszej pracy przedstawiono wirtualny prototyp ładowacza czołowego spełniającego pewne założenia konstrukcyjne, będące syntezą rozwiązań istniejących na rynku. Na tym przykładzie zostanie zaprezentowane nowoczesne narzędzie do tworzenia, testowania wirtualnych prototypów jakim jest system Catia v5, ze środowiskiem *Digital Mock Up* (w skrócie DMU). W tej aplikacji, w module *DMU Kinematics* [2,14], przeprowadzona zostanie analiza poprawności

konstrukcyjnej modelu w spoczynku oraz w trakcie ruchu a także ocena parametrów użytkowych projektowanego urządzenia.

Ładowacz, jako maszyna, składa się z trzech podstawowych podzespołów:

- konstrukcji wsporczej przykręconej na stałe do ciągnika
- wysięgnika
- narzędzia roboczego

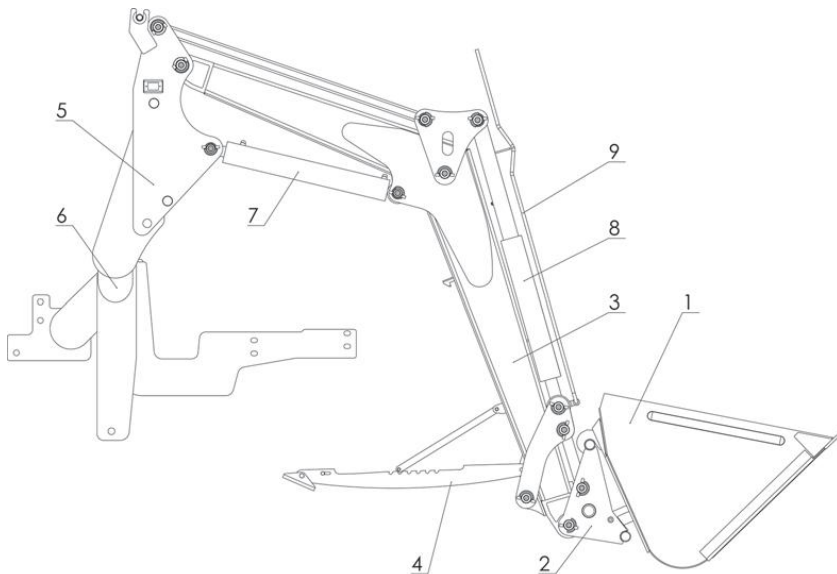
Każdy tych z trzech podzespołów, tworzy konstrukcyjną całość. W założeniu, podzespoły powinny łączyć się w prosty sposób, zapewniający możliwość szybkiej wymiany. Szczególnie dotyczy to narzędzia roboczego. W budowie wirtualnego prototypu przyjęto następujące założenia konstrukcyjne:

- Wysokość podnoszenia od podłoża – minimum 4 000 mm
- Wysokość załadunkowa od podłoża – minimum 3 800 mm
- Wysokość wyładunku łyżki chwytakowej – minimum 3 000 mm
- Głębokość opuszczania dolnej krawędzi łyżki poniżej poziomu podłoża minimum – 250 mm (prace ziemne)
- Kąt przechylenia łyżki w pozycję transportową –  $50^{\circ}$
- Kąt przechylenia łyżki w pozycję wyładunkową –  $45^{\circ}$
- Konstrukcja ramy wsporczej dostosowana do wymiarów gabarytowych ciągnika rolniczego *Pronar 82SA* [7].

Założenia te są efektem analizy rozwiązań istniejących na rynku [5,6] a także studium źródeł internetowych [17-22].

## **2. Opis działania ładowacza czołowego**

Ładowacz czołowy jest uniwersalną maszyną z napędem hydraulicznym, zamontowana w przedniej części ciągnika rolniczego, zasilaną z układu hydrauliki siłowej ciągnika. Jedno z rozwiązań konstrukcyjnych dostępnych na rynku przedstawiono na rysunku 1. Zabudowę ładowacza czołowego na ciągniku umożliwia rama wsporcza (6) zamontowana na stałe na ciągniku. Ładowacz montujemy łącząc płyty mocowania (5), stanowiące integralną jego część, z ramą wsporczą. Ruch roboczy góra–dół wysięgnika (3) realizuje siłownik hydrauliczny wysięgnika (7). Ruch obrotowy ramki sprzęgającej (2) realizuje siłownik hydrauliczny ramki (8). Ładowacz może posiadać (w zależności od opcji) wskaźnik poziomowania (9). Siłowniki (7) i (8) są urządzeniami dwustronnego działania. Konstrukcję ładowacza uzupełnia wspornik (4) wykorzystywany podczas agregowania ładowacza z ciągnikiem oraz podczas przechowywania maszyny [5].



**Rys. 1.** Schemat budowy ładowacz czołowego [5]

W celu wykorzystania ładowacza do jak największej liczby prac w gospodarstwie, producenci stosują różne typy wymiennych narzędzi roboczych. Daje to możliwość efektywnego wykorzystania tej maszyny, skracając jednocześnie czas wykonywanej pracy. Zastosowanie osobnego narzędzia do konkretnego typu pracy czyni ładowacz uniwersalnym i wielozadaniowym. Na rysunku 1 przedstawiono ładowacz z zamontowanym czerpakiem do materiałów sypkich (1).

Oprócz tego urządzenia dostępne są jeszcze:

- Czerpak chwytakowy
- Czerpak do kamieni
- Chwytak do bel owijanych folią (balotów)
- Chwytak do obornika
- Chwytak do kłód
- Widły do obornika
- Widły do bel i kostek siana i słomy
- Widły do palet
- Wycinak do kiszzonek

### 3. Model wirtualny ładowacza czołowego

Projekt ładowacza czołowego został wykonany z wykorzystaniem oprogramowania Catia v5. Modele poszczególnych podzespołów zostały utworzone w aplikacjach *Part Design* oraz *Generative Shape Design*

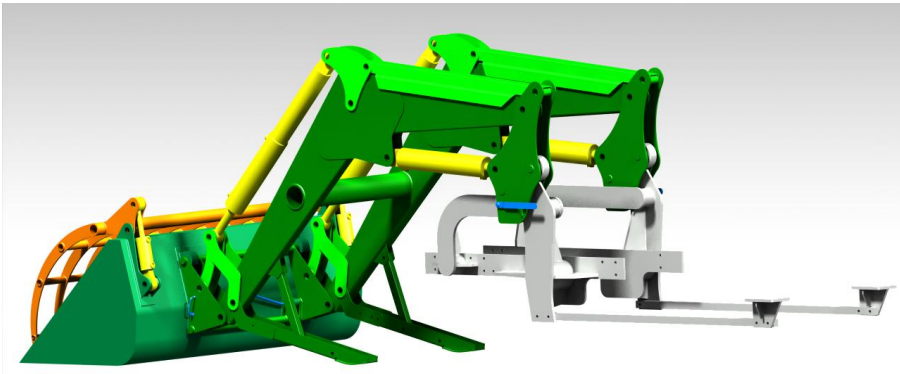
[9,12,14,16]. Złożenie elementów w zespół oraz wstępna weryfikacja dopasowania elementów wykonana została w module *Assembly Design* [1]. Po wykonaniu złożenia, zdefiniowano relacje kinematyczne i mechanizmy występujące w urządzeniu w module *DMU Kinematics* [2]. W połączeniach sworznioowych zastosowano więzy *Revolute Joint*, pracę siłowników hydraulicznych reprezentują więzy *Cylindrical Joint*. Sterowania (*Commands*) nadano na siłownikach hydraulicznych zgodnie z warunkami występującymi w rzeczywistej konstrukcji. Szczegóły dotyczące modelowania mechanizmów na przykładzie m.in. koparki kołowej PW180 przedstawiono w pracy [4]. Po zdefiniowaniu mechanizmu i uzyskaniu możliwości wirtualnych testów w ruchu, model poddano analizie pod kątem prawidłowości oraz funkcjonalności. Szukano wszelkich błędów konstrukcyjnych, zwłaszcza występujących podczas ruchu maszyny.

Poszczególne części zostały wykonane zgodnie z obowiązującymi normami i są technologiczne.

Projektowany ładowacz jest rozwiązaniem konstrukcyjnym zapewniającym efektywną pracę. Do najważniejszych podzespołów, decydujących o jego cechach konstrukcyjnych należą: układ prostowodów, rama szybkiej wymiany narzędzi, wskaźnik ustawienia narzędzia względem podłoża, siłowniki hydrauliczne, amortyzatory hydrauliczne oraz szybkozłączce przewodów hydraulicznych.

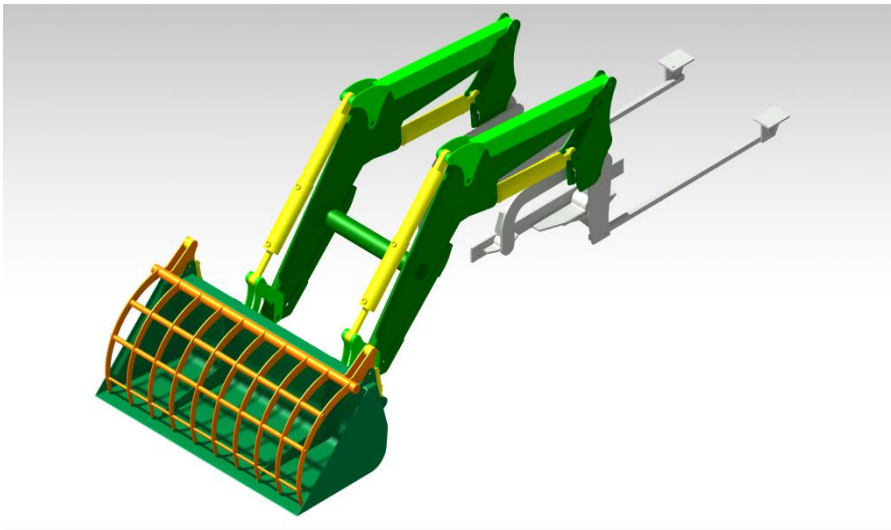
### **3.1. Model bryłowy zaprojektowanego ładowacza**

Na rysunku 2 przedstawiono model koncepcyjny projektowanego ładowacza czołowego. Składa się on z ramy wsporczej, oznaczonej kolorem stalowym, którą mocuje się na stałe bezpośrednio do ramy ciągnika, z którym ma pracować ładowacz. Do ramy wsporczej w prosty sposób montuje się wysięgnik, wizualizowany kolorem zielonym, w skład którego wchodzi: ramiona wysięgnika, siłowniki sterujące pracą ładowacza, układ prostowodów oraz podpory, na których spoczywa wysięgnik, gdy jest odłączony od ciągnika.



**Rys. 2.** Model bryłowy projektowanego ładowacza

Wysięgnik wyposażony jest także w uniwersalną ramkę, która służy do przyczepiania narzędzi roboczych. W kolorze żółtym zaznaczono siłowniki hydrauliczne, natomiast na niebiesko dźwignie do ręcznej blokady mechanizmów. Na rysunku 3 pokazano model ładowacza w widoku izometrycznym.



**Rys. 3.** Model ładowacza czołowego – widok izometryczny

Poniżej, zostaną pokrótce scharakteryzowane trzy główne podzespoły ładowacza: rama wsporcza, wysięgnik kompletny oraz przykładowe narzędzie robocze.

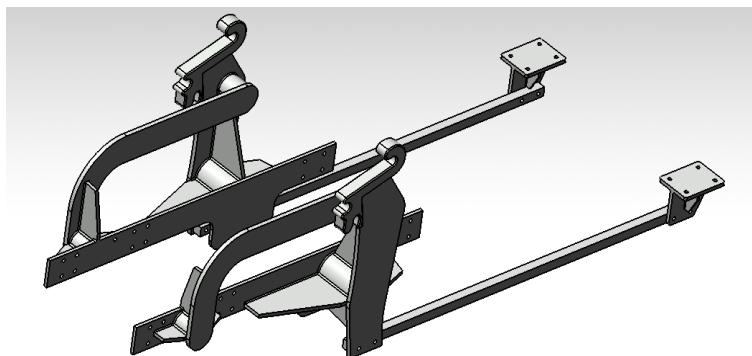
### **3.1.1. Rama wsporcza**

Konstrukcja ramy wsporczej została przedstawiona na rysunku 4. Pełni ona bardzo ważną rolę i jest konstrukcyjnie dostosowana do konkretnego

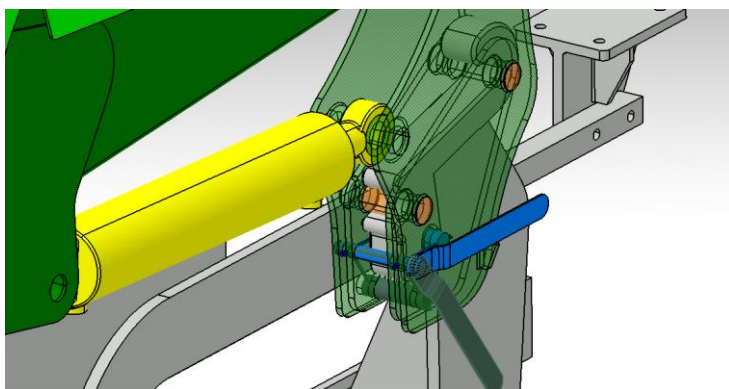


modelu ciągnika (*Pronar 82SA*). Oprócz funkcji mocowania na ciągniku, usztywnia wysięgnik. Jej wytrzymałość i sztywność ma zasadniczy wpływ na niezawodność całego urządzenia. Istotną rolę w budowie ramy pełni zaczep widoczny w górnej jej części a także uźebrowane profile z płyty stalowej przykręcane w sześciu miejscach do ramy ciągnika. Dodatkowo zastosowano wsporniki przykręcane także do tylnej osi ciągnika.

Montaż wysięgnika na ramie wsporczej, następuje po podjechaniu ciągnikiem, umieszczeniu go na zaczepie (rysunek 4) i zablokowaniu za pomocy specjalnej dźwigni. Sposób blokowania ramion wysięgnika na zaczepach mocujących ramy pokazano na rysunku 5.



Rys. 4. Konstrukcja ramy wsporczej



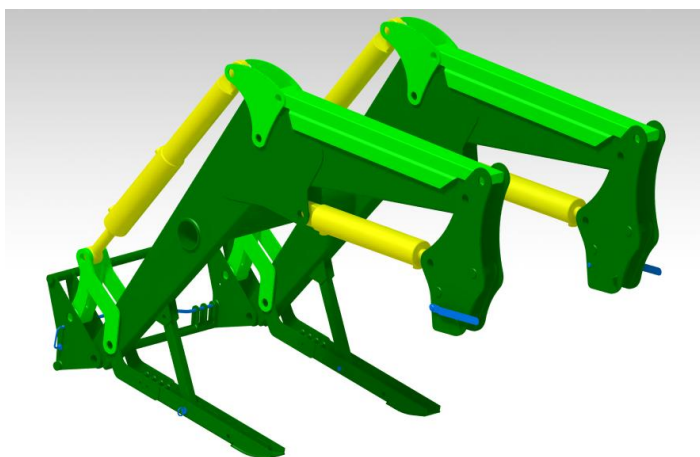
Rys. 5. Mechanizm blokowania wysięgnika na uchwytych ramy wsporczej

Przed podjechaniem ciągnikiem pod wysięgnik dźwignia blokująca znajduje się w skrajnie dolnej pozycji (pozycja oznaczona kolorem grafitowym). Po podjechaniu i wprowadzeniu czterech sworzni uchwytów wysięgnika (kolor pomarańczowy) w odpowiadające im gniazda zaczepów mocujących ramy, dźwignię blokady należy obrócić do pozycji górnej (pozycja w kolorze niebieskim). Dźwignia, poprzez dwa trzepienie,

połączona jest z ruchomym sworzniem blokującym, odpowiadającym za blokowanie wysięgnika na uchwytach ramy wsporczej.

### 3.1.2. Wysięgnik ładowacza

Podstawową funkcją wysięgnika jest podnoszenie ładunków na zadaną wysokość, przy pomocy odpowiednich narzędzi roboczych,. Wysięgnik składa się z kilku podstawowych podzespołów: ramion, układu prostowodów, siłowników hydraulicznych, ramki wymiany narzędzi roboczych, uchwytów mocujących go do ramy wsporczej oraz podpór, na których ustawia się go, gdy jest odczepiony od ciągnika. Widok kompletnego wysięgnika przedstawia rysunek 6.

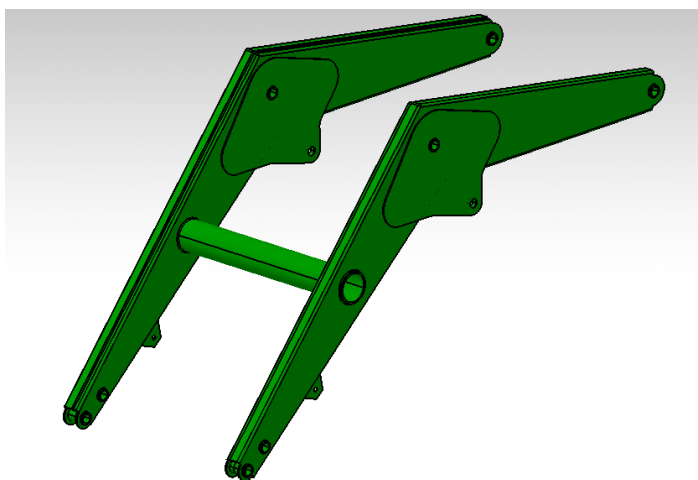


Rys. 6. Model bryłowy wysięgnika

Poniżej zostaną scharakteryzowane poszczególne, podzespoły wysięgnika.

- **Ramiona wysięgnika**

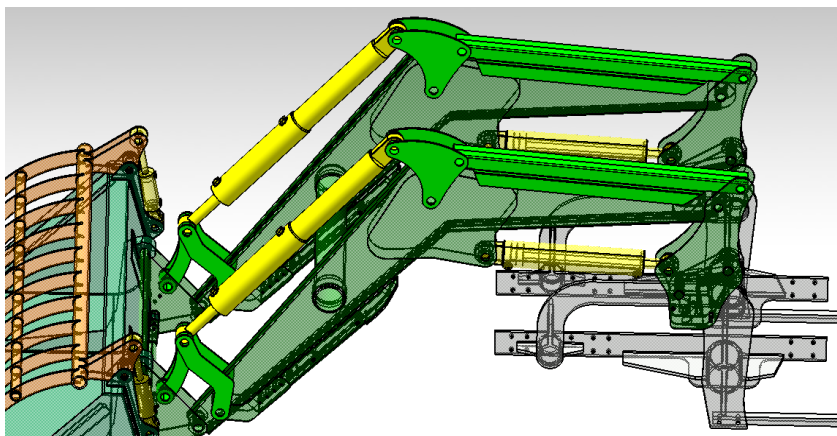
Ramiona wysięgnika stanowią główny jego podzespół. Zostały zespawane ze specjalnie wygiętych profili stalowych o grubości 6 mm. Oba symetryczne ramiona połączono profilem o przekroju kołowym, średnicy zewnętrznej 140 mm i grubości ścianki 5 mm. W miejscu zakrzywienia ramion, zostały przyspawane wsporniki służące do zamocowania siłowników podnoszenia oraz usztywniające konstrukcję w tym niewralgicznym miejscu. Model ramion wysięgnika przedstawiono na rysunku 7.



Rys. 7. Model ramion wysięgnika

- **Układ prostowodów**

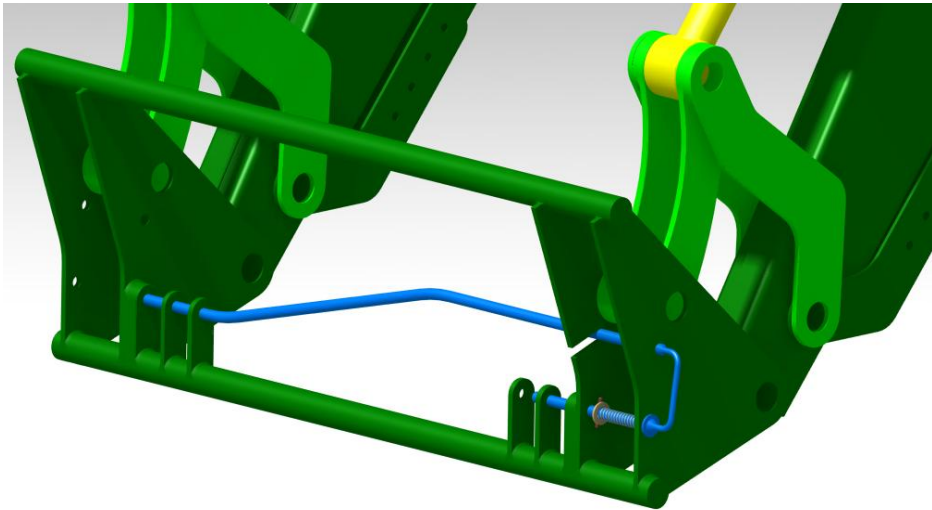
W celu umożliwienia podnoszenia ładunków w tej samej pozycji względem podłoża, w całym zakresie wysuwu siłowników podnoszenia, w zespole wysięgnika zastosowano układ prostowodów. Składa się on z: profili górnych, łączników przegubowych, siłowników sterujących pracą narzędzia roboczego oraz łączników ramki wymiany narzędzi z siłownikami narzędzi. Istota działania mechanizmu prostowodów opiera się o zasadę działania czworoboku przegubowego. Mechanizm układu prostowodów przedstawiono na rysunku 8 w kolorystyce żółto – zielonej, elementy nie wchodzące w skład układu prostowodów pokazano jako półprzezroczyste.



Rys. 8. Mechanizm układu prostowodów

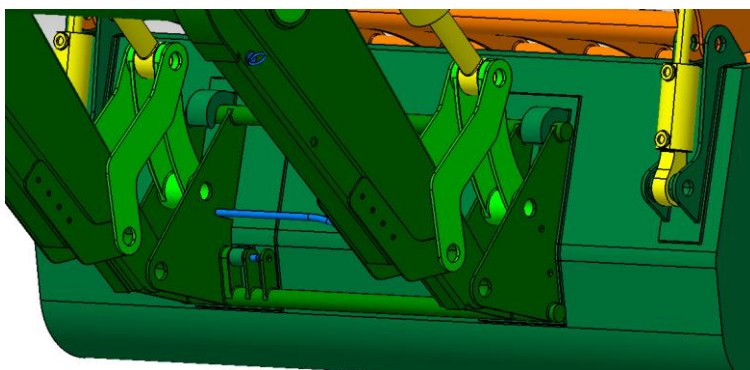
- **Ramka wymiany narzędzi**

Ramka wymiany narzędzi jest elementem, do którego bezpośrednio mocuje się narzędzia robocze. Jej wymiary przyłączeniowe są ustandaryzowane, dzięki czemu możliwe jest mocowanie wszystkich narzędzi roboczych różnych producentów oferujących ten sam standard zaczepów. Ramka jest przymocowana obrotowo za pomocą sworzni do skrajnych punktów ramion wysięgnika. Obrót ramki z przyczepionym narzędziem roboczym jest wywołwany poprzez wysuw siłowników hydraulicznych odpowiadających za ruchy narzędzia roboczego. Ramka połączona jest łącznikiem z mechanizmem prostowodów w celu podnoszenia ładunku w jednakowej pozycji względem podłoża. Widok ramki wymiany narzędzi i jej miejsce przymocowania w zespole wysięgnika przedstawia rysunek 9.



**Rys. 9.** *Widok ramki wymiany narzędzi*

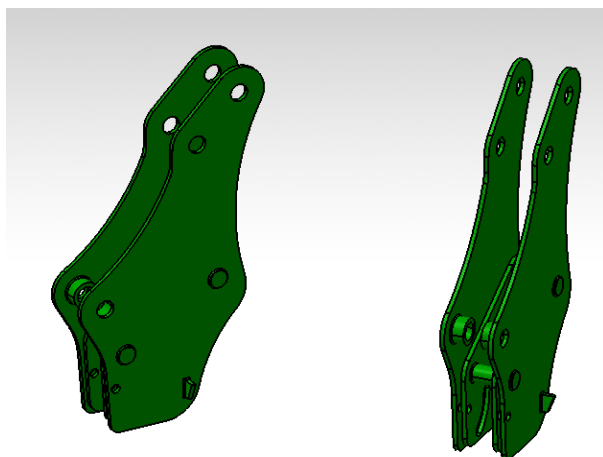
Sposób mocowania narzędzia do ramki na przykładzie szufli chwytakowej pokazuje rysunek 10. Bardzo ważną rolę pełni układ zabezpieczający, przedstawiony na rysunku 9 kolorem niebieskim. Blokuję on narzędzie robocze na ramce wymiany narzędzi.



*Rys. 10. Widok sposobu mocowania narzędzia roboczego*

- **Uchwyty mocujące wysięgnika**

Dzięki uchwytem mocującym, wysięgnik może zostać zamontowany na ramie wsporczej przykręconej do ciągnika. Uchwyty są ważnym elementem całego wysięgnika, ponieważ są miejscem podparcia ramion i siłowników podnoszenia oraz miejscem zamocowania prostowodów. Ponadto zostały przygotowane do zainstalowania mechanizmu blokowania wysięgnika na uchwytach ramy wsporczej. Model uchwytu mocującego wysięgnik przedstawia rysunek 11.

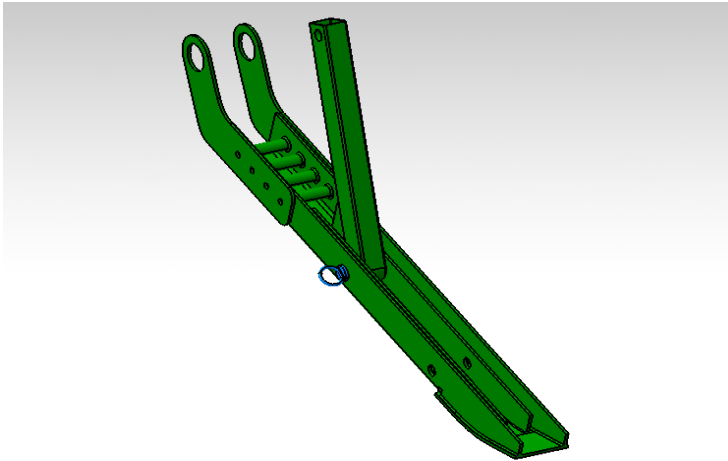


*Rys. 11. Model uchwytu mocującego wysięgnik*

Podstawowymi elementami uchwytu są dwa sworznie, na których spoczywa masa całego wysięgnika zamontowanego na ciągniku. Sworznie wspawane są w stalowe płyty o grubości 10 mm, w precyzyjnie przygotowane otwory. W środku uchwytu wspawane są dodatkowe płyty, które są miejscem usytuowania sworznia blokującego wysięgnik. Płyty te pełnią również rolę usztywniającą cały uchwyt.

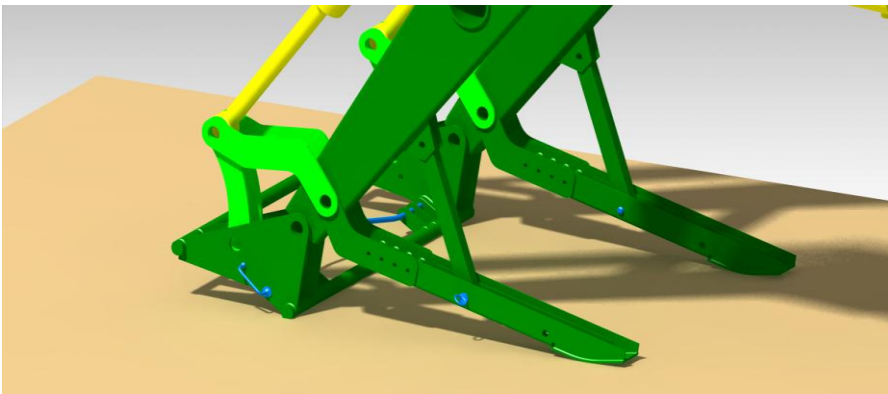
- **Podpory wysięgnika**

W celu umożliwienia szybkiego i bezproblemowego odłączenia wysięgnika ładowacza od ciągnika, z którym współpracuje, na ramionach wysięgnika zainstalowano podpory, na których spoczywa wysięgnik, gdy nie ma konieczności użycia ładowacza, a ciągnik jest potrzebny do innych celów. Model podpory wysięgnika przedstawiono na rysunku 12.



*Rys. 12. Model podpory wysięgnika*

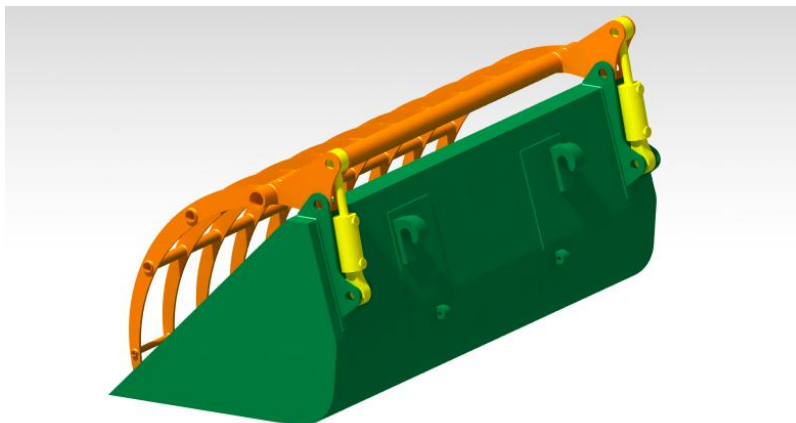
Podpora składa się z pięciu elementów: dwóch łączników mocujących ją przegubowo do ramienia wysięgnika, profilu głównego przenoszącego ciężar na podłoże, wspornika przegubowego oraz sworznia zabezpieczającego wspornik w odpowiednim otworze profilu głównego. W środku profilu głównego zostały wspawane dwa żebra usztywniające, które pełnią jednocześnie rolę prowadnic dla wspornika. Rysunek 13 przedstawia rozłożone podpory w czasie, gdy wysięgnik jest odłączony od ciągnika i spoczywa na podłożu.



*Rys. 13. Widok rozłożonych podpór podpierających wysięgnik*

### 3.1.3. Narzędzie robocze

Jako przykład narzędzia roboczego wybrano szufłę chwytkową, posiadającą zamykany hydraulicznie chwytak. Ma ono dosyć spory zakres zastosowań. Można nim pobierać materiał o sypkiej strukturze, bądź też za pomocą zamykanego chwytaka, wrywać partie materiału przeznaczonego do pobrania. Na rysunku 14 przedstawiono podzespół szufli chwytkowej.

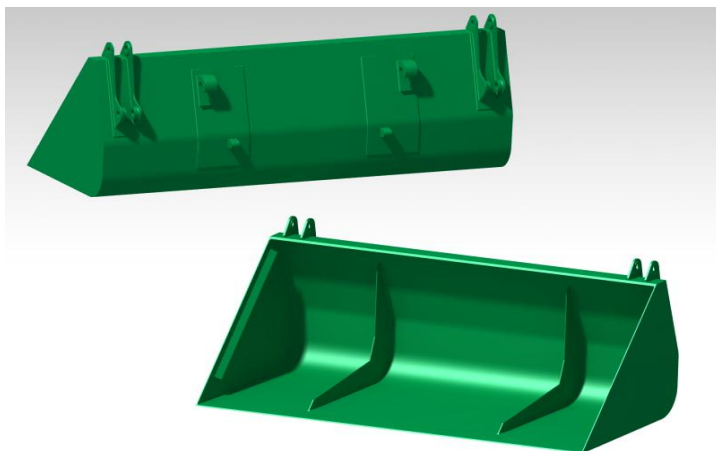


*Rys. 14. Podzespół szufli chwytkowej*

- **Model szufli**

Szufłę wykonano ze spawanych arkuszy blachy grubości 5 mm o specjalnie wyprofilowanym kształcie. Szerokość robocza szufli wynosi 2 metry, co przekracza wymiar określający szerokość ciągnika. W środku szufli zostały wspawane dwa żebra usztywniające grubości 5 mm. Dodatkowo wzdłuż krawędzi bocznej od środka szufli dospawano kątowniki, które również mają za zadanie usztywniać szufłę podczas zagłębiania się w materiał. Na tylnej ścianie znajdują się dospawane uchwyty, które mocują chwytak oraz siłowniki sterujące jego pracą, a także zaczepy przyłączeniowe do ramki wysięgnika. Całość została zobrazowana na rysunku 15.

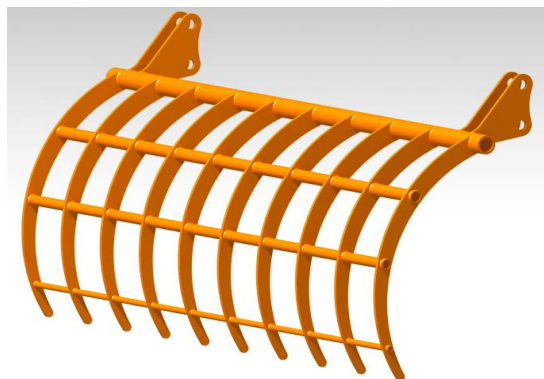




*Rys. 15. Model szufli – widok z przodu i z tyłu*

- **Model chwytaka**

Na rysunku 16 przedstawiono model chwytaka szufli. Podstawowym elementem chwytaka są zaczepy, które montuje się do wsporników szufli, oraz w których instaluje się siłowniki sterujące jego pracą.



*Rys. 16. Model chwytaka szufli*

Uchwyty przyspawano do stalowej rury o średnicy zewnętrznej 70 mm i grubości ścianki 4 mm. Do rury dospawane są, w jednakowych odstępach, specjalnie wyprofilowane palce chwytaka z blachy o grubości 10 mm. Dodatkowo, palce chwytaka wzmocnione są trzema profilami rurowymi o różnych średnicach i grubościach ścianek, które usztywniają konstrukcję i mają zapobiegać ewentualnemu wygięciu się palców chwytaka.

#### **4. Analiza poprawności konstrukcji w spoczynku i w trakcie ruchu**

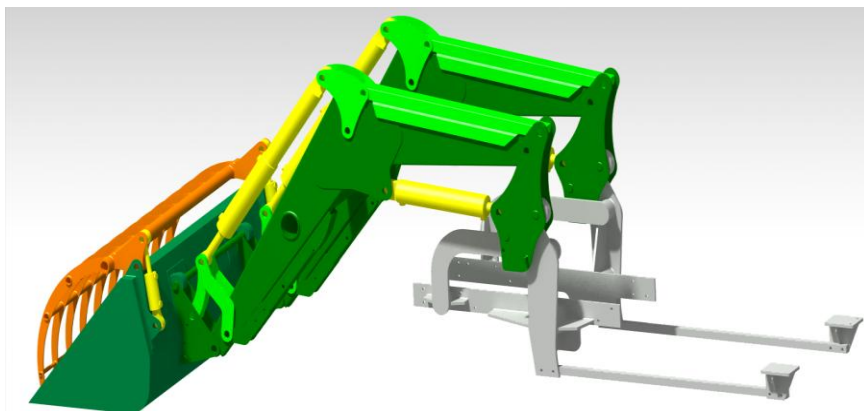
Wykrywanie kolizji, błędów oraz weryfikacja istniejących kontaktów (czy nie występują nadmierne luzy) jest pierwszą i podstawową czynnością, którą powinien wykonać konstruktor po wykonaniu wirtualnego prototypu



i służy do weryfikacji całego modelu. Kolejnym etapem jest wykonanie symulacji w ruchu i weryfikacja czy w trakcie ruchu maszyny nie dochodzi do kolizji lub czy elementy nadmiernie nie zbliżają się do siebie.

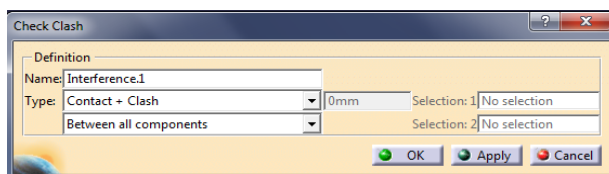
#### 4.1. Analiza kolizji w spoczynku

Postać modelu wykorzystaną do analizy kolizji w spoczynku przedstawia rysunek 17. Jest to położenie modelu w momencie zamontowania na ciągniku i w chwili, gdy ładowacz nie wykonuje pracy.



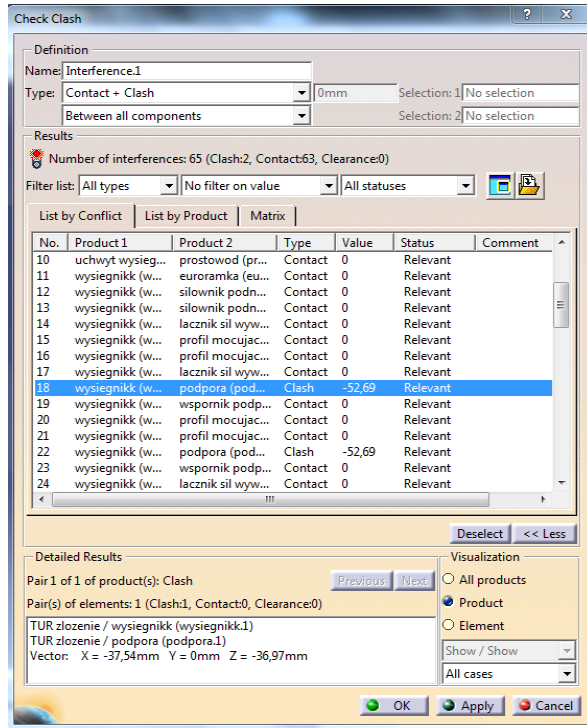
Rys. 17. Postać modelu wykorzystana do analizy kolizji

Do sprawdzenia poprawności konstrukcji posłużono się poleceniem *Check Clash* dostępnym zarówno w aplikacji *Assembly Design* [1] jak i w środowisku *DMU Kinematics* [3]. Efektem uaktywnienia narzędzia, jest otwarcie okna dialogowego, w którym definiuje się typ oraz zakres prowadzonej analizy. W rozważanym przypadku wybrano opcję *Contact + Clash*, obejmującą wszystkie komponenty złożenia- *Between all components*. Widok okna dialogowego oraz wybrane parametry przedstawia rysunek 18.



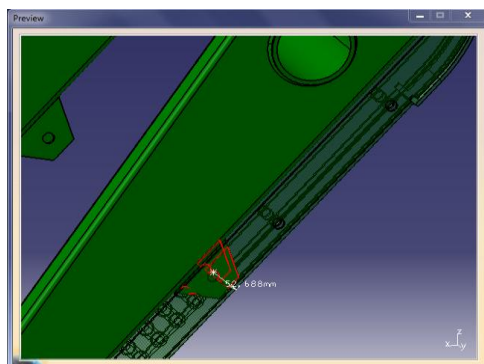
Rys. 18. Widok belki narzędziowej *Check Clash* wraz z wybranymi opcjami analizy

Po zatwierdzeniu przyciskiem *Apply* opcji analizy, okno rozbudowuje się do postaci widocznej na rysunku 19.



**Rys. 19.** Widok okna informacyjnego *Check Clash* z podświetlonym wierszem wskazującym na wystąpienie kolizji elementów

System informuje użytkownika w sposób ilościowy i jakościowy o wynikach analizy kolizji i kontaktów. Okno informacyjne *Check Clash* wskazuje na wystąpienie dwóch kolizji. Są to kolizje tych samych elementów występujących symetrycznie. Widok kolizji w modelu przedstawia okno *Preview*- rysunek 20. Polecenie wykryło ponadto 63 powierzchnie styku elementów- *Contact*. Te powierzchnie są zamodelowane prawidłowo, co świadczy o dobrej jakości modelu.

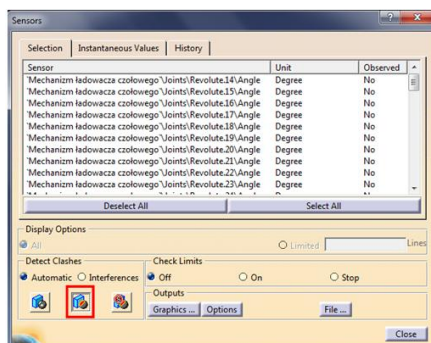


**Rys. 20.** Widok okna poglądowego wykrytej kolizji elementów we wskazanym wierszu

Miejsce kolizji zostało poddane dogłębnej analizie. W kolizję wszedł uchwyt mocujący wspornik podpory na ramieniu wysięgnika z żebrami usztywniającymi podporę oraz wspawaną tulejką na śrubę mocującą podporę do ramion wysięgnika. Aby zlikwidować kolizję należało skrócić żebra o odpowiednią długość i przesunąć miejsce usytuowania tulejki. Czynności te zostały wykonane.

#### 4.2. Analiza kolizji w trakcie ruchu

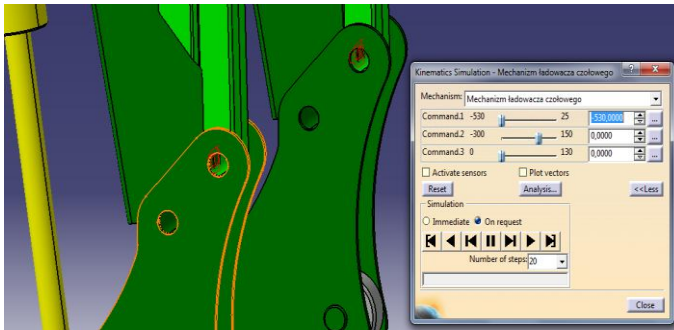
Wirtualny prototyp wykonuje pełny zakres ruchów, tak jak maszyna rzeczywista. Do przeprowadzenia analizy kolizji w trakcie ruchu posłużono się wykonaną symulacją. W trakcie realizacji symulacji z wykrywaniem kolizji, istnieje możliwość wykorzystania następujących opcji funkcji *Detect Clashes*: bez reakcji, z reakcją w postaci komunikatu graficznego (kolor czerwony), z zatrzymaniem w momencie wejścia w kolizję (rysunek 21).



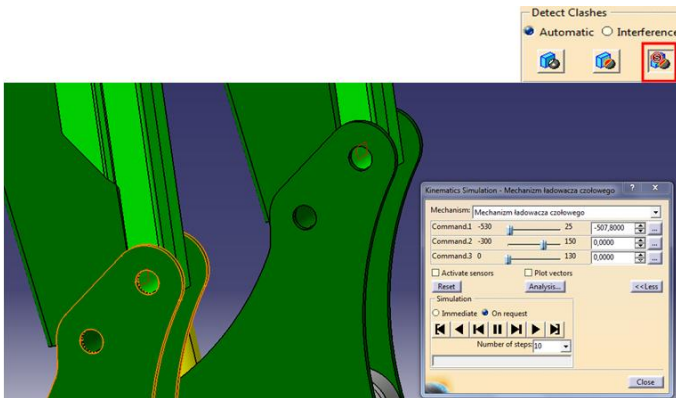
**Rys. 21.** Widok okna Sensors z uaktywnioną ikoną polecenia *Detect Clashes*

Pierwszą opcję wybiera się zwykle na etapie budowy mechanizmu, gdy nie interesują nas jeszcze szczegóły. Druga opcja jest efektywna, gdy chcemy poznać miejsce i obszar występujących nieprawidłowości, zaś trzecia gdy chcemy uchwycić dokładnie moment kolizji a więc i położenie

poszczególnych członów w tej chwili. W przeprowadzanej symulacji wybrano opcję z komunikatem graficznym (rysunek 21). Efekt analizy przedstawiono na rysunku 22. Następnie przeprowadzono symulację z zatrzymaniem zaś jej efekt- moment wejścia w kolizję pokazuje rysunek 23. Wykryta przez program kolizja wystąpiła pomiędzy ramieniem wysięgnika a fragmentem prostowodu.



Rys. 22. Widok zaistniałej kolizji



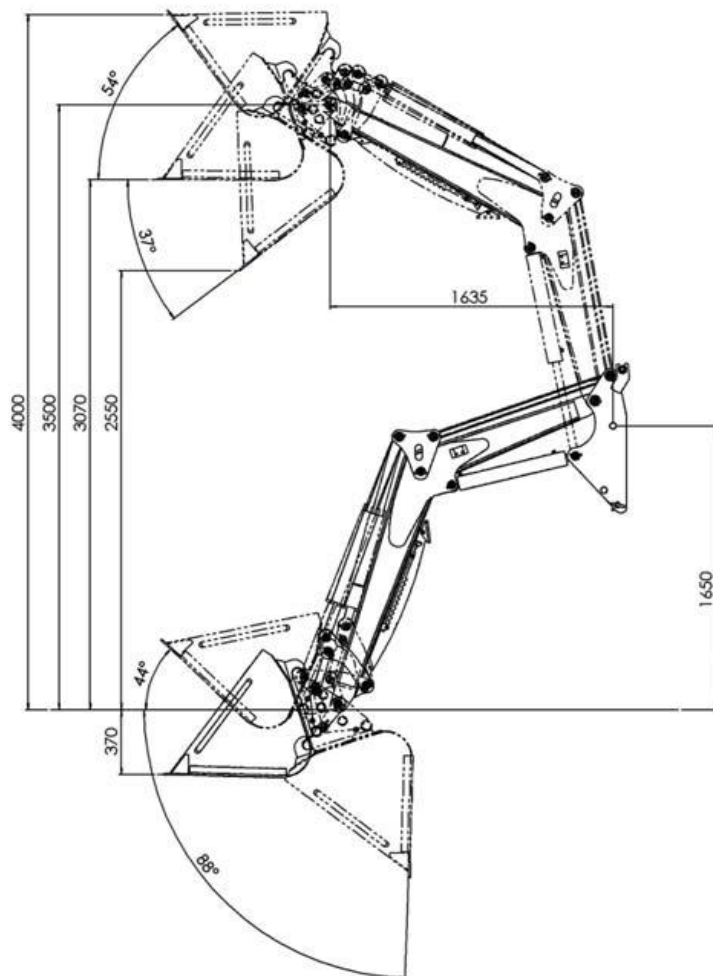
Rys. 23. Widok zatrzymania symulacji w chwili zetknięcia kolidujących elementów

W oknie sterowania komendami symulacji *Kinematics Simulation*, w polu edycyjnym polecenia *Command 1*, jest widoczna wartość wysuwu siłownika głównego (507,8 mm) w momencie kolizji. Różnica między maksymalną wartością wysuwu a wartością, w której następuje kolizja, wynosi 22,2 mm i wydaje się niewielka. Zatem najpewniej należałoby dobrać siłownik o mniejszym skoku, bądź też skorygować geometrię elementów wchodzących w kolizję. Zdecydowano się zastosować drugie rozwiązanie, aby nie uległa zmianie wysokość podnoszenia ładowacza. Po zmianie geometrii elementów, kolizja nie wystąpiła.

W dalszej kolejności przeprowadzono analizę kolizji dla dwóch kolejnych sterowań, lecz system nie wykrył żadnych konfliktów.

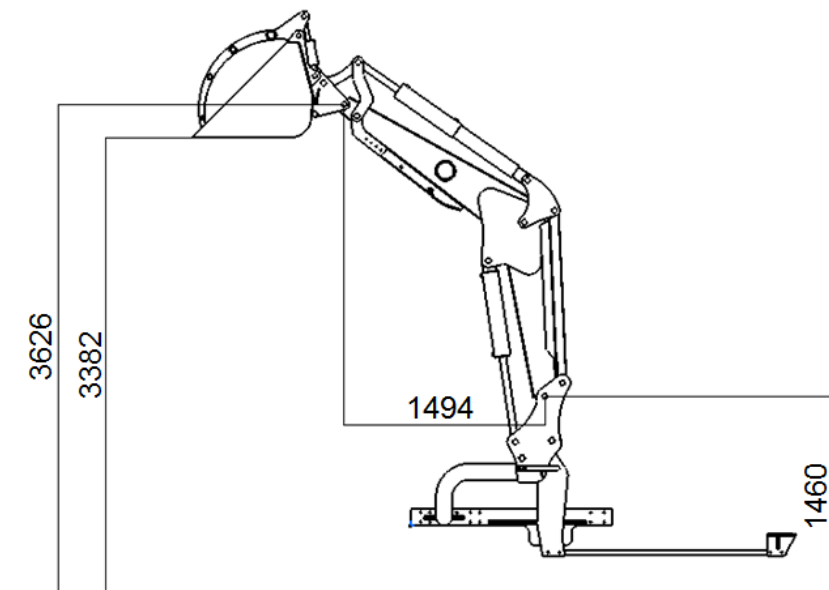
## 5. Porównanie zakresu ruchów wirtualnego prototypu z wybranym modelem dostępnym na rynku

Zestawienie zakresu ruchów projektowanego ładowacza z parametrami wybranej maszyny istniejącej na rynku dało obraz stopnia zrealizowania postawionych założeń konstrukcyjnych oraz pozwoliło na zweryfikowanie funkcjonalności wirtualnego prototypu. Do porównania wybrano model T 229 ładowacza czołowego firmy Metal-Fach. Ładowacz ten, jak podaje producent, dostosowany jest do współpracy z ciągnikiem Pronar 82SA, z którym ma w złożeniach współpracować opracowywany wirtualny prototyp. Rysunek 24 przedstawia zakres ruchów ładowacza T 229 [19].



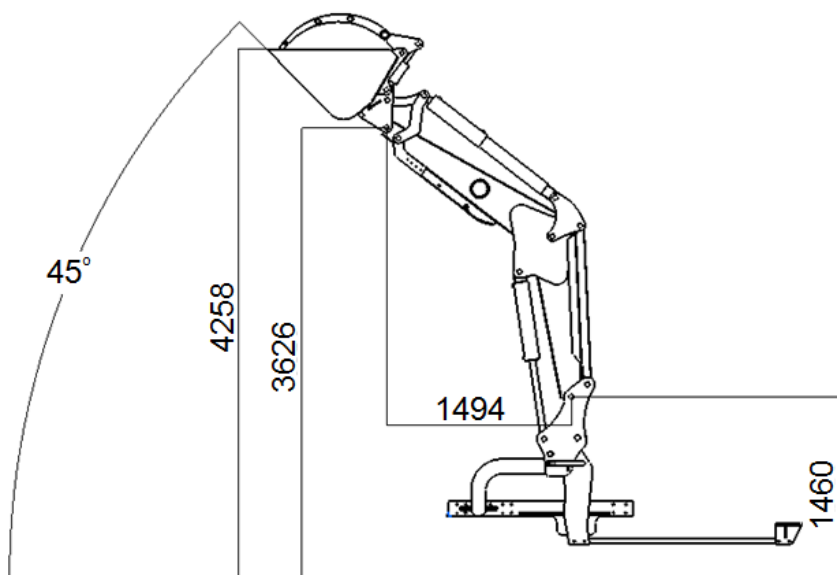
**Rys. 24.** Podstawowe wymiary ładowacza czołowego Metal-Fach T 229 [19]

Porównanie zakresu ruchów maszyny T 229 i modelu wirtualnego prototypu, dostosowanych do pracy z tym samym ciągnikiem daje pełny i wiarygodny obraz funkcjonalności projektu koncepcyjnego. Porównanie przedstawiono w postaci rysunków 2D wykonanych w module *Drafting* [3] systemu Catia v5 oraz tabeli 1. W celu porównania zakresu ruchów projektowanego ładowacza z konstrukcją rzeczywistą, konieczne było przedstawienie kilku charakterystycznych położenia ładowacza, jakie mają miejsce w czasie pracy tą maszyną. Rysunek 25 przedstawia ładowacz z maksymalnie podniesionym wysięgnikiem i ustawieniem spodu szufli chwytakowej, równoległe do poziomemu podłożu (minimalna wysokość transportowa).

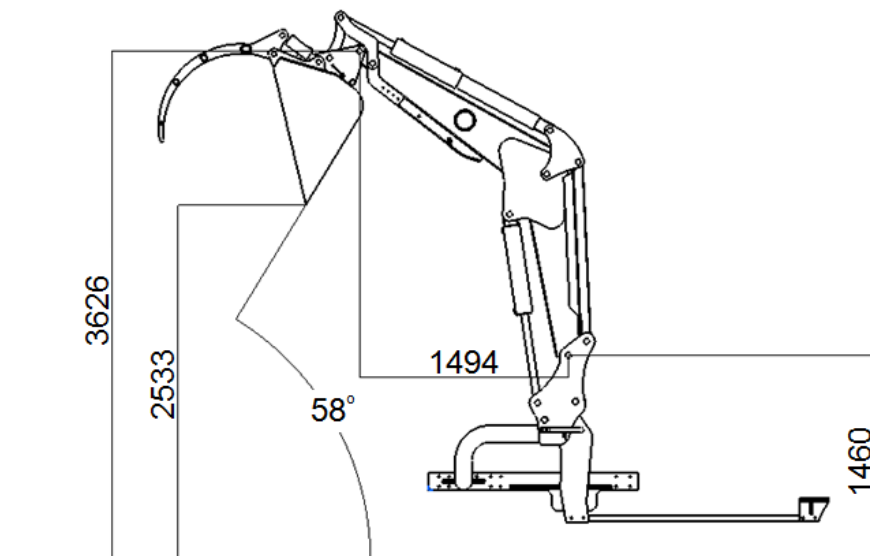


**Rys. 25.** Podstawowe wymiary ładowacza z maksymalnie podniesionym wysięgnikiem

Na rysunkach 26 i 27 przedstawiono zakresy ruchów ładowacza w pozycji maksymalnie wzniesionego wysięgnika z maksymalnie złożonym narzędziem roboczym (maksymalna wysokość transportowa) oraz z narzędziem roboczym maksymalnie opuszczonym (maksymalna wysokość wyładunku).

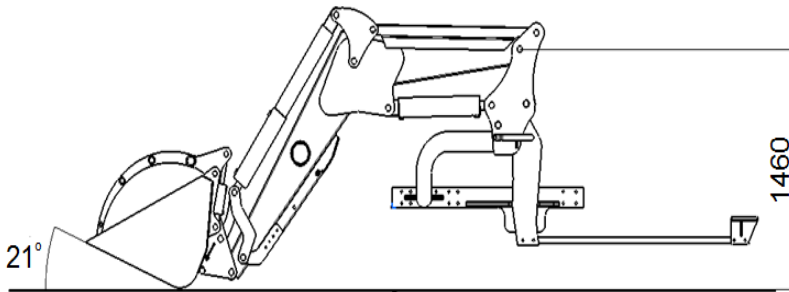


**Rys. 26.** Wymiary robocze ładowacza w pozycji maksymalnego wzniesienia wsięgnika i transportowania ładunku

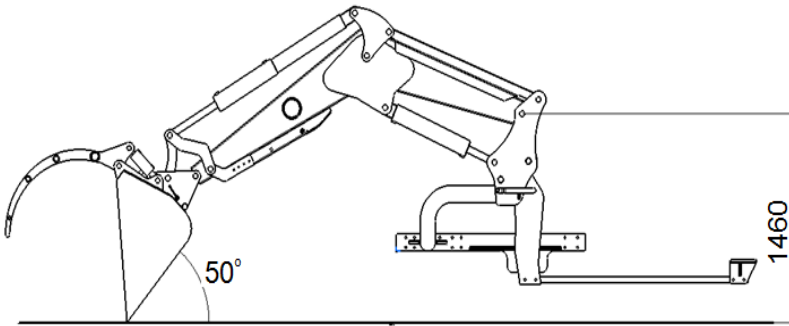


**Rys. 27.** Wymiary robocze ładowacza w chwili opróżniania szufli chwytakowej

Rysunki 28 i 29 przedstawiają ładowacz w chwili styku narzędzia roboczego z podłożem z maksymalnie złożonym oraz maksymalnie rozłożonym narzędziem.

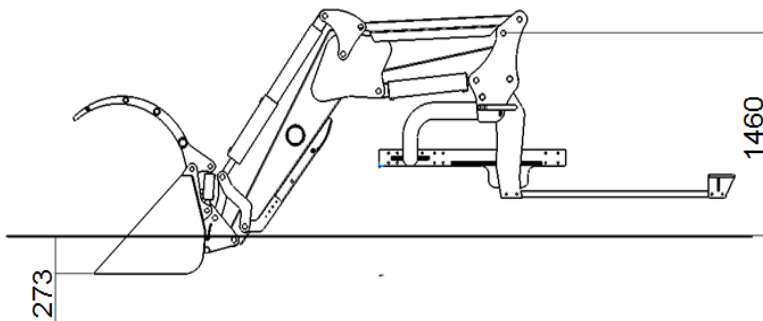


**Rys. 28.** Podstawowe wymiary ładowacza w chwili styku szufli z podłożem (narzędzie maksymalnie złożone)



**Rys. 29.** Podstawowe wymiary ładowacza w chwili styku szufli z podłożem (narzędzie maksymalnie rozłożone)

Rysunek 30 przedstawia ładowacz z maksymalnie opuszczonym wysięgnikiem i narzędziem roboczym ustawionym równoległe do podłoża.



**Rys. 30.** Podstawowe wymiary ładowacza w chwili maksymalnego opuszczenia ramion wysięgnika

W tabeli 1 zestawiono zakresy ruchów projektowanego ładowacza oraz konstrukcji rzeczywistej, a także podano różnicę wartości poszczególnych parametrów.



**Tabela 1.** Zestawienie zakresu ruchów wirtualnego modelu i maszyny T 229

| Lp. | Parametr                                            | Projekt koncepcyjny | Maszyna T 229 | Różnica |
|-----|-----------------------------------------------------|---------------------|---------------|---------|
| 1   | Maksymalna wysokość punktu obrotu narzędzia         | 3626 mm             | 3500 mm       | 126 mm  |
| 2   | Minimalna wysokość transportowa                     | 3382 mm             | 3070 mm       | 312 mm  |
| 3   | Maksymalna wysokość transportowa                    | 4258                | 4000          | 258 mm  |
| 4   | Maksymalna wysokość wyładunku                       | 2533                | 2550          | -17 mm  |
| 5   | Maksymalny kąt transportu                           | 45°                 | 54°           | -9°     |
| 6   | Maksymalny kąt wyładunku                            | 58°                 | 37°           | 21°     |
| 7   | Maksymalna wartość zagłębienia                      | 273 mm              | 370 mm        | -97 mm  |
| 8   | Odległość od podłoża osi obrotu ramion wysięgnika   | 1460 mm             | 1650 mm       | -190 mm |
| 9   | Odległość osi obrotu narzędzia od osi obrotu ramion | 1494 mm             | 1635 mm       | -141 mm |

Z przeprowadzonego porównania wynika, że parametry określające cechy użytkowe wirtualnego prototypu w porównaniu z maszyną T 229 zmieniły się w następujący sposób:

- Zwiększyła się wysokość punktu obrotu narzędzia oraz wartość minimalnej oraz maksymalnej wysokości transportowej
- Zmniejszyła się nieznacznie maksymalna wysokość wyładunku, ale też zwiększył się poprzez to maksymalny kąt wyładunku
- Zmniejszył się nieznacznie maksymalny kąt transportowania ładunku
- Zmniejszyła się wartość zagłębienia narzędzia w podłożu
- Zmniejszyła się odległość od podłoża osi obrotu ramion wysięgnika oraz odległość osi obrotu narzędzia od osi obrotu ramion wysięgnika, przez co obniżono środek ciężkości ładowacza

## 6. Podsumowanie

Wirtualny prototyp ładowacza czołowego spełnia założenia konstrukcyjne, które powstały poprzez analizę parametrów ładowaczy istniejących na rynku oraz potrzeb potencjalnych klientów [22]. Projekt nie zawiera rozwiązań nowatorskich lecz jest syntezą istniejących na rynku. Zawiera zatem rozwiązania sprawdzone i niezawodne. Głównym celem było zaprezentowanie możliwości nowoczesnych metod projektowania, tworzenia wirtualnych prototypów i ich weryfikacji oraz testowania na konkretnym przykładzie. Ukazano możliwości środowiska *Digital Mock Up* systemu Catia v5 w tym zakresie. Wykorzystano wielokrotnie, bardzo ważną

właściwość modeli wirtualnych- ich pełną asocjatywność i modyfikowalność. Wprowadzano zmiany lub nawet niewielką korektę wymiarów poszczególnych części i bardzo szybko uzyskiwano odpowiedź dotyczącą kolizji czy też parametrów użytkowych całego ładowacza. Modelowanie spełniające standardy pełnej asocjatywności i modyfikowalności, umożliwia **szybkie uzyskiwanie wielu wariantów konstrukcyjnych**, co pozwala na **efektywne prowadzenie prac koncepcyjnych** nad ostatecznym kształtem produktu.

**Abstract:** The article deals with the issue of virtual prototyping in machine construction upon the example of the front loader. Parts and assemble of the virtual prototype were accurately described. The study is centered around collision analysis at rest and during movement. Operational parameters of the virtual prototype were compared with the real device- front loader T 229.

## **Literatura**

- [1] Assembly Design- instrukcja elektroniczna PDF, materiały producenta oprogramowania Dassault Systemes.
- [2] DMU Kinematic- instrukcja elektroniczna PDF, materiały producenta oprogramowania Dassault Systemes
- [3] Drafting- instrukcja elektroniczna PDF materiały producenta oprogramowania Dassault Systemes
- [4] FERDYNUS M.: Analiza kinematyczna w systemie Catia v5 jako podstawowy etap wirtualnego prototypowania, w: Zagadnienia interdyscyplinarne projektowania inżynierskiego pod red J.Jonaka, Lubelskie Towarzystwo Naukowe 2009 s. 74-94.
- [5] Instrukcja obsługi Ładowacza T229, Metal-Fach, 2012
- [6] Instrukcja obsługi Ładowacz czołowy FZ ProfiLine, Stoll, 2011
- [7] Instrukcja obsługi ciągnika Pronar 82SA, wydanie X, Narew 09.2010.
- [8] Knowledge Advisor- instrukcja elektroniczna PDF, materiały producenta oprogramowania Dassault Systemes
- [9] Part Design- instrukcja elektroniczna PDF, materiały producenta oprogramowania Dassault Systemes
- [10] SKARKA W., MAZUREK A.: CATIA. Podstawy modelowania i zapisu konstrukcji Helion 2003
- [11] Sketcher- instrukcja elektroniczna PDF, materiały producenta oprogramowania Dassault Systemes
- [12] WĘŁYCZKO A.: Sztuka modelowania powierzchniowego” Helion 2010
- [13] WĘŁYCZKO A.: Catia V5. Przykłady efektywnego wykorzystania systemu w projektowaniu mechanicznym., Wydawnictwo Helion 2005
- [14] WYLEŻOŁ M.: Modelowanie bryłowe w systemie CATIA. Przykłady i ćwiczenia” Helion 2001
- [15] WYLEŻOŁ M.: CATIA v5, Modelowanie i analiza układów kinematycznych Catia v5” Helion 2007
- [16] WYLEŻOŁ M.: CATIA v5, Podstawy modelowania powierzchniowego i hybrydowego, Helion 2003

Źródła internetowe:

- [17] Ålô ładowacze czołowe, <http://www.alo.se/Intl/Pages/Startpage.ept>, 11.04.2013
- [18] Ładowacze czołowe, <http://www.hydramet.pl>, 19.11.2013
- [19] Maszyny rolnicze, <http://www.metalfach.com.pl>, 17.11.2013
- [20] Maszyny rolnicze, <http://www.piomaragrotech.pl/>, 20.10.2013
- [21] Maszyny rolnicze, <http://www.jachowicz.net>, 4.12.2013
- [22] Portal nowoczesnego rolnika, <http://www.farmer.pl/>, 20.10.2013

**Mirosław FERDYNUS<sup>1</sup>, Paweł BUCHOWIECKI<sup>2</sup>,  
Józef JONAK<sup>3</sup>**

<sup>1</sup>Politechnika Lubelska, Katedra Podstaw Konstrukcji Maszyn i Mechatroniki,  
[m.ferdynus@pollub.pl](mailto:m.ferdynus@pollub.pl)

<sup>2</sup>Politechnika Lubelska, SKN Komputerowego Wspomagania Projektowania,  
[pawelbuchowiecki@wp.pl](mailto:pawelbuchowiecki@wp.pl)

<sup>3</sup>Politechnika Lubelska, Katedra Podstaw Konstrukcji Maszyn i Mechatroniki,  
[j.jonak@pollub.pl](mailto:j.jonak@pollub.pl)

## **WIRTUALNY PROTOTYP KOPARKO-ŁADOWARKI**

**Streszczenie:** W publikacji przedstawiono zagadnienie wirtualnego prototypowania w budowie maszyn na przykładzie modelu koparko-ładowarki. Opisano je w kontekście całego procesu wprowadzenia wyrobu do produkcji podkreślając jego doniosłość w minimalizacji kosztów oraz czasu potrzebnego do wprowadzenia wyrobu na rynek. Przedstawiono wirtualny prototyp maszyny, którego główne wymiary pochodzą z urządzenia Komatsu WB 93S-5. Przeprowadzono analizę poprawności modelu (kolizje w spoczynku i w trakcie ruchu, analiza odległości) oraz ocenę parametrów użytkowych koparko-ładowarki i porównano je z urządzeniem istniejącym. Zaprezentowano procedury programowania sekwencji ruchów koparki w celu prowadzenia szczegółowej analizy kinematycznej, która zawiera w sobie: analizę prędkości i przyspieszeń oraz analizę trajektorii.

### **1. Wprowadzenie**

We współczesnym procesie projektowania, stworzenie fizycznego prototypu urządzenia poprzedzane jest wykonaniem jego wirtualnych odpowiedników. Na takich modelach przeprowadza się symulacje i obliczenia mające na celu zoptymalizowanie konstrukcji urządzenia. W systemie Catia v5 istnieje specjalne środowisko służące do tworzenia takich modeli. Jest to aplikacja *Digital MockUp* (w skrócie DMU). Aplikacja ta zawiera szereg modułów umożliwiających tworzenie wirtualnych prototypów ich testowanie oraz analizy, a także optymalizację postaci geometrycznej poszczególnych obiektów. Jednym z ważniejszych i obszerniejszych modułów w tej aplikacji jest *DMU Kinematics*, który służy do tworzenia mechanizmów i prowadzenia analiz kinematycznych. Bardzo użyteczny, wręcz niezbędny w tworzeniu wirtualnych prototypów, jest moduł *Knowledge Advisor*, który umożliwia między innymi definiowanie formuł matematycznych i reguł logicznych. Formuły te i reguły rządzą symulacją ruchu i umożliwiają realizowanie najbardziej złożonych sekwencji ruchów w układach wielocłonowych.

W pracy zaprezentowano wirtualny prototyp koparko-ładowarki zamodelowany w systemie Catia v5. Modele poszczególnych podzespołów zostały utworzone w aplikacjach *Part Design* (modele bryłowe) oraz *Generative Shape Design* (modele powierzchniowe) [8,11,15]. Złożenie

elementów w zespół oraz wstępna weryfikacja dopasowania elementów wykonana została w module *Assembly Design* [1]. Stopień szczegółowości modelu ma zapewnić jedynie przeprowadzenie analiz kinematycznych oraz określenie parametrów użytkowych projektowanej koparko-ładowarki. Z tego względu np. kabina jest wykonywana jako jedna część a także zrezygnowano z modelowania sworzni, których obecność w złożeniu znacznie komplikuje proces nadawania relacji. Po wykonaniu złożenia, zdefiniowano relacje kinematyczne i mechanizmy występujące w urządzeniu w module *DMU Kinematics* [2]. Następnie model wirtualny został zweryfikowany pod względem błędów konstrukcyjnych w spoczynku i w trakcie ruchu a następnie poddany analizie kinematycznej. Analiza kinematyczna zawiera w sobie m.in. określenie trajektorii ruchu kluczowych punktów konstrukcji, analizę odległości poszczególnych członów od siebie lub od nieruchomego podłoża w trakcie ruchu oraz analizę prędkości i przyspieszeń wybranych punktów. Przeprowadzono także analizę funkcjonalności, której zadaniem było pokazanie czy założone parametry użytkowe urządzenia zostały osiągnięte.

Podczas prac projektowych wzorowano się na koparko-ładowarce Komatsu WB 93S-5, model tworzone w oparciu o dokumentację techniczno-ruchową dostępną na stronie producenta [16] a także materiały reklamowe.

W niniejszej publikacji zostanie opisany głównie proces testowania wirtualnego prototypu. Aspekty związane z budową wirtualnego prototypu (modelowanie poszczególnych części, tworzenie złożenia, budowę mechanizmu- nadawanie relacji, więzów) zostaną potraktowane pobieżnie lub pominięte ze względu na ograniczoną objętość publikacji oraz fakt, że w literaturze także tej popularno- naukowej oraz w źródłach sieci internet można znaleźć wiele pozycji pozwalających na dość dokładne poznanie tych procedur. W monografii [5] opisano dość szczegółowo proces nadawania relacji kinematycznych na przykładzie koparki kołowej, natomiast zagadnienia związane z testowaniem prototypów i analizą kinematyczną są stosunkowo słabo opisane.

## **2. Wirtualne prototypowanie w kontekście procesu wprowadzenia wyrobu do produkcji.**

W gospodarce rynkowej firmy działają pod silną presją rynku. Wyprzedzenie konkurencji choćby o przysłowiowe pół kroku daje na rynku pozycję dominującą, co bezpośrednio przekłada się na sukces finansowy. Każda poważna firma ogranicza koszty i minimalizuje czas wprowadzenia wyrobu do produkcji. Jednocześnie stale unowocześnia swe wyroby, by zachować lub poprawić swoją pozycję na rynku. Rozważa się rentowność a więc i ryzyko poniesienia strat w przypadku niepowodzenia (wyrób nie odniósł sukcesu rynkowego, konkurencji udało się nas wyprzedzić

i zaoferować wyrób lepszy i tańszy). Nowoczesne metody projektowania takie jak wirtualne prototypowanie, znacząco zwiększają szanse przedsiębiorcy w walce konkurencyjnej, gdyż wydatnie obniżają koszty i skracają czas wprowadzenia wyrobu do produkcji. Posiadając sugestywne wizualizacje, wiarygodne testy wirtualne i obliczenia numeryczne można śmiało występować z ofertami i prowadzić pierwsze działania marketingowe.

Opracowywanie dokumentacji konstrukcyjnej nowego wyrobu, budowanie prototypów i ich testowanie, wnioskowanie i wprowadzanie szeregu poprawek jest procesem iteracyjnym. Poprawki są nieuniknione, dochodzenie do rozwiązań jak najdoskonalszych związane jest z wielokrotnym przechodzeniem przez pewne procedury. W ujęciu tradycyjnym, który wymaga wykonywania fizycznych prototypów, ich badania oraz wprowadzania stosownych poprawek konstrukcyjnych i znowu tworzenia poprawionych prototypów jest niezwykle czasochłonna i bardzo droga. Z tych względów nie prowadzi się analiz wielowariantowych, które ułatwiają dojście do rozwiązań możliwe doskonałych. A przecież nie sposób wyobrazić sobie rozpoczęcia produkcji masowej bez uzyskania dobrego prototypu. Rosną zatem koszty i płynie czas. Budowanie prototypów wirtualnych znacząco obniża koszty i przyspiesza proces iteracyjny pomiędzy konstruowaniem a testowaniem wyrobu i jego badaniami. Ponieważ jest relatywnie tani, umożliwia wykonywanie wielowariantowych analiz. Dysponując modelami 3D dużo łatwiej i szybciej można przeprowadzić symulacje MES w celu zweryfikowania wytrzymałości wyrobu oraz innych ważnych parametrów np. odkształceń, przemieszczeń, drgań.

Bardzo ważnym aspektem występującym w przedsiębiorstwie jest pojawianie się wszelkiego rodzaju błędów i konieczność ich eliminowania. Błędy konstrukcyjne są nieuniknione, związane są z tym, że człowiek, a więc i konstruktor jest istotą omylną. Chodzi zatem o to, by było ich jak najmniej i by były jak najmniej kosztowne. Koszty wprowadzania poprawek konstrukcyjnych zależą od tego na jakim etapie procesu wprowadzania wyrobu zostaną odkryte wady. Czym mniej jest zaawansowany proces wprowadzania wyrobu na rynek tym mniejsze koszty w przypadku wystąpienia błędu. Odkrycie błędów w założeniach konstrukcyjnych przed procesem konstruowania nie pociąga praktycznie żadnych kosztów. Odkrycie błędu na etapie gdy gotowe jest oprzyrządowanie lub co gorsza wyrób został wypuszczony na rynek pociąga za sobą ogromne koszty, które mogą zrujnować bardzo dobre przedsięwzięcie. **Wirtualne prototypowanie jako najlepszy sposób testowania konstrukcji najlepiej weryfikuje błędy.** Czym więcej dokładnych wielowariantowych analiz prowadzonych przez zespół fachowców, tym mniejsza szansa wpadki na zaawansowanym etapie wprowadzania wyrobu do produkcji.

Catia v5, zastosowana w budowie wirtualnego prototypu koparko-ładowarki, jest nowoczesnym zintegrowanym systemem CAD/CAM/CAE oferującym bogaty zestaw narzędzi programowych do wspomagania całego cyklu konstrukcyjno- wytwórczego produktu. Modułowość systemu oraz pełna swoboda przełączania się pomiędzy modułami, umożliwia efektywne projektowanie umożliwiając szybkie wykonanie określonych zadań.

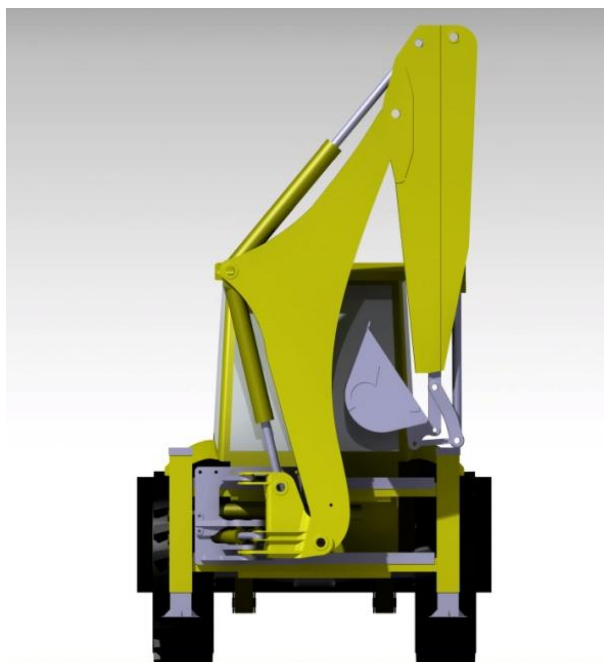
### 3. Model koparko- ładowarki

Wirtualny prototyp został stworzony w oparciu o projektowanie bryłowe jak i hybrydowe (połączenie modelowania bryłowego i powierzchniowego). Części utworzone w module *Part Design* połączono w podłożenia, którym nadano więzy kinematyczne w module *DMU Kinematics*. W połączeniach sworzniowych zastosowano więzy *Revolute Joint*, pracę siłowników hydraulicznych reprezentują więzy *Cylindrical Joint*, zaś pracę podpór stabilizujących oraz ruch osprzętu koparki wzdłuż ramy przesuwu poprzecznego zamodelowano z wykorzystaniem więzów *Prismatic Joint*. Szczegóły dotyczące modelowania mechanizmów na przykładzie m.in. koparki kołowej PW180 przedstawiono w pracy [5].

Na rysunkach 1-2 przedstawiono model koparko- ładowarki w układzie gotowym do przemieszczania się po drogach, zaś na rysunku 3 z rozłożonym ramieniem podsiębiernym. Teleskopowe przedłużenie ramienia nie zostało wysunięte.



**Rys. 1.** Widok ogólny modelu w konfiguracji do transportu



**Rys. 2.** *Widok z tyłu w konfiguracji do transportu*



**Rys. 3.** *Widok koparki z rozłożonym ramieniem podsiębiernym*

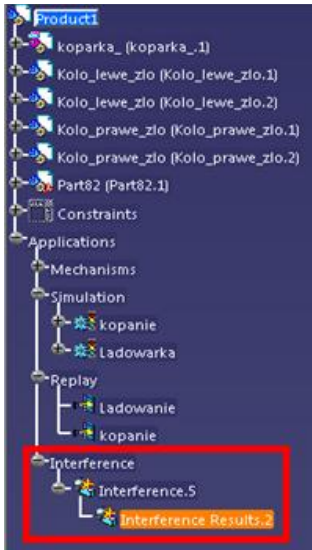


Na rysunkach widać zasadnicze cechy konstrukcyjne modelu. Osprzęt koparki posiada łukowy profil wysięgnika (S- Boom) co zapewnia większy udźwóg koparki i ułatwia omijanie przeszkód a także ułatwia racjonalne ułożenie członów w pozycji transportowej. Teleskopowe ramię zwiększa wszechstronność zastosowań maszyny.

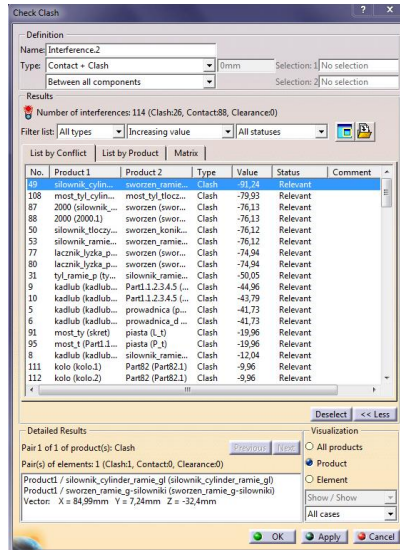
W mechanizmie podnoszenia równoległego ładowarki rozbieżne ramiona gwarantują lepszą widoczność i wysoką wydajność przy pracach załadunkowych. Bardzo ważne jest zapewnienie dobrej widoczności dla operatora zarówno podczas kopania jak i załadunku, co wpływa nie tylko na ergonomię maszyny ale także na bezpieczeństwo jej użytkowania [4,7]. Cechami konstrukcyjnym mającymi ogromny wpływ na ten aspekt są oprócz wymienionych wcześniej: kształt pokrywy silnika opadający nisko oraz duża panoramiczna szyba z przodu a także możliwość przemieszczania osprzętu koparki na bok wzdłuż specjalnej ramy (co także znacznie ułatwia transport).

#### **4. Analiza poprawności konstrukcji w spoczynku i w trakcie ruchu**

Sprawdzenie poprawności modelu opiera się na wykonaniu analizy kolizji w wirtualnym prototypie. Podczas procesu projektowania nie jesteśmy w stanie wychwycić wszystkich błędów. Sprawdzeniem poprawności modelu możemy uzyskać wiedzę o wszelkich kolizjach występujących w prototypie. System informuje, między którymi elementami dochodzi do kolizji a także podaje szczegóły dotyczące przenikających się elementów, które dodatkowo można wyświetlić w powiększeniu. Możliwe jest zastosowanie analizy kolizji w odniesieniu do całego produktu, jak i do poszczególnych podłoży lub grup elementów. W czasie pracy nad modelem koparko- ładowarki wykonano analizę w trakcie spoczynku oraz w trakcie ruchu. Tego typu postępowanie ma na celu sprawdzenie czy poszczególne części złożenia są do siebie dopasowane, mają odpowiednie wymiary, zapewniają wymaganą ruchliwość mechanizmu lub wymagany zasięg ruchu. Narzędziem do sprawdzenia poprawności połączeń jest funkcja *Clash*. Po uruchomieniu narzędzia otwiera się okno, w którym mamy wybór opcji przeprowadzenia analizy. Wybrano typ analizy *Contact +Clash*, który odpowiedzialny jest za wykrywanie kolizji i kontaktów w wybranym obszarze naszego modelu. Opcja *Clearance* wykrywa zbyt duże luzy w połączeniach. Po wykonaniu sprawdzenia, w drzewie historii pojawia się gałąź *Interference* (rysunek 4), w której zapisywane są wykonane analizy kolizji. Na rysunku 5 zaprezentowano okno dialogowe, w którym system Catia szczegółowo przedstawia wykryte kolizje. Informacje te służą konstruktorom do wprowadzenia stosownych poprawek, po czym konstrukcja testowana jest powtórnie. Testy trwają do momentu usunięcia wszystkich błędów.

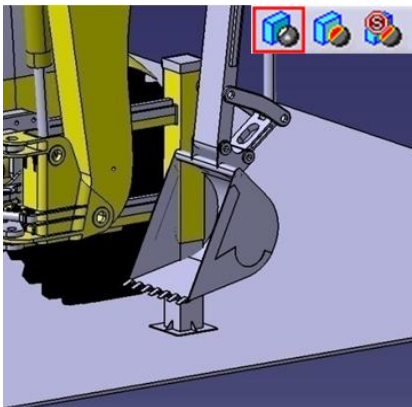


Rys. 4. Drzewo historii modelu po wykonaniu analizy kolizji



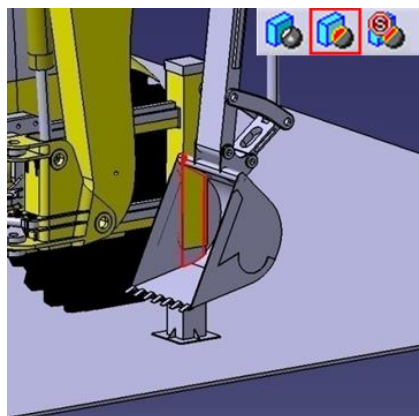
Rys. 5. Okno Check Clash z wykrytymi 26 kolizjami

Ważną możliwością modułu *DMU Kinematic* jest dokonywanie wykrywania kolizji podczas realizacji ruchu elementów. Do tego celu służy wybór jednej z trzech opcji wyświetlania kolizji na belce narzędziowej widocznej na rysunkach 6-8 w prawym górnym rogu.



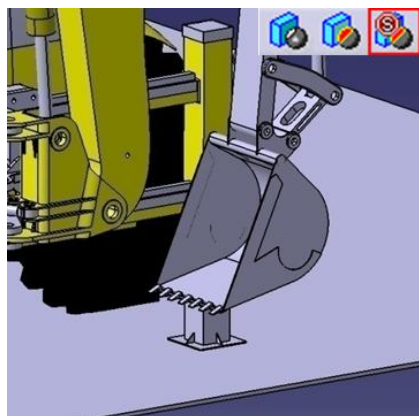
Rys. 6. Przenikanie się elementów podczas kolizji

W przypadku ustawionej opcji *Clash Detection (Off)* system nie informuje o wystąpieniu kolizji- bryły modelu przenikają się wzajemnie.



Rys. 7. Wyróżnione miejsce występowania kolizji

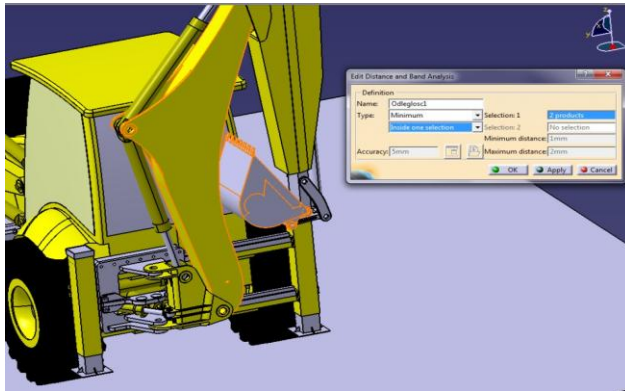
Ustawienie opcji *Clash Detection (On)* powoduje reakcję systemu w postaciach: graficznej (czerwone linie).



Rys. 8. Eliminacja kolizji poprzez zatrzymanie przemieszczenia

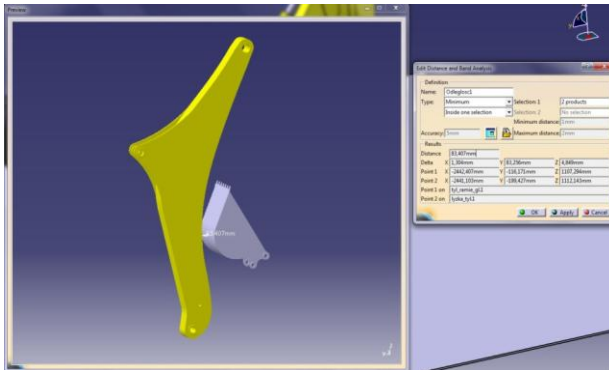
Wybór opcji *Clash Detection (Stop)* zatrzymuje symulację dokładnie w momencie kolizji umożliwiając identyfikację położenia członów w newralgicznym położeniu.

Wśród analiz funkcjonalnych bardzo potrzebnych do prawidłowego skonstruowania maszyny wielocłonowej jest analiza odległości- dystansu. Uruchamia ją polecenie *Distance and Band Analysis*. Na rysunku 9 przedstawiono wirtualny prototyp na etapie definiowania parametrów analizy dystansu. Elementami wybranymi do analizy są: ramię główne oraz łyżka koparki. W oknie dialogowym dokonujemy wyboru obiektów oraz określamy rodzaj pomiaru- w tym przypadku wybieramy wartość minimalną odległości. Głównym powodem prowadzenia analizy jest obawa, że odległość pomiędzy łyżką a ramieniem podczas transportu jest zbyt mała. Analiza odległościowa pozwoli to stwierdzić.

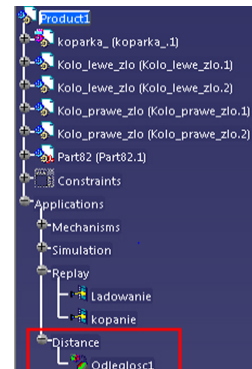


Rys. 9. Wybrane elementy będące przedmiotem analizy

Na rysunku 10 przedstawiono efekt prowadzonej analizy dystansu w postaci informacji i wizualizacji graficznej z podaną odległością. Analizy dystansu mogą być wykorzystywane wielokrotnie, ponieważ zapisują się w drzewie topologicznym (rysunek 11). Wyniki analizy pozwalają na stwierdzenie, czy odległość pomiędzy łyżką a ramieniem koparki jest bezpieczna. Korzystając z tej właściwości systemu Catia v5, stwierdzono również, że zastosowanie łyżki o większej pojemności także nie narazi konstrukcji na uszkodzenie lub kolizje w położeniu transportowym.



Rys. 10. Wyniki analizy dystansu

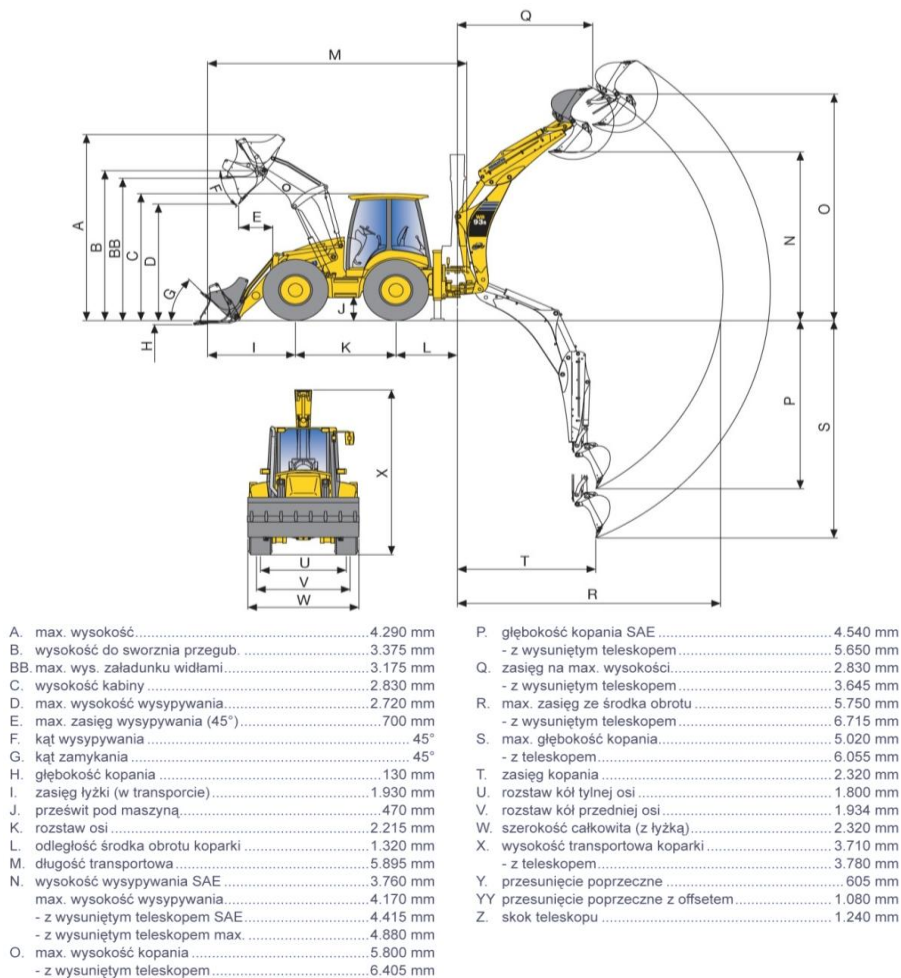


Rys. 11. Efekt operacji Distance na drzewie historii

## 5. Porównanie zakresu ruchów wirtualnego prototypu i rzeczywistej maszyny

Wirtualny prototyp koparko-ładowarki został opracowany w oparciu foldery istniejącej maszyny i z założenia nie jest on z nią identyczny. Wzorując się na konkretnym urządzeniu kierowano się nadrzędną ideą, że

głównym celem pracy jest poznanie i opisanie narzędzi do analiz i testowania wirtualnych prototypów a nie sam prototyp, który aby spełniał kryteria profesjonalne wymaga, jak wspomniano w rozdziale 2, żmudnych i czasochłonnych prac koncepcyjnych i konstrukcyjnych. Ten etap ograniczono poprzez dość swobodne, ze względu na brak dostępu do dokumentacji, wzorowanie się na obiekcie renomowanej firmy. Dzięki takiemu podejściu możliwe jest pokazanie, że już na etapie koncepcyjnym (nasz model nie posiada szczegółów konstrukcyjnych) możliwa jest wiarygodna analiza funkcjonalna urządzenia. A zatem i projektowanie maszyny o konkretnych parametrach użytkowych.

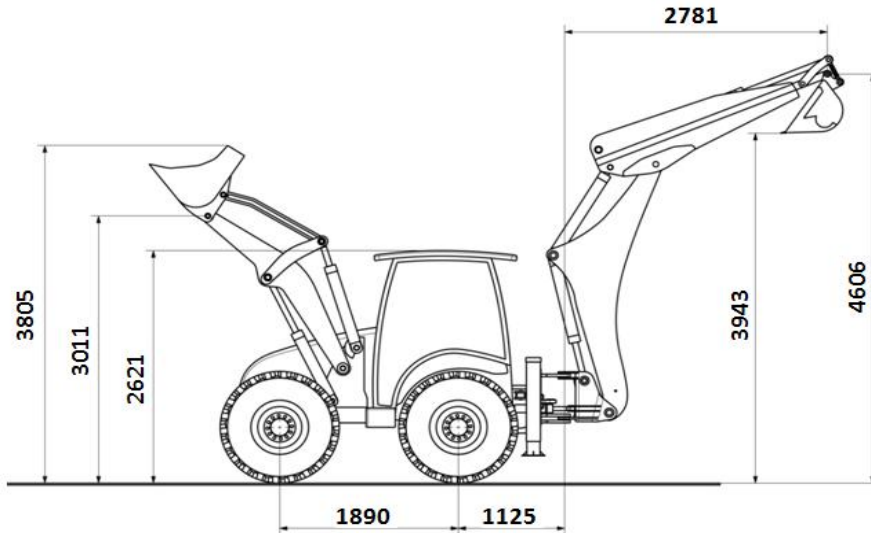


**Rys. 12. Zakres ruchów koparko-ladowarki Komatsu WB 93S-5 [16]**

Na rysunku 12 [16] przedstawiono zakresy ruchów maszyny Komatsu WB 93S-5. Na dole rysunku przedstawiono nazewnictwo oraz konkretne wymiary dotyczące tego modelu.

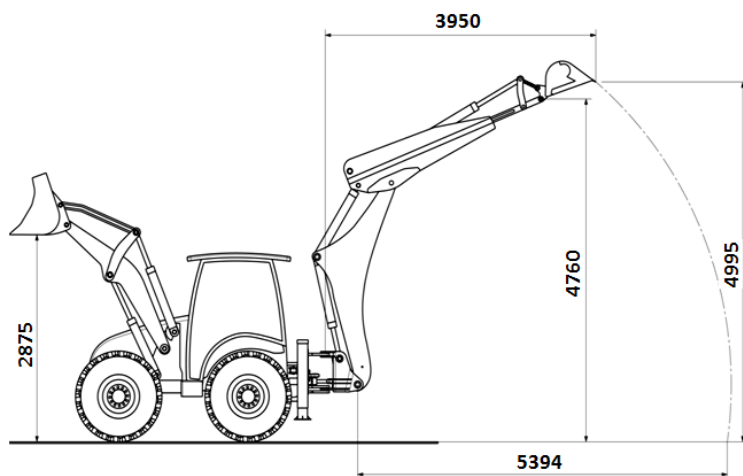
Poprzez zestawienie rysunków 2D wirtualnego prototypu ze specyfikacją koparko- ładowarki Komatsu WB 93S-5, możliwe jest porównanie funkcjonalności obu maszyn. Rysunki 2D utworzono przy pomocy modułu *Drafting* [3]. Do analiz porównawczych niezbędne było przedstawienie kilku charakterystycznych położeń ramienia koparki oraz ładowarki. Zachowano dokładność wymiarową 1mm.

Rysunek 13 przedstawia koparko- ładowarkę w położeniu z maksymalnie uniesionym ramieniem głównym i pogłębiaczem wysuniętym, przy czym łyżka koparki jak i ładowarki jest maksymalnie złożona. Na kolejnych rysunkach została przedstawiona maszyna w położeniach umożliwiających identyfikację jej charakterystycznych wymiarów.

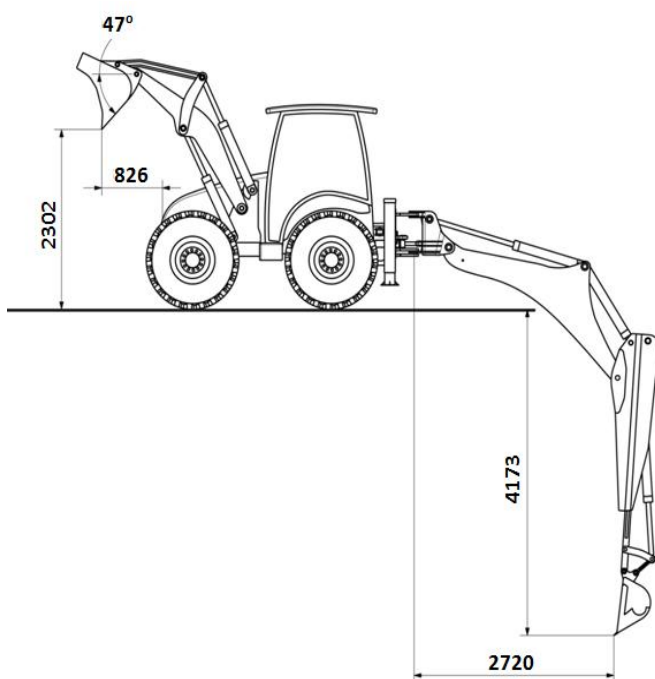


**Rys.13.** Podstawowe wymiary użytkowe wirtualnego prototypu koparko-ładowarki

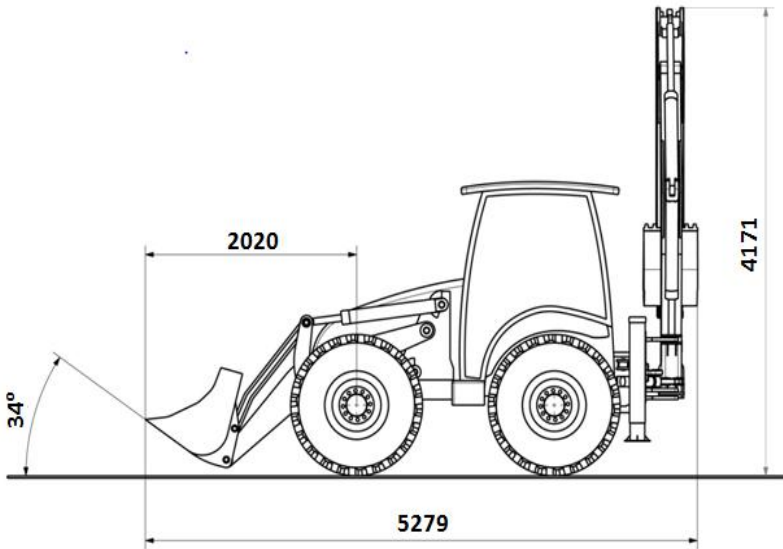




**Rys.14.** Maksymalny zasięg ramienia podsiębiernego koparki oraz ramienia ładowarki



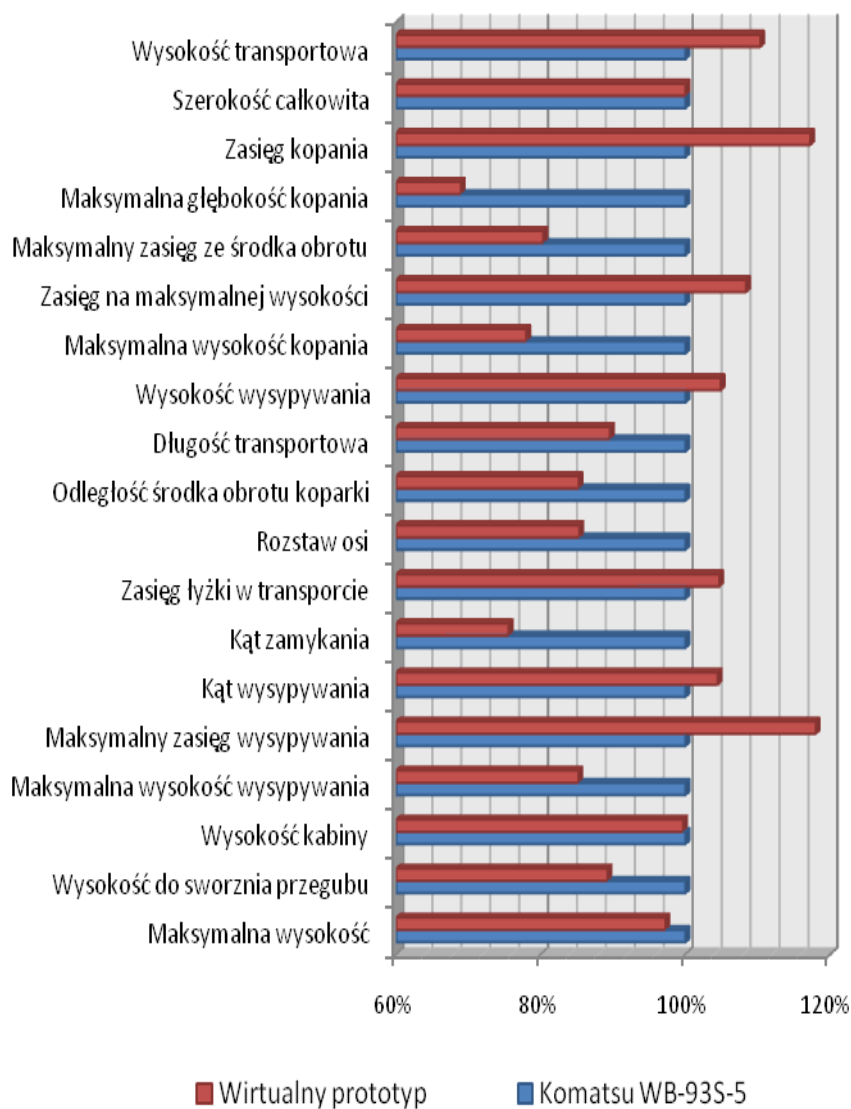
**Rys.15.** Maksymalne zagłębienie ramienia podsiębiernego



**Rys. 16.** Maszyna w stanie gotowym do transportu- przemieszczania się

Porównanie charakterystycznych wymiarów i zasięgów przedstawiono na rysunku 17 w postaci wykresu słupkowego. Jako odniesienie posłużyły dane koparko-ładowarki Komatsu (100%).





**Rys 17.** Porównanie parametrów wirtualnego prototypu i maszyny rzeczywistej

Porównując model wirtualny i maszynę Komatsu można stwierdzić, że:

- zwiększeniu uległ zasięg kopania oraz zasięg ramienia przy maksymalnym wzniesieniu.
- kąt wysypywania zwiększył się, zaś zmniejszył się kąt zamykania łyżki ładowarki.
- zmniejszył się rozstaw osi oraz odległość osi obrotu ramienia koparki, dzięki czemu zmniejszyła się długość transportowa.
- mniejsze są głębokość kopania i maksymalne wzniesienie ramienia.
- zmniejszeniu uległa maksymalna wysokość.
- znacznie zwiększono zasięg wysypywania ładowarki.
- zwiększeniu uległ zasięg łyżki w transporcie.

**Bardzo ważną właściwością modeli wirtualnych w systemie Catia v5 jest ich pełna asocjatywność.** Poprzez zmiany wymiarów poszczególnych części (np. korekta geometrii ramienia głównego koparki czy też ładowarki) możliwe jest **szybkie uzyskiwanie wielu wariantów konstrukcyjnych**, co pozwala na **efektywne prowadzenie prac koncepcyjnych** nad ostatecznym kształtem produktu.

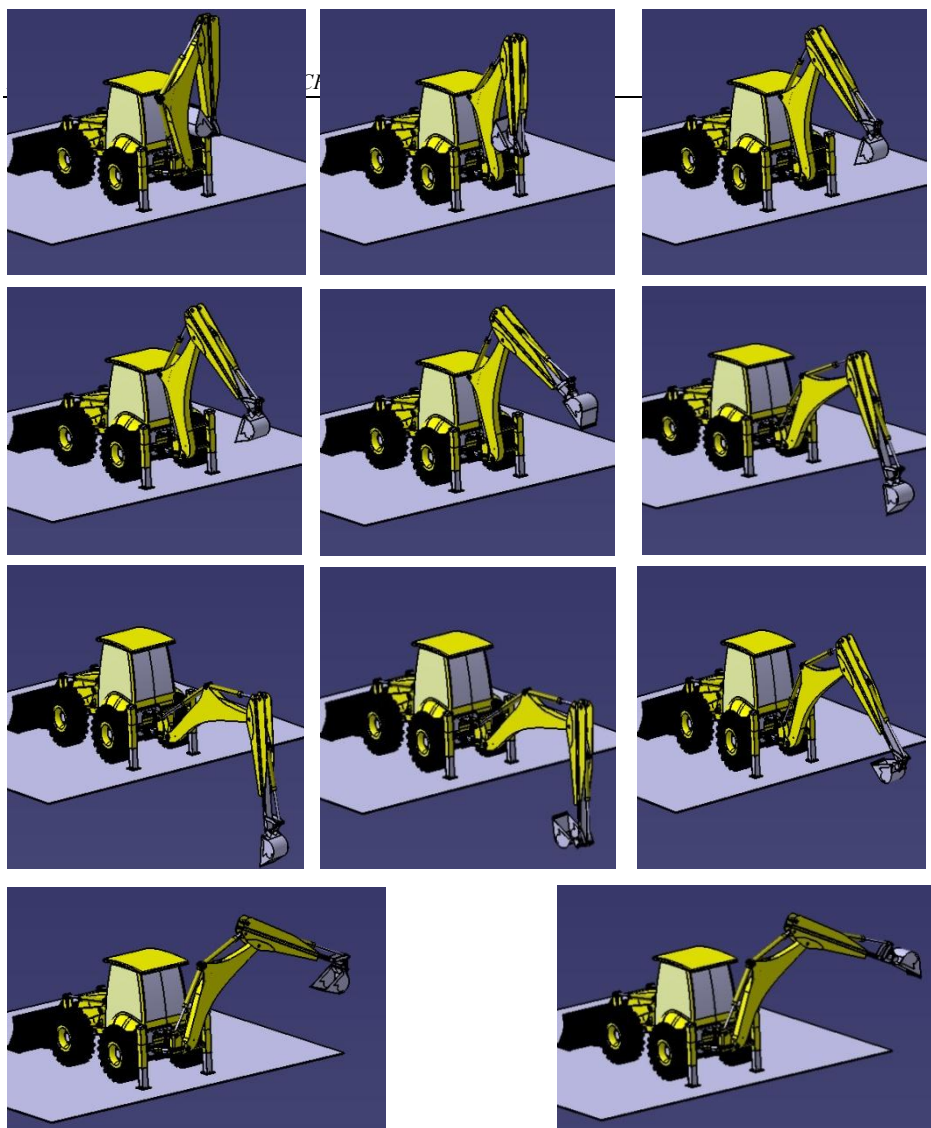
## 6. Analiza kinematyczna modelu koparko-ładowarki

Bardzo ważnym aspektem testowania wirtualnego prototypu jest analiza kinematyczna. Środowisko DMU (*Digital Mock Up*) systemu Catia v5 umożliwia analizy: trajektorii ruchu wybranych punktów lub linii, zajmowanej przestrzeni w trakcie ruchu, odległości oraz prędkości i przyspieszeń.

Kompletny model wirtualny z poprawnie zdefiniowanymi więzami i sterowaniami można symulować w ruchu korzystając z dwóch trybów: symulacji z użyciem komend (*Simulation with Commands*) oraz symulacji z użyciem formuł matematycznych i reguł logicznych (*Simulation with Laws*).

Pierwszy z tych sposobów służy jedynie do wstępnego testowania prototypów i w tym trybie nie jest możliwe nadawanie członom napędowym konkretnych prędkości.

Drugi z nich nie tylko umożliwia nadanie prędkości członom czynnym ale także definiowanie reguł rządzących ruchem i poszczególnymi jego sekwencjami. W badaniach modelowych zastosowano tę zaawansowaną metodę, która zostanie przedstawiona na postawie sekwencji ruchów koparki w pewnym cyklu pracy przedstawionym na rysunku 18.



**Rys 18.** Kolejne położenia ramienia w czasie wykonywania ruchu zgodnie z zadanymi regułami

Cykl rozpoczyna się od położenia transportowego. Utworzono 10 przedziałów czasu, w których ramię koparki wykonuje obrót, zagłębienie, ramię wysuwne przemieszcza się do swojego maksymalnego położenia, łyżka zamyka się, ramię unosi się, następuje obrót w położenie, gdzie otwiera się łyżka wysypując zawartość.

Wspomniane wcześniej reguły ruchu zostały utworzone w module *Knowledge Advisor* [6]. Użyta do tego celu funkcja rosi nazwę *Rule*.

Notacja reguł w systemie Catia v5, jest nieco inna od klasycznej „jeśli - to”. Stosuje się zapis „jeśli- przesłanka- {konkluzja}”. Brak jest zatem kluczowego słowa „to” (then). Istnienie konkluzji system rozpoznaje po

zastosowaniu pary nawiasów klamrowych  $\{\}$ . Aby zaprogramować pewne sekwencje ruchów należy zdefiniować położenia kluczowych członów sterujących w konkretnych chwilach czasowych.

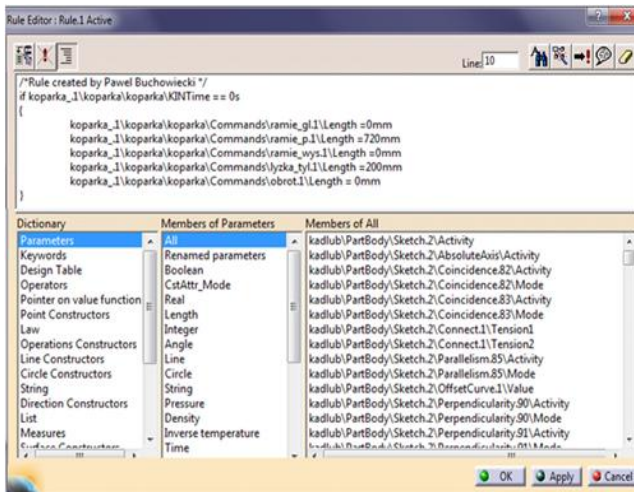
Na rysunku 19 przedstawiono okno modułu *Knowledge Advisor* służące do definiowania reguł. W pierwszym kroku określamy parametry położenia członów sterowanych (5 siłowników hydraulicznych- liniowych) dla chwili czasu = 0s. W kolejnych krokach utworzono reguły dla przedziałów czasowych trwających 2s, z wyjątkiem ostatniego trzysekundowego przedziału.

Poszczególne reguły dotyczące kolejnych okresów czasu oddzielane są w zapisie wyrazem „else”. Składnia „if- przesłanka- {konkluzja}” nie zmienia się.

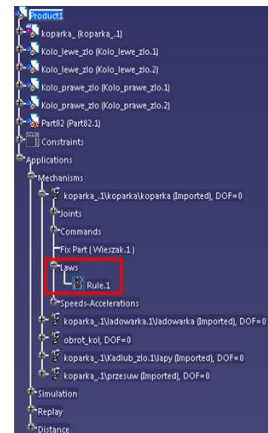
Nadawanie prędkości odbywa się poprzez zapis „przemieszczenie liniowe= czas ruchu \* prędkość ruchu”. Poniżej zamieszczono przykładowy zapis reguły dla obrotu ramienia przy prędkości przesuwu siłownika 60mm/s. [14]

`koparka_.1\koparka\koparka\Commands\obrot.1\Length=`  
`(koparka_.1\koparka\koparka\KINTime) *(60mm/1s)`

Po zakończeniu prac nad regułami we wszystkich przedziałach czasu do drzewa topologicznego zostaje dodana nowa gałąź (rysunek 20). Od tej chwili mamy bezpośredni dostęp do tworzonych zasad ruchu i w każdej chwili możemy edytować ich parametry.

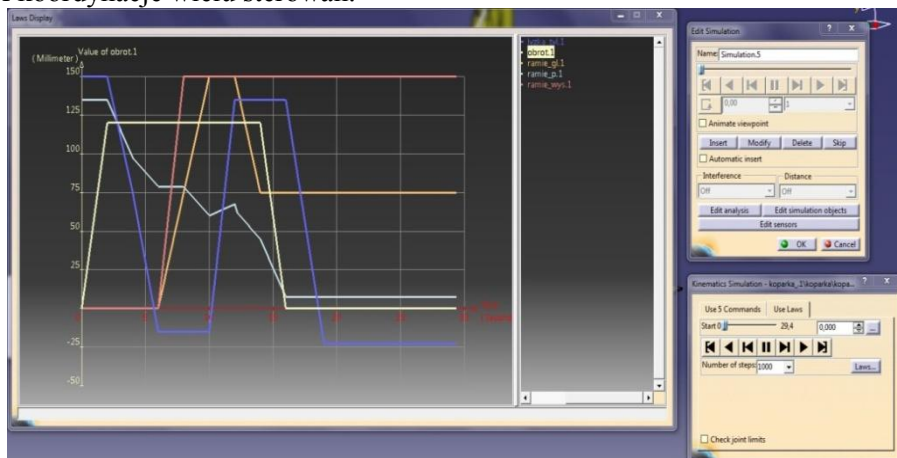


**Rys. 19.** Tworzenie reguły opisujące położenie wyjściowe mechanizmu



**Rys. 20.** Drzewo historii modelu po utworzeniu reguły ruchu

Po uruchomieniu przycisku *Laws* uzyskujemy podgląd graficzny (rys. 21) utworzonych praw. Ułatwia on orientację we wprowadzonych regułach i koordynację wielu sterowań.

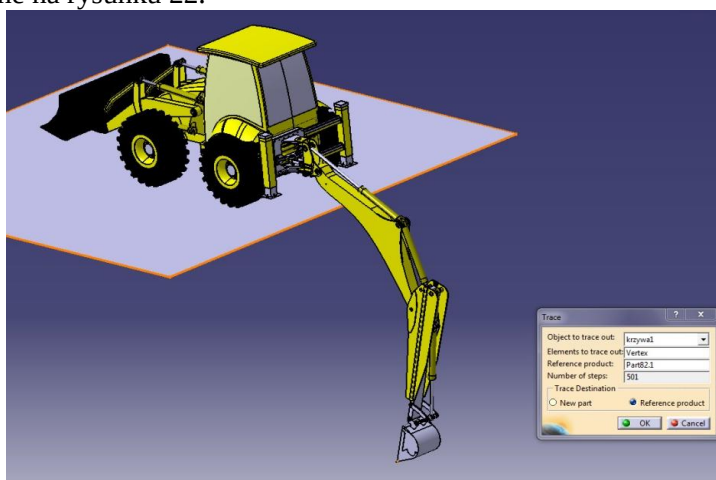


Rys. 21. Podgląd graficzny praw sterujących ramieniem koparki

## 6.1. Analiza trajektorii ruchu

Moduł *DMU Kinematics* umożliwia wykreślenie trajektorii ruchu dowolnego punktu lub linii. W wyniku analizy otrzymuje się toru ruchu, który wykonuje wybrany obiekt podczas realizacji konkretnej symulacji. Tor ten może być płaski lub przestrzenny. Aby uzyskać trajektorię ruchu należy użyć narzędzia *Trace*. Konieczne jest by wybrana sekwencja ruchów została zapisana w drzewie historii w nieedytowalnej postaci *Replay*.

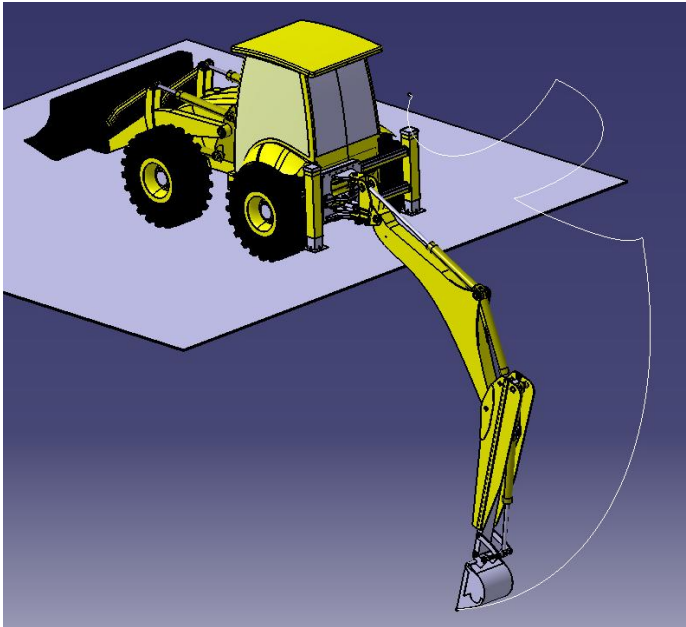
Po uruchomieniu polecenia *Trace* wyświetla się okno dialogowe widoczne na rysunku 22.



Rys. 22. Okno narzędzia *Trace* z zaznaczonym elementem referencyjnym modelu

Oprócz utworzonej wcześniej powtórki, konieczne jest zdefiniowanie elementu referencyjnego. W wykonywanym modelu jest nim płyta zastępująca podłoże. Punktem, którego trajektorię chcemy uzyskać będzie punkt przyczepiony na skrajnym zębie, łyżki koparki. Trajektorია ruchu zostanie wygenerowana w pliku części będącej obiektem referencyjnym. Wpływ na dokładność uzyskanej krzywej mamy na etapie generowania *Replaya*, a więc jeśli jakość krzywej nie spełnia naszych oczekiwań należy go powtórnie wygenerować.

Rysunek 23 przedstawia trajektorię ruchu wybranego punktu podczas realizacji zaprogramowanej sekwencji ruchów koparko-ladowarki.

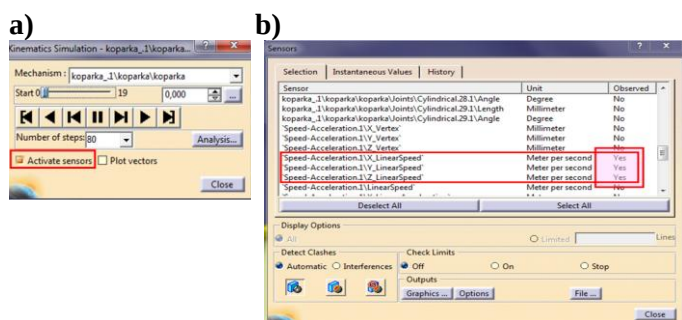


Rys. 23. Wykreślona trajektoria punktu przyczepionego do zęba łyżki podczas zagłębiania się w grunt

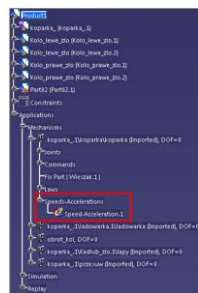
## 6.2. Analiza prędkości i przyspieszeń

Analiza prędkości i przyspieszeń jest możliwa tylko w trybie symulacji z użyciem reguł- *Simulation with Laws* i dotyczy obiektów typu punkt. Zatem powinny być one uprzednio utworzone w odpowiednich partach. Do prowadzenia analiz służy polecenie *Speed and Acceleration*. Badania te opierają się na wykorzystaniu wirtualnych sensorów, które należy aktywować w odpowiednim oknie. Procedura ta jest dwustopniowa. Na początku włączamy je w oknie symulacyjnym (rysunek 24a), potem zaś uaktywniamy tylko te, które nas interesują spośród długiej listy dostępnych

możliwości (rysunek 24b). Po uruchomieniu polecenia w oknie dialogowym wybieramy punkt, który będzie obiektem analiz. Ustalamy też obiekt referencyjny, względem którego dokonywany będzie pomiar żądanych wartości. Rozpatrywano prędkości punktu znajdującego się na skrajnym zębie łyżki koparki. Jako obiekt referencyjny przyjęto mocowanie ramienia głównego koparki. Operacja pomiar prędkości/przyspieszenia została zapisana w drzewie topologicznym (rysunek 25) i może podlegać łatwej edycji.



Rys. 24. Procedura wyboru sensorów



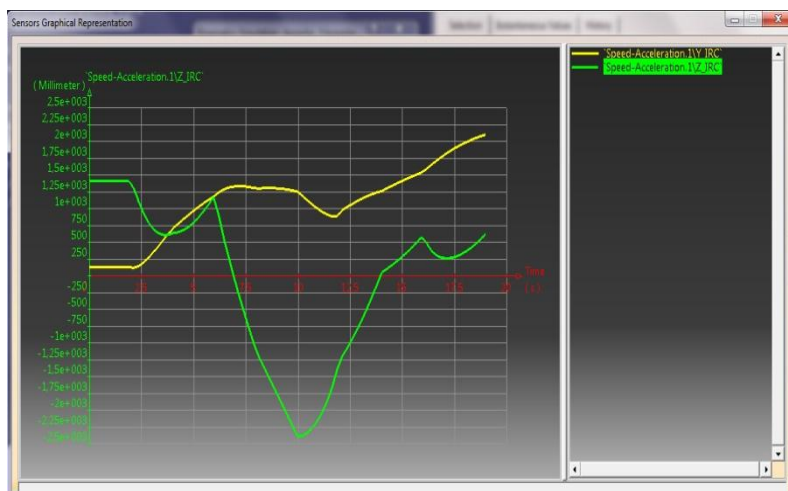
Rys. 25. Drzewo historii po operacji

Okno *Sensors* (rys. 24b) oprócz wyboru sensorów potrzebnych do badań modelowych, pozwala na przeglądanie danych z sensorów (zakładka *History*) oraz ich pobieranie w postaci pliku. Daje to możliwość obróbki danych i przedstawienia ich na dowolnym rodzaju wykresu, dowolnie zestawiając ze sobą wartości. Przed każdorazowym uruchomieniem symulacji, należy dokonać wyczyszczenia historii, tak aby wartości nie nakładały się na siebie niepotrzebnie zamazując wykres. Po zakończeniu symulacji wyniki zarejestrowane przez sensory możemy przeglądać na wykresach (rysunek 26)- uruchamiając opcję *Graphics*. Kolorem żółtym oznaczone jest przemieszczenie względem osi y, zaś kolorem zielonym przemieszczenie względem osi z.

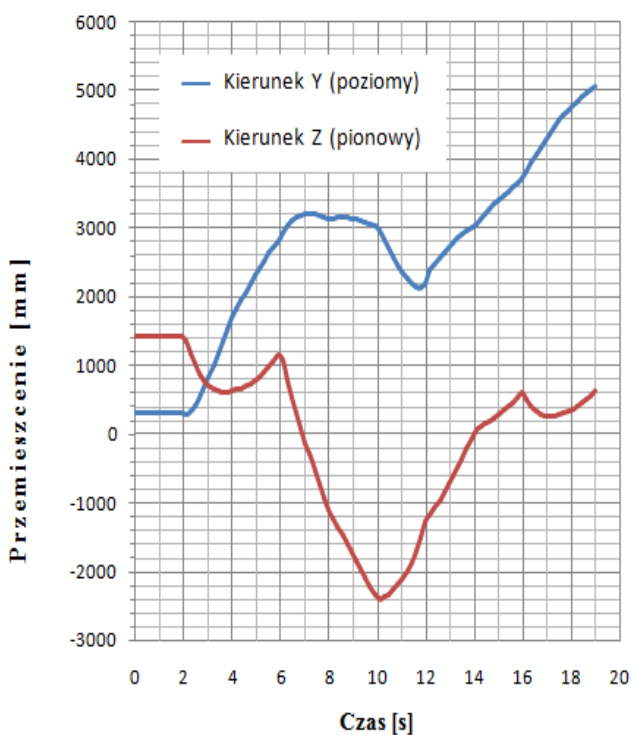
Dokładniejsze wyniki uzyskamy zwiększając ilość kroków symulacji (*Numbers of steps* - rys. 24a) - tym samym zwiększamy częstotliwość próbkowania sensorów. W przypadku symulacji ruchu ramienia koparki użyto wartości 80 kroków w czasie 19s.

Uzyskane wyniki można eksportować do arkusza kalkulacyjnego. Na podstawie uzyskanych danych można też sporządzić wykresy. Na rysunku 27 przedstawiono przykładowo zależność przemieszczenia badanego punktu od czasu, wykonaną w programie Excel na podstawie wyeksportowanych danych.





Rys. 26. Wykresy analizy prędkości z użyciem sensorów

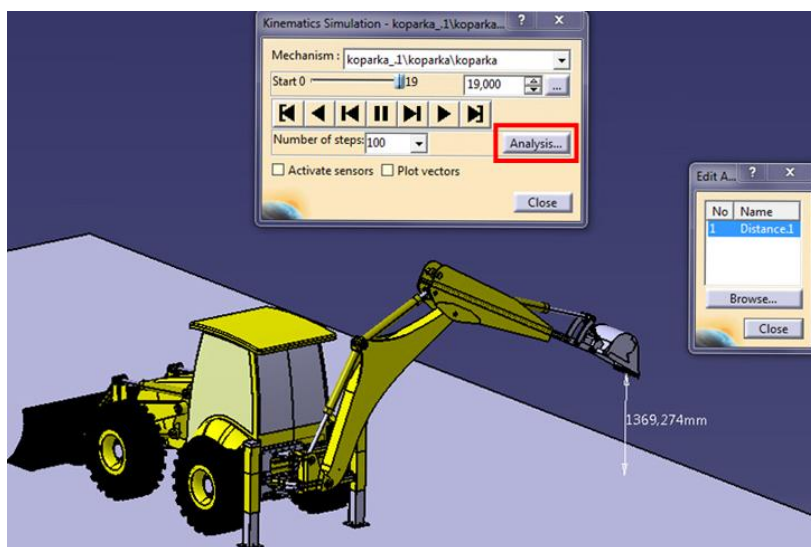


Rys 27. Wykres przemieszczenia analizowanego punktu w czasie ruchu ramienia

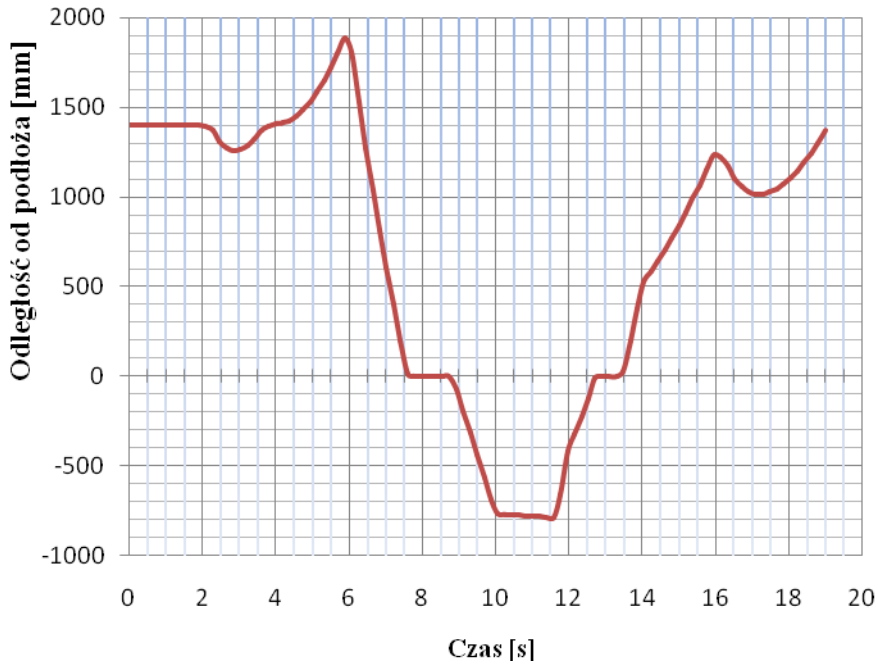


### 6.3. Analiza odległości

Narzędzie *Distance and Band Analysis*, może mieć zastosowanie nie tylko w analizie poprawności konstrukcji, ale także pozwala na określanie odległości pomiędzy punktami, obiektami **w trakcie ruchu**. Aby uruchomić tego typu analizę, konieczne jest uprzednie zdefiniowanie procedury pomiaru dystansu, która jest reprezentowaną w drzewie historii stosownym zapisem (rysunek 11). Proces ten opisano w rozdziale 4 niniejszej pracy. Następnie w oknie symulacji (rysunek 28) należy wybrać polecenie *Analysis*. Dalsze postępowanie wymaga wyboru analizy *Distance* z listy (w drzewie historii może być zdefiniowane wiele obiektów gotowych do analizy odległości) oraz uaktywnienia sensora odległości w oknie, które się pojawi. Procedurę analizy odległości w ruchu przedstawiono na przykładzie pomiaru odległości skrajnego punktu zęba łyżki od płaszczyzny podłoża. Ruch odbywa się zgodnie z zapisanymi wcześniej prawami. Rysunek 28 pokazuje okno postępu symulacji oraz okno wyboru analizowanych odległości. Dane zostały wyeksportowane do pliku zewnętrznego i przedstawiono je w postaci wykresu na rysunku 29. W celu zwiększenia częstotliwości próbkowania zwiększono liczbę kroków animacji do 100.



Rys. 28. Analiza odległości zęba łyżki koparki od podłoża



Rys. 29. Zestawienie minimalnej odległości od podłoża w zależności od czasu ruchu

## 7. Podsumowanie

W pracy zaprezentowano możliwości systemu Catia v5 w zakresie tworzenia wirtualnych prototypów oraz ich testowania. Na przykładzie modelu koparko-ladowarki pokazano analizę prawidłowości modelu w spoczynku i w trakcie ruchu oraz analizę dopasowania (dystansu). Wygenerowano, w charakterystycznych położeniach maszyny, wymiary świadczące o jej parametrach użytkowych. Zaprezentowano także zaawansowany sposób prowadzenia symulacji z wykorzystaniem praw i reguł, na przykładzie sekwencji ruchów realizujących pewien cykl pracy koparki. Wykonano szereg analiz: prędkości/przyspieszeń wybranego punktu, odległości w trakcie ruchu, wygenerowano trajektorię ruchu.

Dzięki modułowości systemu Catia oraz asocjatywności modelu, może on służyć do wielowariantowych analiz. Można prowadzić badania modelowe i wnioskować: jak zmiany lub korekty parametrów geometrycznych poszczególnych członów wpływają nie tylko na jej właściwości użytkowe, ale także na kinematyczne i wytrzymałościowe.

Wykonane analizy potwierdzają, że wirtualny prototyp spełnia wymagania funkcjonalne stawiane tego typu maszynom i może stanowić cenne źródło informacji na pewnym etapie wprowadzania wyrobu do

produkcji. Dzięki takiemu podejściu, znacznie skraca się czas wprowadzenia nowego wyrobu do produkcji oraz zmniejszają koszty tej operacji.

Wirtualne prototypowanie znacząco podnosi jakość produktu dzięki wielowariantowym analizom kinematycznym, optymalizacji i zaawansowanej symulacji MES. Występuje znacząca redukcja kosztów z powodu wyeliminowania konieczności budowania fizycznych prototypów (tworzy się je dopiero na końcowym etapie projektowania) oraz z powodu minimalizacji występujących błędów. Wypadki wynikające z wad konstrukcyjnych są coraz rzadsze. Unika się także niezwykle kosztownych zmian konstrukcyjnych na etapie wdrażania wyrobu do produkcji lub w jej trakcie. Zmniejszają się również koszty serwisowe dzięki wyższej jakości produktu oraz zaawansowanym symulacjom, gdzie sprawdzana jest montowalność oraz inne aspekty związane z przyszłymi naprawami. Presja rynku i konkurencji w celu podniesienia innowacyjności wyrobów, znalazła swoje odzwierciedlenie także w diametralnym unowocześnieniu metod projektowania. System Catia v5 w pełni potwierdza swoje olbrzymie możliwości wspomagania nowoczesnego projektowania maszyn i urządzeń.

**Abstract:** The article deals with the issue of virtual prototyping in machine construction upon the example of a backhoe loader. The study is centered around kinematic and functional analysis as a basis for constructing a virtual prototype mechanism. The kinematic analysis included such elements as trace analysis, measuring speeds and accelerations, calculating distances and detecting clashes.

## Literatura

- [1] Assembly Design- materiały producenta oprogramowania Dassault Systemes udostępniane uczestnikom
- [2] DMU Kinematic- instrukcja elektroniczna PDF, materiały producenta oprogramowania Dassault Systemes
- [3] Drafting- instrukcja elektroniczna PDF materiały producenta oprogramowania Dassault Systemes
- [4] DUDCZAK A.: Koparki: teoria i projektowanie. Wydawnictwo PWN, Warszawa 2000
- [5] FERDYNUS M.: Analiza kinematyczna w systemie Catia v5 jako podstawowy etap wirtualnego prototypowania, w: Zagadnienia interdyscyplinarne projektowania inżynierskiego pod red J.Jonaka, Lubelskie Towarzystwo Naukowe 2009 s. 74-94.
- [6] Knowledge Advisor- instrukcja elektroniczna PDF, materiały producenta oprogramowania Dassault Systemes
- [7] KONOPKA : Koparki jednonaczyniowe i wielonaczyniowe. WAT, Warszawa 2011
- [8] Part Design- instrukcja elektroniczna PDF, materiały producenta oprogramowania Dassault Systemes
- [9] SKARKA W., MAZUREK A.: CATIA. Podstawy modelowania i zapisu konstrukcji Helion 2003
- [10] Sketcher- instrukcja elektroniczna PDF, materiały producenta oprogramowania Dassault Systemes
- [11] WĘLYCZKO A.: Sztuka modelowania powierzchniowego” Helion 2010

- [12]WELYCZKO A.: Catia V5. Przykłady efektywnego wykorzystania systemu w projektowaniu mechanicznym., Wydawnictwo Helion 2005
- [13]WYLEŻOŁ M.: Modelowanie bryłowe w systemie CATIA. Przykłady i ćwiczenia” Helion 2001
- [14]WYLEŻOŁ M.: CATIA v5, Modelowanie i analiza układów kinematycznych Catia v5” Helion 2007
- [15] WYLEŻOŁ M.: CATIA v5, Podstawy modelowania powierzchniowego i hybrydowego, Helion 2003
- [16][www.komatsupoland.pl/koparko-ladowarki.html](http://www.komatsupoland.pl/koparko-ladowarki.html)

**Jarosław GOSZCZAK<sup>1</sup>, Andrzej WERNER<sup>2</sup>,  
Pierre GAUTHIER<sup>3</sup>, Zbigniew PAWELSKI<sup>4</sup>**

<sup>1</sup>Politechnika Łódzka, jaroslaw.goszczak@p.lodz.pl

<sup>2</sup>Politechnika Łódzka, andrzej.werner@guest.p.lodz.pl

<sup>3</sup>PSA Peugeot Citroën

<sup>4</sup>Politechnika Łódzka, zbigniew.pawelski@p.lodz.pl

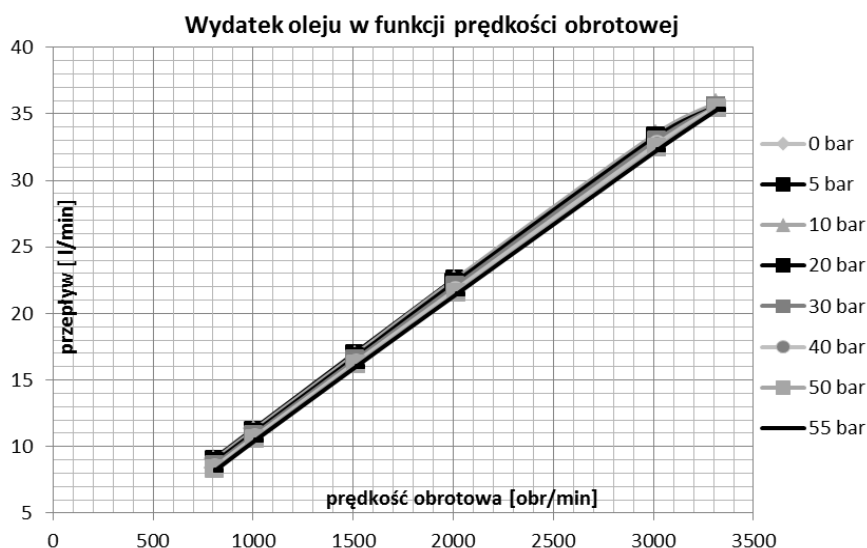
## **RÓŻNE ASPEKTY OGRANICZENIA WYDAJNOŚCI POMPY WYPOROWEJ O STAŁEJ OBJĘTOŚCI JEDNOSTKOWEJ**

**Streszczenie:** A solution of reduction of the oil flow rate of a positive displacement pump has been discussed. Theoretical basis, description and test results concerning each of variants are presented. Influence of some technical parameters on the set point of the flow rate threshold is discussed.

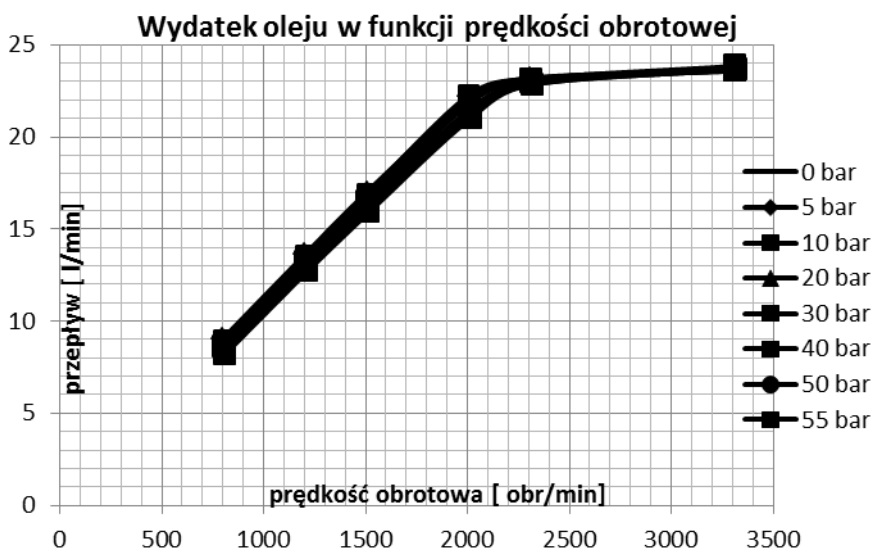
### **1. Wstęp**

Oprócz wielu zalet pomp o stałej objętości wyporu na jeden obrót, jest jedna cecha, która może być dużym problemem w przypadku napędu tego typu pompy silnikiem o zmiennej prędkości obrotowej np. w samochodzie. Przy prędkości obrotowej biegu jałowego silnika spalinowego jest już potrzebny znaczny wydatek oleju, co wymaga zastosowania pompy o dużej objętości wyporu. Skutkiem jest to, że przy maksymalnej prędkości obrotowej silnika wydatek pompy będzie niepotrzebnie duży. Rys. 1 przedstawia otrzymane charakterystyki pompy bez układu ograniczania wydatku, na których widać liniową charakterystykę wydatku pompy w funkcji prędkości obrotowej. Otrzymanie prostoliniowych przebiegów bez załamania możliwe jest tylko przy zapewnieniu na tyle małych oporów na ssaniu, że nie wystąpi tu kawitacja.

Przy innym rozwiązaniu układu doprowadzającego olej do pompy (ale jeszcze bez zamontowanego układu celowo ograniczającego wydatek), w odróżnieniu od wyników z rys. 1 zaobserwowano niedopuszczalne zjawisko kawitacji już przy około 2000 obr/min. Zjawisko to można ograniczyć głównie przez zaprojektowanie układu na ssaniu tak, by stwarzał możliwie małe opory, lub przez ograniczenie przepływu poniżej progu wystąpienia kawitacji. Na rys. nr 2 przedstawiono doświadczalne krzywe, na których widoczna jest granica kawitacji jako załamanie krzywej i osiągnięcie nasycenia. Wskaźnikami pozwalającymi na stwierdzenie, iż to rzeczywiście kawitacja jest odpowiedzialna za tak wyraźne ograniczenie przepływu jest przede wszystkim towarzyszący jej hałas. Ograniczenie wydatku pompy bez stosowania skomplikowanych układów elektronicznych w funkcji prędkości obrotowej jest treścią niniejszego opracowania.



Rys. 1. Typowy przebieg krzywych wydajności pompy o stałej pojemności wporu dla różnych wartości ciśnienia dławienia i przy braku kawitacji



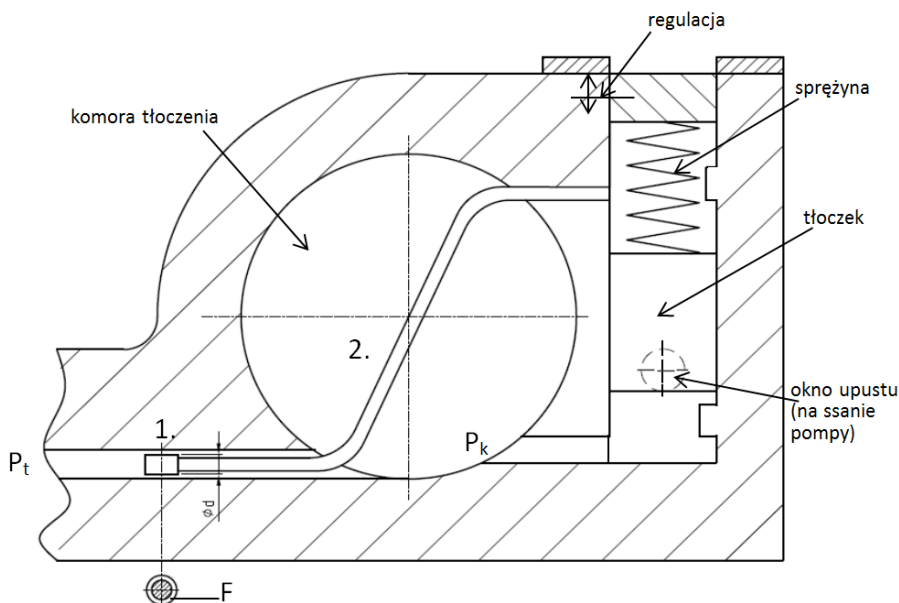
Rys. 2. Wydatek pompy przy niewłaściwej konstrukcji układu ssawnego- zjawisko kawitacji

## 2. Zasada działania układu ograniczenia przepływu i jego podstawy teoretyczne

Ograniczenie wydatku oleju przez pompę uzyskuje się poprzez upuszczanie części tłoczonego oleju z powrotem na wejście pompy. Otwieranie okna

upustu odbywa się za pomocą tłoczka, którego pozycja określona jest równowagą sił pochodzących od napięcia sprężyny i różnicy ciśnień po obu jego stronach; rys. 3.

Pozycja początkowa tłoczka jest taka, że okno upustu oleju na wejście do pompy jest zamknięte (jak na rys. 3). Sygnałem sterującym jest różnica ciśnień po obu stronach tłoczka rosnąca wraz z wydatkiem pompy. W celu otrzymania tego sygnału rurką połączono komorę pod tłoczkiem (od strony sprężyny) z kanałem wylotowym pompy. Wprowadzenie rurki na wylocie zmniejsza lokalnie pole przepływu, zwiększa prędkość przepływu, a zatem zmniejsza ciśnienie statyczne. Wartość tego przekroju można zmieniać, poprzez zmianę średnicy  $d$  zgrubienia rurki.



**Rys. 3.** Schemat układu ograniczającego wydajność pompy

Wykorzystując prawo Bernoulliego bez uwzględnienia strat otrzymuje się:  
- dla dwóch przekrojów tej samej strugi można napisać:

$$z_2 \rho g + p_2 + \frac{\rho V_2^2}{2} = z_1 \rho g + p_1 + \frac{\rho V_1^2}{2} \text{ const} \quad (1)$$

gdzie:

$g$  – przyspieszenie ziemskie

$p$  – ciśnienie statyczne

$V$  – prędkość strugi cieczy  $z$  – wysokość położenia

$\rho$  – gęstość cieczy

Przekrój 1 to pole przekroju kanału wylotowego pomniejszonego o pole rurki

Przekrój 2 to przekrój przepływu w komorze tłoczenia pompy (zakłada się jako nieskończenie duży).

Równanie po pominięciu składników pochodzących od zmiany wysokości przyjmie postać:

$$p_2 + \frac{\rho V_2^2}{2} = p_1 + \frac{\rho V_1^2}{2}. \quad (2)$$

Po pominięciu małego składnika pochodzącego od prędkości w przekroju komory wirnika:

$$p_2 - p_1 = \frac{\rho V_1^2}{2} = \Delta p. \quad (3)$$

otrzymuje się sygnał do sterowania zaworem, umożliwiający pracę tłoczka. Równanie sił działających na tłoczek w zakresie jego swobodnego skoku :

$$A \cdot \Delta p = k \cdot (x_0 + x). \quad (4)$$

gdzie:

k - stała sprężyny

$x_0$  - wstępne odkształcenie sprężyny odpowiadające położeniu początku otwierania szczeliny upustu

x - dalsze odkształcenie powodujące otwieranie upustu

A - pole powierzchni tłoczka.

Podstawiając  $\Delta p$  z równania Bernoulli'ego, otrzymuje się:

$$A \cdot \rho \frac{V_1^2}{2} = k \cdot (x + x_0). \quad (5)$$

a po przekształceniach (skorzystaniu z prawa ciągłości strugi  $Q=V \cdot F$ ):

$$A \cdot \rho \frac{Q^2}{2F^2} = k \cdot (x + x_0). \quad (6)$$

gdzie:

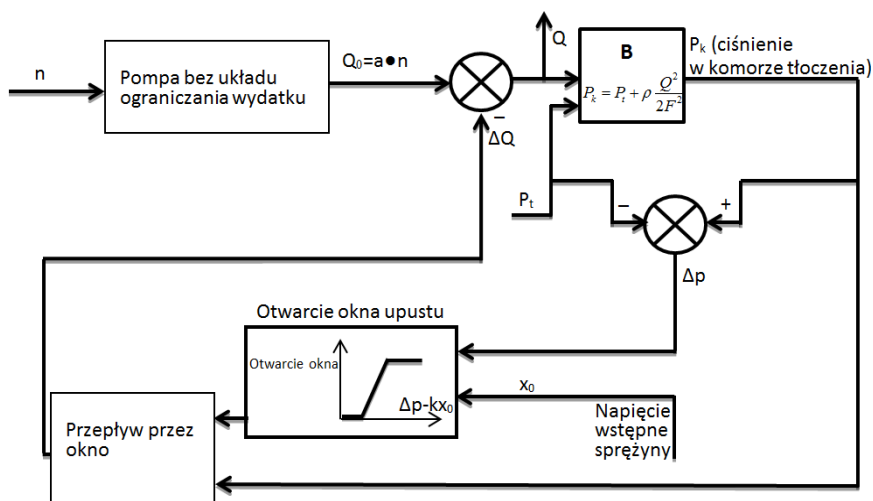
F - przekrój kanału wylotowego w miejscu przewężenia.

Wyznaczając Q jako wartość przepływu, przy którym rozpoczyna się otwieranie upustu, otrzymuje się:

$$Q = \sqrt{\frac{k \cdot (x_0) \cdot 2F}{A \cdot \rho}}. \quad (7)$$

Przepływ, przy którym rozpoczyna się otwieranie kanału upustowego zależy od napięcia sprężyny  $k \cdot x_0$ , pola tłoczka A i przekroju F kanału wylotowego. Schemat funkcjonalny układu przedstawiony jest poniżej.





Rys. 4. Schemat blokowy przedstawiający funkcjonowanie układu

Oznaczenia na schemacie:

$n$  – prędkość obrotowa wału pompy

$Q_0$  – przepływ oleju wynikający z pojemności jednostkowej pompy i prędkości obrotowej wału pompy (wydatek oleju, jaki miałaby pompa bez układu ograniczającego)

$Q$  – przepływ oleju wypływający z pompy (wydatek pompy z układem ograniczającym przepływ)

$a$  – współczynnik proporcjonalności wiążący wewnętrzny wydatek pompy z prędkością obrotową

$B$  – algorytm oparty na prawie Bernoulli’ego, pozwalający na obliczenie ciśnienia  $P_k$  na podstawie  $P_t$  i aktualnego przepływu  $Q$

$P_t$  – ciśnienie tłoczenia (na wylocie z pompy), wynikające z własności odbiornika oleju i przepływu zewnętrznego  $Q = Q_0 - \Delta Q$  czyli przepływu zmniejszonego o upust

$P_k$  – ciśnienie statyczne w komorze tłoczenia

$\Delta Q$  - przepływ oleju upuszczanego na wejście do pompy

Bloczek „otwarcie okna upustu” oblicza pole otwarcia okna spustu, a na podstawie otwarcia i różnicy ciśnienia przed i za oknem, bloczek „przepływ przez okno” oblicza przepływ upustu.

### 3. Wyniki pomiarów

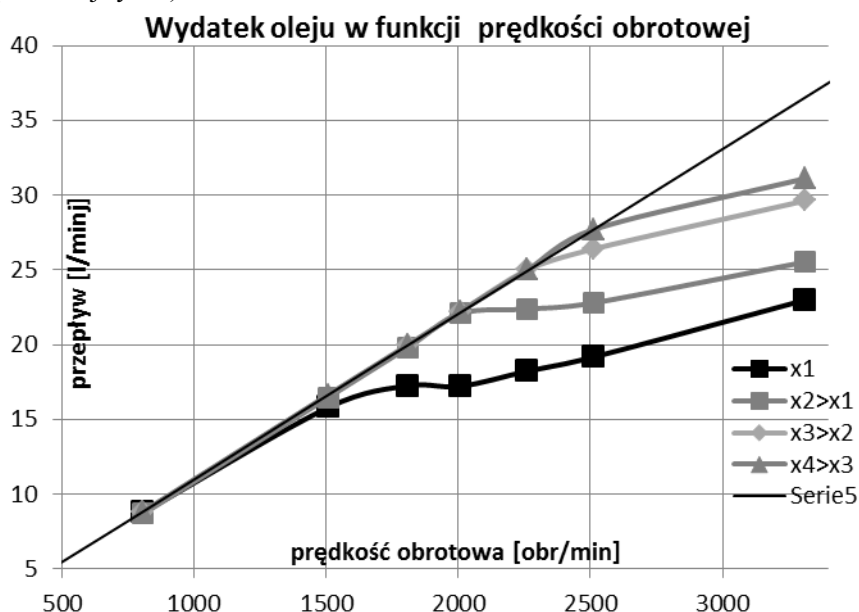
Z przedstawionych zależności teoretycznych wynika, iż poziom ograniczenia wydatku pompy można regulować zmieniając napięcie wstępne sprężyny (lub zmieniając sprężynę), albo przekrój kanału wylotowego pompy.

Należy zwrócić uwagę, iż podczas badań stosowano układ ssawny pompy o małym oporze hydraulicznym. Oznacza to, że jedynym czynnikiem mogącym

znacznie ograniczyć wydatek pompy był omawiany układ ograniczania wydatku pompy.

### 3.1. Regulacja wydatku pompy poprzez zmianę napięcia wstępnego sprężyny zaworu upustowego

Wyniki badań dla różnych napięć wstępnych w sprężynie prezentuje rys. 5. Wszystkie wykresy sporządzono przy takiej samej wartości ciśnienia tłoczenia pompy wynoszącego 20bar, oraz tej samej temperaturze oleju. Prosta znajdująca się na wykresie przedstawia typowy przebieg bez układu redukującego wydatek (porównaj rys. 1).

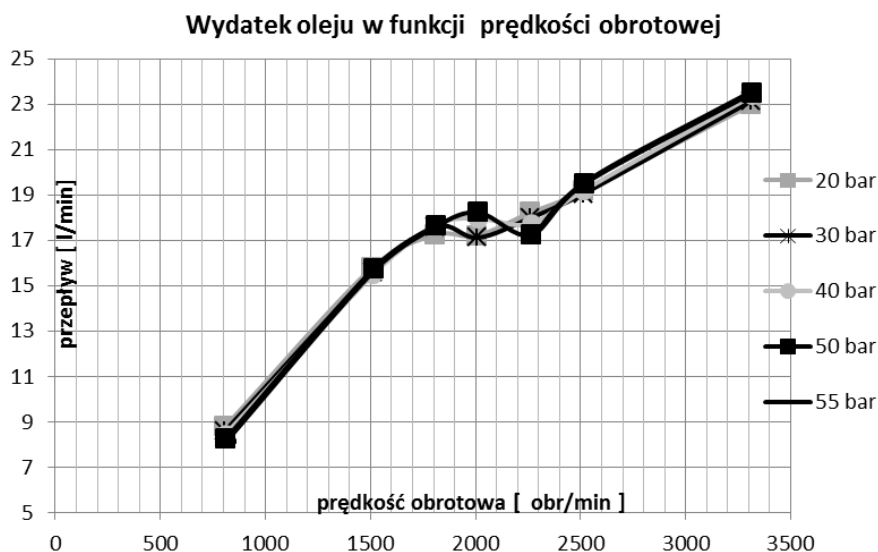


Rys. 5. Wydatek pompy dla różnych napięć wstępnych sprężyny zaworu upustowego

Przedstawione wyniki badań potwierdzają możliwość modyfikacji przebiegu krzywej wydatku pompy poprzez regulację napięcia wstępnego sprężyny zaworu przelewowego. Przed rozpoczęciem odsłaniania zaworu upustowego krzywe przepływu posiadają, co oczywiste, to samo nachylenie. Po rozpoczęciu otwierania upustu, krzywe te posiadają (w przybliżeniu) podobne, ale inne niż poprzednio, współczynniki nachylenia. Świadczy to o coraz większym odsłanianiu okna upustu oleju (ilość upuszczanego oleju jest coraz większa). Wartość tych współczynników (nachylenia) po rozpoczęciu otwierania upustu zależy od sztywności sprężyny. Im sprężyna jest sztywniejsza, tym potrzeba większego przyrostu wartości  $\Delta p$ , czyli wzrostu przepływu by ugiąć sprężynę, więcej otworzyć okno i zwiększyć ilość upuszczanego oleju (patrz zależności funkcjonalne z rys. 4).

Dla każdej wartości napięcia wstępnego sprężyny z rys.5 sporządzono charakterystyki dla ciśnienia tłoczenia o wartościach mniejszych oraz większych niż przedstawione 20 bar (do 55 bar). W przypadku napięcia sprężyny wartością  $x_1$ , przy wyższych ciśnieniach dławienia, zauważalny jest niepożądany przebieg krzywej wydatku pompy, co obrazuje rys. 6. Ukazuje on niestabilność działania układu w trakcie otwierania upustu. Po obszarze niestabilnym, następuje przy dalszym wzroście prędkości obrotowej stabilizacja przebiegu krzywych. Charakteryzują się one (w dalszej części) nachyleniem niemal identycznym jak w przypadku braku istnienia układu ograniczającego przepływ. Jest to spowodowane faktem, iż sprężyna o małym napięciu wstępnym została całkowicie ściśnięta, a okno upustu zostało całkowicie otwarte. Niewielka różnica w nachyleniu wynika z faktu, iż rosnący przepływ powoduje większe ciśnienie w komorze wirnika pompy (przez opory na wyjściu z pompy). Upuszczanie oleju o tak zwiększonym ciśnieniu na wejście do pompy, a więc w przybliżeniu do ciśnienia atmosferycznego powoduje wzrost ilości upuszczanego oleju i stąd lekka różnica nachylenia po obu stronach strefy niestabilnej.

Podsumowując możliwość regulacji wydatku pompy poprzez zmianę napięcia wstępnego w sprężynie należy stwierdzić, iż znacznie ograniczając napięcie wstępne w sprężynie uzyskano redukcję przepływu maksymalnego o około 37%-(w stosunku do pompy bez układu ograniczającego przepływ), otrzymując niestabilny przepływ przy większych wartościach ciśnienia dławienia-rys. 6. Przy pozostawieniu napięcia wstępnego pozwalającego na stabilny przepływ przy każdym (testowanym) ciśnieniu uzyskano redukcję przepływu o około 30%-rys. 5, napięcie sprężyny  $x_2$ . Sterowanie przepływem w dużo większym zakresie możliwe jest, poprzez zmianę sprężyny na charakteryzującą się inną sztywnością. Wcześniej wyjaśniono już, że swoboda wyboru jest tu ograniczona, bo korzystne jest stosowanie sprężyny o małej sztywności.

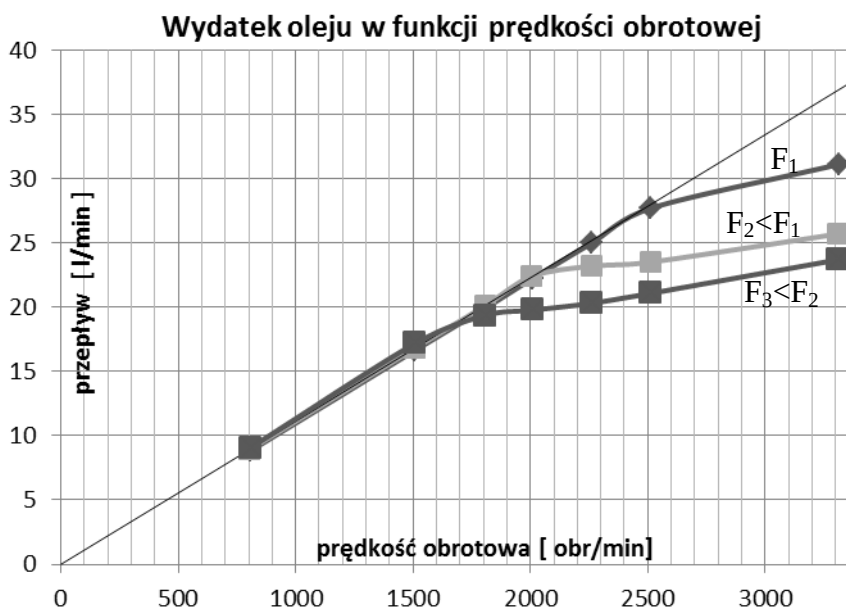


Rys. 6. Wydatek pompy przy małym napięciu wstępnym sprężyny  $x1$  zaworu upustowego i znacznych ciśnieniach tłoczenia

### 3.2. Regulacja wydatku pompy poprzez zmianę przekroju przewężenia kanału wylotowego

Na rys. 3 oznaczono miejsce w układzie ograniczania wydatku pompy, gdzie znajduje się przewężenie przekroju kanału wylotowego powodujące dodatkowe zwiększenie prędkości wypływającej cieczy, wzrost energii kinetycznej i ciśnienia dynamicznego, a tym samym spadek ciśnienia statycznego podawanego nad tłoczek ograniczający przepływ. Przy odpowiednim przepływie (spadku ciśnienia statycznego) powoduje na tyle dużą różnicę ciśnień po obu stronach tłoczka, iż zostaje pokonana siła napięcia sprężyny i zawór odsłania upust oleju na wejście pompy.

Na rys. 7 przedstawiono kilka krzywych, uzyskanych dla tego samego ciśnienia tłoczenia wynoszącego 10 bar oraz tej samej temperatury oleju. Napięcie wstępne sprężyny podczas tych badań zastosowano takie, jak dla krzywej z rys.5, obrazującej najmniejsze ograniczenie przepływu. Każda z niżej przedstawionych krzywych odpowiada wydatkowi pompy przy innym przekroju kanału wylotowego. Linia prosta odpowiada pompie bez układu ograniczającego przepływ. Kolejne krzywe, osiągające coraz mniejsze wartości maksymalnego wydatku odpowiadają próbom przy coraz mniejszych przekrojach kanału wylotowego pompy, na odcinku którego jest pobierane ciśnienie statyczne.



**Rys. 7.** Wydatek pompy przy różnych przekrojach  $F$  przewężenia kanału wylotowego pompy w miejscu pobierania ciśnienia statycznego

Przedstawione wyniki badań potwierdzają możliwość modyfikacji przebiegu krzywej wydatku pompy poprzez zmianę przekroju kanału wylotowego pompy. Należy (ponownie - tak jak w przypadku ograniczania wydatku pompy poprzez zmianę napięcia wstępnego sprężyny) zwrócić uwagę na niemal identyczne nachylenia krzywych przepływu przed rozpoczęciem odsłaniania kanału upustowego, oraz po otwarciu tegoż kanału.

W próbie, w której zmniejszono przekrój kanału wylotowego uzyskano ograniczenie przepływu o 36%. Możliwe jest jednak dalsze ograniczanie przepływu, poprzez dalsze zmniejszanie przekroju kanału.

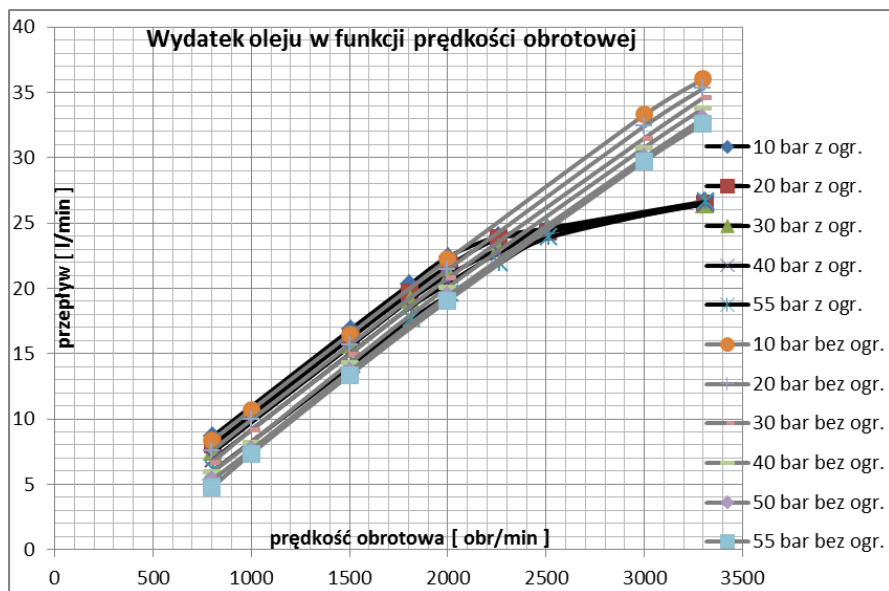
#### 4. Porównanie charakterystyk dla pompy z zamontowanym układem ograniczania wydatku i bez niego

Na wykresach poniżej (nr 8, 9, 10) przedstawiono zestawienia wyników badań dla pompy z zainstalowanym układem ograniczającym wydatek oleju oraz bez niego przeprowadzone w podwyższonej temperaturze oleju wynoszącej około 80°C. Badania w tej temperaturze miały na celu odzwierciedlenie warunków panujących podczas pracy pompy-należy zwrócić uwagę na zmniejszoną lepkość oleju w wysokiej temperaturze, a przez to większe przecieki.

Na wykresie nr 8 przedstawiono zestawienie wydatku oleju w funkcji prędkości obrotowej dla różnych ciśnień tłoczenia pompy. Linie szare przedstawiają wyniki dla pompy bez układu ograniczania wydatku. Mają one w przybliżeniu kształt prostoliniowy. Ich niepomijalnie różne wartości

przebiegów dla różnych ciśnień tłoczenia wynikają ze wspomnianych już zwiększonych przecieków wewnętrznych w podwyższonej temperaturze. Linie koloru czarnego przedstawiają wyniki dla pompy z zamontowanym układem ograniczającym przepływ. Do momentu rozpoczęcia otwierania okna upustu wyniki są zgodne z tymi dla pompy bez ogranicznika wydatku – układ nie wpływa na pracę pompy.

Gdy różnica ciśnień w komorach po obu stronach tłoczka spowoduje otwarcie okna upustu oleju na ssanie pompy następuje załamanie charakterystyki. Dodatkową zaletą, wynikającą z faktu stosowania ogranicznika jest niwelacja rozbieżności krzywych dla różnych ciśnień tłoczenia pompy, co jest dobrze widoczne na wykresie 8.



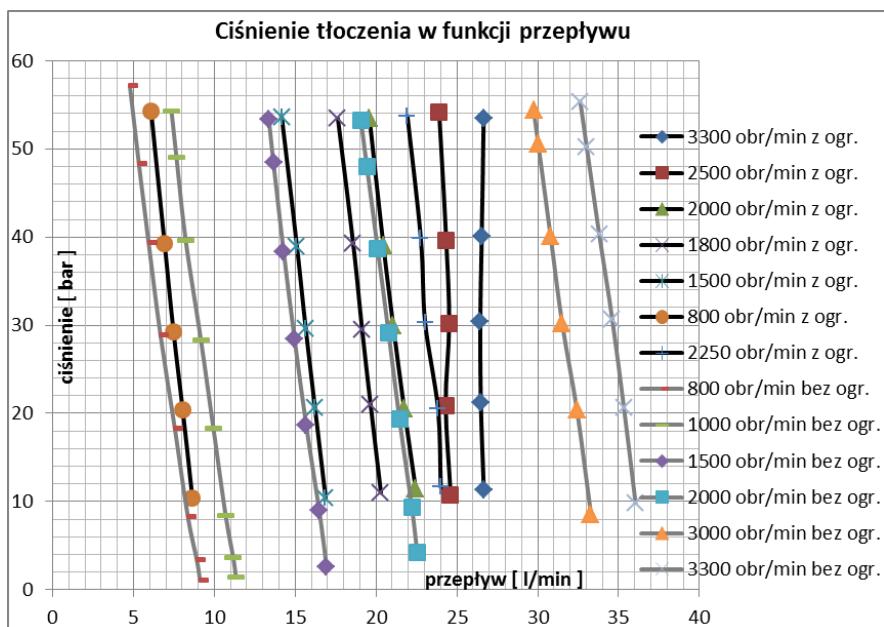
**Rys. 8.** Zestawienie charakterystyk pompy z układem ograniczania wydatku oraz bez niego

Wykres nr 9 przedstawia zestawienie ciśnienia tłoczenia pompy w funkcji wydatku oleju. Naturalnym przebiegiem tego typu wykresów jest lekkie odchylenie w lewo, tzn. malejący wydatek oleju wraz z zwiększającą się wartością ciśnienia tłoczenia, na skutek przecieków wewnętrznych w pompie (rosnących wraz z rosnącym ciśnieniem tłoczenia). Przebieg teoretyczny pompy, która byłaby idealna i nie posiadała przecieków wewnętrznych (nawet w podwyższonej temperaturze) byłby idealnie pionowy.

Wyniki dla pompy bez zamontowanego układu ograniczającego wydatek nie są zaskoczeniem- odchylają się w kierunku spadku przepływu. Wyniki dla pompy z ogranicznikiem dla wartości wydatków, dla których nie nastąpiło jeszcze otwarcie okna upustu są zbieżne- układ nie wpływa (jeszcze) na pracę pompy. Jednakże gdy ogranicznik uaktywnia się, krzywe zmniejszają swoje

nachylenie. Na wykresie 9 są to krzywe poczynając od 2500 obr/min. Krzywa dla 3300 obr/min jest w przybliżeniu pionowa. Koresponduje to z wynikami przedstawionymi na wykresie 8, gdy ogranicznik jest aktywny, nie jest zauważalny spadek wydanku pompy wraz z rosnącym ciśnieniem tłoczenia.

Powodem takich wyników jest więc ogranicznik wydanku pompy. Należy zauważyć, iż w przypadku pompy bez ogranicznika wydatek oleju wynosi około 35 l/min, natomiast w pompie z ogranicznikiem, przy tej samej prędkości obrotowej około 26 l/min. Oznacza to, że około 9 l/min oleju jest upuszczane na ssanie pompy. Odbywa się to przez kanał w korpusie pompy o niewielkiej średnicy. Powoduje to różnicę ciśnień między komorą tłoczenia a komorą pod tłoczkiem (należy wrócić do rysunku nr 3). Różnica ta jest tym większa im większe są obroty pompy, a tym samym przepływ oleju. Olej nie jest w stanie w tej ilości przepłynąć na wejście pompy przez wąskie kanały w pompie bez powodowania różnicy ciśnień. W efekcie w komorze pod zaworem panuje niższe ciśnienie niż jest w komorze wirnika, czego rezultatem są otrzymywane krzywe poszczególnych charakterystyk.

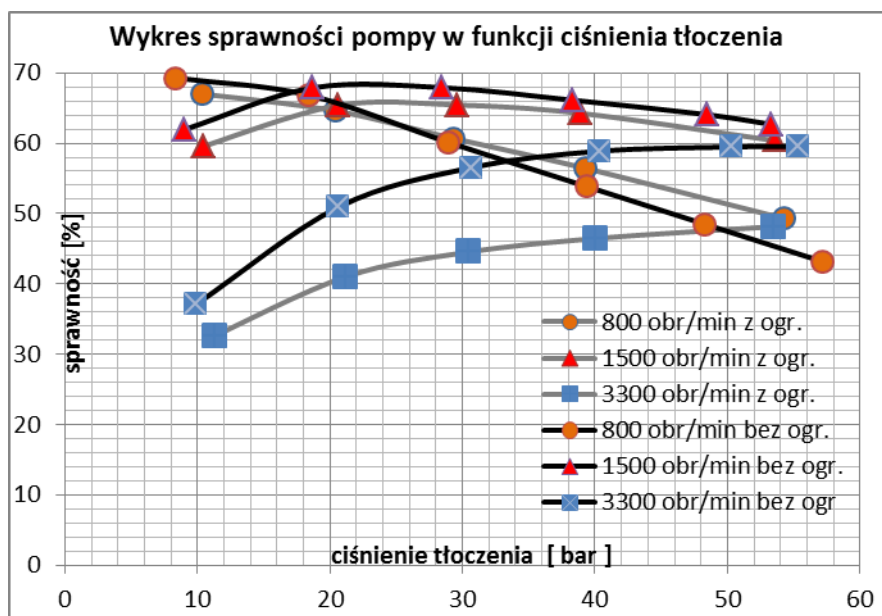


Rys. 9. Zestawienie charakterystyk pompy z układem ograniczania wydanku oraz bez niego

Na wykresie nr 10 dla zwiększenia czytelności zestawiono wyniki tylko dla 3 par różnych wartości prędkości obrotowych. Dla 800 obr/min oraz 1500 obr/min, czyli w zakresie obrotów i tym samym wydanku pompy, dla których ogranicznik nie jest aktywny są zbliżone – układ nie wpływa zauważalnie na pracę pompy. Znaczna różnica jest zauważalna dla 3300 obr/min. Jest to

spowodowane faktem, iż część tłoczzonego oleju jest nie wykorzystywana, lecz upuszczana na ssanie pompy.

Malejąca sprawność pompy przy wzrastającym ciśnieniu tłoczenia dla małych wartości prędkości obrotowych wynika z konstrukcji pompy- badana pompa to pompa wyporowa łopatkowa. Przy małych wartościach prędkości obrotowej, mała siła odśrodkowa powoduje słaby docisk łopatek, a tym samym większe przecieki wewnętrzne w pompie, co znów z powodu małej prędkości obrotowej czyli ogólnego wydatku przy tak małej prędkości jest szczególnie zauważalne.



Rys. 10. Zestawienie sprawności pompy z układem ograniczania wydatku oraz bez niego

**Abstract:** A solution has been proposed that ensures oil drain from the discharge chamber to the pump inlet. The piston of a relief valve is controlled by a differential pressure resulting from Bernoulli effect. The start value of oil draining is to be controlled by the spring initial deflection and modification of the flow section in the outlet channel of the pump. By diminishing the spring force, 30% reduction of the flow rate has been achieved. It is difficult to get more because of stability reasons. A more effective method is to decrease the local flow section where a static pressure probe is placed. This way 36% reduction has been achieved and there is no reason to not to go further.

## Literatura

- [1] STĘPNIEWSKI M.: Pompy. Warszawa 1985
- [2] REYMER B.: Mały Poradnik Mechanika. Warszawa 1994
- [3] WERNER A., GOSZCZAK J., GRACZYK A.: Sprawozdania z badań własnych. Łódź 2013



**Marek HRYNIEWICZ<sup>1</sup>, Jakub STARY<sup>2</sup>**

<sup>1</sup>AGH Akademia Górniczo-Hutnicza, mhryniew@agh.edu.pl

<sup>2</sup>ELEKTROKONTEL, q.stary@gmail.com

## **ROZWÓJ KONSTRUKCJI PRASY WALCOWEJ DO BRYKIETOWANIA WĘGLA BRUNATNEGO**

**Streszczenie:** W artykule przedstawiono konstrukcję pierwszej prasy walcowej do brykietowania węgla brunatnego oraz korzyści wynikające z jej stosowania. Na podstawie wyników badań eksploatacyjnych prototypu brykietarki dobrano elementy docelowego układu napędowego. Opracowano także i zaprezentowano dwie rozszerzone koncepcje nowej prasy walcowej z oryginalnymi rozwiązaniami konstrukcyjnymi.

Węgiel brunatny brykietuje się przede wszystkim w brykietarkach stemplowych, charakteryzujących się wysokim wskaźnikiem zapotrzebowania energii na jednostkę produktu finalnego oraz dużą intensywnością zużycia elementów formujących. Niedogodności te można wyeliminować poprzez zamianę brykietarek stemplowych na prasy walcowe. W drugiej połowie lat 80-tych ubiegłego stulecia prowadzono w AGH kompleksowe badania procesu brykietowania węgla brunatnego. Ich efektem była nowa metoda jego scalania [1,3]. Na podstawie wyników badań sformułowano między innymi założenia, a następnie opracowano projekt prasy walcowej do brykietowania węgla brunatnego i wykonano jej prototyp. Poddany został on badaniom eksploatacyjnym, które w pełni potwierdziły jej przydatność w warunkach przemysłowych.

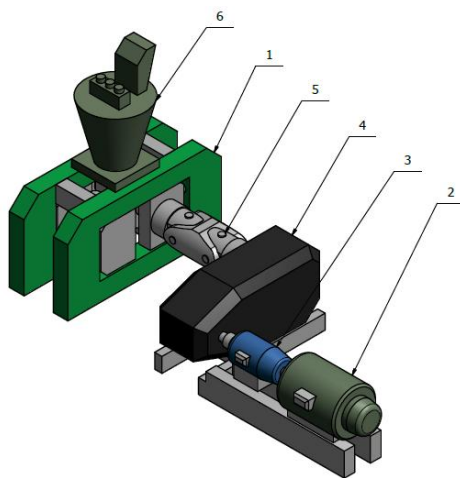
Wzrost zainteresowania brykietowaniem węgla brunatnego oraz stałych paliw kompozytowych z jego udziałem, jaki odnotowuje się w ostatnim czasie [4,5,9,10] stanowił inspirację do podjęcia prac mających na celu udoskonalenie konstrukcji prasy walcowej. Korzystając z wyników badań jej prototypu zaprojektowano nowy układ napędowy. Przeprowadzono także eksperymenty symulacyjne, których wyniki wykorzystano do opracowania 2 rozszerzonych koncepcji nowej prasy walcowej. Zmieniono w nich konstrukcję ram klatki walców roboczych z zamkniętych na dzielone. W układach napędowych prasy klasyczne reduktory zastąpiono przekładniami planetarnymi. W pierwszym przypadku przewidziano niezależne napędzanie dwóch walców. Natomiast druga koncepcja charakteryzuje się tym, że napędzany jest tylko jeden walec. W tym rozwiązaniu dalsza transmisja energii następuje poprzez sprzężenie kształtowe walców posiadających specyficzną uformowaną powierzchnię roboczą.

W niniejszym opracowaniu przedstawiono krótką analizę własnych osiągnięć w zakresie brykietowania węgla brunatnego w prasie walcowej

oraz efekty dotychczasowych prac podjętych w celu doskonalenia jej konstrukcji.

Badania możliwości brykietowania węgla brunatnego w sposób ciągły rozpoczęto od przeprowadzenia prób jego scalania w laboratoryjnej prasie walcowej z tradycyjnym układem zagęszczania, pozwalającym na otrzymywanie brykietów w kształcie kropli. Nie dały one pozytywnych rezultatów. W zależności od wilgotności węgla uformowane brykiety rozwierały się w płaszczyźnie podziału lub pozostawały we wgłębieniach formujących. Dążąc do wyeliminowania niekorzystnych zjawisk przystąpiono do poszukiwania odpowiedniego rozwiązania układu zagęszczania prasy. Podjęte badania zakończyły się powodzeniem. Opracowano nową koncepcję układu zagęszczania brykietarki [2], umożliwiającą wyeliminowanie płaszczyzny podziału brykieta. Jej poprawność zweryfikowano w sposób eksperymentalny. W warunkach laboratoryjnych uzyskano z węgla brunatnego brykiety o zadowalającej wytrzymałości mechanicznej. Nie zaobserwowano zjawiska pozostawiania brykietów we wgłębieniach. Na podstawie wyników badań laboratoryjnych opracowano szczegółowe założenia, a następnie zaprojektowano prasę walcową przeznaczoną do brykietowania węgla brunatnego, którą oznaczono symbolem PW 1000.

Prasa walcowa PW 1000, której model przedstawiono na rysunku 1 składa się z trzech zespołów: układu napędowego, klatki walców formujących oraz zasilacza ślimakowego.



**Rys. 1.** Model prasy walcowej PW 1000

1 - klatka walców roboczych, 2 - silnik elektryczny DSUo-72-6, 3 - generator GGB 400.1-2K, 4 - przekładnia WD206-15, 5 - łącznik przegubowy, 6 - zasilacz ślimakowy

Zgodnie z przyjętym założeniem układ napędowy powinien zapewnić możliwość bezstopniowej zmiany prędkości obrotowej walców w zakresie od 3,5 obr/min do 6,5 obr/min. Zdecydowano, że uzyska się to dzięki zastosowaniu specjalnie zaprojektowanego falownika. Z powodu problemów związanych z jego wykonaniem oraz wysokiego kosztu zakupu importowanego zamiennika zdecydowano się na kaskadowy układ napędowy o stałej mocy. W tym układzie silnik prądu zmiennego typu DSUo-72-6 o mocy znamionowej 200 kW i prędkości obrotowej 1000 obr/min połączony jest za pomocą sprzęgła podatnego z generatorem typu GGB 400.1-2K, który służy do wygenerowania sygnału sterującego prędkością obrotową silnika. W transmisji energii do układu roboczego prasy pośredniczą: sprzęgło przeciążeniowe, przekładnia zębata WD206-150 oraz łącznik przegubowy Cardana, który połączony jest z wałem walca przesuwne.

Klatka walców formujących zbudowana jest z dwóch niezależnych ram stanowiących konstrukcje zamknięte, które połączone są ze sobą. W ramach osadzone są oprawy łożysk zestawu walców wraz z mechanizmami ich wymiany. Jeden z walców formujących ma możliwość przesuwu, co pozwala na zmianę szerokości szczeliny między walcami oraz zabezpiecza maszynę przed nadmiernym przeciążeniem. Jego oprawy łożysk podparte są 4 siłownikami hydraulicznymi. Napędzany jest walec przesuwny. Do transmisji energii na drugi walec służy otwarta przekładnia zębata, która usytuowana jest na zewnątrz klatki walców formujących.

Podawanie materiału w strefę zagęszczania prasy następuje za pomocą zasilacza wyposażonego w 3 ślimaki o średnicy zewnętrznej 190 mm oraz skoku linii śrubowej 110 mm. Układ napędowy zasilacza składa się z silnika hydraulicznego oraz przekładni zębatej z 3 wałami zdawczymi. Istnieje możliwość zmiany prędkości obrotowej ślimaków w zakresie od 70 obr/min do 130 obr/min.

Prasa walcowa PW 1000 została zainstalowana w linii pilotowej w Brykietowni Konin-Marantów gdzie pracowała bezawaryjnie i spełniała stawiane jej wymagania. Istotną jej zaletą jest energooszczędność. Stosowanie jej do brykietowania węgla brunatnego pozwala na 2,5-krotne zmniejszenie zapotrzebowania energii w porównaniu z najlepszym rozwiązaniem brykieciarki stemplowej [6]. Na podkreślenie zasługuje także 1,5-krotnie wyższa wydajność prasy walcowej. Wybrane elementy charakterystyki technicznej prasy PW 1000 przedstawiono poniżej:

|                                     |   |                    |
|-------------------------------------|---|--------------------|
| – średnica podziałowa walców        | – | 1000 mm            |
| – szerokość walców                  | – | 540 mm             |
| – ilość rzędów wgłębień formujących | – | 7                  |
| – objętość bryketu                  | – | 85 cm <sup>3</sup> |
| – ilość wgłębień w 1 rzędzie        | – | 46                 |

- prędkość obrotowa walców – 6,5 obr/min
- wydajność – 12,5 Mg/h
- moc silnika napędu głównego – 200 kW

Prasę PW 1000 projektowano z przeznaczeniem dla dużych brykietowni o zdolności produkcyjnej nie mniejszej aniżeli 1 mln ton brykietów rocznie.

Z uwagi na skomplikowany i przestarzały charakter napędu prasy PW 1000 zdecydowano się na opracowanie projektu jego nowej wersji. W tym celu wykorzystano niektóre wyniki badań eksploatacyjnych prasy prowadzonych w Brykietowni Konin-Marantów. W tabeli 1 przedstawiono wyniki pomiarów wartości momentu oporu brykietowania dla 3 prędkości obrotowych walców formujących [8]. Na ich podstawie określono moc użyteczną potrzebną do realizacji procesu brykietowania węgla brunatnego w prasie walcowej PW 1000.

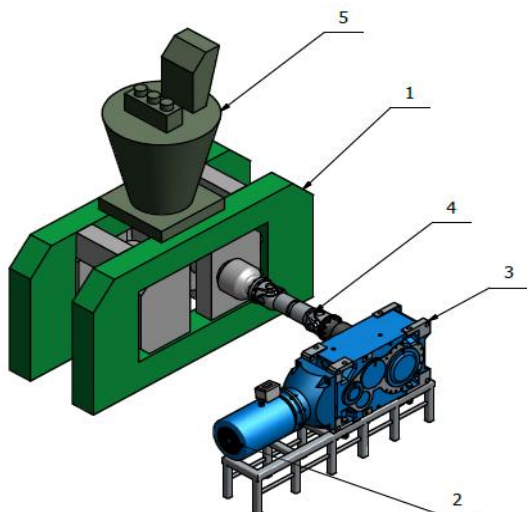
**Tabela 1.** Wyniki pomiarów wartości momentu oporu brykietowania oraz wyniki obliczeń mocy użytecznej potrzebnej do realizacji procesu brykietowania węgla brunatnego w prasie PW 1000

| Lp. | Prędkość obrotowa walców<br>n [obr/min] | Prędkość kątowna walców<br>$\omega$ [1/s] | Wartość momentu oporu brykietowania<br>Mo [kNm] | Moc użyteczna<br>Pu [kW] |
|-----|-----------------------------------------|-------------------------------------------|-------------------------------------------------|--------------------------|
| 1   | 5,3                                     | 0,555                                     | 126,3                                           | 70,1                     |
| 2   | 5,6                                     | 0,586                                     | 114,9                                           | 67,3                     |
| 3   | 5,9                                     | 0,617                                     | 106,2                                           | 65,5                     |

Do obliczeń, których wyniki stanowiły podstawę doboru elementów katalogowych nowego układu napędowego przyjęto największą wartość mocy użytecznej równą 70,1 kW. Dodatkowo ze względu na zróżnicowane własności węgla brunatnych oraz niejednorodność ich struktury, moc zwiększono o 20%, co daje wartość 84 kW. Kontynuując podjęte rozważania zdecydowano, że układ napędowy ma charakteryzować się prostą i zwartą budową, a stosowane w nim elementy handlowe powinny być łatwo dostępne na rynku krajowym i muszą spełniać wymagania Dyrektywy 94/9/WE.

Biorąc pod uwagę powyższe założenia dobrano silnik elektryczny o mocy 110 kW i prędkości obrotowej 1500 obr/min, firmy NORD Drivesystem. Zdecydowano się na zastosowania silnika trójfazowego, indukcyjnego, klatkowego, przeciwwybuchowego z osłoną ognioszczelną, o oznaczeniu 315S/4 typ ATEX II 2D c 125°C X. Energia mechaniczna z silnika elektrycznego przekazywana będzie za pośrednictwem sprzęgła elastycznego typu ROTEX o rozmiarze 75 firmy KTR, na przekładnię zębatą. Znalezienie odpowiedniego reduktora u polskich producentów nie powiodło się. Postawione warunki spełnia natomiast przekładnia firmy NORD Drivesystem z serii NORDBLOCK. Dobrano przekładnię walcowo–stożkową o oznaczeniu SK15507 V i przełożeniu 250. Połączono ją

z silnikiem w wersji z mocowaniem kołnierзовym za pomocą specjalnego adaptera IEC, który jest dostępny jako oprzyrządowanie dodatkowe. Do transmisji energii na wał walca przesuwne służy wał przegubowy z kompensacją długości o rozmiarze 97 firmy GRim. Model prasy PW 1000 z docelowym układem napędowym przedstawiono na rysunku 2.

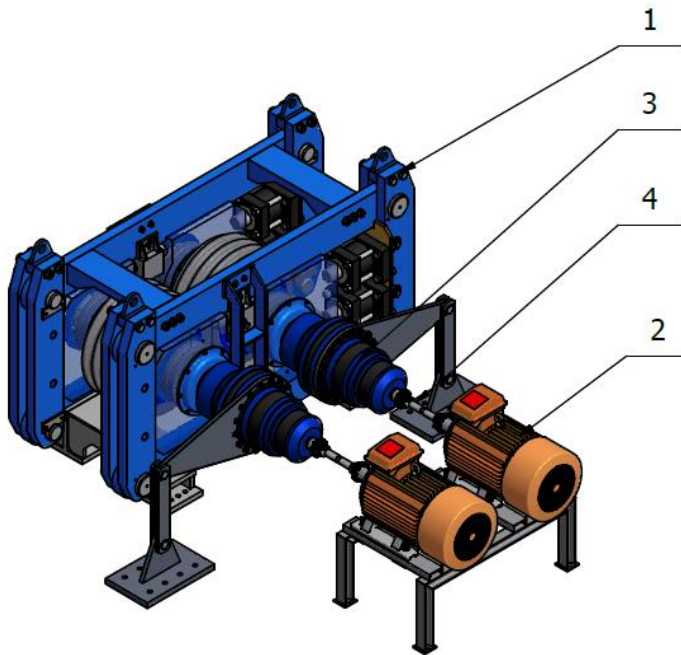


**Rys. 2.** Model prasy prasy PW 1000 z docelowym układem napędowym  
 1 - klatka walców roboczych, 2 - silnik elektryczny 315S/4 typ ATEX II 2D50Q  
 X, 3 - przekładnia SK15507V, 4 - łącznik przegubowy, 6 - zasilacz ślimakowy

Przewiduje się, że z uwagi na zróżnicowaną podatność węgla brunatnych na brykietowanie wystąpi potrzeba zmiany prędkości obrotowej walców na przykład w celu wydłużenia czasu formowania brykietów. Wymaga to stosowania falownika w układzie zasilania silnika.

Kontynuując prace nad doskonaleniem konstrukcji prasy walcowej do brykietowania węgla brunatnego opracowano rozszerzoną koncepcję nowej brykieciarki, której model przedstawiono na rysunku 3. W porównaniu z prasą PW 1000 nie zmieniono objętości i kształtu brykietów oraz średnicy podziałowej i szerokości walców. W celu ułatwienia operacji wymiany zużytych pierścieni formujących oraz łożysk i skrócenia czasu ich trwania zastosowano inną konstrukcję klatki walców roboczych. Składa się ona z dwóch ram uchylnych, zbudowanych z podłużnic oraz zwór połączonych złączami sworzniowymi. Wykonana w ten sposób klatka będzie kilkakrotnie lżejsza od poprzedniej konstrukcji. W klatce zabudowane zostaną dwa zestawy walców roboczych z odpowiednimi pierścieniami formującymi. Jeden z nich będzie zamocowany na stałe w ramie natomiast drugi zostanie podparty czterema siłownikami hydraulicznymi. Umożliwi to wywieranie

odpowiedniej siły nacisku na brykietowany materiał oraz zabezpieczy maszynę przed awarią w przypadku przedostania się między walce innych materiałów niż przygotowany węgiel brunatny na przykład przedmiotów nadmiarowych. Do ustalenia szerokości szczeliny pomiędzy walcami roboczymi posłużą mechanizmy dystansowe zamocowane na podłużnicach ram.

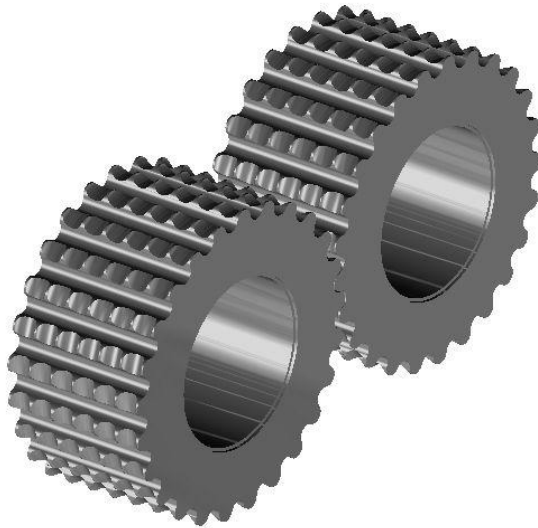


**Rys. 3.** Model obrazujący nową prasę walcową z napędem dwóch walców  
1 - klatka walców roboczych, 2 - silnik elektryczny dSg315S6-EP,  
3 - przekładnia planetarna SL18003 wraz z ramieniem reakcyjnym, 4 - łącznik przegubowy

Zaproponowano nowy układ napędowy prasy z dwoma przekładniami planetarnymi. Jako źródła energii mechanicznej dobrano dwa silniki trójfazowe, klatkowe o mocy 75 kW i prędkości obrotowej równej 1000 obr/min, przystosowane do pracy w środowisku zagrożonym wybuchem zgodnie z Dyrektywą 94/9/WE, o oznaczeniu dSg315 S6-EP. W transmisji energii mechanicznej na przekładnie planetarne, pośrednicząc łączniki przegubowe firmy GRim o rozmiarze 43. W opisywanym rozwiązaniu zdecydowano się na zastosowanie przekładni planetarnych firmy Brevini Riduttori o oznaczeniu SL18003 i przełożeniu 184,6. Dzięki wykonaniu wału wolnoobrotowego jako tulei drażonej mogą one być zamontowane bezpośrednio na wałach walców roboczych. Przekładnie planetarne zabezpieczone będą przed obrotem za pomocą ramion reakcyjnych połączonych z podstawami kotwionymi do fundamentu. Przewidziana została także możliwość regulacji prędkości obrotowej elementów roboczych prasy dzięki zastosowaniu falowników w układach zasilania silników. Umożliwi to dobór i synchronizację określonej prędkości obrotowej silników elektrycznych, a w następstwie elementów formujących.

W zależności od właściwości brykietowanego materiału prasa może być wyposażona w zasyp grawitacyjny lub zasilacz ślimakowy stosowany w prasie PW 1000.

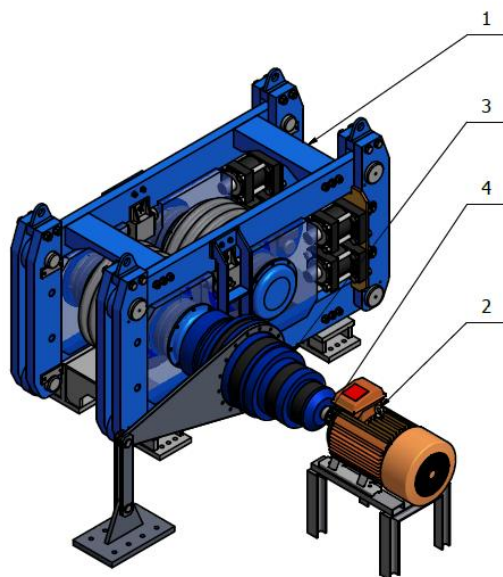
Efektem badań własnych, prowadzonych w celu doskonalenia konstrukcji niesymetrycznego układu zagęszczania jest jego nowa koncepcja [7], którą przedstawiono na rysunku 4. Zmieniono w niej rozmieszczenie wgłębień formujących na powierzchni roboczej walców. Usytuowane są one wzdłuż tworzących walców, co stanowi korzystne rozwiązanie. Na przykład dzięki stosowaniu go przy napędzaniu jednego walca transmisja energii na drugi walec następuje poprzez kształtowe sprzężenie ich powierzchni roboczych. Rozwiązanie to jest znacznie korzystniejsze w porównaniu z klasycznym układem niesymetrycznym, w którym transmisja energii odbywa się poprzez sprzężenie cierne z udziałem scalanego materiału, co powoduje nadmierne straty energii.



**Rys. 4.** Nowa koncepcja niesymetrycznego układu zagęszczania prasy walcowej

Postawioną hipotezę dotyczącą zasadności stosowania w prasie walcowej nowej koncepcji układu zagęszczania zweryfikowano poprzez badania eksperymentalne. Na podstawie ich wyników stwierdzono, że w analizowanym przypadku sposób w jaki dokonuje się transmisji energii do układu roboczego prasy nie ma istotnego wpływu na jej zapotrzebowanie na realizację procesu scalania materiału sypkiego oraz jakość brykietów. Stanowiło to inspirację do opracowania drugiego wariantu nowej prasy walcowej z uproszczonym układem napędowym, którego model przedstawiono na rysunku 5.





**Rys. 5.** Model obrazujący nową prasę walcową z napędem jednego walca  
1 - klatka walców roboczych, 2 - silnik elektryczny dSg315S4B-EP,  
3 - przekładnia planetarna SL35004 wraz z ramieniem reakcyjnym,  
4 - sprzęgło elastyczne ROTEX

W rozwiązaniu tym, jako źródło energii mechanicznej zastosowano silnik trójfazowy dSg315S4B-EP o mocy 132 kW i prędkości obrotowej równej 1500 obr/min. W transmisji energii na wał przekładni planetarnej pośredniczy sprzęgło elastyczne typu ROTEX firmy KTR. Ponieważ energia mechaniczna przekazywana jest na wał walca nieprzesuwającego nie ma potrzeby stosowania łącznika przegubowego pomiędzy silnikiem a przekładnią. Upraszcza to konstrukcję napędu prasy. W przedstawionym rozwiązaniu zastosowano przekładnię planetarną firmy Brevini Riduttori o oznaczeniu SL35004 i przełożeniu 288,5. Podobnie jak w przypadku gdy napędzane są dwa walce prasy, przekładnia w wykonaniu wału wyjściowego jako tulei drażnionej, zamontowana jest bezpośrednio na wale prasy i zabezpieczona przed obrotem za pomocą ramienia reakcyjnego.

Przedstawione koncepcje nowej brykietarki mogą stanowić podstawę do zaprojektowania, a następnie budowy prototypu nowoczesnej prasy walcowej do brykietowania węgla brunatnego.

**Abstract:** The paper presents the design and benefits of use of the first roller press for lignite briquetting. Based on the results of the briquetter prototype's field tests, target components of the propulsion system were chosen. Two new extended concepts of roll press with original design solutions were also developed and presented.

## **Literatura**

- [1] DRZYMAŁA Z., HRYNIEWICZ M.: A New Approach to Brown Coal Binderless Briquetting. Proceedings of the 12th International Coal Preparation Congress, Kraków 1994, str. 377-383.
- [2] DRZYMAŁA Z., DEC R., HRYNIEWICZ M., KMIECIK A.: Urządzenie do brykietowania materiału drobnopziarnistego. Patent nr 136016
- [3] DRZYMAŁA Z., HRYNIEWICZ M., MACIŃSKI E.: Sposób bezlepiszczowego otrzymywania brykietów z węgla brunatnego. Patent nr 157355
- [4] DZIK T., MARCINIAK-KOWALSKA J., MADEJSKA L.: Pressure agglomeration of hard and brown coals. Chemik 5/2012, str. 445-452.
- [5] DZIK T., HRYNIEWICZ M.: Badania ciśnieniowej aglomeracji paliw kompozytowych. Inżynieria i Aparatura Chemiczna, 3/2013, str. 165-167.
- [6] HRYNIEWICZ M.: Metoda doboru pras walcowych oraz założeń do ich modernizacji lub konstrukcji. Rozprawy monograficzne, nr 58, Wydawnictwa AGH, Kraków 1997.
- [7] HRYNIEWICZ M., JANEWICZ A.: Urządzenie do brykietowania. Zgłoszenie patentowe P-393054.
- [8] Opracowanie przebiegów wybranych parametrów prasy walcowej, zarejestrowanych przy formowaniu brykietów w prototypie prasy walcowej. Praca Instytutu Górnictwa Odkrywkowego POLTEGOR - Instytut, Wrocław 1991.
- [9] YAMAN S., SAHAN M., HAYKIRI-ACMA H., SECEN K., KUCUKBAYRAK S.: Fuel briquettes from biomass-lignite blends. Fuel Processing Technology 73 (2001) str. 1-8.
- [10] ZHANG X., XU D., XU Z., CHENG Q.: The effect of different treatment conditions on biomass binder preparation for lignite briquette. Fuel Processing Technology 73 (2001), str. 185-196.

**Jakub Roch KARPOWICZ, Marek TROMBSKI**

Wyższa Szkoła Zarządzania Ochroną Pracy w Katowicach,  
jakubrochkarpowicz@gmail.com

## **BEZPIECZEŃSTWO EKSPLOATACJI MASZYN ROBOCZYCH NA PRZYKŁADZIE ŻURAWI TELESKOPOWYCH**

**Streszczenie:** Publikacja zajmuje się analizą wpływu konstrukcji i warunków pracy na bezpieczeństwo eksploatacji. Główne części to omówienie wyników ankiety przeprowadzonej wśród obsługi żurawi. Ciekawym elementem będzie pogląd obsług na bezpieczeństwo w zależności od czasu wytworzenia żurawia. Ankieta wykorzystana przy analizie została wypełniona w zakładach na Śląsku.

### **1. Wstęp**

Żurawie samojezdne to dość powszechnie stosowane urządzenia. Ich specyfika umożliwia im pracę w różnych warunkach terenowych i pogodowych. A konstrukcja pozwala przenosić coraz to większe ładunki. Ze względu na ich łatwość przemieszczania są podstawowym sprzętem do rozładunku, załadunku, montażu i demontażu różnych konstrukcji, zwłaszcza w budownictwie oraz w przemyśle. Jednak konsekwencją tego jest brak stałego obszaru pracy, oznacza to pracę za każdym razem w innych warunkach. Zapewnienie bezpieczeństwa w różnych warunkach pracy jest priorytetowym zagadnieniem każdego producenta i stale rozwijającą się dziedziną. Zapewnienie bezpieczeństwa pracy nie jest rzeczą łatwą gdyż na żuraw działa bardzo wiele czynników zewnętrznych. Nie ma jednak cenniejszej wartości niż zdrowie i życie ludzkie a wypadki spowodowane pracą żurawia w niewłaściwych warunkach są bardzo poważne w skutkach ze względu na olbrzymie siły działające na konstrukcję urządzenia w trakcie przenoszenia ładunku. Zniszczenia spowodowane w skutek niewłaściwego użycia lub awarii żurawia niosą za sobą olbrzymie straty materialne, czasowe i wizerunkowe. Bo w dzisiejszym świecie poza bezpieczeństwem i aspektami materialnymi liczy się też czas realizacji.

W Polsce żurawie samojezdne teleskopowe objęte są przez Urząd Dozoru Technicznego pełnym dozorem technicznym. Oznacza to, że na żurawiach jest prowadzony dozór w sposób ciągły przez inspektorów UDT, co najmniej raz w roku i uprawnionych konserwatorów, co najmniej raz na 30 dni. Poza tym urządzenia te są sprawdzane każdorazowo po wypadkach, zmianie użytkownika, naprawach i modernizacjach. Natomiast nad bezpieczeństwem i należytym zabezpieczeniem prac prowadzonych przy użyciu żurawi czuwa Państwowa Inspekcja Pracy. Jednak mimo wysiłku tylu organizacji i ludzi nadal dochodzi do wypadków. Zazwyczaj zawodzi

czynnik ludzki jednak wielu wypadkom można by było zapobiec przez stosowne zmiany konstrukcyjne i wypracowanie procedur postępowania.

## **2. Wypadki i niebezpieczne uszkodzenia<sup>[1-3]</sup>**

Na podstawie statystyki powypadkowej prowadzonej przez UDT stwierdzono, że w kolejnych latach 2010-2012 były podobne liczby wypadków i niebezpiecznych uszkodzeń. Analizie poddano sytuację z roku 2012. W grupie żurawi objętych dozorem pełnym wydarzyło się 8 nieszczęśliwych wypadków i 13 niebezpiecznych uszkodzeń. W wyniku nieszczęśliwych wypadków 4 osoby z obsługi poniosły śmierć i 4 osoby z obsługi odniosły obrażenia ciała.

Nieszczęśliwe wypadki z ofiarami śmiertelnymi, w grupie żurawi objętych dozorem pełnym zostały spowodowane w 4 przypadkach (cytowanie z materiałów UDT):

- podczas demontażu żurawia niezgodnie z instrukcją, wysięgnik przełamał się po wybiciu sworzni i upadł na poziom podłoża, przyniatając osobę demontującą żuraw ze skutkiem śmiertelnym,
- w trakcie podnoszenia ładunku, przy częściowo wysuniętych podporach, doszło do przeciążenia żurawia, o 100% co spowodowało utratę przez niego stateczności i wywrócenie się na prawą stronę; spowodowało to śmierć operatora, a uszkodzeniu uległy: kabina i urządzenia sterownicze, konstrukcja wysięgnika, układ hydrauliczny i elektryczny, siłowniki mechanizmu teleskopowania i lina mechanizmu podnoszenia zbocza,
- w czasie podnoszenia ładunku przy pomocy dwóch żurawi bez instrukcji współpracy żurawi, podjeżdżający pod ładunek samochód ciężarowy uderzył i docisnął osobę poszkodowaną do podpory żurawia, co doprowadziło do jej zgonu na skutek odniesionych obrażeń,
- podczas przenoszenia ładunku, paleta z blockami betonowymi zahaczyła o przeszkodę; ładunek wysliznął się z zawiesi i spadł na hakowego, który na skutek odniesionych ran zmarł.

Nieszczęśliwe wypadki z obrażeniami ciała w grupie żurawi objętych dozorem pełnym zostały spowodowane w 4 przypadkach (cytowanie z materiałów UDT):

- w trakcie podłączania wtyczki układu elektrycznego żurawia nastąpiło pęknięcie uszkodzonego wcześniej, wykonanego niezgodnie z dokumentacją żurawia, przyłącza redukcyjnego instalacji hydraulicznej, co spowodowało wytrysk oleju, w wyniku, czego konserwator żurawia doznał obrażeń twarzy, a uszkodzeniu uległo złącze redukcyjne i szybkozłącze,

- w trakcie prac doszło do przeciążenia żurawia, o 159% co spowodowało utratę jego stateczności i przewrócenie; obrażeń ciała doznał operator, a uszkodzeniu uległy: kabina z osprzętem, wysięgnik, ogranicznik obciążenia, liny odciągowe, koziół oporowy oraz instalacja elektryczna i pneumatyczna,
- podczas przenoszenia ładunek rozkołysał się; celem jego ustabilizowania poszkodowany próbował chwycić go ręką, w tym momencie wypiął się hak zawiesia zaczepiony na uchwycie technologicznym i uderzył poszkodowanego, który doznał złamania lewej ręki i lewego podudzia,
- w trakcie wyciągania spod ładunku zawiesi pasowych w niewłaściwy sposób, przez nie przeszkolonego hakowego, nastąpiło zsuniecie ładunku ze skrzyni ładunkowej samochodu i przygnięcie hakowego. [3]

Niebezpieczne uszkodzenia w grupie żurawi objętych dozorem pełnym zostały spowodowane w 13 przypadkach (cytowanie z materiałów UDT):

- w 4 przypadkach niebezpieczne uszkodzenia związane były z nieszczęśliwymi wypadkami opisanymi powyżej,
- w trakcie podnoszenia ładunku przez żuraw, w wyniku wystąpienia luzów w węźle śrubowym połączenia trzeciego i czwartego członu wysięgnika doszło do zerwania części i nie dokręconych śrub i złamania wysięgnika, w wyniku, czego uszkodzeniu uległy; konstrukcja wysięgnika, zbocze z hakiem, wyłączniki krańcowe, sterowanie wysięgnika oraz liny mechanizmów zmiany wysięgu i podnoszenia,
- w trakcie podnoszenia ładunku – kręgu drutu stalowego, żuraw z niewyjaśnionych przyczyn stracił stateczność i przewrócił się powodując uszkodzenia: podpór przedniej lewej i tylnej lewej, konstrukcji stalowej wysięgnika oraz siłownika hydraulicznego wysuwu podpory lewej przedniej,
- podczas pracy żurawiem wykonywano dużą liczbę cykli pracy przy maksymalnie wysuniętym wysięgniku, co doprowadziło do powstania pęknięć zmęczeniowych i złamania się wysięgnika,
- w trakcie pracy żurawia, z powodu braku kołków ustalających, doszło do ścięcia śrub łączących flanszę napędową z bębнем linowym, utraty ciągu kinetycznego i niekontrolowanego upadku zbocza hakowego wraz z ładunkiem; uszkodzeniu uległo sprzęgło w/w mechanizmu,
- w trakcie pracy żurawia, z powodu niezachowania bezpiecznej odległości od skarpy, nastąpiło obsuwanie się prawej tylnej podpory, następnie pękła płyta drogowa pod przednią prawą podporą, co

doprowadziło do wywrócenia żurawia; uszkodzeniu uległy podpory i konstrukcja 4 sekcji wysięgnika,

- w trakcie podnoszenia ładunku zapadły się podpory po prawej stronie żurawia i doszło do wywrócenia żurawia; uszkodzeniu uległ siłownik wysuwu tylnej prawej podpory,
- podczas obrotu żurawia bez obciążenia, z powodu braku blachy zabezpieczającej, wysunął się sworzeń łączący dwa elementy konstrukcji wysięgnika i głowica wysięgnika upadła na ziemię, uszkodzeniu uległy: konstrukcja wysięgnika, wozak, liny i zbocze hakowe,
- podczas montażu żurawia, z powodu zaczepienia liny z olinowania o konstrukcję żurawia, nastąpiło odkształcenie konstrukcji kratownicy w miejscu łączenia pierwszego i drugiego członu wysięgnika,
- podczas transportu ładunku, w wyniku przekroczenia dopuszczalnego zużycia liny nośnej, uległa ona zerwaniu i zbocze hakowe wraz z ładunkiem spadło na ziemię.[3]

### **3. Żurawie będące przedmiotem badań**

Z uwagi na dostępność i charakterystykę budowy, badaniom poddano następujące typy żurawi.

**Tabela 1.** Podstawowe informacje o badanych żurawiach (*tabela własna*)

| Nr | Typ konstrukcji | Rok produkcji | Marka model                     | Udźwig w tonach |
|----|-----------------|---------------|---------------------------------|-----------------|
| 1. | Nowy            | 2008          | LIEBHERR<br>LTM 1070            | 70              |
| 2. | Stary           | 1986          | LIEBHERR<br>LTM 1045            | 45              |
| 3. | Stary           | 1986          | BUMAR-ŁABĘDY<br>DST-0401 HYDROS | 40              |



***Zdjęcie 1. Żuraw samojezdny teleskopowy nowego typu konstrukcji  
LIEBHERR LTM 1070 (zdjęcie zbiory własne)***



***Zdjęcie 2. Żuraw samojezdny teleskopowy starego typu konstrukcji LIEBHERR LTM  
1040 (zdjęcie zbiory własne)***





***Zdjęcie 3.** Żuraw samojezdny teleskopowy starego typu konstrukcji DST-0401  
HYDROS (zdjęcie zbiory własne, 2014 r.)*

#### **4. Metody badań**

Ze względu na złożoność tematu w pracy przyjęto dwie metody badań. Pierwsza z nich to ankieta przeprowadzona wśród operatorów, konserwatorów i właścicieli żurawi samojezdnych teleskopowych. Druga z nich to analiza porównawcza zastosowanych rozwiązań technicznych w żurawiach starego i nowego typu mających wpływ na zachowanie bezpieczeństwa.

Przeprowadzona ankieta składa się z dwudziestu pięciu pytań. Ma na celu porównanie w sposób w pełni obiektywny opinii operatorów, konserwatorów i właścicieli żurawi. Jednym słowem tych wszystkich, których w szczególności dotyczy temat pracy. Ankieta jest w pełni anonimowa po to by nikt nie miał wątpliwości czy dana odpowiedź zostanie wykorzystana przeciwko wypełniającemu. Wszystkie pytania to pytania zamknięte jednokrotnego lub wielokrotnego wyboru. Użyto skali 1 do 10 po to by sprecyzować dokładnie zagadnienie, którego dotyczy pytanie. Pierwsze osiem pytań pozwala na określenie doświadczenia operatora. Kolejne siedemnaście pytań służy określeniu problemów i skali ich występowania przy obsłudze żurawi samojezdnych teleskopowych. Wszystkie dane zawarte w ankiecie zostaną zestawione w postaci tabel i wykresów dla przejrzystości ich interpretacji i porównania.



Analiza porównawcza zostanie przeprowadzona na trzech wcześniej wytypowanych żurawiach. Ma na celu porównanie rozwiązań konstrukcyjnych i ich wpływu na bezpieczeństwo zarówno w żurawiach nowego i starego typu. Analiza porównawcza rozwiązań technicznych będzie przeprowadzona dla konstrukcji kilku kluczowych elementów takich jak wysięgnik, panel sterowania żurawiem, podwozie, podpory i zblocze. Analiz wykorzysta też informacje zawarte w dokumentacji urządzenia. Wyniki zostaną przedstawione w formie opisowej z dokumentacją fotograficzną.

Na końcu zostaną porównane wyniki z ankiet z wynikami analizy dokumentacji i elementów konstrukcji. Działanie to ma na celu ocenę poszczególnych rozwiązań i wyłonienie najkorzystniejszych z nich w aspekcie zachowania bezpieczeństwa pracy żurawi samojezdnych teleskopowych.

Pod uwagę będą brane tylko w pełni i prawidłowo wypełnione ankiety w okresie od 01.06.2014r do 07.06.2014r. Rozprowadzono 50 ankiet.

## **5. Interpretacja ankiet**

Na ankiety odpowiedziało 35 osób, z czego 100% ankietowanych to mężczyźni. Najwyraźniej wynika z tego, że duża liczba kobiet nie wykonuje tego zawodu. Większość ankietowanych, bo aż 46% jest w wieku pomiędzy 31-58lat. W badanej grupie jest mało operatorów mających 51lat i więcej. Może to świadczyć o tym, że w tej pracy liczy się sprawność fizyczna i zdolności psychoruchowe, które w pewnym wieku wyeliminowują starszych operatorów. Wszyscy ankietowani posiadają uprawnienia operatora żurawi samojezdnych. A kilku z nich uprawnienia konserwatorskie, kilku też jest właścicielami żurawi. Najwięcej z nich, bo aż 49% procent ma przepracowane 6-10 lat na stanowisku operatora natomiast 37% więcej niż dziesięć lat, co świadczy o dość dużych umiejętnościach badanej grupy. Konserwatorów jest natomiast znacznie mniej i mają doświadczenie do 10 lat pracy w zawodzie. Duża część badanych pracuje na żurawiach nowego i starego typu, bo aż 40% natomiast niewielka liczba operatorów pracuje tylko na żurawiach nowego typu. Główną przyczyną może być mała liczba żurawi nowego typu spowodowana wysoką ceną zakupu. Większość operatorów, bo aż 49% posiada uprawnienia do udźwigu 50 ton. Jest to najpopularniejsza grupa urządzeń o uniwersalnym zastosowaniu. Niewielka część operatorów, bo zaledwie 6% przyznaje się do udziału w wypadku z wykorzystaniem żurawi w trakcie swojej pracy na nich.

### **Pytanie 9 i 10**

W pytaniu 9 większość ankietowanych stwierdziło, że żurawie starego typu nie zapewniają wysokiego poziomu bezpieczeństwa. To zdanie jest

potwierdzone w następnym pytaniu (10) gdzie większość pytanych stwierdza, że nowe żurawie zapewniają wysoki poziom bezpieczeństwa. Może to świadczyć o tym, że żurawie nowego typu są znacznie bezpieczniejsze od żurawi starego typu a różnica jest wprost zauważalna dla operatorów.

#### **Pytanie 11**

Większość operatorów twierdzi że żurawie nowego typu bardziej nadaje się do pracy w ciężkim terenie. Być może wpływ na to ma zastosowanie blokad mechanizmów różnicowych, które starsze sprzęty nie posiadają. A w niektórych przypadkach mosty portalowe zwiększające prześwit pod żurawiem. Po za tym większość decyzji w nowych żurawiach jest wspomagana przez elektronikę i przez nią koordynowanych. Sprawia to możliwość ograniczenia skutków błędnych decyzji poprzez zablokowanie ruchów. Co w znacznej mierze wpływa na bezpieczeństwo pracy.

#### **Pytanie 12**

Większość operatorów stwierdza, że żurawie nowego typu znacznie lepiej radzą sobie w zróżnicowanym środowisku pracy. Prawdopodobnie decyduje o tym zastosowanie komputera, który pozwala w olbrzymim zakresie zmodyfikować ustawienia żurawia jednocześnie nie tracąc kontroli nad parametrami pracy. Jest to z pewnością znaczny krok na przód pod względem bezpieczeństwa stosowania.

#### **Pytanie 13**

Żurawie nowego typu znacznie lepiej się prowadzi w warunkach drogowych prawdopodobnie dla tego, że mają lepsze wspomaganie i możliwość skrętu wszystkich, kół co powoduje zmniejszenie w sposób znaczny promienia skrętu urządzenia. Dzięki temu o wiele łatwiej manewrować żurawiami nowego typu w różnych sytuacjach drogowych.

#### **Pytanie 14**

Co do rozstawiania żurawia praktycznie mamy remis z niewielką przewagą żurawi nowego typu. Przewaga ta prawdopodobnie wynika z zastosowania elektronicznego systemu poziomowania, który jest dokładniejszy i łatwiejszy w użyciu od innych rozwiązań.

#### **Pytanie 15**

W kwestii podpór znacznie wygrywają żurawie starego typu. Ich podpory są masywniejsze i mają większy współczynnik bezpieczeństwa. O wiele rzadziej ulegają uszkodzeniu nawet w ekstremalnych sytuacjach. Potrafią uratować urządzenie, które utraciło stateczność przed upadkiem.

#### **Pytanie 16 i 17**

Z odpowiedzi wynika, że żurawie nowego typu są łatwiejsze w obsłudze. Odpowiedź jest taka z pewnością z powodu na znacznie płynniejsze ruchy robocze. System ten nie wymaga siły fizycznej a w razie pomyłki operatora pozwala złagodzić skutki błędu w niektórych sytuacjach.

Z tych wniosków wynika też analogicznie odpowiedź na pytanie, 17 w którym stwierdzono, że płynniejsze ruchu robocze mają żurawie nowego typu.

#### **Pytanie 18**

Co do czytelności panelu sterowania wygrywają, ale nie znacznie w ankiecie żurawie nowego typu. Posiadają one duży wyświetlacz, który wskazuje wszystkie najważniejsze parametry pracy. Ułatwia to na bieżąco kontrolę bezpieczeństwa pracy.

#### **Pytanie 19**

Co do wysięgnika wygrywają znacząco żurawie nowego typu najprawdopodobniej dzięki zawansowanemu technologicznie kształtowi wysięgnika, małej ilości łączy spawanych i nowoczesnym wysokogatunkowym stopom stali. Nie dość, że zyskuje on na sztywności to jeszcze w znaczący sposób spada jego waga a tym samym wzrastają parametry pracy.

#### **Pytanie 20 i 21**

Podwozia nowego typu wygrywają, co do małej awaryjności w warunkach szosowych jednak przegrywają w warunkach terenowych. Przyczyną jest z pewnością złożoność konstrukcji, ale i też w przypadku warunków szosowych sam fakt mniejszego przebiegu podwozi. Stare typy żurawi mają części z wiele większymi współczynnikami bezpieczeństwa, kiedyś nikt nie liczył się z wagą sprzętu. Tym samym podwozia są znacznie mniej podatne na uszkodzenia.

#### **Pytanie 22**

Lepsze parametry pracy mają nowe żurawie. Przyczyną tego jest z pewnością zastosowanie doskonalszych materiałów i bardziej złożonej konstrukcji z wykorzystaniem elektroniki, która w sposób płynny pozwala zmieniać parametry w zależności od ustawienia żurawia. Pozwala to na optymalny dobór parametrów do ustawienia i ich kontrolę w czasie rzeczywistym.

#### **Pytanie 23**

Wynika z odpowiedzi, że łatwiej oszukać żurawie starego typu. Tego typu praktyki są bardzo niebezpieczne i łamią zasady użytkowania takiego sprzętu jak żurawie samojezdne. Żurawie te są dla tego podatniejsze, bo mają mniejszy podgląd na rzeczywiste ustawienia w stosunku do wprowadzonych. Zawierają Mniej elektronicznych czujników.

#### **Pytanie 24**

Z odpowiedzi wynika, że żurawie starego typu są znacznie bardziej podatne na wszelakiego rodzaju wypadki. Głównie przez mniejszą liczbę zabezpieczeń o mniejszej dokładności niż współczesne.

## **Pytanie 25**

Miażdżąca większość operatorów woli pracę na sprzęcie nowego typu. Przyczyną tego jest większy komfort pracy oraz znacznie większa kontrola nad żurawiem. Z pewnością przyczynia się też do tego system komputerowy, który wspomaga operatora. Powoduje to większe bezpieczeństwo pracy tym sprzętem.

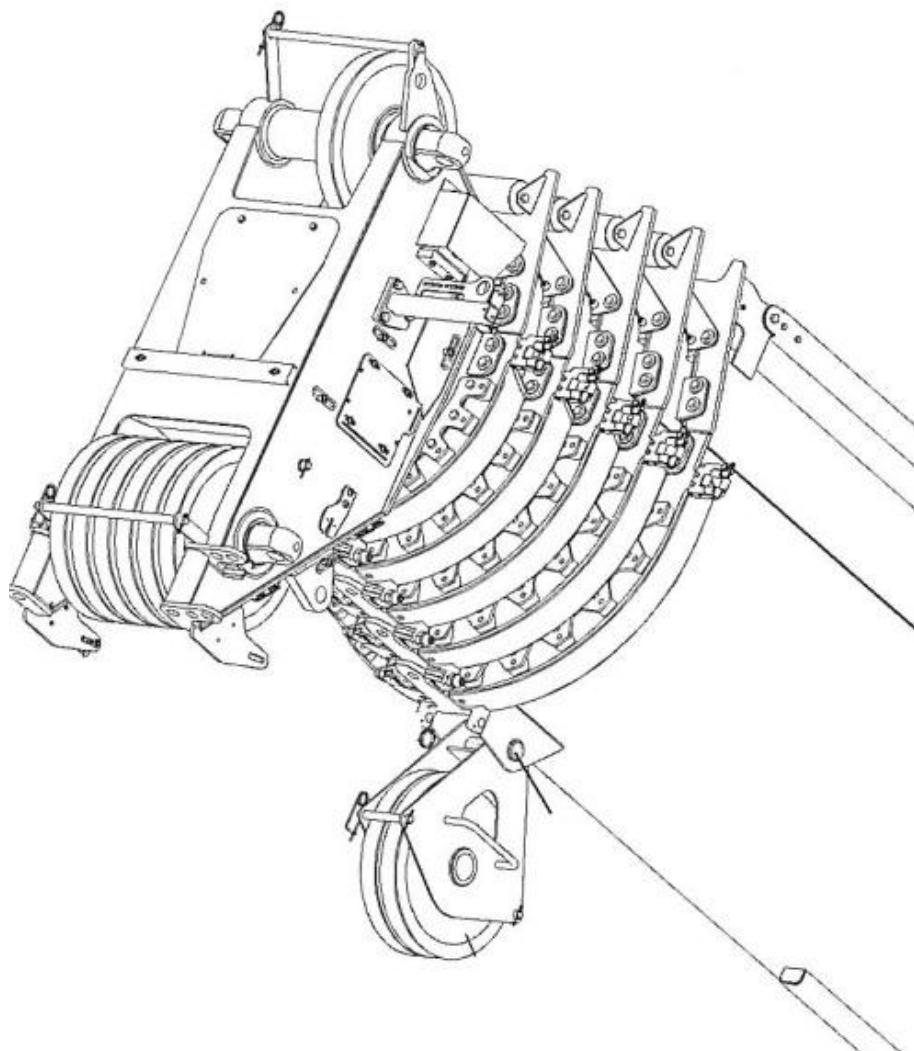
## **6. Wyniki przeprowadzonych porównań szczegółów technicznych**

Porównania zostały przeprowadzone na nowych i starych typach żurawi bez interpretacji porównań zwartych w obserwacji. Przy równoczesnym wykorzystaniu dokumentacji technicznej tych urządzeń. Porównania zostały przeprowadzone w terenie na żurawiach w trakcie ich pracy.

### **6.1. Wysięgnik**

#### **LIEBHERR LTM 1070 2008 r.**

Konstrukcja wysięgnika o przekroju owalnym. Zaawansowana konstrukcja pozwala na zmniejszenie wagi i zwiększenie wytrzymałości. Konstrukcja tego typu jest znacznie sztywniejsza niż inne. Dzięki temu przy zastosowaniu takiej samej ilości teleskopów żuraw zyskuje na udźwigu dzięki zmniejszeniu wagi wysięgnika lub poprzez dołożenie teleskopu może zwiększyć wysięg zachowując wagę wysięgnika zbliżoną do innych typów konstrukcji wykorzystujących inny przekrój wysięgnika. Wysięgnik poza tym jest wykonany z wysoce zaawansowanego materiału stali wysokogatunkowej drobnoziarnistej, co jeszcze bardziej poprawia parametry. Każdy z członów jest wykonywany z jednego kawałka blachy. Profil jest zamknięty tylko jedną spoiną a w celu pozbycia się napreżeń po spawaniu jest poddawany dodatkowej obróbce termicznej. Materiał jest trudno spawalny. Naprawa w razie zaistnienia uszkodzeń jest praktycznie nie możliwa. Wszystkie te rozwiązania wpływają na spełnienie nawet najwyższych standardów, jakości i bezpieczeństwa.



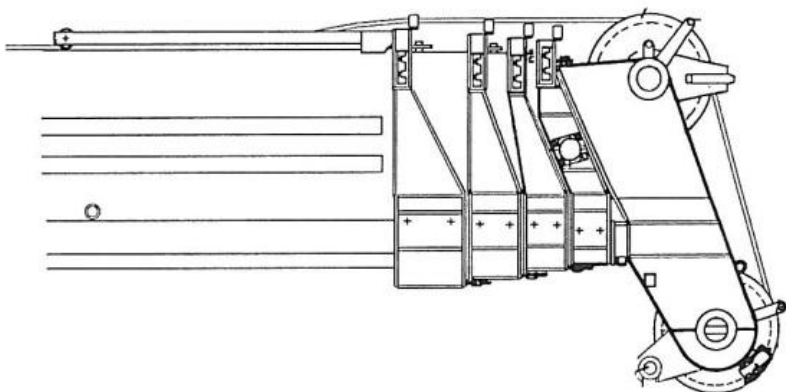
**Rysunek 1.** LIEBHERR LTM 1070 Głowica wyciągnika  
(Rysunek instrukcja obsługi LIEBHERR LTM 1070-4.1, Ehingen 2007 r.)



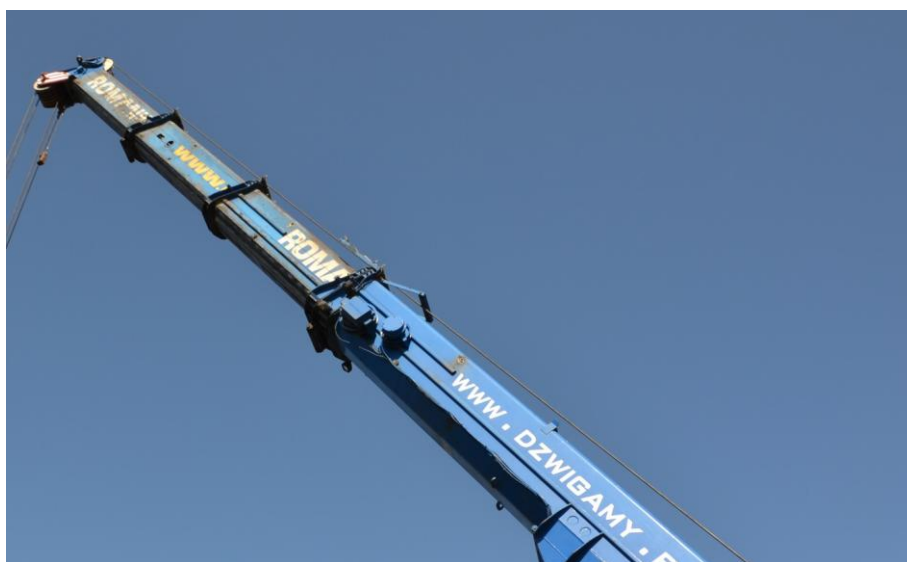
***Zdjęcie 4.** LIEBHERR LTM 1070 głowica wysięgnika (zdjęcie zbiory własne)*

#### **LIEBHERR LTM 1040 1986 r.**

Konstrukcja wysięgnika o przekroju pięciokątnym. Jest to znaczny krok w porównaniu do skrzynki czworokątnej. Ten typ stanowi rozwiązanie przejściowe w porównaniu do innych konstrukcji. Ze względu na brak wystarczającej technologii materiałem nie odbiega od rozwiązania skrzynki czworokątnej. Więc waga nie jest dużo mniejsza. Ale dzięki zastosowaniu technologii zbliżonej do wysięgnika owalnego pozwala nam zastosować jedną spoinę spawaną. Dzięki czemu jest to znaczny krok na przód pod względem konstrukcji. Większość konstrukcji możliwa do naprawy. A osiągnięta wytrzymałość zwiększa nam bezpieczeństwo.



**Rysunek 2. LIEBHERR LTM 1040 Głowica wysięgnika**  
(Rysunek instrukcja obsługi LIEBHERR LTM 1040, Ehingen 1986 r.)

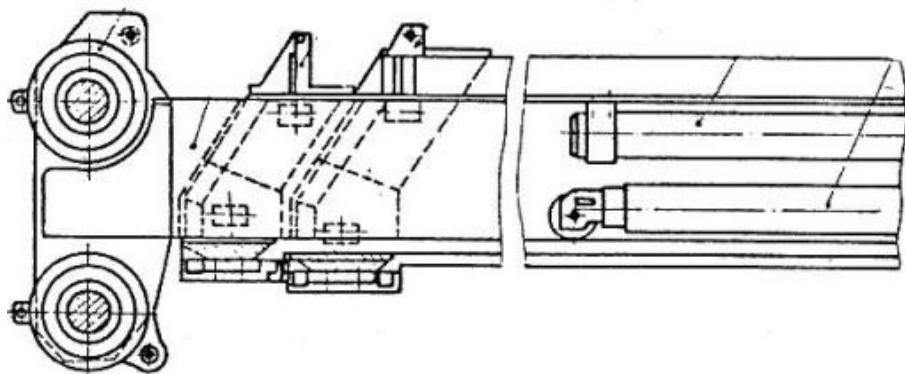


**Zdjęcie 5. LIEBHERR LTM 1040 wysięgnik** (zdjęcie zbiory własne)

### **Bumar- Łabędy DST-0401 HYDROS 1986 r.**

Konstrukcja wysięgnika o przekroju prostokąta. Bardzo proste i wytrzymałe rozwiązanie. Konstrukcja składa się z czterech blach. Minusem jest duża waga, która ogranicza nam parametry pracy żurawia i dość duża liczba spoin, która wpływa na wytrzymałość konstrukcji, która po to by osiągnąć niezbędne parametry jest wykonana z dużo grubszych blach niż w innych rozwiązaniach. Konstrukcja łatwa w naprawie wykonana

z materiału w pełni spawalnego. Konstrukcja zapewnia przyzwoite parametry bezpieczeństwa.



***Rysunek 3.** DST-0401 HYDROS głowica wysięgnika (Rysunek Instrukcja obsługi i użytkowania ŻURAW SAMOCHODOWY DST-0401, Gliwice 1986 r.)*



***Zdjęcie 6.** DST-0401 HYDROS głowica wysięgnika (zdjęcie zbiory własne)*

## **6.2. Panel sterowania żurawiem**

### **LIEBHERR LTM 1070 2008 r.**

Panel sterownia w pełni elektroniczny. Jednostkę centralną stanowi system komputerowy LICCON. System ten pozwala na określanie



i kontrolowanie wszystkich parametrów pracy żurawia na dość dużym ekranie. Parametry są pokazywane w sposób zapewniający ich łatwe i szybkie odczytanie. Pozwala on na wprowadzenie parametrów pracy za pomocą kodów z książki, dzięki czemu żuraw sam może określić i ograniczyć poszczególne parametry pracy przed jej rozpoczęciem. W przypadku nie wprowadzenia kodu żuraw określa parametry w czasie rzeczywistym informując o zbliżaniu się do parametrów i ustawień granicznych. W przypadku przekroczenia parametrów blokowana jest część ruchów roboczych. W przypadku konieczności wykonania zablokowanego ruchu operator może mostkować systemy bezpieczeństwa za pomocą specjalnego kluczyka przy zachowaniu szczególnej ostrożności.



**Zdjęcie 7.** *LIEBHERR LTM 1070 panel sterowania kabina operatora  
(zdjęcie zbiory własne)*

System bardzo prosty w użyciu po wstępnym przeszkoleniu. Posiada wgrane diagramy udźwigu dla poszczególnych ustawień i konfiguracji. Pozwala na określenie wszystkich parametrów pracy przed jej rozpoczęciem. Pozwala na równomierne procentowe teleskopowanie elementów wysięgnika lub każdego z osobna. Pozwala na pracę z częściowo rozłożonymi podporami. Żuraw może poruszać się w trakcie pracy istnieje możliwość sterownia jazdą z kabiny operatora. Wszystkie parametry pracy są zbierane za pomocą czujników z całego urządzenia i przekazywane do jednostki centralnej. Samo sterowanie odbywa się w sposób pośredni za pomocą dwóch manipulatorów rozmieszczonych po obu stronach fotela operatora oraz

pedałów. Sterowanie jest bardzo płynne i dokładne. W razie wykonania nagłych ruchów przez operatora system stara zachować płynność sterowania. System ten zapewnia wysokie standardy bezpieczeństwa i pozwala na wyeliminowanie wielu błędów popełnianych przez operatorów. Poza tym pozwala na bezpieczne dobranie parametrów pracy przed jej rozpoczęciem.

### **LIEBHERR LTM 1040 1986 r.**

Panel sterowania w większości manualny z elementami elektroniki. Nie posiada systemu komputerowego. Wersja przejściowa do nowszych rozwiązań. Część parametrów możliwa do odczytania i ustawienia za pomocą małych wyświetlaczy numerycznych. Nie są wyświetlane wszystkie parametry pracy tylko wybrane przez operatora. Wiele kontrolki i przycisków zmniejsza czytelność i przejrzystość całego panelu. Możliwość poruszania się w trakcie pracy żurawiem z kabiny operatora przy użyciu bardzo prymitywnego systemu sterowania. System przelicza i określa parametry pracy w czasie rzeczywistym. Brak możliwości pracy na częściowo rozłożonych podporach. Możliwość wykonywania zablokowanych ruchów po przeciążeniu przy pomocy kluczyka mostkującego system bezpieczeństwa. System informuje sygnałem dźwiękowym zbliżanie się do przekroczenia parametrów pracy żurawia. Sterowanie pośrednie za pomocą manipulatorów i pedałów.



**Zdjęcie 8.** LIEBHERR LTM 1040 panel sterowania kabina operatora  
(zdjęcie zbiory własne)

Duża dokładność ruchów, ale płynność zależna jedynie od umiejętności operatora. Sterowanie zapewnia duże możliwości, ale jest skomplikowane i mało czytelne. Istnieje możliwość oszukania komputera przez wprowadzenie innych parametrów pracy niż są wykorzystywane. Komputer nie jest w stanie określić ich sam. System dość pomocny, ale operator ma znaczący wpływ na zachowanie bezpieczeństwa pracy, bo system sterowania nie jest w stanie sam sprawdzić wszystkich wprowadzonych ustawień z występującymi w rzeczywistości.

### **Bumar- Łabędy DST-0401 HYDROS 1986 r.**

Panel sterowania w pełni manualny. Brak komputera sterującego i wyświetlaczy elektronicznych. Duża przejrzystość, ale mała dokładność przekazywanych informacji. Wymaga od operatora mimo prostoty dużych umiejętności i opanowania. To operator sprawdza większość parametrów pracy. Niska dokładność manipulatorów sterujących ruchami roboczymi. Sterowanie za pomocą manipulatorów i pedałów. Brak możliwości sterowania jazdą z kabiny. Brak możliwości pracy na częściowo rozłożonych podporach. Układ bardzo prosty, ale zapewniający małe bezpieczeństwo pracy. Głównym czynnikiem mającym wpływ na bezpieczeństwo są umiejętności operatora.



*Zdjęcie 9. DST-0401 HYDROS panel sterowania kabina operatora  
(zdjęcie zbiory własne)*

### **6.3. Podwozie**

#### **LIEBHERR LTM 1070 2008 r. [4]**

Konstrukcja podwozia skrzynkowa czteroosiowa z drobnoziarnistej stali konstrukcyjnej. Podwozie na hydraulicznym układzie zawieszenia bez resorów. Możliwość regulacji wysokości zawieszenia i poziomowania urządzenia. Przed przystąpieniem do pracy pozwala na zablokowanie osi. Ustawienia zarówno do jazdy terenowej jak i szosowej w sposób automatyczny bądź manualny. Automatyczna skrzynia biegów. Napęd 8x6 blokady mostów i reduktor. Silnik wysokoprężny. Prędkość jazdy biegi szosowe max 80 km/h prędkość jazdy biegi terenowe max 42.3 km/h. Mały promień skrętu dzięki możliwości skrętu wszystkich kół. Dzięki wspomaganiu duża łatwość kierowania żurawiem w zróżnicowanych warunkach terenowych. Możliwość pokonywania pochyłości do 64%. Możliwość pracy na powierzchni pochylonej o max 5°. Wszystkie parametry jazdy regulowane przez komputer. Żuraw nienadający się do ciężkiego terenu. Niemieszczący się w koleinach. Podwozie zapewnia duże bezpieczeństwo pracy oraz komfort jazdy. Zabudowa żurawia zwarta z dużą ilością drabinek stopni i uchwytów zapewniających dostęp do każdego miejsca.

#### **LIEBHERR LTM 1040 1986 r.**

Konstrukcja podwozia skrzynkowa trzyosiowa z drobnoziarnistej stali konstrukcyjnej. Zawieszenie hydrauliczne z możliwością regulacji wysokości i poziomowania urządzenia. Napęd 6x4 blokady mostów i reduktor. Blokowane osie. Skrzynia biegów półautomatyczna. Silnik wysokoprężny wszystkie osie skrętne, mały promień skrętu. Prędkość drogową max 64 km/h, prędkość terenową max 8,4 km/h. Niemieszczący się w koleinach. Możliwość pracy na powierzchni pochylonej o max 5°. Duża łatwość kierowania w różnych warunkach terenowych. Duża wytrzymałość konstrukcji zapewnia znaczne bezpieczeństwo.

#### **Bumar- Łabędy DST-0401 HYDROS 1986 r.**

Konstrukcja podwozia skrzynkowa czteroosiowa. Stal konstrukcyjna. Zawieszenie resory piórowe. Zawieszenie pozbawione hydrauliki. Napęd 8x6 biegi terenowe i reduktor. Prędkość drogową max 60km/h prędkość terenową max 30km /h. Dwie osie skrętne. Duży promień skrętu. Silnik wysokoprężny. Skrzynia manualna. Dobrze spisuje się w ciężkim terenie. Ciężki pod względem obsługi dla kierowcy. Nie mieści się w koleinach. Słabe hamulce, które lubią się przegrzewać. Duża wytrzymałość konstrukcji jednak w połączeniu z dużymi oporami i siłą potrzebną do obsługi zapewnia



niewielkie bezpieczeństwo pracy. Podwozie posiada mało uchwytów i drabinek z to dość dużo ostrych krawędzi.

#### **6.4. Podpory**

##### **LIEBHERR LTM 1070 2008 r.**

Podpor składane w pełni hydrauliczne dwustopniowe. Sterowanie pełne po obu stronach żurawia. Przednie podpory od razu za kabiną niżej osadzone od tylnych. Tylnie podpory osadzone na samym końcu ramy. Poziomowanie ze sterowaniem manualnym za pomocą przycisków układu elektrycznego. Poziomowanie kontrolowane za pomocą układu elektronicznego podłączonego pod komputer w kabinie operatora. Możliwość serowania podporami z kabiny operatora żurawia. Możliwa praca na nie całkowicie rozłożonych podporach. Podpory wykonane ze stali wysokiej jakości drobnoziarnistej. O wiele mniejszy profil niż w przypadku starszych żurawi. Stosunkowo mało odporne na przeciążanie żurawia lub zapadanie się w gruncie. Pod względem wytrzymałości zapewniają średni stopień bezpieczeństwa jednak bardzo wysoki pod względem wypoziomowania urządzenia.



***Zdjęcie 10. LIEBHERR LTM 1070 podpory**  
(zdjęcie zbiory własne)*



***Zdjęcie 11.** LIEBHERR LTM 1070 system poziomowania podpór  
(zdjęcie zbiory własne)*

**LIEBHERR LTM 1040 1986 r.**

Podpory składane w pełni hydrauliczne jednostopniowe. Sterowanie pełne z obu stron żurawia. Przednie i tylne podpory osadzone na tej samej wysokości. Osadzenie na końcu ramy i tuż za kabiną. Poziomowanie ze sterowaniem manualnym za pomocą przełączników układu elektrycznego. Poziomowanie kontrolowane za pomocą układu elektronicznego oraz zwykłego oczka poziomującego na tarczy. Możliwość serowania podporami z kabiny operatora żurawia. Możliwa praca na nie całkowicie rozłożonych podporach. Podpory wykonane ze stali wysokiej, jakości drobnoziarnistej. Duży profil podpory zapewniający wysoka wytrzymałość w każdych warunkach. Pod względem wytrzymałości na przeciążenia i poziomowania wysoki stopień bezpieczeństwa.



***Zdjęcie 12. LIEBHERR LTM 1040 podpora (zdjęcie zbiory własne)***



***Zdjęcie 13. LIEBHERR LTM 1040 system poziomowania podpór (zdjęcie zbiory własne)***



### **Bumar- Łabędy DST-0401 HYDROS 1986 r.**

Podpor składane w pełni hydrauliczne jednostopniowe. Przednie i tylne podpory osadzone na tej samej wysokości. Tylne podpory osadzone na końcu ramy przednie podpory osadzone za przednimi kołami patrząc od przodu. Poziomowanie ze sterowaniem manualnym za pomocą dźwigni zaworów hydraulicznych. Z jednej strony pełen zestaw zaworów z drugiej nie pełny. Poziomowanie kontrolowane za pomocą oczka poziomującego na tarczy. Brak możliwości serowania podporami z kabiny operatora żurawia. Brak możliwości pracy na nie całkowicie rozłożonych podporach. Podpory wykonane ze stali konstrukcyjnej. Bardzo duży profil podpory zapewnia duże bezpieczeństwo w każdych warunkach pracy. Prawidłowe wypoziomowanie urządzenia zależy tylko od operatora i nie zapewnia wystarczającego poziomu bezpieczeństwa.



***Zdjęcie 14. DST-0401 HYDROS podpory***  
*(zdjęcie zbiory własne)*



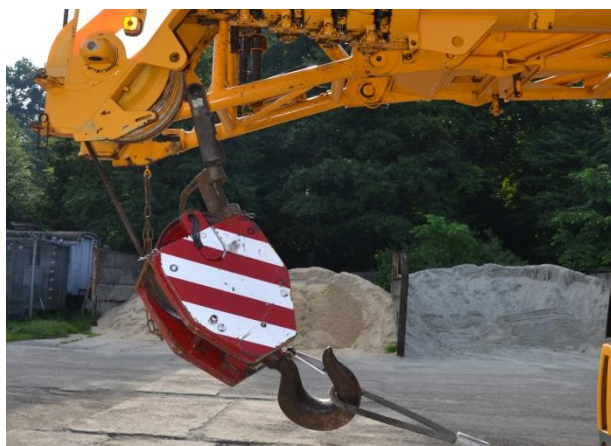


*Zdjęcie 15. DST-0401 HYDROS system poziomowania  
(zdjęcie zbiory własne)*

## **6.5. Zblocze**

### **LIEBHERR LTM 1070 2008 r.**

Bardzo małe zblocze typu „szwajcar” idealnie nadaje się do pracy w halach ze względu na to, że jest bardzo krótkie. O połowę mniejsze niż w żurawiach starego typu przy zachowaniu tych samych parametrów pracy. Zblocze 40t. Zapewnia wysokie bezpieczeństwo pracy poprzez zastosowane materiały wysokiej jakości.



**Zdjęcie 16. LIEBHERR LTM 1070 zblocze 40 t**  
(zdjęcie zbiory własne)

**LIEBHERR LTM 1040 1986 r.**

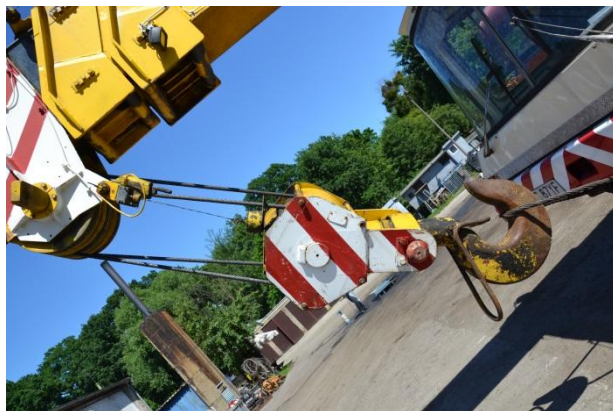
Zblocze o dużych gabarytach w stosunku do współczesnych rozwiązań. Bardzo długie ogranicza wysokość podnoszenia w halach. Zblocze 40t. Zapewnia wysokie bezpieczeństwo pracy poprzez zwiększenie przekrojów elementów, a więc ich wytrzymałość, a dzięki temu wysoki współczynnik bezpieczeństwa.



**Zdjęcie 17. LIEBHERR LTM 1040 zblocze 40 t**  
(zdjęcie zbiory własne)

**Bumar- Łabędy DST-0401 HYDROS 1986 r.**

Zblocze o bardzo dużych gabarytach w stosunku do współczesnych rozwiązań. Bardzo długie ogranicza wysokość podnoszenia w halach. Zblocze 40t. Zapewnia bardzo wysokie bezpieczeństwo pracy poprzez bardzo wysoki współczynnik bezpieczeństwa.



***Zdjęcie 18. DST-0401 HYDROS zblocze**  
(zdjęcie zbiory własne)*

## **7. Interpretacja porównań szczegółów technicznych żurawi pod kątem bezpieczeństwa**

Postęp w technologii produkcji sprawił, że budowa żurawi samojezdnych teleskopowych ewoluowała. Ewolucja przyniosła nam znaczne różnice konstrukcyjne. Jednak zmiany w konstrukcji nie były by możliwe bez nowoczesnych stopów metali o coraz większej wytrzymałości. Ale nie bez znaczenia jest też postęp technologiczny, który pozwolił zmienić przełamać pewne bariery konstrukcyjne. Wszystko to dąży do poprawy bezpieczeństwa pracy i zmniejszenia kosztów zakupu eksploatacji. Jednak nie każde nowe rozwiązanie jest tak doskonałe, na jakie wygląda i nie zawsze prowadzi do poprawy bezpieczeństwa.

### **Wysięgnik**

Po porównaniu szczegółów konstrukcyjnych wygrywają bezspornie żurawie nowego typu. Dzięki owalnemu przekrojowi wysięgnika, który zwiększa wytrzymałość konstrukcji. Oraz dzięki nowym stopom stali, które przy zachowaniu tej samej wytrzymałości pozwalają zmniejszyć wagę wysięgnika. A poprzez wyeliminowanie łączy spawanych do absolutnego minimum zwiększa się wytrzymałość konstrukcji jednocześnie maleje w znacznym stopniu wystąpienie wad materiałowych. A co idzie za tym eksploatacja takiego urządzenia jest tańsza i zapewnia najwyższe standardy bezpieczeństwa.

### **Panel sterowania żurawiem**

Po porównaniu wszystkich elementów sterowania wygrywają żurawie nowego typu ze względu na wyeliminowanie w znacznym stopniu czynnika ludzkiego, który jest głównym sprawcą wypadków. Poza tym postęp spowodował uproszczenie sterowania oraz jasne i przejrzyste

wyeksponowanie wszystkich parametrów pracy żurawia na jednym ekranie. Jest jeszcze jeden plus w nowym typie żurawi operator może kierować wszystkimi ruchami roboczymi z kabiny operatora łącznie z możliwością jazdy żurawiem i złożeniem lub rozłożeniem podpór. Wszystkie ruchy są za sterowane w sposób płynny i precyzyjny. Co podnosi w znacznym stopniu stopień bezpieczeństwa pracy i ułatwia operowanie żurawiem. Elektronika ponadto znacznie wspomaga operatorowi podejmowanie decyzji, które mają wpływ na bezpieczne użycie urządzenia.

### **Podwozie**

Podwozia żurawi starego i nowego typu są bardzo zbliżone konstrukcyjnie. Jednak wygrywają żurawie nowego typu gdyż mają znacznie większą manewrowość dzięki małym promieniom skrętu i wspomaganiu oraz automatycznej skrzyni biegów. Poza tym ich konstrukcja jest znacznie bezpieczniejsza, bo posiada wiele uchwytów stopni drabinek, co wpływa na bezpieczeństwo pracy. Jest jeszcze jeden plus – mają znacznie większe możliwości trakcyjne na drogach, mimo znacznie słabszych możliwości w ciężkim terenie.

### **Podpory**

Mimo trudniejszemu systemowi poziomowania pod względem zapewnienia bezpieczeństwa wygrywają żurawie starego typu. Podpory w nich zastosowane są znacznie bardziej odporne na przeciążenia a w razie utarty stateczności istnieje prawdopodobieństwo utrzymania żurawia przez nawet jedną podporę bez jej uszkodzenia.

### **Zblocze**

Po porównaniu warunków bezpieczeństwa znacznie lepiej wypadają żurawie starego typu, ponieważ posiadają zblocza o wiele większym współczynniku bezpieczeństwa. Jedynym minusem są gabaryty. Ale to dzięki nim jest o wiele mniejsza podatność zblocza na uszkodzenia.

## **8. Wybór najkorzystniejszych dla bezpieczeństwa pracy rozwiązań technicznych na podstawie porównań i ankiet**

### **Wysięgnik**

Najkorzystniejszym rozwiązaniem są wysięgniki nowego typu o przekroju owalnym. Zapewniają bardzo duże bezpieczeństwo pracy dzięki zawansowanej konstrukcji i materiałom.

### **Panel sterowania żurawiem**

W panelach sterownia zwyciężają nowe rozwiązania. Systemy komputerowe wspomagają decyzje operatora, dzięki czemu jest znacznie mniejsze ryzyko zaistnienia wypadku. Poza tym zwiększają czytelność pulpitu sterowania, co pozwala na szybką kontrolę parametrów pracy w czasie rzeczywistym z dużą dokładnością oraz możliwością zmiany ustawień.

## **Podwozie**

Bezpieczniejsze w różnych warunkach pracy są podwozia nowych typów żurawi konstrukcje skrzynkowe wykonane z drobnosiarnistej stali. Jednak przez dążenie do ich coraz to większego zmniejszenia wagi stają się coraz bardziej podatne na uszkodzenia i awarie w trudnym terenie, które też są szybciej wykrywane przez czujniki i mimo tego mankamentu całkiem dobrze radzą sobie w terenie. A wczesne wykrycie niebezpieczeństwa zwiększa szybkość reakcji na nie. Więc z pewnością są bardziej bezpieczne od starszych konstrukcji.

## **Podpory**

Bezpieczniejsze są w tym przypadku nowe rozwiązania, mimo że mają słabsze podpory. Podpory te zapewniają większą dowolność rozstawienia bez konieczności kombinacji oraz dokładniejsze i łatwiejsze poziomowanie za pomocą elektroniki. Jedną z podstawowych zasad jest nie przeciążanie żurawia a w normalnym zakresie pracy one w zupełności nie są narażone na uszkodzenia.

## **Zblocze**

Znacznie lepsze i bezpieczniejsze są zblocza starego typu. Zapewniają większą wytrzymałość na uszkodzenia i do dzisiaj są standardowo stosowane w większości żurawi.

## **9. Wnioski**

Obecnie stosowane urządzenia, zabezpieczenia i rozwiązania techniczne zapewniają większe bezpieczeństwo nowych żurawi samojezdnych teleskopowych w różnych warunkach pracy.

Ta teza została potwierdzona poprzez analizę porównawczą i ankietę. Większość faktów przemawia za tym, że żurawie nowego typu są znacznie bardziej bezpieczne w różnych warunkach pracy od żurawi starego typu. Podstawą takiego stanu rzeczy jest zastosowanie dużej liczby bardzo wysoko rozwiniętych rozwiązań technologicznych, które usuwają wiele wad i braków starszych konstrukcji. Tym samym zapewniając bezpieczeństwo pracy na zupełnie nowym poziomie.

Żurawie samojezdne teleskopowe starego typu są w ciągłym użyciu dzięki prostej konstrukcji i bezawaryjności. Mimo swoich lat żurawie starego typu są w ciągłym użyciu głównie ze względów ekonomicznych. Ich awaryjność zbytnio nie odbiega od przeciętnej awaryjności żurawi nowego typu. Ich zaletą jest za to znacznie łatwiejsze usuwanie wad i uszkodzeń niż w nowszych konstrukcjach. Główną przyczyną takiego stanu rzeczy są dość proste w budowie elementy ich konstrukcji.

Żurawie starego jak i nowego typu mają zbliżone parametry pracy w trudnym terenie, co najwyżej żurawie starego typu mają większą

wytrzymałość na uszkodzenia, na które są narażone na takim stanowisku pracy.

Żurawie starego i nowego typu w sposób znaczny różnią się, jakością sterowania i jego trudnością. W żurawiach nowego typu całe sterowanie odbywa się z kabiny operatora i jest wspomagane systemem komputerowym, który w znacznej mierze ułatwia pracę operatorowi i ogranicza możliwość zaistnienia niebezpiecznej sytuacji przez niekontrolowane sterowanie ruchem lub zły dobór parametrów pracy. Żurawie starego typu nie posiadają takich rozwiązań.

### **Wnioski końcowe**

Postęp techniczny w znacznej mierze przyczynił się do zwiększenia bezpieczeństwa żurawi samojezdnych teleskopowych w różnych warunkach pracy. Konstrukcje nowego typu dzięki zawansowanym rozwiązaniom są znacznie bezpieczniejsze. Mam nadzieję, że udało się to zaprezentować w powyższej pracy w sposób niebudzący wątpliwości. Mimo że technologia produkcji i technika idą na przód wciąż najważniejszym ogniwem w kwestii zapewnienia bezpieczeństwa pracy jest dobrze wyszkolony operator. I mimo że komputer może podejmować część decyzji za niego nadal to on jest odpowiedzialny za najważniejsze z nich. Żurawie starego typu były cudami techniki swoich czasów, ale dzisiaj powoli ustępują miejsca pod względem parametrów i bezpieczeństwa pracy nowszym konstrukcją, co nie oznacza, że są wycofywane zazwyczaj są wykorzystywane do innych celów niż nowe konstrukcje.

**Abstract:** The publication analyses impact of the construction and utilization conditions for safety at work with cranes. The main part of it summarizes conclusions from the questionnaire conducted among operators of cranes. It is especially interesting to find opinions of the operators about safety in relation to time when the cranes were manufactured. The questionnaire was performed at factories located in the Silesian region of Poland.

### **Literatura**

- [1] M. Barnaś, Analiza nieszczęśliwych wypadków za rok 2010., UDT Warszawa 2011 r.
- [2] M. Barnaś, Analiza nieszczęśliwych wypadków za rok 2011., UDT Warszawa 2012 r.
- [3] M. Barnaś, Analiza nieszczęśliwych wypadków za rok 2012., UDT Warszawa 2013 r.
- [4] Praca zbiorowa, Instrukcja obsługi LIEBHERR LTM 1070-4.1, LIEBHERR, Ehingen 2007 r.

## **BADANIE KSZTAŁTU PROFILI GUMOWYCH W PROCESIE WYTŁACZANIA**

**Streszczenie:** W artykule przedstawiono systemy pomiaru on-line kształtu komponentów opon samochodowych.

### **1. Wprowadzenie**

W zakładach produkcji opon samochodowych istotny problem stanowi badanie kształtu powierzchni profili w procesie wytłaczania. Ciągłe zwiększanie wydajności produkcji wymusza zastąpienie kontrolę jakości pomiędzy kolejnymi etapami produkcji pomiarem ciągłym bezpośrednio na linii produkcyjnej. W trybie automatycznym bezpośrednio na linii produkcyjnej z powodzeniem stosuje się pomiar szerokości, temperatury, kontrolę wagi części składowych opony, regulację pH oraz analizę twardości wody chłodzącej materiał. Problemem otwartym pozostaje kontrola on-line profilu materiału.

Niniejszy artykuł przedstawia propozycję rozwiązań problemu wyznaczania kształtu tłoczonych profili bezpośrednio w ciągu produkcyjnym.

### **2. Specyfika pomiarów profili**

W procesie wytłaczania wytwarzane są półprodukty stanowiące części składowe opon samochodowych. Mają one postać długich taśm nawijanych na szpule, a następnie ciętych na wymiar, w miejscu budowy opony. Różnią się one wymiarami, złożonością kształtu oraz innymi cechami, które należy wziąć pod uwagę przy projektowaniu systemu pomiarowego.

Bieżnik główny i bok opony wykonane są z średnio twardych mieszanek gumowych, a wypełniacz ze specjalnej twardej mieszanki. Ich grubość wynosi 7~15mm przy szerokości do 250mm. Dzięki temu, elementy te są sztywne, mogą być transportowane na przenośnikach rolkowych, bez obawy o rozciąganie się lub wkręcenie między rolki transportera. Z kolei wykładzina wewnętrzna wykonana jest z bardzo elastycznej i kleistej mieszanki. Posiada prostokątny przekrój, jej grubość wynosi 1mm, a szerokość 300~500mm. Podawane wymiary są podstawą do określenia zakresu pomiarowego urządzeń. Wykładzina wewnętrzna posiada bardzo jednorodną powierzchnię bez punktów charakterystycznych. W pozostałych elementach opony występuje duże zróżnicowanie – poszczególne

płaszczyzny nachylone są pod różnym kątem do powierzchni. Bieżnik główny posiada punkt charakterystyczny w osi symetrii zwany linią centralną, jego położenie musi być ujęte w wyniku pomiaru.

Wytłoczony materiał ma wysoką temperaturę jest silnie kleisty, a jego powierzchnia jest lśniąca. Ponadto w pobliżu wytłaczarki występuje zadymienie. Dane pomiarowe muszą odzwierciedlać rzeczywisty kształt i wymiary materiału. Nie mogą być zależne od tekstury powierzchni, koloru lub jaskrawości barwy, prędkości poruszania się oraz temperatury materiału.

Tolerancja wymiarowa dla szerokości wytłaczanych wyrobów wynosi  $\pm 1\text{mm}$ , dla grubości  $\pm 0,1\text{mm}$ . Wymagane jest, aby dokładność pomiarowa wynosiła:

$$I_{pom} \leq 0,3 \times T_{prod} \quad (1)$$

$I_{pom}$  - niepewność pomiaru

$T_{prod}$  - dozwolona tolerancja procesu

Rozdzielczość skali:

$$E = \frac{T_{prod}}{10} \quad (2)$$

$E$  - działka elementarna

$T_{prod}$  - dozwolona tolerancja procesu

Pomiar odbywać musi się z częstotliwością pozwalającą zmierzyć materiał przynajmniej jeden raz na 5 m długości. Maksymalna prędkość linii wynosi 30m/min. Wynika stąd, że pomiar musi odbywać się z minimalną częstotliwością 0,1 Hz.

Obecny sposób kontroli jest niedoskonały. Pomimo właściwego ciężaru liniowego oraz szerokości, profil może być poza tolerancją wymiarową. Dlatego też w czasie produkcji z częstotliwością określoną przez dział zapewnienia jakości dokonuje się pobrania próbki, w celu zbadania profilu materiału. Pobranie próbki polega na wycięciu odcinka, który następnie zostaje poddany pomiarom w celu wyznaczenia przekroju poprzecznego. Jeśli wynik jest zgodny z założoną specyfikacją partia materiału z której pobrano próbkę zostaje zwolniona do dalszego etapu produkcji. Czas, po którym otrzymuje się wynik jest zbyt długi. Zbadana próbka daje obraz tylko pewnej długości materiału. Nie ma więc pewności, że cała partia materiału posiada wymaganą jakość. Dla zbadania jakości całego materiału należałoby pobierać próbki z dużą częstotliwością. To z kolei pociąga za sobą takie



konsekwencje jak: spowolnienia produkcji, oraz zwiększenie ilości odpadów.

Kolejny problem, pojawia się w przypadku przekroczenia tolerancji wymiarowych. Wycofaniu wówczas podlega duża partia już wyprodukowanego materiału. Wprowadzenie automatycznej kontroli tolerancji wymiarowych profilu tłoczonego materiału, bezpośrednio na linii pozwoli na ograniczenia kosztów produkcji przez zmniejszenie ilości odpadów, a co za tym idzie przyczyni się do ochrony środowiska naturalnego.

Czynniki te stanowią istotne kryterium doboru metody pomiarowej, czujników oraz budowy urządzenia.

### **3. Kontaktowe i bezkontaktowe metody pomiarowe**

Urządzenia wykorzystujące kontaktową metodę pomiaru od wielu lat stosuje się do badania grubości materiałów produkowanych w postaci długich taśm np. papier, folie z tworzyw sztucznych. Pomiar odbywa się na metalowej rolce, która stanowi powierzchnię odniesienia. Materiał tego typu jest miękki i elastyczny, więc dokładnie do niej przylega. W poprzek materiału przesuwa się głowica przetwornika mierząc jego grubość.

Wykładzina wewnętrzna opony wykonywana z mieszanki gumowej posiada pewne wspólne cechy z wymienionymi już produktami. Przekrój porzecznicy wykładziny jest prostokątem - grubość wynosi od 1 do 1,5 mm, a szerokość od 300 do 600 mm. Jest miękka i elastyczna – łatwo się rozkłada i dokładnie przylega do powierzchni. Metoda ta stała się podstawą koncepcji badania profilu. Różnicę stanowiącą problem do rozwiązania jest znaczna kleistość materiału, co powoduje, że z czasem następuje przyklejanie się materiału do podłoża. Drugą wadą samej metody pomiarowej jest związana z powierzchnią odniesienia, jej drgania powodują otrzymanie niedokładnych wyników. Istnieją rozwiązania gdzie metalową rolkę pokrywa się teflonem. Teflon doskonale zapobiega przyklejaniu się materiału do rolki. Ruchomy zespół pomiarowy skanujący powierzchnię wykładziny zawiera dwa czujniki. Pierwszy jest przetwornikiem do pomiaru kontaktowego. Może to być np. przetwornik pneumatyczny, jego głowica zakończona jest kulką, która opiera się na materiale. Drugi to przetwornik indukcyjny wykorzystujący zjawisko prądów wirowych, został on umieszczony w odległości trzech milimetrów nad powierzchnią rolki i mechanicznie połączony z przetwornikiem pneumatycznym. Sposób wyznaczenia grubości oparty jest o wynik pomiaru z obu przetworników. Przetwornik pneumatyczny mierzy dystans między głowicą, a materiałem, natomiast przetwornik indukcyjny między głowicą, a metalową częścią rolki. Znana jest również grubość warstwy teflonowej. Miejscową grubość wykładziny można wyliczyć jako:

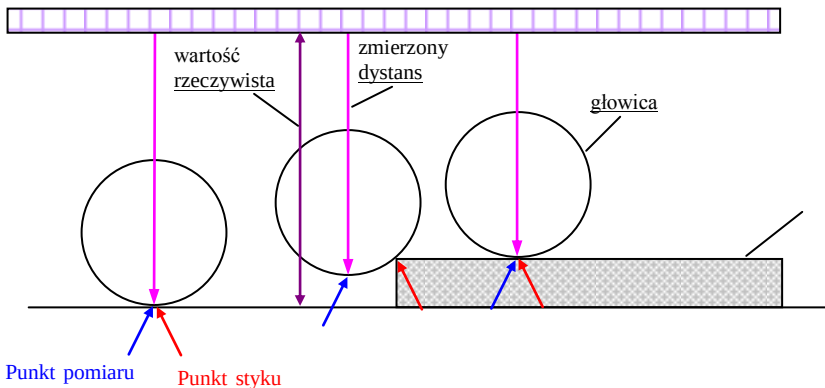
$$G = M - P - T \quad (3)$$

- G – grubość  
 M – pomiar przetwornikiem indukcyjnym  
 P – pomiar przetwornikiem pneumatycznym  
 T – grubość warstwy teflonowej

Kalibracja głowicy pomiarowej polega na wyznaczeniu różnicy wskazań pomiędzy przetwornikiem pneumatycznym, a przetwornikiem indukcyjnym. Wykonywana jest ona na rolce bez materiału i nie wymagane jest w tym celu stosowanie wzorca grubości. Służy on jedynie do sprawdzenia poprawności uzyskiwanych wyników pomiarowych.

Taka metoda pomiaru, w porównaniu do pozostałych metod opartych o pomiar względem płaszczyzny odniesienia, ma jedną podstawową różnicę. Odległość między powierzchnią odniesienia, a głowicą nie jest wartością stałą, wyznaczoną w wyniku kalibracji, lecz jest mierzona w sposób ciągły. Dzięki temu na wynik pomiaru nie mają wpływu drgania rolki. Tak wykonane urządzenie zapewnia dokładność pomiaru grubości  $\pm 0,01\text{mm}$ . Niezwykle ważna jest tutaj dokładność wykonania rolki odniesienia. Mając na uwadze, że grubość warstwy teflonu stanowi wartość stałą we wzorze, powierzchnia jej, a następnie pokrycie teflonem musi być wykonane bardzo precyzyjnie  $\pm 1\mu\text{m}$ .

Kolejny aspekt techniczny to wielkość siły docisku i powierzchni styku pomiędzy przetwornikiem kontaktowym, a materiałem. Parametry te muszą być tak dobrane aby zapewnić stały kontakt przetwornika z materiałem, bez wgniatania i rysowania powierzchni badanego obiektu, przy jak najmniejszej powierzchni styku. W przypadku wykładziny z mieszanki gumowej ustalono, że powierzchnia ta powinna wynosić  $3\sim 5\text{mm}^2$ . Inne parametry urządzenia to szybkość skanowania  $10\text{m/min}$ , zakres pomiarowy  $2,5\text{ mm}$ .



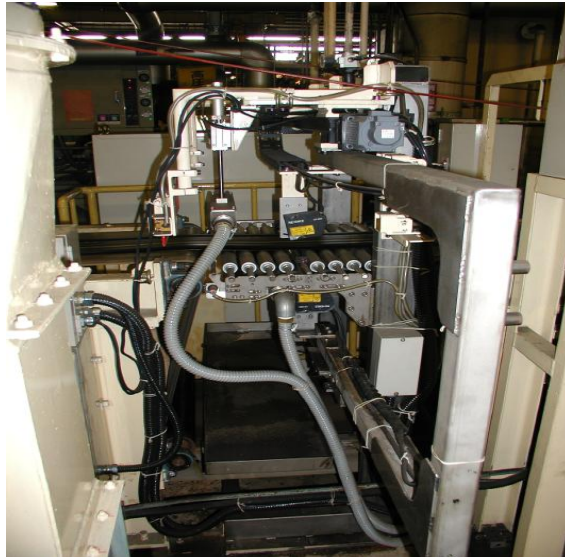
Rys. 1. Głowica przetwornika kontaktowego na materiale

Taki system doskonale spełnia rolę w zakresie pomiaru grubości. Jednak urządzenie nie może dokładnie wykryć krawędzi materiału. Największy błąd wystąpi, gdy wysokość krawędzi materiału równa będzie promieniowi kulki. Kolejną rzeczą jest siła docisku głowicy do materiału, co za tym idzie bezwładność mechaniczna przetwornika. Jej wielkość jest wynikiem kompromisu z wielkością powierzchni styku. Właściwe jest dobranie jak najmniejszej powierzchni styku i jak największej siły docisku. Przy prędkości przesuwu 10 m/min i niewielkiej sile docisku może zdarzyć się przy schodzeniu z krawędzi materiału stracenie kontaktu. Następnie przy spadnięciu na metalową rolkę może powstać niewielkie odbicie. Sposobem na wyeliminowanie tej jest zastosowanie dodatkowego czujnika. W głowicy pomiarowej należy zabudować miniaturowy detektor laserowy. Posiada on punkt pomiaru  $\phi = 0,01$  mm. Umożliwi to dokładne wykrycie krawędzi materiału i określenie szerokości materiału na podstawie sygnału z LVDT kontrolującego położenie skanera.

Tak zmodyfikowany system jest dobrą koncepcją pomiaru on-line i sprawdzi się w wyznaczaniu profilu wykładziny wewnętrznej.

Opisana metoda kontaktowa nie może być wykorzystana do pozostałych typów materiału. Duża powierzchnia styku między materiałem, a czujnikiem nie pozwala na dokładne wyznaczenie szczegółów powierzchni, jak na przykład linia centralna w przypadku bieżnika głównego opony. Ponad to, dokładny wynik pomiaru jest możliwy do uzyskania tylko przy badaniu powierzchni równoległej do linii przesuwu głowicy – im powierzchnia będzie bardziej nachylona tym większy będzie błąd pomiaru. Maksymalny zakres pomiarowy urządzenia jest ograniczony przez możliwości stosownego przetwornika indukcyjnego. Przy zachowaniu dokładności  $\pm 2\mu\text{m}$  wynosi ona 10 mm. [ ]

Pomiary profili metodą bezkontaktową mogą być wykonywane z wykorzystaniem skanera wychyłowego, skanowania jednopunktowego, dwupunktowego oraz metodą pomiarów polowych jak triangulacją i interferometrią wielopunktową. Przodującym rozwiązaniem jest wykorzystanie do wyznaczenia kształtu powierzchni materiału w procesie wytłaczania profili z mieszanek gumowych metody triangulacji wielopunktowej. Detektorem sygnału jest wieloelementowa matryca CCD, natomiast źródłem światła, które pada na materiał, laser emitujący kątowo rozdwojoną falę płaską.



**Rys. 2.** *Pomiar metodą bezkontaktową*

Do największych zalet tej metody należy zaliczyć wyeliminowanie potrzeby stosowania mechanicznego układu przesuwu. Ogranicza to do minimum konieczność stosowania przeglądów okresowych układu, które prowadzą się jedynie do sprawdzania stanu mocowania przetwornika do ramy, czystości „okna” i wykonania pomiaru kontrolnego przy użyciu legalizowanego wzorca. Dzięki tym czynnikom koszty eksploatacji urządzenia są niskie. Przy dokonywaniu pomiarów metodą triangulacji wielopunktowej nie istnieje problem ukośnego skanowania materiału, charakterystycznego w pozostałych rozwiązaniach bezkontaktowych.

Konstrukcja ramy nośnej ze względu na prostotę jak i ograniczone zapotrzebowanie na miejsce do instalacji, umożliwia usytuowanie urządzenia w dowolnym punkcie ciągu produkcyjnego. Instalacja urządzenia nie wymaga dokonania zmian w istniejącym układzie transporterów linii technologicznej, dzięki czemu nie stanowi większego problemu technicznego. Przy zastosowaniu czterech czujników system posiada zakres pomiarowy wynoszący 400 mm i pozwala wyznaczyć dokładnie kształt górnej i dolnej powierzchni materiału. Ponadto, na otrzymany wynik nie mają wpływu czynniki związane z powierzchnią odniesienia. Wymagane jest jednak takie umiejscowienie urządzenia, aby był możliwy pomiar dolnej części materiału np.: transporter rolkowy.

#### 4. Podsumowanie

W wyniku przeprowadzonych analiz metoda triangulacji wielopunktowej jest najkorzystniejszym rozwiązaniem do realizacji badania kształtu profilu w trybie on-line na linii produkcyjnej. O ile badanie bieżnika głównego, boku opony i wypełniacza drutówki można przeprowadzić tą metodą to do badania wykładzin wewnętrznych metoda ta jest niewystarczająca. Posiada zbyt mały zakres pomiaru szerokości. W tym przypadku należy stosować metodę kontaktową z dodatkowym czujnikiem laserowym do wykrycia krawędzi materiału.

**Abstract:** The paper presents on-line geometry measurement of extruder tire components.

#### Literatura

- [1] ASM.: Magnetostrictive position sensor with incremental output, CAT-POS-E, 2011
- [2] ELECTRONIC SYSTEM SPA: Thickness Measurement Systems, 2012
- [3] GMS.: Measure system for thickness control C-00105-A, 2003
- [4] HONEYWELL: Micro switch Sensing and Control, 2011
- [5] KEYENCE: Sensors vision & measurement G-2002-UK-1-1201, 2001
- [6] KLAUS R., NOWAKOWSKI D.: Badania kształtu powierzchni materiału w procesie wytłaczania profili z mieszanek gumowych, Raport Instytutu Informatyki PP, 2012
- [7] THOMPSON T.: Charge coupled device, August, 2011

**Władysław KLUCZKIEWICZ<sup>1</sup>,**

<sup>1</sup>Politechnika Wrocławska, Katedra Logistyki i Systemów Transportowych  
[wladyslaw.kluczkiwicz@pwr.wroc.pl](mailto:wladyslaw.kluczkiwicz@pwr.wroc.pl)

## **OBCIĄŻENIA DYNAMICZNE USTROJU NOŚNEGO ANALIZA SIŁ BOCZNYCH W WYSIĘGNIKU KOŁA CZERPAKOWEGO**

**Streszczenie:** The article presents the possibility of interference analysis of the origin of the external world. Analyzing lateral loads have been tested in a global sense. Shows the reasons for its establishment above-average distortions mining process. Described natural obstacles that can be meet when exploited mine. Based on the results of measurements and analysis. Conclusions of the analyzed behavior was the process, is Intermittency phenomenon.

### **Obciążenia wysięgnika**

Obciążenia wysięgnika koparki pracującej w górnictwie odkrywkowym pochodzą głównie od procesu technologicznego jaki jest urabianie calizny. W samej caliznie często napotykać można na zaburzeniem w postaci wtrącenie trudno urabialnych.

Wtrąceniem trudnourabialnym może być pojedyncze głązy o pochodzeniu polodowcowym lub wkładka ze sprasowanej mieszaniny piasków i gliny. Ich wystąpienie pociąga za sobą koniecznością stosowania wzmocnionych czepaków z narożami, lub częstszymi wymianami zębów w czepakach. Przewidzenie kiedy pojawi się trudnourabialne wtrącenie jest mało prawdopodobne, a wręcz nie możliwe do przewidzenia.

Właściwości samego ośrodka urabianego klasyfikuje kilka parametrów geologicznych: spójność  $c_o$ , wytrzymałość na rozrywanie  $S_{t0}$ , wytrzymałość na trójosiowe ściskanie  $S_{c0}$ , kąt tarcia wewnętrznego  $\phi_w$ , ciężar objętościowy  $\rho_o$ , kąt tarcia zewnętrznego  $\delta_s$ .

Przeciętne właściwości trudnourabialnych glin zwałowych występujących w nadkładzie krajowych kopalń węgla brunatnego.

$c_o$ -spójność - 27 kPa,

$S_{t0}$ - wytrzymałość na rozrywanie - 27 kPa,

$S_{c0}$ - wytrzymałość na trójosiowe ściskanie - 100-5000 kPa,

$\phi_w$ - kąt tarcia wewnętrznego - 33.82°,

$\rho_o$ - ciężar objętościowy - 21,9 kN/m<sup>3</sup>,

$\delta_s$ - kąt tarcia zewnętrznego - 25° [8].

Podane powyżej parametry mają jedynie charakter informacyjny. Parametry te zmieniać się będą zależnie od warunków geologicznych nadkładu i warunków pogodowych. Geolodzy przygotowują mapy geologiczne terenu z bardzo dużą dokładnością. Jednak dochodzi w trakcie

eksploatacji jeszcze jeden parametr którym jest czas a z nim związany stopień zużycia krawędzi natarcia w organach roboczych. Stopień poszczególnych zębów zwiększa opory urabiania choć warunki geologiczne nie uległy pogorszeniu. Wiele prac naukowych porusza problem wydłużenia czas efektywnej pracy całej koparki, szczególnie czerpaków i samych krawędzi natarcia i organów odspajających [1-3,10]. Prace te poruszają tak ważny aspekt jak kontakt organu roboczego z calizną. Procesy zachodzące pośrednio pomiędzy tymi dwoma ośrodkami mają znaczenie dla efektywnej pracy całego zespołu. Powstające obciążenia, najbardziej wpływają na degradację całej konstrukcji.

### **Morfologia zanieczyszczeń występujących z złoża**

Utwory trudnourabialne pojawiają się na frontach eksploatacyjnych w każdej polskiej kopalni węgla brunatnego, a ich występowanie w znacznej ilości stwierdza się również w dokumentacjach złóż perspektywicznych (Złoczew, Legnica, Gubin-Mosty, i in.). Fakt występowania takich utworów, klasyfikuje urabiane złoża jako złoża zaburzone. Pod pojęciem złoża zaburzonego należy rozumieć złoża o zmiennych warunkach zalegania, którego warunki eksploatacji są znacznie trudniejsze niż w złożach zalegających regularnie czyli niezaburzonych. Do złóż zaburzonych należy zaliczyć takie, w których intensywność i rozprzestrzenienie zaburzeń może wpływać w sposób istotny na przebieg eksploatacji złoża.

Najbardziej istotnym kryterium klasyfikacji zaburzeń jest ich geneza.

Wymienić tutaj można zaburzenia: erozyjne, sedymentacyjne, glacictektoniczne, tektoniczne, krasowe, wczesno-diagenetyczne, kriogeniczne i biogeniczne.

Za najistotniejsze z punktu widzenia eksploatacji uważa się trudnourabialne skały podłoża mezozoicznego. Głównie wapienie i margle jury górnej (Bełchatów, Szczerców) oraz mułowce opoki kredy górnej (Bełchatów); Występują one głównie wzdłuż brzegów uskoków brzeżnych, ograniczających rowy tektoniczne w obrębie których znajdują się pokłady węgla [7].

Morfologia złoża, a w szczególności jego złożoność jest ściśle związana z wzajemnymi oddziaływaniami między organem roboczym, a urabianym złożem.

Wyznaczenie jednostkowych oporów urabiania w drodze bezpośrednich, przemysłowych pomiarów koparką wielonaczyniową jest uciążliwe, a często nawet niemożliwe (np. w fazie projektowania kopalni). Brak jest natomiast wystarczająco dokładnej metody do wyznaczania tych wielkości pomiarami pośrednimi oraz laboratoryjnymi. Różnorodność struktury gruntów nie pozwala bowiem na przenoszenie uzyskanych wyników z jednego ośrodka na drugi. Ponadto, brak możliwości odtworzenia w warunkach

laboratoryjnych naturalnej struktury skały, powoduje dużą niedokładność tych badań. Nie oznacza to jednak, że nie podejmowano prób badania nominalnych oporów urabiania od wybranych właściwości geotechnicznych skał i gruntów.

W literaturze można odnaleźć artykuły omawiające korelacje między nominalną wartością oporów urabiania, a różnymi parametrami np. wilgotnością i zawartością frakcji ilastej [9], geometrii zębów urabiających [2], zależności kohezyjnych [5].

Wspomniane parametry tworzą skompilowaną macierz. Zawarte w niej poszczególne wartości w różny stopień i intensywność mają znaczący wpływ na wartości oporów urabiania. Dlatego też, w praktyce wykorzystuje się między innymi jednoparametrowe charakterystyki urabialności skał i gruntów.

Jednym z parametrów stosowanych do określania urabialności skał w jednoparametrowych charakterystykach są współczynniki jednostkowego liniowego  $k_L$  lub powierzchniowego  $k_A$  oporu urabiania tabeli 1., tabeli 2.

**Tabela 1.** Przykładowe klasy urabialności skał w KWB "Bełchatów"

| Klasa urabialności | Nazwa klasy                                       | Jednostkowe liniowe opory kopania $k_L$<br>[kN/m] | Współczynnik zwięzłości<br>$f$ | Przykładowe rodzaje skał występujące najczęściej w danych klasach urabialności |
|--------------------|---------------------------------------------------|---------------------------------------------------|--------------------------------|--------------------------------------------------------------------------------|
| I                  | Łatwourabialne                                    | 0-20                                              | 0,3-0,5                        | piaski, żwiry, pyły ilaste                                                     |
| II                 | Średniourabialne                                  | 20-40                                             | 0,5-1,2                        | piaski gliniaste, gliny piaszczyste, ropy pylaste                              |
| III                | Trudnourabialne                                   | 40-60                                             | 1,2-1,8                        | gliny zwałowe, ropy                                                            |
| IV                 | Bardzo trudnourabialne                            | 60-90                                             | 1,8-2,2                        | ciężkie ropy zwałowe, ropy poznańskie,                                         |
| V                  | Skały wymagające technologii i maszyn specjalnych | >90                                               | 2,2-11,6                       | margle, wapienie, zlepienie, itp.                                              |



Klasyfikacja przedstawiona w tabeli 1 została zastąpiona w publikacji nową klasyfikacją przedstawioną w tabeli 3. [7]. Nowe klasyfikacja jest uzupełnieniem do obecnie stosowanych kategorii skał.

**Tabela 2.** Zmodyfikowana klasyfikacja urabialności skał koparkami wielonaczyniowymi

| Skała                                                      | Nominalne opory urabiania skał |                               | Współczynnik<br>zwięzłości $f$ | Przykładowe<br>rodzaje skał                                                                        |
|------------------------------------------------------------|--------------------------------|-------------------------------|--------------------------------|----------------------------------------------------------------------------------------------------|
| Kategoria<br>Rodzaj                                        | $k_L$<br>[kN/m]                | $k_A$<br>[kN/m <sup>2</sup> ] |                                |                                                                                                    |
| I<br>Łatwo-<br>urabialne                                   | 0-40                           | 0-360                         | >2,0                           | piaski, żwiry,<br>piaski gliniaste,<br>gliny piaszczyste,<br>humus                                 |
| II<br>Średnio-<br>urabialne                                | 40-60(90)                      | 360-<br>540(800)              | 1,5-2,0                        | gliny, iły, węgiel<br>brunatny                                                                     |
| IIIA<br>Trudo-<br>urabialne dla<br>koparek<br>starego typu | 60-90                          | 540-800                       | 0,1-1,5                        | gliny i iły<br>trudnourabialne,<br>średnio twardy<br>węgiel brunatny                               |
| IIIB<br>Trudno-<br>urabialne dla<br>koparek<br>nowych      | 90-120                         | 800-1100                      | 0,1-1,5                        | twarde gliny<br>zwałowe i iły,<br>łupek ilasty,<br>twardy węgiel<br>brunatny                       |
| IV<br>bardzo<br>trudno-<br>urabialne                       | 120-150<br>i więcej            | >1100                         | 0,1>                           | margle, wapienie,<br>kreda, gipsy,<br>zlepienie,<br>piaskowce,<br>bardzo twardy<br>węgiel brunatny |

### Klasyfikacja RMR (*Rock Mass Rating*, klasyfikacja Bieniawskiego)

Klasyfikacja oparta jest na sześciu podstawowych parametrach: wytrzymałości na jednoosiowe ściskanie, wskaźniku spękania masywu skalnego – *RQD*, średniej odległości pomiędzy spękaniami, charakterystyce stanu spękań (wypełnienie, szorstkość, cementacja), stopniu zawodnienia masywu skalnego, orientacji płaszczyzn nieciągłości. Wyróżnia ona pięć klas jakości górotworu skalnego tab.3..

**Tabela 3.** Klasyfikacja górotworu w zależności od wskaźnika RMR klasyfikacja Bieniawskiego [7]

| Klasa | Nazwa klasy  | Wartość RMR |
|-------|--------------|-------------|
| 1.    | Bardzo dobra | 100-81      |
| 2.    | dobra        | 80-61       |
| 3.    | średnia      | 60-41       |
| 4.    | słaba        | 40-21       |
| 5.    | Bardzo słaba | 20-0        |

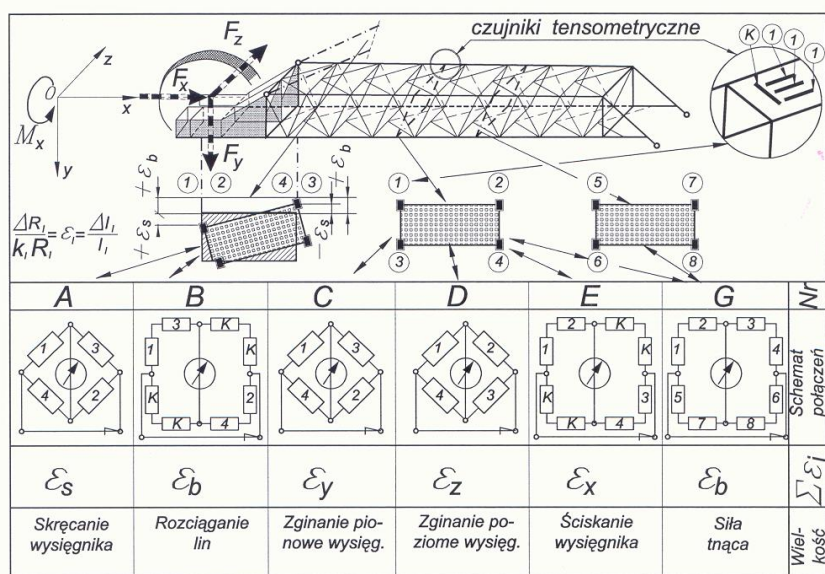
Klasyfikacji *Q-System* (klasyfikacja Bartona) dzieli górotwór na 9 klas urabialności. Do opisu górotworu potrzebne są podobne parametry jak przy klasyfikacji RMR, należy jedynie określić kilka dodatkowych wskaźniki opisowych[7].

Wiedza na temat analizowanego złoża pozwala na określenie jedynie tylko średniej wartości oporów urabianie, zmienność jak i częstość wystąpienia zakłócenia nie jest okresowa. Obciążenia oddziałujące na wysięgnik nie należy zatem przyjmować jako obciążenia stałe w czasie lecz zmienne wraz z warunkami zewnętrznymi.

### Wyniki z pomiarów

Pomiary obciążeń mechanizmu obrotu przeprowadzane są na koparkach kołowych bezwysuwowych, które urabiały grunt o określonych parametrach. Do samego pomiaru wybrano gliny zwięzłe. Pomiary przeprowadzono na koparkach KWK 1500s oraz SRs1800, SRs1200. Wymienione typy maszyn pracują w kopalni Konin i mają tyrystorowe układy zasilania silników mechanizmu urabiania i podobne układy pomiaru oraz sterowania napędem. Umożliwia to przyjęcie we wszystkich przypadkach podobnych metod i układów pomiarowych do rejestracji mierzonych przebiegów [8].

Pomiary siły bocznej przeprowadzone na koparkach SRs-1800 pracujących na nadkładzie w odkrywce Józwin. Koparka pracuje na nadkładzie, a układ pomiarowy był oparty na tensometrycznych punktach pomiarowych rozmieszczonych na wysięgniku koparki. Odpowiednia konfiguracja rys. 1. pozwoliła na pomiar sił działających na wysięgnik. Zarejestrowane przebiegi obciążenia mogły być przeskalowane na siły działające na wysięgnik ze względu na przeprowadzoną procedurę skalowania torów pomiarowych.



**Rys. 1.** Schemat konfiguracji przetworników tensometrycznych do pomiarów obciążenia zewnętrznego koła czerpakowego w procesie urabiania [6]

Inna metoda pomiarów wykorzystywanych przy analizie modalnej drgań jest zastosowaniem czujników przyspieszeń, rozmieszczonych w odpowiednich miejscach konstrukcji nośnej koparki. W literaturze przeprowadzano pomiary dla całej koparki, jak i dla poszczególnych zespołów, tj. wysięgnika koła czerpakowego i wysięgnicy [4].



**Rys. 2.** *Koparka Carmen*

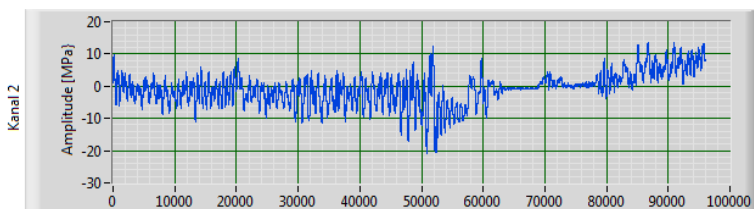
Rozmieszczenie poszczególnych czujników jaki i stan maszyny mają znaczenie dla potrzeb skalowania i wiedzy na temat wyłączenia konstrukcji w chwili przeprowadzanego pomiaru.

Pomiary przeprowadzano dla następujących stanów;

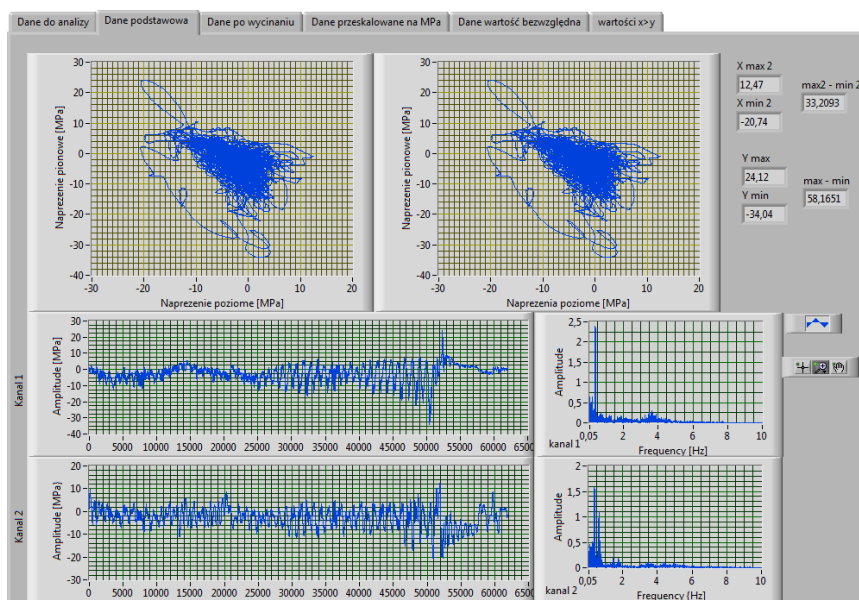
- a) Skalowanie torów pomiarowych przy wymuszeniu siłą pionową na końcu czerpaka,
- b) Skalowanie torów pomiarowych przy wymuszeniu siłą poziomą na końcu czerpaka w jego dolnym położeniu,
- c) Podczas wykonywania ruchu roboczego:
  - jazda,
  - obrót nadwozia,
  - zwodzenie wysięgnika koła czerpakowego,
- d) podczas urabiania.

Skalowanie torów pomiarowych było podstawą do analiz dynamicznych obciążeniach. Podczas tego typu pomiarów drgania konstrukcji wywołane były zewnętrznym wymuszeniem o znanym przyroście wartości. Sam proces skalowania polegał na wymuszeniu drgań koparki impulsem siły o określonej wartości. Do czerpaka podwieszony zostaje dynamometr w którym podczas wymuszania siły ulegają ścięciu odpowiednio dobrane kołki. Rejestrowany jest impuls wymuszający drgania. Próby skalowania przeprowadza się dla kilku różnych wartości obciążenia. Weryfikuje się nie tylko maksymalną wartość ścięcia kołków, ale i przyrost siły na dynamometrze. Na podstawie równolegle przeprowadzanej rejestracji sygnału pochodzącego z czujników tensometrycznych i akcelerometrów otrzymuje się dokładne „punkty zerowania”. Dzięki temu, w dalszych

pomiarach, możemy określić zmiany naprężeń od zmiennych sił urabiania. rys. 3.



Rys. 3. Przebieg zarejestrowanego sygnału



Rys. 4. Panel frontowy programu napisanego w LabVIEW

Dzięki zarejestrowanym sygnałowi z okresu normalnej eksploatacji koparki można zauważyć korelację pomiędzy wartością siły pionowej jak i poziomej rys.4. W zależności od okresu jaki był analizowany zmienność tych wartości ulegała zmianie, w szczególności rozrzut był zmienną wartością. Można również zauważyć, że stosunek tych rozróżnień nie był stały w czasie. Konstrukcja doznawała krótko okresowych przeciążeń, których przyczyna nie jest do końca rozpoznana.

## Wnioski

Dalsze prace badawcze jak i ciągły monitoring obciążeń pozwala na ocenę obciążeń oddziałujących na konstrukcję. Obciążenia jakie są obecnie

obserwowane posiadają pewną nie wiadomą zmienną, którą mogła by opisywać w zadowalający sposób to wszystko co jest obserwowane na przebiegach obciążeń. Na podstawie dotychczasowych porównań i analiz można wysnuć założenie, że obciążenie boczne jest zjawiskiem intermitencyjnym. Jest to powtarzający się nie okresowy wybuch zakłuceń o znamionach chaosu.

Tak sformułowana wiedza daje możliwości przewidywania obciążeń zewnętrznych na konstrukcjach eksploatowanych w warunkach nie stacjonarnych.

**Abstract:** The article presents the possibility of interference analysis of the origin of the external world. Analyzing lateral loads have been tested in a global sense. Shows the reasons for its establishment above-average distortions mining process. Described natural obstacles that can be meet when exploited mine. Based on the results of measurements and analysis. Conclusions of the analyzed behavior was the process, is Intermittency phenomenon.

## Literatura

- [1] ALELENOWICZ JERZY Kształtowanie nowej generacji zębów do koparek kołowych wielonaczyniowych eksploatowanych w utworach trudno urabialnych kopalń odkrywkowych. *Górnictwo Odkrywkowe*. 4-5 2003. - strony 80-85.
- [2] ALENOWICZ JERZY, ONICHIMIUK MAREK I WYGODA MARIAN Model matematyczny siły urabiania gruntu koparką kołową- Weryfikacja doświadczalna *Górnictwo Odkrywkowe*. 4-5 2009. - strony 5-10.
- [3] AUGUSTYNOWICZ JÓZEF Metody wyznaczania obciążeń eksploatacyjnych w ustrojach nośnych koparek kołowych. Wrocław : PWR, 1990.
- [4] CZMOCHOWSKI JERZY Identyfikacja modeli modalnych maszyn urabiających w górnictwie węgla brunatnego Wrocław: Oficyna wydawnicza Politechniki Wrocławskiej, 2008.
- [5] DREBENSTEDT C. State of the art. And new concept for prediction of cutting resistance on example of continuous mining equipment Freiberg : , 2010. - Tom 1.
- [6] DUDEK DIONIZY Elementy dynamiki maszyn górnictwa odkrywkowego. Wrocław : Oficyna Wydawnicza Politechniki Wrocławskiej, 1994.
- [7] KOZIOŁ WIESŁAW I MACHNIAK ŁUKASZ Problemy klasyfikacji i wydobywania trudno urabialnych skał i gruntów w kopalniach węgla brunatnego. *Górnictwo i geoinżynieria*. - 2010. - 34 : Tom 4.
- [8] SZEPIETOWSKI STEFAN WOJCIECH Obciążenia mechanizmu obrotu nadwozi wielonaczyniowych koparek kołowych od składowej poziomej siły urabiania. Wrocław : Redakcja "Górnictwa odkrywkowego", 2002.
- [9] PRACA ZBIOROWA Identyfikacja i modelowanie warunków zalegania oraz wybierania trudno urabialnych kompleksów geologicznych zaburzonych złóż węgla brunatnego. Wrocław : 1995.
- [10] ZUBRZYCKI JAROSŁAW I JONAK JÓZEF Zastosowanie analizy numerycznej do badania obciążeń noży płaskich skrawających materiał kruchy. *Eksploatacja I Niezawodność -Maintenance and Reliability*. - 1 2001. - strony 21-23.

## **WPLYW ZEROWEGO LUZU BOCZNEGO W ZAZĘBIENIU NA WŁAŚCIWOŚCI AKUSTYCZNE POMP ZĘBATYCH**

**Streszczenie:** W referacie przedstawiono badania akustyczne i hydrauliczne przeprowadzone dla współcześnie wytwarzanych jednostek przemysłowych. W wyniku badań określono poziom dźwięku oraz poziom ciśnienia akustycznego dla pomp konwencjonalnych i z tzw. zerowym luzem bocznym. W publikacji skorzystano z materiałów, które są wynikiem pracy w obszarze badań, projektowania i eksploatacji pomp zębatych, prowadzonych w Laboratorium Napędów Hydraulicznych i Wibroakustyki Maszyn przy Politechnice Wrocławskiej. Badania wykonano w ramach kooperacji Politechniki Wrocławskiej z firmą Hydrotor finansowanego z projektu p.t. „Opracowanie innowacyjnych pomp zębatych o obniżonym poziomie emisji akustycznej” realizowany w ramach Programu Operacyjnego Innowacyjna Gospodarka, lata 2007-2013, Priorytet 1. Badania i rozwój nowoczesnych technologii, Działanie 1.4 Wsparcie projektów celowych. Nr projektu POIG.01.04.00-04-345/13..

### **Wprowadzenie**

Pierwsze urządzenia hydrauliczne pojawiły się ok. 1500 lat przed naszą erą i używane były na początku w rolnictwie do nawadniania pól. Z biegiem czasu ich zastosowanie rozszerzono i urządzenia hydrauliczne znalazły zastosowanie w instalacjach sanitarnych. Przełomowym odkryciem w układach hydraulicznych było wynalezienie pompy hydraulicznej. Historia rozwoju pomp ma swoje początki w starożytności. W połowie III w. p.n.e. gr. konstruktor Ktesibios wynalazł pompę tłokową używaną do gaszenia pożarów. Pierwsze przemysłowe zastosowanie pomp datuje się na XV w. kiedy to wykorzystywano je do odwadniania kopalń. Pierwsze udokumentowane wzmianki o pompie zębatej pojawiła się w 1604 roku i był to patent niemieckiego astronoma i matematyka Johanna Keplera [7]. Pierwotnym zastosowaniem w ówczesnym czasie było przepompowywanie wody. Z kolei pierwszy układ hydrostatyczny (prasa hydrauliczna) powstał w roku 1796 wraz z wynalezieniem pierścienia uszczelniającego tłok przez Anglika Johna Bramha. Następny krok w rozwoju to odkrycie w 1853 roku przez Ignacego Łukasiewicza destylacji ropy naftowej. Zastosowanie oleju mineralnego pozwoliło na wykorzystanie cieczy roboczej jako czynnika smarującego. Jednak pompy zaczęły być powszechnie stosowane dopiero pod koniec XIX w., gdy do ich napędu użyto silników elektrycznych oraz spalinowych. Dziś pompy należą do najbardziej rozpowszechnionych maszyn

roboczych; są stosowane we wszystkich dziedzinach techniki i przemysłu [3, 7]. Obecnie wykorzystuje się szereg różnorodnych rozwiązań konstrukcyjnych. Spośród grupy pomp wyporowych najszerze zastosowanie znalazły pompy zębate o zazębieniu zewnętrznym. Pompy tego typu cechują się stosunkowo wysokimi ciśnieniami roboczymi dochodzącymi do 32MPa. Dodatkowo w ostatnim czasie pojawiły się rozwiązania o obniżonej pulsacji wydajności z tzw. zerowym luzem bocznym [7]. W tym celu osie kół zębatych łożyskuje się ze ściśle określonym luzem i obciąża siłą promieniową działającą na dzielone korpusy łożysk. Przykładem może być tutaj konstrukcja typu Silence firmy Rexroth lub pompa typu Whisper firmy Casappa (rys. 1) wg patentu amerykańskiego nr US5624251 lub europejskiego nr EP0692633. Wytworzenie kół zębatych z zerowym luzem bocznym wymaga zachowania wysokiego reżimu technologicznego. Koła zębate są ze sobą parowane i dodatkowo dobierane do wielkości luzów występujących w łożyskach ślizgowych. Pracochłonna technologia wykonania generuje znaczne koszty wytwórcze.

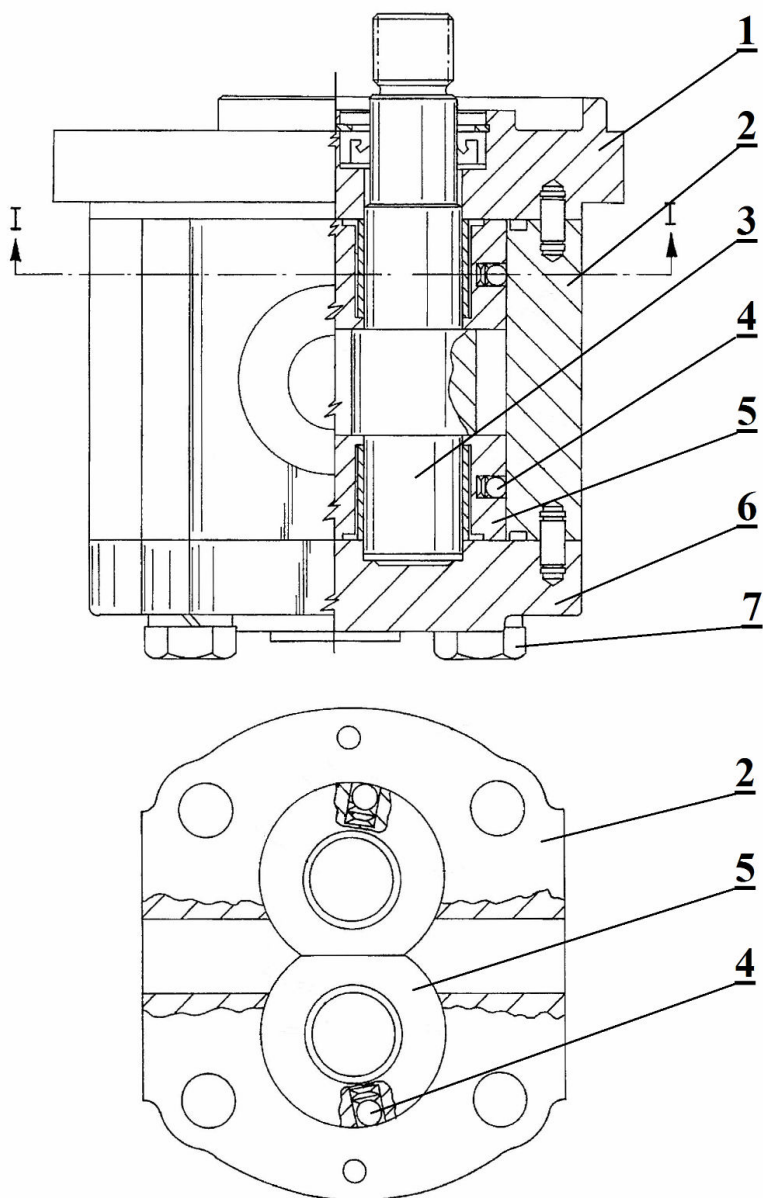
W konsekwencji pompy z zerowym luzem bocznym są ponad trzykrotnie droższe od rozwiązań tradycyjnych, dlatego ich udział w układach z napędem hydraulicznym w porównaniu do jednostek konwencjonalnych jest jeszcze stosunkowo niewielkie.

Zastosowanie zerowego luzu bocznego powoduje podwojenie miejsc styku współpracujących pary zębów. W rezultacie uzyskuje się obniżenie pulsacji wydajności o 75%.

Obniżeniu ulega również hałas o blisko 3 dB w porównaniu do jednostek konwencjonalnych [2, 7]. Wytworzenie kół zębatych z zerowym luzem bocznym wymaga zachowania wysokiego reżimu technologicznego. Koła zębate są ze sobą parowane i dodatkowo dobierane do wielkości luzów występujących w łożyskach ślizgowych. Pracochłonna technologia wykonania generuje znaczne koszty wytwórcze. W konsekwencji pompy z zerowym luzem bocznym są ponad trzykrotnie droższe od rozwiązań tradycyjnych, dlatego ich udział w układach z napędem hydraulicznym w porównaniu do jednostek konwencjonalnych jest jeszcze stosunkowo niewielki pomimo wyżej wymienionych zalet.

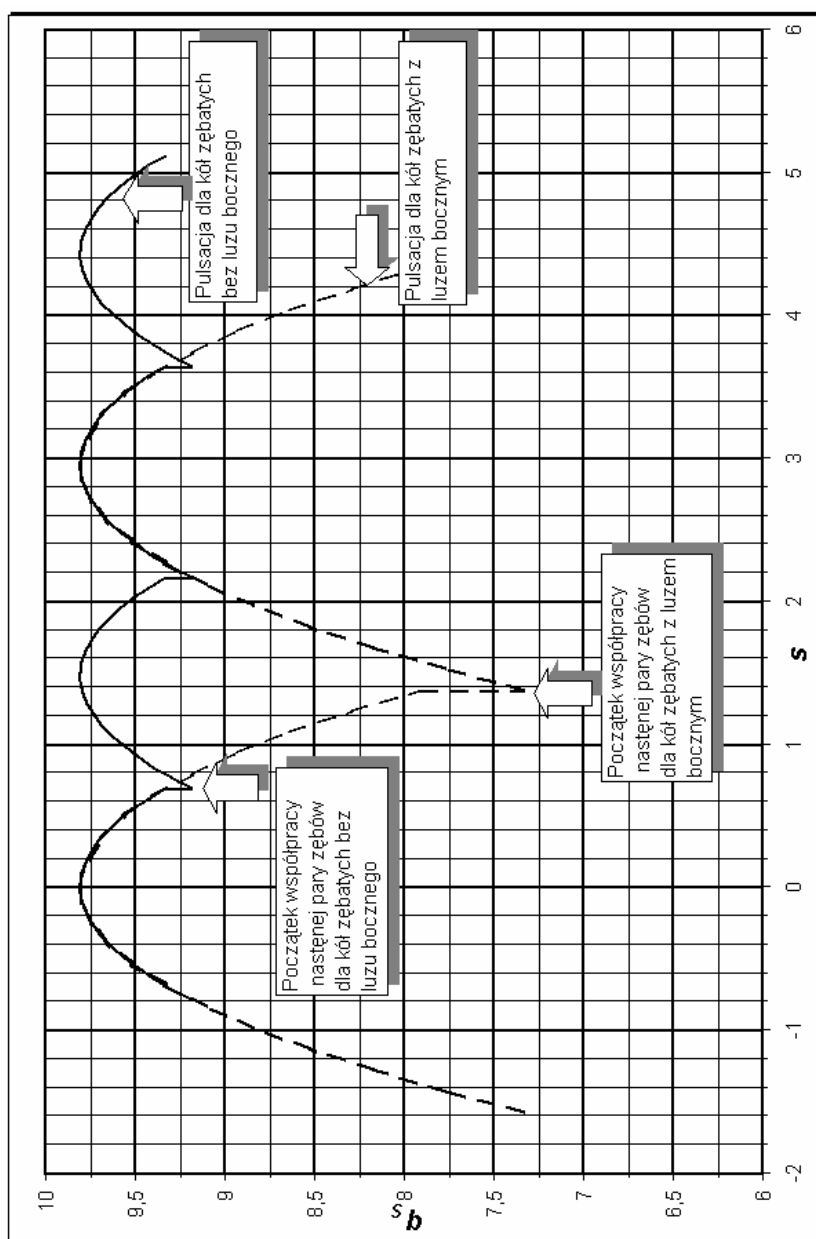
Tym niemniej w odniesieniu do całościowego zagadnienia określającego korzyści i ewentualne przeciwwskazania dotyczące stosowania pomp zębatych z zerowym luzem bocznym wydaje się niezbędne przeprowadzenie akustycznych weryfikacyjnych badań porównawczych z jednostkami zębatymi o konstrukcji konwencjonalnej.





**Rys. 1.** Pompa zębata z zerowym luzem bocznym wg patentu nr US5624251 firmy Casappa z 1997 r.

1 – płyta, 2 – korpus, 3 – koło zębate czynne, 4 – element kompensujący mechanicznie luzy promieniowe, 5 – korpus łożyska ślizgowego, 6 – pokrywa, 7 – śruby



Rys. 2. Pulsacja wydajności  $q_s$  dla  $z = 9$ ,  $x = 0.22$ ,  $y = 1$ ,  $\alpha\phi = 20^\circ$

## Obiekty badań

Obiekty badań stanowiły pompy zębata z zazębieniem zewnętrznym o konstrukcji konwencjonalnej prod: WPH Wrocław, PARKER i SUER DANFOSS oraz pompy z zerowym luzem bocznym prod: CASAPPA

WHISPER i REXROTH SILENCE. Wszystkie jednostki charakteryzowały się jednakową wydajnością właściwą wynoszącą  $q = 16 \text{ cm}^3/\text{obr.}$

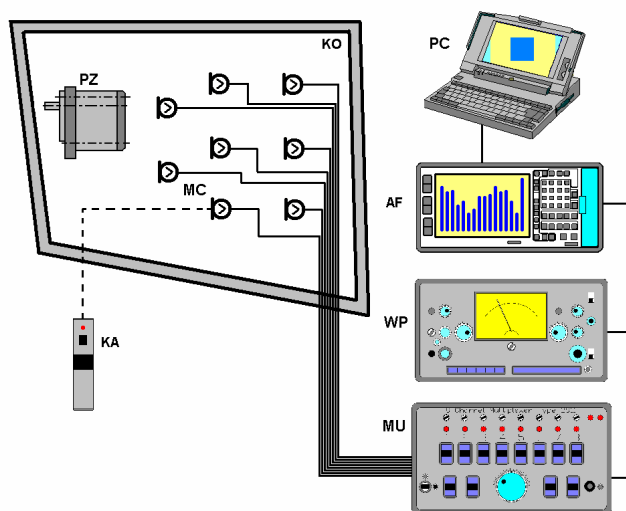
Przedstawione do badań akustycznych i hydraulicznych typy pomp zębatych wraz z ich numerami fabrycznymi zestawiono w tabeli 1.

**Tabela 1**

| Lp. | Producent     | Typ                                | Nr fabryczny        |
|-----|---------------|------------------------------------|---------------------|
| 1.  | WPH           | 2PZ-16/22-2-575                    | A04110073           |
| 2.  | REXROTH       | Silence MNR                        | 0517625001          |
| 3.  | PARKER        | PGP 511A0160AS203NJ795B1           | 13483905            |
| 4.  | CASAPPA       | Whisper WSP 20.16D0-82E2-1G E/GD-N | W000027622888z11/05 |
| 5.  | SAUER DANFOSS | SNP2/17 D C001..1                  | 260CT05 46 012      |

### Układ Pomiarowy

Badania akustyczne i hydrauliczne przeprowadzono na pięciu jednostkach zębatych prezentowanych w tabeli 1. Ogólny schemat blokowy układu pomiarowego hałasu przedstawiono na rys.3.



**Rys. 3.** Schemat blokowy toru pomiarowego do wyznaczania hałasu pomp zębatych

KO – komora akustyczna dyfuzyjna, IK i EM Politechniki Wrocławskiej, PZ – badany obiekt hydrauliczna pompa zębata, MC – pojemnościowe mikrofony pomiarowe z przedwzmacniaczami typ 4165 + 2639 fAmy Brüel& Kjaer, MU – multiplekser 8Akanalowy, typ 2811 fAmy Brüel & Kjaer, WP – uniwersalny wzmacniacz pomiarowy, typ 2607 fAmy Brüel & Kjaer, AF – analizator dwukanałowy częstotliwości typ2144 fAmy Brüel&Kjaer, KA – kalibrator akustyczny (pistonfon), typ 4220 fAmy Brüel&Kjaer, PC – komputer

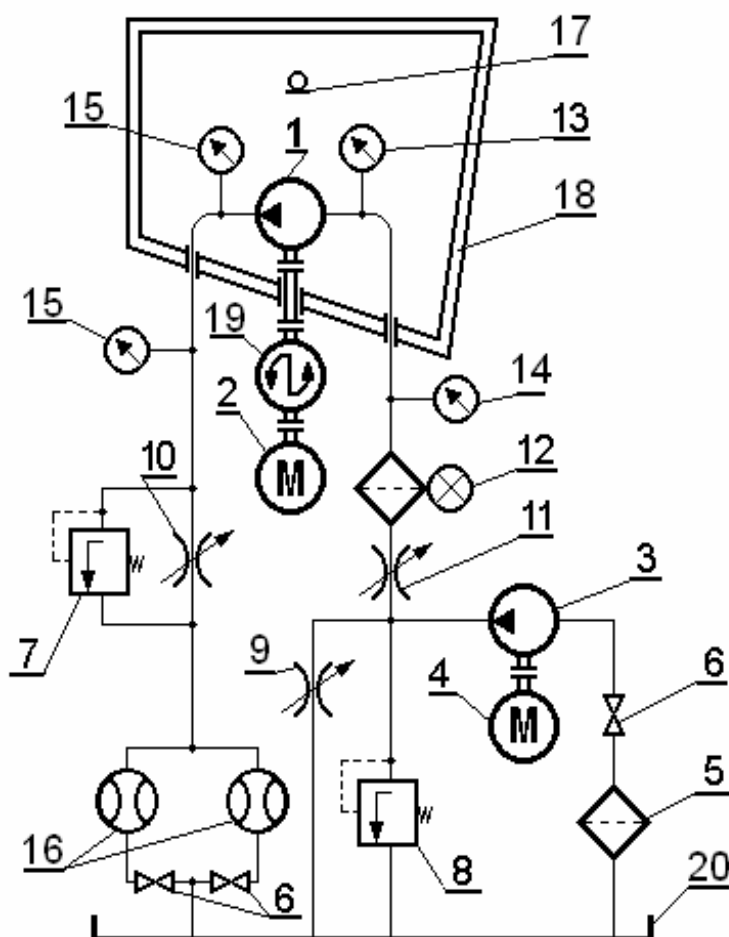
Badania hałasu pomp zębatych przeprowadzono w akustycznej komorze dyfuzyjnej, gdzie w ośmiu punktach jak przedstawiono na rys.3, rozstawione były mikrofony pomiarowe, z których odczytywano a następnie uśredniano wartości wypadkowe poziomu ciśnienia akustycznego i poziomu dźwięku. Mikrofony pomiarowe wybierane były przy odczycie ciśnienia akustycznego Lm [dB] i poziomu dźwięku LA [dB(A)] za pomocą multipleksera, a sam poziom w postaci numerycznej odczytywany był na ekranie dwukanałowego analizatora częstotliwości i zapisywany w pamięci komputera klasy PC. Zapisane w pamięci komputera wartości wypadkowe sygnałów pomiarowych poziomu ciśnienia akustycznego Lm i poziomu dźwięku LA poddawano uśrednianiu i ostatecznej obróbce edycyjnej. Przed rozpoczęciem pomiarów akustycznych i po ich zakończeniu cały tor pomiarowy hałasu został poddany kalibracji wzorcowym źródłem dźwięku pistonfonem.

Zakresy maksymalnych ciśnień tłoczenia jak też zakresy prędkości obrotowych jakie stosowano podczas prowadzenia pomiarów badanych jednostek przyjęto zgodnie z zaleceniami producenta przedstawionymi w tabeli 2.

**Tabela 2**

| Objętość geometryczna<br>[cm <sup>3</sup> /obr] | Prędkość obrotowa [obr/min]    |     |      |      |      |
|-------------------------------------------------|--------------------------------|-----|------|------|------|
|                                                 | 500                            | 800 | 1000 | 1500 | 2000 |
| 16                                              | Ciśnienie max na wyjściu [MPa] |     |      |      |      |
|                                                 | 20                             | 22  |      | 26   |      |

Zachowując w trakcie prowadzenia badań akustycznych takie same warunki, pomiarowe zapewniono możliwość dokonania porównań uzyskanych wyników badań poszczególnych jednostek zębatych okonwencjonalnej konstrukcji zazębienia z pompami o konstrukcji z zerowym luzem bocznym. Schemat stanowiska badawczego pozwalającego na zachowanie jednakowych warunków pomiarowych przedstawiono na rys. 4.



**Rys. 4.** Schemat stanowiska badawczego: 1 - badana pompa zębata, 2 - silnik napędowy prądu stałego, 3 - pompa zasilająca, 4 - silnik prądu zmiennego, 5 - filtr ssawny, 6 - zawór odcinający, 7, 8 - zawór bezpieczeństwa, 9, 10, 11 - zawory odcinające, 12 - filtr zlewowy FD1-10-200-10 z zaworem przelewowym i sygnalizacją wizualną elektryczną ( $10\mu\text{m}$ ), 13, 14 - manowakuometr, 15 - manometr, 16 - przepływomierz, 17 - mikrofon pomiarowy, 18 - komora akustyczna, 19 - momentomierz, 20 - zbiornik

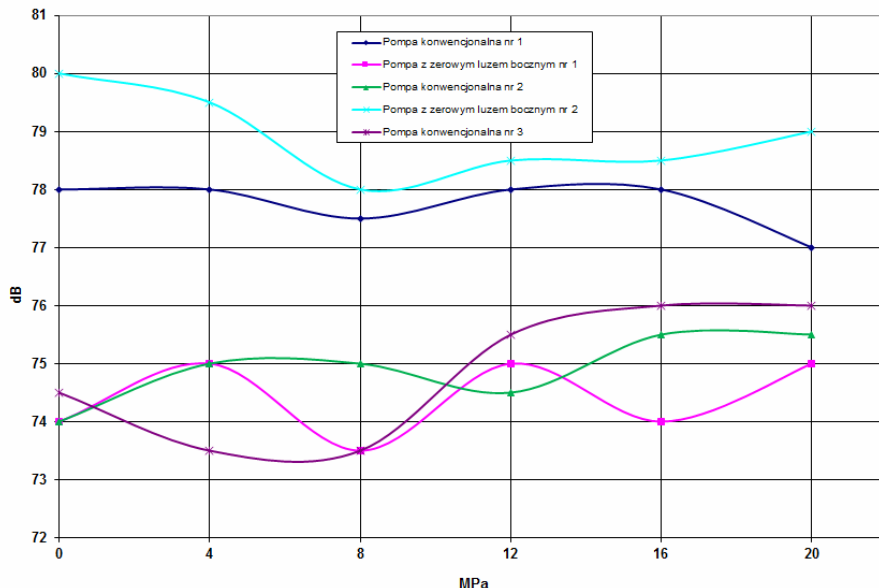
Badana pompa 1 napędzana jest silnikiem 2 prądu stałego o mocy 100 kW współpracującego z tyrystorowym układem sterującym. Silnik prądu stałego Pxob-94a oraz tyrystorowy układ sterujący typu DSI-0360/MNA503 umożliwiają płynną zmianę prędkości obrotowej pompy w zakresie od 0 do 2400 obr/min. Tyrystorowy układ sterujący umożliwia dokładny wybór prędkości obrotowej oraz zapewnia utrzymanie jej stałej wartości podczas prowadzenia pomiarów. Pokazany na rys. 3 układ

hydrauliczny zapewnia ciągłą nastawę ciśnień po stronie ssawnej i tłocznej. Nastawę ciśnienia po stronie ssawnej umożliwia układ złożony z pompy zasilającej 3 i nastawialnych zaworów dławiących 9 i 11. Obciążenie badanej pompy uzyskuje się poprzez zawór dławiaczy 10, a zabezpiecza się pompę zaworem bezpieczeństwa 7. Do kontroli ciśnień po stronie ssawnej pompy służą manowakuometry 13, 14, natomiast po stronie tłocznej manometr 15. Badana pompa jest sprzęgnięta poprzez momentomierz 19 z silnikiem napędowym 2. Obciążenie badanej pompy uzyskuje się poprzez zawór dławiaczy 10, a zabezpiecza się pompę zaworem bezpieczeństwa 7.

Kontrola prędkości obrotowej odbywała się za pomocą obrotomierza w który wyposażony był momentomierz MT 100. Pomiar natężenia przepływu realizowano za pomocą przepływomierzy 16 włączanych sekwencyjnie z uwzględnieniem zakresu pomiarowego i wydajności rzeczywistych badanych jednostek. Temperaturę oleju w zbiorniku kontrolowano za pomocą miernika temperatury z czujnikiem termistorowym.

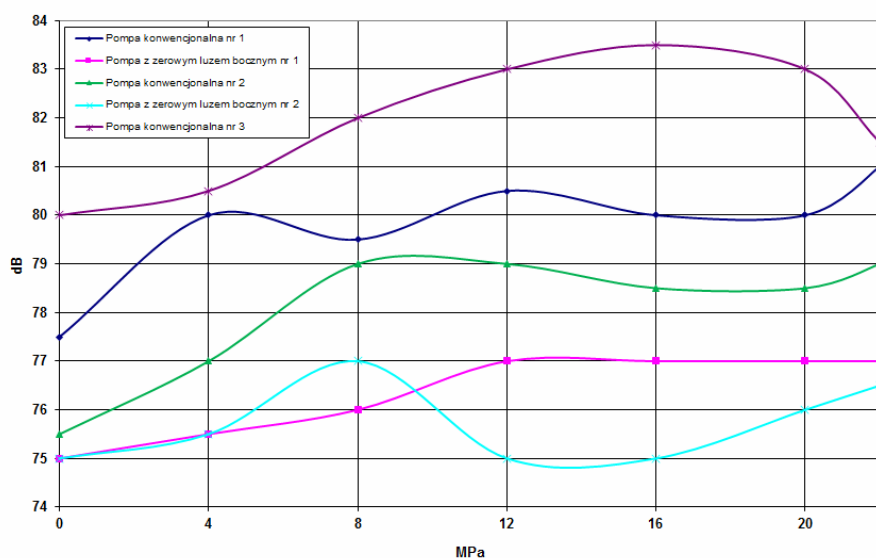
## Wyniki Pomiarów

Wyniki pomiarów akustycznych poziomu dźwięku  $L_A$  oraz poziomu ciśnienia akustycznego  $L_m$  przedstawiono odpowiednio na rys. 5, 6, 7, 8, 9 oraz 10, 11, 12, 13 i 14.



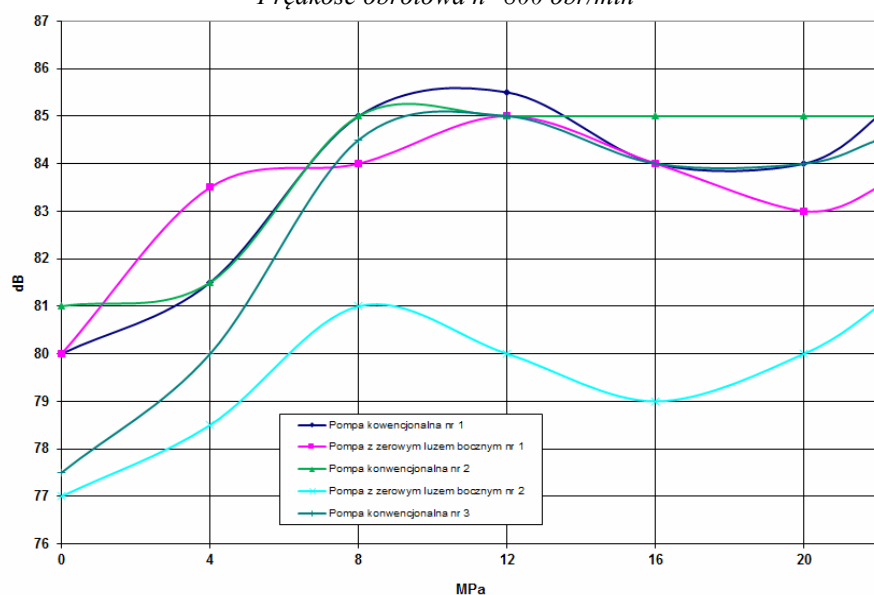
**Rys. 5.** Porównanie poziomu ciśnienia akustycznego  $L_m$  pomp zębatych: 2PZ4-16/22 nr A04110073, PARKER PGP 511, SAUER DANFOSS SNP2/17 DC001, REXROTH nr 0517625001, CASAPPA W0000276228888.

Prędkość obrotowa  $n=500$  obr/min



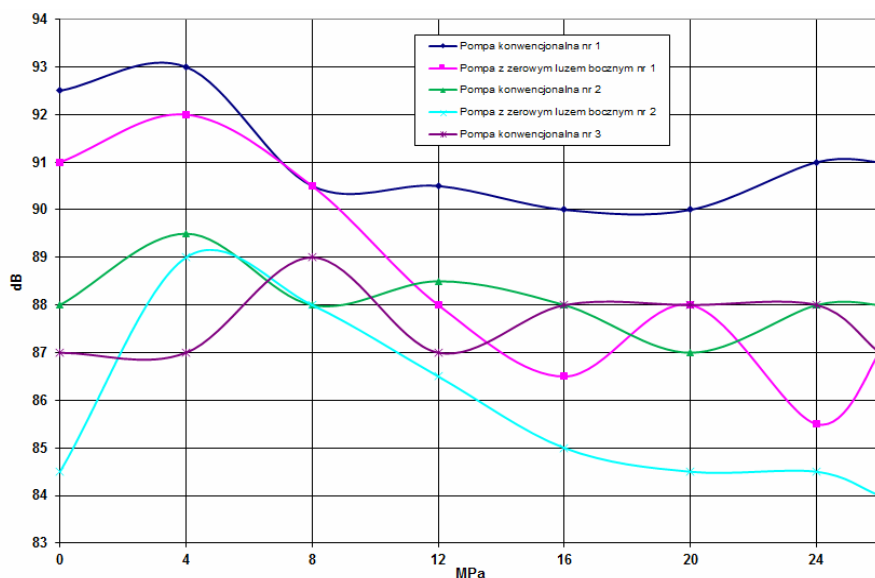
**Rys. 6.** Porównanie poziomu ciśnienia akustycznego  $L_m$  pomp zębatych: 2PZ4-16/22 nr A04110073, PARKER PGP 511, SAUER DANFOSS SNP2/17 DC001, REXROTH nr 0517625001, CASAPPA W0000276228888.

Prędkość obrotowa  $n=800$  obr/min

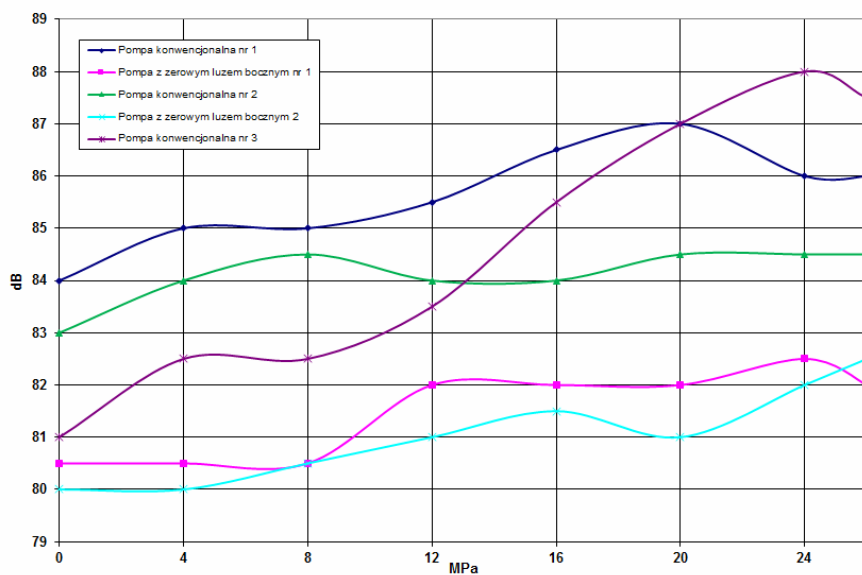


**Rys. 7.** Porównanie poziomu ciśnienia akustycznego  $L_m$  pomp zębatych: 2PZ4-16/22 nr A04110073, PARKER PGP 511, SAUER DANFOSS SNP2/17 DC001, REXROTH nr 0517625001, CASAPPA W0000276228888.

Prędkość obrotowa  $n=1000$  obr/min

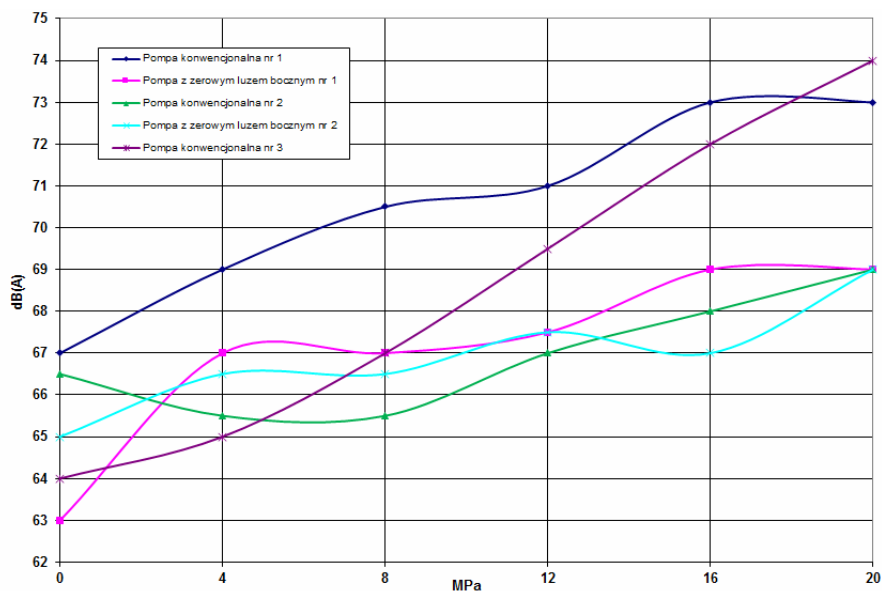


**Rys. 8.** Porównanie poziomu ciśnienia akustycznego  $L_m$  pomp zębatych: 2PZ4-16/22 nr A04110073, PARKER PGP 511, SAUER DANFOSS SNP2/17 DC001, REXROTH nr 0517625001, CASAPPA W0000276228888.  
Prędkość obrotowa  $n=1500$  obr/min



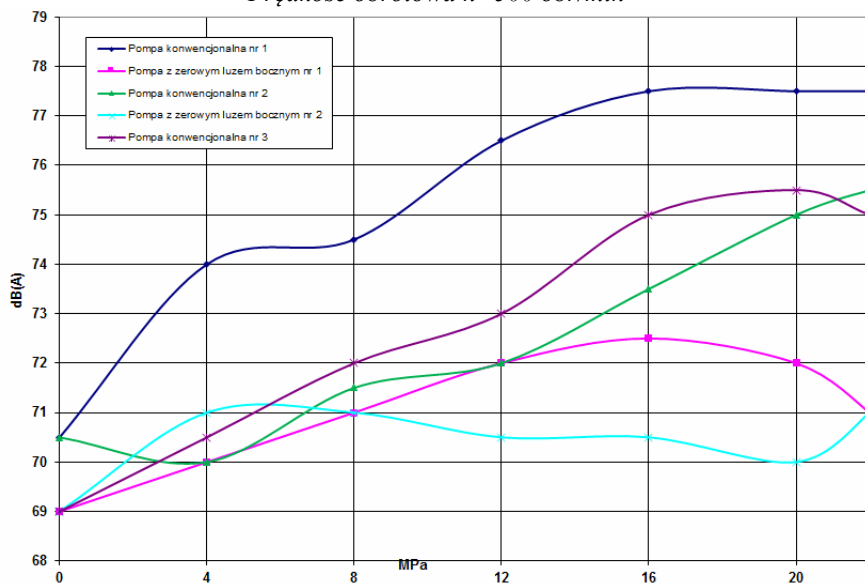
**Rys. 9.** Porównanie poziomu ciśnienia akustycznego  $L_m$  pomp zębatych: 2PZ4-16/22 nr A04110073, PARKER PGP 511, SAUER DANFOSS SNP2/17 DC001, REXROTH nr 0517625001, CASAPPA W0000276228888.  
Prędkość obrotowa  $n=2000$  obr/min





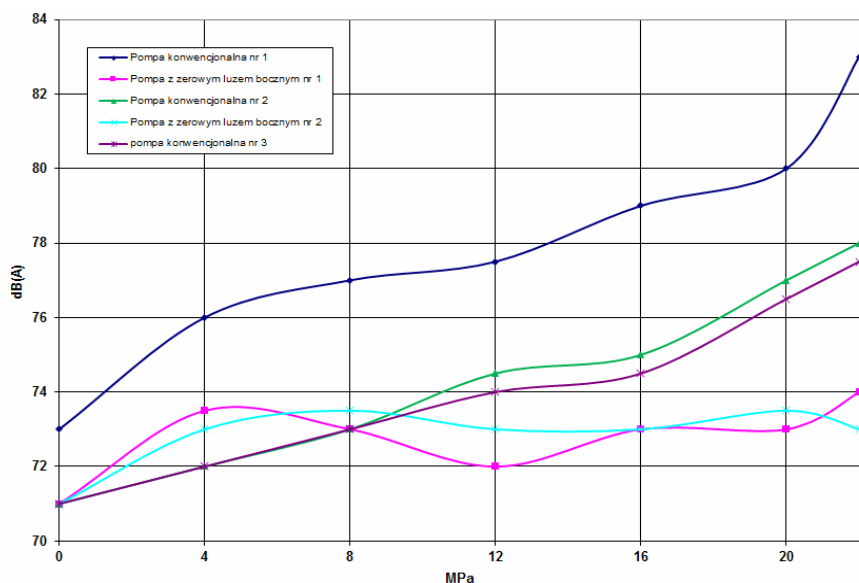
**Rys. 10.** Porównanie poziomu dźwięku  $L_A$  pomp zębatych:  
2PZ4-16/22 nr A04110073, PARKER PGP 511, SAUER DANFOSS SNP2/17 DC001,  
REXROTH nr 0517625001, CASAPPA W0000276228888.

Prędkość obrotowa  $n=500$  obr/min

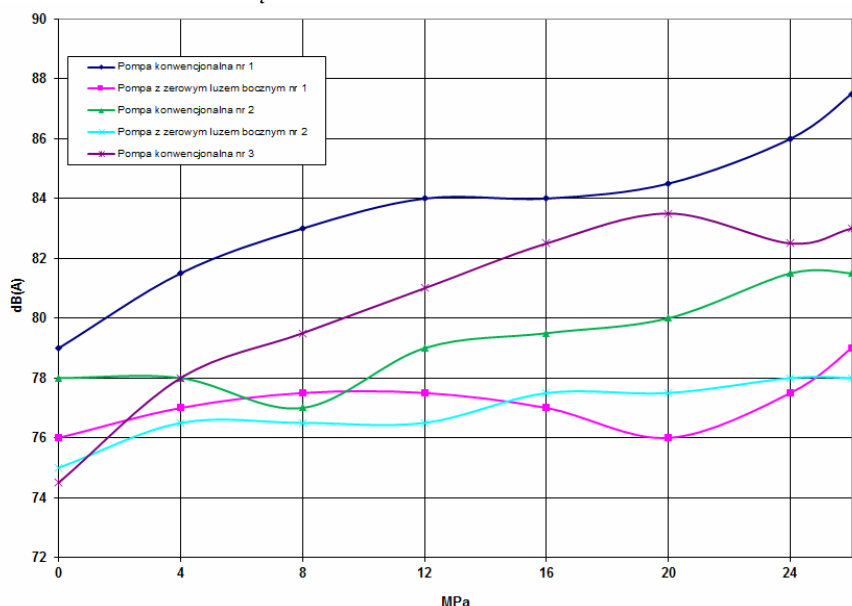


**Rys. 11.** Porównanie poziomu dźwięku  $L_A$  pomp zębatych:  
2PZ4-16/22 nr A04110073, PARKER PGP 511, SAUER DANFOSS SNP2/17 DC001,  
REXROTH nr 0517625001, CASAPPA W0000276228888.

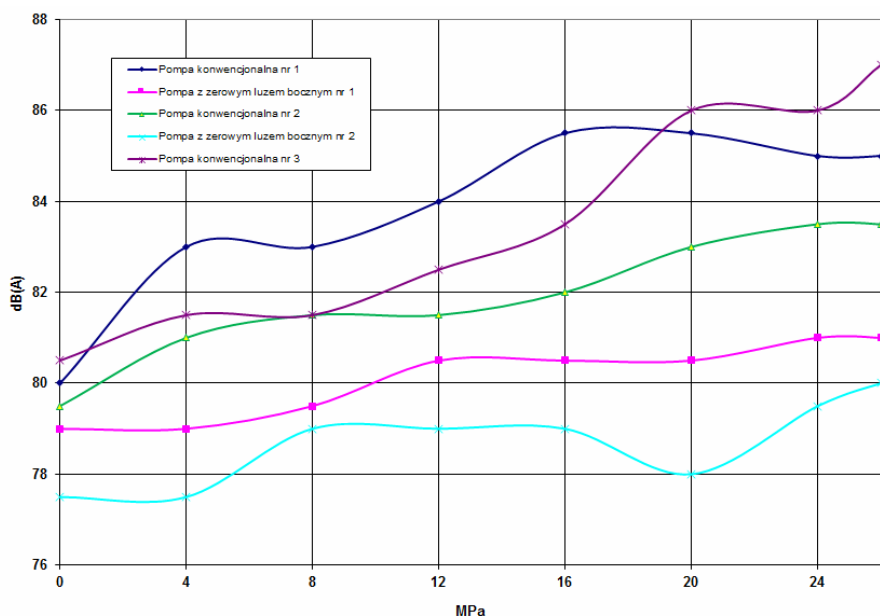
Prędkość obrotowa  $n=800$  obr/min



**Rys. 12.** Porównanie poziomu dźwięku  $L_A$  pomp zębatych:  
2PZ4-16/22 nr A04110073, PARKER PGP 511, SAUER DANFOSS SNP2/17 DC001,  
REXROTH nr 0517625001, CASAPPA W0000276228888.  
Prędkość obrotowa  $n=1000$  obr/min



**Rys. 13.** Porównanie poziomu dźwięku  $L_A$  pomp zębatych:  
2PZ4-16/22 nr A04110073, PARKER PGP 511, SAUER DANFOSS SNP2/17 DC001,  
REXROTH nr 0517625001, CASAPPA W0000276228888.  
Prędkość obrotowa  $n=1500$  obr/min



**Rys. 14.** Porównanie poziomu dźwięku  $L_A$  pomp zębatych:  
 2PZ4-16/22 nr A04110073, PARKER PGP 511, SAUER DANFOSS SNP2/17 DC001,  
 REXROTH nr 0517625001, CASAPPA W0000276228888.  
 Prędkość obrotowa  $n=2000$  obr/min

## Podsumowanie

Na podstawie przeprowadzonych porównawczych badań akustycznych i hydraulicznych pomp zębatych o wydajności jednostkowej  $q \approx 16 \text{ cm}^3/\text{obr}$  produkcji: WPH Wrocław, REXROTH, PARKER, CASAPPA WHISPER oraz SAUER DANFOSS można stwierdzić że:

- Zwiększenie prędkości obrotowej  $n$  prowadzi do wzrostu poziomu dźwięku  $L_A$  pompy zębatej w przyjętym zakresie ciśnień tłoczenia  $p_t = (0-26) \text{ MPa}$ . Prawidłowość ta występuje w przypadku wszystkich porównywanych jednostek.

- Przy nominalnej prędkości obrotowej  $n = 1500 \text{ obr/min}$  i maksymalnym obciążeniu

$p_t = 26 \text{ MPa}$  wartości poziomu dźwięku  $L_A$  dla poszczególnych jednostek odpowiednio wynoszą:

- pompa konwencjonalna nr 1 – 87,5dB(A);
- pompa konwencjonalna nr 2 – 81,5dB(A);
- pompa konwencjonalna nr 3 – 83dB(A);
- pompa z zerowym luzem bocznym nr 1 – 79dB(A)
- oraz pompa z zerowym luzem bocznym nr 2 – 78dB(A)

- Przy prędkościach obrotowych  $n = 500; 800; 1000$  obr/min w całym zakresie ciśnień tłoczenia  $p_t = (0 - 22)$  MPa poziom dźwięku LA pompy konwencjonalnej nr 1 jest wyższy od pozostałych jednostek o wartość od 1 do 9 dB(A).

- Dla wszystkich badanych jednostek nie występuje prawidłowość wzrostu poziomu ciśnienia akustycznego  $L_m$  wraz ze wzrostem prędkości obrotowej pompy. Ponieważ zależność taka występuje w odniesieniu do poziomu dźwięku LA należy sądzić, że istotny wpływ na globalny poziom hałasu pompy mają wartości poziomu ciśnienia akustycznego występujące w zakresie niskich częstotliwości od 63 do 125 Hz.. Potwierdzeniem tego faktu była przeprowadzona oktawa analiza widmowa.

- Maksymalne wartości poziomu ciśnienia akustycznego w paśmie 63Hz występują przy prędkości obrotowej  $n = 1500$  obr/min i wynoszą odpowiednio dla badanych jednostek:

a) pompa konwencjonalna nr 1 – 93,5 dB przy ciśnieniu tłoczenia  $p_t = 4$  MPa;

b) pompa konwencjonalna nr 2 – 89,5dB przy  $p_t = 4$  MPa;

c) pompa konwencjonalna nr 3 – 90 dB przy  $p_t = 8$  MPa;

d) pompa z zerowym luzem bocznym nr 1 – 90,5 dB przy  $p_t = 4$  MPa

e) oraz pompa z zerowym luzem bocznym nr 2 – 89,5 dB przy  $p_t = 4$  MPa

-Maksymalne wartości poziomu ciśnienia akustycznego efektu wypadkowego  $L_m$  dla wszystkich badanych jednostek występują przy prędkości  $n = 1500$  obr/min i wynoszą one odpowiednio:

a) pompa konwencjonalna nr 1 – 93 dB przy ciśnieniu tłoczenia  $p_t = 4$  MPa;

b) pompa konwencjonalna nr 2 – 89,5 dB przy  $p_t = 4$  MPa;

c) pompa konwencjonalna nr 3 – 89 dB przy  $p_t = 8$  MPa;

d) pompa z zerowym luzem bocznym nr 1 – 92 dB przy  $p_t = 4$  MPa

e) oraz pompa z zerowym luzem bocznym nr 2 – 89 dB przy  $p_t = 4$  MPa

Reasumując zatem, na podstawie przeprowadzonych badań można stwierdzić, że wprowadzenie w pompach zębatych rozwiązania konstrukcyjnego z zerowym luzem międzyrębnym zapewnia wymierne korzyści w postaci obniżenia hałasu. Wpływa zatem na poprawę środowiska akustycznego w otoczeniu pracy tego typu jednostek. Głównym powodem obniżenia hałasu jednostek z zerowym luzem międzyzębnym jest 75 procentowe obniżenie pulsacji wydajności, a w konsekwencji pulsacji ciśnienia będące wynikiem przyjętego rozwiązania konstrukcyjnego [3, 7]. Stanowi to potwierdzenie wniosków zawartych w publikacjach [1, 2, 4 - 6, 8, 9] stwierdzających, iż główną przyczyną hałasu pracy pomp zębatych są zjawiska hydrauliczne związane z przepływem czynnika roboczego podczas pracy pompy zębatej.

## Literatura

- [1] Kollek Wacław, Osiński Piotr, Stosiak Michał, Wilczyński Artur, Cichoń Przemysław: Problems relating to high-pressure gear micropumps. Archives of Civil and Mechanical Engineering. 2014, vol. 14, nr 1, s. 88-95.
- [2] Kollek Wacław, Osiński Piotr: Assessment of energetistic measuring techniques and their application to diagnosis of acoustic condition of hydraulic machinery and equipment. Archives of Civil and Mechanical Engineering. 2013.
- [3] Kollek Wacław, Osiński Piotr: Modelling and design of gear pumps. Oficyna Wydawnicza Politechniki Wrocławskiej, Wrocław 2009.
- [4] Kollek Wacław, Kudźma Zygmunt, Osinski Piotr, Rutański Janusz: Wpływ podcięcia stopy zęba na właściwości hydrauliczne pomp zębatych. Przegląd Mechaniczny. Nr 4/08. str.30. Warszawa 2008.
- [5] Kollek Wacław, Kudźma Zygmunt, Rutański Janusz: Poziom hałasu elementów hydraulicznych zależny od czynników przepływowych. Dwumiesięcznik naukowo techniczny. Hydraulika i Pneumatyka. Wrocław. 2005 nr 5.
- [6] Kollek Wacław, Rutanski Janusz, Chrobot Mieczysław, Wieczorek Krzysztof: Badania procesu ociążenia przestrzeni zasklepionej w pompach zębatych. Przegląd Mechaniczny 20/99
- [7] Osiński Piotr: Wysokociśnieniowe i niskopulsacyjne pompy zębate o zazębieniu zewnętrznym. Oficyna Wydawnicza Politechniki Wrocławskiej, 2013.
- [8] Osiński Piotr, Palczak Edward, Rutański Janusz: Wpływ napływu i wypływu czynnika roboczego na właściwości akustyczne i hydrauliczne pompy zębatej. Badanie, konstrukcja, wytwarzanie i eksploatacja układów hydraulicznych : Cylinder 2013 : monografia : praca zbiorowa / [red. nauk. Adam Klich, Antoni Kozieł, Edward Palczak]. Gliwice : Instytut Techniki Górniczej KOMAG, 2013.
- [9] Osiński Piotr, Deptuła Adam, Partyka Marian Antoni: Discrete optimization of a gear pump after tooth root undercutting by means of multi-valued logic trees. Archives of Civil and Mechanical Engineering. 2013.

**Edward LISOWSKI, Wojciech CZYŻYCKI**

<sup>1</sup>Politechnika Krakowska, email: lisowski@mech.pk.edu.pl

<sup>2</sup>Politechnika Krakowska, email: czyzycki@mech.pk.edu.pl

## **ZASTOSOWANIE ZAWORÓW LOGICZNYCH W STEROWANIU MASZYN ROBOCZYCH**

**Streszczenie:** W artykule przeprowadzono analizę możliwości zastosowania zaworów logicznych do sterowania kierunkiem przepływu cieczy w układach hydraulicznych dużych mocy. Analizowano zawory logiczne szczelne w obu kierunkach przepływu. Przedstawiono analizę CFD zaworu logicznego na przepływ do 1500 dm<sup>3</sup>/min. Wyznaczono charakterystyki przepływu dla dwóch sposobów zabudowy zaworu logicznego w układzie.

### **1. Wstęp**

Napęd hydrauliczny jest jeden z głównych rodzajów napędu we współczesnych maszynach roboczych. Stosowany jest zarówno do obsługi układów o małych mocach rzędu kilku kilowatów jak i dużych rzędu nawet kilkuset kilowatów i więcej. Najbardziej rozwinięte są elementy hydrauliczne pracujące w układach średnich mocy. Maszyny robocze wyposażane w napęd hydrauliczny wykorzystują takie elementy jak pompy, silniki oraz siłowniki hydrauliczne, których pracą sterują różnego rodzaju zawory sterujące ciśnieniem i przepływem. W artykule zwrócono uwagę na grupę zaworów określanych w literaturze jako zawory logiczne. Mają one zastosowanie głównie w układach hydraulicznych o większych mocach, gdyż są w stanie realizować duże przepływy i mogą pracować przy wysokich ciśnieniach. W zależności od sposobu ich sterowania mogą pełnić funkcje sterowania ciśnieniem lub przepływem.

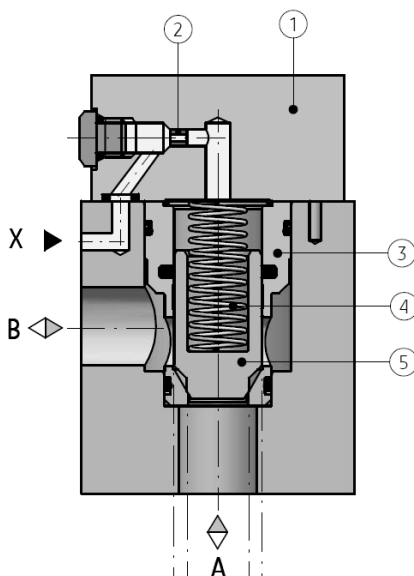
Sterowanie ruchem roboczym maszyny zwykle wymaga zmiany kierunku przepływu cieczy. Do tego celu stosuje się rozdzielcze hydrauliczne. Główne stosowane obecnie rozwiązania konstrukcyjne rozdzielaczy to rozdzielacze suwakowe. Mogą być wykonywane jako pojedyncze z jednym suwakiem, jako sekcyjne czy też monoblokowe, w których w jednym bloku instaluje się wiele suwaków. Wadą rozdzielaczy suwakowych jest duża trudność w uzyskaniu szczelności. Aby ją uzyskać trzeba stosować dodatkowe zawory na przykład zamki hydrauliczne. W artykule przedyskutowano możliwości zastosowania zaworów logicznych zamiast klasycznych rozdzielaczy hydraulicznych. Zawory logiczne są znane od wielu lat i oferowane w katalogach różnych producentów. W ostatnich latach zaobserwowano intensywny rozwój ich konstrukcji i zwiększone zainteresowanie tymi rozwiązaniami.

## 2. Charakterystyki zaworów logicznych

Opis zaworów logicznych można spotkać zarówno w podręcznikach [6] dotyczących napędu hydraulicznego jak i katalogach producentów hydrauliki [1-2]. Zawór logiczny zbudowany jest z wkładu (rys. 1), który zawiera tuleję, stopniowany tłoczek i sprężynę [1]. Użytkownik może we własnym zakresie zaprojektować korpus i zabudować w nim wiele zaworów logicznych. Typowy, prosty sposób obudowy wkładu zaworu logicznego pokazano na rys. 1. W tym rozwiązaniu tuleja zaworu logicznego wbudowana jest do kostki z dwoma prostymi przyłączami oraz przykryta pokrywą. W tym rozwiązaniu przepływ przez zawór wiąże się ze zmianą kierunku strugi o 90 stopni.

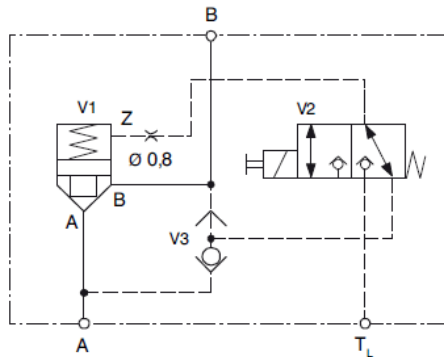


Rys. 1. Widok zaworów logicznych różnej wielkości



Rys. 2. Schemat zabudowy zaworu logicznego [1]:  
1 – pokrywa, 2 – dysza, 3 – tuleja, 4 – sprężyna, 5 – tłoczek

Pracą zaworu logicznego można sterować sygnałem zewnętrznym lub wewnętrznym. Na rys. 3 pokazano sterowanie przepływem z A do B i B do A przy sterowaniu ciśnieniem z przyłączy A lub B z elektromagnetycznym rozdzielaczem gniazdowym, który również jest wewnętrznie szczelnie zamykanym. Jeden zawór logiczny zamyka lub otwiera przepływ na jednej linii hydraulicznej. Stosując więcej zaworów logicznych można budować struktury typu rozdzielacz dwu lub wielopolożeniowy, czterogłowy, sześciodrogowy itp. W pracy [5] przy wykorzystaniu czterech zaworów logicznych pokazano realizację rozdzielacza czterodrogowego wielkości DN22 wprowadzonego do produkcji w PONAR Wadowice realizujący przepływ do 450 dm<sup>3</sup>/min przy ciśnieniu do 32 MPa i będący zamiennikiem standardowego rozdzielacza WEH22.



Rys. 3. Szczelny system sterowania zaworem logicznym

### 3. Wyznaczanie charakterystyk przepływowych analizą CFD

Przepływ przez zawór logiczny wiąże się ze zmianami kierunku przepływu cieczy, zmianą przekroju przepływu, podziałem strumienia w oknach tulei i jego ponownym łączeniem wewnątrz tulei, co powoduje, że wyznaczenie charakterystyk przepływowych poprzez korzystanie z równania Bernoulliego może być niewystarczające. W tym zakresie dogodnie jest skorzystać z oprogramowania CFD. W analizach opisanych w artykule skorzystano z oprogramowania ANSYS/Fluent. Program ten pozwala na wybór modelu z pośród wielu dostępnych w tym k-epsilon, K-omega, Reynolds itp. W przypadku przepływu przez rozdzielacz wystarczająco dobrze sprawdza się model k-epsilon ze względu na fakt, że w zaworze nie ma warunków do formowania się przepływu laminarnego [3-5]. Energia kinetyczna turbulencji  $k$  i współczynnik dyssypacji  $\varepsilon$  są obliczane z następujących równań:

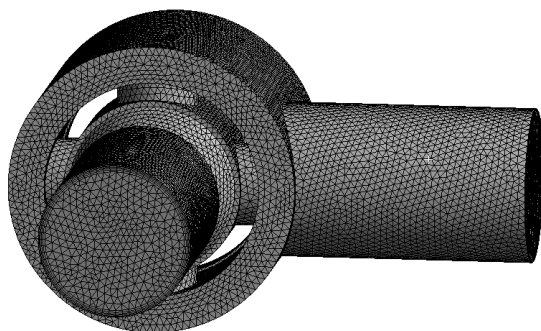
$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho k) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho k u_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left( \left( \alpha + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right) + G_k + G_b - \rho \varepsilon - Y_M + S_k \quad (2)$$



$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho \varepsilon) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho a u_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left( \left( \alpha + \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right) + C_{1\varepsilon} \frac{\varepsilon}{k} (G_k + C_{3\varepsilon} G_b) - C_{2\varepsilon} \rho \frac{\varepsilon^2}{k} + S_\varepsilon \quad (3)$$

W tych równaniach,  $G_k$  reprezentuje wzrost energii kinetycznej turbulencji wywołany gradientem prędkości średnich.  $G_b$  jest energią generowaną przez zjawisko wyporu.  $Y_M$  to energia związana ze ściśliwością cieczy,  $C_{1\varepsilon}$ ,  $C_{2\varepsilon}$  i  $C_{3\varepsilon}$  są stałymi modelu.  $S_k$  i  $S_\varepsilon$  są odpowiednio liczbami Prandtla.

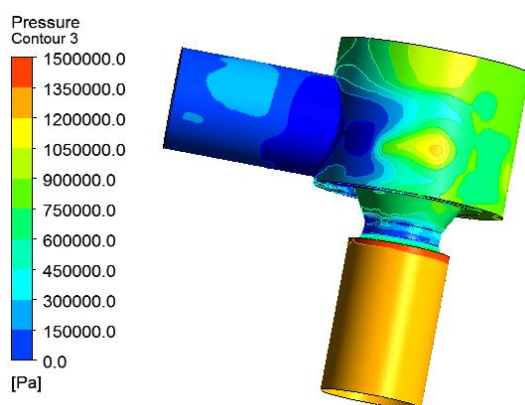
Do analizy CFD niezbędne jest zbudowanie modelu geometrycznego dróg przepływowych, co można zrealizować korzystając z programu CAD. Na rys. 4 pokazano siatkę komórek wykonaną dla zaworu logicznego UZRS32 [2]. W budowie modelu zastosowano 5 warstw przyściennych. Model stanowi 72325 węzłów i 277201 komórek.



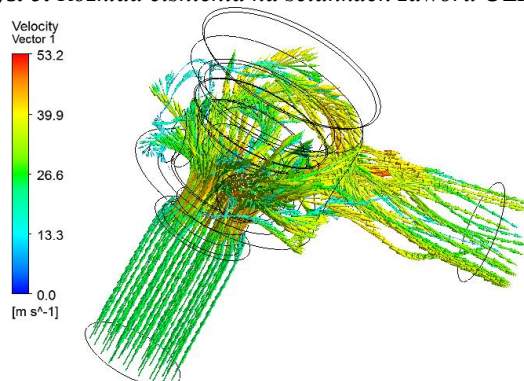
**Rys. 4.** Model dyskretny dróg przepływowych zaworu logicznego UZRS32

Do analizy przepływu przyjęto założenia oraz następujące dane: gęstość cieczy  $870 \text{ kg/m}^3$ , lepkość kinematyczna cieczy  $41 \text{ cSt}$ , ciecz nieściśliwa, brak poślizgu cieczy na ścianach, model jest w stanie termicznym ustalonym, właściwości cieczy są niezmiennie w trakcie symulacji.

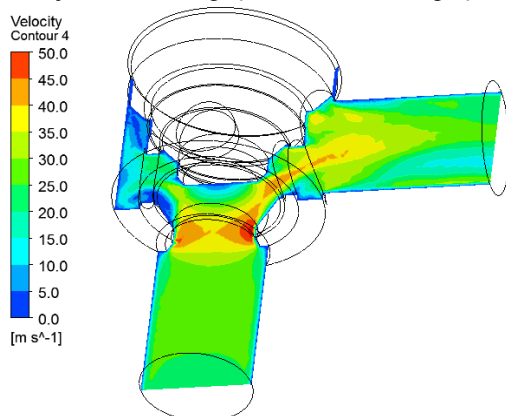
Badania przeprowadzono dla objętościowego natężenia przepływu  $Q = 300, 600, 900, 1200 \text{ i } 1500 \text{ dm}^3/\text{min}$ . W przeprowadzonej analizie wyznaczono rozkład ciśnienia na ściankach zaworu (rys. 5), rozkład prędkości na liniach prądu oraz w przekroju kanałów (rys. 6 i 7). Z analiz uzyskanych map wynika, że największe ciśnienia występują w kanale dolotowym, natomiast ze względu na zwirowania w dalszym obszarze występuje zmienne pole ciśnienia zmniejszające swoją wartość w kierunku wypływu z zaworu. W zaworze logicznym można zauważyć zwężenie przekroju w szczelinie suwaka (rys. 6 i 7), na którym występuje lokalny wzrost wartości prędkości. Lokalny wzrost prędkości występuje również w miejscu, gdzie sumują się strumienie wypływające z kształtu wkładu zaworu logicznego.



**Rys. 5.** Rozkład ciśnienia na ściankach zaworu UZRS32



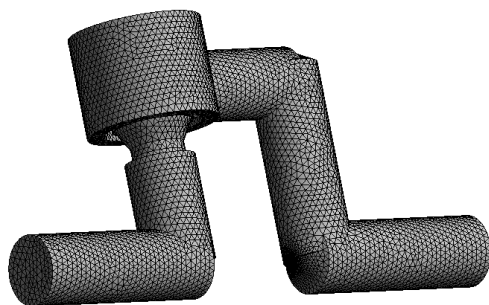
**Rys. 6.** Rozkład prędkości na liniach prądu



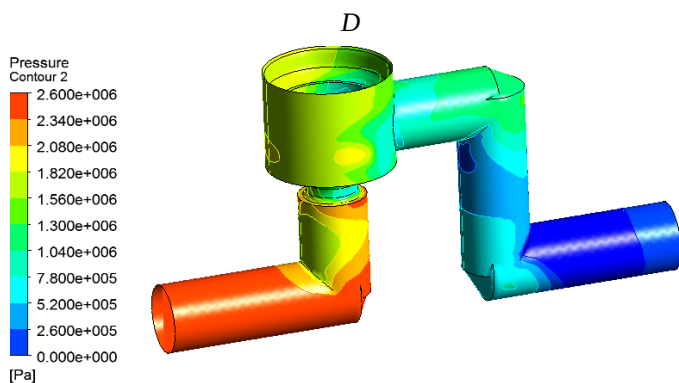
**Rys. 7.** Rozkład prędkości

W katalogach producentów zwykle są podane charakterystyki oporów przepływu przez wkład zaworu logicznego, które będą obowiązywać

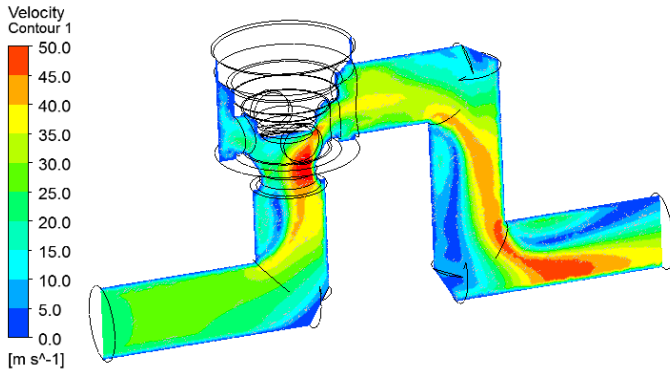
również w przypadku prostej zabudowy bez dławień zmian kierunku przepływu. W przypadku gdy obudowa zaworu logicznego jest bardziej złożona niezbędne będzie zbadanie jak wpływa ona na charakterystyki. Na rys. 8 pokazano model dla przypadku gdy zawór logiczny jest zabudowany w linii prostej instalacji. Wymagało to wykonania dodatkowych kolan w korpusie. Model ten zbudowano dla podobnych danych jak na rys. 4. Wyniki analizy CFD przedstawiono na rys. 9 w postaci ciśnienia działającego na ścianki. Jak wynika z tego rysunku już na pierwszym kolanku występuje znaczna strata ciśnienia. Rys. 10 pokazuje mapę prędkości przepływu cieczy w przekroju wzdłużnym. Z tego rysunku wynika, że doprowadzenie kolan o kącie  $90^\circ$  znacząco wpłynęło na rozkład prędkości. Znacząco wzrosła wartość prędkości na wylocie zaworu. Zbiorcze zestawienie wyników oporów przepływu dla obu wariantów zaworu zestawiono na rys. 11. Zamontowanie zaworu logicznego w korpusie, w którym wystąpiły dodatkowe kolana spowodowało blisko dwukrotny wzrost oporów przepływu.



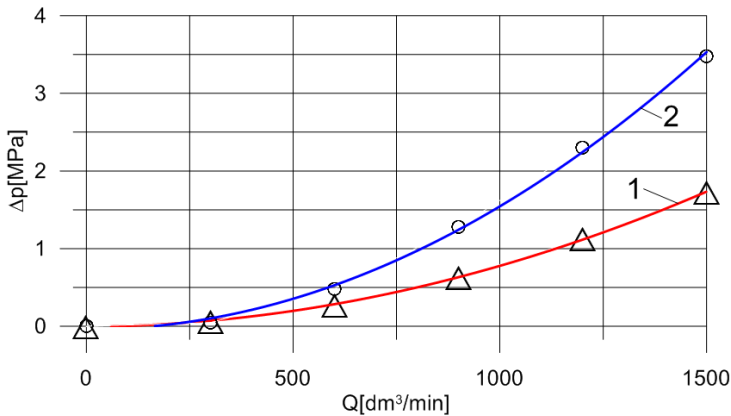
**Rys. 8.** Model geometryczny zaworu logicznego ze złożonymi kanałami w korpusie z widoczną siatką komórek



**Rys. 9.** Rozkład ciśnienia na ściankach



Rys. 10. Rozkład prędkości przepływu cieczy w płaszczyźnie wzdłużnej zaworu



Rys. 11. Straty ciśnienia przy przepływie przez zawór UZRS32:  
1 – w zabudowie prostej, bez kolan, 2 – w zabudowie liniowej z trzema kolanami

#### 4. Podsumowanie

W artykule przedstawiono zagadnienie wykorzystania zaworów logicznych do sterowania kierunkiem przepływu cieczy w układach hydraulicznych o dużej mocy. Jedną z takich możliwości jest wykorzystanie zaworów logicznych do budowy rozdzielaczy. Zabudowa zaworów logicznych w układzie wiąże się z ich zabudową w korpusach, które użytkownik może wykonać we własnym zakresie.

W artykule przedstawiono wyniki badań symulacyjnych wykonanych za pomocą programu ANSYS/Fluent dla prostej zabudowy dla jakiej podawane są charakterystyki w katalogach producentów oraz do zabudowy, w której zachowana jest prostoliniowość linii hydraulicznej co wymagało zastosowania w korpusie dodatkowych połączeń kolanowych. Wprowadzenie dodatkowych trzech połączeń kolanowych zmieniło rozkład prędkości przepływu przez zawór i spowodowało prawie dwukrotne zwiększenie oporów przepływu. Nie stanowi to jednak większego problemu, ponieważ zawory logiczne produkowane są w wielu rozmiarach i trzeba

tylko dobrać odpowiedni. Natomiast projektując zabudowę zaworów logicznych przy wykorzystaniu jedynie charakterystyk przepływu przez gniazdo zaworu logicznego można w niekorzystnym przypadku prowadzić do znacznych błędów.

Jeżeli wziąć pod uwagę takie cechy zaworu logicznego jak: szczelność wewnętrzna, dopuszczalna częstotliwość załączania, zastosowanie rozdzielacza logicznego mimo konieczności zaprojektowania własnej zabudowy może być korzystne dla wielu układów hydraulicznych maszyn roboczych.

**Abstract:** In this article analyse the applicability of the logic valves to control the direction of fluid flow in hydraulic systems of high power was performed. Logic valves hermetic in both flow directions were analysed. The CFD analysis of flow rate 1500 dm<sup>3</sup>/min was presented. Flow characteristics for two forms of channels in valve body was determined and described.

## Literatura

- [1] Katalog Bosh-Rexroth, Check valve pilot operated RE 21564/07.10
- [2] Katalog Catridge Valve, Ponar Wadowice, WK 450 423, 02.2010
- [3] Domagala M., *CFD Analysis of a flow control valve*, Proceedings of 5th FPNI-PhD Symposium, 445-450, Kraków 2008
- [4] Lisowski E., Rajda J., CFD analysis of pressure loss during flow by hydraulic directional control valve constructed from logic valves, *Energy Conversion and Management* 65, 285-291, 2013
- [5] Lisowski E., Czyżycki W., Rajda J., Multifunctional four-port directional control valve constructed from logic valves, *Energy Conversion and Management*, 87, 905 – 913, 2014
- [6] Stryczek S., Napęd hydrostatyczny. WNT, Warszawa, 1997.

**Edward LISOWSKI<sup>1</sup>, Grzegorz FILO<sup>2</sup>**

<sup>1</sup>Politechnika Krakowska, Wydział Mechaniczny, lisowski@mech.pk.edu.pl

<sup>2</sup>Politechnika Krakowska, Wydział Mechaniczny, filo@mech.pk.edu.pl

## **MODELOWANIE SYSTEMU PRZEMIESZCZANIA CIĘŻKICH ŁADUNKÓW Z WYKORZYSTANIEM PODUSZEK PNEUMATYCZNYCH**

**Streszczenie:** Celem niniejszej pracy było wykonanie modelu systemu transportowego z wykorzystaniem poduszek pneumatycznych. Zbudowano model matematyczny układu oraz model symulacyjny w programie Matlab-Simulink. Model pozwolił na przeprowadzenie badań pionowego umorzenia ładunku pod działaniem ciśnienia zasilającego. Wyniki badań symulacyjnych zweryfikowano doświadczalnie.

### **Oznaczenia**

- $dm_i/dt$  - strumień masy powietrza [kg/s],
- $V_i$  - objętość  $i$  [ $m^3$ ],
- $T_i$  - średnia temperatura w objętości  $i$  [K],
- $p_i$  - ciśnienie w objętości  $i$  [Pa],
- $R$  - stała gazowa powietrza [J/(kg K)],
- $\kappa$  - wykładnik adiabaty,
- $M$  - masa obciążająca poduszkę,
- $z_1$  - pionowe przemieszczenie wywołane napełnieniem komory bocznej,
- $z_f$  - pionowe przemieszczenie wynikające z powstania szczeliny powietrznej pomiędzy komorą boczną i podłożem,
- $z$  - całkowite pionowe przemieszczenie poduszki pneumatycznej,
- $x_c, y_c$  - współrzędne układu w płaszczyźnie podłoża
- $F_a$  - siła wywołana ciśnieniem powietrza w komorze bocznej,
- $F_g$  - siła grawitacji,
- $F_s$  - siła sprężystości materiału ścianek komory bocznej,
- $F_n$  - siła napędowa,
- $A_2$  - pole powierzchni komory bocznej styku z podłożem,
- $R_1, R_2$  - zewnętrzny i wewnętrzny promień dolnej powierzchni poduszki mającej kontakt z podłożem
- $a_3, a_2, a_1, a_0$  - współczynniki,
- $d_1, d_2$  - średnice dysz dławiących,
- $\psi$  - współczynnik wypływu przez dysze.

Indeksy używane do oznaczenia komór:

- 1        zasilanie,
- 2        komora boczna,
- 3        komora dolna.

## Wprowadzenie

W przedsiębiorstwach przemysłowych często występuje konieczność przemieszczania ciężkich ładunków, którymi mogą być ustawiane w hali obrabiarki, półfabrykaty, elementy konstrukcji jak również inne urządzenia wykorzystywane w cyklu produkcyjnym. W tym celu zwykle stosowane są urządzenia dźwigowe jak suwnice, wciągarki, przenośniki. W większości przypadków urządzenia te poprawnie spełniają swoje zadanie, jednak charakteryzują się one dużymi wymiarami, co może uniemożliwić ich użycie wewnątrz hal przemysłowych. Dzisiejsze hale przemysłowe budowane są za pomocą nowoczesnych technologii, pozwalających uzyskać poziome i gładkie powierzchnie robocze, w tym nachylenie podłoża  $\alpha$  nie przekraczające  $0.1^\circ$  oraz chropowatość powierzchni  $R_a \leq 25 \mu\text{m}$ . Spełnienie powyższych warunków pozwala na wprowadzenie systemów transportowych z wykorzystaniem poduszek pneumatycznych, które są urządzeniami małymi i lekkimi, a cechą szczególnie przydatną jest ich niewielka wysokość rzędu 30 – 40 mm [1]. Prosta i zwarta konstrukcja pozwala na szybkie i łatwe wsunięcie poduszek pod wielkogabarytowe ładunki lub urządzenia. W laboratorium Instytutu Informatyki Stosowanej Politechniki Krakowskiej prowadzone są badania nad poprawą parametrów poduszek pneumatycznych zarówno poprzez zmiany konstrukcyjne [2], jak również stosowanie nowych układów sterowania [3]. Podstawowe funkcje poduszki pneumatycznej to podnoszenie ładunku i jego przemieszczenie. Unoszenie ładunku następuje na skutek działania ciśnienia powietrza w poduszce natomiast przemieszczenie jest wynikiem działania poziomej siły zwykle generowanej przez operatora. Ze względu na fakt, iż powietrze wypływające pomiędzy dolną powierzchnią poduszki i podłożem tworzy film redukujący tarcie do małych wartości (rzędu  $\mu \leq 0.001$ ), przesunięcie ładunków nawet o dużej masie może być realizowane siłą mięśni ludzkich. W niniejszej pracy przedstawiono model matematyczny działania platformy transportowej na poduszkach pneumatycznych z ładunkiem oraz zbudowany na jego podstawie model blokowy w programie Matlab/Simulink

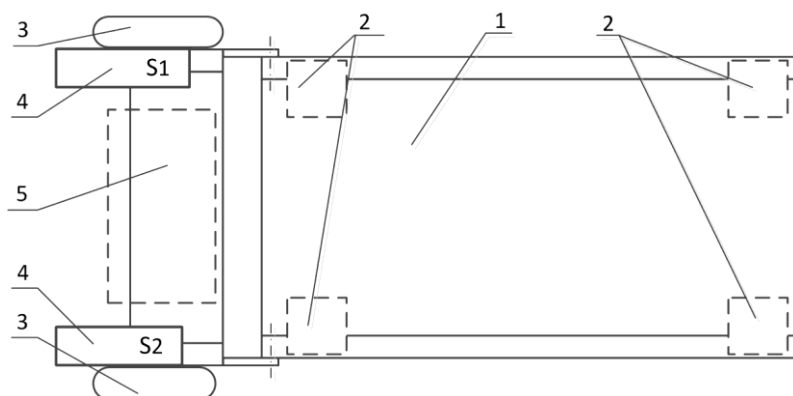
## Obiekt badań

Obiektem badań jest platforma transportowa (rys. 1) o wymiarach 1900mm x 1000mm x 60mm, która transportuje ładunek w postaci kostek betonowych. Cztery poduszki pneumatyczne wsunięte są pod platformę (rys. 2). Do platformy przymocowana jest konsola sterowania pneumatycznego 5 oraz mechanizm napędowy, który może być wykorzystany do przesuwania ładunku po uniesieniu się platformy. Poduszki pneumatyczne umożliwiają podnoszenie i unoszenie ładunku. Jeżeli do przesuwania platformy jest wykorzystywany mechanizm napędowy,

sterowanie kierunkiem jazdy jest realizowane za pomocą dwóch potencjometrów 1 (rys. 3).

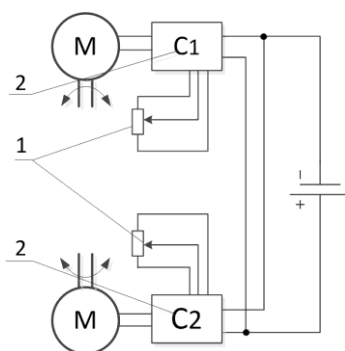


**Rys. 1.** Stanowisko badawcze do transportu na poduszkach pneumatycznych:  
1 – poduszka pneumatyczna, 2 – platforma, 3 – ładunek, 4 – mechanizm jazdy,  
5 – blok sterowania



**Rys. 2.** Rozmieszczenie poduszek pneumatycznych pod platformą:  
1 – platforma, 2 – poduszki, 3,4 – mechanizm jazdy, 5 – blok sterowania

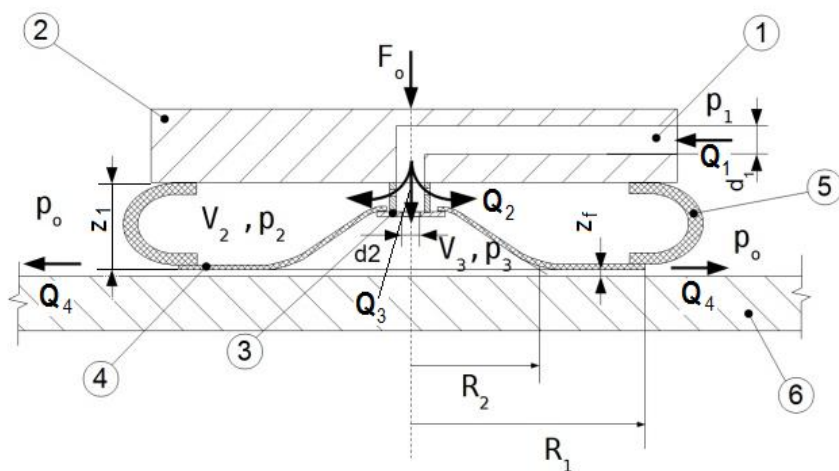




**Rys. 3.** Układ sterowania mechanizmem jazdy platformy

### Model matematyczny poduszki pneumatycznej

Schemat pojedynczej poduszki pokazano w przekroju na rys. 4. Model matematyczny poduszki pneumatycznej obejmuje bilanse przepływu w wyodrębnionych objętościach  $V_2$ ,  $V_3$ , równania przepływu przez dysze  $Q_2$ ,  $Q_3$  oraz równanie wypływu powietrza do otoczenia przez szczelinę pomiędzy powierzchnią nośną membrany i podłożem  $Q_4$ .



**Rys. 4.** Schemat poduszki pneumatycznej w przekroju poprzecznym:

1 – kolektor wlotowy, 2 – płyta nośna, 3 – dysza wylotowa, 4 – powierzchnia nośna membrany powietrznej, 5 – powierzchnia boczna komory powietrznej, 6 – podłoże

### Równania układu zasilania pneumatycznego

Masowy strumień powietrza dopływający do poduszki pneumatycznej wyznaczono w oparciu o równanie ciągłości przepływu masowego oraz przy

założeniu jednorodnej strugi gazu [4]. Strumień wejściowy  $\frac{dm_1(t)}{dt}$  jest rozdzielany na strumień zasilający komorę boczną  $\frac{dm_2(t)}{dt}$  oraz strumień przepływający przez komorę dolną  $\frac{dm_3(t)}{dt}$ . Z prawa zachowania masy:

$$\frac{dm_1(t)}{dt} = \frac{dm_2(t)}{dt} + \frac{dm_3(t)}{dt}. \quad (1)$$

Przepływ powietrza do komory bocznej jest rozpatrywany jako napełnianie zbiornika o zmiennej objętości. Proces napełniania takiego zbiornika można opisać nieliniowym równaniem różniczkowym pierwszego rzędu [5]:

$$V_2(t) \cdot \frac{dp_2(t)}{dt} + \kappa \cdot p_2(t) \cdot \frac{dV_2(t)}{dt} = \kappa \cdot R \cdot T_1 \cdot \frac{dm_2(t)}{dt}. \quad (2)$$

Po przekształceniu wzoru (2) można uzyskać nieliniowe równanie różniczkowe pozwalające na wyznaczenie objętości komory w funkcji czasu:

$$\frac{dV_2(t)}{dt} = \frac{R \cdot T_1}{p_2(t)} \cdot \frac{dm_2(t)}{dt} - \frac{V_2(t)}{\kappa \cdot p_2(t)} \cdot \frac{dp_2(t)}{dt}. \quad (3)$$

Równanie opisujące pionowe przemieszczenie komory bocznej poduszki pneumatycznej wyznaczono z bilansu sił:

$$M \frac{d^2 z_1(t)}{dt^2} = F_a - F_g - F_s - F_{pt}, \quad (4)$$

gdzie poszczególne siły wyznaczono z przedstawionych poniżej zależności. Siła wywołana ciśnieniem powietrza wewnątrz poduszki:

$$F_a(t) = p_2(t) \cdot A_2(t), \quad (5)$$

siła grawitacji:

$$F_g = M \cdot g, \quad (6)$$

siła sprężystości materiału membrany została przybliżona za pomocą wielomianu o współczynnikach wyznaczonych na podstawie wyników badań laboratoryjnych:

$$F_s(z_1) = a_3 \cdot z_1^3 + a_2 \cdot z_1^2 + a_1 \cdot z_1 + a_0, \quad (7)$$

natomiast siła wynikająca z przemiany termodynamicznej, przy założeniu przemiany adiabatycznej (pominięcie wymiany ciepła pomiędzy powietrzem wewnątrz komory i otoczeniem) została opisana następującym równaniem [4]:

$$F_{pt}(t) = K \cdot [V_2(0) + A_2 \cdot z_1(t)]^{-\kappa}, \quad (8)$$

gdzie  $K$  jest współczynnikiem obliczanym dla warunków początkowych w następujący sposób:

$$K = A_2 \cdot p_2(0) \cdot [V_2(0)]^\kappa. \quad (9)$$

Masowy strumień powietrza do komory dolnej  $m_3(t)$  przez dyszę o średnicy  $d_2$  wyznaczono przy uwzględnieniu prędkości krytycznej przepływu. Prędkość przepływu powietrza do komory 3 zależy od stosunku ciśnień  $\beta = p_3 / p_1$ . W przypadku zachodzącej podczas przepływu przemiany adiabatycznej, wartość tego współczynnika jest stała i wynosi  $\beta = 0.53$  [6]. Jeżeli  $p_3 / p_1 \leq \beta$ , występuje przepływ nadkrytyczny, z prędkością dźwięku, w przeciwnym wypadku prędkość przepływu jest niższa od prędkości dźwięku. Teoretyczny masowy strumień powietrza dopływającego do objętości  $V_3$ :

$$\frac{dm_3(t)}{dt} = \frac{\pi \cdot d_2^2}{4} \cdot p_1(t) \cdot \sqrt{\frac{2}{R \cdot T_1}} \cdot \Psi(t), \quad (10)$$

gdzie  $\Psi(t)$  jest wyznaczane w następujący sposób:

$$\Psi(t) = \sqrt{\frac{\kappa}{\kappa - 1} \left[ \left( \frac{p_3(t)}{p_1(t)} \right)^{2/\kappa} - \left( \frac{p_3(t)}{p_1(t)} \right)^{(\kappa+1)/\kappa} \right]}. \quad (11)$$

W przypadku przepływu nadkrytycznego współczynnik  $\Psi$  ma stałą wartość  $\Psi_{kr} = 0.684$ , stąd równanie (10) upraszcza się do postaci:

$$\frac{dm_3(t)}{dt} = 0.7594 \cdot \frac{d_2^2 \cdot p_1(t)}{\sqrt{R \cdot T_1}}. \quad (12)$$

Ciśnienie w komorze dolnej  $p_3(t)$  można wyznaczyć z bilansu przepływu [2]. Jeżeli ciśnienie  $p_3$  zrównoważy siłę pochodzącą od masy poduszki

i obciążenia, pomiędzy dolną powierzchnią poduszki i podłożem tworzy się szczelina powietrzna. Pionowy ruch poduszki tworzący szczelinę o wysokości  $z_f$  wynika z równowagi siły unoszenia oraz siły ciężkości poduszki i jej obciążenia:

$$M \frac{d^2 z_f(t)}{dt^2} = F_0 - F_g, \quad (13)$$

gdzie  $F_g$  jest siłą ciężkości, natomiast  $F_0$  to siła unoszenia poduszki, której wartość można wyznaczyć całkując rozkład ciśnienia po powierzchni kontaktu poduszki z podłożem [5, 6]. Wartość siły unoszenia:

$$F_0(t) = \frac{\pi \cdot p_3(t) \cdot (R_1^2 - R_2^2)}{2 \cdot \ln(R_1 / R_2)}. \quad (14)$$

Suma przemieszczeń  $z_1$  (4) oraz  $z_f$  (13) stanowi całkowitą wysokość podnoszenia poduszki pneumatycznej  $z$ .

### **Równanie ruchu w płaszczyźnie poziomej**

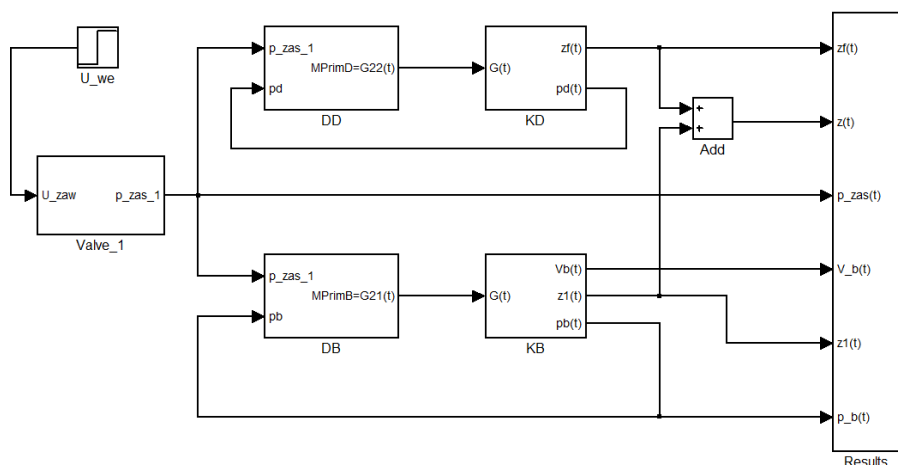
Ruch układu na poduszkach pneumatycznych w płaszczyźnie podłoża, przy założeniu odpowiedniego wypoziomowania oraz ruchu jednowymiarowego, został opisany za pomocą równania:

$$M \frac{d^2 x_c(t)}{dt^2} + F_T + F_v = F_n, \quad (15)$$

gdzie:  $F_n$  - siła wymuszenia ruchu w poziomie,  $F_T = \mu \cdot F_g$  - siła tarcia Coulomba natomiast  $F_v = c_{vis} \cdot \frac{dx_c}{dt}$  - siła tarcia wiskotycznego.

### **Model w programie Matlab-Simulink i wyniki badań**

Układ równań (1) do (15) został wykorzystany do zbudowania modelu symulacyjnego poduszki pneumatycznej w programie Matlab-Simulink. Schemat blokowy modelu pokazano na rys. 5.



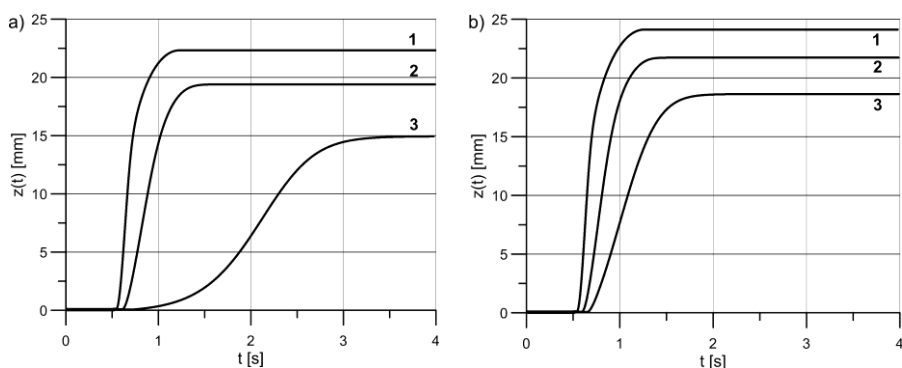
**Rys. 5.** Schemat blokowy modelu symulacyjnego poduszki pneumatycznej w programie Matlab-Simulink

Głównymi składnikami modelu są bloki reprezentujące proporcjonalny zawór przelewowy Valve\_1, dysze prowadzące do komory bocznej DB i komory dolnej DD, oraz komory, odpowiednio KB i KD. Sygnał wejściowy jest podany w postaci funkcji skokowej w bloku U\_we. Pozostałe bloki służą do wizualizacji wyników.

Badania symulacyjne obejmowały:

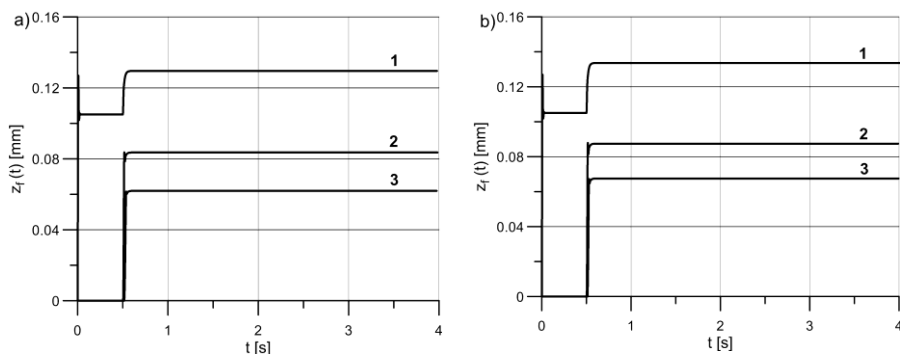
- przebiegi zmiany wysokości podnoszenia ładunku  $z(t)=z_1(t)+z_f(t)$  w zależności od ciśnienia zasilania i obciążenia,
- przebiegi zmiany wysokości szczeliny powietrznej  $z_f(t)$  w zależności od ciśnienia zasilania i obciążenia.

Symulacje przeprowadzono dla następujących wartości masy ładunku obciążającego poduszkę:  $M_1=50$  kg,  $M_2=150$  kg,  $M_3=250$  kg. Uzyskane przebiegi wysokości podnoszenia  $z(t)$  dla ciśnienia zasilania  $p_{zas1}=0.15$  MPa przedstawiono na rys. 6a, natomiast dla  $p_{zas2}=0.20$  MPa – na rys. 6b. Uzyskane wartości wysokości szczeliny powietrznej pomiędzy dolną powierzchnią poduszki pneumatycznej a podłożem dla analogicznych wartości mas obciążających poduszkę oraz ciśnień pokazano na rys. 7.



**Rys. 6.** Pionowe przemieszczenie ładunku:

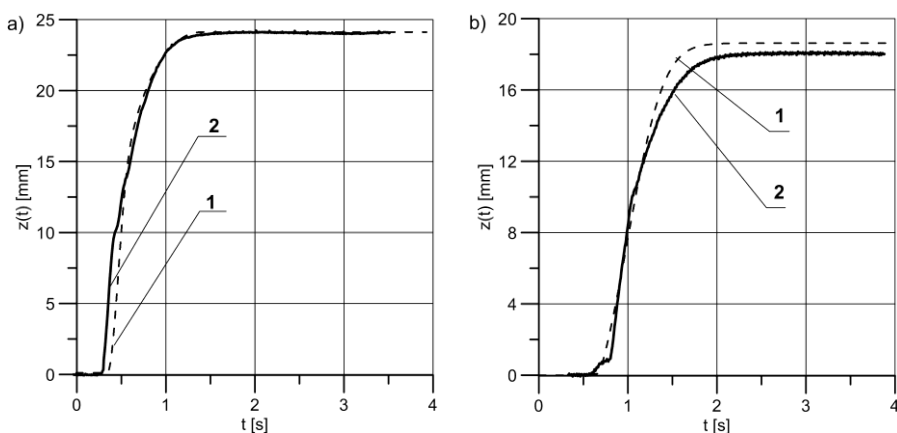
a) ciśnienie zasilania  $p_{zas}=0.15$  MPa, b) ciśnienie zasilania  $p_{zas}=0.20$  MPa,  
1 –  $M=50$  kg, 2 –  $M=150$  kg, 3 –  $M=250$  kg



**Rys. 7.** Wysokość szczeliny powietrznej: a) ciśnienie zasilania  $p_{zas}=0.15$  MPa,  
b) ciśnienie zasilania  $p_{zas}=0.20$  MPa, 1 –  $M=50$  kg, 2 –  $M=150$  kg, 3 –  $M=250$  kg

Wyniki badań uzyskane na modelu symulacyjnym wskazują, że w odpowiedzi na wymuszenie skokowe otrzymujemy asymptotyczne ustalenie się położenia równowagi, bez pulsacji przy rozruchu jak i w stanie ustalonym. Przesunięcie pionowe ładunku zmienia się od 15 mm do 23 mm dla ciśnienia  $p_{zas1}=0.15$  MPa oraz od 19 mm do 24.5 mm dla  $p_{zas2}=0.20$  MPa. Wysokość szczeliny powietrznej w tych przypadkach zmienia się w zakresie 50 – 130  $\mu\text{m}$ , w zależności od obciążenia.

Porównanie wyników symulacji z rezultatami badań stanowiskowych przeprowadzonych z wykorzystaniem rzeczywistej poduszki pneumatycznej dla ciśnienia zasilania  $p_{zas2}=0.20$  MPa oraz masy ładunku  $M_1=50$  kg pokazano na rys. 8a, natomiast dla  $M_3=250$  kg na rys. 8b. Uzyskano zbliżone wyniki jak w badaniach symulacyjnych.



**Rys. 8.** Porównanie wyników badań symulacyjnych i stanowiskowych dla  $p_{zas}=0.20$  MPa: a)  $M=50$  kg, b)  $M=250$  kg, 1 – krzywa teoretyczna, 2 – krzywa doświadczalna

## Podsumowanie

W pracy podjęto zadanie wykonania modelu matematycznego systemu transportu ładunku z wykorzystaniem poduszek pneumatycznych. Następnie zbudowano model symulacyjny w programie Matlab-Simulink w postaci schematu blokowego. Przeprowadzono badania symulacyjne dla systemu z czterema poduszkami i indywidualnym sterowaniem ciśnieniem w każdej poduszce. Wyniki uzyskane z badań symulacyjnych porównano z rezultatami testów laboratoryjnych uzyskując zadowalającą zgodność.

Uzyskane wyniki badań pokazują, że podnoszenie ładunku z zastosowaniem poduszek pneumatycznych pozwala na płynne podniesienie ładunku bez drgań i wibracji. Małe wymiary, szczególnie wysokość poduszek (w tym przypadku zastosowano poduszki o wymiarach 200mm x 200mm, o wysokości zaledwie 35 mm w stanie bez zasilania) pozwala na wsunięcie ich pod ładunki paletowe czy też pomiędzy stopki maszyn. Powietrze wypływające spod poduszek do otoczenia nie powoduje powstawania szumów ani drgań ładunku. Z drugiej strony, odcięcie dopływu powietrza skutkuje natychmiastowym zatrzymaniem ruchu poziomego i posadowieniem ładunku bez konieczności stosowania układów hamulcowych.

**Abstract:** The main aim of this work was creating mathematical and simulation model of a pneumatic cushion. The model was created in Matlab-Simulink environment and it allows tests of vertical movement of the cushions to be conducted. The results obtained from simulations were then compared with the outcomes of laboratory tests carried out on the test bench giving a satisfactory conformity.

## **Literatura**

- [1] YUN L., BLIAULT A.: Theory & Design of Air Cushion Craft, Butterworth-Heinemann, United Kingdom, 2000.
- [2] LISOWSKI E., KWIATKOWSKI D.: Określenie podstawowych parametrów systemu pneumatycznego platformy transportowej na poduszkach pneumatycznych, Przegląd Mechaniczny, no 2/12, pp. 45-48, Warszawa 2012.
- [3] LISOWSKI E., FILO G.: Pressure control in air cushions of the mobile platform, Journal of KONES Powertrain and Transport, Vol. 18, No. 2, pp. 261-270, Warsaw 2011.
- [4] WOŁKOW J., DINDORF R.: Teoria i obliczenia układów pneumatycznych, Wydawnictwo Politechniki Krakowskiej, Kraków, 1994.
- [5] Szenajch W.: Napęd i sterowanie pneumatyczne, WNT Warszawa, 2003.
- [6] Bullard L., Hovercraft, Lerner Publications Company, Minneapolis, USA, 2007.



## **BADANIA EKSPERYMENTALNE ZAWORU CIŚNIENIOWEGO O ZMODYFIKOWANEJ KONSTRUKCJI**

**Streszczenie:** W artykule przedstawiono badania eksperymentalne dynamiki hydrostatycznego układu napędowego sterowanego rozdzielaczem, zasilanego pompą o stałej wydajności jednostkowej i wyposażonego w zawór ciśnieniowy o zmodyfikowanej konstrukcji. Przedstawiono schematy konstrukcyjne i ideowy zaworu i opisano zasadę jego działania. Badania przeprowadzone na eksperymentalnym stanowisku badawczym umożliwiły uzyskanie charakterystyk statycznych i dynamicznych zaworu zmodyfikowanego. Określono wpływ współczynnika dławienia oraz natężenia przepływu na działanie zaworu zmodyfikowanego. Przedstawiono także porównanie charakterystyk statycznych zaworu zmodyfikowanego i zaworu o zwyczajnej konstrukcji.

### **1. Wstęp**

Napędy hydrostatyczne, ze względu na szereg zalet, ciągle znajdują zastosowanie w budowie maszyn, w tym w układach napędowych maszyn roboczych. Każdy układ hydrostatyczny musi być wyposażony w co najmniej jeden zawór ciśnieniowy, pełniący rolę zaworu bezpieczeństwa, ograniczającego wzrost ciśnienia, podobnie, jak układ elektryczny musi być wyposażony w bezpiecznik ograniczający wzrost natężenia prądu. Szczególnie ważną rolę spełniają zawory ciśnieniowe w układach hydrostatycznych zasilanych pompami o stałej wydajności i sterowanych rozdzielaczami. Napędy maszyn roboczych pracują bardzo często dynamicznie, w cyklach roboczych, złożonych z rozruchu, ruchu ustalonego i hamowania, które realizowane jest często na drodze hydraulicznej. Szybkie przesterowanie rozdzielacza, przy przejściu do kolejnej fazy cyklu roboczego, wywołuje przeważnie gwałtowny wzrost ciśnienia, który musi być ograniczany za pomocą zaworu ciśnieniowego. Istotna w takim przypadku staje się charakterystyka dynamiczna zaworu i dobre rozpoznanie zjawisk towarzyszących pracy takim układem.

W artykule [1] zwrócono uwagę na zjawiska zachodzące podczas rozruchu dźwignic, z napędem hydrostatycznym, z pompą o stałej wydajności. Badania symulacyjne, potwierdzone eksperymentalnie, wykazują oscylacyjny charakter drgań ciśnienia po szybkim przesterowaniu rozdzielacza dla spowodowania rozruchu układu. Maksymalna amplituda drgań ciśnienia, może osiągać wartości znacznie przekraczające wartości ciśnienia statycznego, występującego w ruchu ustalonym – przy stałej prędkości silnika hydraulicznego i maszyny. Wysokie wartości przeciążeń

dynamicznych mają oczywisty, negatywny wpływ na trwałość elementów maszyn, a także inne własności eksploatacyjne.

W pracach [2, 3] przedstawiono niekorzystny wpływ pulsacji ciśnienia oraz jego maksymalnych wartości na hałas emitowany przez przekładnię hydrostatyczną.

Zawór ciśnieniowy może być elementem zmniejszającym niekorzystne w skutkach zjawiska dynamiczne, zachodzące podczas stanów nieustalonych pracy układów hydrostatycznych o stałej wydajności, sterowanych za pomocą rozdzielaczy. W pracy [4] zaproponowano modyfikację dwustopniowego zaworu ciśnieniowego, powodującą ograniczenie niekorzystnych obciążeń dynamicznych za pomocą automatycznej regulacji przebiegu ciśnienia w okresie rozruchu układu. Przy wykonywaniu tych badań nie dysponowano jeszcze technikami komputerowymi i pomiarowymi jakimi dysponujemy obecnie.

## **2. Konstrukcja i działanie zaworu zmodyfikowanego**

Na rysunku 1 przedstawiono schemat konstrukcyjny i ideowy zaworu zmodyfikowanego. Oznaczenia odpowiadających sobie elementów są takie same.

W dwustopniowym zaworze przelewowym, zwyczajnej konstrukcji, wartość ciśnienia otwarcia zaworu  $p_z$ , jest wartością stałą, nastawianą mechanicznie poprzez śrubę regulacyjną. Przyjmuje się, że ciśnienie otwarcia zaworu odpowiada wartości ciśnienia w punkcie przecięcia zlinearyzowanej części charakterystyki statycznej zaworu z osią ciśnienia. Za pomocą śruby regulacyjnej nastawiane jest ugięcie wstępne sprężyny, o sztywności  $k_g$ , zaworu grzybkowego I stopnia. W efekcie wywierana jest siła na grzybek zaworu.

Modyfikacja konstrukcji zaworu, polega na zastąpieniu mechanicznej regulacji ciśnienia otwarcia zaworu  $p_z$  – regulacją automatyczną. W tym przypadku, w stanie nieustalonym pracy układu, wartość ciśnienia otwarcia zaworu  $p_z$  nie jest wartością stałą, lecz zmienną w czasie. Ciśnienie to narasta od wartości początkowej  $p_{zI}$ , wynikającej z ugięcia wstępnego sprężyny (5), nastawianego za pomocą śruby regulacyjnej (1).

W pierwszej fazie pracy układu śruba (1), poprzez zespół popychacz - tłoczek (4), wywiera nacisk na sprężynę (5) zaworu sterującego. Komora (3) tłoczka (4b), automatycznie regulującego napięcie sprężyny (5), poprzez zawór dławiąco-zwrotny (2), połączona jest z linią wysokiego ciśnienia (10). Ciśnienie  $p_z$  może wzrosnąć maksymalnie do wartości  $p_{zII}$ , która odpowiada maksymalnemu ugięciu sprężyny (5) zaworu I stopnia. Regulowane jest to położeniem odsadzenia (11) względem korpusu (12) zaworu dwustopniowego.

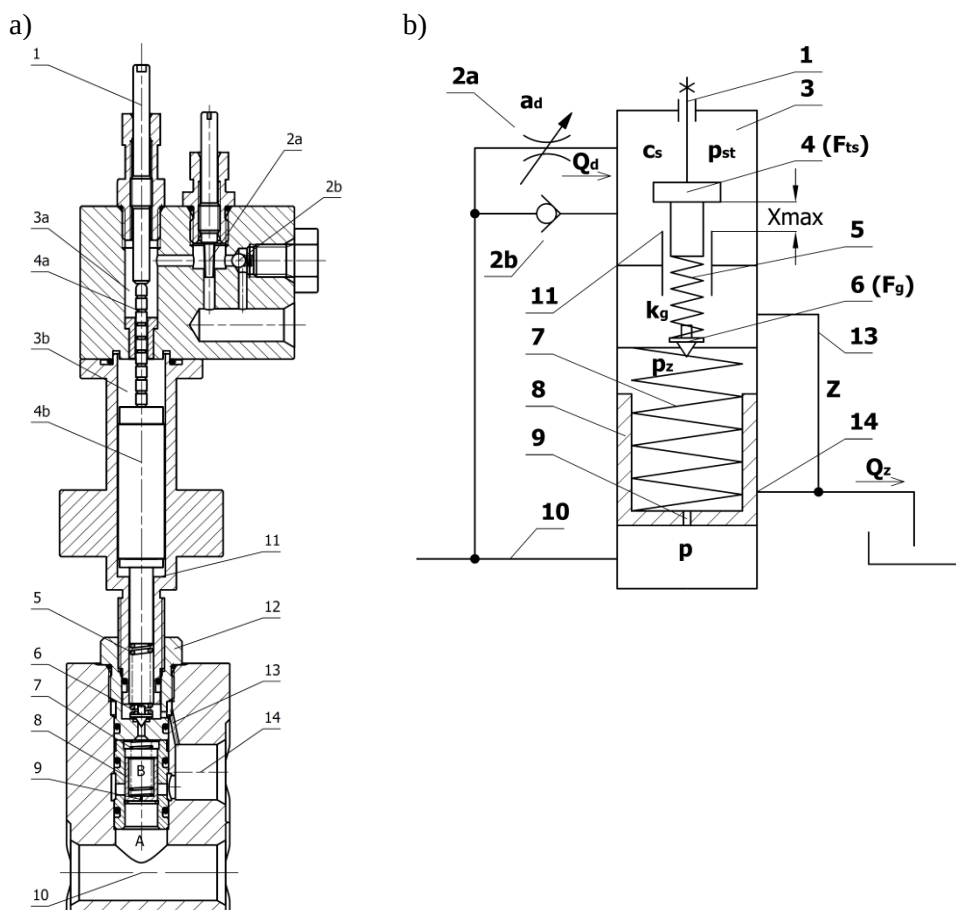
Można wyodrębnić trzy obszary pracy zaworu, których zakres zależy od nastaw ciśnień  $p_{zI}$  i  $p_{zII}$ . Proporcjonalne do nich są wartości  $p_{stI}$  oraz  $p_{stII}$ .

$$p_{stI,II} = p_{zI,II} \cdot \frac{F_g}{F_{ts}} \quad (1)$$

gdzie :

$F_g$  - pole powierzchni czynnej grzybka (6) zaworu I stopnia [ $m^2$ ]

$F_{ts}$  - pole powierzchni czynnej tłoczka sterującego [ $m^2$ ]



**Rys. 1.** Schemat konstrukcyjny: a) oraz ideowy b) zaworu przelewowego o zmodyfikowanej konstrukcji

Pierwszy obszar pracy występuje dla wartości ciśnienia sterującego  $p_{st}$  w komorze tłoczka (3), nie przekraczającej  $p_{stl}$ . Na grzybek (6) zaworu sterującego działa siła, pochodząca od ugięcia wstępnego sprężyny (5). Z wartości tej siły i pola czynnego przekroju grzybka (6) wynika początkowe ciśnienie otwarcia zmodyfikowanego zaworu przelewowego  $p_{zl}$ . Zatem :

$$p_{zl} = \frac{k_g \cdot x_0}{F_g} \quad (2)$$

Ciśnienie w układzie jest mniejsze, niż  $p_{zl}$ , zatem zawór I stopnia pozostaje zamknięty. Ciśnienia w komorze A oraz B, poprzez kapilarę (9) w tłoczku (8), są wyrównane. Na skutek działania siły pochodzącej od ugięcia sprężyny (7), tłoczek (8) dociśnięty jest do swojego gniazda. Kanał wlotowy (10) zaworu nie jest połączony z kanałem odprowadzającym (14) olej do zbiornika. Czynnik roboczy poprzez zawór dławiąco-zwrotny (2) dostaje się do komory (3) tłoczka sterującego (4). Następuje wzrost ciśnienia sterującego  $p_{st}$  w komorze (3). Gdy ciśnienie w układzie przekroczy wartość  $p_{zl}$ , grzybek (6) zaworu sterującego uniesie się, otwierając przepływ z komory B do zbiornika, poprzez kanał Z (13). Ciśnienie w komorze B spadnie. Na skutek różnicy ciśnień między komorą A oraz B, tłoczek (8) zaworu głównego przemieści się do góry, łącząc kanał wlotowy (10) zaworu z kanałem odprowadzającym (14) ciecz roboczą do zbiornika. Autor prac [4, 5] na podstawie bilansu przepływu w komorze (3) wyprowadził zależność określającą przebieg ciśnienia sterującego  $p_{st}$ :

$$c_s \cdot \frac{dp_{st}}{dt} = a_d \cdot (p - p_{st}) \quad \text{dla} \quad p_{st} \leq p_{stl} \quad (3)$$

gdzie :

$c_s$  - pojemność komory sterującej [ $m^5/N$ ]

$a_d$  - współczynnik dławienia zaworu dławiąco-zwrotnego  $\left[ \frac{m^5}{N \cdot s} \right]$

$p$  - ciśnienie w linii wysokiego ciśnienia [Pa]

Przebieg natężenia przepływu przez zawór uzyskano z modelu dynamicznego, traktującego zawór ciśnieniowy, jako człon inercyjny I rzędu.

$$\begin{cases} T_z \cdot \frac{dQ_z}{dt} + Q_z = h_z \cdot (p - p_{zl}) & \text{dla} \quad p > p_{zl} \\ Q_z = 0 & \text{dla} \quad p \leq p_{zl} \end{cases} \quad (4)$$

gdzie :

$T_z$  - stała czasowa zaworu ciśnieniowego [s]

$Q_z$  - natężenie przepływu przez zawór ciśnieniowy [ $m^3/s$ ]

$h_z$  - współczynnik wzmocnienia zaworu ciśnieniowego  $\left[ \frac{\text{m}^5}{\text{N} \cdot \text{s}} \right]$

Drugi obszar pracy zaworu zmodyfikowanego znajduje się w zakresie ciśnienia sterującego  $p_{st}$  od wartości  $p_{stI}$  do wartości  $p_{stII}$ . Wzrost wartości ciśnienia w komorze (3) tłoczka (4) powyżej wartości  $p_{stI}$  powoduje jego przemieszczenie w dół, na skutek którego zwiększa się ugięcie sprężyny (5) zaworu I stopnia. Oznacza to, iż wartość ciśnienia otwarcia zaworu  $p_z$  również wzrasta. W drugim obszarze pracy, ciśnienie  $p_z$  jest wartością zmienną w czasie i jest proporcjonalne do ciśnienia  $p_{st}$ . Zatem :

$$p_{st} = p_z \cdot \frac{F_g}{F_{ts}} \quad (5)$$

Przebieg ciśnienia sterującego w II obszarze pracy został wyznaczony z równowagi sił działających na tłoczek (4) oraz bilansu przepływu w komorze (3).

$$\left( \frac{F_{ts}^2}{a_d \cdot k_g} + \frac{c_s}{a_d} \right) \cdot \frac{dp_{st}}{dt} + p_{st} = p \quad (6)$$

gdzie:

$k_g$  - sztywność sprężyny zaworu I stopnia [N/m]

Natomiast przepływ przez zawór określony jest poniższą zależnością :

$$\begin{cases} T_z \cdot \frac{dQ_z}{dt} + Q_z = h_z \cdot (p - p_z) & \text{dla } p > p_z \\ Q_z = 0 & \text{dla } p \leq p_z \end{cases} \quad (7)$$

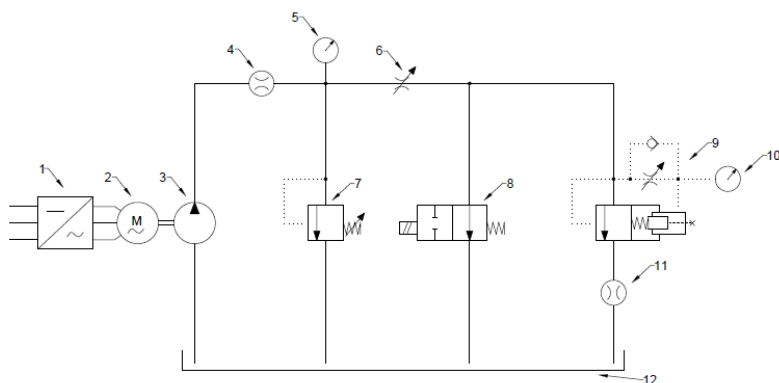
Trzeci obszar pracy nastąpi, gdy ciśnienie sterowania  $p_{st}$  przekroczy wartość  $p_{stII}$ , co odpowiada wartości ciśnienia otwarcia zaworu  $p_z = p_{zII}$ . Tłoczek (4) sterujący ugięciem sprężyny (5) I stopnia zaworu znajduje się w krańcowym położeniu, oparty o odsadzenie (11). Dalszy wzrost ciśnienia  $p_{st}$  nie powoduje wzrostu wartości ciśnienia  $p_z$ . Zawór zmodyfikowany pracuje jak zawór zwyczajny o wartości ciśnienia otwarcia zaworu równej  $p_{zII}$ . Przepływ przez zawór w trzecim obszarze pracy opisany jest poniższą zależnością :

$$\begin{cases} T_z \cdot \frac{dQ_z}{dt} + Q_z = h_z \cdot (p - p_{zII}) & \text{dla } p > p_{zII} \\ Q_z = 0 & \text{dla } p \leq p_{zII} \end{cases} \quad (8)$$

### 3. Badania eksperymentalne

W celu przeprowadzenia badań eksperymentalnych zaworu przelewowego o zmodyfikowanej konstrukcji przygotowane zostało

stanowisko badawcze, którego schemat przedstawiony jest na rysunku 2. Do regulacji prędkości obrotowej zastosowano napęd falownikowy (1, 2). Z wałem silnika sprzęgnięta jest pompa zębata (3), o stałym wydatku, firmy PARKER, seria PGP500. Poprzez regulację prędkości obrotowej wału silnika regulowane jest natężenie przepływu generowane przez pompę wyporową. Natężenie przepływu w linii wysokiego ciśnienia, na wyjściu z pompy, mierzone jest przepływomierzem turbinkowym (4) PMB 1500, o zakresie pomiarowym do 25 l/min. Ciśnienie w linii wysokiego ciśnienia mierzone jest czujnikiem ciśnienia produkcji HMB. Układ hydrauliczny, w celu zabezpieczenia przed nadmiernym obciążeniem, wyposażony jest w zawór ciśnieniowy (7). Zawór dławiący (6) służy do wyznaczania charakterystyki statycznej pompy. Ciśnienie w komorze sterującej zmodyfikowanego zaworu (9), również mierzone jest czujnikiem ciśnienia (10) produkcji HMB. Natężenie przepływu przez badany zawór mierzone jest przepływomierzem turbinkowym PMB 1500 (11). W układzie hydraulicznym, równoległe do badanego zaworu, podłączony jest zawór odcinający (8) sterowany elektromagnesem. Sygnały pomiarowe odczytywane są przez wzmacniacz pomiarowy Spider 8, natomiast przebieg badań jest rejestrowany przez program CATMAN v. 6.0.



**Rys. 2.** Schemat stanowiska badawczego

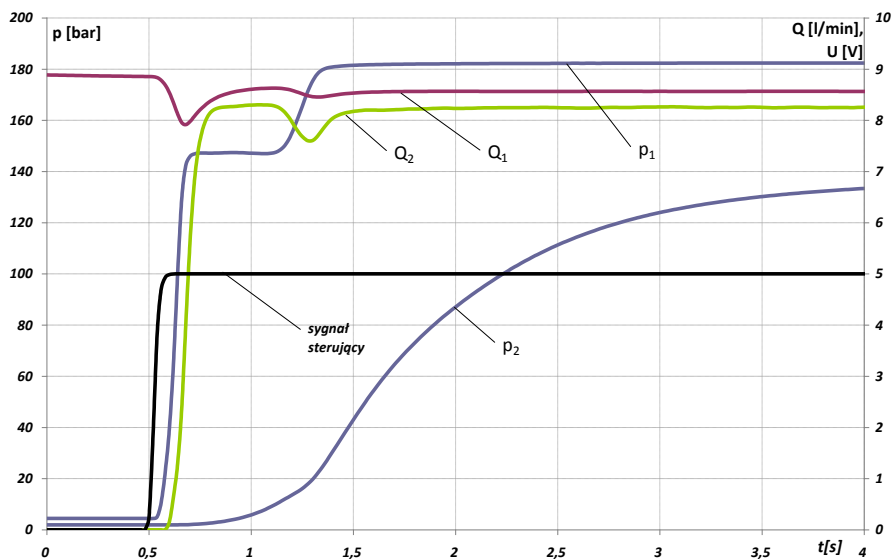
Na stanowisku zbadano odpowiedź dynamiczną zmodyfikowanego zaworu na skokowe wymuszenie natężeniem przepływu. Skokową zmianę natężenia przepływu przez badany zawór uzyskano poprzez szybkie przesterowanie zaworu odcinającego (8), podając sygnał napięciowy na elektromagnes sterujący jego pracą. Sygnał ten również jest odczytywany i rejestrowany. W normalnym położeniu pracy zaworu odcinającego, zawór ten łączy wylot tłoczny pompy ze zbiornikiem (12). W układzie panuje niskie ciśnienie wynikające z oporu przepływów cieczy roboczej w obiegu zwartym, badany zawór pozostaje zamknięty. Po przesterowaniu zaworu

odcinającego (8) przepływ z wylotu tłocznego pompy do zbiornika przez zawór (8) zostaje zamknięty, a cały wydatek pompy zostaje skierowany do przewodu wlotowego badanego zaworu zmodyfikowanego. W podobny sposób przeprowadzono badania dynamiki tradycyjnego zaworu przelewowego II stopniowego ZP-160-10.

Na stanowisku badawczym wyznaczono również charakterystykę statyczną zaworu zmodyfikowanego oraz tradycyjnego zaworu przelewowego II stopniowego ZP-160-10. W tym celu zawór odcinający (8) został zamknięty. Na falowniku zadawano prędkość obrotową zespołu silnik-pompa zębata, w celu zmiany natężenia przepływu generowanego przez pompę.

Ciśnienie otwarcia zaworu (7) zostało ustawione na wartość wyższą niż badanych zaworów przelewowych w celu uniknięcia jego wpływu na wyniki pomiarów.

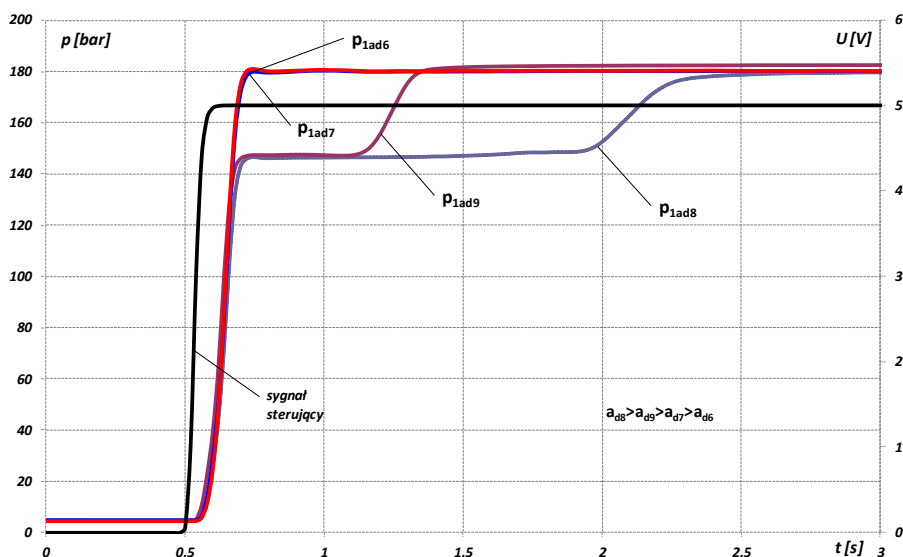
W trakcie przeprowadzania badań eksperymentalnych zbadano odpowiedź dynamiczną zaworu o zmodyfikowanej konstrukcji na skokowe wymuszenie natężeniem przepływu. Na rysunku 3 przedstawiono przebieg ciśnienia  $p_1$  w układzie, ciśnienia  $p_2$  w komorze sterującej zaworu, natężenia przepływu  $Q_1$  na wylocie z pompy, natężenia przepływu  $Q_2$  na wylocie z zaworu ciśnieniowego oraz napięciowego sygnału sterującego pracą zaworu odcinającego.



Rys. 3. Odpowiedź dynamiczna zmodyfikowanego zaworu przelewowego

Na wykresie można zaobserwować trzy obszary pracy zaworu zmodyfikowanego. Ciśnienie w układzie szybko wzrasta do początkowej

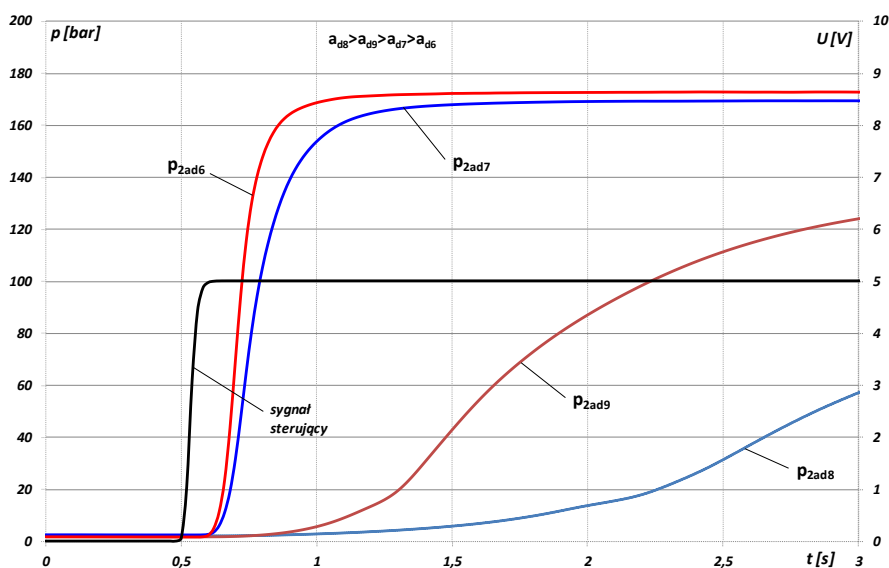
wartości ciśnienia otwarcia zaworu  $p_{zI}$  ustawionej za pomocą śruby regulacyjnej. W trakcie przeprowadzania badania wartość  $p_{zI}$  ustawiona została na ok. 150 bar. Jest to pierwszy obszar pracy zaworu. Z pewnym opóźnieniem, ciśnienie  $p_2$  w komorze sterującej zaczyna wzrastać, jednakże tłoczek sterujący napięciem sprężyny zaworu I stopnia pozostaje w spoczynku. Przez pewien czas, w układzie panuje ciśnienie odpowiadające początkowej wartości ciśnienia otwarcia zaworu. Gdy ciśnienie  $p_2$  przekroczyło odpowiednią wartość (ok. 10-11 bar), wystarczającą do pokonania siły pochodzącej od napięcia wstępnego sprężyny zaworu I stopnia, nastąpił ruch tłoczka sterującego, a zawór zmodyfikowany znalazł się w drugim obszarze pracy. Na wykresie można to zaobserwować poprzez wzrost ciśnienia  $p_1$  w układzie od wartości  $p_{zI}$  do maksymalnej wartości ciśnienia otwarcia zaworu  $p_{zII}$ . W trakcie badań, wartość  $p_{zII}$  została ustawiona na ok. 180 bar. W drugim obszarze pracy zaworu, poprzez dodatnie sprzężenie zwrotne komory sterującej z linią wysokiego ciśnienia, następuje gwałtowniejsze narastanie wartości ciśnienia  $p_2$ . Gdy wartość ciśnienia  $p_1$  osiągnie maksymalną wartość ciśnienia otwarcia zaworu  $p_{zII}$ , zawór znajduje się w trzecim obszarze pracy. Tłoczek sterujący opiera się o odsadzenie, przez co jego dalszy ruch jest niemożliwy i pozostaje w spoczynku. Ciśnienie  $p_1$  w układzie utrzymywane jest na stałym poziomie, natomiast ciśnienie  $p_2$  asymptotycznie wzrasta do wartości wynikającej ze współczynnika dławienia ustawionego na zaworze dławiająco-zwrotnym i przecieków wewnętrznych w badanym zaworze.



Rys. 4. Wpływ współczynnika dławienia na przebieg wartości ciśnienia w układzie

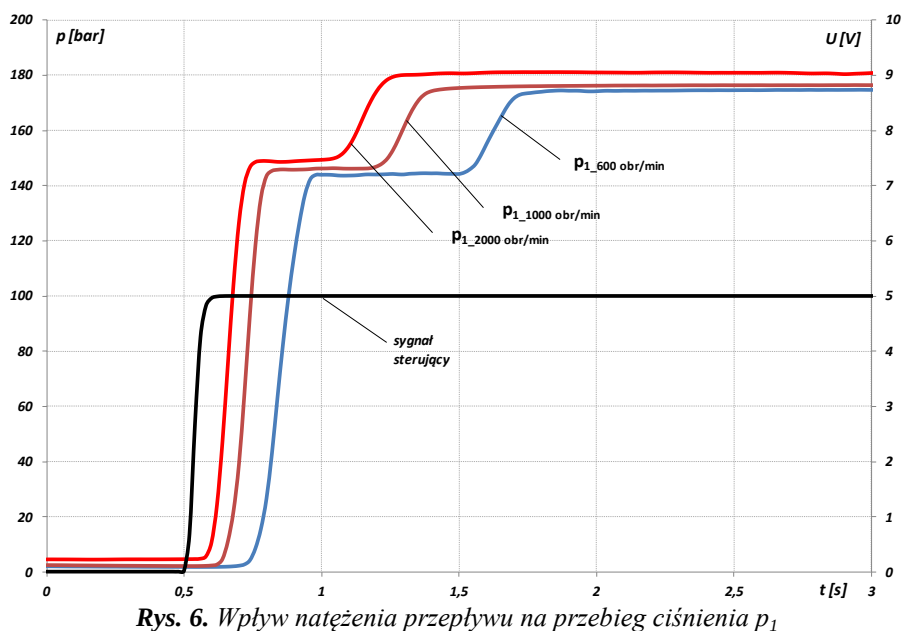


Na rysunku 4 przedstawiono wpływ współczynnika dławienia  $a_d$  na przebieg ciśnienia  $p_1$  w układzie w stanie nieustalonym. Dla najmniejszych wartości współczynnika dławienia  $a_{d6}$  oraz  $a_{d7}$  nie można wyróżnić obszarów pracy zaworu zmodyfikowanego. Ciśnienie  $p_1$  w układzie gwałtownie wzrasta do wartości  $p_{zII}$  ustawionej w trakcie przeprowadzania badań na ok. 180 bar. Działanie zaworu zmodyfikowanego zbliżone jest do tradycyjnego zaworu przelewowego II stopniowego. Dla większych wartości współczynnika dławienia  $a_{d8}$  i  $a_{d9}$ , przy czym  $a_{d8} > a_{d9}$ , można zaobserwować trzy obszary pracy zaworu zmodyfikowanego. Na podstawie uzyskanych wyników badań można stwierdzić, iż czas trwania pierwszego obszaru pracy zależy od współczynnika dławienia  $a_d$ . Czym większe dławienie ustawione na zaworze dławiająco-zwrotnym, tym czas trwania I obszaru pracy jest dłuższy. Parametr ten ma również wpływ na przebieg ciśnienia  $p_1$  w drugim obszarze pracy badanego zaworu. Dla większej wartości współczynnika  $a_d$ , wartość ciśnienia  $p_1$  łagodniej narasta, przez co czas trwania drugiego obszaru pracy również jest dłuższy dla nastaw z większym dławieniem.

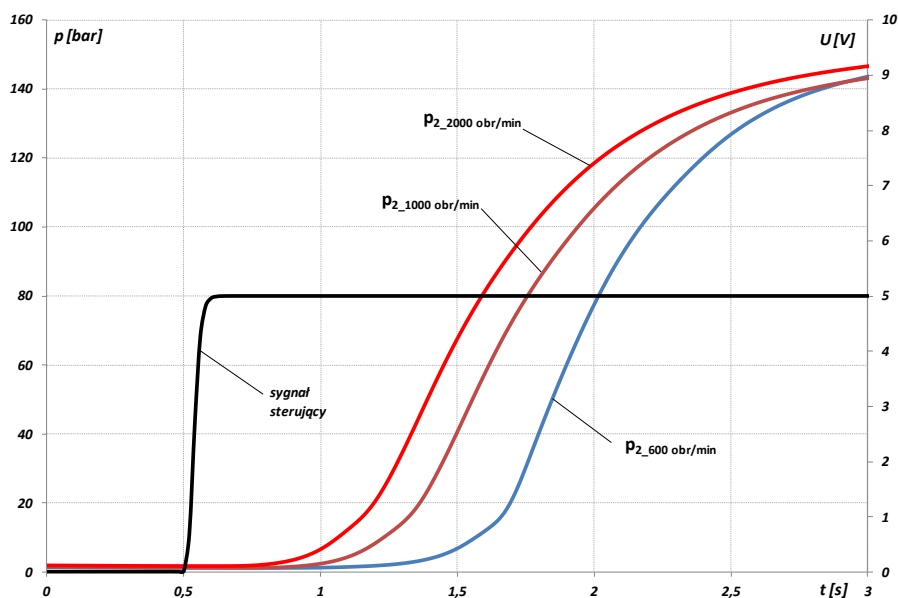


Rys. 5. Wpływ współczynnika dławienia na przebieg wartości ciśnienia sterującego

Zbadano również wpływ dławienia między linią wysokiego ciśnienia a komorą sterującą na przebieg ciśnienia  $p_2$ . Rezultaty przedstawiono na rys.6. Można zaobserwować, że czym większa wartość współczynnika  $a_d$ , tym łagodniejsze narastanie wartości ciśnienia  $p_2$ .

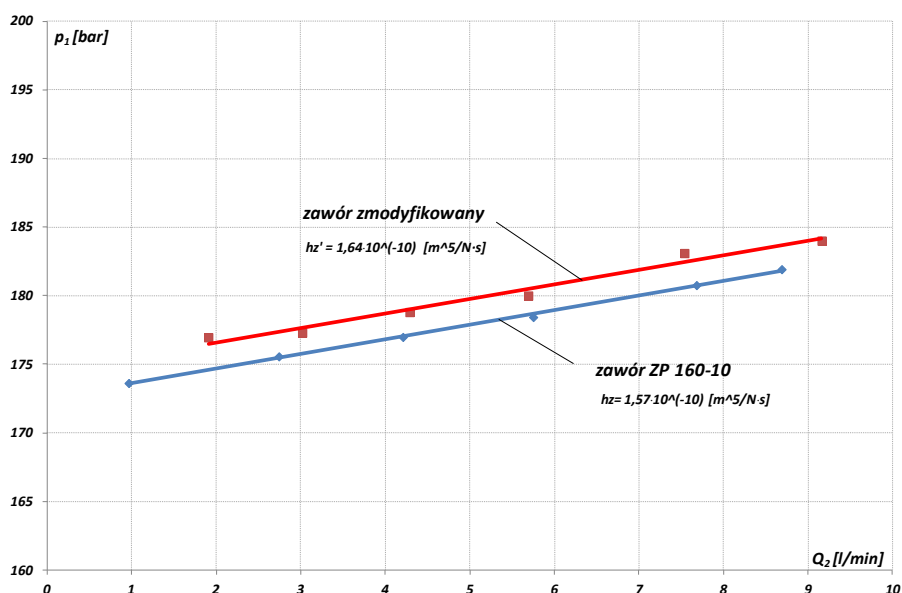


Na rysunkach 6 i 7 przedstawiono odpowiedź dynamiczną zaworu zmodyfikowanego na skokowe wymuszenie natężeniem przepływu dla różnych wartości natężenia przepływu, przy jednakowych nastawach współczynnika dławienia zaworu dławiącego oraz ciśnień otwarcia zaworu  $p_{zI}$  oraz  $p_{zII}$ . Na wykresie znajdującym się na rysunku 6 porównano przebieg w czasie ciśnienia  $p_1$  w układzie. Można zaobserwować, że dla najmniejszej prędkości obrotowej pompy zębatej, a zatem dla najmniejszego natężenia przepływu, ciśnienie  $p_1$  zaczyna wzrastać z największym opóźnieniem. Natomiast dla największego natężenia przepływu, ciśnienie  $p_1$  zaczyna wzrastać z najmniejszym opóźnieniem. Z uzyskanych odpowiedzi dynamicznych można również wywnioskować, iż czym mniejsza wartość natężenia przepływu przez badany zawór, tym dłużej znajduje się on w pierwszym obszarze pracy. Zatem przedział czasu, w którym w układzie panuje ciśnienie  $p_{zI}$  jest dłuższy. Wartość natężenia przepływu przez zawór o zmodyfikowanej konstrukcji ma nieznaczny wpływ na drugi obszar pracy zaworu, gdy ciśnienie otwarcia  $p_z$  jest zmienne w czasie. Różnice wartości ciśnień  $p_{zI}$  oraz  $p_{zII}$  dla różnych wartości natężenia przepływu wynikają z charakterystyki statycznej zaworu przelewowego.



**Rys. 7.** Wpływ natężenia przepływu na przebieg ciśnienia  $p_2$  w komorze sterującej

Na rysunku 7 przedstawiono wpływ natężenia przepływu przez zawór na przebieg ciśnienia  $p_2$  w komorze sterującej. Można zaobserwować, iż czym mniejsza wartość natężenia przepływu, tym większe opóźnienie w czasie narastania wartości ciśnienia  $p_2$  w odpowiedzi na skokową funkcję wymuszającą.



Rys. 8. Charakterystyki statyczne zaworu zmodyfikowanego i zaworu przelewowego ZP 160-10

Na rysunku 8 porównano charakterystyki statyczne zaworu o konstrukcji zmodyfikowanej oraz zaworu przelewowego ZP 160-10. Z wykresu można wywnioskować, iż modyfikacja zaworu nie ma wpływu na jego charakterystykę statyczną. Wartości współczynnika wzmocnienia są zbliżone do siebie. Dla zaworu o zmodyfikowanej konstrukcji wartość współczynnika wzmocnienia  $h_z$  wynosi  $1,64 \cdot 10^{-10} \left[ \frac{\text{m}^5}{\text{N} \cdot \text{s}} \right]$ , natomiast dla zaworu bez modyfikacji –  $h_z = 1,57 \cdot 10^{-10} \left[ \frac{\text{m}^5}{\text{N} \cdot \text{s}} \right]$ .

#### 4. Podsumowanie i wnioski

Na podstawie przeprowadzonych badań eksperymentalnych i uzyskanych wyników, można wyciągnąć następujące wnioski :

- w działaniu zaworu o zmodyfikowanej konstrukcji można wyróżnić trzy obszary pracy
- współczynnik dławienia w sprzężeniu zwrotnym między linią wysokiego ciśnienia a komorą sterującą ma wpływ na przebieg ciśnienia  $p_1$  w pierwszym i drugim obszarze pracy oraz przebieg ciśnienia  $p_2$  w komorze sterującej

- przebieg ciśnienia  $p_2$  w komorze sterującej ma charakter członu inercyjnego II rzędu
- natężenie przepływu przez zawór ma wpływ na opóźnienia w czasie odpowiedzi przebiegu ciśnienia  $p_1$  oraz  $p_2$  na skokową funkcję wymuszającą
- modyfikacja konstrukcji zaworu ma wpływ na jego pracę w stanie nieustalonym, nie ma natomiast wpływu na jego charakterystykę statyczną

Wydaje się pożądane wykonanie badań teoretycznych dla opracowania bardziej szczegółowego modelu dynamicznego zaworu zmodyfikowanego oraz badań symulacyjnych, które mogą być wykorzystane dla opracowania nowszej wersji rozwiązania konstrukcyjnego zaworu.

**Abstract:** This paper is focused on operation of the modified two-stage pressure relief valve. The set pressure of the valve is a time variable during a transient response of the system. Dynamic response of the modified valve was examined. Also, the influence of the throttle coefficient and the flow rate through the valve were investigated. The static characteristics of the modified valve and the traditional two-stage pressure relief valve were compared.

## Literatura

- [1] STRYCZEK S.: Zjawiska rozruchu dźwignic z napędem hydrostatycznym tłokowym. *Archiwum Budowy Maszyn* 1967, t.XV, z.2, str. 201-224.
- [2] KUDŹMA Z.: Obniżenie hałasu przekładni hydrostatycznej podczas rozruchu. *Hydraulika i Pneumatyka* 6/2001
- [3] KUDŹMA Z., ŁOMOTOWSKI G.: Sterowanie rozruchem przekładni hydrostatycznej pod kątem minimalizacji hałasu. *Hydraulika i Pneumatyka* 3/2009, str. 5-10
- [4] TOMCZYK J.: Wpływ przebiegu zmienności ciśnienia na dynamikę rozruchu układu z napędem hydrostatycznym o stałym wydatku. *Praca Doktorska. Politechnika Łódzka* 1978.
- [5] TOMCZYK J.: Modele dynamiczne elementów i układów napędów hydrostatycznych. *Wydawnictwa Naukowo-Techniczne. Fundacja Książka Naukowo-Techniczna. Warszawa* 1999.

**Artur OLSZAK<sup>1</sup>, Karol OSOWSKI<sup>2</sup>, Zbigniew KĘSY<sup>3</sup>**

<sup>1</sup>Instytut Nowych Syntezy Chemicznych w Puławach,

[artur.olszak@ins.pulawy.pl](mailto:artur.olszak@ins.pulawy.pl), Zakład Wsparcia Technicznego

<sup>2</sup>Uniwersytet Technologiczno-Humanistyczny im. Kazimierza Pułaskiego

w Radomiu, [karosow@wp.pl](mailto:karosow@wp.pl), Wydział Mechaniczny

<sup>3</sup>Uniwersytet Technologiczno-Humanistyczny im. Kazimierza Pułaskiego

w Radomiu, [zpzp@interia.pl](mailto:zpzp@interia.pl), Wydział Mechaniczny

## **ZASTOSOWANIE TYTANU W BUDOWIE MASZYN**

**Streszczenie:** W artykule omówiono, z podaniem przykładów, wykorzystanie tytanu w budowie maszyn. Materiał ten, dzięki swoim korzystnym właściwościom konstrukcyjnym jest często stosowany w odpowiedzialnych podzespołach maszyn i instalacjach chemicznych. Tytan jest stosowany w dwóch postaciach: jako lity materiał lub jako proszek. W tradycyjnych metodach produkcji wykorzystuje się tytan w postaci litej. Części maszyn są najczęściej wytwarzane przez obróbkę skrawaniem i łączone za pomocą spawania. W nowych, addytywnych technologiach wytwarzania sproszkowany tytan jest stosowany jako materiał wyjściowy.

### **Wstęp**

Szybki rozwój cywilizacji wynikający z postępu technicznego wymusza zastosowanie nowych materiałów konstrukcyjnych występujących w różnych postaciach oraz rozwój nowych technologii wytwarzania części maszyn. Przykładem takiego materiału jest tytan, wykorzystywany w budowie maszyn, w postaci litej i sproszkowanej.

Od czasu, gdy tytan został odkryty, materiał ten znalazł szerokie zastosowanie w różnych gałęziach przemysłu, głównie ze względu na dużą odporność na korozję, dobre własności wytrzymałościowe oraz niski ciężar właściwy. Najczęściej w procesie produkcji części maszyn tytan używany jest w postaci półfabrykatów z litego metalu, podlegających obróbce ubytkowej nadającej materiałowi pożądany kształt. Rozwój nowych, addytywnych technologii wytwarzania, zwanych drukowaniem 3D, umożliwił produkcję elementów maszyn z tytanu w postaci proszku. Jedną z zalet drukowania 3D jest stosunkowo niski koszt materiału wyjściowego, jakim jest proszek tytanu, co ma istotny wpływ na obniżenie kosztów wytwarzania tytanowych części maszyn [1,2,3]. Proszek tytanu jest pozyskiwany z użyciem technologii „Proces Metalysis”.

W tabeli 1 przedstawiono poglądowo najbardziej istotne różnice między zastosowaniami obydwu postaci tytanu.

**Tabela 1.** Porównanie metod wytwarzania części maszyn z tytanu w różnej postaci.

| Material                | Lity metal                                                                                                  | Proszek                                                                                                      |
|-------------------------|-------------------------------------------------------------------------------------------------------------|--------------------------------------------------------------------------------------------------------------|
| Przykład                | Obróbka na obrabiarkach sterowanych numerycznie                                                             | Drukowanie 3D                                                                                                |
| Sposób                  | Ujmowanie materiału                                                                                         | Dodawanie materiału                                                                                          |
| Material wyjściowy      | Sztabry, blachy, wałki<br> | Sferyczny mikroproszek<br> |
| Ograniczenia            | Konieczność dostępu narzędzia do obrabianego miejsca                                                        | Żadnych ograniczeń geometrycznych                                                                            |
| Odpady                  | Wióry                                                                                                       | Bez odpadów                                                                                                  |
| Zużywające się elementy | Narzędzia skrawające, ciecz chłodząca                                                                       | Żadnych dodatkowych materiałów                                                                               |

### Metody otrzymywania tytanu

Metodę otrzymywania metalicznego tytanu na skalę przemysłową opracował w 1940 r. William Justin Kroll. Jak dotychczas, jest to jedyna metoda komercyjnego pozyskiwania tytanu. Proces Kroll'a wykorzystuje reakcję redukcji czterochloru tytanu za pomocą magnezu. Proces Kroll'a jest procesem chemicznym, nie metalurgicznym polegającym na wytopie metalu z rudy, jak jest to w przypadku większości metod otrzymywania metali. Proces ten jest bardzo kosztowny [4].

Niewątpliwe zalety tytanu, wysokie koszty procesu Kroll'a oraz rozwój addytywnych technologii wytwarzania elementów maszyn przyczyniły się do podjęcia prac nad metodami pozyskiwania tytanu w postaci innej niż lity metal. Liderem technologii pozyskiwania tytanu w postaci proszku jest firma Metalysis, która opracowała technologię produkcji sproszkowanego tytanu z zastosowaniem elektrolizy [5]. Jest to proces ciągły, umożliwiający kontrolowanie rozmiaru cząstek proszku, jego czystości chemicznej oraz składu. Możliwość wprowadzenia do proszku innych pierwiastków pozwala na tworzenie materiałów o nowych właściwościach, co z kolei przyczynia się do coraz szerszego zastosowania tytanu w budowie maszyn.

Tytan zaczęto wykorzystywać w budowie maszyn w połowie dwudziestego wieku.

Pierwsze zastosowania miały miejsce w przemyśle zbrojeniowym. Obniżenie masy okrętów podwodnych i samolotów wojskowych

powodowało zmniejszenie zużycia paliwa, co z kolei przyczyniało do zwiększenia zasięgu ich działania. Obecnie 15% silnika Boeing 787 Dreamliner jest wykonane z tytanu z wykorzystaniem technologii drukowania 3D.

Duża odporność chemiczna tytanu umożliwiła wykorzystanie tytanu w przemyśle rafineryjnym, do budowy pomp i rurociągów transportujących wodę morską używaną do chłodzenia rafinerii i zakładów chemicznych zlokalizowanych nieopodal morza. Tytan jest obecnie używany również w przemyśle chemicznym, motoryzacyjnym, energetycznym i medycznym. Szczególnie w ostatnich latach tytan i jego stopy znalazły szerokie zastosowanie w medycynie do produkcji różnego rodzaju implantów [6,7].

### **Tytan w postaci litego metalu**

Do budowy części maszyn i urządzeń wykorzystuje się półfabrykaty wykonane z tytanu, takie jak: pręty, blachy, rury, taśmy. Dostępność na rynku tego typu wyrobów jest ograniczona. Proces obróbki i kształtowania poszczególnych elementów części maszyn z tytanu jest skomplikowany i wymaga stosowania specjalnych narzędzi. Jeszcze większe trudności napotyka się podczas łączenia elementów wykonanych z tytanu przez spawanie. Ze względu na dużą wrażliwość tytanu na nieprawidłowy przebieg technologii spawania, łączenie części maszyn tą metodą wymaga dużej staranności wykonania i doświadczenia.

Zastosowanie tytanu przynosi szczególnie korzyści tam, gdzie mogą być wykorzystane równocześnie wszystkie jego zalety, jak to ma miejsce np. w instalacjach przemysłowych do produkcji agresywnych związków chemicznych. Wysoka odporność chemiczna i wytrzymałość mechaniczna tytanu gwarantują zachowanie, obecnie bardzo wysokich, wymogów bezpieczeństwa elementów tych instalacji.

Typowe instalacje przemysłowe zbudowane są z szeregu podzespołów, takich jak: zbiorniki, wymienniki ciepła, pompy, podajniki ślimakowe, itp. połączonych ze sobą za pomocą rurociągów lub urządzeń transportowych [8]. Elementy tych podzespołów, mające kontakt z agresywnym chemicznie medium wykonuje się z tytanu. Są to płaszcze zbiorników, rurociągi, elementy pomp (wirniki, wały, kołnierze, korpusy) oraz elementy przenośników ślimakowych. Zastosowanie tytanu w instalacjach przemysłowych jest korzystne nie tylko ze względu na większe bezpieczeństwo, ale pozwala także znacznie obniżyć koszty eksploatacji, dzięki wydłużonym okresom eksploatacji instalacji oraz zmniejszeniu liczby postojów związanych z bieżącym kontrolowaniem stopnia zużycia elementów. Na rysunku 1 przedstawiono dla przykładu części instalacji chemicznej wykonane z litego tytanu.





**Rys. 1.** Części instalacji wykonane z litego tytanu

### **Przykłady zastosowania tytanu w postaci proszku**

Dzięki pojawieniu się nowej technologii zwanej kształtowaniem przyrostowym lub drukowaniem 3D, znacznie wzrosło zapotrzebowanie na tytan w postaci proszku. Technologia przyrostowa polega na tworzeniu części maszyn warstwa po warstwie na podstawie trójwymiarowych obiektów (modeli bryłowych) wykonanych przy użyciu oprogramowania CAD i umożliwia wykonanie części maszyn o bardzo skomplikowanych kształtach zarówno zewnętrznych jak i wewnętrznych. Na rysunku 2 pokazano maszynę do drukowania 3D z proszku tytanu firmy EOS.



**Rys. 2.** Maszyna do drukowania 3D firmy EOS: a – widok ogólny,  
b – opakowanie proszku tytanu

Wykonanie takich części innymi metodami produkcyjnymi byłoby trudne i kosztowne. Zastosowanie kształtowania przyrostowego jako technologii wykonania umożliwia znaczne skrócenie czasu przygotowania i wytworzenia części. Ponadto, dzięki oprogramowaniu CAD, możliwe jest bieżące modyfikowanie kształtu części przy minimalnym zużyciu materiału wyjściowego. W maszynie tej proszek tytanu jest rozkładany przez rolki w pojemniku roboczym warstwa po warstwie, a następnie spiekany przez promień lasera prowadzony za pomocą lustra sterowanego z wykorzystaniem wbudowanego komputera. Zależnie od kształtu wykonywanych części i ich planowanego rozmieszczenia w pojemniku

roboczym, niekiedy konieczne jest zaprojektowanie podpór podtrzymujących część podczas wytwarzania. Programując maszynę do drukowania 3D należy odpowiednio ustawić drogę i prędkość przesuwania się promienia lasera, tak by zapewnić wymaganą gęstość, a co za tym idzie odpowiednią szczelność produktu.

W tabeli 2 pokazano porównanie zastosowań różnych proszków metali.

**Tabela 2.** Zastosowanie proszków metali w budowie części maszyn.

|                          | Użyty proszek metalu                                                       | Wytwarzane części                                                                  |
|--------------------------|----------------------------------------------------------------------------|------------------------------------------------------------------------------------|
| Proszek tytanu           | Przemysł lotniczy, przemysł medyczny np. elementy silników, implanty zębów |  |
| Proszek mosiądzu         | Przemysł maszynowy np. formy do wtryskarek dla tworzyw sztucznych          |  |
| Proszek aluminium        | Przemysł samochodowy np. kolektory dolotowe, elementy układów zawieszenia  |   |
| Proszek kobaltu i chromu | Przemysł medyczny np. implanty stawu biodrowego, implanty stawu kolanowego |  |
| Proszek niklu            | Przemysł samochodowy np. elementy turbin                                   |  |

Na rysunku 3 przedstawiono dla przykładu wymiennik ciepła wykonany z proszku tytanu metodą drukowania 3D.



**Rys. 3.** Wymiennik ciepła wykonany z proszków tytanu metodą drukowania 3D

Wykonanie wymiennika o tak skomplikowanym kształcie zapewnia uzyskanie znacznej powierzchni wymiany ciepła, przy stosunkowo niewielkich gabarytach. Ponadto zastosowanie tytanu pozwoliło na

uzyskanie bardzo cienkich ścianek kanałów przepływowych o złożonych kształtach zapewniających małe straty przepływu, co pozwala na zwiększenie ciśnienia roboczego w wymienniku przy zachowaniu wysokiej sprawności wymiany ciepła.

Na rysunku 4 pokazano wirnik przekładni hydrokinetycznej wykonany z proszków tytanu po wyjęciu z maszyny do drukowania 3D [9]. Wirnik ten wymaga przed zamontowaniem w przekładni hydrokinetycznej obróbki skrawaniem.



**Rys. 4.** *Wirnik przekładni hydrokinetycznej wykonany z proszków tytanu metodą drukowania 3D*

W wyniku zastosowania metody drukowania 3D oraz wykorzystania tytanu uzyskano cienkie łopatki wirnika, o zmieniającym się w przestrzeni kształcie, co pozwoliło zmniejszyć straty przepływu i uderzenia cieczy roboczej w przekładni hydrokinetycznej, przy jednoczesnym zwiększeniu przekroju kanałów wirników, a co za tym idzie zwiększeniu sprawności, jak i przenoszonego momentu obrotowego. Ponadto właściwe odwzorowanie kształtu łopatek z modelu komputerowego wirnika gwarantuje uzyskanie założonej charakterystyki przekładni hydrokinetycznej.

Na rysunku 5 przedstawiono element korpusu zespołu napędowego pojazdu wykonany z proszków tytanu technologią addytywną, po wstępnej obróbce skrawaniem.



**Rys. 5.** *Element korpusu układu napędowego z proszków tytanu wykonany metodą drukowania 3D*

Zaletą korpusu wykonanego tą metodą wytwarzania jest uzyskanie skomplikowanego kształtu przy zapewnieniu wymaganej wytrzymałości i niewielkiej masie.

Na rysunku 6 pokazano element układu zawieszenia pojazdu wykonany z proszków tytanu metodą drukowania 3D.



**Rys. 6.** *Element układu zawieszenia pojazdu z proszków tytanu wykonany metodą drukowania 3D*

Dzięki drukowaniu 3D z wykorzystaniem proszku tytanu otrzymano złożony kształt elementu o wymaganej wytrzymałości, zapewniający uzyskanie miejsca na inne elementy zawieszenia, przy ograniczonej ilości materiału i tym samym mniejszej masie nieresorowanej pojazdu.

## **Wnioski**

1. Ze względu na specyficzne właściwości tytanu wykonywanie części maszyn z litego materiału wymaga prowadzenia nietypowych procesów obróbczych i stosowania specjalnych narzędzi. Ponadto łączenie elementów

wykonanych z tytanu przez spawanie sprawia szereg trudności związanych z właściwą ochroną miejsca spawania.

2. W związku z rozwojem metod drukowania 3D części z zastosowaniem proszków tytanu rośnie ich udział w produkcji zaawansowanych maszyn, a szczególnie środków transportu. Decydują o tym coraz niższe koszty wytworzenia proszku tytanu oraz samego procesu drukowania 3D, a także oszczędność materiału, możliwość szybkiego uzyskania części o skomplikowanych kształtach, z czym wiąże się duża swoboda projektowania oraz możliwość wytwarzania małych partii produkcyjnych przy zachowaniu niskich kosztów jednostkowych.

3. Zastosowanie tytanu ma szczególne uzasadnienie w przypadku konieczności zapewnienia wysokiej odporności chemicznej, niskiej masy lub dużej wytrzymałości części.

**Abstract:** In this paper possibilities of titanium application for machine part fabrication are discussed. Titanium is used for machine part production in two different forms: in the form of semi-finished product or powder. Technological process of machine parts made of titanium needs special tools and have to be lead in special conditions. Typically titanium is used for parts working under heavy load in corrosion atmosphere.

## Literatura

- [1] OCZOŚ K. E.: Rosnące znaczenie Rapid Manufacturing w przyrostowym kształtowaniu wyrobów. *Mechanik* 4/2008, str. 241-257.
- [2] JASKÓLSKI J., BUDZIK G., SOBOLAK M.: Wykorzystanie techniki rapid prototyping w tworzeniu modeli wybranych elementów silnika. *Journal of KONES Internal Combustion Enginers* 2004, vol. 11, No 1-2, str. 282-287.
- [3] BUDZIK G., SOBOLAK M., KOZDĘBA D.: Wykorzystanie technologii rapid prototyping w odlewnictwie precyzyjnym. *Archiwum Odlewnictwa. Rok 2006. Rocznik 6, Nr 18 (2/2)*. PAN – Katowice PL ISSN 1642-5308, str.207-212.
- [4] WOJTKUN F., SOŁNCEW P. J.: Materiały specjalnego przeznaczenia. Wydawnictwo Politechniki Radomskiej. Radom 2001, ISBN 83-88001-77-9, str. 123-137.
- [5] WW.METALYSIS.COM.
- [6] State of the Industry. Wohlers Report, 2014.
- [7] CRONSKAR M., BACKSTROM M., RANNAR L. E.: Production of customized hip stem prostheses – a comparison between conventional machining and electron beam melting (EBM). *Rapid Prototyping Journal* 19/5, 2013, pp. 365 – 372.
- [8] KĘSY Z., KĘSY A., OLSZAK A.: Problematyka projektowania i wytwarzania instalacji przemysłowych. *Mechanik*, nr 1/2012, str. 31, na załączonej płycie CD.
- [9] KĘSY Z., KĘSY A. i inni: Cooperation Joint Project Poland-South Africa. Sprawozdanie, 2008 (praca nie publikowana).

**Piotr OSIŃSKI, Michał STOSIAK,**

Katedra Maszyn i Układów Hydraulicznych, Wydział Mechaniczny,  
Politechnika Wrocławska,  
[piotr.osinski@pwr.edu.pl](mailto:piotr.osinski@pwr.edu.pl), [michal.stosiak@pwr.edu.pl](mailto:michal.stosiak@pwr.edu.pl)

## **OCENA WŁAŚCIWOŚCI WIBROAKUSTYCZNYCH SYMULATORA LINIOWEGO NAPĘDU HYDROSTATYCZNEGO**

**Streszczenie:** W referacie przedstawiono próbę identyfikacji symulatora hydraulicznego jako generatora drgań harmoniczných oraz źródła hałasu. Pomiarы drganiowe wykonano za pomocą wibrometru laserowego, natomiast akustyczne z wykorzystaniem sonometru. Wskazano na występowanie współzależności między quasi-ustalonym stanem pracy symulatora a towarzyszącym hałasem. Analizie poddano również wpływ włączenia w układ hydrauliczny symulatora akumulatora hydropneumatycznego.

W publikacji skorzystano z materiałów, które są wynikiem pracy w obszarze badań, projektowania i eksploatacji układów hydraulicznych, prowadzonych w Laboratorium Napędów Hydraulicznych i Wibroakustyki Maszyn przy Politechnice Wrocławskiej.

### **1. Wprowadzenie**

W ostatnim stuleciu dynamiczny postęp techniki spowodował znaczne zmiany w otaczającym nas środowisku. Efekt tych przemian można zaobserwować w wielu dziedzinach przemysłu i gospodarki. Niestety zmiany będące następstwem szybkiego rozwoju techniki są przyczyną powstania nowych zagrożeń. Wśród tych niebezpieczeństw na czoło wysuwają się procesy wibroakustyczne. Wynikła stąd potrzeba kontroli i oceny wszystkich zjawisk na otaczające nas środowisko. Złożoność procesów wibroakustycznych występujących w maszynach i urządzeniach stwarza konieczność kompleksowego podejścia do badań [1]. Obecnie kontrolę środowiska akustycznego przeprowadza się z uwzględnieniem następujących aspektów:

- szkodliwego oddziaływania fali akustycznej,
- oraz wytwarzanych wibracji.

W badaniach prowadzonych w celu ochrony człowieka przed szkodliwym działaniem hałasu stosuje się pomiar poziomu ciśnienia akustycznego (SPL) lub skorygowanego poziomu ciśnienia akustycznego (SPL(A)). Mierzona wartość jest wielkością skalarną, a istotnym parametrem pomiaru jest amplituda.

Drgania mechaniczne mierzone są z różnych przyczyn. Przyczyny te pogrupować można w cztery zasadnicze obszary [2]: badania testowe drgań, które mają na celu m.in. określenie odporności maszyny czy urządzenia na drgania występujące na naturalnym środowisku pracy, monitorowanie stanu dynamicznego maszyny, które pozwala na ciągły pomiar drgań maszyny i określenie stopnia jej degradacji na podstawie zmian w widmie drgań maszyny, pomiarowa analiza dynamiczna konstrukcji lub maszyny, wiąże ze sobą równoczesny pomiar siły wymuszającej i odpowiedzi maszyny w postaci widma drgań – analiza modalna, pomiar oddziaływania drgań na człowieka, który nabiera szczególnego znaczenia dla niskich częstotliwości, gdyż znajdują się one w okolicach częstotliwości rezonansowych organów wewnętrznych człowieka [3, 4, 5, 6]. W wielu aspektach przemysłowych eksploatacji obiektów technicznych, maszyn i urządzeń istotnym narzędziem diagnostyki stanu jest pomiar drgań mechanicznych. Uzyskany sygnał, w postaci przebiegu czasowego lub widma amplitudowo-częstotliwościowego stanowi często źródło informacji o degradacji maszyny czy urządzenia. Metody pomiaru drgań mechanicznych podzielić można na kontaktowe i bezkontaktowe. Do metod kontaktowych zalicza się akcelerometry (piezoelektryczne lub piezoporowe), tensometry oporowe do pomiaru odkształceń, czujniki elektrodynamiczne do pomiaru odkształceń. Do pomiarów bezkontaktowych: czujniki zbliżeniowe wiroprowodowe, czujniki zbliżeniowe pojemnościowe, czujniki zbliżeniowe indukcyjne, interferometry laserowe, wibrometry laserowe, czujniki optyczne, czujniki zbliżeniowe elektromagnetyczne, czujniki mikrofonowe do pomiaru ciśnienia akustycznego. Z punktu widzenia wiarygodności otrzymywanych wyników pomiarów ważnym jest aby przyrząd pomiarowy nie wpływał na badany obiekt. Nabiera to szczególnie dużego znaczenia w przypadku pomiaru drgań obiektów o małych wymiarach i masach, np. mikrozaworów hydraulicznych [7]. Wtedy to, wymaga się zastosowania czujników drgań o jak najmniejszej masie i wymiarach, tzn. miniaturowych akcelerometrów, których masa nie przekracza kilku gramów. Ponadto w pewnych szczególnych aplikacjach, takich jak pomiar na duże odległości, pomiar ruchu drgającego gorących czy trudnodostępnych powierzchni lub elementów, z którymi kontakt z bliskiej odległości mógłby być szkodliwy (ze względu m.in. aktywności chemicznej, magnetycznej czy elektrycznej) korzystnie jest zastosować bezkontaktowy pomiar drgań. Dokonać tego można za pomocą wibrometru laserowego.

Przeprowadzono zatem pomiary drgań stołu symulatora liniowego napędu hydrostatycznego Hydropax ZY25. W celu pomiaru drgań mechanicznych stołu symulatora liniowego napędu hydrostatycznego wykorzystano wibrometr laserowy. Równocześnie w celu oceny stanu

akustycznego pracującego symulatora wykonano pomiary towarzyszącego efektu akustycznego.

## **2. Badany obiekt**

Symulator liniowego napędu hydrostatycznego HYDROPAX ZY25 odzwierciedla rzeczywiste warunki pracy urządzeń z tego rodzaju napędem – fot. 1. W skład tego symulatora wchodzi trzy zasadnicze części:

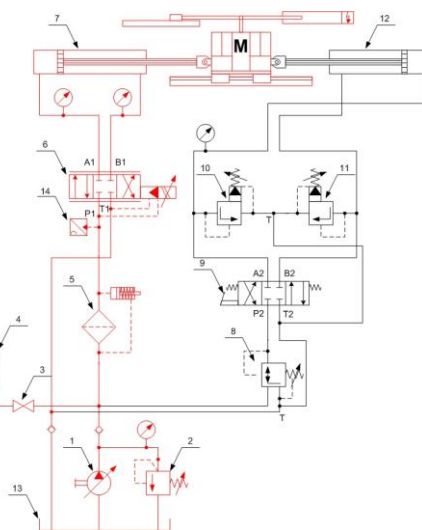
- część hydrauliczna;
- urządzenie sterujące;
- program sterujący.



**Fot. 1.** Widok symulatora hydraulicznego

Do części hydraulicznej należą: pompa PV7-16/20 – pompa łopatkowa zmiennej wydajności, dwustopniowy wzmacniacz elektrohydrauliczny 4WSE2EM10, siłownik roboczy CDE 160-32/22-500, siłownik hamujący CDE 160-32/22 – 400, którego zadaniem jest wytworzenie siły, będącej skutkiem np. oporów technologicznych, siła ta przeciwdziała sile wytwarzanej w siłowniku roboczym, rozdzielacz 4WMM 6 E53 – sterowany ręcznie 4/3, służący do sterowania pracą siłownika hamującego, zawór redukcyjny ZDR6DP1 – służący do ograniczenia ciśnienia w komorach siłownika hamującego, a co za tym idzie, określenia wartości siły np. oporu technologicznego. Schemat układu hydraulicznego symulatora przedstawiono na rys. 1.





**Rys. 1.** Schemat układu hydraulicznego symulatora liniowego napędu hydrostatycznego: 1 – pompa zmiennej wydajności; 2 – zawór maksymalny; 3 – zawór odcinający; 4 – akumulator; 5 – filtr oleju; 6 – wzmacniacz elektrohydrauliczny lub zawór proporcjonalny; 7 – siłownik zadający; 8 – zawór redukcyjny; 9 – rozdzielacz 4/3; 10, 11 – zawór przelewowy; 12 – siłownik obciążający; 13 – zbiornik oleju hydraulicznego; 14 – przetwornik tensometryczny ciśnienia

Urządzenie sterujące o nazwie SYHCE1 może być wykorzystane do sterowania, nadzorowania i regulacji układów napędowych liniowych. W jego skład wchodzi następujące elementy: karta pomiarowa BK1, karta zdalnego sterowania FERN1 oraz nadajnik FBOX, urządzenie sterujące BAS1, karta regulatora VR3D. Program sterujący HCE 1 umożliwia wybór rodzaju regulacji symulatora spośród dwóch głównych 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.

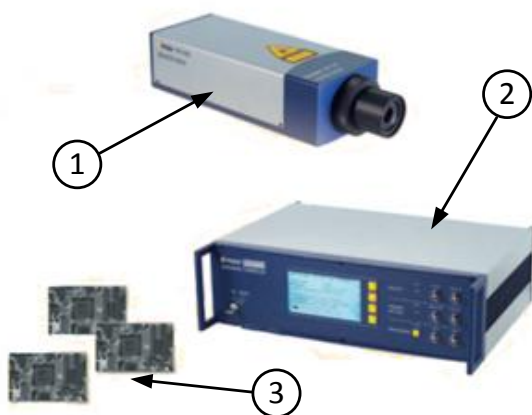
Szczegółowy opis części hydraulicznej, urządzenia sterującego i programu sterującego podano w [8]. Symulator ten, którego istotnym elementem jest wzmacniacz elektrohydrauliczny, pracować może jako układ regulacji położenia. Badać można na nim wpływ wyboru struktury układu regulacji oraz nastaw wartości parametrów regulatora na dokładność pozycjonowania

stołu symulatora oraz inne wskaźniki charakteryzujące procesy przejściowe (np. czas regulacji, ustalony uchyb regulacji, wartość nadwyżki dynamicznej).

Opisywany symulator hydrauliczny, po pewnych modyfikacjach, może zostać wykorzystany jako źródło zewnętrznych drgań mechanicznych działających na inne elementy układu hydraulicznego (zawory, zasilacze, przewody hydrauliczne i inne) – strukturę takiego układu hydraulicznego zaznaczono kolorem czerwonym na rys. 1.

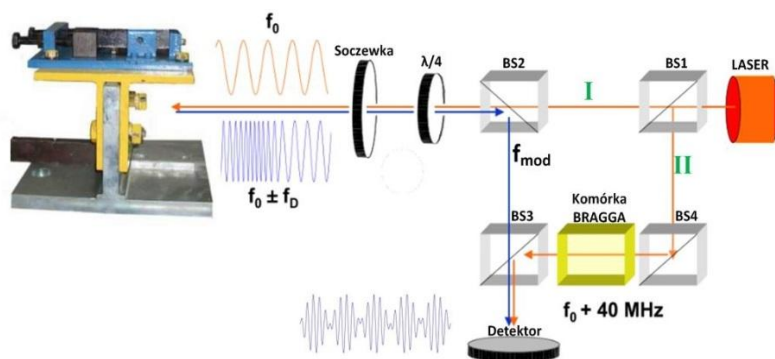
### 3. Narzędzia i metody badawcze

Do pomiarów drgań stołu symulatora wykorzystano głowicę laserową OFV- 505 wraz z modułowym kontrolerem OFV-5000 firmy POLYTEC (rys. 2). Głowica wyposażona jest w bardzo wysokiej jakości optykę pozwalającą na zwiększenie rozdzielczości i czułości optycznej. Wyposażona jest w laser drugiej klasy He-Ne (bezpieczne dla oczu widzialne światło o mocy 1mW i długości fali 632,8 nm). Głowica OFV-505 może automatycznie przeanalizować jakość lasera odbitego od obiektu i dopasować ostrość dla uzyskania optymalnego sygnału. Po podłączeniu głowicy do kontrolera możliwe jest pełne wykorzystanie jego możliwości w zakresie rozdzielczości pomiaru. Dostępny zestaw dekodery umożliwia pomiary prędkości w zakresie  $\pm 10$  m/s i przemieszczeń od ułamków nanometrów po metry, a wszystko to w paśmie częstotliwości od składowej stałej do 20 MHz.



**Rys. 2.** System wibrometryczny firmy POLYTEC: 1 – głowica OFV-505, 2 – kontroler OFV-5000, 3 – dekodery sygnału (modułowa budowa kontrola daje możliwość rozszerzania jego funkcjonalności na wiele różnych sposobów, w zależności od rodzaju zastosowanych dekodery)

W wibrometrach POLYTEC pomiar prędkości i przemieszczenia odbywa się za pomocą zmodyfikowanego interferometru Macha-Zehndera (podział promienia świetlnego na dwa promienie, z których każdy przechodzi przez interferometr inną drogą). Konfiguracja optyczna głowicy OFV-505 oraz badany obiekt pokazane zostały na rysunku 3, [9]. Źródłem światła jest laser helowo neonowy (He-Ne), który zapewnia liniową polaryzację wiązki. Dzielnik (soczewka półprzepuszczalna) BS1 rozdziela wiązkę źródłową na wiązkę obiektową (I) i wiązkę odniesienia (II). Wiązka obiektowa przechodzi dalej przez kolejny dzielnik BS2 oraz przez ćwierćfalówkę ( $\lambda/4$ ). Dzielnik BS2 wraz z ćwierćfalówką działa jako optyczny sprzęgacz kierunkowy (części mocy fal w torze głównym, biegnących w przeciwnych kierunkach, wyprowadzane są oddzielnymi wrotami) oraz odbija wiązkę obiektową na BS3. Zadaniem soczewki jest skupienie wiązki na obiekcie w postaci plamki o niewielkiej średnicy. Ostateczna różnica ścieżek jest równa podwójnej odległości obiektu od BS2. Komórka Bragg'a w ścieżce odniesienia interferometru generuje dodatkowe przesunięcie częstotliwości w celu określenia znaku prędkości. Wynikowy sygnał interferencyjny wiązek przekształcany jest w sygnał elektryczny w fotodetektorze a następnie dekodowane w kontrolerze OFV-5000.



**Rys. 3.** Schematyczna konfiguracja optyczna głowicy lasera z uwzględnieniem badanego stołu wibratora [9]

Wibrometr laserowy zapewnia pomiar bezdotykowy drgań, dzięki czemu eliminuje się zakłócenia spowodowane masą czujników pomiarowych (bezwładność), wahaniami temperatur obiektu, sposobem mocowania czujnika itp. W wielu przypadkach zamocowanie czujnika nie jest w ogóle możliwe ze względu na warunki pracy badanych struktur lub z uwagi na ograniczenia techniczno-konstrukcyjne i eksploatacyjne. Innym powodem są niskoczęstotliwościowe drgania. Ich pomiar za pomocą standardowych akcelerometrów, ze względu na

niskie pasmo częstotliwości jest trudny, a często wręcz niemożliwy. Stwarza to konieczność wykorzystania innych narzędzi pomiarowych opartych o bezdotykowe metody realizacji pomiaru. W takich przypadkach laserowe techniki pomiarowe, jako bezdotykowe spełniają swoje zadanie. Pomiary mogą być ponadto przeprowadzane z bardzo dużej odległości i według katalogu producenta [10] może to być nawet 300m w zależności od rodzaju powierzchni. W celu zwiększenia mocy sygnału (wiązki) odbitej na obiekt został naklejony pasek refleksyjny. W przeprowadzonym eksperymencie obiekt znajdował się w odległości 3,09m od głowicy laserowej – rys. 4.



**Rys. 4.** Układ pomiarowy drgań stołu symulatora Hydropax ZY25:  
1 – głowica OFV-505, 2 – pasek refleksyjny naklejony na powierzchnię stołu symulatora, 3 – kontroler OFV-5000, 4 – oscyloskop cyfrowy, 5 – komputer wraz z oprogramowaniem [9]

Równocześnie do pomiarów drgań oraz pulsacji ciśnienia mierzono hałas generowany przez symulator. Do wyznaczenia średniego  $L_{Am}$  [dB], maksymalnego  $L_{Amax}$  [dB] i minimalnego poziomu dźwięku  $L_{Amin}$  [dB] wykorzystano modułarny miernik poziomu ciśnienia akustycznego z zapisem historii czasowej i analizą częstotliwości (sonometr, klasa dokładności I) firmy B&K typ 2250 nr serii 2506429 z przedwzmacniaczem typ ZC 0032 nr fabryczny 4112 i mikrofonem typ 4189 nr serii 2519832. Miernik spełnia wymagania określone w rozporządzeniu MGPIPS z dnia 28 maja 2007 roku (Dz. U. Nr 105, poz. 717) potwierdzone aktualnym świadectwem wzorcowania Okręgowego Urzędu Miar we Wrocławiu nr W5/401-156/2/12 z dnia 18 lipca 2012 r. W trakcie badań miernik znajdował się w odległości 1m od źródła. Położenie punktu pomiarowego przedstawiono na rys. 5.

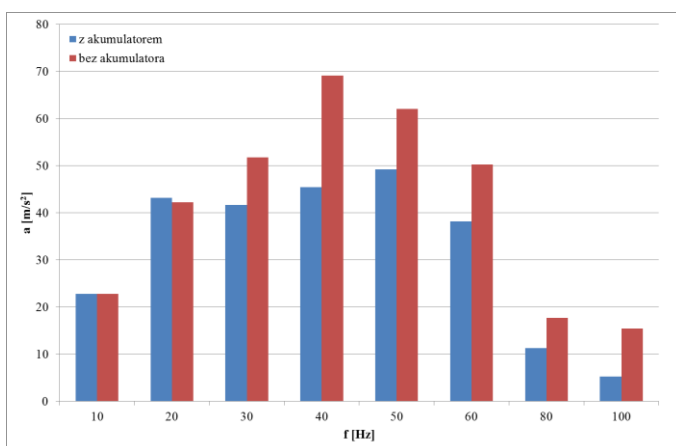
Przed rozpoczęciem i po dokonaniu pomiarów poddano kalibracji cały tor pomiarowy. Użyto do tego celu wzorcowego źródła ciśnienia akustycznego o ściśle określonym poziomie  $L_p = 93,98$  dB. Kalibrator akustyczny B&K typ 4231 nr fabr. 2415888 spełnia wymogi metrologiczne dla przyrządów o klasie dokładności 1, ustalone w normie PN-EN 60942 z kwietnia 2005. Wymogi potwierdza aktualne świadectwo wzorcowania Okręgowego Urzędu Miar we Wrocławiu nr W5/401-156/1/12 z dnia 17 lipca 2012 r. Poprawka kalibracyjna przed przystąpieniem do pomiarów wynosiła - 0,02 dB, natomiast po pomiarach 0,00 dB. Założony poziom ciśnienia odniesienia dla pomiarów akustycznych wynika z przyjętego granicznego poziomu ciśnienia akustycznego wynoszącego  $p_o = 20 \mu\text{Pa} = 2 \cdot 10^{-5} \text{ Pa}$  (0 dB).



*Rys. 5. Symulator hydrauliczny podczas badań akustycznych*

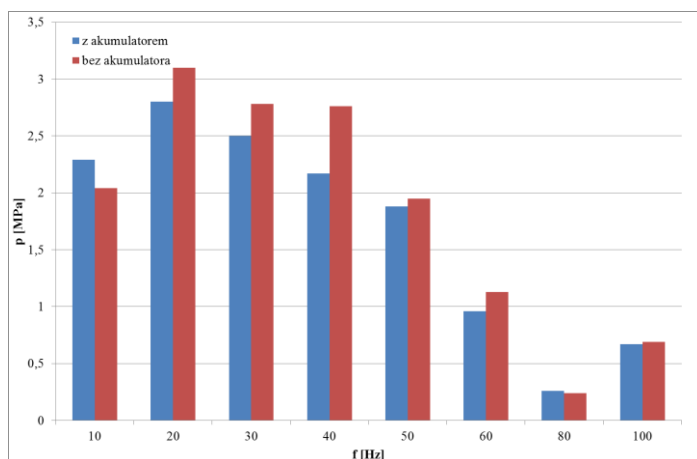
#### 4. Wyniki

Przeprowadzono dwie serie pomiarowe: jedna bez udziału akumulatora hydropneumatycznego (zawór 3 z rys. 1, pozostawał zamknięty), druga z włączonym w układ hydrauliczny akumulatorem hydropneumatycznym (zawór 3 z rys. 1 pozostawał otwarty), ciśnienie naładowania akumulatora wynosiło 1,5 MPa. Pomiar pulsacji ciśnienia (p. 14, rys. 1) w układzie hydraulicznym symulatora dokonano przy użyciu tensometrycznego przetwornika ciśnienia sprzęgniętego z cyfrowym oscyloskopem i komputerem wyposażonym w specjalistyczne oprogramowanie. Porównanie amplitudy przyspieszenia drgań stołu symulatora dla wybranych częstotliwości pracy przedstawiono na rys. 6.



**Rys. 6.** Porównanie amplitudy przyspieszenia drgań stołu symulatora dla wybranych częstotliwości pracy

Równocześnie pomiarowi i rejestracji podlegała pulsacja ciśnienia w układzie hydraulicznym symulatora. Wyniki prezentuje się w postaci widma amplitudowo-częstotliwościowego pulsacji ciśnienia dla wybranych częstotliwości pracy symulatora na rys. 7.



**Rys. 7.** Porównanie amplitudy pulsacji ciśnienia w układzie hydraulicznym stołu symulatora dla wybranych częstotliwości pracy,  $p_{sr} = 4 \text{ MPa}$

Z rys. 7 wynika, że największa redukcja amplitudy pulsacji ciśnienia w układzie hydraulicznym symulatora występuje dla częstotliwości ok. 40 Hz. Można to tłumaczyć wartością częstotliwości własnej układu obciążony

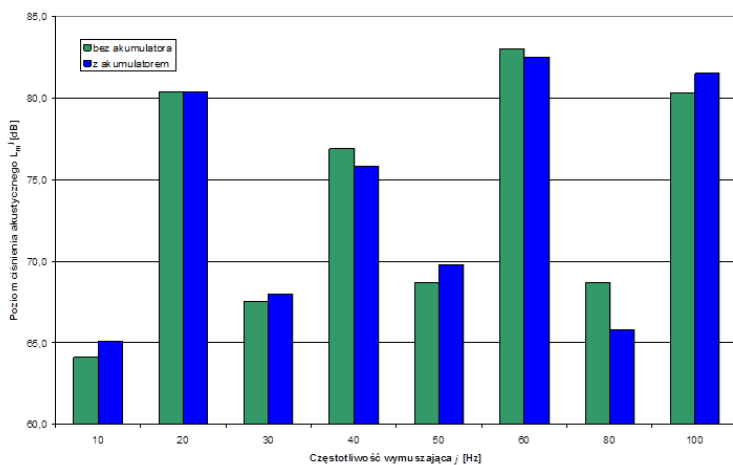
siłownik-akumulator hydropneumatyczny, która objawia się w układzie redukcją wartości amplitudy pulsacji ciśnienia.

W tabeli 1 zestawiono wyniki pomiarów hałasu generowanego do otoczenia przez symulator liniowy. W celu określenie wpływu podłączenia akumulatora wielkościami mierzonymi był odpowiednio:

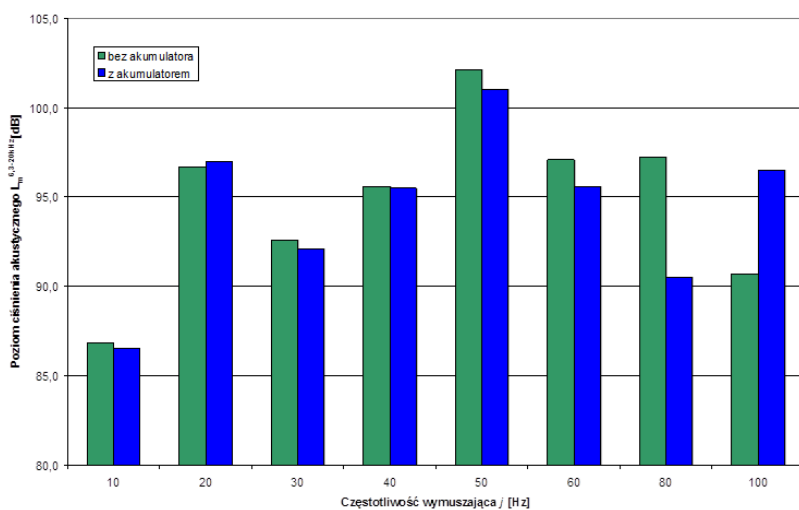
- 1) poziom ciśnienia akustycznego dla  $j$  częstotliwości wymuszającej drgania stołu symulatora – rys. 8;
- 2) poziom ciśnienia akustycznego ( $L_m^{6,3-20\text{kHz}}$ ) w paśmie częstotliwości środkowych tercji od 6,3 do 20kHz – rys. 9;
- 3) poziom dźwięku A, ( $L_A^{6,3-20\text{kHz}}$ ) w paśmie częstotliwości środkowych tercji od 6,3 do 20kHz – rys. 10.

**Tabela 1.** Zestawienie wyników pomiaru ciśnienia akustycznego i poziomu dźwięku A

| $j$<br>[Hz] | Bez akumulatora |                                  |                                     | Z akumulatorem  |                                  |                                     |
|-------------|-----------------|----------------------------------|-------------------------------------|-----------------|----------------------------------|-------------------------------------|
|             | $L_m^j$<br>[dB] | $L_m^{6,3-20\text{kHz}}$<br>[dB] | $L_A^{6,3-20\text{kHz}}$<br>[dB(A)] | $L_m^j$<br>[dB] | $L_m^{6,3-20\text{kHz}}$<br>[dB] | $L_A^{6,3-20\text{kHz}}$<br>[dB(A)] |
| 10          | 64,1            | 86,8                             | 82,4                                | 65,1            | 86,5                             | 82,1                                |
| 20          | 80,4            | 96,7                             | 89,1                                | 80,4            | 97,0                             | 88,6                                |
| 30          | 67,5            | 92,6                             | 90,1                                | 68,0            | 92,1                             | 90,0                                |
| 40          | 76,9            | 95,6                             | 94,8                                | 75,8            | 95,5                             | 94,7                                |
| 50          | 68,7            | 102,1                            | 98,1                                | 69,8            | 101,0                            | 97,3                                |
| 60          | 83,0            | 97,1                             | 96,1                                | 82,5            | 95,6                             | 93,8                                |
| 80          | 68,7            | 97,2                             | 90,1                                | 65,8            | 90,5                             | 87,8                                |
| 100         | 80,3            | 90,7                             | 86,5                                | 81,5            | 96,5                             | 88,9                                |
| Tłó         | < min 13dB      | 69,8                             | 41,7                                | < min 13dB      | 69,8                             | 41,7                                |



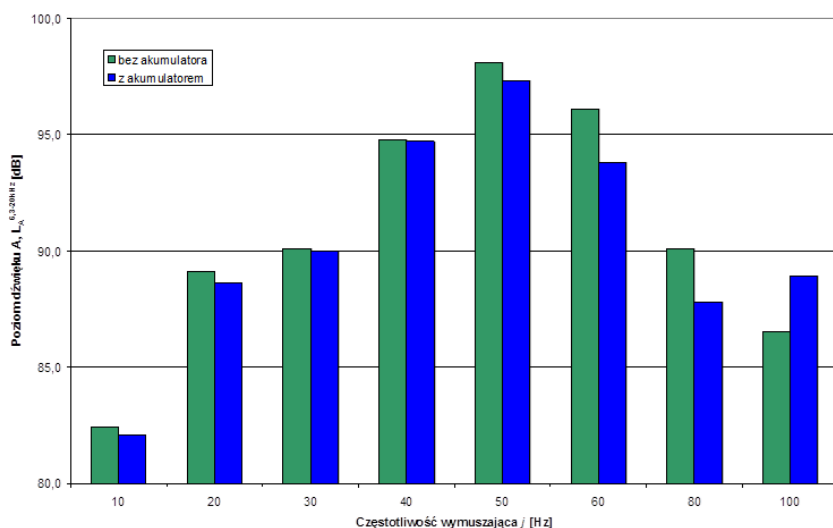
Rys. 8. Poziom ciśnienia akustycznego dla  $j$  częstotliwości wymuszającej drgania stołu symulatora



Rys. 9. Poziom ciśnienia akustycznego ( $L_m^{6,3-20\text{kHz}}$ ) w paśmie częstotliwości środkowych tercji od 6,3 do 20 kHz

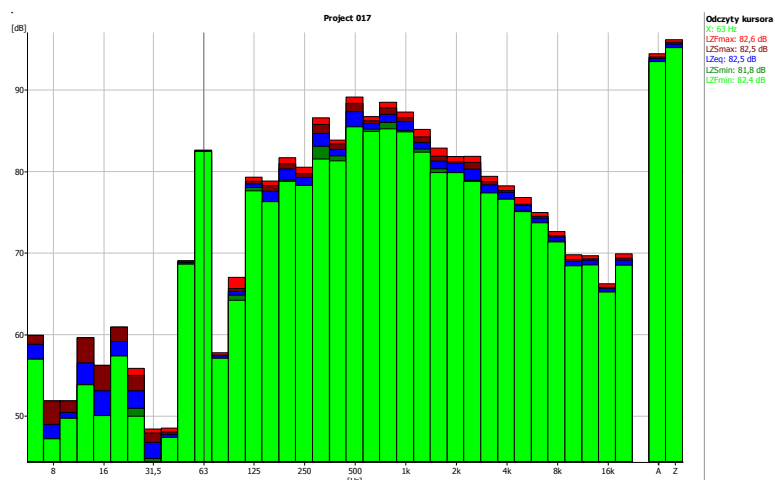


Ocenę wpływu pracy urządzenia na klimat akustyczny wykonano dokonując pomiaru maksymalnego, minimalnego oraz równoważnego poziomu dźwięku A. Przeprowadzone pomiary wykazały, że hałas emitowany przez badany obiekt ma charakter stacjonarny (różnica pomiędzy zmierzonym poziomem maksymalnym i minimalnym ciśnienia akustycznego  $L_m^{6,3-20\text{kHz}}$  jest mniejsza od 5dB). Określone widma równoważnego poziomu ciśnienia akustycznego mają charakter szerokopasmowego szumu czerwonego w paśmie od 1k do 16k Hz.

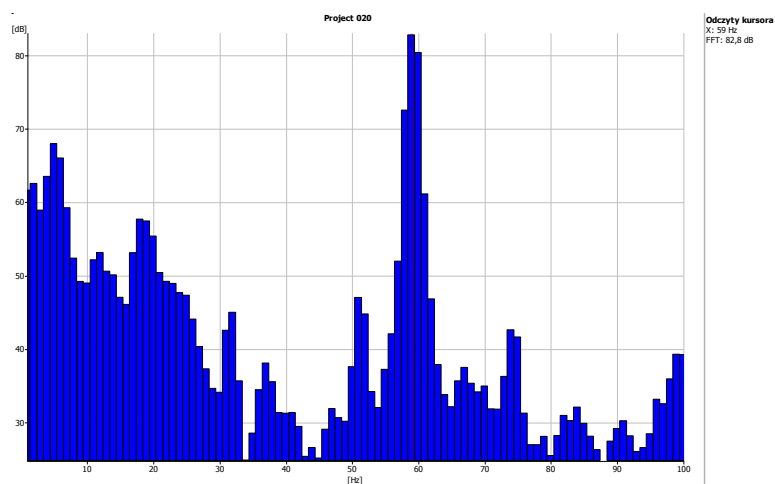


**Rys. 10.** Poziom dźwięku A, ( $L_A^{6,3-20\text{kHz}}$ ) w paśmie częstotliwości środkowych tercji od 6,3 do 20 kHz

Dodatkowo w widmie zaobserwować można wyraźne niskoczęstotliwościowe składowe tonalne pokrywającą się z  $f$  częstotliwością wymuszającą. Na rys 11 i 12 przedstawiono przykładowe widmo tercjowe i analizę FFT dla częstotliwości wymuszającej wynoszącej 60Hz.



Rys. 11. Widmo tercjowe poziomu ciśnienia akustycznego dla częstotliwości wymuszającej 60 Hz



Rys. 12. Analiza FFT poziomu ciśnienia akustycznego dla częstotliwości wymuszającej 60 Hz

## 5. Podsumowanie

Zaprezentowane wyniki badań, świadczą o wpływie akumulatora hydropneumatycznego na stan quasi-ustalony symulatora hydraulicznego. Włączenie w układ akumulatora powoduje zasadniczo obniżenie wartości amplitud pulsacji ciśnienia, jednakże takiego efektu spodziewać się należy w częstotliwościach niskich, zbliżonych do wartości częstotliwości rezonansowej układu akumulator-obciążony tłok siłownika. Przy analizie

wyższych częstotliwości wpływ akumulatora będzie maleć. W prezentowanych wynikach obserwuje się wzrost „gębczastości” [11] układu poprzez włączenie w układ akumulatora hydropneumatycznego – spadek amplitud przyspieszenia drgań stołu symulatora. Największy korzystny wpływ obniżenia poziomu emitowanego hałasu po włączeniu w układ akumulatora odnotowano dla częstotliwości wymuszającej równej 80Hz. Poziom emitowanego hałasu zmniejszył się odpowiednio:

- 1) o 2,9dB dla ciśnienia akustycznego o częstotliwości środkowej wymuszającej drgania stołu symulatora,
- 2) 6,7dB dla poziom ciśnienia akustycznego ( $L_m^{6,3-20\text{kHz}}$ ) w paśmie częstotliwości środkowych tercji od 6,3 do 20kHz,
- 3) i o 2,3dB dla poziom dźwięku A ( $L_A^{6,3-20\text{kHz}}$ ) w paśmie częstotliwości środkowych tercji od 6,3 do 20kHz.

Większy efekt obniżenia wartości dla poziomu ciśnienia akustycznego ( $L_m^{6,3-20\text{kHz}}$ ) świadczy o redukcji hałasu w zakresie, w którym krzywa ważona typu A w mniejszym zakresie koryguje mierzony sygnał akustyczny, tj w zakresie średnich częstotliwości. Ponadto obniżenie poziomu o 6,7dB świadczy o blisko pięciokrotnym obniżeniu wartości skutecznej amplitudy ciśnienia akustycznego.

## Literatura

- [1] Osiński Piotr, Kollek Waław: Assessment of energetic measuring techniques and their application to diagnosis of acoustic condition of hydraulic machinery and equipment. Archives of Civil and Mechanical Engineering. 2013, vol. 13, nr 3.
- [2] Kucharski T.: System pomiaru drgań mechanicznych. WNT, Warszawa 2002.
- [3] Engel Z.: Ochrona środowiska przed drganiami i hałasem. WNT, Warszawa 2001.
- [4] Kudźma Z., Stosiak M.: Reduction of infrasounds in machines with hydrostatic drive, Acta of Bioengineering and Biomechanics, Vol. 15, No. 2, 2013.
- [5] Kollek Waław, Kudźma Zygmunt, Osiński Piotr, Stosiak Michał: Hałas niskoczęstotliwościowy maszyn roboczych ciężkich / Waław Kollek i in. Napędy i Sterowanie. 2009, R. 11, nr 1,
- [6] Renowski J.: Hałas i wibracje: wskaźniki i kryteria oceny. Wydawnictwo Politechniki Wrocławskiej, Wrocław 1976.
- [7] Kudźma Z., Stosiak M.: Eksperymentalne określenie wpływu drgań mechanicznych na przebiegi ciśnień w wybranych układach mikrohydraulicznych. W: *Podstawy projektowania, modelowania, eksploatacji elementów układów mikrohydraulicznych*: praca zbiorowa pod red. Waława Kolleka. Wrocław, Oficyna Wydawnicza Politechniki Wrocławskiej, 2011.
- [8] “Dokumentation SYHCE-1-1X”, Manesmann Rexroth, 1995.
- [9] Stosiak M., Cichoń P.: Zastosowanie wibrometru laserowego do pomiaru drgań stołu symulatora liniowego napędu hydrostatycznego. Napędy i Sterowanie, nr 5/2012.
- [10] Karta katalogowa produktu: OFV-505/503 Vibrometer Sensor Head, LM\_DS\_OFV-505\_2005.pdf
- [11] Stryczek S.: Napęd hydrostatyczny. WNT, Warszawa 1984.

**Karol OSOWSKI<sup>1</sup>, Marcin MIGUS<sup>2</sup>, Jarosław KOTLIŃSKI<sup>3</sup>,  
Artur OLSZAK<sup>4</sup>, Andrzej KĘSY<sup>5</sup>**

<sup>1</sup> Uniwersytet Technologiczno-Humanistyczny im. Kazimierza Pułaskiego  
w Radomiu, [karosow@wp.pl](mailto:karosow@wp.pl), Wydział Mechaniczny

<sup>2</sup> Państwowa Wyższa Szkoła Zawodowa w Sandomierzu, [mmigus@gmail.com](mailto:mmigus@gmail.com),  
Instytut Techniczny

<sup>3</sup> Uniwersytet Technologiczno-Humanistyczny im. Kazimierza Pułaskiego  
w Radomiu, [jkmk@onet.eu](mailto:jkmk@onet.eu), Wydział Mechaniczny

<sup>4</sup> Instytut Nowych Syntezy Chemicznych w Puławach,  
[artur.olszak@ins.pulawy.pl](mailto:artur.olszak@ins.pulawy.pl), Zakład Wsparcia Technicznego

<sup>5</sup> Uniwersytet Technologiczno-Humanistyczny im. Kazimierza Pułaskiego  
w Radomiu, [akesy@op.pl](mailto:akesy@op.pl), Wydział Mechaniczny

## **PROBLEMY WYSTĘPUJĄCE PODCZAS WSPOMAGANEGO KOMPUTEROWO KONSTRUOWANIA WIRNIKÓW**

**Streszczenie:** W artykule opisano problemy występujące podczas komputerowo wspomaganego konstruowania wirników maszyn przepływowych. W szczególności rozpatrzono zagadnienia tworzenia i użytkowania doradczych systemów ekspertowych z uwzględnieniem jakości baz danych. Rozważono także aspekty tworzenia modeli bryłowych z wykorzystaniem programów CAD oraz konieczność rozpatrzenia zagadnień technologicznych na etapie konstruowania przy projektowaniu części maszyn wytwarzanych technologią drukowania 3D.

### **Wstęp**

Komputerowe metody wspomagania prac inżynierskich w znaczący sposób ułatwiają i przyspieszają proces konstruowania maszyn i urządzeń. Narzędzia komputerowego wspomagania projektowania łączą w sobie różne aspekty tworzenia obiektu, w tym konstruowanie, sporządzanie dokumentacji technicznej, badanie prototypów oraz produkcję. Zastosowanie komputerowego wspomagania konstruowania i wytwarzania części maszyn w istotnym stopniu upraszcza i przyspiesza ich proces produkcji, jednak nie jest ani oczywiste, ani automatyczne. Toteż w praktyce zachodzi konieczność rozwiązania wielu problemów zarówno teoretycznych jak i praktycznych, innych dla każdej konstrukcji.

Opisane w artykule problemy, stanowiące jedynie przykłady trudności, jakie mogą pojawić się podczas procesu konstruowania wirników maszyn przepływowych, zostały zaczerpnięte z prac konstrukcyjnych dotyczących podzespołów hydrokinetycznych.

## **Problemy związane z budową systemów ekspertowych**

Koniec ubiegłego wieku to okres badań nad sztuczną inteligencją, ukierunkowany na jej praktyczne wykorzystanie w różnych dziedzinach nauki. W wyniku tych badań powstały programy komputerowe wyspecjalizowane w rozwiązywaniu zadań i stawianiu diagnoz na podstawie zgromadzonej wiedzy, nazwane systemami ekspertowymi.

Systemy ekspertowe znalazły również zastosowanie w budowie i eksploatacji maszyn i urządzeń [1-4]. Szczególnie dobrze sprawdzają się w procesie konstruowania podzespołów o złożonej strukturze geometrycznej, gdzie klasyczne metody konstruowania są zawodne.

Systemy ekspertowe wymagają ekspertyzy opartej na wiedzy, a więc są związane w szczególności z pozyskiwaniem i przetwarzaniem wiedzy [5-6]. Ideą budowy systemu ekspertowego jest przeniesienie wiedzy eksperckiej z danej dziedziny do systemu wyposażonego w bazę wiedzy. Sposobem przedstawienia w języku formalnym całego zakresu wiedzy dziedzinowej jest tzw. reprezentacja wiedzy. Głównym problemem w procesie tworzenia systemu ekspertowego jest wybór odpowiedniej metody reprezentacji wiedzy do zapisu wiedzy dziedzinowej dotyczącej określonego problemu. Istnieje wiele zróżnicowanych metod reprezentacji wiedzy [7]. Podstawowe sposoby reprezentacji wiedzy w systemach ekspertowych stanowią metody oparte na zastosowaniu logiki. Zaliczyć do nich można metody wykorzystujące logikę konwencjonalną – dwuwartościową i logikę niekonwencjonalną – wielowartościową. Szerokie zastosowanie w budowie maszyn zyskują tzw. metody symbolicznej reprezentacji wiedzy zaliczane do grupy metod logiki dwuwartościowej, w której wyróżnia się: zapis proceduralny (polegający na określeniu zbioru procedur dla wiedzy dziedzinowej) i deklaratywny (polegający na określeniu faktów i reguł dla wiedzy dziedzinowej). Bardzo często jednak, ze względu na złożoność danego problemu, zastosowanie metod symbolicznej reprezentacji wiedzy jest niemożliwe lub mocno ograniczone, co jest spowodowane dużą ogólnością tych metod. Ponadto złożona struktura problemu powoduje szybki rozrost bazy wiedzy, często o fakty i reguły już istniejące.

W praktyce utworzenie systemu ekspertowego wymaga rozwiązania szeregu problemów ogólnych oraz szczegółowych związanych z inżynierią wiedzy, w tym: analizą i specyfikacją problemu, pozyskaniem wiedzy, wyborem narzędzi do budowy systemu i odpowiedniej metody reprezentacji wiedzy.

Trudności związane z budową systemu ekspertowego pokazano na przykładzie doradczego systemu ekspertowego opartego na wiedzy dziedzinowej, służącego do wspomagania procesu konstrukcyjnego wirników przekładni hydrokinetycznej. Skupiono się na problemie doboru

optymalnych wartości parametrów konstrukcyjnych w odniesieniu do zadanych właściwości przekładni hydrokinetycznej. Skomplikowany kształt geometryczny wirników tej przekładni powoduje, że zjawiska zachodzące w jej przestrzeni roboczej są trudne do modelowania, co szczególnie predysponuje użycie systemów ekspertowych do konstrukcji tych wirników. Ze względu na dużą uniwersalność metod opartych na logice konwencjonalnej dwuwartościowej wybrano metodę symbolicznej reprezentacji wiedzy i rozważono zastosowanie różnych narzędzi do budowy doradczego systemu ekspertowego, takich jak:

- szkieletowy system doradczy *PC-Shell* wchodzący w skład pakietu sztucznej inteligencji *Sphinx*,
- język programowania w logice – *Prolog*,
- język programowania obiektowego – *Object Pascal*.

Oceniono także przydatność zastosowania wybranego narzędzia w odniesieniu do przedstawionego problemu.

Struktura bazy wiedzy szkieletowego systemu doradczego *PC-Shell* umożliwia zapis wiedzy w postaci deklaratywnej za pomocą faktów i reguł. Fakty przedstawiane są za pomocą atrybutów i ich wartości. Podstawowym problemem jest to, iż fakty nie mogą zawierać zmiennych, a jedynym operatorem pomiędzy atrybutem i wartością jest znak „=”, co powoduje zapis wiedzy jedynie w postaci tekstowej. Składnia reguł zbudowana jest z konkluzji i części warunkowej. Konkluzja oraz część warunkowa oddzielone są słowem kluczowym „if”. Część warunkowa musi zawierać przynajmniej jeden warunek, który ma być spełniony by potwierdzić słuszność konkluzji.

Podobny sposób reprezentacji wiedzy jest stosowany w języku *Prolog*. Podstawowymi metodami zapisu wiedzy są predykaty i reguły. Predykat, często zwany faktem, zawiera nagłówek i jego argumenty. Reguła składa się z lewej części reguły oraz prawej części reguły oddzielonej znakiem „:-”. Lewa część reguły składa się tylko z jednego predykatu, natomiast prawa część reguły może być koniunkcją dowolnej liczby warunków logicznych oddzielonych przecinkami. Zaletą tego podejścia jest możliwość stosowania zmiennych, co nie ogranicza zapisu wiedzy tylko do postaci tekstowej, ale pozwala na zapis wiedzy także w postaci wartości liczbowych. Wadą stosowania języka *Prolog* jest konieczność budowania bazy wiedzy od podstaw, co jest często bardzo pracochłonne.

Zupełnie inne możliwości daje zastosowanie obiektowego języka programowania *Object Pascal*. Nie jest to język programowania w logice, jednak umożliwia tworzenie doradczych systemów ekspertowych. Zapis wiedzy możliwy jest w postaci proceduralnej, co powoduje trudności związane z utworzeniem mechanizmu wnioskowania systemu i wiąże się

z utworzeniem algorytmu rozwiązania problemu działającego w oparciu o wiedzę zapisaną w procedurach.

Deklaratywne metody reprezentacji wiedzy zastosowane w szkieletowym systemie doradczym *PC-Shell* oraz języku *Prolog* uniemożliwiają zastosowanie tych narzędzi w klasie problemu, gdzie wymagany jest wybór optymalnych wartości parametrów konstrukcyjnych dla zadanych właściwości. Natomiast struktura metod reprezentacji wiedzy opartych na faktach, predykatkach i regułach powoduje, że narzędzia te bardzo dobrze sprawdzają się w rozwiązywaniu problemów decyzyjnych związanych z klasyfikowaniem, diagnozowaniem i prognozowaniem. Ponadto, w szkieletowym systemie doradczym *PC-Shell* oraz języku *Prolog* brak jest rozwiązań dotyczących inżynierii wiedzy niepełnej i niepewnej.

Najbardziej korzystne rozwiązanie problemu wyboru optymalnych wartości parametrów konstrukcyjnych dla określonych właściwości przekładni hydrokinetycznej można uzyskać w wyniku zastosowania proceduralnych metod reprezentacji wiedzy z wykorzystaniem algorytmu opartego na drzewach decyzyjnych. Utworzony w ten sposób system wnioskuje także w oparciu o wiedzę niepewną i niepełną, co umożliwia zastosowanie w systemie określone arbitralnie współczynniki ufności.

### **Problemy związane z budową modeli bryłowych**

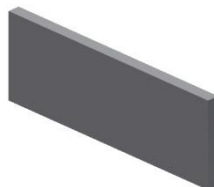
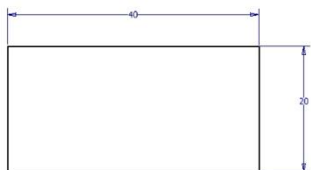
Możliwość tworzenia modeli bryłowych części maszyn jest podstawowym osiągnięciem komputerowego wspomagania konstruowania. Modele takie wykorzystywane są zarówno do wizualizacji, zapisu konstrukcji, jak i wytwarzania części maszyn.

W procesie tworzenia modeli bryłowych często pojawiają się trudności związane z realizacją wizji konstruktora [8-10]. Takie trudności mogą wystąpić już na wstępnym etapie tworzenia konstrukcji. Na tym etapie mogą również pojawić się problemy dotyczące przenikania się powierzchni konstruowanych części maszyn. Jako przykład może tu posłużyć proces tworzenia w programie *Autodesk Inventor* modelu bryłowego wirnika pompy sprzęgła hydrokinetycznego z łopatkami płaskimi o kącie łopatki wynoszącym  $90^\circ$ , średnicy czynnej 150 mm i liczbie łopatek równej 21. Podczas tworzenia modelu bryłowego wirnika sporządzono odrębnie model łopatki, rys. 1, oraz model obudowy, rys. 2, a następnie modele te połączono w całość. Model bryłowy obudowy otrzymano przez obrót płaskiego szkicu, będącego przekrojem obudowy, wokół osi wirnika.

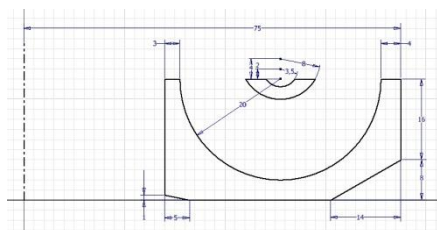
a)



b)

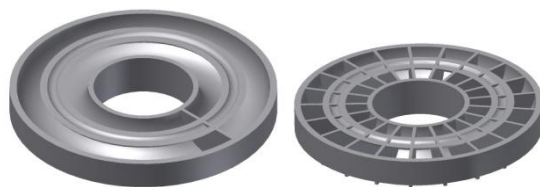


**Rys. 1.** Łopaska wirnika pompy sprzęgła hydrokinetycznego:  
a - szkic, b - model bryłowy



**Rys. 2.** Obudowa wirnika pompy sprzęgła hydrokinetycznego:  
a - szkic, b - model bryłowy

Po połączeniu modelu obudowy z modelem łopatki wykorzystano polecenie programu Autodesk Inventor „Szyk kołowy” w celu dodania 21 łopatek, rys. 3.



**Rys. 3.** Widok wirnika pompy sprzęgła hydrokinetycznego po połączeniu modelu łopatki z modelem obudowy

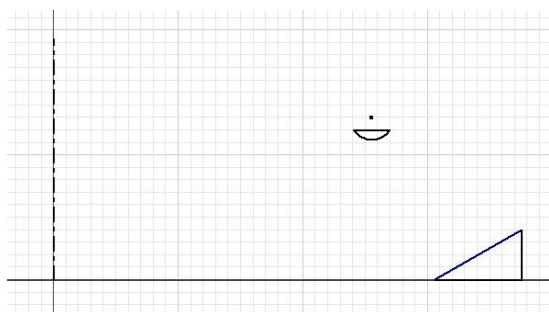
Jednak taki sposób postępowania powoduje powstanie błędów wynikających z przenikania się powierzchni poszczególnych elementów składowych konstrukcji, rys. 4.





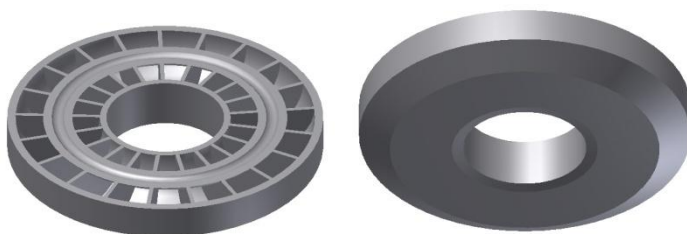
**Rys. 4.** Błędy przenikania powierzchni powstałe podczas tworzenia modelu bryłowego wirnika pompy sprzęgła hydrokinetycznego

W celu wyeliminowania tych błędów należy utworzyć dodatkowy szkic, w którym uwzględniony jest zarys kanału wewnętrznego obudowy wirnika oraz ukośny fragment prawej dolnej krawędzi obudowy, rys. 5.



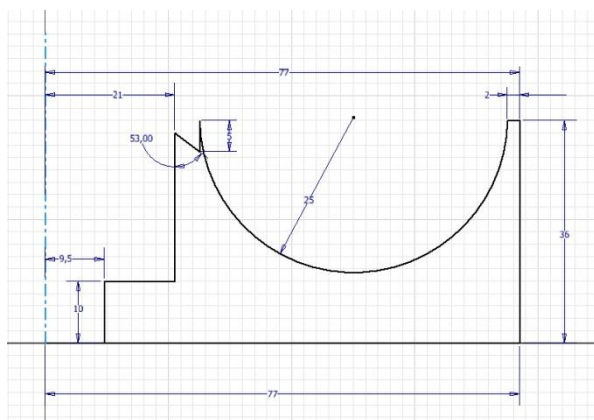
**Rys. 5.** Szkic elementów kanału wewnętrznego oraz powierzchni bocznej obudowy wirnika pompy sprzęgła hydrokinetycznego

Następnie za pomocą polecenia „Obrót” programu Autodesk Inventor z włączoną opcją „Przez wycięcie” należy dokonać zamiany szkicu przedstawionego na rys. 5. Poprawiony model bryłowy wirnika pompy sprzęgła hydrokinetycznego pokazano na rys. 6.



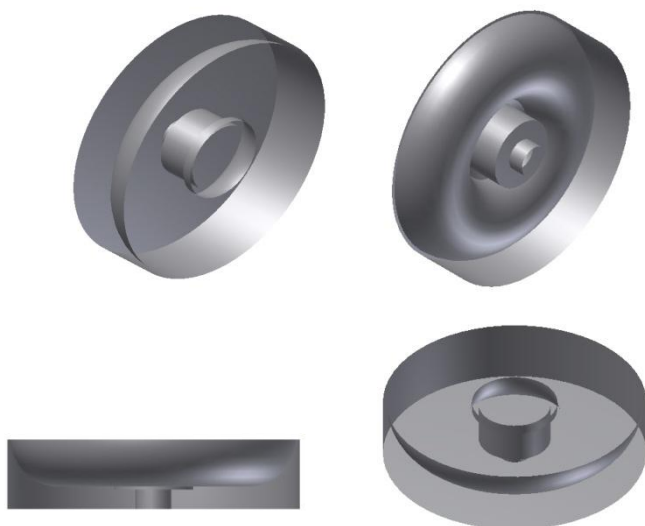
**Rys. 6.** Widok poprawionego modelu bryłowego wirnika pompy sprzęgła hydrokinetycznego

W dalszych etapach budowy modeli mogą pojawić się problemy wynikające ze zbyt małej wydajności oprogramowania wykorzystanego w procesie komputerowo wspomaganego projektowania. Przy skomplikowanych kształtach obiektów, oprogramowanie nie jest w stanie wygenerować poprawnego modelu bryłowego, zmuszając tym samym konstruktora do poszukiwania innych sposobów tworzenia modelu bryłowego. Problem taki ujawnił się podczas konstruowania wirnika zespolonego sprzęgła hydrokinetycznego. Średnica czynna sprzęgła wynosiła 150 mm, średnica zewnętrzna obudowy 185 mm, a szerokość szczeliny służącej do mocowania łopatek 2 mm. W przypadku wirników z płaskimi prostokątnymi łopatkami model bryłowy można utworzyć przez obrót płaskiego szkicu, będącego przekrojem wirnika płaszczyzną przechodzącą przez oś wirnika. Szkic obudowy wirnika służący do budowy modelu bryłowego pokazano na rys. 7.



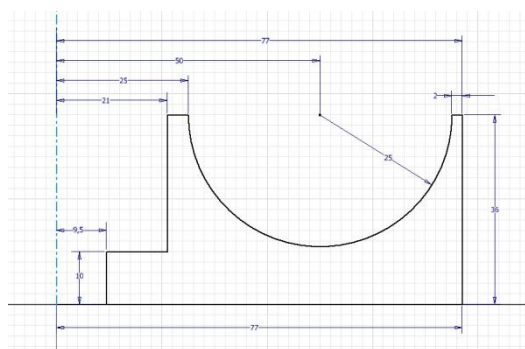
Rys. 7. Szkic obudowy wirnika sprzęgła hydrokinetycznego

Model bryłowy obudowy wirnika sprzęgła hydrokinetycznego uzyskany na podstawie tego szkicu z użyciem polecenia „Obrót” programu Autodesk Inventor przedstawiono na rys. 8. Jak wynika z widoków pokazanych na tym rysunku błędy wykonania programu eliminują otrzymane obiekty jako modele bryłowe.



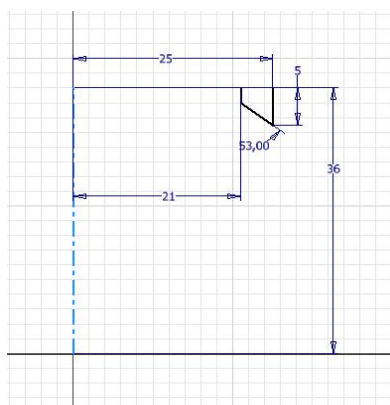
**Rys. 8.** Niewłaściwy widok obudowy wirnika koła łopatkowego sprzęgła

W celu usunięcia ujawnionych błędów należy uprościć szkic wirnika przedstawiony na rys. 7 tak, by otrzymać szkic pokazany na rys. 9, a następnie zastosować polecenie programu Autodesk Inventor „Obrót”.



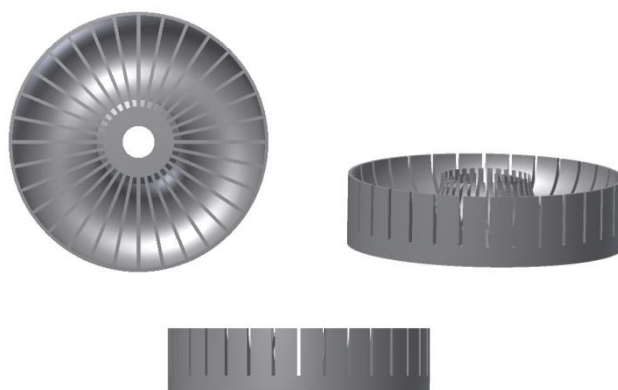
**Rys. 9.** Uproszczony model bryłowy służący do korekty błędów

Kolejnym krokiem jest sporządzenie szkicu przedstawionego na rys. 10, uwzględniającego fragment będący różnicą między szkicem pierwotnym, a szkicem uproszczonym. Następnie szkic ten za pomocą polecenia programu Autodesk Inventor „Obrót” z włączoną funkcją „Przez wycięcie” dodaje się do modelu bryłowego wirnika powstałego z uproszczonego szkicu, eliminując w ten sposób błędy pokazane na rys. 8.



**Rys 10.** Fragment szkicu wirnika, który generował błędy programu podczas zamiany szkicu w model bryłowy

Na rys. 11 pokazano prawidłowy model bryłowy wirnika sprzęgła hydrokinetycznego po dodaniu szczelin przeznaczonych do mocowania łopatek.



**Rys. 11.** Gotowe koło łopatkowe wirnika ZSH

### **Problemy związane z zastosowaniem nowych technologii wytwarzania**

Jednym z podstawowych wymogów procesu konstruowania części maszyn jest uwzględnianie przewidywanej technologii podczas konstruowania. Tradycyjne metody wytwarzania części maszyn z litego materiału wyjściowego to głównie technologie odlewnicze oraz ubytkowe, w tym obróbka skrawaniem. Nowe addytywne metody wytwarzania, nazywane drukowaniem 3D, umożliwiają produkcję elementów maszyn

z materiału w postaci proszku. Drukowanie 3D jest technologią, w której nie występują odpady w postaci wiórów i niewymagane są dodatkowe materiały. Zastosowanie drukowania 3D umożliwia także znaczne skrócenie czasu przygotowania i wykonania gotowej części o bardzo skomplikowanych kształtach wewnętrznych i zewnętrznych. Produkowane części odznaczają się wysoce złożonymi strukturami geometrycznymi, lekkością i dużą wytrzymałością.

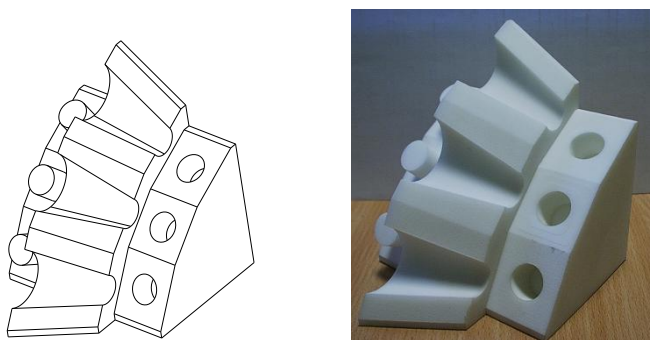
Jednak zastosowanie tej nowej technologii w produkcji przemysłowej wymaga pokonania wielu trudności. Poważnym problemem są małe wymiary komór roboczych drukarek 3D, szczególnie tych, w których materiałem roboczym są proszki metali, co nie pozwala na wykonanie większych części maszyn w całości i zmusza do składania wyrobu finalnego z elementów składowych. Takie rozwiązanie powoduje jednak problemy z łączeniem części. W tabeli 1 podano wymiary komór roboczych oraz dokładność wymiarową, rozumianą jako grubość nakładanej podczas druku warstwy materiału, dla różnych metod drukowania 3D.

**Tabela 1.** Wymiary komór roboczych oraz dokładność wymiarowa dla różnych metod drukowania 3D

| Metoda,<br>Akronim                                   | Wymiary<br>komory roboczej<br>[mm] | Dokładność<br>wymiarowa<br>[mm] | Zastosowanie                                      |
|------------------------------------------------------|------------------------------------|---------------------------------|---------------------------------------------------|
| Stereolitografia,<br>SLA                             | 190×190×250<br>508×508×584         | 0,1 – 0,2                       | Modele, wyroby<br>funkcjonalne                    |
| Miejscowego spiekania,<br>laserem,<br>SLS            | 304×304×304<br>720×380×380         | 0,05 – 0,25                     | Formy, modele, wyroby<br>funkcjonalne             |
| Natryskiwania<br>światłoczułym polimerem,<br>PJT     | 250×250×200<br>490×390×200         | 0,005                           | Modele, formy                                     |
| Bezpośredniego utwardzania<br>podłoża,<br>SGC        | 350×350×350<br>500×350×500         | 0,02 – 0,45                     | Modele o większych<br>wymiarach                   |
| Sklejania proszków,<br>DSPC                          | 300×300×380                        | 0,18                            | Formy, modele, wyroby<br>funkcjonalne             |
| Natryskiwania materiałem<br>termoplastycznym,<br>BPM | 254×203×154                        | 0,05                            | Modele                                            |
| Ciągłego wyciskania,<br>FDM                          | 241×241×254<br>254×254×254         | 0,05 – 0,80                     | Modele, formy, rdzenie                            |
| Warstwowego wytwarzania<br>obiektów,<br>LOM          | 380×250×350<br>810×550×500         | 0,13                            | Modele, wyroby<br>funkcjonalne                    |
| Stapiania laserem,<br>LM                             | 245×245×300                        | 0,02 – 0,1                      | Wyroby funkcjonalne z<br>aluminium, stali, tytanu |

Wirniki typowych maszyn przepływowych mają średnice od 300 do 500 mm, chociaż występują też wirniki o średnicy do 1000 mm. Jak wynika z danych z tabeli 1, większe wirniki nie mogą być wykonywane w całości na drukarkach 3D.

Istotnym problemem jest także niedotrzymywanie dokładności wymiarowej deklarowanej w dokumentacji technicznej przez producentów drukarek 3D. W celu sprawdzenia dokładności wymiarowej części wytworzonych metodą *LS* zaprojektowano sprawdzian zawierający podstawowe elementy części maszyn, tj.: płaszczyzny pochylone pod różnymi kątami, otwory walcowe, otwory stożkowe, wałki oraz kanały [11]. Sprawdzian wykonano na drukarce 3D *Systems Vanguard SI*, z użyciem tworzywa sztucznego *Nylon-12*, rys. 12, i poddano następnie pomiarom, celem określenia odchylek wymiarowych rzeczywistego wyrobu.



**Rys. 12.** Widok sprawdzianu

Z pomiarów płaszczyzn wynika, że w sprawdzianie występują niewielkie błędy płaskości. Dokładność wykonania płaszczyzn odpowiada dokładności podawanej w dokumentacji technicznej dotyczącej metody *LS*. Wymiary średnic otworów wykazują mniejsze rozbieżności niż wymiary średnic wałków. W wałkach występuje także błąd kształtu okrągłości w postaci owalności. Kierunek dłuższych osi elipsy otworów jest prostopadły do kierunku dłuższych osi owalności wałków. Dokładność wykonania większości otworów odpowiada dokładności podawanej w dokumentacji technicznej. Natomiast dokładność wykonania wałków nie odpowiada tej podawanej w dokumentacji technicznej.

Wyniki pomiarów kątów między płaszczyznami pokazały największą odchylek od wartości projektowanej wynoszącą  $0,46^\circ$ , a najmniejszą odchylek  $0,05^\circ$ , przy czym w miarę wzrostu wartości kąta odchyłka maleje. Dla kąta  $30^\circ$  odchyłka ma stałą wartość.

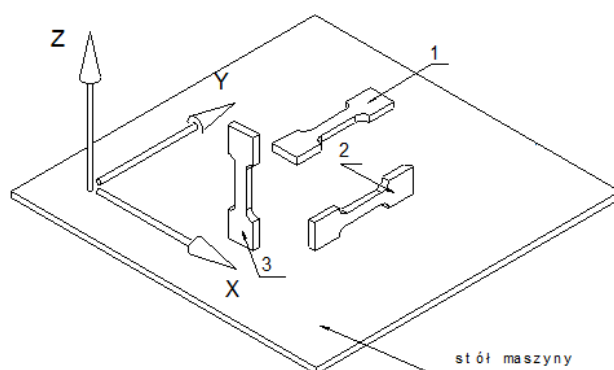
Wyniki pomiarów wymiarów liniowych sprawdzianu pokazują duży rozrzut odchyłek. Minimalna odchyłka wymiaru nominalnego 130 mm wynosi zaledwie 0,003 mm. Jest ona mniejsza od opisywanej w dokumentacji technicznej metody *LS*. Natomiast maksymalna zaobserwowana odchyłka dotyczy wymiaru 40 mm i wynosi 0,903 mm. Jest ona o wiele większa od opisywanych w literaturze. Większość wymiarów liniowych posiada duże odchyłki.

Pomiary średnic kanałów pokazują odchyłkę sięgającą 0,428 mm dla większej średnicy i 0,661 mm dla mniejszej średnicy. Obie odchyłki są większe od podanych w dokumentacji technicznej metody *LS*. Mniejsze średnice mają większe odchyłki.

Takie wnioski w odniesieniu do wytwarzania wirników kół łopatkowych potwierdza praktyka. Dla prototypu wirnika kierownicy przekładni hydrokinetycznej wytworzonego na drukarce 3D metodą *LS*, charakteryzującą się wg producenta drukarki dużą dokładnością, niezależnie od stopnia komplikacji wytwarzanych części znaczne odchyłki wymiarów wymusiły konieczność obróbki mechanicznej przed montażem [12].

Podczas wytwarzania prototypowych wirników maszyn przepływowych bardzo ważne jest właściwe odwzorowanie kształtu łopatek wirnika, gdyż od tego zależy prawidłowa praca maszyny przy założonych parametrach. Dokładne geometrycznie odwzorowanie kształtu wirnika w sposób zasadniczy wpływa też na sprawność maszyny.

Występują także problemy związane z materiałami stosowanymi w technologii drukowania 3D spowodowane tym, że materiał stosowany w drukarkach 3D jest dobierany przede wszystkim tak, aby dana metoda drukowania działała poprawnie. Materiały te mogą posiadać niepożądane dla materiału konstrukcyjnego cechy, takie jak anizotropia lub trudność obróbki. W praktyce okazuje się, że wytrzymałość mechaniczna i twardość części wykonywanych na drukarkach 3D zależy od ustawienia części podczas procesu drukowania. Przykładowo, badano anizotropię właściwości mechanicznych części drukowanych z tworzywa sztucznego *FullCure®720* technologią drukowania 3D ***PolyJet™*** stosowaną przez firmę ***Objet*** [13]. W tym celu zaprojektowano i wykonano próbki wytrzymałościowe. Próbki te różniły się wyłącznie ustawieniem na stole drukarki 3D podczas wytwarzania, rys. 13.



Rys. 13. Usytuowanie próbek w trakcie ich wykonania

Następnie zerwano próbki na maszynie wytrzymałościowej oraz dokonywano pomiaru twardości próbek. Wyniki badań pokazały, że występują istotne różnice w wytrzymałości na rozciąganie, wydłużeniu próbek i ich przewężeniu.

W badaniu wytrzymałości na rozciąganie największe wartości naprężeń uzyskano dla próbek ustawionych w sposób oznaczony na rys. 13 cyfrą 2. Różnica w wartościach uzyskanych naprężeń między ustawieniami 1 i 2 była niewielka i wyniosła 3,6 %. Zdecydowanie najmniej wytrzymałe okazały się próbki ustawione w sposób 3.

Inne zróżnicowanie w zależności od kierunku ustawienia części podczas drukowania 3D wykazały właściwości plastyczne określone przez wydłużenie względne i przewężenie. Największym wydłużeniem względnym wykazały się próbki ustawione w sposób oznaczony na rys. 13 cyfrą 2, dla pozostałych ustawień wydłużenie względne osiągnęło znacznie mniejsze wartości. Natomiast przewężenie było największe i zbliżone dla ustawień 1 i 2.

Twardość modeli wykonanych z materiału *FullCure®720* także wykazała anizotropię. Największą twardość posiadały próbki ustawione w sposób 1. Największą różnicę twardości ujawniono między próbkami o ustawieniach 1 i 2 - 4,3%. Różnica twardości między próbkami ustawionymi w sposób 1 i 3 wyniosła 3,8%.

Dla wirników maszyn przepływowych wykonanych z tworzyw sztucznych, w których łopatki uginają się pod obciążeniem wywoływanym przepływem cieczy roboczej w przestrzeni roboczej wirnika, anizotropia materiału wirnika powoduje niesymetryczne odkształcenia i wypaczenia wirnika, co powoduje zmianę symetrii przepływu oraz w skrajnych przypadkach powoduje ocieranie się wirników o siebie lub o obudowę [12].



Obecnie najpopularniejszym metalem, z którego są wytwarzane części maszyn technologią drukowania 3D jest tytan i jego stopy. Zastosowanie w drukarce 3D proszku tytanu, jako materiału konstrukcyjnego umożliwia zmniejszenie grubości ścianek wytwarzanej części przy zachowaniu wymaganej wytrzymałości. Możliwe jest wtedy wykonanie mniejszych gabarytowo części o znacznie mniejszej masie, co wpływa korzystnie na konstrukcję całej maszyny i sprzyja swobodnej zabudowie współpracujących elementów. Jednak tytan jest materiałem trudnym w wytwarzaniu i obróbce, zatem wymaga od konstruktorów zwrócenia szczególnej uwagi na aspekty technologiczne konstruowanych części. Podobnie w przypadku łączenia części składowych wykonanych z tytanu konstruktor powinien rozpatrzyć problemy technologiczne, szczególnie przy wykorzystaniu technologii spawania lub łączenia materiałów o różnych właściwościach mechanicznych. Technologia spawania tytanu jest technologią znacznie bardziej skomplikowaną, niż technologie stosowane dla tradycyjnych materiałów konstrukcyjnych.

### **Wnioski**

1. Podstawowym kryterium wyboru odpowiedniego narzędzia do budowy systemu ekspertowego jest w szczególności metoda reprezentacji wiedzy, przy czym o przydatności danego narzędzia decyduje klasa problemu, a nie jego dziedzinowa niezależność.
2. Pokazane w artykule błędy modeli bryłowych ze względu na prostotę konstruowanych elementów były łatwe do wykrycia. Należy jednak mieć na uwadze skomplikowane konstrukcje, w których wszelkiego rodzaju błędy wynikające czy to z rozwiązań konstrukcyjnych, czy z niedoskonałości programu komputerowego nie są od razu widoczne. Tego typu błędy pojawiają się także w innych programach CAD. Występowanie błędów świadczy o konieczności dalszego rozwoju komputerowych metod wspomagania prac inżynierskich.
3. Nowa technologia wytwarzania, jaką jest drukowanie 3D, oparta na dodawaniu materiału inaczej, niż w technologiach tradycyjnych, w których materiał jest ujmowany, wymaga wnikliwego rozpatrzenia przez konstruktora aspektów technologicznych już na etapie wykonywania projektu wstępnego. Przeprowadzone pomiary specjalnie skonstruowanego sprawdzianu jednoznacznie pokazały, że w rzeczywistości występują znacznie większe odchyłki wymiarów elementów, niż podawano w dokumentacji technicznej metody *LS*. Jednocześnie stwierdzono także dużą dokładność wykonania niektórych elementów sprawdzianu. Jednakże wymiarów o zadowalającej dokładności wykonania jest znacznie mniej. Ogólnie można stwierdzić, że elementy maszyn wykonane metodą *LS* z materiału *Nylon-12* posiadają większe odchyłki wykonania i to zarówno

wymiarów liniowych, jak i kształtu, niż podano w dokumentacji technicznej metody *LS*.

**Abstract:** Problems encountered during the construction of computer-aided turbomachine rotors have been described in the article. In particular, the issues concerning the creation and use of advisory expert systems with regard to the quality of the database, have been considered. Aspects concerning the creation of solid models using CAD programs as well as the need to consider technological issues at the design stage in the design process of machine parts, manufactured by means of using 3D printing technology, have also been discussed.

## Literatura

- [1] OSOWSKI K., MIGUS M., KĘSY A.: Expert system for supporting the process of hydrodynamic torque converter construction. Technical Transactions. Mechanics, Issue 1-M (5), 2013 (110), pp. 285-292.
- [2] GONCIARZ T.: An Expert System for Supporting the Design and Selection of Mechanical Equipment for Recreational Crafts. International Journal on Marine Navigation and Safety of Sea Transportation, Vol. 8, 2014, pp. 275- 280.
- [3] KONTARGYRI V., TSIREKIS C., KABANAROS S., SAKARELLOS A., MORONIS A., KOLLIPOULOS N., KAMINARIS S.: An expert system for fault diagnosis, repairing and maintenance of electrical machines. Proc. 6th conference on Applications of electrical engineering, Stevens Point, 2007, pp. 166-171.
- [4] OSOWSKI K., KĘSY A.: Systemy ekspertowe wspomagające proces konstruowania i eksploatacji przekładni hydrokinetycznej. Mechnik 12/2013, s. 1070/51-58.
- [5] JACKSON P.: Introduction to Expert Systems. 2nd, Addison-Wesley Longman Publishing Co., Inc. Boston, MA, USA, 1990.
- [6] MULAŁKA J.: Systemy ekspertowe. WNT Warszawa 1996.
- [7] CHROMIEC J., STRZEMIECZNA E.: Metody konstrukcji i analizy systemów eksperckich. Akademicka Oficyna Wydawnicza PLJ Warszawa 1995.
- [8] KĘSY A., MIGUS M.: Modelowanie geometrii przestrzeni roboczej podzespołów hydrokinetycznych. Mechanik 1/2010/S, s. 86 – 93.
- [9] KĘSY A., MIGUS M.: Komputerowe wspomaganie konstruowania kół łopatkowych podzespołów hydrokinetycznych. Mechanik nr 12/2011, str. 987.
- [10] MIGUS M., KĘSY A.: Modelowanie bryłowe kół łopatkowych podzespołów hydrokinetycznych. Materiały Międzynarodowej Konferencji Naukowo–Technicznej. Napędy i Sterowania Hydrauliczne i Pneumatyczne 2012, str. 143 – 152.
- [11] KOTLINSKI J., KESY Z., KESY A., JACKSON M., PARKIN R.: Dimensional deviations of machine parts produced in Laser Sintering technology. International Journal of Rapid Manufacturing. Vol. 1, No 1, 2009, pp. 88-98.
- [12] KESY A., SARNIK P.: Przekładnia hydrokinetyczna z kołami łopatkowymi wykonanymi metodą szybkiego prototypowania. Napędy i sterowanie. Nr 2, luty 2010, str. 12-15.
- [13] KESY A., KOTLINSKI J.: Mechanical Properties of Parts Produced by Using Polymer Jetting Technology. Archives of Civil and Mechanical Engineering. Vol. X, No. 3, 2010, pp. 37-50.

**Bartosz RADZYMIŃSKI<sup>1</sup>, Zbigniew PAWELSKI<sup>2</sup>**

<sup>1</sup>Politechnika Łódzka, bartosz.radzaminski@p.lodz.pl

<sup>2</sup>Politechnika Łódzka, zbigniew.pawelski@p.lodz.pl

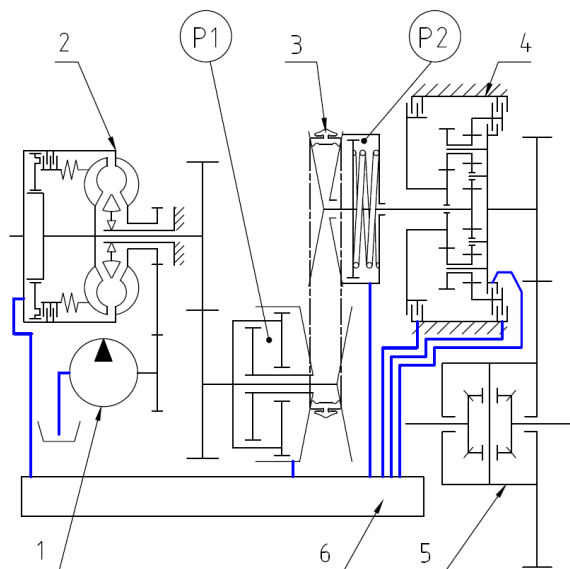
## **WPLYW PARAMETRÓW ZAKŁÓCAJĄCYCH NA PRACĘ SKRZYNI BIEGÓW WYPOSAŻONEJ W PRZEKŁADNIĘ CVT**

**Streszczenie:** The paper presents mechanical scheme of transmission from Nissan Micra vehicle equipped with a push belt. For the tested gearbox test bench has been prepared in which it was possible to simulate the load conditions and adjust pressures responsible for the transmission operation through open and closed systems using PID controllers.

### **Wstęp**

Przekładnia CVT (Continuously Variable Transmission) zwana inaczej wariatorem, pozwala na płynną regulację przełożenia. Dzięki temu przy stałej prędkości obrotowej silnika możliwa jest zmiana prędkości pojazdu.

Do badań użyto bezstopniowej skrzyni biegów z samochodu Nissan Micra K12 wyposażonej w pas pchający (pushbelt). Rysunek 1 przedstawia schemat badanej skrzyni biegów.

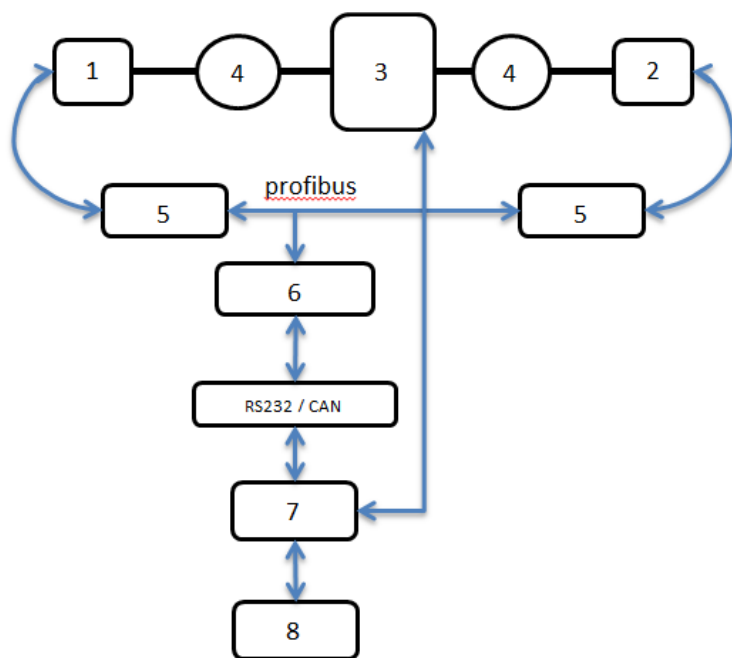


**Rys. 1.** Schemat mechaniczny badanej przekładni CVT. 1 – pompa zasilająca w olej, 2 – przekładnia hydrokinetyczna, 3 – pas pchający (pushbelt), 4 – przekładnia planetarna typu Ravigneaux, 5 – przekładnia główna, 6 – sterownik elektrohydrauliczny, P1 – ciśnienie w siłowniku wejściowego koła pasowego, P2 – ciśnienie w siłowniku wyjściowego koła pasowego

## Stanowisko badawcze

Do napędu i hamowania skrzyni biegów (3) wykorzystano silniki elektryczne (1, 2). Pomiędzy maszynami elektrycznymi a skrzynią biegów zamontowano momentomierze (4). Regulacja prędkości lub momentów obrotowych maszyn elektrycznych, realizowana jest poprzez falowniki (5) połączone siecią profibus ze sterownikiem PLC – programowalnym sterownikiem logicznym (6). Wchodzący i wychodzący z PLC, portem szeregowym RS-232 sygnał, po przejściu przez konwerter trafia do/z platformy sterującej (7) przez szeregową magistralę komunikacyjną CAN. Ostatecznie sygnały przesyłane są pomiędzy platformą sterującą a interfejsem operatora (8). Umożliwia to sterowanie elektrozaworami odpowiedzialnymi za ciśnienia na kołach pasowych, sprzęgłami przekładni planetarnej, sprzęgłem blokującym przekładni hydrokinetycznej i odczyt potrzebnych do tego sterowania danych z czujników ciśnienia i prędkości obrotowych kół pasowych. Wprowadzanie i odczyt wartości odbywa się w interfejsie operatora.

Schemat stanowiska badawczego przedstawia rysunek 2.



**Rys. 2.** Schemat stanowiska badawczego. 1 – maszyna elektryczna jako silnik, 2 – maszyna elektryczna jako hamulec, 3 – badana skrzynia biegów, 4 – momentomierz, 5 – falownik, 6 – sterownik przemysłowy PLC, 7 – platforma sterująca z zaimplementowanym programem sterującym, 8 – interfejs operatora

## Sposób prowadzenia badań

Przełożenie przekładni CVT zdefiniowane zostało jako iloraz prędkości obrotowej koła pasowego wyjściowego i prędkości obrotowej koła pasowego wejściowego:

$$I_{CVT} = \frac{\omega_{kp2}}{\omega_{kp1}}. \quad (1)$$

Podczas prowadzenia badań zawór suwakowy elektrohydraulicznego bloku sterującego umieszczony był w pozycji odpowiadającej położeniu D (Drive) dźwigni wyboru trybu jazdy znajdującej się wewnątrz pojazdu, sprzęgło blokujące przekładnię hydrokinetyczną było załączone (brak poślizgu między pompą a turbiną), a przekładnia planetarna była wysterowana na przełożenie  $I_{RAV}=1$ . Maksymalny moment obrotowy maszyny elektrycznej będącej po stronie wejściowej ograniczono do wartości 120 Nm. Przy takiej konfiguracji, bieżące całkowite przełożenie układu napędowego wynosiło:

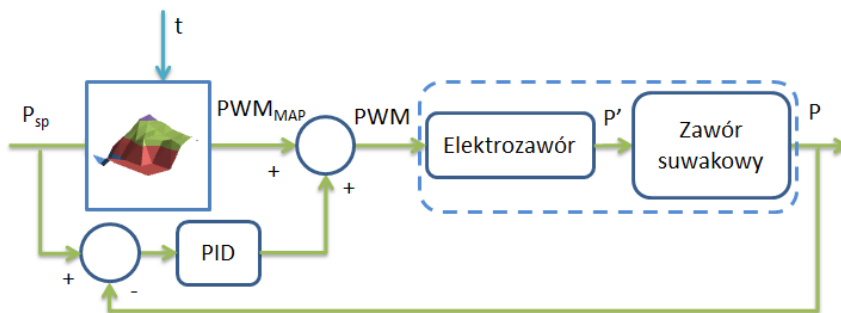
$$I_{UN} = I_{CVT}^{-1} \cdot 3,76. \quad (2)$$

Pierwsza część prowadzonych badań dotyczyły określenia map pozwalających dobrać sygnał PWM tak, aby uzyskać zadane ciśnienia P2 i P1 sterujące ustawieniem kół pasowych, dla danej wartości temperatury oleju:

$$PWM_1 = f(P2, t) \quad (3)$$

$$PWM_4 = f(P1, t). \quad (4)$$

Do budowy powyższych map zastosowano układ regulacji w pętli zamkniętej przedstawiony na rysunku 3.



**Rys. 3.** Schemat blokowy układu regulacji odpowiedzialnego za wypracowanie ciśnienia w kołach pasowych przekładni CVT (linią przerywaną zaznaczono fragment bloku elektrohydraulicznego)

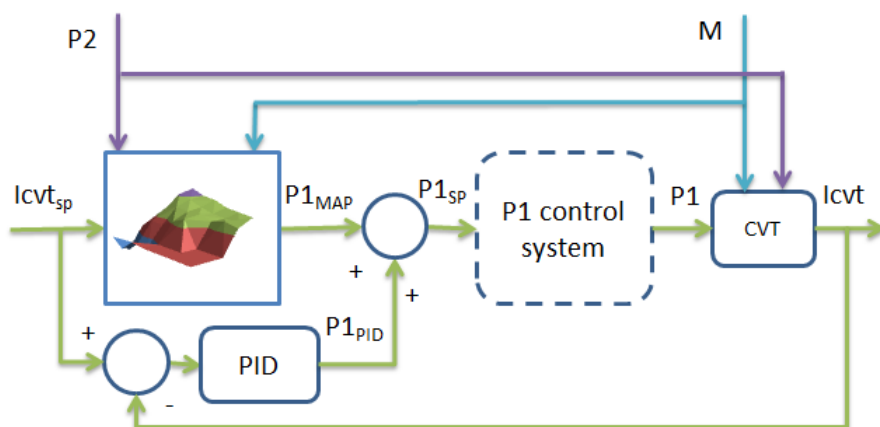
Sygnałami wejściowymi była zadana wartość ciśnienia  $P_{SP}$ , wprowadzana do platformy sterującej i temperatura oleju. Po wypracowaniu przez regulator PID, sygnału  $PWM_{PID}$  i skierowaniu go do elektrozaworu, wypracowywane było ciśnienie  $P'$ , które po skierowaniu do zasilanego olejem zaworu suwakowego ze sprzężeniem zwrotnym wypracowywało ciśnienie  $P$  oddziałujące na siłowniki kół pasowych. Istnienie działania całkującego w regulatorze powoduje, że w stanie ustalonym praktycznie otrzymuje się  $P=P_{SP}$ .

Utworzone mapy, można uznać za poprawne jeżeli na wejściu regulatora PID, uchyb  $(P_{SP}-P)$  byłby równy zeru i wnoszona przez regulator korekta  $PWM_{PID}$  też byłaby zerowa. Taka sytuacja świadczyłaby o nie występowaniu innych oprócz temperatury oleju wielkości zakłócających. Po wykonaniu tej części badań, utworzone mapy zostały wgrane do sterownika, umożliwiając regulację ciśnień w pętli otwartej. Należało jednak sprawdzić, czy zmiana innych niż temperatura parametrów nie wpływa na wartość wypracowywanego ciśnienia  $P$ .

Druga część prowadzonych badań dotyczyła budowa map zawierających zestawienie ciśnień na kole pasowym czynnym przy stałym ciśnieniu na kole pasowym biernym dla zadanego przełożenia przekładni CVT i danego przenoszonego przez nią momentu obrotowego:

$$P1 = f(I_{CVT}, P2, t). \quad (5)$$

Do budowy powyższych map zastosowano układ regulacji w pętliach zamkniętej i otwartej, którego schemat przedstawiono na rysunku 4.



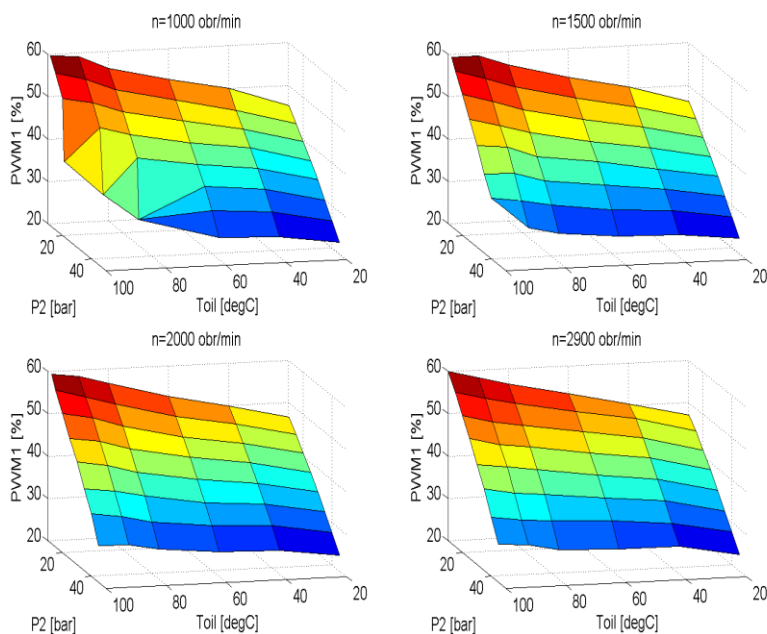
**Rys. 4.** Schemat blokowy układu regulacji odpowiedzialnego za wypracowanie ciśnienia  $P1$  przy stałym ciśnieniu  $P2$  i dla zapewnienia zadanego przełożenia przekładni CVT (linią przerywaną zaznaczono fragment bloku elektrohydraulicznego)

Sygnałami wejściowymi było stałe ciśnienie P2, zadana wartość przełożenia przekładni CVT oraz moment przenoszony przez przekładnię, pomijany w badaniach wstępnych. Wprowadzenie pomiaru rzeczywistego przełożenia, umożliwiło budowę zamkniętego układu regulacji z regulatorem PID.

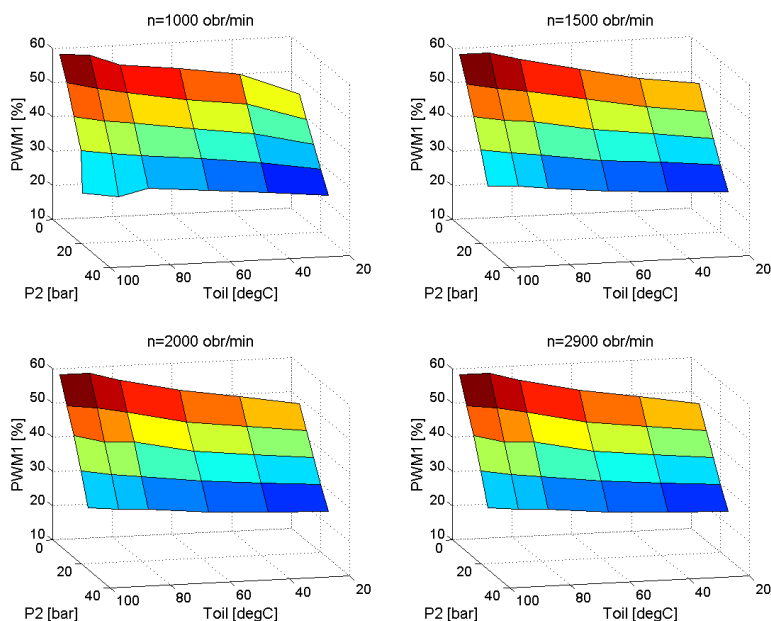
Regulator PID po wprowadzeniu sygnałów wejściowych do platformy wypracowywał sygnał  $P1_{PID}$ , który kierowany był do układu regulacji odpowiedzialnego za wypracowanie sygnału PWM i w końcu P1 na podstawie zadanej wartości  $P1_{SP}$  - układ regulacji opisany w poprzednim podrozdziale odpowiedzialny za wypracowanie sygnału P1 nadążającego za  $P1_{SP}$ .

### Wyniki badań

Na rysunkach 5-8 przedstawiono otrzymane wyniki pierwszej części badań.



**Rys. 5.** Zestawienie map dla wyjściowego koła pasowego

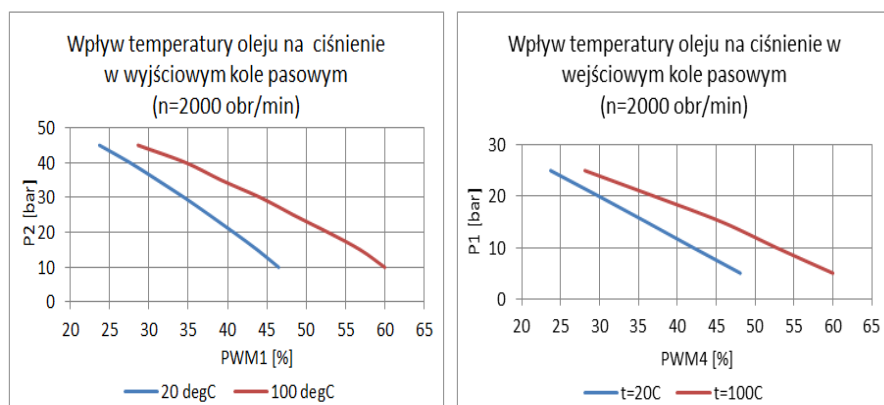


**Rys. 6.** Zestawienie map dla wejściowego koła pasowego

Z analizy wyników przedstawionych na rysunku 5 oraz 6 widać, iż przy małych prędkościach obrotowych wału wejściowego, dla wyższych wartości ciśnień i dla wyższych temperatur nie występuje sygnał PWM zapewniający osiągnięcie zadanego ciśnienia. Oznacza to, że dla tych zakresów pracy nie można uzyskać zadanych ciśnień, ponieważ pompa oleju przy takich obrotach i przy takiej gęstości oleju ma za małą wydajność w stosunku do zapotrzebowania bloku elektrohydraulicznego.

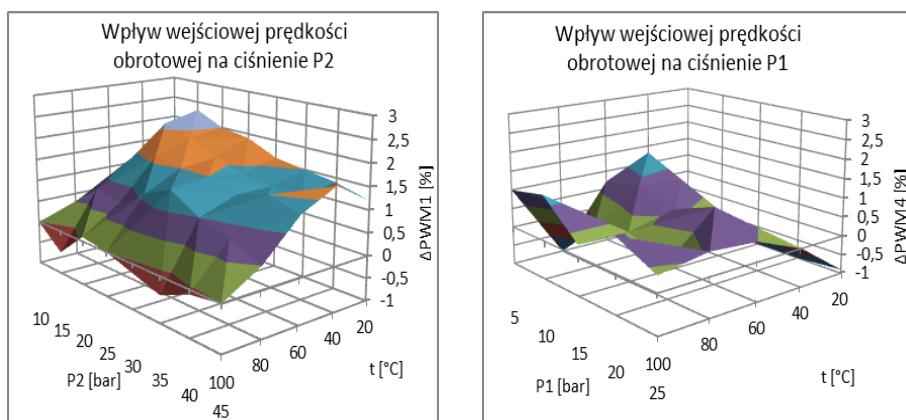
Krzywe przedstawione na rysunku 7 to przekroje pokazanych wcześniej wykresów 3D płaszczyznami stałej temperatury 20 i 100°C.





**Rys. 7.** Zestawienie wyników obrazujących wpływ temperatury oleju na wymagany do wygenerowania zadanego ciśnienia sygnał PWM

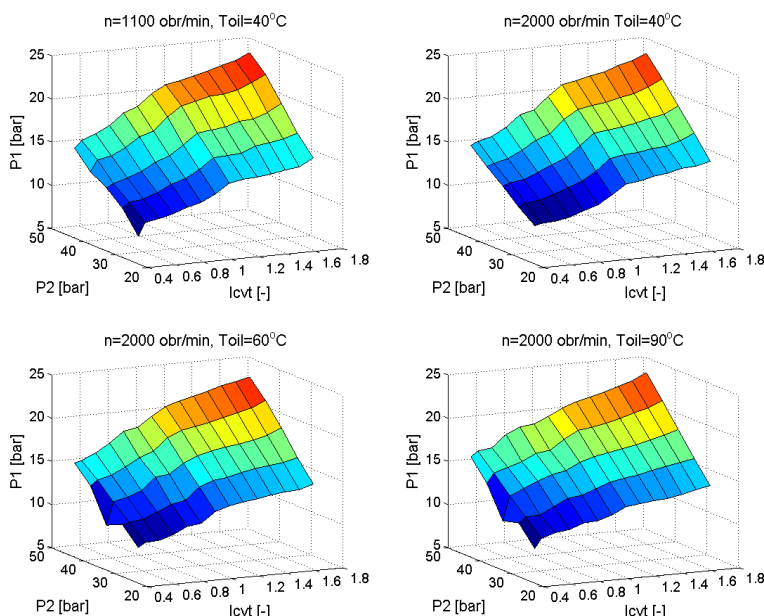
Przedstawione na rysunku 8 zestawienie wykresów pokazuje, iż maksymalna różnica sygnałów PWM potrzebnych do uzyskania tego samego ciśnienia pomiędzy danymi uzyskanymi przy wejściowej prędkości obrotowej 1000 obr/min a 2900 obr/min nie przekracza 2,5% i nie wykazuje regularnej zależności od tej prędkości. Wynika z tego iż prędkość obrotowa w badanym zakresie nie wpływała na proces regulacji ciśnień, a odnotowane różnice przypisać można rozrzutowi wyników pomiarów.



**Rys. 8.** Zestawienie map przedstawiające różnice w sygnałach PWM potrzebne do uzyskania tego samego ciśnienia P2 lub P1 pomiędzy skrajnymi wejściowymi prędkościami obrotowymi

Rysunki 9-11 przedstawiają wyniki otrzymane podczas drugiej części badań.

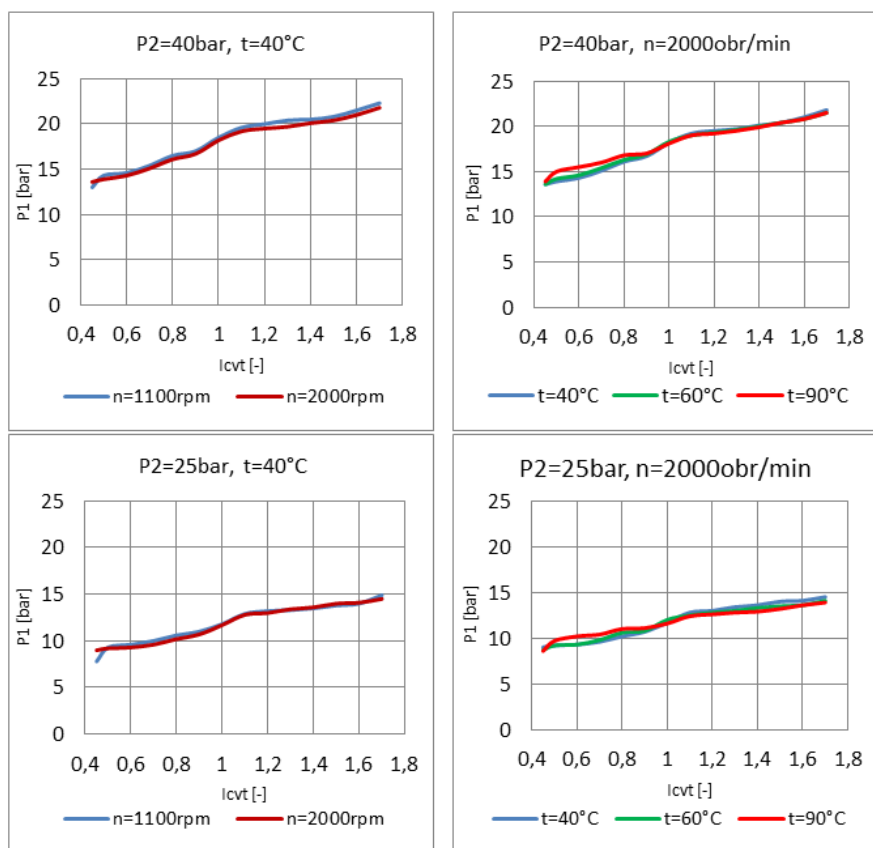
Na rysunku 9 zestawiono dane przedstawiające pary ciśnień potrzebne do uzyskania zadanego przełożenia wariatora przy zerowej wartości przenoszonego momentu.



**Rys. 9.** Zestawienie par ciśnień odpowiadających zadanym przełożeniom dla różnych wejściowych prędkości obrotowych i różnych temperatur oleju

Na wykresach nie zauważa się nieciągłości. Zadane przełożenie może być zawsze osiągnięte. Wykresy wykonano dla dwóch prędkości obrotowych i trzech różnych temperatur.

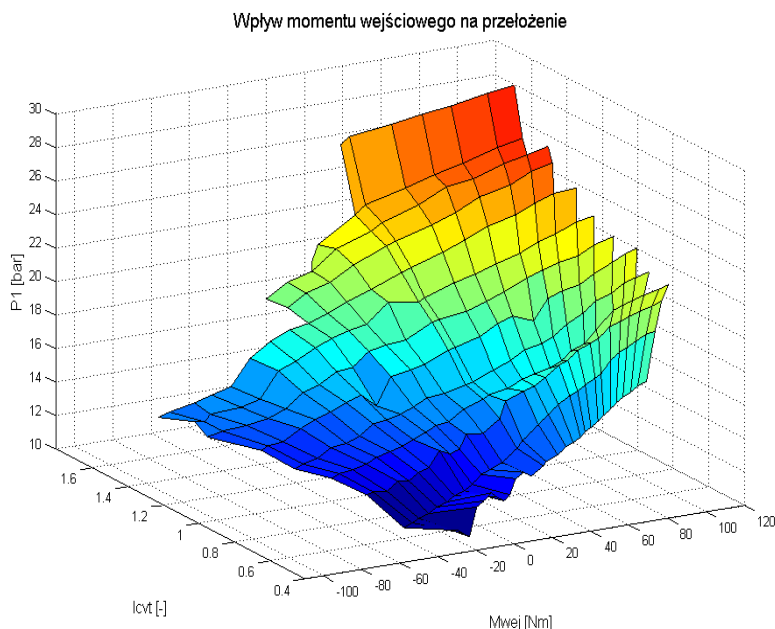
Wykresy zamieszczone na rysunku 10 przedstawiają wpływ wejściowej prędkości obrotowej i temperatury oleju na potrzebne do wypracowania przełożenia ciśnienie  $P_1$  przy  $P_2=40$  bar i  $P_2=25$  bar oraz wejściowej prędkości obrotowej 1100 obr/min i 2000 obr/min.



**Rys. 10.** Zestawienie krzywych ciśnień obrazujących wpływ wejściowej prędkości obrotowej i temperatury oleju przy wypracowywaniu przełożenia

Po analizie otrzymanych wyników stwierdzić można, iż wejściowa prędkość obrotowa oraz temperatura oleju, nie mają znaczącego wpływu na potrzebne ciśnienia do realizacji zadanego przełożenia.

Badania sprawdzające wpływ wejściowego momentu obrotowego wykonano dla stałego ciśnienia  $P_2=40\text{bar}$  przy wejściowej prędkości obrotowej 2000 obr/min i temperaturze oleju  $40^\circ\text{C}$ . Otrzymane wyniki zestawiono na rysunku 11.



**Rys. 11.** Wpływ wejściowego momentu obrotowego na realizację przełożenia wariatora dla  $P_2=40\text{bar}$

Z przedstawionego wykresu widać, iż wejściowy moment obrotowy ma znaczny wpływ na potrzebne do zrealizowania przełożenia ciśnienie. Im większy moment obrotowy, tym większe wymagane jest ciśnienie na czynnym kole pasowym potrzebnym do uzyskania tego samego zadanego przełożenia.

## Podsumowanie

1. Mapy potrzebne są do sterowania parametrami w układach otwartych. Podstawowym parametrem wejściowym mapy jest wartość zadana sterowanego parametru wyjściowego, dalszymi parametrami wejściowymi są konieczne do uwzględnienia parametry zakłócające. W wypadku przekładni CVT zajęto się dwoma rodzajami map wypracowania sygnałów PWM do sterowania ciśnieniami dla obu siłowników kół stożkowych, (2) wypracowania wartości zadanej ciśnienia  $P_1$ , przy stałym ciśnieniu  $P_2$ , dla uzyskania zadanego przełożenia.
2. Badania wskazały ograniczenia badanej przekładni i dały informacje jakich obszarów pracy należy unikać ze względu na konieczność

zachowania sterowalności bardzo wysokich temperatur oleju przy niskich prędkościach obrotowych. To ograniczenie wynika z własności pompy, która w tych warunkach nie zapewnia wystarczającego ciśnienia oleju.

3. W celu budowy map posłużono się równoległym do otwartego, zamkniętym układem regulacji z regulatorem PID. Sumowanie działania obu układów doprowadzało do pełnej zgodności wartości zadanej ze zmierzoną. Jako parametr zakłócający arbitralnie przyjęto w wypadku pierwszego rodzaju map temperaturę oleju, w drugim rodzaju - wartość P2 oraz wartość momentu przenoszonych przez przekładnię. Po uzyskaniu wspomnianej wyżej zgodności wartości zadanej ze zmierzoną, odczytane wartości parametru sterującego (PWM w pierwszym rodzaju,  $P1_{SP}$  w drugim) wpisywano do mapy.
4. Układy otwarte stosujące mapy z tymi arbitralnie wybranymi sygnałami zakłócającymi poddano próbie działania przy wprowadzeniu zmienności innych parametrów pracy. Badania te wykazały brak potrzeby uwzględniania tych innych, niż arbitralnie założone, parametrów zakłócających, z jednym wyjątkiem, o którym mowa w punkcie drugim podsumowania. Posiadając zawarte w artykule informacje, można podjąć decyzję, czy w finalnej wersji projektowanej przekładni warto używać pętli zamkniętych w procesie regulacji, czy też zastosowanie pętli otwartych będzie wystarczające do poprawnego sterowania pracą przekładni.

**Abstract:** The paper presents mechanical scheme of transmission from Nissan Micra vehicle equipped with a push belt. For the tested gearbox test bench has been prepared in which it was possible to simulate the load conditions and adjust pressures responsible for the transmission operation through open and closed systems using PID controllers.

## Literatura

- [1] BOSCH: Elektroniczne sterowanie skrzynką biegów ESG. Wydawnictwa Komunikacji i Łączności. 2005.
- [2] PAWELSKI Z., PAŁCZYŃSKI T.: Procedura budowy map sterowania układem napędowym z przekładnią bezstopniową CVT. Mechanika, Wyd. Politechniki Krakowskiej, z. 6, str. 39-154.
- [3] PAWELSKI Z.: Falowniki ABB + moc krążąca = oszczędność energii na stanowisku badawczym. Napędy i Sterowanie. Nr 4, 2005, str. 14-16.

**Eugeniusz RUSIŃSKI<sup>1</sup>, Przemysław MOCZKO<sup>2</sup>, Piotr ODYJAS<sup>3</sup>,  
Damian PIETRUSIAK<sup>4</sup>, Kamil URBAŃSKI<sup>5</sup>,  
Andrzej WRÓBLEWSKI<sup>6</sup>**

<sup>1</sup>Politechnika Wrocławska, eugeniusz.rusinski@pwr.edu.pl

<sup>2</sup>Politechnika Wrocławska, przemyslaw.moczko@pwr.edu.pl

<sup>3</sup>Politechnika Wrocławska, piotr.odyjas@pwr.edu.pl

<sup>4</sup>Politechnika Wrocławska, damian.pietrusiak@pwr.edu.pl

<sup>5</sup>Maszyzny Górnicze-Serwis sp. z o. o., k.urbanski@mgserwis.com.pl

<sup>6</sup>ENERGOWENT Katowice

## **PROJEKTOWANIE WENTYLATORÓW OSIOWYCH DO LOKALNEGO PRZEWIETRZANIA KOPALŃ PODZIEMNYCH**

**Streszczenie:** Zapewnienie ciągłej wymiany powietrza w kopalniach podziemnych jest niezwykle istotne z punktu widzenia zapewnienia bezpieczeństwa pracy, zwłaszcza w rejonach trudnych do wentylacji, jakimi są nowe wyrobiska, przodki. Artykuł dotyczy problemów projektowania typoszeregu wentylatorów osiowych do lokalnego przewietrzania kopalń, których użycie umożliwi bardziej efektywną i bezpieczną pracę pod ziemią. Szczególną uwagę poświęcono zastosowaniu metod numerycznych w projektowaniu wentylatorów.

### **Wstęp**

Wentylacja kopalń podziemnych stanowi istotne zagadnienie poruszane podczas eksploatacji podziemnych wyrobisk górniczych. Ciągła rozbudowa wyrobisk przyczynia się do nieustannej zmiany oporów sieci wentylacyjnej. Wymusza to potrzebę dokonywania zmian parametrów systemu wentylacyjnego [1]. Odbyna się to globalnie poprzez zmiany wydajności stacji głównego przewietrzania kopalni lub lokalnie, poprzez wykorzystanie wentylatorów niskich mocy, wykorzystywanych w lokalnych, dynamicznie zmieniających się układach wentylacyjnych. Z drugiego rozwiązania korzysta się w rejonach prowadzenia prac górniczych (przodki), gdzie tylko wentylatory nadmuchowe, lutniowe mogą zapewnić odpowiednią wentylację nieprzelotowych wyrobisk.

Bezpieczna praca pod ziemią jest możliwa tylko przy zapewnieniu właściwej jakości, ilości, temperatury i wilgotności powietrza, w podziemnym wyrobisku. W tym celu wymagany jest ciągły dopływ świeżego powietrza i jednocześnie usuwanie czynnika zużytego, a także gazów niebezpiecznych lub uciążliwych, takich jak metan czy siarkowodor [2]-[4]. Ciągłe zmiany oporów sieci powodują, że wentylatory głównego przewietrzania kopalń nie mogą zapewnić właściwej atmosfery w całym obszarze kopalni. W związku z tym konieczne jest stosowanie wentylatorów

przenośnych, mobilnych, które powinny mieć stosunkowo małe wymiary, małą masę oraz zdolność dostosowania ich parametrów pracy do lokalnych warunków panujących w wyrobisku. Wentylatory takie zapewniają w takim przypadku pokonanie lokalnych oporów przepływu w sieci, zapewniając właściwe przewietrzanie danego obszaru. Ze względu na wymagane cechy, dobrym rozwiązaniem są wentylatory osiowe występujące w układach z lutnia lub pracujące nadmuchowo. Stosowanie tego typu wentylatorów wynika z ich prostej regulacji, którą można uzyskać przez zmianę konta napływu czynnika na łopatki wentylatora oraz z bardziej kompaktowej konstrukcji, w porównaniu z wentylatorami promieniowymi [5]-[13]. Najbardziej istotnymi praktycznymi parametrami wentylatora osiowego stosowanego w systemach lokalnego przewietrzania wyrobisk górniczych jest wydajność i zasięg strugi.

Niniejsza praca jest poświęcona wybranym zagadnieniom konstrukcji serii wentylatorów osiowych wykorzystywanych do lokalnego przewietrzania kopalń. Projektowanie całej serii wentylatorów jest uzasadnione różnym zapotrzebowaniem na powietrze oraz różnymi lokalnymi oporami przepływu występującymi na obszarze kopalni. Mimo prostej regulacji, jeden wentylator osiowy nie jest w stanie zapewnić właściwej wentylacji lokalnej w każdym przypadku spotykanym w kopalni. Przygotowanie serii wentylatorów zwiększa zakres spiętrzeń oraz natężenia przepływu danego typu wentylatora [14]. Projektowana seria wentylatorów ma się składać z czterech wentylatorów różnej wielkości, które powinny charakteryzować się parametrami, które przedstawiono w tabeli nr 1.

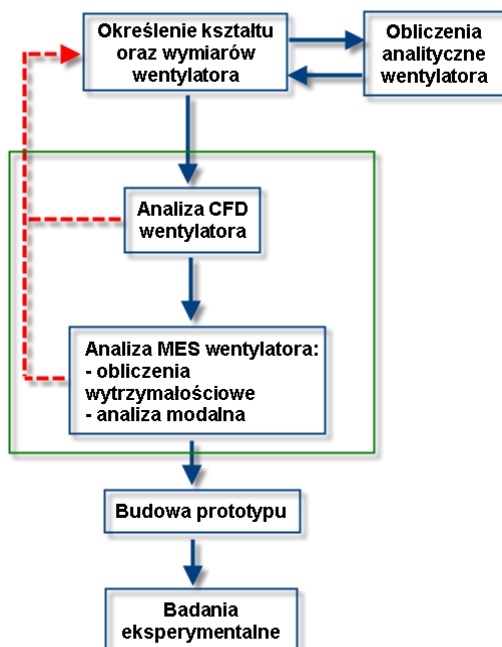
**Tabela 1.** Parametry charakteryzujące projektowaną serię wentylatorów WL-S

| Wielkość                  | Wielkość |          |          |          |
|---------------------------|----------|----------|----------|----------|
|                           | WL-S 250 | WL-S 400 | WL-S 500 | WL-S 630 |
| $Q_n$ [m <sup>3</sup> /s] | 2,5      | 4        | 10       | 11       |
| $\Delta p_c$ [Pa]         | 260      | 700      | 900      | 1400     |
| $\eta_{maks}$             | 0,78     | 0,78     | 0,8      | 0,85     |
| Zasięg strugi             | 35       | 55       | 60       | 65       |
| $n$ [obr/min]             | 2900     | 2900     | 2900     | 2900     |
| $N_{sel}$ [kW]            | 1        | 4        | 11       | 18,5     |

W pracy zostanie przedstawiona część wyników prac związanych z zastosowaniem metod obliczeniowych w projektowaniu wentylatorów, który jest wyszczególniony na schemacie przedstawionym na rysunku 1. Schemat ten przedstawia poszczególne etapy projektowania wentylatorów od założeń konstrukcyjnych, aż do budowy prototypu, z wyszczególnieniem etapów związanych zastosowaniem metod numerycznych. Wybrane etapy

zostaną opisane na podstawie wybranego wentylatora z projektowanej serii, a konkretnie WL-S 400.

Właściwe wykorzystanie nowoczesnych metod obliczeniowych, które stanowią uzupełnienie metod analitycznych w obliczenia wentylatorów, pozwala już na etapie projektowania zoptymalizować konstrukcję wentylatora. Takie podejście pozwala zaprojektować wentylator o odpowiedniej wydajności, wytrzymałości oraz sprawności.



**Rys. 1.** Etapy projektowania wentylatorów z wykorzystaniem metod numerycznych

### Obliczenia przepływowe wentylatora

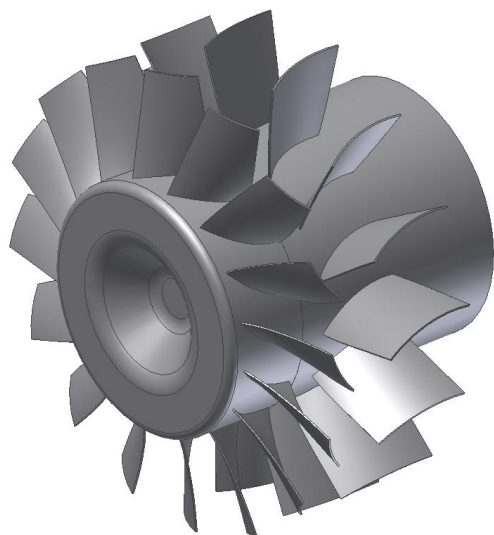
Obliczenia przepływowe projektowanej serii wentylatorów miały na celu określenie zgodności parametrów obliczonych metodami analitycznymi z uzyskanymi na podstawie obliczeń numerycznych. Ponadto analiza CFD wykorzystywana jest do określenia obciążeń siłami ciśnieniowymi, które w dalszym etapie mogą być wykorzystane w obliczeniach wytrzymałościowych wirnika i pozostałych elementów wentylatora. Takie podejście zapewnia dobrze odpowiadające rzeczywistości odwzorowanie warunków brzegowych modelu obliczeniowego, gdyż rozkład ciśnienia jest analogiczny do tego, który występuje w rzeczywistym wentylatorze.

Należy zauważyć, że analiza CFD wentylatorów stanowi uzupełnienie i rozszerzenie analitycznych obliczeń przepływu. Przede wszystkim

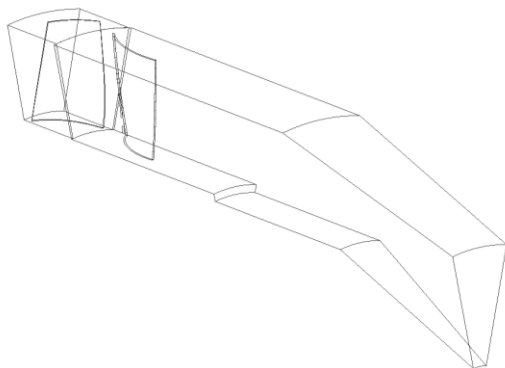


z wykorzystaniem tych metod, można dokonać obliczeń modelu trójwymiarowego, co pozwala na przestrzenną analizę przepływu przez wentylator. W przypadku analitycznych obliczeń przepływu, ze względu na uproszczenia, przepływ przez wentylator osiowy analizuje się jako dwuwymiarowy [5]-[6]. Niesie to ze sobą konieczność uproszczeń, które nie są w stanie oddać rzeczywistego charakteru przepływu przestrzennego, z którym mamy do czynienia w wentylatorze osiowym. Trzeba jednak zwrócić uwagę, że analiza CFD powinna być stosowana z należytą starannością, która pozwoli uzyskać wyniki odpowiadające rzeczywistym warunkom przepływu w wentylatorze. W przypadku, gdy obliczenia te odbywają się w fazie projektowania, bardzo ważne jest, aby dysponować odpowiednią wiedzą i doświadczeniem, które pozwala analizować takie zagadnienia. Dotyczy to wiedzy nt. odpowiedniej dyskretyzacji domeny obliczeniowej, doboru właściwych warunków brzegowych oraz modelu matematycznego opisującego przepływ [7]-[10].

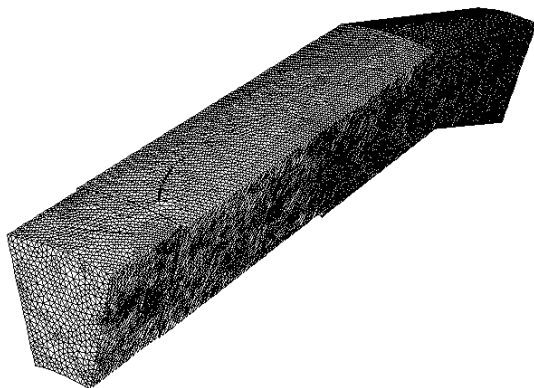
W celu przygotowania przepływowego modelu obliczeniowego zbudowano trójwymiarowe modele geometryczne wirnika, obudowy oraz kierownicy, które zostały przedstawione na rysunku 2. Model wirnika składał się z 16 łopatek, natomiast model kierownicy z 15 elementów. Zarówno geometria łopatki wirnika jak i kierownicy posiadają skomplikowany przestrzennie kształt, który został odwzorowany podczas budowy modelu. Wykorzystując symetryczny model wirnika, kierownicy oraz konfuzora, przygotowano model 1/16 kanału wirnika oraz kanału kierownicy (rys. 3). Modelowanie tylko części obszaru przepływu przez wentylator wykonano w celu redukcji czasu obliczeń. Było to możliwe poprzez zastosowanie warunku okresowości w obliczeniach przepływowych. Ze względu na skomplikowaną geometrię łopatek wirnika i kierownicy do budowy modelu zastosowano siatkę z elementów tetra z lokalnym jej zagęszczeniem. Model dyskretny przedstawiono na rysunku 4 i 5.



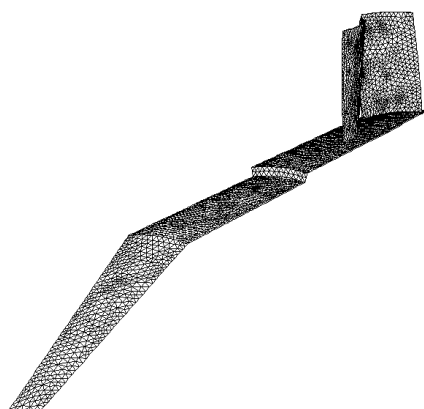
**Rys. 2.** Model geometryczny wirnika oraz kierownicy wentylatora WL-S 400



**Rys. 3.** Model geometryczny kanału wentylatora WL-S 400



**Rys. 4.** Model dyskretny wentylatora WL-S 400

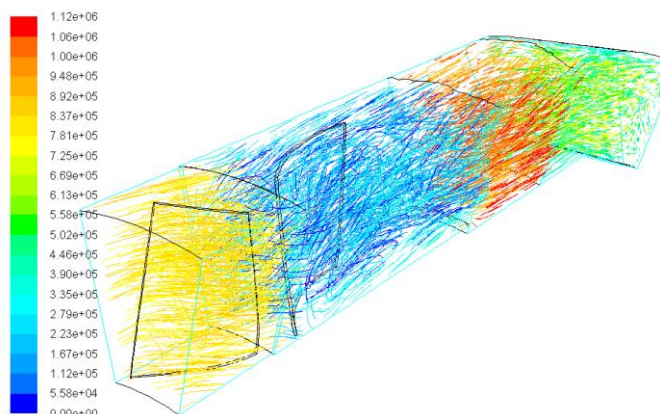


**Rys. 5.** Model dyskretny wirnika oraz kierownicy wentylatora WL-S 400

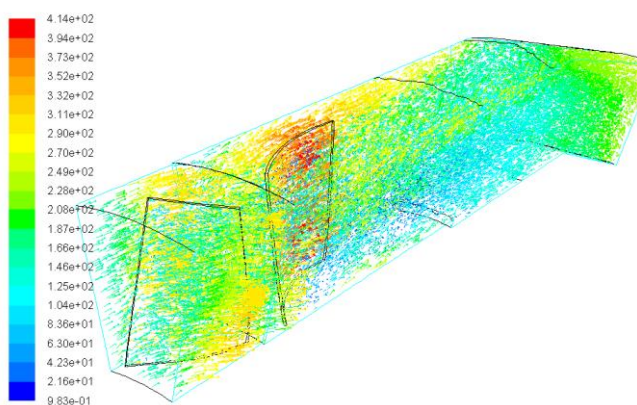
Projektowany wentylator osiowy charakteryzuje się symetrią osiową, zarówno wirnika jak i kierownicy. Z tego powodu obliczeniach CFD przeprowadzono wykorzystując warunki symetrii 1/16 modelu wentylatora.

Obliczenia przeprowadzono z wykorzystaniem modelu turbulentnego k-ε. Obliczenia przeprowadzono z wykorzystaniem powietrza o standardowych parametrach, jako medium przepływającego przez wentylator. Jako warunki brzegowe zdefiniowano prędkość wlotową wynikającą z natężenia przepływu oraz ciśnienie na wylocie z wentylatora.

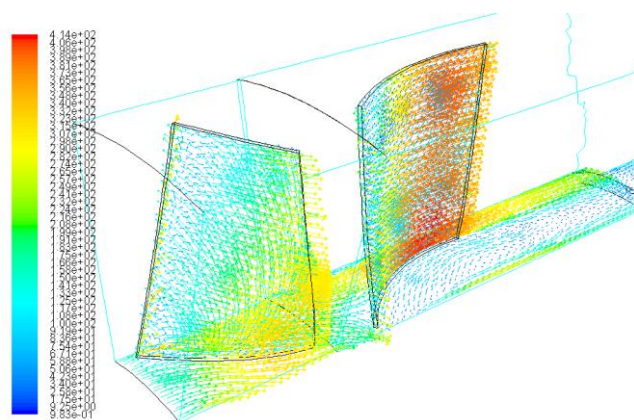
Na podstawie przeprowadzonych obliczeń przepływowych uzyskano linie prądu (rys. 6), wektory prędkości (rys. 7 i 8), pola ciśnień całkowitych, statycznych oraz dynamicznych (rys. 9-13) w wentylatorze WL-S 400. Obliczenia pozwoliły na weryfikację założeń projektowych i przede wszystkim optymalizację układu przepływowego, w celu uzyskania optymalnych właściwości technicznych obiektu.



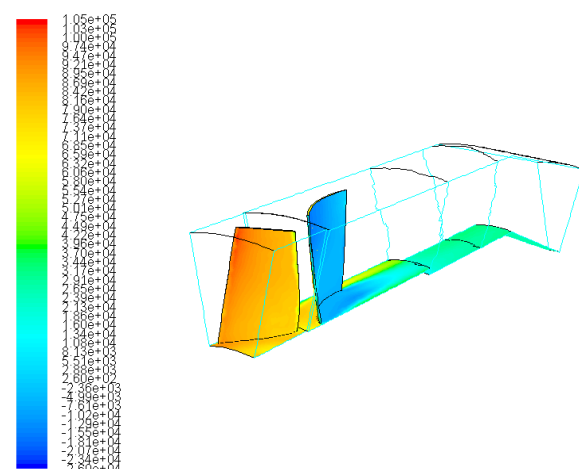
**Rys. 6.** Linie prądu podczas przepływu przez wentylator WL-S 400



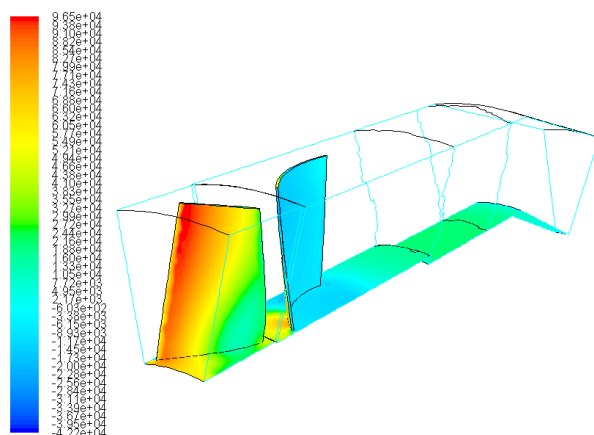
Rys. 7. Linie prędkości przepływu powietrza w wentylatorze WL-S 400



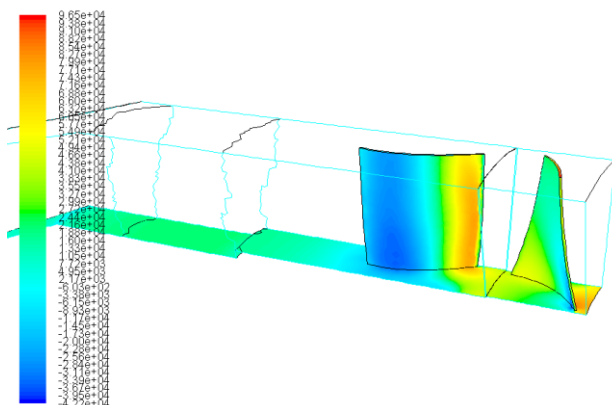
Rys. 8. Linie prędkości przepływu powietrza w wentylatorze WL-S 400



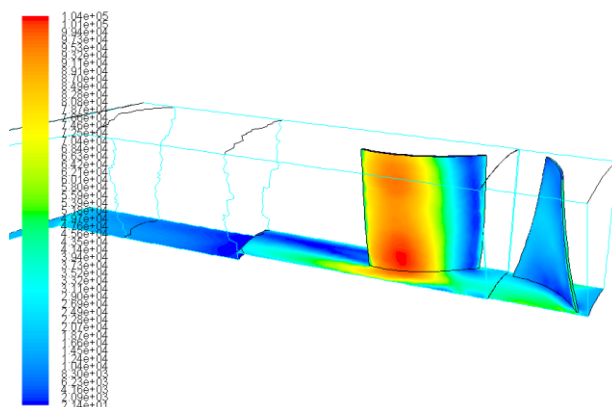
Rys. 9. Pole ciśnień całkowitych podczas przepływu przez wentylator WL-S 400



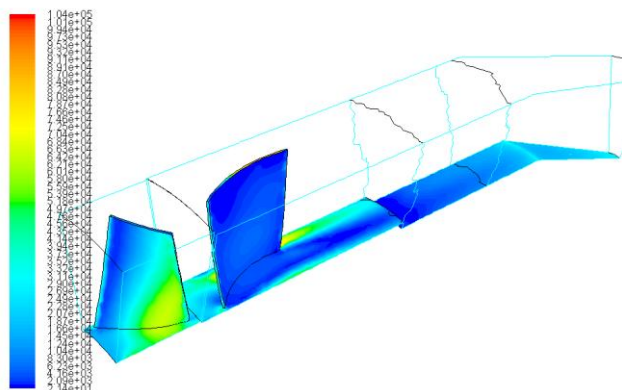
**Rys. 10.** Pole ciśnień statycznych podczas przepływu przez wentylator WL-S 400



**Rys. 11.** Pole ciśnień statycznych podczas przepływu przez wentylator WL-S 400



**Rys. 12.** Pole ciśnień dynamicznych podczas przepływu przez wentylator WL-S 400



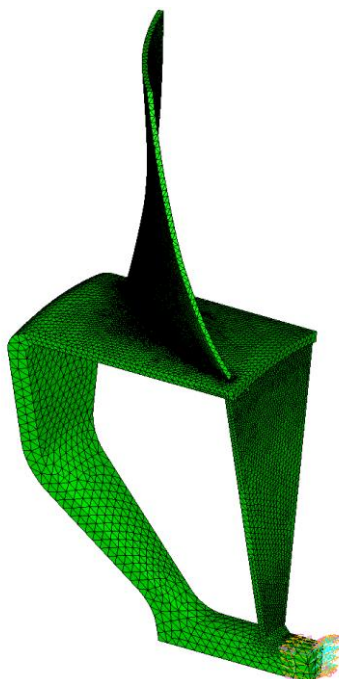
**Rys. 13.** Pole ciśnień dynamicznych podczas przepływu przez wentylator WL-S 400

### Obliczenia wytrzymałościowe

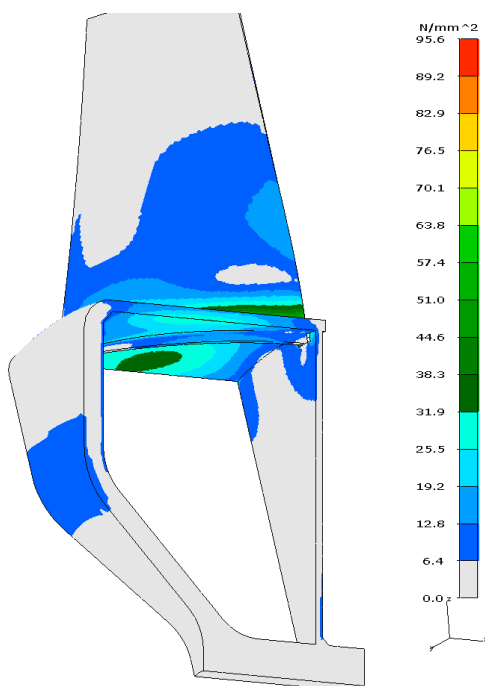
Analiza wytrzymałości konstrukcji, już na etapie projektowania jest obecnie bardzo istotna w celu optymalizacji kształtu elementów konstrukcji i odbywa się obecnie przede wszystkim z wykorzystaniem metody elementów skończonych [15], [18]. Stosuje się ją zarówno w obliczeniach wyężenia konstrukcji jak i obliczeniach zmęczeniowych maszyn obrotowych oraz innych urządzeń stosowanych w przemyśle, poddanych działaniu obciążeń zmiennych[15],[16],[17]. Wykorzystanie analiz numerycznych wymaga właściwego zamodelowania nie tylko postaci geometrycznej, ale przede wszystkim warunków brzegowych. Istotna jest też właściwa dyskretyzacja dziedziny obliczeniowej, która w dużej mierze decyduje o uzyskaniu wyników odpowiadających rzeczywistemu stanowi wyężenia konstrukcji [18].

W ramach realizowanej pracy obliczenia wytrzymałościowe miały na celu określenie stanu wyężenia konstrukcji wirnika wentylatora, w wyniku działania obciążeń eksploatacyjnych. Jako obciążenia te rozumie się siły bezwładności wynikające z ruchu obrotowego wirnika z prędkością 2900obr/min oraz siły aerodynamiczne, które zostały określone poprzez wcześniejsze przeprowadzenie analizy CFD. Analizę wytrzymałości konstrukcji przeprowadzono z wykorzystaniem metody MES [18]-[20]. W celu redukcji rozwiązywanego zagadnienia, obliczenia zostały wykonane z wykorzystaniem symetrii modelu, co pozwoliło wykonać analizę tylko 1/16 wirnika. Do dyskretyzacji użyto elementów skończonych wyższego rzędu następującego typu: TETRA10 [18]. Model dyskretny badanego wirnika przedstawiono na rysunku 14. Obliczenia wykonano w zakresie liniowym. W ich wyniku uzyskano trójwymiarowy stan wyężenia wirnika. Przykładowe rysunki w postaci warstwic naprężeń, przedstawione są na

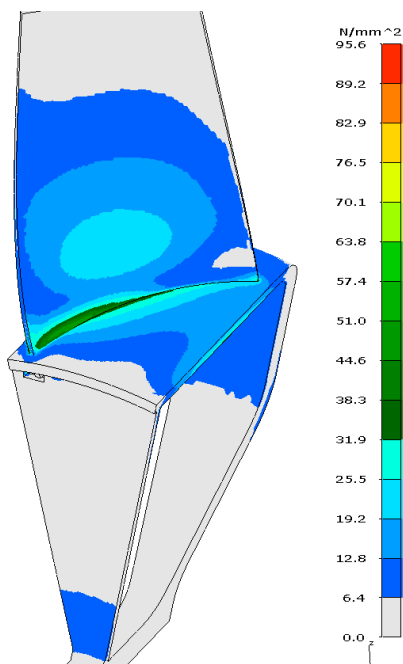
rysunkach 15-17. Otrzymane wyniki pozwoliły na weryfikację konstrukcyjną analizowanego obiektu i przeprowadzenie optymalizacji w zakresie wytrzymałości zmęczeniowej. Najbardziej newralgicznym rejonem wirnika jest miejsce połączenia łopatki z piastą wirnika. W rejonie tym występuje złącze spawane i w związku z tym należy zapewnić dodatkową obróbkę wykańczającą tego obszaru, w celu redukcji efektu karbu konstrukcyjnego.



**Rys. 14.** Model obliczeniowy wirnika WL-S 400 – wersja 1

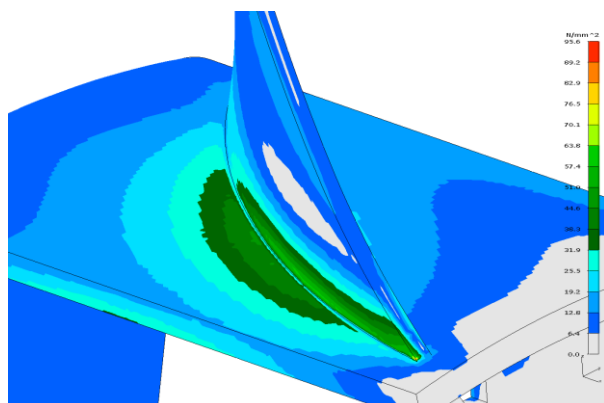


Rys. 15. Warstwie naprężeń zredukowanych H-M-H



Rys. 16. Warstwie naprężeń zredukowanych H-M-H





Rys. 17. Warstwy naprężeń zredukowanych H-M-H

### Analiza modalna wirnika

Obliczenia wytrzymałościowe elementów maszyn obrotowych nie są wystarczające do kompleksowej oceny analizowanych obiektów. Jest to spowodowane charakterem pracy takich maszyn. Praca wentylatora powoduje drgania z częstotliwościami, które wynikają z szcążkowego niewyważenia, ugięcia wału, działania sił bezwładności, pracy silnika [22] itd. Częstotliwości te, to częstotliwość obrotowa, częstotliwość łopatkowa wirnika wentylatora oraz ich harmoniczne [6], [11], [21].

Częstotliwość obrotowa wirnika można określić korzystając z poniższej formuły [6], [11]:

$$f_{obr} = \frac{\varpi}{2\pi} \frac{n}{60} [Hz]. \quad (1)$$

Częstotliwość łopatkową określa się znając liczbę łopatek wirnika oraz jego prędkość obrotową [21]:

$$f_{BPF} = N \frac{\varpi}{2\pi} N \frac{n}{60} [Hz]. \quad (2)$$

W przypadku projektowanej serii wentylatorów obie częstotliwości wynosiły odpowiednio 48,33Hz oraz 773,33Hz, co odpowiada prędkości obrotowej 2900obr/min( $n$ ) oraz liczbie łopatek wirnika wynoszącej 16( $N$ ).

Określenie częstotliwości oraz postaci drgań własnych, stanowi bardzo istotny problem na etapie konstruowania nowego wentylatora. Ponieważ metody numeryczne umożliwiają określenie częstotliwości oraz postaci drgań własnych już na etapie projektowania, dlatego ich wykorzystanie jest obecnie nieodzowne, w celu weryfikacji postaci konstrukcyjnej wentylatora.

Znajomość częstotliwości drgań własnych wentylatora umożliwia sprawdzenie, czy projektowany wentylator będzie pracował poza zakresem rezonansowym. Rozumie się przez to brak zgodności częstotliwości drgań własnych z częstotliwościami obrotowymi oraz łopatkowymi i ich harmonicznymi. W tym celu stosuje się teoretyczną analizę modalną, którą przeprowadza się z wykorzystaniem np. metodę elementów skończonych [18], [23].

Analizą modalną określa się proces wyznaczania parametrów modalnych drgającego układu. Parametrami modalnymi są: częstości własne układu, współczynniki tłumienia oraz postacie własne drgań. Określenie tych parametrów jest możliwe poprzez dane uzyskane z badań obiektu drgającego. W zagadnieniu teoretycznym analiza modalna sprowadza się do określenia parametrów modalnych układu na podstawie równań ruchu obiektu drgającego. Dla liniowego układu drgającego równanie ruchu przybiera postać [18]:

$$[M]\{\ddot{u}\} + [C]\{\dot{u}\} + [K]\{u\} = \{f(t)\} \quad (3)$$

gdzie:

$\{f(t)\}$  – wektor wymuszenia zależny od czasu,

$\{\dot{u}\}, \{u\}$  – odpowiednio przyspieszenia, prędkości

i przemieszczenia,

$[M], [C], [K]$  – odpowiednio macierze masy, tłumienia i sztywności.

Analizę modalną można prowadzić zarówno analitycznie, eksperymentalnie i jak już wspomniano numerycznie (np. metoda elementów skończonych).

W przypadku projektowanej serii wentylatorów osiowych określono postacie drgań własnych przeprowadzając teoretyczną analizę modalną z wykorzystaniem metody MES. Do tego celu wykorzystano trójwymiarowy model wirnika. Ponieważ rzeczywisty wirnik wentylatory jest nieustannie obciążony siłami ciśnieniowymi oraz bezwładnościowymi wynikającymi z ruchu obrotowego, dlatego też analizę modalną przeprowadzono z uwzględnieniem napięcia wstępnego ww. siłami. Na podstawie przeprowadzonej analizy uzyskano postacie oraz częstotliwości drgań własnych projektowanego wirnika. Określenia istotności poszczególnych postaci oraz częstotliwości dokonano analizując energię drgań. Na tej podstawie wyselekcjonowano kilka najbardziej niebezpiecznych częstotliwości drgań własnych, które są bliskie częstotliwościom obrotowym, łopatkowym lub ich harmonicznym, a których energia drgań powoduje drgania przynajmniej 25% masy wirnika, wynoszącej 4,912 kg.

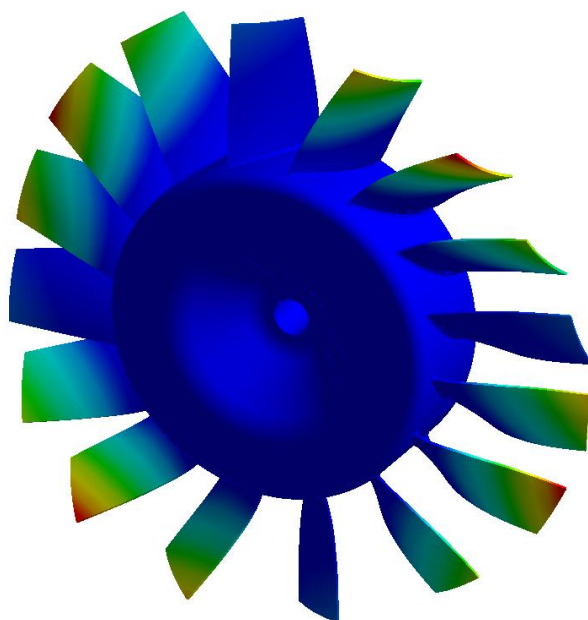
Wykaz tych częstotliwości drgań własnych przedstawiono w tabeli nr 2, natomiast wybrane postaci drgań przedstawiono na rysunkach nr 18-20.

**Tabela 2.** Wyselekcjonowane częstotliwości drgań własnych wirnika wentylatora osiowego z wykorzystaniem numerycznej analizy modalnej

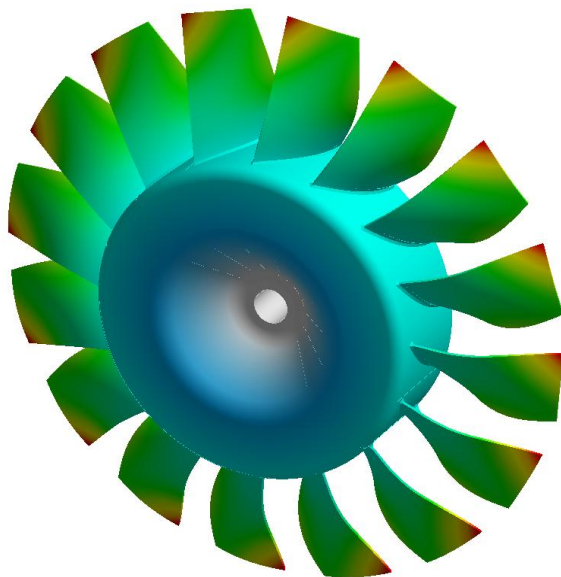
| Lp. | Nr postaci drgań | Indeks harmoniczny (HI) | Częstotliwość drgań własnych $f_n$ , [Hz] |
|-----|------------------|-------------------------|-------------------------------------------|
| 1   | 1                | 0                       | 265,86                                    |
| 2   | 2                | 8                       | 265,89                                    |
| 3   | 3                | 7                       | 266,04                                    |
| 4   | 4                | 6                       | 266,41                                    |
| 5   | 5                | 5                       | 267,26                                    |
| 6   | 6                | 1                       | 267,53                                    |
| 7   | 7                | 4                       | 268,22                                    |
| 8   | 8                | 3                       | 269,23                                    |
| 9   | 9                | 2                       | 270,08                                    |
| 10  | 10               | 1                       | 631,86                                    |
| 11  | 11               | 0                       | 681,51                                    |
| 12  | 12               | 0                       | 808,69                                    |
| 13  | 13               | 7                       | 980,35                                    |
| 14  | 14               | 6                       | 982,92                                    |
| 15  | 15               | 1                       | 2003,47                                   |
| 16  | 16               | 2                       | 2242,70                                   |

Ponieważ obliczenia przeprowadzono z wykorzystaniem symetrii cyklicznej kołowo, dlatego rozdziłu postaci odpowiadających danej częstotliwości drgań własnych, dokonano za pomocą średnic węzłowych występujących w danej postaci.

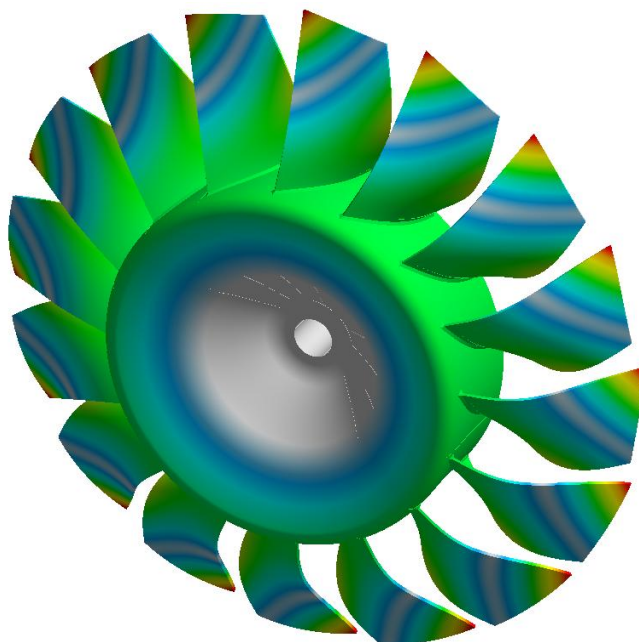
Z tabeli tej wynika, że najniebezpieczniejsze są zwłaszcza pierwsze postaci drgań, gdyż energia drgań jest wtedy największa. Ponadto różnica między tymi częstotliwościami drgań własnych a częstotliwościami harmonicznymi prędkości obrotowej wirnika oscyluje na poziomie ok. 10%. W przypadku postaci drgań nr 12 sytuacja jest równie niebezpieczna, bo różnica ta wynosi ok. 5%. Może to skutkować pracą wentylatora niebezpiecznie blisko zakresu rezonansowego, a co za tym idzie, może spowodować jego szybsze zużycie, bądź nawet poważną awarię. Z tego względu niezbędna jest modyfikacja geometryczna wirnika, w celu wyeliminowania ryzyka wystąpienia zjawiska rezonansu.



**Rys. 18.** Dziewiąta postać drgań wirnika (270,08Hz, HI=2)



**Rys. 19.** Jedenasta postać drgań wirnika (681,51Hz, HI=0)



**Rys. 20.** Dwunasta postać drgań wirnika (808,69Hz,  $HI=0$ )

## Podsumowanie

Obliczenia numeryczne znajdują obecnie szerokie zastosowanie w pracach projektowych nowych elementów maszyn i urządzeń. Wynika to z możliwości prowadzenia wielotorowych wirtualnych symulacji modeli przestrzennych danych elementów. W efekcie zyskuje się możliwość przeprowadzenia takich analiz, które pozwalają uzyskać wyniki odpowiadające rzeczywistemu zachowaniu modelowanego obiektu. Odbywa się to pod warunkiem właściwego podejścia do przygotowania modeli obliczeniowych jak i interpretacji uzyskanych wyników.

W niniejszej pracy zaprezentowano fragment procesu projektowania typoszeregu nowych wentylatorów osiowych, w którym skoncentrowano się na przedstawieniu wyników obliczeń numerycznych projektowanej konstrukcji, zarówno przepływowych jak i wytrzymałościowych (analiza wyężenia wirnika wentylatora oraz analiza modalna). Przeprowadzone analizy pozwoliły zweryfikować założenia konstrukcyjne oraz wyniki wstępnych obliczeń analitycznych, które zostały przeprowadzone w celu określenia wymiarów elementów wentylatora jak i jego parametrów przepływowych (wydajność, śpiężenie itd.). Wykonane obliczenia, pozwoliły zidentyfikować problemy wytrzymałościowe jak również te, wynikające z pracy w zakresie drgań rezonansowych. Przede wszystkim

należy zauważyć, że zmienny charakter obciążenia łopatek wirnika, zwłaszcza podczas jego rozruchu, może przyczynić się do jego uszkodzenia w wyniku zjawisk zmęczeniowych. Aby tego uniknąć, należy odpowiednio ukształtować połączenie łopatek wirnika z piastą, tak aby zminimalizować efekt działania karbu. Można to osiągnąć poprzez zastosowanie odpowiedniej technologii spawania jak również procesu wykończenia lica spoin. Jak wykazały modalne badania numeryczne, część ze zidentyfikowanych postaci drgań może być niebezpieczna dla konstrukcji wentylatora, gdyż różni się zaledwie o ok. 10% i nawet 5% od charakterystycznych częstotliwości obrotowych i łopatkowych jak i ich harmonicznym projektowanego wentylatora. Oczywiście problemu tego nie da się uniknąć podczas rozruchu wentylatora, kiedy to wirnik musi przejść przez charakterystyczne prędkości rezonansowe. Jednak w trakcie pracy przy prędkości nominalnej 2900obr/min, może dojść do znacznych drgań elementów wentylatora. Z tego względu należy wprowadzić zmiany w konstrukcji wirnika eliminujące ryzyko pracy w zakresie rezonansu.

Podsumowując, należy zwrócić uwagę, że zastosowanie metod numerycznych przez doświadczonych inżynierów, pozwala już na etapie projektowania właściwie określić potencjalne zagrożenia konstrukcji i zaproponować środki zaradcze w celu ich eliminacji. Przedstawione w niniejszej pracy etapy obliczeń numerycznych zostaną zweryfikowane na obiekcie rzeczywistym, zarówno jeśli chodzi o wytrzymałość konstrukcji, parametry przepływowe jak i częstotliwości drgań własnych. Wykonany prototyp wirnika wentylatora WL-S 400, przedstawiono na rysunku 21.



**Rys. 21.** Prototyp zoptymalizowanego numerycznie, wirnika wentylatora osiowego

Kompletny wentylator, jak również pozostałe jednostki z typoszeregu, zostaną poddane badaniom weryfikacyjnym na stanowisku badawczym dedykowanym do testowania wentylatorów.

**Abstract:** Requirement of continuous air delivery in underground mine ensures proper conditions required from safety point of view. This paper treats problem of designing new series of axial flow fans used as additional air moving equipment underground. Thanks to such fans proper air flow is ensured in case of local changes of drag. This article is focused on usage of numerical methods during design process of new axial fan series.

*Projekt realizowany w ramach Programu „INNOTECH” w ścieżce programowej IN-TECH, współfinansowanego z działania 1.5 PO IG.*

## Literatura

- [1] INOUE Masahiro, YANG Wen-yu: Airflow adjustment and minimization of the air power of ventilation network. *Journal of Coal Science & Engineering*, Vol. 17, No. 3, wrzesień 2011, str. 237-242
- [2] PAWIŃSKI J., ROSZKOWSKI J., STRZEMIŃSKI J.: *Przewietrzanie kopalń*. Śląskie Wydawnictwo Techniczne, Katowice 1995
- [3] HARTMAN H. L., MUTMANSKY J. M., RAMANI R. V., WANG Y. J.: *Mine Ventilation and Air Conditioning*. John Wiley & Sons, INC. 1997
- [4] PETROV N. N., BARAKHTENKO E. V.: Ways of Improving Safety and Reliability of Ventilation in Mines. *Journal of Mining Science*, Vol. 42, No. 2, 2006, str. 171-177
- [5] KUCZEWSKI S.: *Wentylatory*. WNT, Warszawa 1978
- [6] FORTUNA S.: *Wentylatory: podstawy teoretyczne, zagadnienia konstrukcyjno-eksploatacyjne i zastosowanie*. TECHWENT, Kraków 1999
- [7] BLAZEK J.: *Computational Fluid Dynamics: Principles and Applications*. Elsevier 2001
- [8] JIYUAN TU, GUAN HENG YEOH, CHAOQUN LIU: *Computational Fluid Dynamics – A practical Approach*. Elsevier 2008
- [9] GATSKI T. B., HUSSAINI M. Y., LUMLEY J. L.: *Simulation and Modeling of Turbulent Flows*. New York, Oxford, Oxford University Press 1996
- [10] LEE Ki-Sang, KIM Kwang-Yong, SAMAD A.: Design optimization of low-speed axial flow fan blade with three-dimensional RANS analysis. *Journal of Mechanical Science and Technology* 2008. Vol. 22, pages: 1864-1869
- [11] Cory W. T. W.: *Fans&Ventilation – A Practical Guide*. Elsevier, 2005
- [12] JECK B.: *Ventilatoren*. Springer-Verlag Berlin Heidelberg GmbH 1972
- [13] CAROLUS T.: *Ventilatoren*. Springer Vieweg 2013
- [14] PETROV N. N., POPOV N. A., RUSSKII E. Yu.: Scientific Substantiation and Development of New Series of Axial Fans. *Journal of Mining Science*, Vol. 43, No. 3, 2007, str. 300-310
- [15] POURSAEIDI E., SALAVANTI M.: Failure analysis of generator rotor fan blades. *Engineering Failure Analysis* 2007. Volume 14 Pages: 851-860
- [16] JABŁOŃSKI M., OZGA A.: *Distribution of random pulses acting on a vibrating system as a function of its motion /.* — Kraków : AGH University of Science and Technology Press, 2013, ISBN: 978-83-7464-660-4
- [17] PŁACZEK M.: Approximate Galerkin method applied to an analysis of vibration of continuous mechanical systems, *PAMM* 12/2012; 12(1). DOI: 10.1002/pamm.201210180

- [18]RUSIŃSKI E., CZMOCHOWSKI J., SMOLNICKI T.: Zaawansowana metoda elementów skończonych w konstrukcjach nośnych, Oficyna Wydawnicza Politechniki Wrocławskiej, Wrocław, 2000
- [19]ZIENKIEWICZ O. C., TAYLOR R. L., ZHU J. Z.: The Finite Element Method – Its Basis and Fundamentals. 6<sup>th</sup> edition, Elsevier 2005
- [20]ZIENKIEWICZ O. C., TAYLOR R. L.: The Finite Element Method for Solid and Structure Mechanics. 6<sup>th</sup> edition, Elsevier 2005
- [21]RANDALL R. B.: Vibration-based Condition Monitoring, A John Wiley and Sons, Ltd., West Sussex, UK, 2011
- [22]GŁOWACZ A.: Diagnostics of Synchronous Motor Based on Analysis of Acoustic Signals with the use of Line Spectral Frequencies and K-nearest Neighbor Classifier, ARCHIVES OF ACOUSTICS 2014(39)2, 189-194, DOI: 10.2478/aoa-2014-0022
- [23]RUSIŃSKI E., MOCZKO P., ODYJAS P., PIETRUSIAK D.: Investigation of vibrations of main centrifugal fan used in mine ventilation. Archives of Civil and Mechanical Engineering 2014. Vol. 14, pages: 569-579



**Tadeusz SMOLNICKI<sup>1</sup>, Mariusz STAŃCO<sup>2</sup>**

<sup>1</sup>Politechnika Wrocławska, tadeusz.smolnicki@pwr.edu.pl

<sup>2</sup>Politechnika Wrocławska, mariusz.stanco@pwr.edu.pl

## **WPLYW GEOMETRII PODZESPOŁU WSPORCZEGO NA DYSTRYBUCJĘ OBCIĄŻEŃ W ŁOŻYSKU WIELKOGABARYTOWYM**

**Streszczenie:** Podzespoły wsporcze łożysk wielkogabarytowych, aby prawidłowo realizować swoje funkcje powinny charakteryzować się odpowiednią sztywnością i wytrzymałością. Porównano trzy postaci konstrukcyjne dźwigara pierścieniowego ramy portalowej podwozia zwałowarki. Przeprowadzono dyskusję wpływu postaci przekroju poprzecznego dźwigara pierścieniowego na wyężenie elementów tocznych.

### **Wstęę**

Kształtowanie węzłów obrotu nadwozia maszyn roboczych i dźwigowych ze względu na dystrybucję obciężń w łożysku wielkogabarytowym jest zadaniem wymagającym dużej wiedzy z zakresu wytrzymałości, znajomości reprezentatywnych zbiorów obciężń oraz sprawności w budowie adekwatnych modeli obliczeniowych. Podzespoły wsporcze łożysk wielkogabarytowych, aby prawidłowo realizować swoje funkcje powinny charakteryzować się odpowiednią sztywnością i wytrzymałością [1, 2]. W zależności od przeznaczenia, wielkości obiektu, rodzaju i wielkości przenoszonych obciężń podzespoły wsporcze mogą przyjmować różną postać konstrukcyjną.

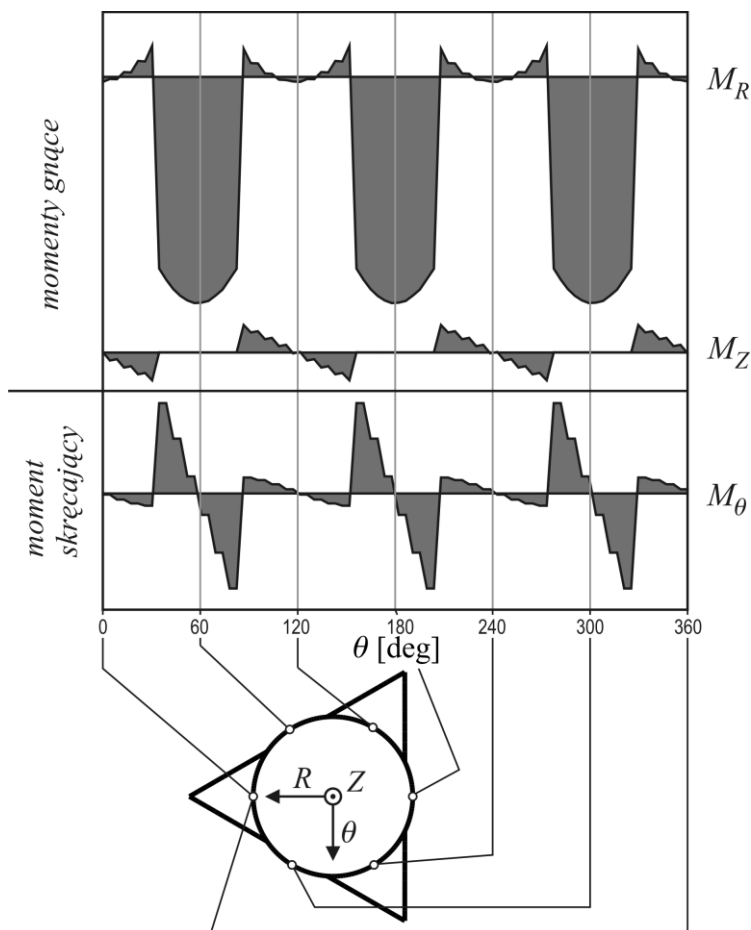
Kształtowanie postaci geometrycznej podzespołów wsporczych przy przyjętym rodzaju łożyska wymaga doboru cech mających charakter globalny i dopiero następnie kształtowanie cech o lokalnym obszarze oddziaływania. Błędy w założeniach popełnione przy doborze cech globalnych nie są do wyeliminowania w późniejszych etapach kształtowania ustroju nośnego.

Porównano trzy postaci konstrukcyjne dźwigara pierścieniowego ramy portalowej podwozia zwałowarki. Wyznaczono linie ugięcia oraz dystrybucję obciężń elementów tocznych w łożysku. Przeprowadzono dyskusję wpływu postaci przekroju poprzecznego dźwigara pierścieniowego na wyężenie elementów tocznych.

### **Obiekt analizy**

Typowy dolny podzespół wsporczy łoża kulowego koparki bądź zwałowarki składa się z dźwigara pierścieniowego oraz ramion podpór przekazujących obciężenie na podłoże przez mechanizmy jazdy maszyny [3].

Dźwigar pierścieniowy jest poddawany złożonym stanom obciążenia, wskutek których jest zginany i skręcany (rys. 1). Przyjmuje on różne postaci konstrukcyjne.

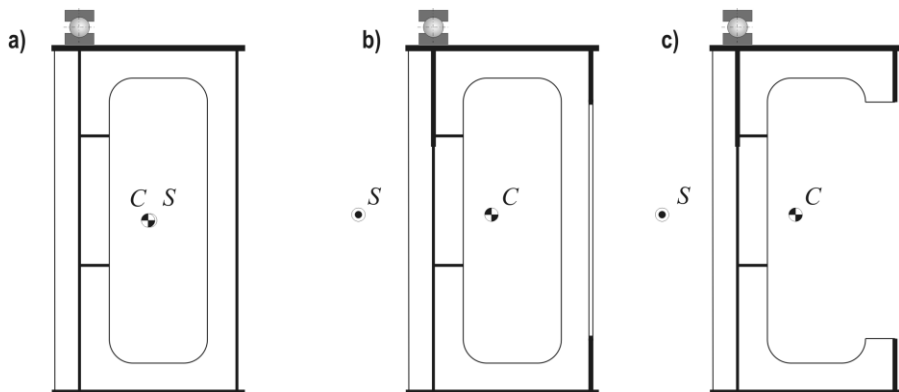


**Rys. 1.** Wykres momentów gnących i momentów skręcających w dźwigarze pierścieniowym zwałowarki wywołanych siłą osiową [3]

Zapewnienie właściwej sztywności dźwigara pierścieniowego wymaga określenia postaci jego przekroju poprzecznego. Może on przyjmować postać zamkniętą (rys. 2a) lub otwartą z przeponami pełnymi (rys. 2b) bądź szczątkowymi (rys. 2c).

Różni producenci maszyn podstawowych górnictwa odkrywkowego preferują odmienne postaci dźwigarów. Poltegor-Projekt projektuje dźwigary o przekroju zamkniętym wsparte na podporach teowych, natomiast dźwigary SKW mają postać otwartą z szczątkowymi przeponami wsparte na

podporach o przekroju skrzynkowym [4]. Każda z firm jest przekonana o wyższości swojej koncepcji. W celu weryfikacji tych rozwiązań przeprowadzono porównanie sztywności ramy portalowej podwozia zwałowarki o trzech różnych przekrojach poprzecznych, przy założeniu takiej samej sztywności dźwigarów oraz zachowaniu masy ramy.



**Rys. 2.** Przekroje poprzeczne dźwigara pierścieniowego:

a) zamknięty, b) otwarty z przeponami, c) otwarty z przeponami szczątkowymi

Obiektem analizy jest rama portalowa podwozia zwałowarki obciążona nadwoziem o masie 1100 Mg. Średnica podziałowa łożyska w postaci łoża kulowego wynosi 10m. Elementami tocznymi jest 170 kul o średnicy 180mm. Parametry geometryczne przekrojów zestawiono w tabeli 2.

Podstawową i w zasadzie jedyną różnicą jest zachowanie dźwigarów przy ich skręcaniu. Dźwigar o przekroju otwartym posiada wielokrotnie mniejszy wskaźnik sztywności na skręcanie  $J_0$  niż dźwigar o przekroju zamkniętym. Przy przekroju otwartym stosuje się wzory Saint-Venanta, a w przypadku przekroju zamkniętego wzory Bredta. Pozostałe parametry sztywności przekroju oprócz wycinkowego momentu bezwładności przekroju  $I_\omega$ . Wskaźnik wytrzymałości na skręcanie przekroju otwartego jest ponad 100 razy mniejszy niż przekroju zamkniętego. Zaletą przekrojów otwartych jest położenie środka ścinania w pobliżu środka płaszcza dźwigara [2].

**Tabela 1.** Parametry geometryczne przekroju dźwigara pierścieniowego

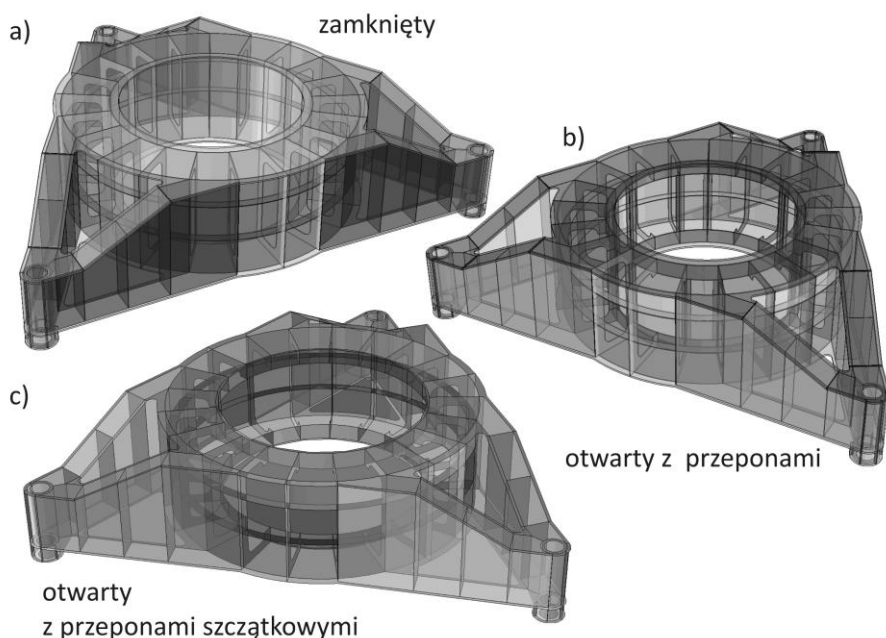
|                                   | Przekrój zamknięty Z | Przekrój otwarty O      | Porównanie Z/O |
|-----------------------------------|----------------------|-------------------------|----------------|
| Masa portalu [Mg]                 | 83,6                 | 83,4 (80,4*)            | 100,2% (104%)  |
| Sztywność                         |                      |                         |                |
| A [cm <sup>2</sup> ]              | 1888,3               | 1737,6                  | 108,7%         |
| I <sub>1</sub> [cm <sup>4</sup> ] | 3,85×10 <sup>7</sup> | 3,98767×10 <sup>7</sup> | 96,5%          |
| I <sub>2</sub> [cm <sup>4</sup> ] | 8,79×10 <sup>6</sup> | 7,20×10 <sup>6</sup>    | 122%           |
| J <sub>0</sub> [cm <sup>4</sup> ] | 1,93×10 <sup>7</sup> | 3117,2                  | 6191           |

|                                 |                       |                       |        |
|---------------------------------|-----------------------|-----------------------|--------|
| $I_{\omega}$ [cm <sup>4</sup> ] | $5,71 \times 10^{12}$ | $2,25 \times 10^{13}$ | 25,4%  |
| SC  [mm]                        | 20,4                  | 1355,6                | 1,5%   |
| Wytrzymałość                    |                       |                       |        |
| $W_1$ [cm <sup>3</sup> ]        | $2,30 \times 10^5$    | $2,20 \times 10^5$    | 104,3% |
| $W_2$ [cm <sup>3</sup> ]        | $9,20 \times 10^4$    | $6,60 \times 10^4$    | 139,3% |
| $W_0$ [cm <sup>3</sup> ]        | $1,33 \times 10^5$    | 1056,9                | 126    |

\* dźwigar wyłącznie z przeponami szczątkowymi

### Model obliczeniowy

Modele geometryczne ram portalowych podwozia zwałowarki z różnymi postaciami dźwigara pierścieniowego pokazano na rysunku 3. Łożysko jest położone nad zewnętrznym płaszczem dźwigara. Przeprowadzono obliczenia metodą elementów skończonych [5]. Przykładowe warstwy przemieszczeń pionowych  $u_z$  dźwigara pierścieniowego w mm pod wpływem siły osiowej przyłożonej na mimośrodku  $e$  równym połowie promienia łożyska oraz sił trakcyjnych pokazano na rysunku 3.

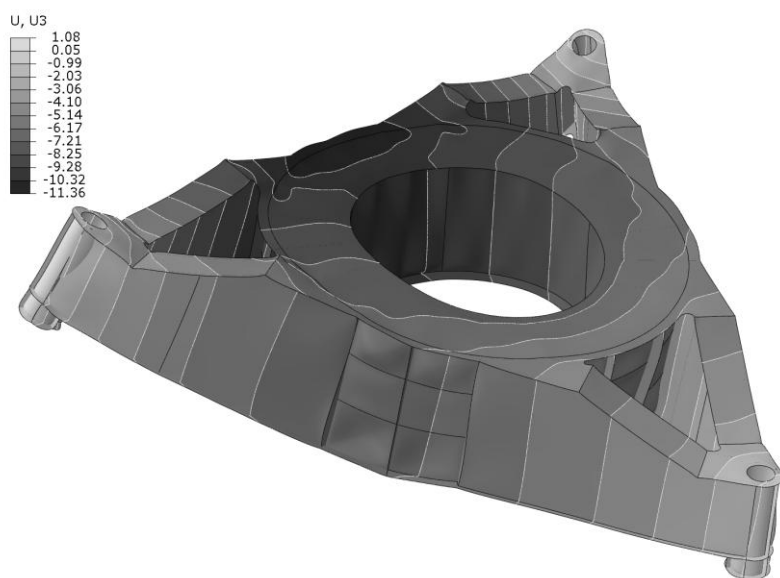


**Rys. 3.** Modele geometryczne rami portalowej podwozia z różnymi postaciami dźwigara pierścieniowego

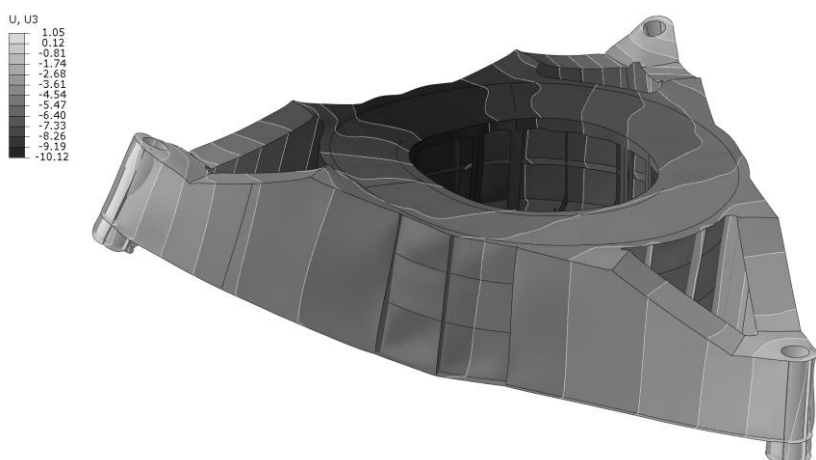
Przeprowadzono dyskretyzację modeli geometrycznych elementami skończonymi powłokowymi czworokątnymi niższego rzędu [5] o rozmiarze nie przekraczającym 50mm.

## Wyniki obliczeń

W pierwszym etapie modele obciążono siłą o mimośrodku równym połowie promienia podziałowego łożyska, którą przyłożono po obwodzie łożyska w miejscu działania elementów tocznych. Przy obliczeniach sztywności zakładano rozkład obciążenia określony według zmodyfikowanej metody Ohnricha [3, 6]. Na rysunkach 4 i 5 pokazano warstwy przemieszczeń na modelu zdeformowanym odpowiednio dźwigara o przekroju zamkniętym i o przekroju otwartym. Do wyznaczenia obciążeń elementów tocznych zastosowano w modelu zastępczy element skończony układu bieżnia-kula [7].

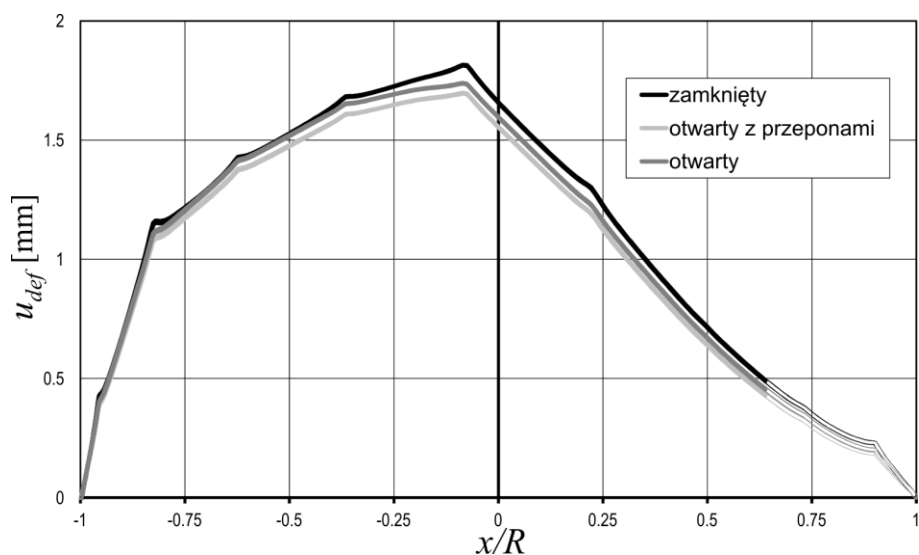


**Rys. 4.** Warstwy przemieszczeń pionowych  $u_z$  dźwigara pierścieniowego o przekroju zamkniętym, w mm pod wpływem siły osiowej przyłożonej mimośrodkowo (skala deformacji 250:1)

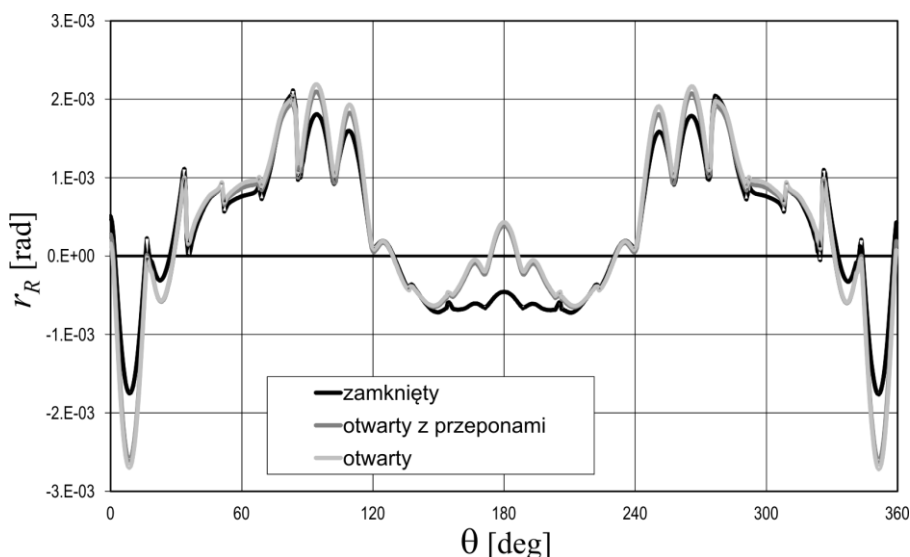


**Rys. 5.** Warstwy przemieszczeń pionowych  $u_z$  dźwigara pierścieniowego o przekroju otwartym, w mm pod wpływem siły osiowej przyłożonej mimośrodowo (skala deformacji 250:1)

Obydwa dźwigary pierścieniowe wykazują podobną postać deformacji. Po odjęciu od pola przemieszczeń wektora ruchu bryły sztywnej wyznaczono deformacje gięte dźwigara. Na rysunku 6 przedstawiono rzut linii deformacji na płaszczyznę wyznaczoną przez oś łożyska i linię działania siły.



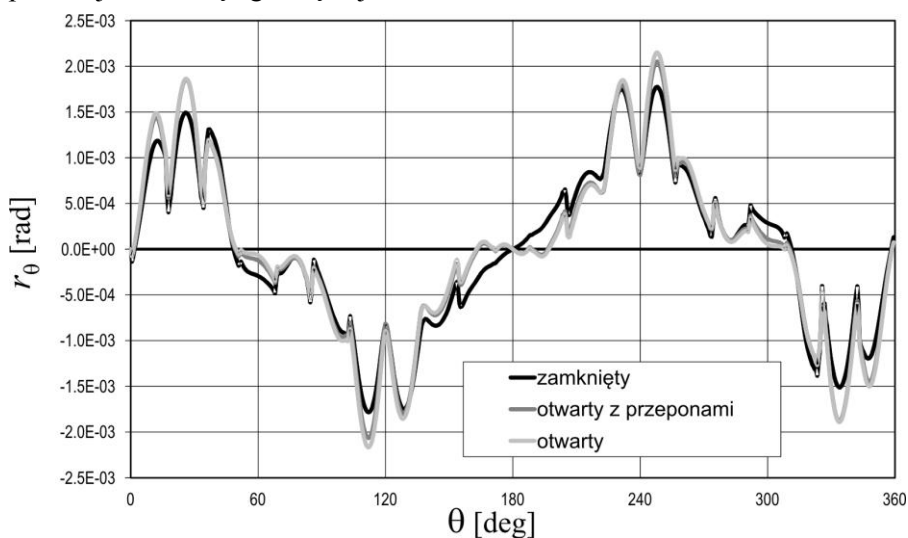
**Rys. 6.** Deformacje gięte dźwigara w płaszczyźnie wyznaczonej przez oś łożyska i linię działania siły



**Rys. 7.** Kąt ugięcia wokół osi promieniowej walcowego układu współrzędnych łożyska

Pomimo znacznej różnicy w sztywności skrętniej nie zanotowano dużych różnic w przebiegu linii deformacji (rys. 6).

Wyznaczono także kąty deformacji wokół osi promieniowej układu walcowego (rys. 7) i wokół osi obwodowej układu walcowego (rys. 8). Kąty te obrazują dobrze lokalny przebieg deformacji. Przy przekroju otwartym wartości szczytowe są o około 1/3 większe niż przy zastosowaniu przekroju zamkniętego. Są to jednak wartości bardzo małe.

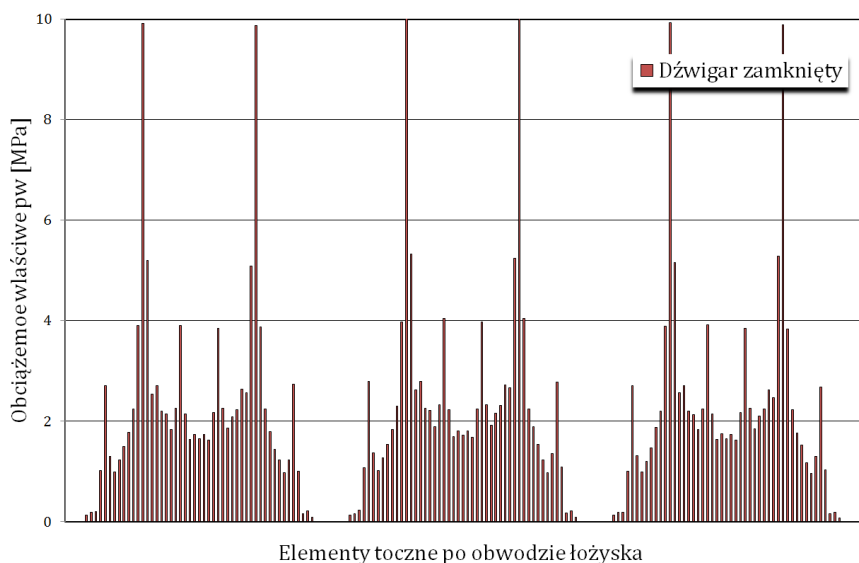


**Rys. 8.** Kąt ugięcia wokół osi obwodowej walcowego układu współrzędnych łożyska

Wyznaczono także obciążenie poszczególnych elementów tocznych. Przedstawiono je w postaci obciążenia właściwego  $p_w$ , które w przypadku kuli jest definiowane jako [3,8]:

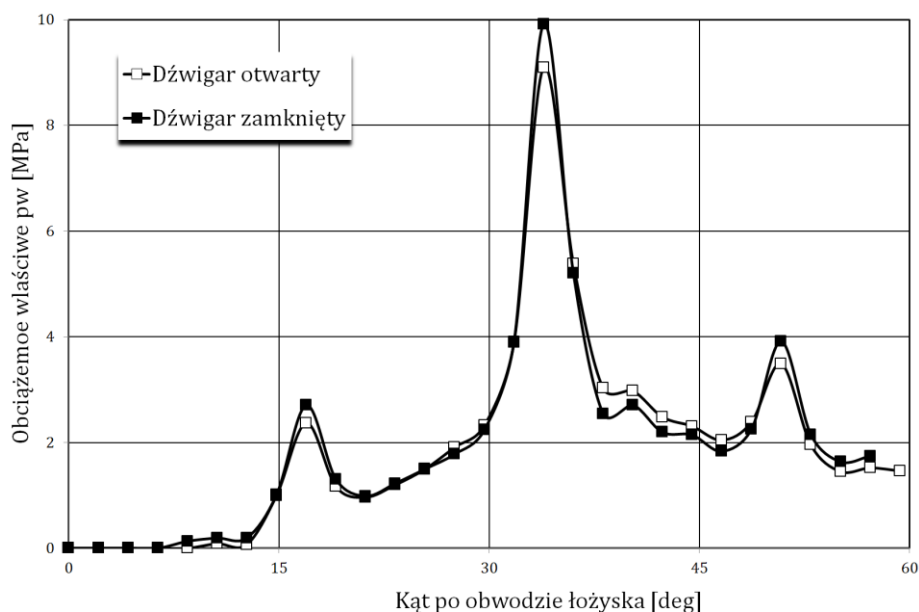
$$p_w = \frac{F}{d^2}, \quad (1)$$

gdzie  $F$  jest siłą obciążającą dany element toczny, a  $d$  jest jego średnicą. W tym przypadku przeprowadzono obliczenia jedynie przy mimośrodku obciążenia równym 0. Jest to przypadek miarodajny do określenia wpływu sztywności lokalnych na nierównomierność obciążenia bieżni łożyska [4]. Na rysunku 9 przedstawiono obciążenie właściwe elementów tocznych po obwodzie łożyska dla dźwigara o przekroju zamkniętym. Widoczne są spiętrzenia w miejscu wprowadzania podpór. Ze względu na symetrię struktury dźwigara i obciążenia porównanie obu postaci konstrukcyjnych dźwigarów przedstawiono na rysunku 10 jedynie dla zakresu odpowiadającego 1/6 obwodu łożyska.



**Rys. 9.** Obciążenie właściwe elementów tocznych  $p_w$  [MPa] przy dźwigarze o przekroju zamkniętym





**Rys. 10.** Obciążenie właściwe elementów toczyń pw [MPa] przy dźwigarze o przekroju otwartym i dźwigarze o przekroju zamkniętym

## Podsumowanie

Postaci deformacji obydwu dźwigarów okazały się bardzo zbliżone mimo znacznie mniejszej sztywności dźwigara o przekroju otwartym (rys. 4 i 5). Jest to spowodowane korzystnym położeniem środka ścinania, na zewnątrz od zewnętrznego płaszcza dźwigara, nad którym położone jest łożysko (rys. 2). Przekrój zamknięty wykazuje jednak minimalnie większą wartość deformacji i bardziej zaznaczone jest oddziaływanie wprowadzanych podpór. Wiąże się to z większą grubością płaszcza zewnętrznego dźwigara w przekroju otwartym.

Dystrybucja obciążeń jest w obydwu przypadkach bardzo nierównomierna (rys. 10), co jest wszakże typowe w tego rodzaju maszynach. Przy sztywnym podzespołe wsporczym wszystkie kule powinny zostać równomiernie obciążone. Miarą jakości podzespołu może być stosunek maksymalnego obciążenia właściwego do obciążenia średniego [9,10]. W analizowanych przypadkach wynosi on 3,8 w przypadku dźwigara o przekroju otwartym i aż 4,23 w przypadku dźwigara o przekroju zamkniętym.

Uzyskane wyniki świadczą o podobnym wpływie na dystrybucję obydwu postaci konstrukcyjnych dźwigara pierścieniowego. Lepsze wyniki uzyskano jednakże dla dźwigara o przekroju otwartym, co przeczy

powszechnemu przekonaniu o wyższości dźwigarów pierścieniowych o przekroju zamkniętym nad dźwigarami o przekroju otwartym.

**Abstract:** Supporting components of the large-size bearings should retain the sufficient stiffness and strength to properly implement its functions. Three structural forms of the ring beam pillar of the stackers portal frame chassis were compared. The discussion about the impact of the cross-sectional form of ring girder on the effort state of rolling elements was conducted.

## **Literatura**

- [1] DURST W., VOGT W.: Schaufelradbagger. Trans Tech Publications 1986
- [2] RUSIŃSKI E.: Zasady projektowania konstrukcji nośnych pojazdów samochodowych. Oficyna Wydawnicza PWr., Wrocław 2002
- [3] SMOLNICKI T.: Fizyczne aspekty koherencji wielkogabarytowych łożysk tocznych i odkształcalnych konstrukcji wsporczych. Oficyna Wyd. PWr. Wrocław 2002
- [4] SMOLNICKI T.: Wielkogabarytowe węzły obrotowe. Zagadnienia globalne i lokalne Oficyna Wyd. PWr. Wrocław 2012
- [5] ZIENKIEWICZ O.C., TAYLOR R.L.: The Finite Element Method Volume 2: Solid Mechanics 5th edition, Butterworth-Heinemann, 2000
- [6] OHNRICH S.: Berechnung der zweireihigen Kugeldrehverbindungen, Institut für Fördertechnik Leipzig 1959
- [7] SMOLNICKI T., RUSIŃSKI E.: Superelement-based modeling of load distribution in large-size slewing bearings. Journal of Mechanical Design. 2007, vol. 129, nr 4, s. 459-463.
- [8] KANIA L., ŚPIEWAK S.: Problemy kształtowania przekrojów poprzecznych pierścieni łożysk wieńcowych podwójnych. Systems, 16, 1, 245-256, 2012
- [9] SMOLNICKI T., MALCHER K.: Wpływ parametrów układu element toczny-bieżnia na jego nośność. Przegląd Mechaniczny Nr 19-20 2000.
- [10] SMOLNICKI T.: Metoda oceny układu łożysko wielkowymiarowe - konstrukcje wsporcze / Tadeusz Smolnicki. Przegląd Mechaniczny. 2002 R. 61, nr 5, s. 37-40

**Jerzy TOMCZYK**

Państwowa Wyższa Szkoła Zawodowa we Włocławku,

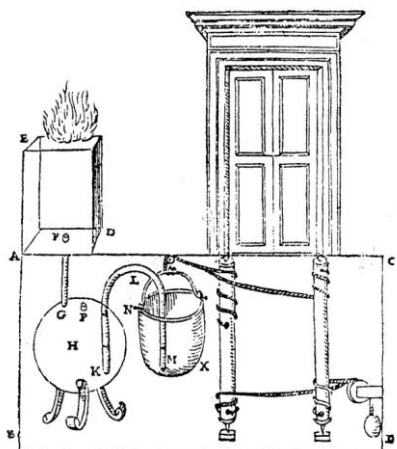
email: [jerzy.tomczyk@p.lodz.pl](mailto:jerzy.tomczyk@p.lodz.pl)

## **BADANIA NAD AUTOMATYZACJĄ DŹWIGNIC W POLITECHNICE ŁÓDZKIEJ**

**Streszczenie:** Automatyzacja jest obecnie jednym z głównych kierunków rozwoju maszyn i urządzeń. Pierwsze próby automatycznego sterowania odnajdujemy już w starożytności. W Politechnice Łódzkiej rozpoczęto pierwsze w skali światowej badania nad automatyzacją pracy dźwignic. W artykule przedstawiono genezę, rozwój i stan obecny tych badań.

### **1. Wstęp**

Około 110 roku p.n.e. Heron, grecki matematyk i mechanik z Aleksandrii, zaprojektował przedstawiony na rysunku 1, układ automatycznego otwierania i zamykania drzwi świątyni.



*Rys. 1. Automatyczne drzwi Herona<sup>1</sup>*

Rozpalenie ognia na ołtarzu, stanowiącego zamknięty zbiornik powietrza, połączonego przewodem z wypełnionym częściowo wodą kulistym, zamkniętym zbiornikiem, powoduje automatyczne otwieranie drzwi. Wzrost temperatury powietrza w ołtarzu powoduje wzrost ciśnienia i przelewanie się za pomocą lewara wody z dolnej części kulistego naczynia do naczynia zawieszonego na linach, które obracają pionowe bębny połączone z osiami dwuskrzydłowych drzwi. Po wygaszeniu ognia drzwi zamyka automatycznie przeciwwaga.

Współcześnie można zauważyć, że wykorzystano tu pneumatykę, mechanikę płynów, termodynamikę i mechanikę oraz po raz pierwszy automatykę. Automatyzacja pracy urządzeń rozpoczęła się zatem ponad 2000 lat temu.

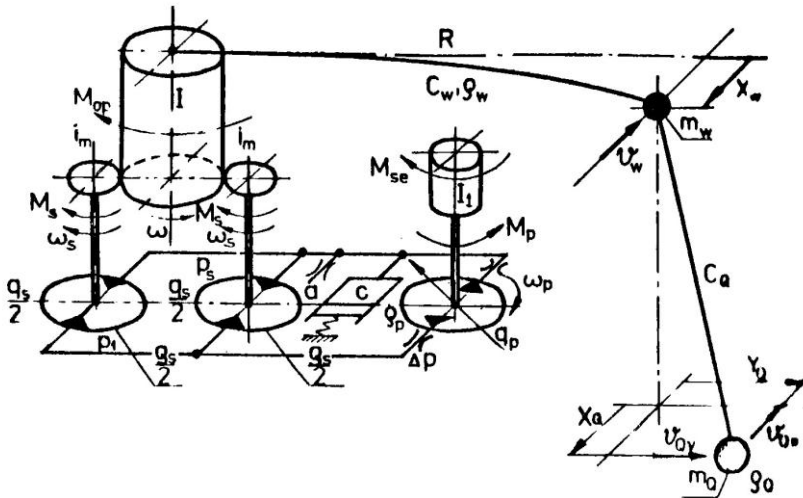
---

<sup>1</sup> Źródło: Paturi F. R: Kronika Techniki. Wydawnictwo Kronika, Warszawa 1992.

## 2. Geneza prac nad automatyzacją dźwignic

Genezą prac były, przeprowadzone w Politechnice Łódzkiej w latach 1986 – 1990 pod kierunkiem Mieczysława Czyżewskiego badania możliwości odzyskiwania energii w nawrotnych mechanizmach maszyn roboczych z napędem hydrostatycznym [1]. Podjęto wówczas próby odzyskiwania energii kinetycznej przy hamowaniu mechanizmów jazdy suwnic oraz mechanizmów obrotu i wypadu żurawii. Wyniki prac nad rekuperacją energii kinetycznej w mechanizmie obrotu żurawia przedstawione są na rysunkach 2 - 5 [2].

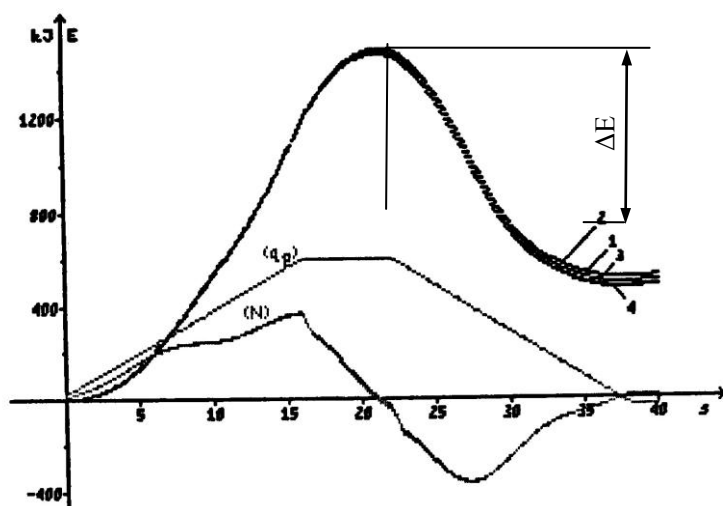
Na rysunku 2 przedstawiony jest model dynamiczny mechanizmu obrotu żurawia, wyposażonego w napęd hydrostatyczny z pompą o zmiennej wydajności.



Rys. 2. Model dynamiczny hydrostatycznego mechanizmu obrotu żurawia

Napęd hydrostatyczny umożliwiał hamowanie bez użycia hamulca mechanicznego, co w efekcie dawało możliwość odzyskiwania energii kinetycznej, którą posiadał obracający się żuraw przed hamowaniem jego obrotu.

Na rysunku 3 widoczny jest przebieg energii E w cyklu roboczym obrotu żurawia złożonym z rozruchu, ruchu ustalonego i hamowania.



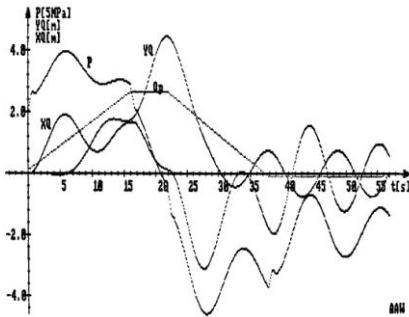
Rys. 3. Przebieg energii w cyklu roboczym mechanizmu obrotu żurawia,  $q_p$  – wydajność jednostkowa pompy,  $N$  – moc silnika elektrycznego

Ujemne wartości mocy w okresie hamowania oznaczają generatorową pracę silnika elektrycznego przy hamowaniu i oddawanie energii elektrycznej do sieci, co skutkuje obniżeniem energii pobranej dla realizacji cyklu roboczego o wartość  $\Delta E$ . Jednakże pozostawała jeszcze nie odzyskana, przy hamowaniu ze stałym opóźnieniem, energia, zmagazynowana w ładunku, wahającym się na linach po zatrzymaniu obrotu, co widoczne jest na rysunkach 4 i 5.

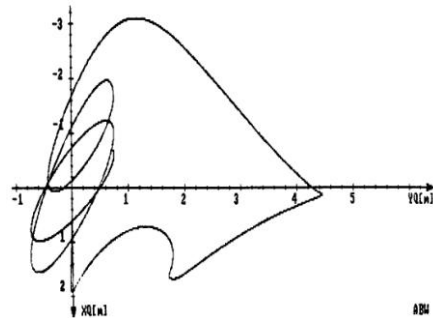
Na rysunku 4 widoczne są przebiegi względnych odchyłeń ładunku  $y_Q$  i  $x_Q$  od linii pionowej poprowadzonej z punktu zawieszenia lin na krążku szczytowym w płaszczyźnie wysięgnika i w płaszczyźnie do wysięgnika prostopadłej.

Wahania ładunku widoczne są także na rysunku 5, który przedstawia rzut trajektorii ruchu ładunku na płaszczyznę  $x_Q - y_Q$ .

Ta energia zmagazynowana w wahającym się ładunku po zahamowaniu ruchu na końcu cyklu roboczego stała się genezą podjęcia prac nad automatycznym sterowaniem dźwignicami. Bardzo szybko zorientowano się, że problem gaszenia wahań ładunku po okresie nie tylko hamowania, ale także rozruchu układu jest znacznie istotniejszym problemem dźwignic niż samo tylko odzyskiwanie niewielkiej energii, pozostającej w wahającym się na linach ładunku. Zestawiono także inne problemy techniczne i eksploatacyjne dźwignic, które można byłoby rozwiązać drogą automatycznego lub półautomatycznego sterowania i przystąpiono do prac nad automatyzacją dźwignic.



**Rys. 4.** Przebiegi wychyleń  $x_Q$  i  $y_Q$  ładunku w cyklu roboczym mechanizmu obrotu żurawia,  $Q_p$  – wydajność pompy,  $p$  – ciśnienie w przekładni hydrostatycznej



**Rys. 5.** Przebieg względnego toru ładunku na płaszczyźnie  $x_Q - y_Q$  w cyklu roboczym mechanizmu obrotu żurawia

Wymieniono układy sterowania i zautomatyzowano istniejącą w laboratorium Katedry Maszyn Roboczych Napędów i Sterowania Politechniki Łódzkiej suwnicę pomostową a później wykonany w skali 1:5 model czteroprzegubowego żurawia wypadowego widocznych na rysunku 6.



**Rys. 6.** Automatyczna suwnica pomostowa – rok 1992

Posiadanie automatycznej suwnicy umożliwiło prowadzenie badań eksperymentalnych dla potwierdzania słuszności teoretycznych metod i sposobów rozwiązań podstawowych problemów technicznych i eksploatacyjnych a także energetycznych i konstrukcyjnych dźwignic w ramach kolejnych prac badawczych [2-7].

### 3. Podstawowe problemy dźwignic

Podstawowe, zauważone w praktyce przemysłowej problemy techniczne i eksploatacyjne dźwignic, związane z ich sterowaniem ręcznym za pomocą styczników są następujące:

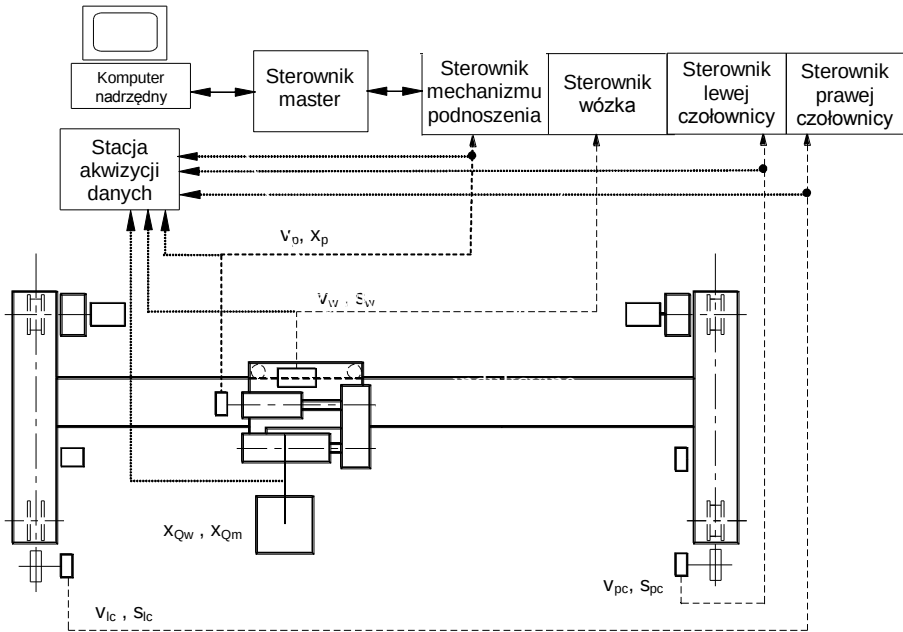
1. Wahania ładunku występujące po okresach rozruchu i hamowania i trudności z pozycjonowaniem ładunku w transporcie poziomym, wymagającym często dodatkowych, krótkich włączeń i wyłączeń silników napędowych.
2. Ukosowanie mostów suwnic, wynikające z różnych obciążeń czołownic (wózek wciągarki blisko jednej z czołownic) wywołujące często silne tarcie obrzeży kół jezdnych o szynę.
3. Niedostateczne wykorzystanie mocy silnika wciągarki przy transporcie pionowym ładunków o mniejszych masach i duże obciążenia dynamiczne dźwignicy przy podnoszeniu ładunku bez skasowania luzów kinematycznych (podrywanie) i dynamiczne obciążenia ładunku i podłoża przy dostawianiu ładunku ze zbyt dużą prędkością.
4. Stosowanie nieracjonalnych trajektorii przemieszczania ładunku wydłużających czas transportu.
5. Uszkodzenia ładunków w szczególności kontenerów przy ich dostawianiu w ciasne szeregi powodowane często działaniem wiatru.

Rozwiązanie tych problemów okazało się możliwe przy zastosowaniu sterowania automatycznego napędów z wykorzystaniem ciągłego sterowania prędkością mechanizmów napędowych (CVT). Wobec pojawienia się w tym okresie falowników porzucono pomysł zastosowania w automatycznie sterowanej dźwignicy napędów hydrostatycznych, które spełniają co prawda wymagania ciągłego sterowania prędkością, ale wykazują się mniejszą sprawnością i są kłopotliwe eksploatacyjnie szczególnie dla maszyn pracujących na wolnym powietrzu.

Ogólny schemat zastosowanego układu napędowego i automatycznego sterowania numerycznego mechanizmami laboratoryjnej suwnicy pomostowej przedstawiony jest na rys. 7. Na początku lat 90 ubiegłego wieku była to prawdopodobnie pierwsza zautomatyzowana suwnica w skali światowej.

Wszystkie mechanizmy napędzane są silnikami asynchronicznymi klatkowymi, zasilanymi z falowników. Operator dźwignicy wprowadza do komputera pokładowego jedynie żadaną pozycję dostarczenia ładunku. Komputer na podstawie danej pozycji aktualnej i pozycji zadanej przez operatora wypracowuje funkcje sterujące poszczególnymi mechanizmami dźwignicy. Sygnały z komputera pokładowego przekazywane są w trybie sterowania programowego do sterowników współpracujących z mechanizmami.

Każdy mechanizm wyposażony jest w układ regulacji prędkości, realizowany w falowniku oraz układ regulacji przemieszczenia, realizowany w sterowniku. Dzięki temu wypracowana w komputerze pokładowym funkcja sterująca zapewnia transport ładunku z rozwiązaniem wszystkich wymienionych wyżej problemów.



**Rys. 7.** Schemat układów napędowego i sterowania mechanizmami suwnicy pomostowej

Na rysunku 8 widoczne są zainstalowane falowniki mechanizmów jazdy i sterowniki z układem elektronicznym, zbudowanym w 1992 roku we współpracy z Ośrodkiem Badawczo Rozwojowym Dźwignic i Urządzeń Transportowych „Detrans” w Bytomiu. Falowniki były elementami typowymi, natomiast sterowniki zostały zbudowane przez „Detrans”, chodziło bowiem o to, aby elektroniczny układ sterowania oparty był o polską myśl techniczną. Cały projekt był realizowany z myślą o uzyskaniu przewagi technologicznej polskiego przemysłu dźwigowego, który w tym czasie był na bardzo dobrym poziomie.

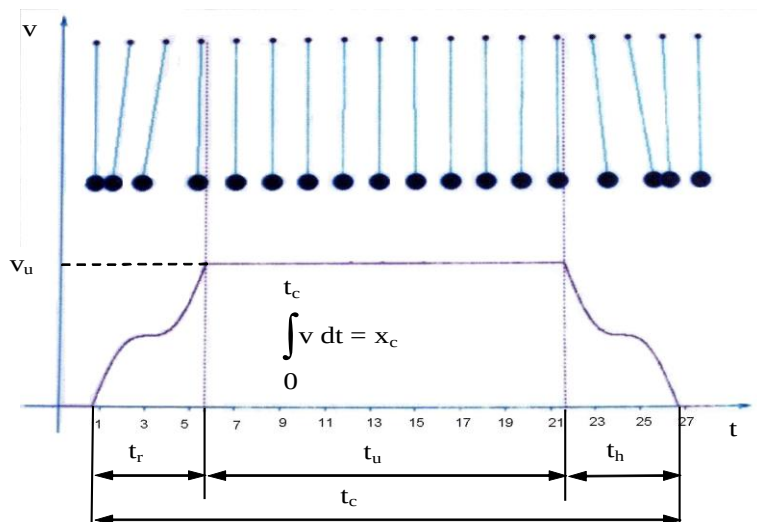




*Rys. 8. Elektroniczny układ automatycznego sterowania suwnicą*

### 3.1. Tłumienie wahań i pozycjonowanie ładunku

Na rysunku 9 przedstawiona jest metoda sterowania mechanizmami jazdy dźwignicy, umożliwiająca gaszenie wahań ładunku po okresie rozruchu i hamowania z jednoczesnym jego pozycjonowaniem w zadanym punkcie.



*Rys. 9. Metoda eliminacji wahań i pozycjonowania ładunku*

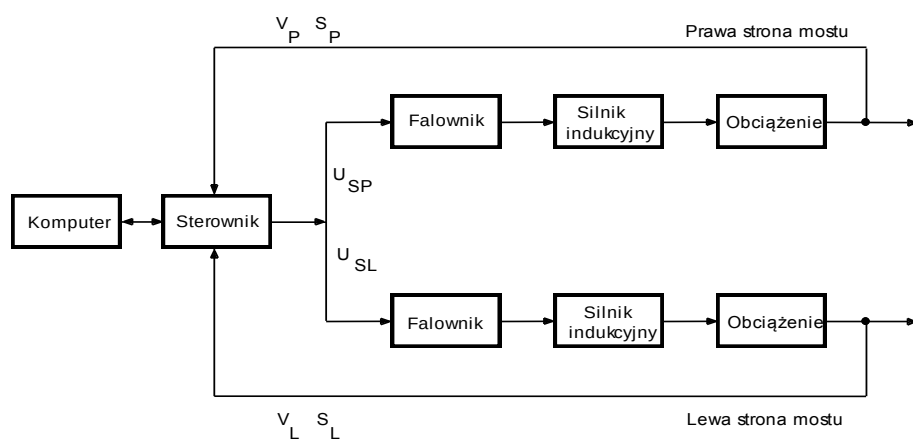
Zasadniczym elementem metody jest zastosowanie, przy założonym czasie rozruchu i hamowania, optymalnego kształtu przebiegu prędkości jazdy (punktu podwieszenia ładunku) w tych okresach. Kształt ten po różnych próbach został wyznaczony ostatecznie przez Jacka Cinka metodą optymalizacji, przy zastosowaniu kryterium minimum sumy energii potencjalnej i kinetycznej ładunku na końcu okresów rozruchu i hamowania [8]. Metoda optymalizacyjna została sprawdzona także dla wahadła dwuelementowego, przynosząc pozytywne rezultaty. Dla ładunku potraktowanego jako wahadło jednoelementowe gaszenie wahań ładunku można uzyskać także przy liniowych zmianach prędkości, ale czas rozruchu i hamowania nie może być założony a musi on być wielokrotnością okresu drgań tłumionych ładunku [9].

Dla pozycjonowania ładunku w założonej odległości od punktu jego pobrania wykorzystuje się fakt, że całka z prędkości (pole pod wykresem prędkości) jest równa przebytej drodze. Wystarczy zatem określić czas ruchu układu z daną prędkością ustaloną, aby osiągnąć założony punkt dostawienia ładunku.

### **3.2. Ukosowanie mostów suwnic**

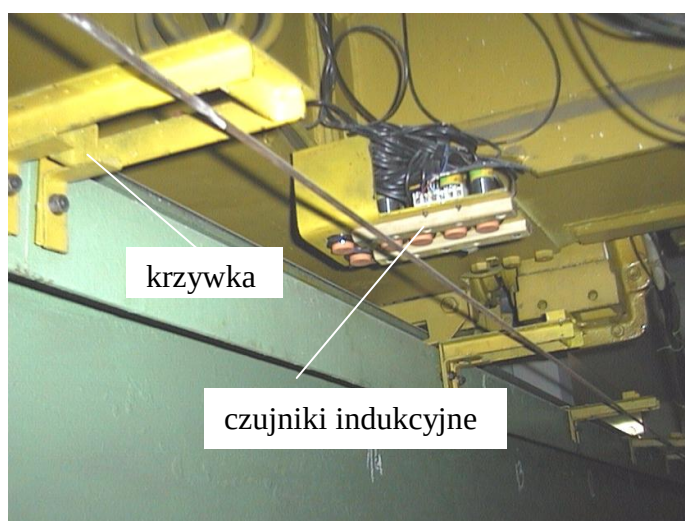
Przeciwdziałaniem dla ukosowania mostów suwnic jest uzyskanie jednakowych prędkości i przemieszczeń obu czołownic niezależnie od ich obciążenia. Przy poruszającym się moście, usytuowanym prostopadłe do torów jezdnych, tarcie obrzeży kół jezdnych nie występuje lub siły tego tarcia są małe. Ma to duże znaczenie dla mostów o dużej rozpiętości z indywidualnymi napędami jazdy czołownic i przy dużych prędkościach jazdy mostów np. suwnice hutnicze. Różne metody, takie jak wał mechaniczny czy elektryczny, były stosowane przed pojawieniem się falowników. Zastosowanie zasilania indukcyjnych, klatkowych silników mechanizmów jazdy za pomocą falowników w zasadzie rozwiązuje problem ukosowanie, ponieważ zasilanie silników czołownic prądem o tej samej częstotliwości oznacza ich jednakową prędkość obrotową, niezależną od różnego obciążenia każdego z silników. Uproszczony schemat takiego układu przedstawiony jest na rysunku 10.

Sterownik falowniki powodują zasilanie silników czołownic prądem o takiej samej częstotliwości, korygowanej dodatkowo za pomocą sprzężeń zwrotnych w układach regulacji przemieszczeń i prędkości obydwu czołownic. Zastosowanie sprzężenia zwrotnego było konieczne dla skompensowania zukosowania mostu wynikającego z ustawienia początkowego lub obciążeń przypadkowych.



**Rys. 10.** Schemat sterowania jazdą mostu suwnicy z kompensacją jego ukosowania

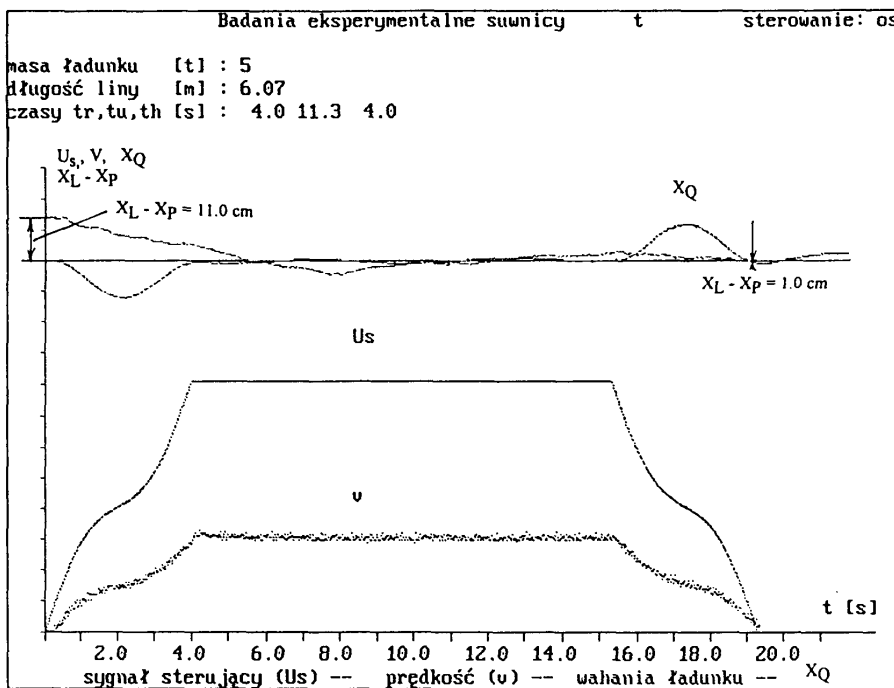
Układ był wyposażony w czujniki pomiaru przemieszczenia każdej z czołownic. Zastosowano czujniki inkrementalne na kołach jezdnych nienapędzanych i wypróbowano także włączone koła pomiarowe. Mierzyły one przemieszczenia z dostateczną dla sterowania dokładnością w okresie cyklu roboczego. Zdawano sobie jednak sprawę, że przy nawet bardzo dużej dokładności pomiarów błędy w kolejnych cyklach mogą się sumować i układ mikroprocesorowy po dużej liczbie cykli roboczych może stracić orientację współrzędnościową. Konieczne stało się zastosowanie i wypróbowanie układu weryfikacji współrzędnych. Zasadnicze elementy tego układu pokazano na rysunku 11.



**Rys. 11.** Układ weryfikacji współrzędnych jazdy mostu suwnicy

Czujniki indukcyjne związane z mostem suwnicy podają informację o rzeczywistym położeniu czołownicy przy najeździe na krzywki związane z torem jezdny, co umożliwia weryfikację współrzędnej położenia czołownicy, obliczanej na podstawie pomiaru jej przemieszczenia. Początkowo zainstalowane krzywki w odległości 1 metra (20 na torze) okazało się układem zbyt dokładnym. Ostatecznie wystarczająca okazała się jedna krzywka pośrodku toru i okresowa weryfikacja położenia czołownic suwnicy określanego przez układ pomiarowy.

Rozwiązane problemy przyniosły dobre rezultaty, potwierdzone przez badania eksperymentalne. Na rysunku 12 widoczne są przykładowe wyniki badań.

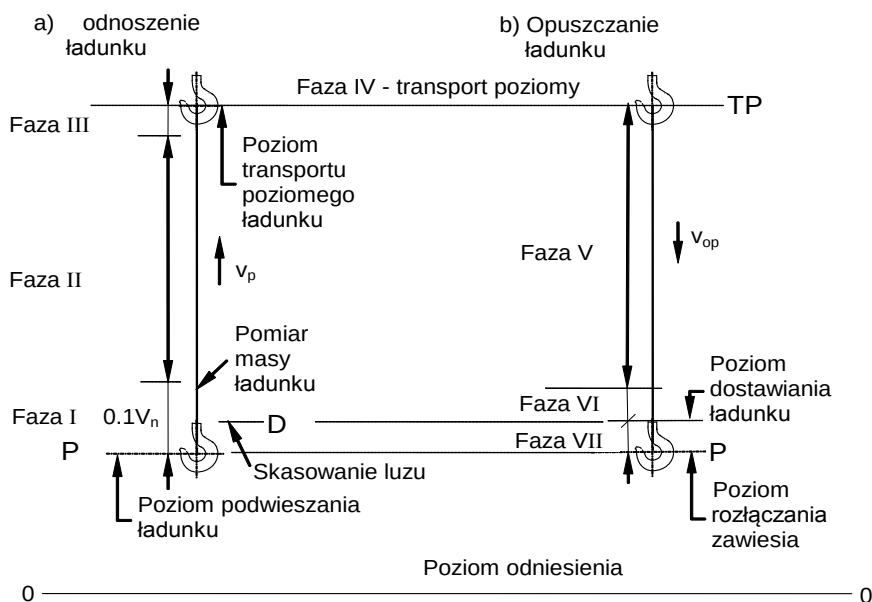


Rys. 12. Badania eksperymentalne cyklu jazdy mostu suwnicy

Przed pomiarem most suwnicy został przekoszony maksymalnie w granicach luzów pomiędzy kołami a szyną tak, że różnica położenia czołownic wynosiła  $x_l - x_p = 11$  cm. Widoczne jest natychmiastowe już w okresie rozruchu wyrównywanie położenia czołownic, a na końcu cyklu różnica ta nie przekracza 1 cm, co jest małą wartością w świetle wartości luzów pomiędzy obrzeżami kół jezdnych a szyną. Na rysunku widoczne jest także gaszenie wahań  $x_Q$  zawieszonego na linach ładunku po okresach rozruchu i hamowania.

### 3.3. Obciążenia dynamiczne i regulacja mocy

Automatyczne, ciągle sterowanie prędkością silnika wciągarki umożliwia ograniczenie do minimum dużych obciążeń dynamicznych dźwigni jakieg miały miejsce przy podnoszeniu ładunku bez skasowania luzów kinematycznych (podrywanie) i dynamiczne obciążenia ładunku i podłoża przy dostawianiu ładunku ze zbyt dużą prędkością. Jednocześnie możliwe jest lepsze wykorzystanie mocy silnika napędowego. Koncepcja realizacji ruchów pionowych dla ponoszenia i opuszczania ładunku na wymagane, wcześniej zaprogramowane poziomy przedstawiona jest na rysunku 13.



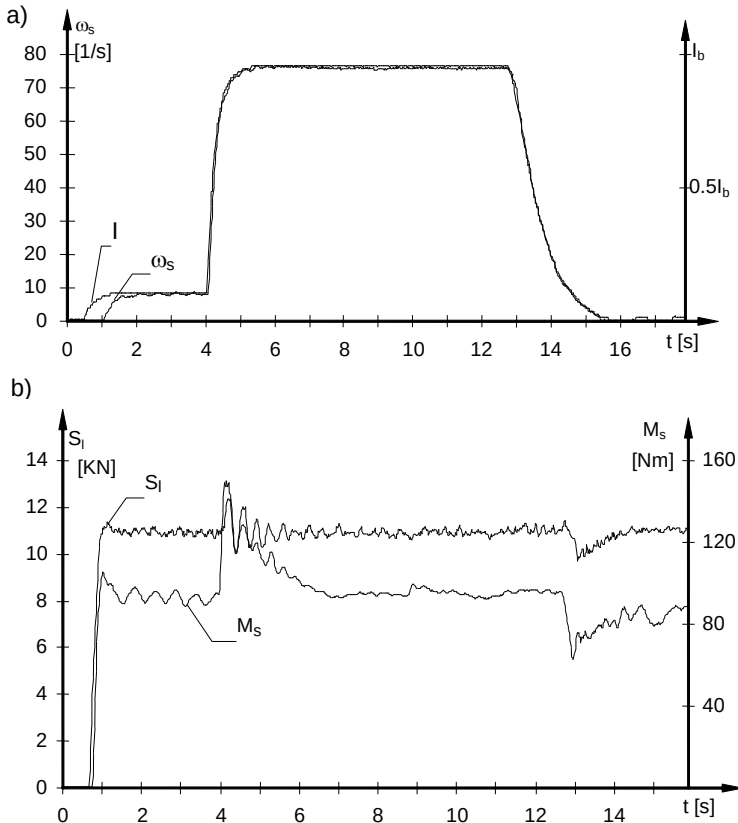
**Rys. 13.** Koncepcja sterowania cyklem transportu pionowego suwnicy

Początkowo, podnoszenie ładunku po rozruchu (rys. 13a) odbywa się z małą prędkością (ok. 10% prędkości nominalnej). Następuje łagodne kasowanie luzu z zanotowaniem poziomu skasowania luzu D, który może być wykorzystany dla dostawiania ładunku, a następnie pomiar masy ładunku dla określenia prędkości zasadniczego podnoszenia (Faza II) według zasady stałej mocy. Oznacza to, że mniejsze ładunki będą podnoszone z większą prędkością i moc zainstalowana silnika będzie lepiej wykorzystana. Krótszy będzie też w takim przypadku czas podnoszenia.

Przed osiągnięciem przez ładunek poziomu transportu poziomego (TP) prędkość podnoszenia jest w fazie regulacji III zmniejszana do łagodnego

zatrzymania ładunku na tym poziomie na drodze elektrycznej. Zapada hamulec mechaniczny, pełniący funkcję hamulca bezpieczeństwa i odciążenia silnika elektrycznego i falownika podczas transportu poziomego. Po zakończeniu transportu poziomego ładunek jest opuszczany z określoną wcześniej prędkością (faza V, rys. 13b) po czym jest łagodnie dostawiony do podłoża na poziomie D (faza VI) i po krótkiej chwili następuje zluźowanie lin (faza VII), umożliwiające odłączenie zawiesia od ładunku.

Efekty wynikające z zastosowania opisanej wyżej koncepcji transportu pionowego ładunku widoczne są na rysunku 14, który obrazuje wyniki badań eksperymentalnych cyklu podnoszenia ładunku. Na rysunku 14a widoczny jest przebieg prędkości kątowej  $\omega_s$  wału silnika elektrycznego (odpowiadającej prędkości podnoszenia ładunku) a na rysunku 14b przebiegi sił w linach  $S_l$  oraz momentu obrotowego  $M_s$  na wale silnika.

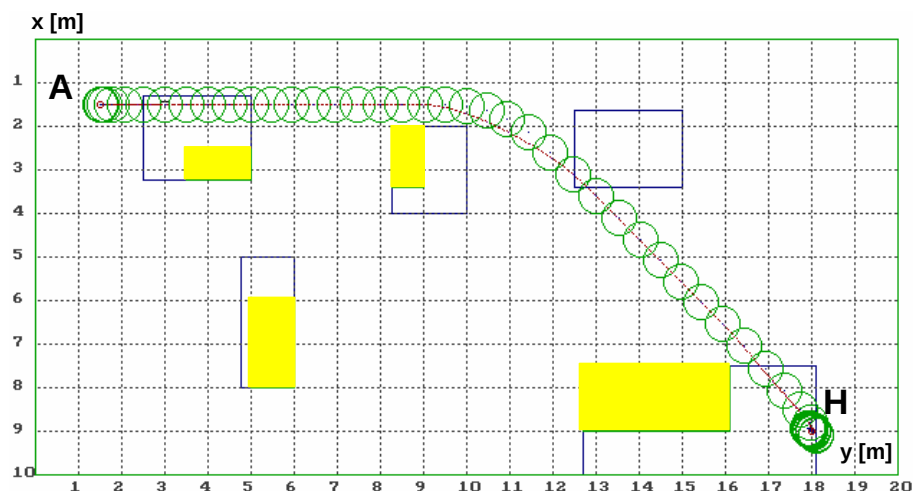


**Rys. 14.** Badania eksperymentalne cyklu roboczego podnoszenia ładunku

Widoczny na rysunku 14a rozruch mechanizmu do małej prędkości podnoszenia, rozruch do prędkości wynikających z zasady stałej mocy i łagodne zatrzymanie na poziomie transportu poziomego powoduje niewielkie nie przekraczające 30% przeciążenia dynamiczne silnika i nie przekraczające 10% przeciążenia układu linowego.

### 3.4. Optymalizacja czas transportu ładunku

Automatyczne sterowanie suwnicą umożliwia wybór drogi transportu według kryterium najmniejszego jego czasu. W tym celu maksymalna wysokość obszaru transportu może być podzielona na kilkanaście poziomów, dla których generowane są obszary przeszkód. Przykładowa mapa takiego poziomu widoczna jest na rysunku 15, gdzie obszary przeszkód zaznaczono kolorem żółtym.



*Rys. 15. Określanie optymalnej drogi transportu poziomego ładunku*

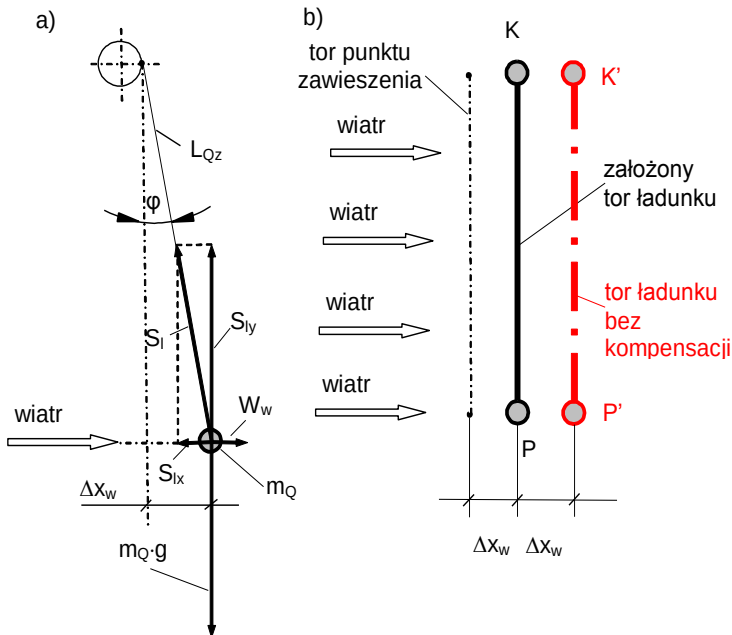
System komputerowy określa optymalny poziom i drogę transportu z punktu początkowego A do wybranego przez operatora suwnicy punktu dostawienia ładunku H z bezpiecznym ominięciem przeszkód transportowych. Zielone koła, obrazujące drogę transportu, są jednocześnie kołami bezpieczeństwa o średnicy większej od maksymalnego wymiaru ładunków w płaszczyźnie poziomej.

### 3.5. Kompensacja zakłóceń wywołanych wiatrem

Wiele maszyn dźwigowych pracuje na wolnym powietrzu i poddane są one działaniu wiatru, w szczególności wiatru działającego na podwieszony na linach ładunek. Automatyczne sterowanie umożliwia kompensację

zakłóceń wywołanych wiatrem, co nie jest łatwe ze względu na wiotkie (w płaszczyźnie poziomej) podwieszenie ładunku i stochastyczny charakter tych zakłóceń. Problemów tego rodzaju nie spotyka się na ogół w robotyce, gdzie przeważnie roboty posiadają sztywne człony kinematyczne i uwzględnienie działającego na te człony wiatru nie nastręcza dużych problemów.

Początkowa koncepcja rozwiązania problemu zakłóceń wiatrem polegała na określaniu siły jaką wiatr wywiera na ładunek, określaną na podstawie pomiaru prędkości i kierunku wiatru. Siła ta, przy stałej prędkości i kierunku wiatru, powoduje odchylenie ładunku od linii pionowej wyprowadzonej z punktu zaczepienia lin na dźwignicy i jednocześnie od założonej trajektorii transportu ładunku, której przebieg w przypadku braku wiatru jest podobny do przebiegu trajektorii punktu zaczepienia lin. Główna idea kompensacji polegała na przesunięciu trajektorii punktu zaczepienia lin w kierunku działającego wiatru o wartość, przy której składowa pozioma  $S_{lx}$  siły w linach kompensowała by siłę  $W_w$  z jaką wiatr działa na ładunek. Koncepcja ta jest przedstawiona na rysunku 16.



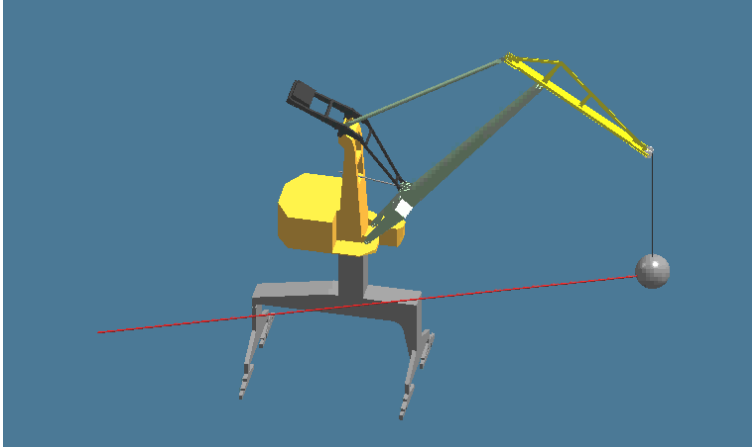
Rys. 16. Początkowa koncepcja kompensacji zakłóceń wiatru działającego na ładunku

Transport ładunku po zaprogramowanym torze wymaga, przy wietrze wiejącym ze stałą prędkością, przesunięcia punktu zaczepienia lin w kierunku działającego wiatru o odległość  $\Delta x_w$ . Brak tego przesunięcia





uwolniła by układ sterowania od tych problemów. Poszukiwania te przyniosły pozytywny efekt.

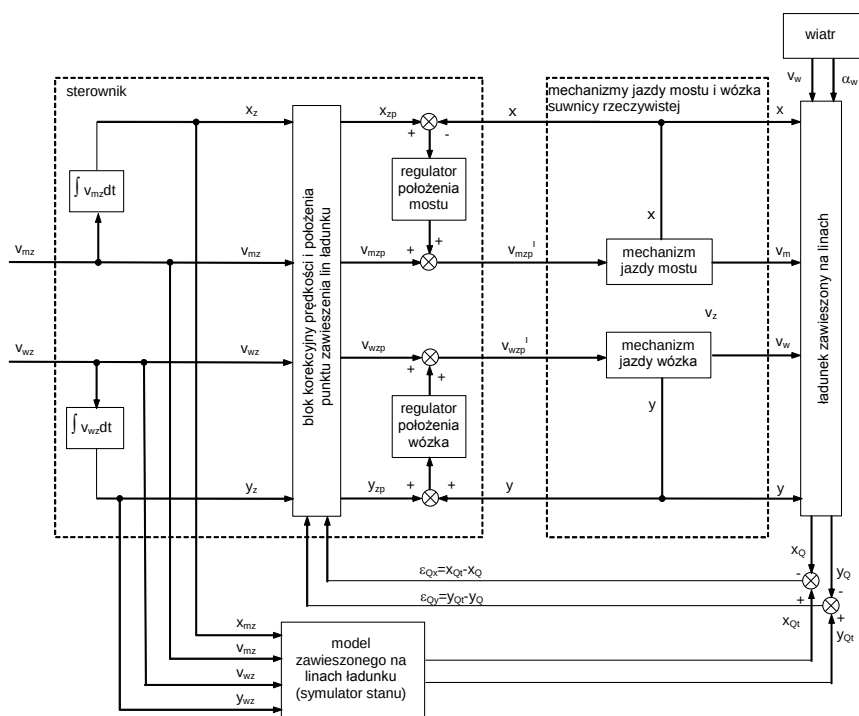


**Rys. 18.** *Zautomatyzowany transport ładunku żurawiem wzdłuż linii prostej*

Metoda, która uwalniała system w ogóle od pomiaru prędkości i kierunku wiatru i przy której o wietrze można „zapomnieć”, wiąże się z zastosowaniem w układzie automatycznego sterowania dźwignicą obserwatora (symulatora) stanu. W metodzie tej [6,9] układ sterownia zawiera rozwiązywany w czasie rzeczywistym model dynamiczny obiektu rzeczywistego (dźwignicy).

Na rysunku 19 przedstawiony jest istotny fragment układu sterowania mechanizmami jazdy mostu i wózka suwnicy, zawierający układ kompensacji zakłóceń wywoływanych wiatrem oparty o symulator stanu. Jest on rozwiązywanym w czasie, rzeczywistym modelem matematycznym zawieszonego na linach ładunku, transportowanego przez dźwignicę w warunkach nie występującego działania wiatru.

Symulator stanu wypracowuje teoretyczne położenie ładunku określone współrzędnymi  $x_{Qt}$  i  $y_{Qt}$ . Blok korekcyjny, pełniący funkcję regulatora położenia ładunku, wypracowuje skorygowane prędkości punktu zaczepienia lin ładunku w kierunku ruchu mostu  $v_{mzp}$  i wózka względem mostu  $v_{wzp}$  oraz jego skorygowane położenie  $x_{mzp}$  i  $y_{mzp}$ . Podstawą tej korekcji są różnice sygnałów wyjściowych układu rzeczywistego - poddanego działaniu wiatru i układu symulatora stanu – nie uwzględniającego wiatru i  $\varepsilon_{Qy}$ . Różnice te traktowane są jako uchyb w układzie regulacji jaki stanowi blok korekcyjny prędkości i położenia punktu zawieszenia ładunku.



**Rys. 19.** Fragment schemat sterowania suwnicą z wykorzystaniem symulatora stanu

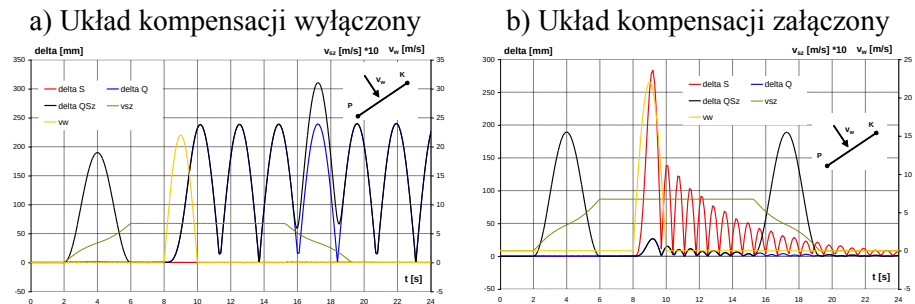
Celem działania układu kompensacji, złożonego z symulatora stanu i bloku korekcyjnego jest sprowadzenie uchybu położenia ładunku  $\epsilon_Q$  do zera. Jest to równoznaczne z poruszaniem się ładunku po trajektorii określonej dla ładunku w warunkach braku zakłóceń od działania wiatru. Poprawne działanie systemu zależy od dobrej identyfikacji z układem rzeczywistym (dźwignicy) jego modelu dynamicznego, rozwiązywanego w czasie rzeczywistym oraz od dobrze zaprojektowanego układu regulacji w bloku korekcyjnym.

Wyniki przeprowadzonych badań symulacyjnych i eksperymentalnych zachęcają do kontynuowania prac mających na celu wdrożenie systemu do praktyki przemysłowej.

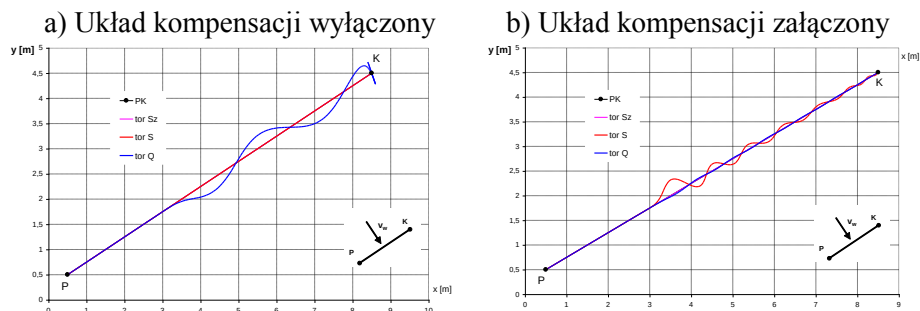
Przykładowe wyniki badań symulacyjnych przedstawiających wpływ, jaki na dynamikę prowadzenia ładunku wywiera układ sterowania z kompensacją zakłóceń przy zastosowaniu metody obserwatora stanu przedstawione są na rysunkach 20 i 21. Dotyczą one zakłócenia wiatrem w postaci pojedynczego podmuchu - impulsu w kształcie połówki sinusoidy o wartości maksymalnej 22 m/s i czasie trwania 2s, przy kierunku wiatru

prostopadłym do trajektorii transportu PK. Dla porównania zbadano przypadki wyłączanego i załączonego układu kompensującego.

Widoczne na rysunku 20a oscylacje ładunku nie mogą być wytlumione przy wyłączonym układzie kompensacyjnym i pozostają po zakończonym cyklu roboczym, co widoczne jest także na rysunku 21a.. Załączenie układu kompensacyjnego (rys.20b) umożliwia przeciwdziałanie zakłóceniu w postaci podmuchu wiatru i wytłumienie wahań ładunku po zakończeniu cyklu roboczego. Ładunek kończy cykl roboczy w założonym punkcie K, z wytłumionymi wahaniami, co widoczne jest na rysunkach 20b i 21b.



**Rys. 20.** Zakłócenie wiatrem:  $v_w$  - prędkość wiatru,  $v_{sz}$  - prędkość wypadkowa zadana punktu zawieszenia lin ładunku,  $\Delta Q$  - odchyłka położenia ładunku i jego modelu (obserwatora stanu),  $\Delta Q_{Sz}$  - wychylenie ładunku względem zadanego położenia punktu  $S_z$  zawieszenia lin ładunku,  $\Delta S$  - odchyłka położenia punktu  $S$  zawieszenia lin ładunku od położenia zadanego  $S_z$



**Rys. 21.** Trajektorie punktu podwieszenia lin:  $S_z$  - zadana,  $S$  - rzeczywista,  $Q$  - trajektoria ładunku

Metoda kompensacji zakłóceń wiatrem oparta o zastosowanie obserwatora stanu umożliwia ograniczenie wpływu tych zakłóceń na działanie automatycznego sterowania dźwignicą bez konieczności pomiarów parametrów wiatru działającego na ładunek.

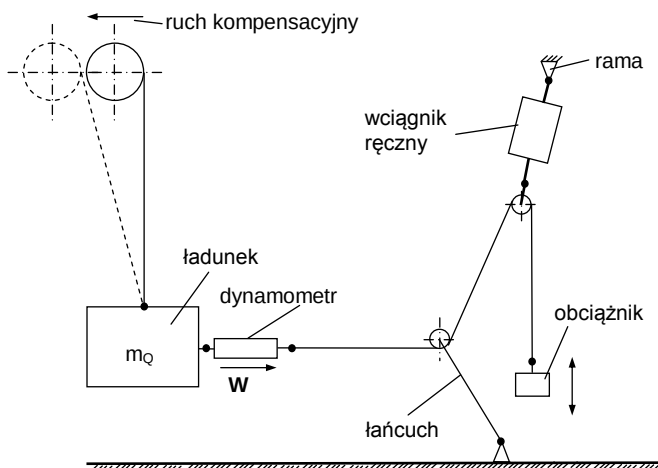
Dla sprawdzenia działania systemu zainstalowanego na suwnicy wykonano badania eksperymentalne. Wobec stochastycznego charakteru zakłóceń wiatrem wprowadzano te zakłócenia w sposób widoczny na rysunku 22.



**Rys. 22.** Wprowadzanie zakłóceń odpowiadających działaniu wiatru na ładunek

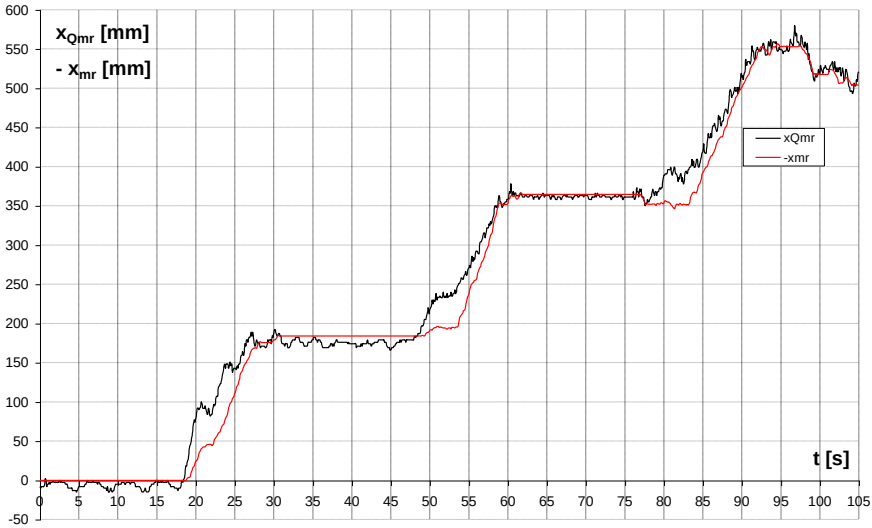
Siła zakłócająca jest ręcznie wywierana na ładunek przy użyciu odpowiednio dobranej sprężyny połączonej z ładunkiem za pomocą dynamometru, co umożliwia rejestrację przebiegu tej siły i określanie parametrów związanych z podwieszeniem ładunku.

Na rysunku 23 przedstawiony jest schemat do quasi dynamicznego wprowadzania zakłóceń w celu zbadania dynamiki suwnicy zatrzymanej np. przed wykonaniem cyklu roboczego lub po zakończeniu cyklu z włączonym układem kompensacji zakłóceń.



**Rys. 23.** Wprowadzanie zakłóceń dla suwnicy zatrzymanej

Przy dokładaniu obciążenia mechanizm jazdy mostu przemieszczają się wykonując automatycznie ruch kompensacyjny tak, że ładunek pozostaje w miejscu jego pozycjonowania, co jest widoczne na rysunku 24.



**Rys. 24.** Ruchy kompensacyjne mostu suwnicy „zatrzymanej”, poddanej zakłóceniom,  $x_{mr}$  – przesunięcie kompensacyjne mostu suwnicy,  $x_{Qmr}$  – odległość środka ciężkości ładunku od linii pionowej punktu zaczepienia ładunku na suwnicy

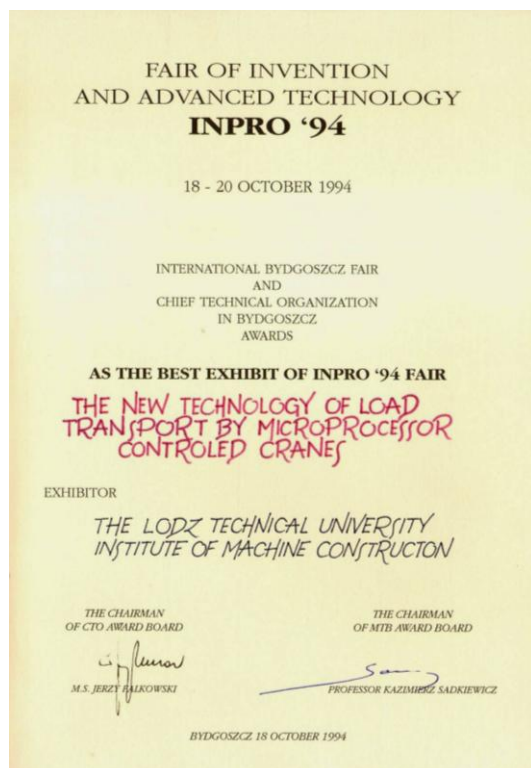
Układ automatycznego sterowania z symulatorem stanu umożliwia kompensację zakłóceń wiatrem także przy suwnicy zatrzymanej.

#### 4. Chronologia badań i podsumowanie

Prace badawcze nad automatyzacją pracy dźwignic rozpoczęły się w roku 1990 w końcowej fazie realizacji badań [1 i 2]. Realizacja pracy badawczej [3] realizowana w latach 1991 – 94, związana z transportem kontenerowych suwnicami skutkowałą budową automatycznego systemu sterowania laboratoryjną suwnicą pomostową i opracowaniem zasadniczych elementów układu, umożliwiających rozwiązanie głównych problemów dźwignic pracujących w pomieszczeniach zamkniętych.

Prace zapoczątkowano z myślą o uzyskaniu przewagi technologicznej polskiego przemysłu dźwigowego, który w tym czasie był na zupełnie dobrym poziomie. Większość maszyn i urządzeń dźwigowych i transportowych po wojnie była skonstruowana w polskich biurach konstrukcyjnych i uczelniach technicznych i wyprodukowana przez polski przemysł tej branży. Niestety przemiany ekonomiczne i systemowe początku lat 90. oprócz różnych korzyści spowodowały także zepchnięcie polskiego

przemysłu dźwigowego do roli poddostawcy prostych technologicznie elementów takich jak konstrukcje stalowe. W tej sytuacji zdecydowano się wystawić w 1994 roku wyniki badań na międzynarodowych targach INPRO '94 w Bydgoszczy pod tytułem widocznym na rysunku 25, przedstawiającym uzyskany tytuł najlepszego wystawcy tych targów.



**Rys. 25.** Dyplom z tytułem najlepszego wystawcy dla nowej technologii transportu dźwignicami

Wystawienie wyników badań na międzynarodowych targach uniemożliwiło przynajmniej patentowanie zastosowanych rozwiązań przez inne podmioty gospodarcze i badawcze, oceniano bowiem, że w zaistniałej sytuacji ekonomicznej i kierunkach zmian systemowych polski przemysł nie będzie w stanie zapewnić sobie przewagi technologicznej w obszarze maszyn dźwigowych. Ocena okazała się prawidłowa, ponieważ w chwili obecnej branża dźwigowa, podobnie jak wiele innych, praktycznie nie istnieje jako wytwórca wyrobów finalnych. OBRDiUT „Detrans” w Bytomiu, dawne potężne Centralne Biuro Konstrukcji Maszynowych znajduje się w stanie likwidacji. Duże dźwigowe koncerny zagraniczne

dopiero niedawno zaczęły stosować niektóre elementy opracowanego w Politechnice Łódzkiej systemu automatycznego sterowania dźwignicami.

W następnych latach po roku 1994 wykonano szereg prac badawczych [4-9], rozszerzając zastosowanie nowej technologii transportu na żurawie wypadowe i powiększając liczbę rozwiązywanych problemów eksploatacyjnych dźwignic aż do kompensacji zakłóceń wiatrem działającym na podwieszony na linach ładunek. Ostatnie prace [10] poszerzają zastosowanie technologii do transportu ładunków o dużej długości, dokonywanego jednocześnie za pomocą dwóch maszyn dźwigowych.

W ostatnim dziesięcioleciu nastąpił bardzo intensywny rozwój techniczny elementów napędowych i sterowniczych. Stwarza to nowe możliwości, ale i nowe wyzwania. Dla kontynuacji badań konieczna jest wymiana starszych elementów zainstalowanych na laboratoryjnej suwnicy i żurawiu na elementy współcześnie dostępne, stwarzające nowe możliwości ulepszania zastosowanych rozwiązań.

**Abstract:** The one of the main direction of machines development is automation. The first work for using of the automation system can be fined in ancient time. First researches on the world for automation of cranes took place at Technical University of Lodz. The genesis, development and actual state of the researcher at TUL for crane automation are presented in the paper.

## **Literatura**

- [1] CZYŻEWSKI M. i inn.: Badania możliwości odzyskiwania energii w nawrotnych mechanizmach maszyn roboczych z napędem hydrostatycznym. Praca CPBP 02.05. Łódź 1986 - 1990.
- [2] TOMCZYK J.: Własności napędowe i dynamiczne podstawowych mechanizmów dźwignic z napędem elektro-hydrostatycznym. Rozprawa Naukowa z.. 126. Politechnika Łódzka. Łódź, 1990.
- [3] TOMCZYK J. i inn.: Automatyzacja sterowania suwnicy do przeładunku kontenerów. Praca badawcza KBN nr 7 7016 92 03, Łódź 1994.Łódź 1994.
- [4] TOMCZYK J. i inn.: Badania dynamiki maszyn dźwigowo transportowych sterowanych za pomocą mikroprocesorów. Praca badawcza KBN nr 7 T07C 028 09, Łódź 1997.
- [5] TOMCZYK J. i inn.: Eliminacja wahań ładunku i pozycjonowanie dźwignic o ruchach obrotowych i wypadowych sterowanych za pomocą mikroprocesorów, praca badawcza KBN nr 7 T07C 001 15, Łódź 1999.
- [6] TOMCZYK J. i inn.: Badania eksperymentalne i optymalizacja transportu ładunków dźwignicami o ruchach obrotowych i wypadowych sterowanych za pomocą mikroprocesorów. Praca badawcza KBN nr 7 T07B 013 19, Łódź 2002.
- [7] Tomczyk J. i inn.: Badania jakości sterowania mechanizmami dźwignic z wykorzystaniem obserwatora stanu w warunkach zakłóceń działaniem wiatru. Praca badawcza Nr 502 003. Politechnika Łódzka, Łódź, 2009.
- [8] CINK J.: Sterowanie optymalne maszyn dźwigowych. Zeszyty naukowe Politechniki Łódzkiej Nr 878. Łódź 2001.



- [9] TOMCZYK J., CINK J., KOSUCKI A.: Dynamics of an overhead crane under a wind disturbance condition. *Automation in Construction* 42C (2014), s. 100-111.,
- [10]KOSUCKI Andrzej : Badanie transportu ładunków przy wykorzystaniu skojarzonych ruchów mechanizmów suwnic pomostowych. *Rozprawy Naukowe. Politechnika Łódzka* z. 474 ; *Zeszyty Naukowe. Politechnika Łódzka* nr 1175, WPL, Łódź 2013, 184 s.
- [11]Tomczyk J., Cink J., Kosucki A.: "Metody rozwiązywania problemów automatyzacji sterowania dźwignicami." *Przegląd Mechaniczny* nr 1, 2003, str. 9-16.
- [12]Cink J., Kosucki A. Tomczyk J. : "Układ kompensacji zakłóceń wywołanych parciem wiatru." *Przegląd Mechaniczny* nr 1, 2003, str. 39-42.
- [13]Grudziecki J., Kosucki A., Malenta P., Tomczyk J.: Kojarzenie ruchów suwnicy pracującej w cyklu automatycznym. *Przegląd Mechaniczny* 9/98, str. 14-18.
- [14]Tomczyk J., Cink J., Kosucki A.: *Badania podstawowych problemów automatyzacji maszyn roboczych. VII Konferencja Problemy Rozwoju Maszyn Roboczych*, Zakopane, Styczeń 1994.

**Andrzej TYPIAK<sup>1</sup>, Tomasz MUSZYŃSKI<sup>2</sup>,  
Janusz RUTKOWSKI<sup>3</sup>, Krzysztof ZEMBROWSKI<sup>4</sup>**

<sup>1</sup>Wojskowa Akademia Techniczna, atypiak@wat.edu.pl

<sup>2</sup>Wojskowa Akademia Techniczna, tmuszynski@wat.edu.pl

<sup>3</sup>Przemysłowy Instytut Maszyn Rolniczych, janusz@pimr.poznan.pl

<sup>4</sup>Przemysłowy Instytut Maszyn Rolniczych, zembrowski@pimr.poznan.pl

## **RODZINA MASZYN I POJAZDÓW SPECJALISTYCZNYCH DO PROWADZENIA ZABIEGÓW RENOWACYJNYCH I OCHRONNYCH W ŚRODOWISKU WODNO-BŁOTNYM<sup>1</sup>**

**Streszczenie:** W referacie przedstawiono rodzinę innowacyjnych pojazdów i maszyn specjalistycznych, będących urządzeniami operacyjnymi dwóch nowych technologii: renowacji kanałów melioracyjnych i ochrony terenów wodno-błotnych przed sukcesją roślinności. Realizowana jest w zakresie renowacji kanałów melioracyjnych, oraz ochrony terenów wodno-błotnych przed sukcesją roślinności.

### **1. Wprowadzenie**

Urządzenia wodno-melioracyjne stanowią bardzo ważną część infrastruktury technicznej państwa. Obok funkcji środowiskowej oraz produkcyjnej w rolnictwie, spełniają także istotną rolę w ochronie przeciwpowodziowej [6]. W związku z nasilaniem się anomalii pogodowych i wzrostem częstotliwości występowania zjawisk ekstremalnych takich jak gwałtowne powodzie czy też długotrwałe susze, w najbliższych latach przewiduje się wzrost znaczenia urządzeń melioracyjnych [11-14].

Na przełomie ostatnich kilkunastu lat, obserwuje się ich narastającą dekapitalizację. Zmniejsza się też znacznie skuteczność ochrony przeciwpowodziowej, zwłaszcza terenów położonych w dolinach małych cieków wodnych. W celu zahamowania tego zjawiska najpilniejszym zadaniem na okres najbliższych lat będzie zwiększenie nakładów niezbędnych na utrzymanie urządzeń oraz poprawa organizacji eksploatacji i konserwacji systemów i urządzeń wodno-melioracyjnych [7,8].

Ponieważ w najbliższym czasie nie można spodziewać się zdecydowanego zwiększenia środków na inwestycje melioracyjne, należy preferować odbudowę i modernizację istniejących już obiektów, jako inwestycji mniej kosztownych, a przynoszących wyższe efekty ekonomiczne w rolnictwie. Kierunki działań

---

<sup>1</sup>Praca naukowa finansowana ze środków Komitetu Badań Naukowych w latach 2004-2007 jako projekt badawczy.

winy zmierzać do obniżenia nakładów na eksploatację urządzeń melioracyjnych oraz powinny zapewniać możliwości magazynowania wody w zbiornikach otwartych i w glebie oraz jej wykorzystanie w okresach posusznych.

W referacie zaprezentowano pierwsze wyniki realizacji projektu wdrożeniowego pt.: „Rodzina pojazdów specjalistycznych do prowadzenia zabiegów renowacyjnych i ochronnych w środowisku wodno-błotnym” (nr projektu: UOD-DEM-1-145/001, realizowanego ze środków Narodowego Centrum Badań i Rozwoju w ramach programu „Demonstrator+”). Nawiązano także w poszczególnych rozdziałach do wcześniejszych projektów badawczo-rozwojowych, zrealizowanych w Przemysłowym Instytucie Maszyn Rolniczych w Poznaniu.

## **2. Pojazdy do zbioru i transportu biomasy na chronionych terenach bagnistych**

W kraju prowadzone są prace [1-4] związane są z opracowaniem nowej zintegrowanej technologii usuwania niepożądanego rośliności z chronionych terenów Parków Narodowych, parków krajobrazowych i obszarów Natura 2000. Proponowane opcje technologiczne prowadzenia takich prac przewidują zastosowanie różnych, często innowacyjnych rozwiązań pojazdów np. poduszkowcowego nośnika narzędzi [5], pływających pojazdów gąsienicowych [3] oraz wykorzystania różnego typu narzędzi do koszenia, rozdrabniania, zbierania oraz adapterów [2] do innowacyjnej technologii wywozu pozyskanej biomasy metodą formowania biomasowego pociągu i przetaczania od 4 do 8 bel bezpośrednio po ziemi.

Współpraca i konsultacje z różnymi ośrodkami naukowymi w kraju i za granicą, wskazują na cały wachlarz zagadnień, które powinno się uwzględnić w opracowaniu nowej wersji pojazdów jak i technologii usuwania biomasy na siedliskowych terenach rzadkich, ginących gatunków ptaków.

Z powodu braku specjalizowanych maszyn do zbioru i transportu biomasy rozwiązaniem zastępczym jest wykorzystanie ratraków do koszenia, zbierania trawy oraz trzciny w okresie letnim (rys. 1).

Jest to możliwe tylko w sierpniu i we wrześniu, przy czym pozyskaną biomasę należy wywieźć z chronionego terenu możliwie szybko - w okresie kilku tygodni. Jeśli jest to niemożliwe skoszoną biomasę należy tymczasowo przechować w miejscach przystosowanych do składowania luźnej biomasy. Zwinięte bele pozostawia się na skoszonym terenie do czasu ich wywieżenia w okresie jesiennym lub zimowym.



**Rys. 1.** Ratrak podczas prac koszenia i zbioru biomasy[2]

Prowadzone w ramach projektu badania zmierzają do opracowania zintegrowanej technologii prowadzenia prac na chronionych terenach wodno-błotnych, opracowaniem nowej generacji innowacyjnych pojazdów i opracowaniem nowych modułów narzędziowych (rys.2).



**Rys. 2.** Opracowany pojazd do koszenia i zbioru biomasy

Naczelnym celem tych prac jest ograniczenie do minimum negatywnego oddziaływania pojazdów na środowisko naturalne. Wyniki wstępnych testów i prób terenowych wykazały prawidłowość konstrukcji napędu gąsienicowego i celowość zastosowania systemu kontroli szybkości przemieszczania każdej z gąsienic. Możliwość sterowania indywidualnego

każdego modułu gąsienicowego ma istotne znaczenie podczas poruszania się po torfowisku, zwłaszcza podczas wykonywania manewrów zakręcania lub zawracania na okręgu o średnicy rzędu 10 m.

W trakcie przeprowadzonych prób terenowych pojazdu koszącego przy manewrze skręcania z prędkością rzędu 4 km/h nie zauważono żadnych negatywnych skutków oddziaływania ostróg gąsienic na podłoże. Po przejeździe gąsienic są jedynie widoczne ich ślady natomiast nie stwierdzono formowania się kolein, co wiąże się z niskim naciskiem gąsienic na podłoże (rys. 3).

Umieszczenie silnika w szczelnym kadłubie, przystosowanym do pokonywania przeszkód wodnych, w razie ugrzęźnięcia pojazdu w terenie, chroni podzespoły zwłaszcza silnik przed zanieczyszczeniem błotem.

W przypadku awarii takiego silnika, jak to miało miejsce w pojeździe koszącym, olej silnikowy przedostaje się do wnętrza kadłuba modułu roboczego, a nie przedostaje się na zewnątrz i nie zanieczyszcza gleby lub wód powierzchniowych chronionego terenu.

Pojazdy projektowane do prac na terenach wodno-błotnych wyposażone są w nowoczesne jednostki napędowe spełniające rygorystyczne normy emisji spalin Euro 5 oraz Stage IIIB. Jest to niezwykle istotne z punktu widzenia ochrony środowiska naturalnego. Projektowany pojazd gąsienicowy jest wyposażony w 4 cylindrowy silnik o zapłonie samoczynnym o mocy 150 kW, pojemności 4,8 l, turbosprężarkę o zmiennej geometrii sterowania łopatek, nowoczesny układ wtryskowy oraz układ oczyszczania spalin spełniający obowiązujące rygorystyczne normy emisji spalin.

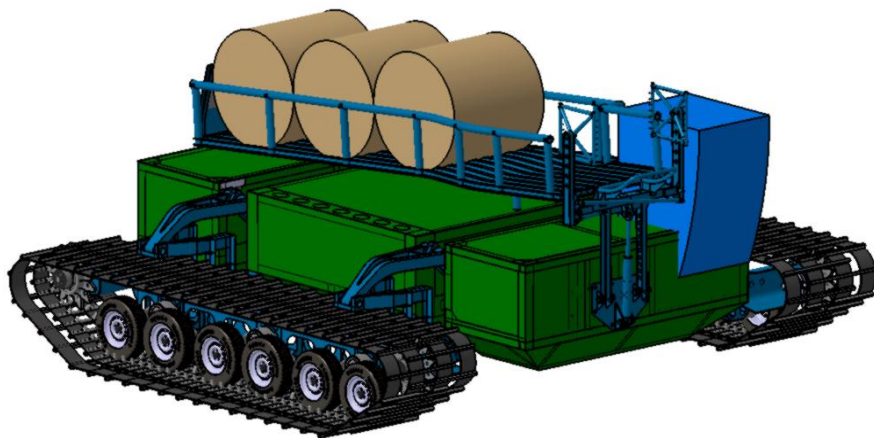


**Rys. 3.** *Zachowana struktura kępkowo-dolinkowa po zabiegu koszenia terenu przez pojazd gąsienicowy*

Pojazd transportowy jest pojazdem pomocniczym, dedykowanym głównie dla technologii ochrony terenów bagiennych. Jego zadaniem jest

transport koszonej biomasy od pojazdu wykaszającego do miejsca jej spożytkowania. Główne zalety pojazdu to wymagana nośności podwozia gąsienicowego a także innowacyjny układ zawieszenia i sterowania. Pojazd był testowany jako model badawczy a pozytywne wyniki tych badań pozwoliły przystosować go do prac ochronnych na terenach wodnobłotnych.

Ponadto pojazd wyposażony jest w trójpunktowy układ zawieszenia narzędzi i sprzęgi rolnicze, aby można go było wykorzystywać także zastępstwie ciągnika rolniczego na tych terenach, gdzie ze względu na grząskość gruntu wjazd zwykłym ciągnikiem rolniczym jest niemożliwy. Konstrukcja platformy pojazdu transportowego zapewnia bezpieczne wykonywanie prac w warunkach dziennych i nocnych w różnych porach roku. Pojazd do transportu biomasy (podobnie jak pojazd koszący) posiada układ bieżny zapewniający niski poziom nacisków jednostkowych na podłoże. Zapewnia to podwozie gąsienicowe o odpowiednio dobranych proporcjach pomiędzy rozstawem gąsienic i ich długością. Gwarantuje to wysoką stateczność, istotną zwłaszcza podczas poruszania się w obszarach o ekstremalnie niskich dopuszczalnych naciskach i procesie odbioru biomasy od pojazdu pozyskującego oraz niskie opory skrętu. Dodatkową możliwość zwiększenia powierzchni styku z podłożem uzyskano poprzez podniesienie gąsienic do poziomu dennej części korpusu pojazdu, co dodatkowo zabezpiecza pojazd przed zatonięciem (rys. 4).

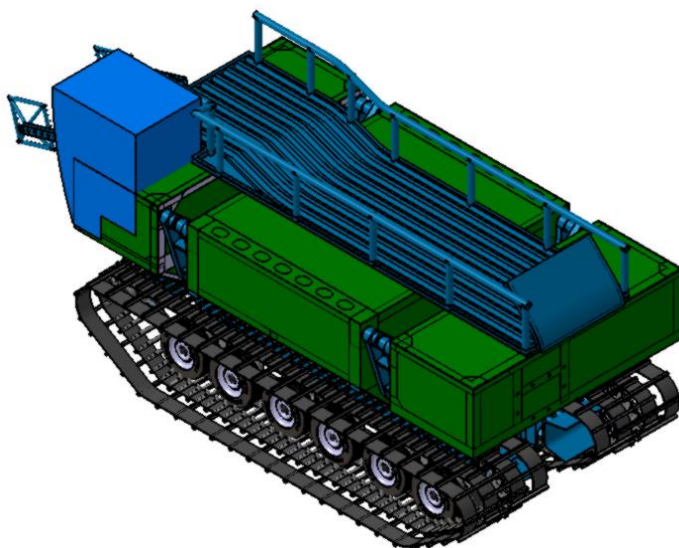


**Rys. 4.** Pojazd do transportu zbelowanej biomasy z gąsienicami i ładownią  
w położeniu roboczym z rozsuniętymi gąsienicami

Korzystny ze względu na stateczność duży rozstaw gąsienic znacznie utrudniałby możliwości przewozu pojazdu. Dlatego pojazd posiada system składania gąsienic. Dzięki temu trybie drogowym jego szerokość zostanie



ograniczona do 3m. W położeniu ze złożonymi gąsienicami mobilność pojazdu zapewnia układ zawieszenia, który w czasie jazdy pojazdu umożliwia chowanie układu gąsienicowego w przestrzeni poniżej kadłuba (rys. 5).



*Rys. 5. Pojazd do transportu zbelowanej biomasy z gąsienicami i ładownią w położeniu transportowym*

### **3. Wielozadaniowa maszyna do renowacji cieków wodnych**

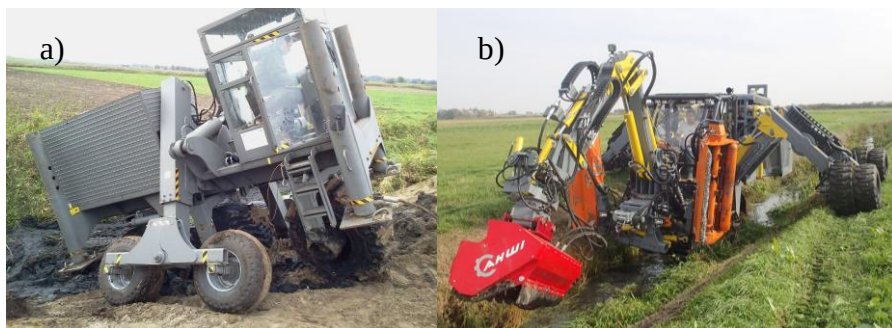
Wielozadaniowa maszyna powstała na potrzeby realizacji nowej technologii rekultywacji cieków wodnych, ma unowocześnić park maszynowy spółek wodnych i firm usługowych, zajmujących się czyszczeniem kanałów melioracyjnych [7,9].

Nowa technologia zakłada wykorzystanie wielozadaniowej maszyny, która porusza się wewnątrz cieku wodnego. Zaproponowano w tym celu maszyny, które opierają się głównym, centralnym podwoziem gąsienicowym (lub kołowym) na dnie cieku wodnego i mają dodatkowo ramiona podporowe z kołami napędzanymi lub biernymi do opierania się na skarpie kanału [10].

Wielozadaniowość maszyn polega na tym, że potrafią się samodzielnie dostawać do przestrzeni kanału melioracyjnego, są samobieżne, mają własny napęd narzędzi roboczych, których może być zainstalowanych nawet kilka sztuk jednocześnie i które mogą jednocześnie pracować. Uniwersalność maszyny pozwala bez trudu omijać drzewa i inne przeszkody, które

pojawiają się w przestrzeni kanału melioracyjnego, co jest przydatne ze względu na stan zaniedbania w Polsce kanałów i rowów melioracyjnych.

Nowa technologia i pierwsze wersje maszyn zostały opracowane w projekcie badawczo-rozwojowym pt.: „Technologia i nowej generacji urządzenie wielozadaniowe do regeneracyjnego kształtowania otwartych cieków wodnych”, nr projektu WND-POIG.01-03.01-00-165/09 (projekt zrealizowany w ramach Działania 1.3.1 Programu Operacyjnego Innowacyjna Gospodarka z dofinansowaniem 85% z Europejskiego Funduszu Rozwoju Regionalnego). W ramach projektu powstały dwie wersje maszyn do poruszania się w ciekach wodnych: tzw. model doświadczalny do badania układu jazdy i prototypowe urządzenie wielozadaniowe do renowacji cieków wodnych. Obie maszyny pokazano na rysunku 6. W narzędzia robocze wyposażono drugą z tych maszyn, a pierwsza służyła jedynie do badania układu jazdy.



**Rys. 6.** Maszyny opracowane w projekcie POIG 165: a) model doświadczalny do badania układu jazdy, b) urządzenie wielozadaniowe do renowacji cieków wodnych z narzędziami roboczymi [fot. własne]

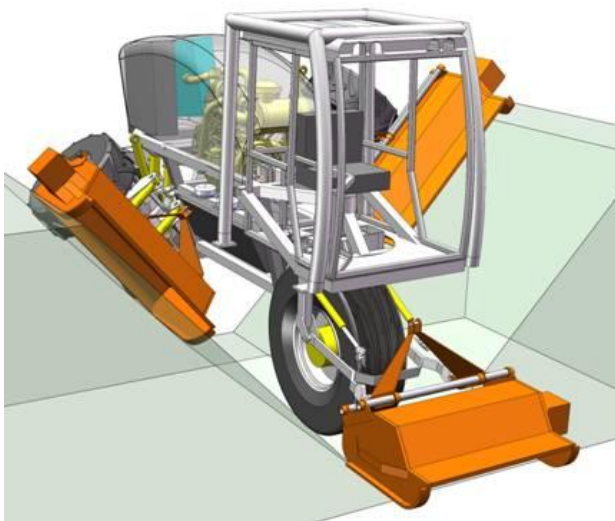
Jednym z kluczowych zagadnień badanych w projekcie POIG 165 był sposób poruszania się po dnie cieku wodnego i sposób dostawiania się maszyny do jego wnętrza. Najwygodniejsza forma została zaprezentowana w rozwiązaniu urządzenia wielozadaniowego, w którym dzięki rozbudowanej konstrukcji ramion podporowych można maszynę wstawiać do kanału melioracyjnego, dźwigając ją na ramionach bocznych. Czas wstawiania wynosi ok. 10 min., co jest dobrym rezultatem. Można też swobodnie manewrować maszyną w kanale melioracyjnym, pomimo, że podwoziem centralnym jest pojedyncza gąsienica.

Z kolei model doświadczalny, miał prostą budowę ramion, dlatego wymagał wykopania zjazdu do kanału melioracyjnego, jak to widać na zdjęciu. Ale w płytkich kanałach, do ok. 1,5 m głębokości, można maszyną wjechać po skarpie, choć wymaga to asekuracji liną podczepioną do traktora



rolniczego. Wykopywanie zjazdów jest czasochłonne. Wykopanie, a potem zasypianie wykopu zajmuje ok. 1,5 h pracy koparką. Dlatego jest nie efektywne w kanałach podzielonych licznymi przepustami drogowymi.

Wzorując się na doświadczeniach zdobytych w projekcie POIG 165 powstała koncepcja kolejnej maszyny do poruszania się w kanałach melioracyjnych (rys. 7). Koncepcja ta jest rozwijana w ramach projektu Demonstrator+. Zadaniem konstruktorów i naukowców jest opracowanie maszyny, która byłaby podobnie prosta konstrukcyjnie, jak model doświadczalny, a jednocześnie spełniała funkcje robocze, jak prototypowe urządzenie wielozadaniowe. Z modelu doświadczalnego zaczerpnięto ideę uproszczonych ramion bocznych, chociaż ustawionych poziomo, a nie pionowo. Podobnie jak w modelu doświadczalnym zastosowano podwozie centralne kołowe. Natomiast z doświadczenia z dużą maszyną wykorzystano koła podporowe napędzane i skretne o 90 stopni. Napęd tych kół okazał się bardzo pożądany. Po obróceniu wszystkich kół w poprzek, można maszyną jechać w kierunku bocznym i jest to jeden z możliwych wariantów jej wjeżdżania do kanału melioracyjnego.



**Rys. 7.** Koncepcja realizacji maszyny w projekcie Demonstrator+

Dzięki uproszczonej konstrukcji ramion bocznych, nowa maszyna będzie tańsza i prostsza w produkcji i obsłudze. Więc jest to ukłon w kierunku przyszłych użytkowników. Niemniej jednak, uproszczenie konstrukcji ma swoje konsekwencje funkcjonalne. Nie można maszyny wstawić na ramionach bocznych do kanału melioracyjnego, tak jak urządzenie wielozadaniowe z projektu POIG 165. Jednak zaprojektowane

ramiona boczne są na tyle funkcjonalne, że dają kilka wariantów wjeżdżania: można wjeżdżać w poprzek, jak to wcześniej opisano. Można zjeżdżać skośnie wzdłuż skarpy, bo zasięg ramion jest znacznie większy, niż w modelu doświadczalnym. Można zjeżdżać z przepustu drogowego bezpośrednio do kanału, nie rzadko z koniecznością użycia dodatkowej kładki najazdowej. W przypadku najgłębszych cieków wodnych nie obejdzie się jednak bez rozkopania skarpy, przynajmniej częściowego. W wielu sytuacjach niezbędna będzie asekuracja i pomoc traktorem rolniczym z liną. Jednak korzyść finansowa z potaniania konstrukcji jest znacznie większa, niż kłopotliwość wprowadzania maszyny do kanału melioracyjnego. Zakres i możliwości funkcjonalne da się ocenić dopiero po zbudowaniu prototypu nowej maszyny.

Oczywiście nowa maszyna demonstracyjna jest wyposażona w narzędzia robocze. Jednocześnie będzie można pracować trzema narzędziami: dwa na skarpach i jedno centralne w dnie. Do wyboru będą zestawy kosiarek lub odmularek.

Interesującą innowacją w nowej maszynie jest wykorzystanie ramion bocznych, jako nośników narzędzi roboczych. Umożliwił to właśnie poziomy układ tych ramion. Zaletą rozwiązania jest to, że odległość narzędzi od powierzchni skarpy jest bezpośrednio sprzęgnięta z toczeniem się kół bocznych po tej powierzchni. Więc jest to wygoda dla operatora, bo nie musi kontrolować dodatkowych ruchów. Drugą zaletą jest to, że układ zawieszenia narzędzi wykorzystuje typowy TUZ od traktora rolniczego, a więc osiągnięto dodatkową unifikację rozwiązań. Dla porównania, w urządzeniu wielozadaniowym z projektu POIG 165, układ zawieszenia narzędzi roboczych był niezależny od ramion bocznych. Możliwość rezygnacji z dodatkowego układu zawieszenia narzędzi roboczych, to też oszczędność masy maszyny i liczby siłowników do wysterowania. W urządzeniu wielozadaniowym sterowanie narzędzi roboczych i kół bocznych oznaczało kontrolowanie przez operatora jednocześnie, co najmniej 8 siłowników hydraulicznych.

Innowacje związane z konstrukcją ramion bocznych i zawieszeniem narzędzi roboczych w nowym pojeździe zostaną opisane w odrębnym, późniejszym artykule.

## **Podsumowanie**

Przedmiotem projektu jest rodzina innowacyjnych pojazdów i maszyn specjalistycznych, będących urządzeniami operacyjnymi dwóch nowych technologii: renowacji kanałów melioracyjnych i ochrony terenów wodno błotnych przed sukcesją roślinności.

Po zakończeniu projektu prototypy będą mogły być wykorzystane badawczo i komercyjnie w firmach i instytucjach zajmujących się utrzymaniem i pielęgnacją cieków wodnych terenów wodnobłotnych.

Kolejne fazy zbioru skoszonej biomasy będą realizowane przy użyciu nowej generacji pojazdów gąsienicowych z nowoczesnym systemem napędu gąsienicowego, który nie dewastuje górnej warstwy korzeniowej torfowiska.

Opracowywana w ramach projektu Demonstrator+ nowa maszyna do renowacji cieków wodnych rokuje duże nadzieje na poprawę sytuacji polskich rowów i kanałów melioracyjnych. Jej konstrukcja jest innowacyjna na skalę światową – w aspekcie konstrukcji maszyn dedykowanych do pracy w ciekach wodnych. Technologią i nową maszyną są zainteresowane spółki wodne i firmy usługowe. Szczególnie zależy im na tym, aby maszyna była możliwie tania i wydajna. Cechy konstrukcyjne nowej maszyny wskazują na to, że uda się te oczekiwania spełnić. Niemniej jednak, oczekiwania odbiorców są czasami mocno rozbieżne lub wręcz niemożliwe do spełnienia (np. kompromis między ceną a funkcjonalnością). Dlatego trudno jest jeszcze rokować, czy wszyscy odbiorcy będą zadowoleni z nowej konstrukcji w równym stopniu.

Projektanci nowej maszyny mają jednak w zanadrzu warianty opcjonalne wykonania nowego pojazdu, np. zastosowanie czterech ramion bocznych, zamiast centralnego podwozia kołowego, bo takie zapotrzebowanie odbiorców też już było zgłaszane. Rozwiązanie takie jest możliwe do wykonania w projektowanym pojeździe, bo niektóre podzespoły mają cechy demontowalnych modułów. Nie każda jednak opcja będzie mogła być od razu zaprezentowana w prototypie pojazdu demonstracyjnego ze względów czasowych, organizacyjnych i kosztowych.

**Abstract:** The paper presents a family of innovative specialty vehicles, which are devices operating two new technologies: the renovation of the drainage channels and the protection of wetland vegetation succession before. Is implemented in the renovation of drainage channels, and the protection of wetland vegetation succession before.

## **Literatura**

- [1] DUBOWSKI A. P., ZEMBROWSKI K., WEYMANN S., KARBOWSKI R., RAKOWICZ A., POTRYKOWSKA A., WOJNIŁOWICZ Ł.: New method for biomass bales coupling and rolling them on boggy terrain, especially in National Parks and Natura 2000 protected areas. Agriculture & Engineering for a Healthier Life, International Conference of Agricultural Engineering CIGR Ageng2012, Valencia, Spain, July 8-12, 2012.
- [2] DUBOWSKI A., ZEMBROWSKI K., PAWŁOWSKI T., KARBOWSKI R., RAKOWICZ A., WOJNIŁOWICZ Ł., POTRYKOWSKA A.: International Application No. PCT/PL2012/000127, Method of translocating biomass bales. Adapter for translocating biomass bales (2012).
- [3] DUBOWSKI A.P., ZEMBROWSKI K., KARBOWSKI R., RAKOWICZ A., WEYMANN S., WOJNIŁOWICZ Ł.: Opracowanie modeli, budowa i wstępne badania zespołu gasienicowego dla zestawu pojazdów gasienicowych. Wyd. Instytut Naukowo-Wydawniczy „SPATIUM”, Autobusy-Technika, Eksploatacja, Systemy Transportowe; Nr 3, 2013.
- [4] DUBOWSKI A.P., ZEMBROWSKI K., WEYMANN S., RAKOWICZ A., WOJNIŁOWICZ Ł., KARBOWSKI R.: Zestawy pojazdów gasienicowych - wstępne trakcyjne badania terenowe. ISSN 1232-3829 TTS nr 10/2013.
- [5] Zarządzenie Nr 11A - Dyrektora Generalnego Lasów Państwowych z dnia 11 maja 1999r. (zn. spr. ZG-7120-2/99) w sprawie doskonalenia gospodarki leśnej na podstawach ekologicznych.
- [6] RUTKOWSKI J., PAWŁOWSKI T., SZCZEPANIAK J., SZYCHTA M., IGNASIAK Ł., BYKIEWICZ P., SPADŁO M.: Technologia i nowej generacji urządzenie wielozadaniowe do renowacji rowów i kanałów melioracyjnych w świetle zgłoszonych patentów. Technika Rolnicza Ogrodnicza Leśna 5/2013 s. 3 – 6.
- [7] BYKOWSKI J. (red.): Stan rowów i kanałów melioracyjnych jako podstawa koncepcji wielozadaniowej maszyny nowej generacji do robót konserwacyjnych. Komunikat – Konferencja: Przyrodnicze i techniczne problemy inżynierii i ochrony środowiska. WMiIŚ. UP. Poznań 2010, s. 75.
- [8] MEDEK J.: Melioracyjna zapaść regionalna. Raport NIK 2010. Gazeta Wyborcza. Białystok. <http://bialystok.gazeta.pl/bialystok/1,35241>.
- [9] RUTKOWSKI J. (red.): Raport końcowy z realizacji zadania 1. Niepublikowane opracowanie wewnętrzne nr 519 w ramach projektu POiG: Technologia i nowej generacji urządzenie wielozadaniowe do regeneracji otwartych cieków wodnych, zad. 1. Nr projektu: WND-POiG.01.03.01- 00-165/09. PIMR Poznań 2010.
- [10] RUTKOWSKI J. (red.): Raport końcowy z realizacji zadania 5. Niepublikowane opracowanie wewnętrzne nr 531 w ramach projektu POiG: Technologia i nowej generacji urządzenie wielozadaniowe do regeneracji otwartych cieków wodnych, zad. 5. Nr projektu: WND-POiG.01.03.01- 00-165/09. PIMR Poznań 2010.
- [11] RUTKOWSKI J., SZCZEPANIAK J.: Renowacja cieków wodnych na przykładzie zintegrowanej technologii opracowywanej w PIMR, Inżynieria Rolnicza, nr 5(130)/2011, str. 251-258, ISSN 1429-7264, Polskie Towarzystwo Inżynierii Rolniczej, Kraków, 2011 r.
- [12] BYKOWSKI J., PRZYBYŁA C., RUTKOWSKI J.: Środowiskowe uwarunkowania konserwacji cieków melioracyjnych w aspekcie wykorzystania wielozadaniowej maszyny nowej generacji, Journal of Researches and Applications In Agricultural Engineering, nr 56(4), str. 71-

- 78, ISSN 1642-686X, Przemysłowy Instytut Maszyn Rolniczych, Poznań, 2011 r.
- [13] BYKOWSKI J., PRZYBYŁA C., RUTKOWSKI J.: Stan urządzeń melioracyjnych oraz potrzeby ich konserwacji warunkiem optymalizacji gospodarowania wodą w rolnictwie na przykładzie wielkopolski, *Journal of Researches and Applications In Agricultural Engineering*, nr 56(3), str. 45-51, ISSN 1642-686X, Przemysłowy Instytut Maszyn Rolniczych, Poznań, 2011 r.
- [14] RUTKOWSKI J., BYKOWSKI J., PAWŁOWSKI T., PRZYBYŁA CZ., RATAJCZAK P., WOZNIAK P.: Aktualne potrzeby w zakresie odbudowy i renowacji rowów i kanałów melioracyjnych podstawą koncepcji wielozadaniowej maszyny nowej generacji do robót konserwacyjnych”, w „*Nauka, Przyroda, Technologie*”, nr 94, tom 5, zeszyt 5.

**Rafał TYPIAK<sup>1</sup>**

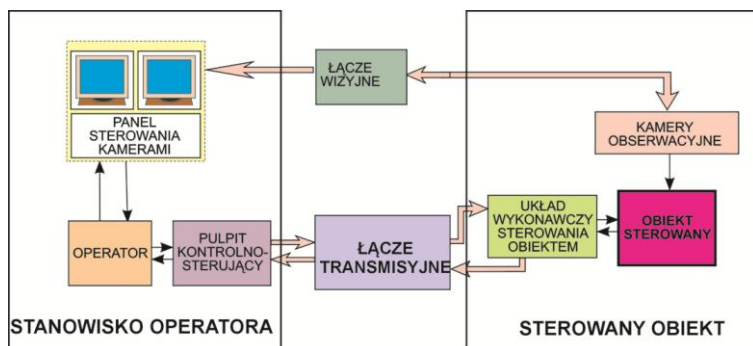
<sup>1</sup>Wojskowa Akademia Techniczna, Wydział Mechaniczny, Instytut Budowy Maszyn rtypiak@wat.edu.pl

## **KSZTAŁTOWANIE UKŁADU AKWIZYCJI OBRAZU DLA CZTEROKOŁOWEJ BEZZAŁOGOWEJ PLATFORMY ŁĄDOWEJ Z OSIĄ SKRĘTNĄ**

**Streszczenie:** The article presents a way of increasing performance in driving remote controlled unmanned working machines by means of fine tuning their image acquisition subsystems so that the data presented to the operator carries more crucial information about the machine's state and its surrounding. It also showcases the methodology and test results for a specially developed configurable, controlled image acquisition system mounted on a remote controlled vehicle.

### **1. Wstęp**

Bezzałogowe Maszyny Robocze (BMR) sterowane są przez oddalonego operatora znajdującego się na stanowisku kierowania z wykorzystaniem zdalnego sterowania. W jego strukturze wyróżniamy dwa niezależne systemy. System sterujący zapewniający generowanie i transmisję sygnałów sterujących a następnie ich wykonanie na maszynie i system wizyjny umożliwiający operatorowi obserwację maszyny i jej otoczenia na podstawie obrazów z kamer zainstalowanych na maszynie. Obrazy te przesyłane są łączem transmisyjnym, przewodowym lub radiowym (rys. 1).

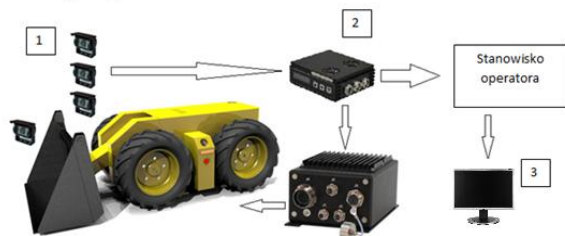


**Rys. 1.** Schemat systemu zdalnego sterowania  
Bezzałogową Maszyną Roboczą

W systemie wizyjnym możemy wyodrębnić trzy podstawowe układy:

- akwizycji obrazu znajdujący się na maszynie;

- transmisji obrazu składający się z zestawów nadawczo-odbiorczych (na maszynie oraz stanowisku operatora) oraz łącza transmisyjnego;
- wizualizacji, znajdujący się na stanowisku operatora (rys.2).



**Rys. 2.** Elementy systemu wizyjnego bezzałogowej maszyny roboczej: 1 – układ akwizycji obrazu, 2 – układ nadawczo-odbiorczy, 3 – układ wizualizacyjny

W celu zapewnienia prawidłowego działania systemu wizyjnego jego elementy, co oznacza, że o efektywności jest taka jak najniższa efektywność jednego z jego elementów. Cechami, które mają wpływ na efektywność pracy operatora a zależą of systemu wizyjnego są:

- odporność na działania czynników środowiskowych;
- jakość przesyłanego obrazu;
- częstotliwości pracy systemów wizyjnych;
- sposób wizualizacji obrazów;
- opóźnienie systemu wizyjnego;
- liczba oraz rodzaj przesyłanej informacji wizyjnej.

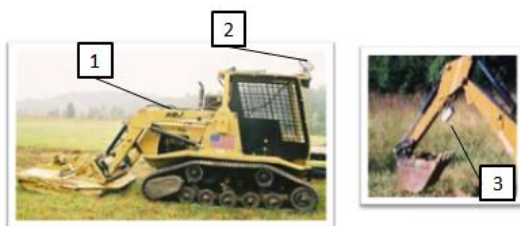
Należy przy tym pamiętać, że elementy te muszą ze sobą współpracować

Wymienione powyżej cechy są od siebie zależne. Oznacza to, że np. opóźnienie systemu wizyjnego zależy od ilości informacji, jaką chce się przesłać, czyli jest wprost proporcjonalne do liczby sygnałów wizyjnych oraz jego jakości. Analogiczne relacje można przedstawić dla każdej z ww. cech, przy czym zależne są one także od obecnego poziomu technologicznego. Z czasem na pewno, możliwym stanie się przesyłanie dużych ilości informacji bardzo szybko bez obecności zakłóceń w transmisji, jednak obecnie ta forma przesyłania danych podlega wielu ograniczeniom. Z tego względu tak ważne jest jak najlepsze dostosowywanie systemów wizyjnych (w tym układów akwizycji obrazów) do zadań, jakie mają realizować. W przypadku zagadnienia kierowania maszynami roboczymi oznacza to dostarczanie informacji o orientacji platformy bazowej, jej prędkości i położeniu w globalnym układzie współrzędnych związanym z obszarem roboczym oraz lokalnym układem współrzędnych związanym z przeszkodami terenowymi.

## **2. Analiza obecnie istniejących rozwiązań układów akwizycji obrazów dla bezałogowych maszyn roboczych**

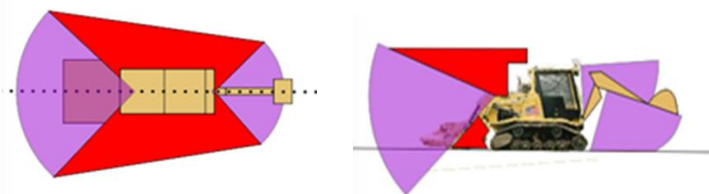
Do najpopularniejszych, obecnie stosowanych teleoperowanych BRM należą: All-purpose Remote Transport System (ARTS), Head Aimed Remote Vision (HARV) oraz Robotic Appliqué Kit (RAK). Każdy z tych systemów oferuje inne podejście do kształtowania układu akwizycji obrazów. Przegląd ww. rozwiązań przeprowadzono względem ich zdolności umożliwienia operatorowi realizowania zadań charakterystycznych dla maszyn roboczych [1,2],

System ARTS montowany na mini ładowarce MD70 firmy Posi-Track wykorzystuje system wizyjny z układem akwizycji obrazu, którego elementy są montowane statycznie do ramy maszyny (rys. 3)



**Rys. 3.** *Elementy układu akwizycji obrazu systemu ARTS: 1 – kamera do jazdy do przodu, 2 – kamera do jazdy do tyłu, 3 – kamera do pracy osprzętem koparkowym*

Układ akwizycji obrazu składa się z trzech kamer montowanych w ściśle określonych miejscach na maszynie. Ich zadaniem jest dostarczanie operatorowi informacji umożliwiających mu kierowanie BMR oraz pracę osprzętem koszącym i koparkowym. Według materiałów udostępnionych w raporcie końcowym projektu, oraz innych publikacji naukowych i marketingowych udało się określić obszary na i wkoło maszyny, z których informacja jest przesyłana do operatora – tzw. obszary widoczności (rys. 4).



**Rys. 4.** *Obszary widoczności dla systemu ARTS: a) widok z góry, b) widok z boku. Kolor czerwony – obszar niewidoczny, kolor fioletowy – obszar widoczny*



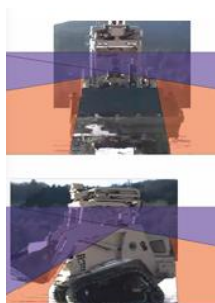
Ze względu na rozmieszczenie kamer oraz ich liczbę otrzymano układ, który umożliwia w sposób zadowalający realizowanie zadań charakterystycznych dla koparek jednozaczyniowych i w sposób ograniczony realizowanie zadań charakterystycznych dla spycharek i ładowarek. Jednocześnie rozpatrywany układ akwizycji obrazu pozwala na ograniczone kierowanie platformą bazową, czyniąc poruszanie się w nieznanym i potencjalnie niebezpiecznym terenie ryzykownym.

System HARV montowany jest na miniładowarce ASV-RC50, a jego układ akwizycji obrazu składa się z pojedynczej kamery zamontowanej na głowicy obrotowej umieszczonej w kabinie operatora (rys. 5).



**Rys. 5.** Elementy układu akwizycji obrazu systemu HARV: 1 – kamera obrotowa montowana w kabinie operatora

Pojedyncza kamera układu akwizycji sterowana jest z pulpitu operatorskiego poprzez specjalnie zaprojektowane gogle, których ruch jest rejestrowany i przekształcany na obrót głowicy. W ten sposób osiąga się efekt, w którym kamera patrzy tam, gdzie operator obróci głowę. Tego typu struktura wydaje się być najbardziej zbliżona do załogowego sterowania maszyną, ze względu zarówno na miejsce umieszczenia jak i sposób sterowania. Jednakże, jak pokazują wyniki analizy, taki układ akwizycji obrazu posiada znaczną liczbę obszarów niewidocznych (rys. 6).



**Rys. 6.** Obszary widoczności dla systemu HARV: a) widok z przodu, b) widok z boku. Kolor czerwony – obszar niewidoczny, kolor fioletowy – obszar widoczny

Zastosowanie analizowanego układu akwizycji obrazu uniemożliwia realizowanie niektórych zadań koparek jednonaczyniowych jednocześnie umożliwiając w ograniczonym zakresie realizowanie zadań spycharek i ładowarek. W odniesieniu do zadań związanych z kierowaniem platformą bazową, układ ten wykazuje zbliżone możliwości, co system ARTS.

System RAK przystosowany jest do montażu na rodzinie mini maszyn firmy Bobcat. Jego układ akwizycji obrazu składa się z pięciu kamer montowanych statycznie do maszyny oraz jednej kamery montowanej na głowicy obrotowej, umieszczonej w kabinie operatora (rys. 7).



**Rys. 7.** Elementy układu akwizycji obrazu systemu RAK: 1 – kamera statyczna do jazdy do przodu, 2 – dwie kamery boczne do skrętu burtowego, 3 – kamera do jazdy do tyłu, 4 – kamera ogólnego przeznaczenia montowana na głowicy obrotowej, 5- kamera do pracy osprzętami

Przeprowadzona analiza wykazuje, że zastosowany układ akwizycji obrazu jest w stanie przekazywać bardzo dokładny obraz sytuacyjny maszyny i jej bezpośredniego otoczenia, posiadając jednocześnie możliwość dublowania tych samych obszarów widoczności wykorzystując kamery montowane statycznie jak i kamerę na głowicy obrotowej (rys. 8).



**Rys. 8.** Obszary widoczności dla systemu RAK: a) widok z przodu, b) widok z boku. Kolor czerwony – obszar niewidoczny, kolor fioletowy – obszar widoczny z wykorzystaniem kamer montowanych statycznie, kolor zielony – obszar widoczny z wykorzystaniem kamery montowanej na głowicy obrotowej

Przeprowadzona analiza wykazuje, że rozpatrywany układ akwizycji obrazu pozwala w sposób zadowalający realizować zadania charakterystyczne dla koparek jednonaczyniowych, spycharek oraz ładowarek (z pewnymi ograniczeniami) jednocześnie zapewniając najsprawniejsze spośród rozpatrywanych systemów, kierowania platformą bazową. Zestawienie zdolności realizowanie zadań roboczych dla poszczególnych systemów BMR zostały przedstawione na rysunku 9.

| Cykl pracy maszyny      | Rodzaj zadania roboczego                          | Możliwości układów wizyjnych |      |     |
|-------------------------|---------------------------------------------------|------------------------------|------|-----|
|                         |                                                   | ARTS                         | HARV | RAK |
| Koparki jednonaczyniowe | Urabianie gruntu i napełnianie naczynia roboczego | +                            | -    | +   |
|                         | Przeniesienie urobku                              | +                            | +    | +   |
|                         | Wyladowanie urobku i powrót do miejsca urabiania  | +                            | +/-  | +   |
| Spycharki               | Urabianie gruntu i napełnianie lemieszka          | +/-                          | +/-  | +   |
|                         | Przemieszczanie urobku                            | +/-                          | +/-  | +   |
|                         | Wyladowanie urobku i powrót do miejsca urabiania  | +/-                          | +/-  | +   |
| Ładowarki               | Urabianie gruntu i napełnianie tyłki              | +/-                          | +/-  | +   |
|                         | Jazda do miejsca wyladowunku                      | +/-                          | +/-  | +   |
|                         | Wyladowanie urobku i powrót do miejsca urabiania  | +/-                          | +/-  | +/- |
| Kierowanie platformą    | Jazda na wprost do przodu                         | +                            | +    | +   |
|                         | Jazda na wprost do tyłu                           | +/-                          | +/-  | +/- |
|                         | Omijanie przeszkód bliskich                       | -                            | -    | +/- |
|                         | Omijanie przeszkód dalekich                       | +                            | +    | +   |

**Rys. 9.** Zestawienie zdolności roboczych umożliwianych przez układy akwizycji obrazów systemów ARTS, HARV i RAK

Przeprowadzona analiza pozwala wnioskować, że rozwiązania wykorzystujące kamery montowane na głowicach obrotowych zwiększają możliwości układów akwizycji obrazów, lecz nie istnieją badania pozwalające ocenić jak takie rozwiązania wpływają na efektywność pracy, która zależy nie tylko od teoretycznych możliwości urządzeń, lecz także od dokładności i komfortu użytkowania. Dodatkowo, trudno jest porównywać rozwiązania zastosowane w systemach HARV i RAK ze względu na brak możliwości porównania przeprowadzenia testów porównawczych (konieczne byłoby posiadanie obu tych rozwiązań).

System RAK oferuje najlepsze odwzorowanie bezpośredniego otoczenia BMR wykorzystując do tego celu dużą liczbę kamer rozmieszczonych w różnych miejscach platformy bazowej i osprzętu. Interesującym zagadnieniem w tym przypadku jest zdolność operatora tego typu sprzętu do przyswojenia jednocześnie tak dużej ilości informacji oraz określenie, jakości tej informacji. Należy pamiętać, że systemy te oferowane są, jako rozwiązania mobilne, z walizkowymi systemami sterowania. Oznacza to, że większość pulpityw wyposażonych jest w pojedyncze monitory, których przekątne nie przekraczają 14 cali. Wyświetlenie, zatem tak dużej ilości informacji na tak małym obszarze może powodować zatrzymanie części z niej. Wszystkie wspomniane powyżej zagadnienia dotyczą problemów z rozwiązaniami, które mają zwiększać możliwości robocze BMR poprzez

stosowanie nowatorskich rozwiązań technicznych. Jest to podejście słuszne i konieczne, lecz równie ważnym zdaje się być problem określenia wymagań stawianych układom akwizycji obrazów dedykowanym BMR. Idealnym rozwiązaniem byłoby dostarczanie operatorowi dokładnego widoku całego bezpośredniego otoczenia maszyny w każdej chwili czasowej bez żadnego opóźnienia, jednakże takie rozwiązanie jest obecnie niemożliwe do osiągnięcia ze względu na ograniczenia technologiczne. Jest, więc przekonaniem autora niniejszego referatu, że należałoby się obecnie skupić na jak najdokładniejszym przesyłaniu informacji o obszarach krytycznych dla zadań charakterystycznych dla BMR i wynikających z parametrów pracy poszczególnych maszyn.

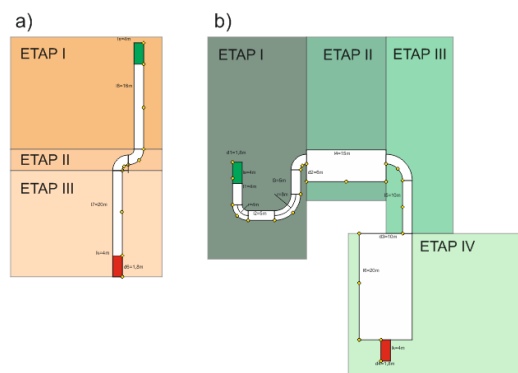
### **3. Metodyka badawcza**

W celu zidentyfikowania wymaganych do obserwacji obszarów otoczenia BMR konieczne było wprowadzenie podziału na zadania związane z kierowaniem platformy bazowej i sterowania osprzętami roboczymi (rys. 3).

Przyjęta metodyka badawcza zakładała opracowanie zdalnie sterowanej bezzałogowej platformy z przednią osią skrętną oraz wyposażenie jest w konfigurowalny system wizyjny ze zmiennym układem akwizycji obrazu a następnie przeprowadzenie serii testów poligonowych w celu określenia efektywności różnych struktur układu akwizycji obrazu na proces kierowania platformą bazową.

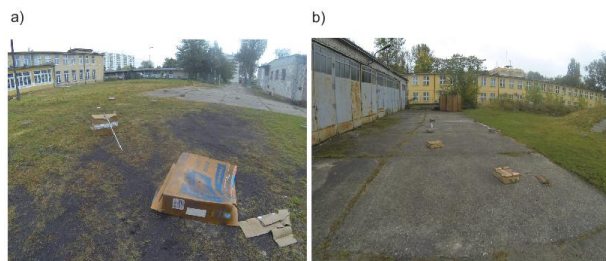
Tak przygotowany układ został poddany dwóm typom testów poligonowych. Pierwszy – test w środowisku stałym, w którym zadaniem operatorów był przejazd z miejsca początku testu do jego końca po wyznaczonym torze składającym się z dwóch odcinków prostych i dwóch zakrętów (rys. 10a). Drugi – test w środowisku zmiennym, zakładał pokonanie toru testowego z wyznaczonymi miejscami gdzie mogły pojawić się przeszkody terenowe (rys. 10b). Zadaniem operatora było w takim przypadku nie tylko bezpieczne ominięcie przeszkód, lecz także ich identyfikacja i lokalizacja na schemacie toru po zakończeniu badania.

Pierwszy test miał wykazać wpływ konfiguracji układu akwizycji obrazu na zdolność wykonywania powtarzalnych manewrów podczas kierowania BMR, podczas gdy drugi test miał wykazać wpływ rozpatrywanych konfiguracji na zdolność kierowania maszyną w środowisku dynamicznym, z koniecznością wykonywania większej ilości manewrów sterowanym obiektem.



**Rys. 10.** Schematy torów testowych: a) środowisko stałe, b) środowisko dynamiczne

Tor do testów w środowisku zmiennym zawierał dwa pola (o długości 15m i 20m), w których znajdował się przeszkody terenowe, przy czym ich rozmieszczenie i liczba była ściśle określona i identyczna dla każdego badanego operatora (rys. 11).

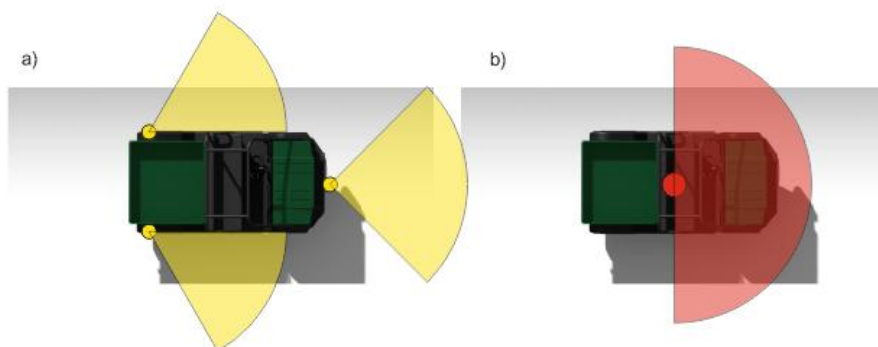


**Rys. 11.** Przykładowe rozmieszczenie przeszkód terenowych w teście w zmiennym środowisku: a) w polu o długości 15 m, b) w polu o długości 20 m

W ramach testów mierzone były takie parametry jak czas przejazdu w trybie sterowania przewodowego (czas referencyjny), czas przejazdu w trybie zdalnego sterowania z wykorzystaniem różnych konfiguracji układu akwizycji obrazu, dokładność przejazdu (dokładność zatrzymania w punkcie końcowym, liczba wyjazdów poza tor, liczba potrąceń przeszkód terenowych) oraz subiektywne odczucia operatorów podczas jazdy i ich zdolność do lokalizowania przeszkód terenowych (orientacja w przestrzeni). W celu zwiększenia dokładności prowadzonych badań, tory podzielono na etapy, czyli elementy charakterystyczne dla danego typu toru. Dla toru ze środowiskiem stałym były to następująco: Faza I – odcinek od miejsca rozpoczęcia testu do miejsca oznaczającego konieczność wykonania manewru skrzyżowania. Faza II – odcinek zawierający oba zakręty. Faza III – odcinek od miejsca oznaczającego koniec zakrętu do miejsca zakończenia

badania. W przypadku toru ze środowiskiem dynamicznym przyjęto następujący podział: Faza I – odcinek od rozpoczęcia badania do miejsca pojawienia się pierwszego pola z przeszkodami. Faza II – obszar pierwszego pola z przeszkodami, Faza III – wycinek toru od miejsca zakończenia pierwszego pola z przeszkodami do miejsca rozpoczęcia drugiego pola z przeszkodami. Faza IV – obszar drugiego pola z przeszkodami wraz z miejscem zakończenia badania.

Do testów przyjęto dwie konfiguracje wyjściowe: konfiguracja umożliwiająca realizowanie zadań zgodna z wymaganiami teoretycznymi (rys. 12a) oraz konfiguracja podobna do tych spotykanych w systemach HARV i RAK – tj. dająca możliwość obserwacji otoczenia maszyny w sposób zbliżony do naturalnego (rys. 12b).



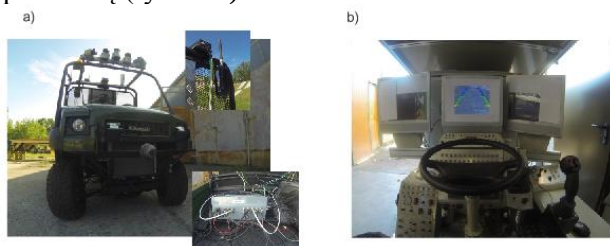
**Rys. 12.** Konfiguracje układu akwizycji obrazów przyjęte do testów poligonowych: a) konfiguracja zgodna z wymaganiami teoretycznymi, b) konfiguracja naturalna

Po przeprowadzeniu serii pomiarów wymienionych parametrów na torze ze środowiskiem stałym, podobne badania przeprowadzono na torze ze środowiskiem zmiennym. Następnie dokonano zwiększenia pola widzenia operatora w obu konfiguracjach, a następnie ponowiono badanie na torze ze środowiskiem zmiennym. Czynność tę powtórzono jeszcze raz, za każdym razem zwiększając obszar widziany przez operatora o 20%. W ten sposób udało się nie tylko porównać ze sobą te dwie konfiguracje układów akwizycji obrazów, ale także odpowiedzieć na pytanie jak duży obszar wokoło maszyny musi być widoczny w celu realizowania podstawowych zadań związanych z kierowaniem bezzałogową platformą lądową.

#### **4. Stanowisko badawcze**

Do celów badań opracowano stanowisko badawcze składające się z pojazdu zdalnie sterowanego wyposażonego w konfigurowalny układ akwizycji obrazu (rys. 13a) oraz stanowisko badawcze wyposażone w trzy

monitory do wyświetlania informacji z systemu wizyjnego i układ kierowania platformą (rys. 13b).



**Rys. 13.** Opracowane stanowisko badawcze: a) Kawasaki Mule z układem akwizycji obrazu, b) stanowisko zdalnego sterowania

Zdalnie sterowaną platformą lądową jest pojazd na bazie Kawasaki Mule. Opracowany do niego system zdalnego sterowania pozwala na sterowanie takimi parametrami jazdy jak: kierunek, przyspieszenie, moc hamowania, rozruch i zatrzymanie pracy silnika spalinowego. Zmiana kierunku jazdy realizowana jest poprzez zmianę kąta obrotu kierownicy, który realizowany jest w sposób absolutny ze sprzężeniem zwrotnym ze stanowiska operatorskiego. Zmiana przyspieszenia także realizowana jest ze sprzężeniem zwrotnym z pulpitu sterującego wraz z pomiarem poziomu wciśnięcia pedału gazu. Analogicznie realizowana jest kontrola mocy hamowania. Funkcje rozruchu i zatrzymania pracy silnika spalinowego realizowane są w sposób równoległy do standardowego wymuszenia, co pozwala uruchomić pojazd nawet w przypadku braku sygnałów sterujących. Zaimplementowane funkcje rozruchowe uwzględniają pomiar sygnału z alternatora w celu określenia aktualnego stanu silnika oraz sekwencyjność faz rozruchu silnika wysokoprężnego poprzez odpowiednie sterowanie świecami żarowymi.

Opracowany system wizyjny dla zdalnie sterowanego pojazdu składa się z konfigurowalnego układu akwizycji obrazu wyposażonego w 8 kamer: dwie kamery montowane na burtach do jazdy do przodu, dwie kamery montowane na burcie tylnej do jazdy do tyłu, jedna kamera montowana na zderzaku przednim do jazdy do przodu oraz trzy kamery ustawione panoramicznie do jazdy do przodu. Trzy kamery ustawione panoramicznie posiadają stało ogniskowe obiektywy zapewniające widoczność kątową pionową wynoszącą 50 stopni oraz poziomą 67 stopni. Pozostałe kamery posiadają regulowaną ogniskową (10-2,4), co pozwala zmieniać ich kąt widzenia w zakresie 21-84 stopni w osi pionowej oraz 28-112 stopni w osi poziomej. Taka konfiguracja spełnia wymagania stawiane przez konfigurację teoretyczną i naturalną. W czasie użytkowania możliwe jest włączenie wszystkich kamer jednocześnie zapewniając tym samym natychmiastowy dostęp do informacji pozyskiwanych przez konkretne

kamery. Wybór źródła sygnału realizowany jest przez moduł o nazwie ARGUS, który w sposób sterowalny jest w stanie zarządzać trzema wyjściami wideo w zależności od wymaganej konfiguracji. Oznacza to, że przełączanie pomiędzy poszczególnymi badanymi konfiguracjami realizowane jest ze stanowiska operatora i może być zmieniane w dowolnej chwili przez operatora bądź osobę prowadzącą badanie. Dodatkowo, system sterowania pojazdu wyposażony jest w układ detekcji pozwalający na zdalne dopasowanie konfiguracji układu akwizycji obrazu w zależności od różnych, wybieralnych parametrów jazdy. Możliwe jest np. zaprogramowanie sytuacji, w której układ po przekroczeniu zadanej prędkości jazdy przełączy układ akwizycji obrazu w taki sposób, aby pokazywał inne elementy bezpośredniego otoczenia pojazdu. W skład systemu wizyjnego wchodzi także układ nadawczo-odbiorczy pozwalający na przesyłanie jednorazowo do trzech synchronicznych strumieni wideo, w jakości PAL (tj. w rozdzielczości do 768x576 punktów) z opóźnieniem wynoszącym 120ms. Obraz wyświetlany jest na trzech monitorach o przekątnej obrazu 4:3, zgodnej zarówno z parametrami pracy kamer wideo jak i układem nadawczo-odbiorczym. Opóźnienie wyświetlaczy wynosi 5ms/monitor bez synchronizacji.

Stanowisko zdalnego sterowania platformą wyposażono w kierownicę z enkoderem absolutnym, pedał gazu i hamulca podłączone do sterownika komunikującego się z wyświetlaczem programowalnym pełniącym funkcję HMI. W celu zachowania standardów komunikacyjnych względem pojazdu przyjęto, że stanowisko będzie wyposażone w magistralę CAN ze specjalnie opracowanym protokołem komunikacyjnym w celu zmniejszenia opóźnień w komunikacji między urządzeniami.

## **5. Wyniki badań**

Badaniu poddano siedmiu ochotników. Każdy z nich wykonał serię 10 przejazdów testowych w konfiguracji przewodowej w celu zapoznania się ze sposobem kierowania platformą, a następnie musiał wykonać serię 10 przejazdów testowych w celu określenia odpowiednich dla każdego z nich czasów referencyjnych dla każdego z typów torów. W przypadku toru ze środowiskiem zmiennym, czasy referencyjne były mierzone dla wcześniej przyjętych konfiguracji przeszkód terenowych. Następnie, przeprowadzono serię 10 przejazdów testowych w konfiguracji bezprzewodowej wykorzystując tor ze środowiskiem stałym i układem akwizycji obrazu w obu konfiguracjach w celu umożliwiania badanym zapoznania się z zagadnieniem zdalnego sterowania oraz zapoznania się z funkcjonalnością pulpitu i dynamiką obiektu. Po przeprowadzeniu jazd przygotowujących i referencyjnych, ochotnicy mieli za zadanie pokonać wybrane tory

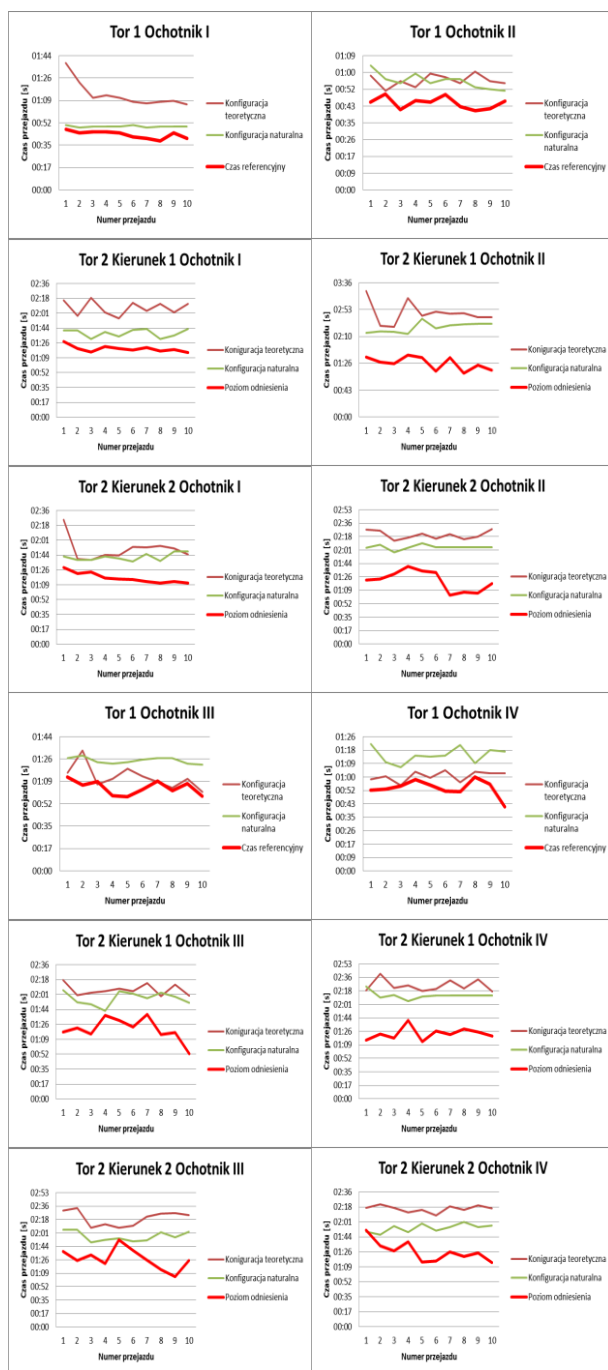


badawcze w jak najkrótszym czasie przy zachowaniu maksymalnej dokładności. Dla obu typów torów, liczba powtórzeń wyniosła 10.

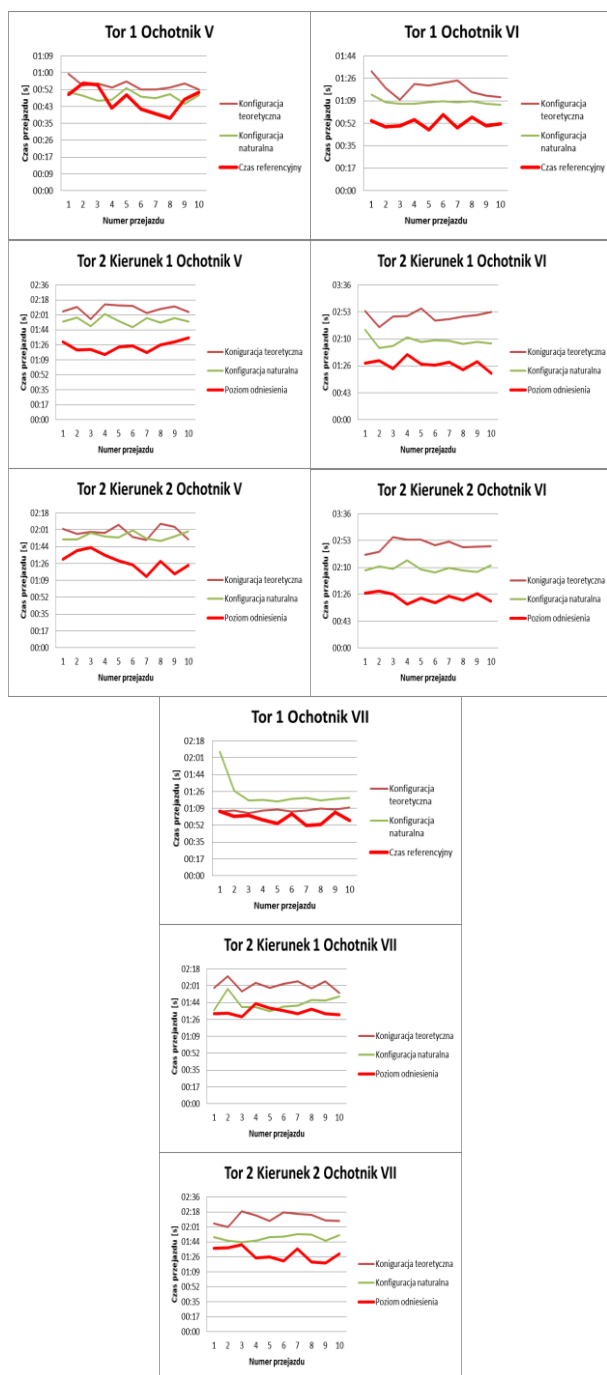
Analiza otrzymanych wyników pozwala określić, że w większości przypadków, wykorzystanie konfiguracji ‘naturalnej’ pozwala osiągnąć wyniki bardziej zbliżone do stosowania rozwiązań przewodowych niż konfiguracja teoretyczna (rys. 14 i rys. 15). Średnia prędkość przejazdów referencyjnych dla toru 1 wynosiła 3,66 km/h, natomiast dla toru 2 wynosiła 4,08 km/h. Dla konfiguracji teoretycznej, średnia prędkość dla toru 1 wynosiła 2,53 km/h, natomiast dla toru 2 wynosiła 2,43 km/h. Wykorzystanie konfiguracji naturalnej pozwoliło natomiast na osiągnięcie średnich prędkości rzędu 2,72 km/h dla toru 1 i 2,87 km/h dla toru 2. Fakt wyższych prędkości pokonania torów testowych z wykorzystaniem konfiguracji naturalnej jest niespodziewany zważywszy na fakt, że operatorzy, korzystając z obrazów płaskich do określenia relacji między maszyną a elementami toru, nie posiadali bezpośredniego poglądu na interesujące obszary (tj. takie, które pokazywałyby krawędź pojazdu). Wykorzystanie relacji pomiędzy elementami otoczenia, które widzieli a elementami maszyny pozwalało im sprawnie nawigować po stałych elementach toru, obserwując przy tym 53% wzrost liczby zachaczenia o elementy wyznaczające krawędzie torów względem konfiguracji teoretycznej dla toru 1. Wyniki testów toru ze środowiskiem stałym pozwala zauważyć zbliżone wartości czasów przejazdów dla obu konfiguracji układu akwizycji obrazu, mogące sugerować zbliżoną efektywność korzystania z obu rozwiązań. Jednakże analizując dodatkowo liczbę wyjazdów poza tor, można zauważyć, że w przypadku nawigowania po stałych elementach toru – tj. wykonując te same manewry wielokrotnie w niezmiennym środowisku, konfiguracja teoretyczna zdaje się dawać lepsze rezultaty (porównywalne czasy przy mniejszej liczbie kolizji). Sytuacja ulega zmianie w przypadku testów na torze z dynamicznie zmieniającymi się przeszkodami. W takim środowisku możliwość obserwacji większego obszaru wokoło maszyny daje nie tylko większe możliwości w określeniu docelowego miejsca kierowania lecz także lepszą świadomość środowiskową operatora, a co za tym idzie zdolność do planowania trasy przejazdu i nadzorowanie procesu nawigacji. Jednakże tak samo jak w przypadku toru statycznego, brak wglądu w relacje pomiędzy maszyną a przeszkodami terenowymi powoduje zwiększoną o 50% liczbę najazdów na przeszkody, względem testów z konfiguracją teoretyczną. Wynika to z mniejszych odległości pomiędzy maszyną a omijanymi przeszkodami (dla toru ze środowiskiem dynamicznym) niż w przypadku odległości między maszyną a krawędziami toru (dla toru ze środowiskiem statycznym). Analizując liczbę wyjazdów poza tor ze środowiskiem dynamicznym, dla konfiguracji teoretycznej, należy zauważyć, że część z nich miała miejsce w przypadku wjazdu na pierwszy

obszar z przeszkodami w kierunku 1. Operatorzy, jednocześnie rejestrując obraz betonowych trylinek wyznaczających krawędzie łuku po którym należało wjechać na obszar z przeszkodami, oraz obraz trylinek wykorzystanych do ograniczenia obszaru z przeszkodami nie byli w stanie rozróżnić, które obiekty należą do którego etapu toru, co prowadziło do błędnych decyzji w procesie kierowania platformą. Jednocześnie, takie samo ułożenie betonowych trylinek obserwowane w konfiguracji naturalnej ani razu nie dało błędnej oceny wymaganego toru ruchu.

Przeprowadzone w środowisku zmiennym testy orientacji przestrzennej wykazały przewagę konfiguracji naturalnej nad teoretyczną. W 96,1 % przypadków, operatorzy byli w stanie poprawnie wykryć wszystkie obiekty znajdujące się w obszarach z przeszkodami (na badanym terenie znajdowały się także obiekty, których operatorzy nie musieli omijać, lecz były umieszczone w bezpośrednim otoczeniu kierowanej platformy). Jednocześnie, w 95,7 % byli oni w stanie określić położenie zidentyfikowanych obiektów względem siebie i w 96,4 % określić ich przybliżone położenie względem krawędzi obszaru badanego. Dla porównania, operatorzy wykorzystujące konfigurację teoretyczną w 87,8% byli w stanie wykryć wszystkie obiekty znajdujące się w bezpośrednim otoczeniu maszyny, w 87,5% byli w stanie określić ich położenie względem siebie i w 95% określić położenie przeszkód względem krawędzi obszaru badanego.



Rys. 14. Wykresy średnich czasów przejazdów torów testowych dla ochotników 1-4 względem zmierzonych ich czasów odniesienia



**Rys. 15.** Wykresy średnich czasów przejazdów torów testowych dla ochotników 5-7 względem zmierzonych ich czasów odniesienia

## 6. Podsumowanie

Dynamika rejestracji obrazów oraz reakcji obiektu badanego na komendy operatorów powodowała, w ich mniemaniu, pomijalne pogorszenie komfortu kierowania platformą. Na tej podstawie można wnioskować, że różnice w czasach realizacji zadań pomiędzy sterowaniem przewodowym a bezprzewodowym wynikały jedynie z różnicy w dostępnej dla nich informacji o otoczeniu wynikającej z konfiguracji układu akwizycji obrazu.

Zarejestrowane wyniki pozwalają stwierdzić, że proces kierowania platformą bazową dla bezzałogowej maszyny roboczej z kołowym układem bieżnym ulega znacznemu pogorszeniu względem sterowania załogowego. Jednocześnie, zamontowanie układu akwizycji obrazu systemu wizyjnego w miejscu gdzie normalnie znajduje się operator nie pozwala skompensować braków sensorycznych, jakie wynikają z odsunięcia go z bezpośredniego otoczenia maszyny. Obserwacja obrazów płaskich przez operatora w procesie kierowania nie tylko uniemożliwia postrzeganie przestrzenne otoczenia maszyny, lecz także powoduje u niego pogorszenie subiektywnych odczuć z procesu realizowanego zadania, co ma bezpośredni wpływ na efektywność pracy

Zarejestrowane dane nie pozwalają jednoznacznie określić przewagi, jaką oferuje zastosowanie każdej z konfiguracji względem innych oraz jak znacznemu pogorszeniu ulega efektywność pracy względem rozwiązania załogowego. Wynika to z konieczności niezależnej analizy wielu czynników związanych z kierowaniem platformy bazowej. Pojawia się, zatem konieczność opracowania pewnego typu wskaźnika do oceny efektywności, jaką mogą umożliwić układy akwizycji obrazów różnych systemów wizyjnych. Jest to element realizowanej pracy doktorskiej, który na czas opracowania niniejszego artykułu został wstępnie zrealizowany i prowadzone są prace weryfikacyjne przyjętych założeń.

## Literatura

- [1] PRZYCHODZIŃ T.: Maszyny fortyfikacyjno-drogowe Część I, WAT, Warszawa 1985.
- [2] KONOPKA S.: Koparki jednonaczyniowe i wielonaczyniowe, WAT, Warszawa 2011.

## **ORGANIZACJA ZAŁADUNKU POCIĄGU INTERMODALNEGO**

**Streszczenie:** W pracy przedstawiono metodę optymalnego formowania składu pociągu intermodalnego w terminalu kontenerowym, przesyłanego do innych stacji pośrednich i odbiorców końcowych. Główne kryteria jakimi się kierowano to: realizacja zleceń przewozowych przez jeden skład maksymalnie do czterech odbiorców, zwarty skład wagonów kierowany do jednego odbiorcy, uwzględnienie charakterystyki linii kolejowej oraz ograniczenie ilości pustych miejsc na platformach.

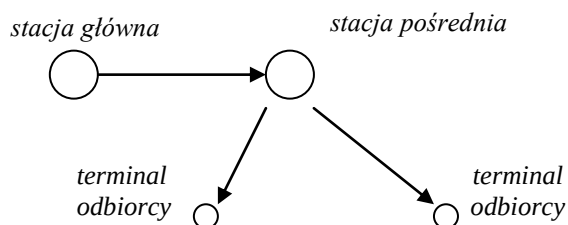
### **Wprowadzenie**

Transport kontenerowy jest jedną z ważniejszych form transportowania określonej partii ładunków w jednej wyodrębnionej jednostce ładunkowej, w kontenerze – która zachowuje swoje wymiary i ciężar w czasie całego cyklu transportowego od nadawcy do odbiorcy. W łańcuchu transportu kontenerowego punktami węzłowymi umożliwiającymi przeładunek multimodalnych jednostek transportowych są kontenerowe terminale przeładunkowe. Umożliwiają one przeładunek jednostek transportowych: kontenerów, nadwozi wymiennych, naczep samochodowych pomiędzy środkami transportu należącymi do różnych gałęzi transportu. Ważnym aspektem funkcjonowania każdego terminalu jest zastosowany system operacyjny, od którego zależy efektywność i wydajność operacji przeładunkowych. Jednym z zadań systemu w zakresie spedycji jest organizacja załadunku jednostek transportowych na intermodalne środki transportu. W terminalu kolejowym zadaniem tym jest np. organizacja załadunku kontenerów wg zadanych zleceń przewozowych na podstawiony skład wagonów pociągu kontenerowego[1,3].

W przedstawianej pracy pokazano metodę formowania składu pociągu kontenerowego, która to w następstwie umożliwia „optymalizację drogi transportowej” środka transportu obsługującego strefę załadunku pociągu wg zadanych zleceń przewozowych oraz dodatkowych kryteriów wynikających z parametrów podstawionych wagonów kontenerowych oraz parametrów wyznaczających dopuszczalne obciążenie trakcji kolejowej.

## 1. Charakterystyka problemu formowania składu pociągu kontenerowego

Jednym z ważniejszych problemów, z którym spotykają się spedycje w terminalach kontenerowych jest „optymalne” formowanie zwartych składów pociągowych ze względu na odbiorców i przesyłania ich do innych terminali i stacji pośrednich. Obrazuje to przedstawiony poniżej schemat przewozu kontenerów, (rys. 1).



**Rys. 1.** Schemat przewozu kontenerów

Podjęte w pracy działania mają na celu usprawnienie organizacji załadunku podstawionego składu pociągu kontenerowego, którego zwarta grupa wagonów trafia do konkretnego odbiorcy końcowego, z minimalizacją niewykorzystanych miejsc na platformach.

**Tabela 1.** Parametry kontenerów serii ISO (1990)

| Nazwa kontenera<br>(symbol) | Długość x szerokość x wysokość<br>mm | Maksymalna masa brutto<br>w kg |
|-----------------------------|--------------------------------------|--------------------------------|
| 45 stopowy<br>High-cube     | 13 716 x 2 438 x 2 438               | 30 480                         |
| 40 stopowy<br>1A            | 12 192 x 2 438 x 2 438               | 30 480                         |
| 30 stopowy<br>1B            | 9 125 x 2 438 x 2 438                | 25 400                         |
| 20 stopowy<br>1C            | 6 058 x 2 438 x 2 438                | 20 320                         |
| 10 stopowy<br>1D            | 2 991 x 2 438 x 2 438                | 10 160                         |
| 35 stopowy*                 | 10 620 x 2 438 x 2 438               | 25 400                         |

\*Kontener typu SEALAND

Rozwiązania problemu poszukiwano przy następujących założeniach:

- wielkość przewozu do każdego z odbiorców wyrażona jest liczbą kontenerów danego typu oraz ich wagą całkowitą,

- znana jest kolejność i charakterystyka podstawionych platform składu pociągu,
- znana jest charakterystyka linii kolejowej.

Podstawowe typy kontenerów transportowych podano w tabeli 1.

Przykładowe typy wagonów - platform kontenerowych, używanych do realizacji przewozów intermodalnych, przedstawiono w tabeli 2.

**Tabela 2.** Parametry wybranych typów kontenerowych platform kolejowych

| <i>Lp.</i> | <i>Seria – przystosowany do transportu kontenera typu:</i> | <i>Masa kg</i>   | <i>Długość ładunkowa mm</i> | <i>Maksymalne obciążenie t</i> |
|------------|------------------------------------------------------------|------------------|-----------------------------|--------------------------------|
| 1          | Kgns (dwuosioowy) 20', 40'                                 | 14500            | 12500                       | 30                             |
| 2          | Sgs (czterooosiowy) 10', 20', 30', 40', 35'                | 22 000<br>18 000 | 18 600<br>18 400            | 58<br>62                       |
| 3          | Sgns (czterooosiowy) 20', 30', 40', 45'                    | 20 000           | 18 500                      | 60                             |
| 4          | Sggrs (sześćoosiowy) 10', 20', 30', 40', 35'               | 26 200           | 25 860                      | 60                             |
| 5          | Sggmrss (sześćoosiowy) 20', 30', 40', 45'                  | 29 000           | 2 x 13 820                  | 90                             |
| 6          | Sggmrss (sześćoosiowy) 20', 30', 40', 45'                  | 29 000           | 2 x 13 820                  | 88                             |
| 7          | Sgs (czterooosiowy) 10', 20', 30', 40', 35'                | 22 000           | 18 660                      | 50                             |
| 8          | Rgmms (czterooosiowy) 20', 30', 40', 45'                   | 23 500           | 18 000                      | 58,5                           |
| 9          | Sgs (czterooosiowy) 10', 20', 30', 40', 35'                | 22 000           | 18 660                      | 50,5                           |
| 10         | Sdgmanss 20', 30', 40'                                     | 21,3             | 16 300                      | 58,5                           |

Oznaczenia kodowe określające maksymalny nacisk osi na dany odcinek linii kolejowej przedstawiono w tabeli 3.

Przykładową charakterystykę wagonu (platformy) przedstawiającą granice jego obciążenia w zależności od klasy linii kolejowej pokazano w tabeli 4.



Charakterystyka linii kolejowej.

Dopuszczalne naciski osi na danym odcinku linii kolejowej zależą od klasy linii.

**Tabela 3.** Maksymalny nacisk osi na linii kolejowej

| Kod linii        | A   | B   | C   | D     |
|------------------|-----|-----|-----|-------|
| Maks. nacisk osi | 16t | 18t | 20t | 22,5t |

**Tabela 4.** Przykład – tabela granicy ładowności wagonu Sgs

|    | A    | B    | C    | D    |
|----|------|------|------|------|
| 90 | 39,5 | 47,5 | 55,5 | 56,5 |
| s  | 39,5 | 47,5 | 55,5 |      |
| ss | 00,0 |      |      |      |

Wartości umieszczone w tabeli określają maksymalną masę ładunku wyrażoną w tonach, jaki może być przewożony w wagonie w zależności od klasy linii kolejowej oraz prędkości, z jaką wagon może kursować.

Oznaczenia:

A, B, C, D – kod linii,

s – prędkość 100km/h,

ss – prędkość 120 km/h.

## 2. Metoda optymalizacji

Przy rozwiązywaniu przedstawionego zadania można zastosować jedną z metod optymalizacji przedstawionych w pracy [2].

Analizowane są wszystkie możliwe ustawienia kolejności zleceń przewozowych dla każdego składu pociągu. Umiejscowienie kontenerów dla danego odbiorcy w pociągu kontenerowym wyznaczane jest przy pomocy metody optymalizacji systematycznego przeszukiwania. W każdym przypadku poszukuje się skojarzenia ustawienia kontenerów na platformach zapewniającego maksymalne wykorzystanie miejsc dyspozycyjnych. W wyniku tego działania pociąg intermodalny podzielony zostaje na ciągłe obszary przydzielone dla danego odbiorcy w ilości m równej liczbie odbiorców.

Zagadnienie optymalizacji zawiera następujące punkty:

1. Dany jest zbiór zmiennych decyzyjnych  $\{K_i(i=1,2, \dots, n_k), P_j(j=1,2, \dots, n_p)\}$  odpowiadający numerom kontenerów i platform.

2. Określono wskaźnik jakości w postaci:

$$Q = \sum_{k=1}^m (M_d - M_z) \quad (1)$$

gdzie:

$M_d$  - ilość miejsc dyspozycyjnych na platformach przydzielonych dla danego odbiorcy,

$M_z$  - ilość miejsc zajętych przez kontenery na platformach przydzielonych dla danego odbiorcy.

3. Dany jest zbiór rozwiązań dopuszczalnych  $\Phi$  rozumiany jako zbiór ograniczeń – wybrane kontenery mogą być skojarzone tylko jeden raz z daną platformą w danym rozwiązaniu skojarzenia obszarów przydziału dla danego odbiorcy.

4. Poszukuje się zbioru skojarzenia kontenerów danego odbiorcy i przydzielonymi dla nich platformami  $\{\widehat{R}_i, \} \in \Phi$ , dla którego wartość wskaźnika jakości  $\widehat{Q}$  jest nie większa od każdej innej wartości wskaźnika  $Q$ , obliczonej dla dowolnego zbioru  $\{K_i, P_j\} \in \Phi$ . Zmniejszenie wartości wskaźnika jakości (1) prowadzi do maksymalizacji wykorzystania miejsc dyspozycyjnych platform kolejowych.

W kolejnym kroku na przeznaczonych platformach kolejowych dla danego odbiorcy ustawiane są kontenery z listy zgodnie z wytycznymi:

1. Przydzielanie platform kolejowych pod kontenery 45' z minimalizacją pozostawionego wolnego miejsca na platformach (tylko określone typy platform mogą służyć do przewozu kontenerów 45').
2. Przydzielanie platform kolejowych pod kontenery 30' z minimalizacją pozostawionego wolnego miejsca na platformach.
3. Przydzielanie platform kolejowych pod kontenery 40' z uzupełnianiem kontenerami 20' dla zapewnienia najlepszego wykorzystania możliwości i przewozowych platformy.
4. Przydzielanie platform kolejowych pod kontenery 20'.
5. Przy każdym przydziale następuje sprawdzenie dopuszczalnych nacisków na oś platformy.
6. Jednostką pomiarową służącą do określenia ilości miejsc na platformie jest ilość miejsca potrzebna do załadunku kontenera 20'.
7. Kontenery są załadowane zgodnie z dopuszczalną ładownością.

Jako kryterium optymalnego załadunku podstawionego składu pociągu intermodalnego przyjęto minimum pozostających pustych miejsc na platformach po wykonaniu załadunku.

### 3. Przykład zastosowania

Zlecenie transportowe obejmuje przydział podstawionych na terminal platform kolejowych (zestawionych w pociąg w sposób losowy) do transportu kontenerów dla czterech odbiorców zgodnie ze specyfikacją. Wspierający ten proces program komputerowy ma usprawnić czasochłonne czynności przydziału przy minimalizacji pozostawionych wolnych miejsc na platformach uwzględniając możliwości przewozowe danego typu platformy z zapewnieniem nieprzekroczenia dopuszczalnych nacisków na osie platformy. W podanym przykładzie platformy załadowywane są za pomocą suwnicy kontenerowej na terminalu kontenerowym wyposażonym w dwa torowiska o długości roboczej ok. 300 m każdy. Załadowane platformy przetaczane są na bocznice i formowane są w jeden pociąg intermodalny. Zadanie nie obejmuje optymalizacji ruchów suwnicy kontenerowej.

Specyfikacja kontenerów do załadunku przedstawiono w tabeli 5.

**Tabela 5.** Wykaz ilości kontenerów danego typu dla zdefiniowanych odbiorców

| Odbiorca \ Typ kontenera | 45' | 30' | 40' | 20' |
|--------------------------|-----|-----|-----|-----|
| O1                       | 3   | 1   | 5   | 7   |
| O2                       | 1   | 2   | 4   | 6   |
| O3                       | 0   | 0   | 4   | 8   |
| O4                       | 1   | 0   | 4   | 3   |

Specyfikację platform kolejowych przedstawiono na rys. 2. Liczba porządkowa oznacza kolejność wagonów w składzie na poszczególnych torach.

|    |    |    |    |    |   |   |   |   |   |   |   |   |   |      |
|----|----|----|----|----|---|---|---|---|---|---|---|---|---|------|
| 14 | 13 | 12 | 11 | 10 | 9 | 8 | 7 | 6 | 5 | 4 | 3 | 2 | 1 | L.P. |
| 4  | 6  | 8  | 2  | 10 | 4 | 9 | 9 | 8 | 7 | 2 | 6 | 3 | 1 | Typ  |

|    |    |    |    |    |    |    |    |    |    |    |    |    |    |      |
|----|----|----|----|----|----|----|----|----|----|----|----|----|----|------|
| 28 | 27 | 26 | 25 | 24 | 23 | 22 | 21 | 20 | 19 | 18 | 17 | 16 | 15 | L.P. |
| 10 | 4  | 8  | 3  | 6  | 2  | 7  | 1  | 6  | 8  | 4  | 3  | 2  | 2  | Typ  |

**Rys. 2.** Specyfikacja podstawionych platform kolejowych, numery typów zgodnie z tabelą 2

W pierwszym etapie pracy programu przy pomocy metody optymalizacji systematycznego przeszukiwania wyznaczono obszary przydziałowe dla poszczególnych odbiorców przedstawione na rys. 3.

| Odbiorca O1 |    |    |    |    |   | Odbiorca O2 |   |   |   |   |   |   |   |
|-------------|----|----|----|----|---|-------------|---|---|---|---|---|---|---|
| 14          | 13 | 12 | 11 | 10 | 9 | 8           | 7 | 6 | 5 | 4 | 3 | 2 | 1 |

| Odbiorca O3 |    |    |    |    |    | Odbiorca O4 |    |    |    |    |    |    |    |
|-------------|----|----|----|----|----|-------------|----|----|----|----|----|----|----|
| 28          | 27 | 26 | 25 | 24 | 23 | 22          | 21 | 20 | 19 | 18 | 17 | 16 | 15 |

**Rys. 3.** Przydział platform do załadunku dla danych odbiorców

W drugim etapie program komputerowy, zgodnie z postawionymi kryteriami, przydzielił poszczególne kontenery do platform i ustalił ich położenie w pociągu intermodalnym. Wynik działania przedstawiono na rys. 4.

| Odbiorca O1 |             |             |         |     |     |         |             |
|-------------|-------------|-------------|---------|-----|-----|---------|-------------|
| 17          | 16          | 15          | 14      | 13  | 12  | 11      | 9           |
| 45'         | 20' 20' 20' | 20' 20' 20' | 40' 40' | 45' | 30' | 20' 40' | 40' 40' 45' |

| Odbiorca O2 |             |     |         |         |         |     |     |
|-------------|-------------|-----|---------|---------|---------|-----|-----|
| 8           | 7           | 6   | 5       | 4       | 3       | 2   | 1   |
| 20'         | 20' 20' 20' | 40' | 20' 40' | 20' 40' | 30' 30' | 45' | 40' |

| Odbiorca O4 |     |     |     |         |
|-------------|-----|-----|-----|---------|
| 22          | 21  | 20  | 19  | 18      |
| 20' 20' 20' | 40' | 45' | 40' | 40' 40' |

| Odbiorca O3     |         |         |         |         |
|-----------------|---------|---------|---------|---------|
| 27              | 26      | 25      | 24      | 23      |
| 20' 20' 20' 20' | 20' 20' | 20' 40' | 40' 40' | 20' 40' |

**Rys. 4.** Wynikowe ustawienie kontenerów dla poszczególnych odbiorców

#### 4. Podsumowanie

W wyniku przeprowadzonych badań można zauważyć przydatność przedstawionej metody do organizacji optymalnego formowania składu pociągu intermodalnego w terminalu kontenerowym, przesyłanego do innych stacji pośrednich i odbiorców końcowych. Metoda ta pozwala na znaczne skrócenie czasu procesu przygotowania danych do formowania pociągu intermodalnego.

**Abstract:** There is presented method of optimization of formation of composition container train in terminal. Container train is sent for other station and client. As it accept criteria of optimal loading: realization of imported order for maximum of four client train; compact composition of wagon for the one client; taking into consideration of characteristic of railroad line; limitation of empty place on platforms.

#### Literatura

- [1] CIESIELSKI M. *Logistyka we współczesnym zarządzaniu*, Wyd.AE Poznań 2003.
- [2] HALUSIAK S., UCIŃSKI J.: Optymalizacja czasu pracy układarki regatowej w magazynie wysokoregalowym. *Materiały Konferencyjne XI Konferencji "Problemy Rozwoju Maszyn Roboczych"* Zakopane, 1998.
- [3] JUSZCZYK S., TYMIŃSKA M.: *Optymalizacja organizacji transportu w systemie dystrybucji przedsiębiorstwa*. SGGW- Katedra Ekonomiki i Organizacji Przedsiębiorstw.

**Józef WOJNAROWSKI<sup>1</sup>, Bronisław RADZIK<sup>2</sup>**

<sup>1</sup>PWSZ w Nowym Sączu, Instytut Techniczny, jwojnarowski@pwsz-ns.edu.pl

<sup>2</sup>MODI Sp. z o.o., Konstantynów Łódzki, bronek.radzik@modicup.com

## **ZASTOSOWANIE ROBOTA SCARA-1 DO WYTWARZANIA KART Z OBWODAMI ELEKTRONICZNYMI**

**Streszczenie:** Przedstawiono projekt wdrożenia robota typu SCARA-1 (Selective Compliant Assembly Robot Arm) do montażu powierzchniowego dyskretnych komponentów elektronicznych (SMDs - Surface Mount Devices). Robot pobierał komponenty elektroniczne z kieszeni ich opakowań znajdujących się na automatycznych podajnikach i układał je na kartach z siecią elektrycznych obwodów drukowanych (PWBs – Printed Wiring Boards). Omówiono przykład budowy i organizacji stacji produkcyjnej robota, zwracając uwagę na ważne zagadnienia bezpieczeństwa człowieka, oraz jakości pracy robota. Przytoczony sposób wdrożenia może być wytyczną do przyszłych projektów zastosowań tego typów robotów.

### **1. Zastosowanie robota SCARA-1 do montażu dyskretnych komponentów elektronicznych**

Montaż zaawansowanych kart z obwodami elektrycznymi CCAs (Circuit Card Assemblies), zawierającymi dużą liczbę dyskretnych komponentów elektronicznych, w warunkach seryjnej produkcji przemysłowej, stanowi pewien problem technologiczny i organizacyjny. Wynika to z dużej liczby komponentów o małych rozmiarach. Na rys.1 pokazano przykład kondensatorów jako dyskretnych, małych elementów elektronicznych.



**Rys. 1.** Rozmiary komponentów dyskretnych - kondensatory: z lewej powierzchniowo montowane SMDs, z prawej komponenty tzw. "przewlekane" (thru-hole components) [1]

Do tego typu zautomatyzowanego montażu najlepiej nadaje się robot typu SCARA-1. Manipulator tego robota jest napędzany bezszczotkowymi silnikami elektrycznymi. Dwa z nich są silnikami bezpośredniego napędu (Direct-drive electric motors) [2]. Bezprzekładniowy napęd zapewnia dobre osiągi robota takie jak krótsze czasy cyklu pracy i dobrą dokładność, lepszą sztywność układu kinematycznego manipulatora, zmniejszone tarcie i brak luzu przekładniowego. Chociaż należy tu wspomnieć, że w przypadku zastosowania napędów bezpośrednich istotnym staje się wpływ nieliniowości układu i sprzężeń między złączami [3]. Wymaga to stosowania bardziej złożonych algorytmów sterowania. Dwa pozostałe napędy są typu cięgnowego.

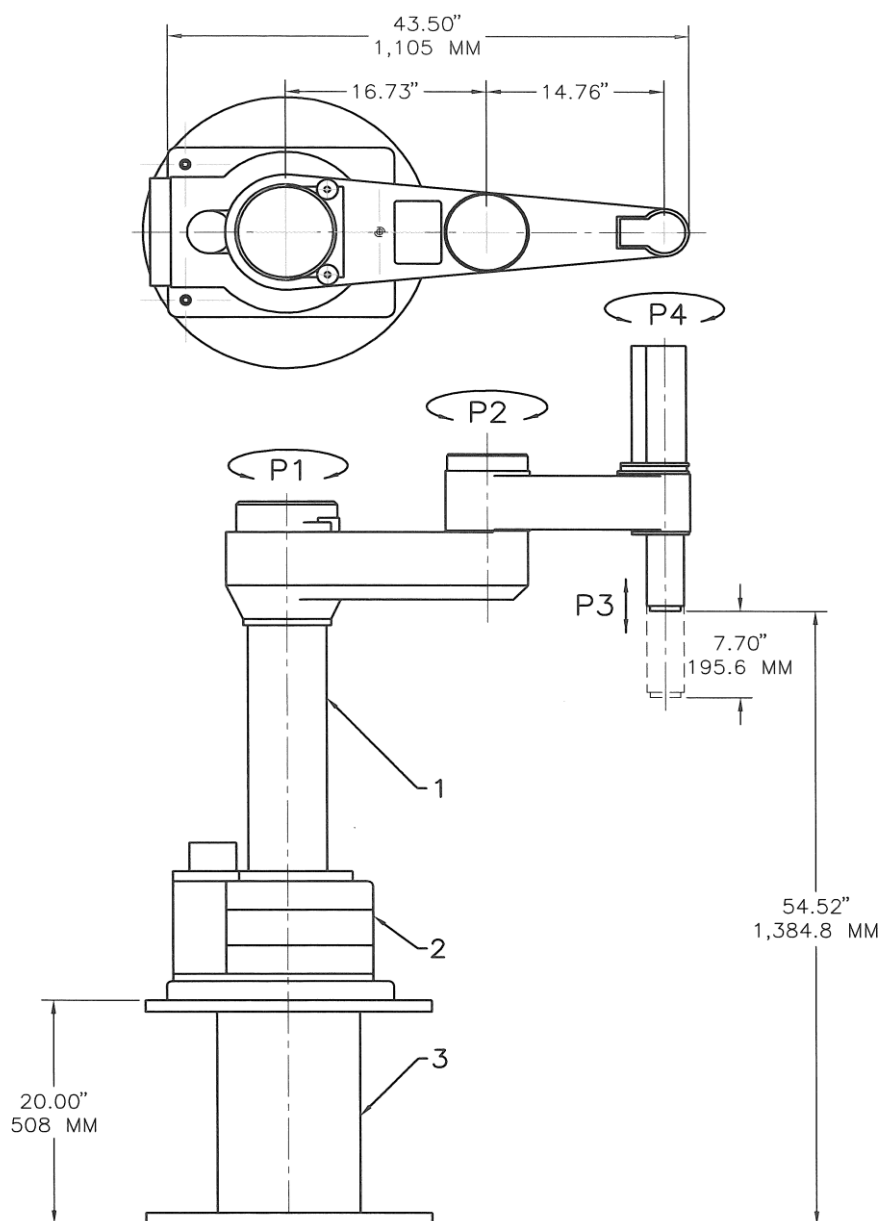
Konfigurację manipulatora takiego robota przedstawiono na rys. 2.

W tym przypadku działanie robota polega na pobieraniu przez manipulator komponentów elektrycznych z automatycznych podajników i układanie ich na drukowanych kartach z obwodami elektrycznymi PWBs. Pobieranie komponentów odbywa się za pomocą pneumatyczno-sprężynowego chwytaka ze specjalną teleskopową dyszą, przy użyciu próżni (rys. 3 i 4). W pozycji "pick" wysunięta dysza pobiera komponent z podajnika, następnie jest podciągana do jej górnego położenia, tak aby komponent znalazł się na wysokości szczęk centrujących. Poczynając zamykają się centrujące położenie komponentu i zarazem przytrzymując go podczas szybkiego ruchu manipulatora. W pozycji "place", przed ułożeniem komponentu na karcie, szczęki otwierają się, dysza wraz z komponentem opuszcza się i następuje jego ułożenie na karcie PWB.

## 2. Elementy stacji roboczej w warunkach przemysłowej produkcji

Zastosowanie robota SCARA-1 do montażu komponentów elektronicznych wymaga integracji następujących podzespołów:

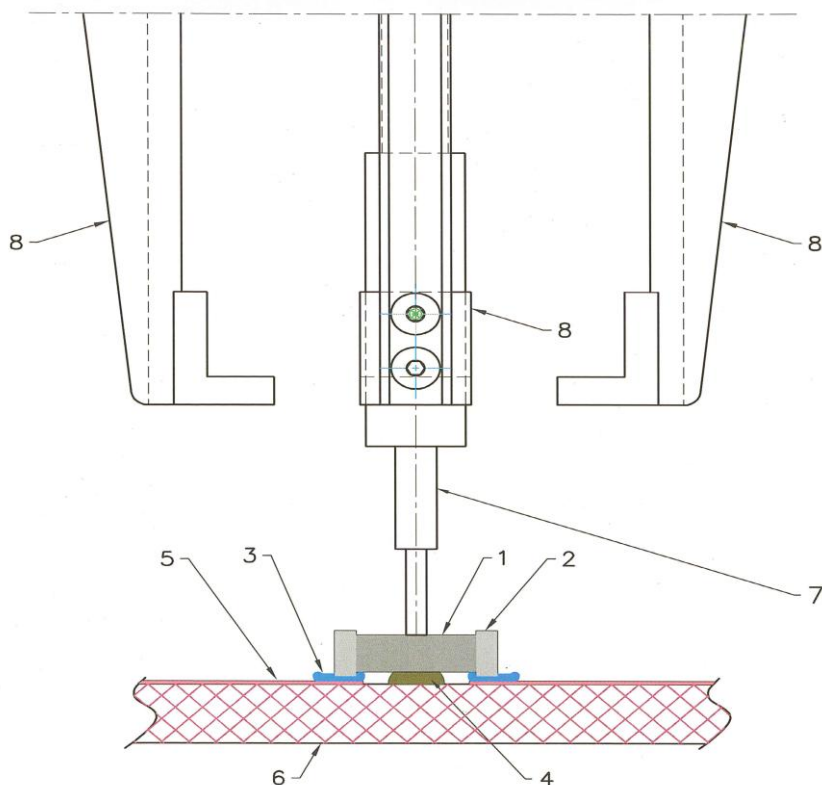
- a. Manipulatora,
- b. Podstawy manipulatora,
- c. Chwytaka komponentów elektrycznych,
- d. Urządzenia sterowania (sterownik automatyczny robota, monitor, klawiatura, sterownik ręczny (MCP - Manual Control Pendant), urządzenia zasilania elektrycznego),
- e. Stół roboczy wraz z szafami dla urządzeń sterownika i zasilania
- f. Podstawy do montażu automatycznych podajników komponentów,
- g. Automatyczne podajniki komponentów elektrycznych
- h. Baza montażu CCAs, lub stosowny przenośnik – dla linii zautomatyzowanej
- i. Mechaniczna bariera bezpieczeństwa
- j. Kurtyny świetlne oraz wyłączniki bezpieczeństwa
- k. Doprowadzenie zasilania elektrycznego i pneumatycznego robota



**Rys. 2.** Postać konstrukcyjna manipulatora robota SCARA-1: 1- manipulator, 2 – cokół stabilizujący, 3 – podstawa podwyższająca. P1, P2, P4 – pary kinematyczne wykonujące ruch obrotowy, P3 – para kinematyczna realizująca ruch translacyjny [4]



Zestawiony układ elementów jest montowany w stację roboczą, ustawioną na linii produkcyjnej.



**Rys. 3.** Sposób układania dyskretnych elementów elektronicznych na kartach z nadrukowanymi obwodami elektrycznymi: 1 – korpus elementu SMD, 2 – wyprowadzenia elektryczne elementu SMD, 3 – pasta lutownicza, 4 – kropla kleju, 5 – elektryczna ścieżka przewodząca, 6 – materiał konstrukcyjny karty PWB, 7 – teleskopowa dysza próżniowa chwytaka – podnosząca i układająca komponenty, 8 – szczęki chwytaka – centrujące komponenty względem osi P4

### 3. Przestrzeń robocza manipulatora robota SCARA-1

Przestrzeń robocza robota (Work Envelope) jest z góry narzucona poprzez łańcuch kinematyczny manipulatora. Zatem, jest rzeczą ważną aby przed podjęciem decyzji zakupu robota dokładnie zbadać jakie są produkcyjne wymagania co do konfiguracji i wymiarów przestrzeni roboczej. I dopiero po dość dokładnym określeniu powyższych parametrów tejże przestrzeni jaki typ manipulatora co do jego konstrukcji kinematycznej i rozmiarów należy zakupić. Oczywiście ważne są też inne cechy wybieranego robota

takie jak możliwość zamontowania stosownego chwytaka (Grypper'a), szybkość działania robota, dokładność i powtarzalność jego pracy, rodzaj napędów elementów manipulatora, rodzaj sterowania, a nawet rodzaj software'u czyli języka operacyjnego sterownika i programowania kinematyki działań robota SCARA-1.

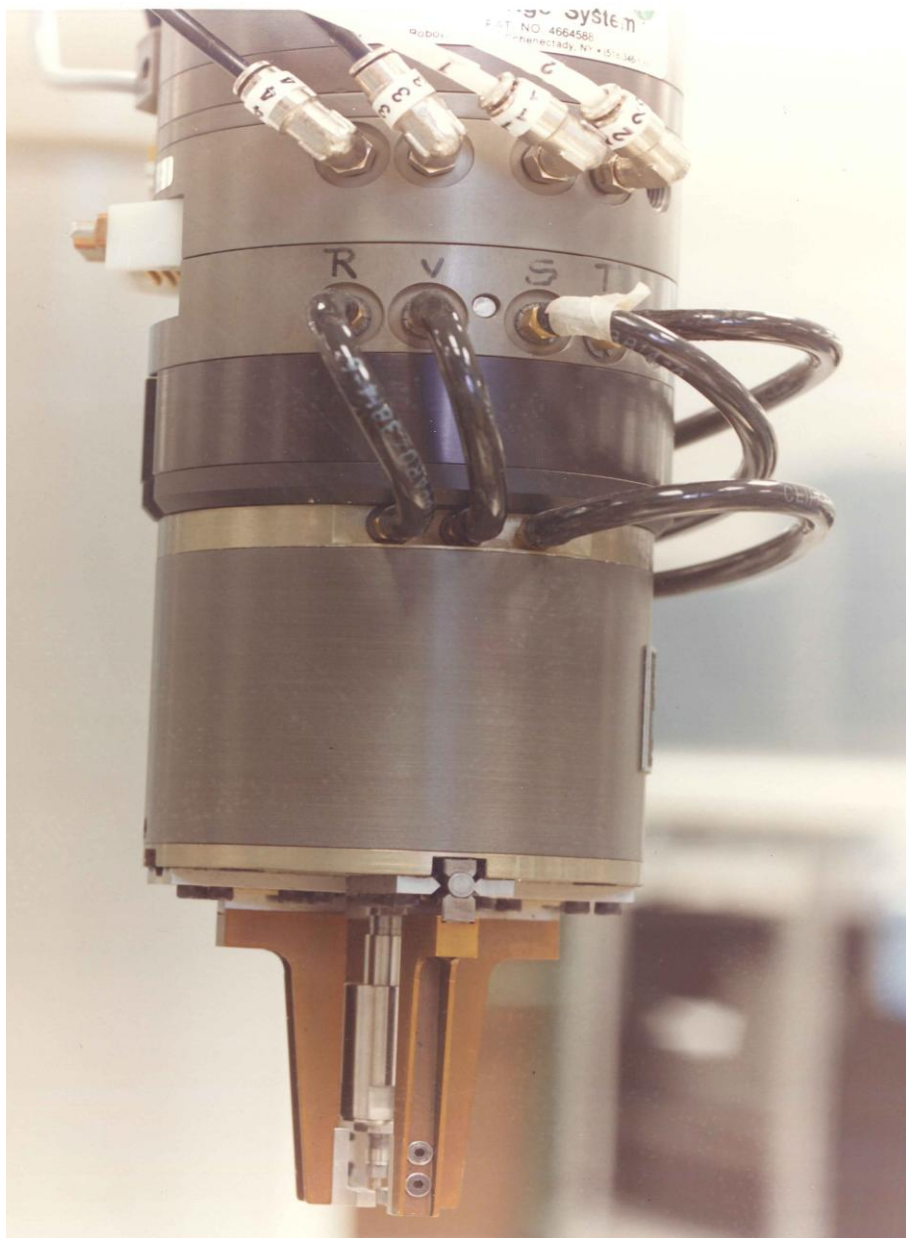
Dla przypadku montażu dyskretnych komponentów elektronicznych na kartach PWB's (Printed Wiring Boards), gdzie to wymagana wysokość przestrzeni roboczej jest stosunkowo niewielka, dobrym modelem jest manipulator typu SCARA-1. Na rys.5 pokazano płaską geometrię przestrzeni roboczej wybranego robota i stosownie zaprojektowanego stołu roboczego.

Organizując stację zaprojektowano wokół manipulatora stół, którego blat był nieco większy niż przestrzeń robocza manipulatora. Blat na swojej powierzchni posiadał sieć otworów montażowych. Na stole, w polu przestrzeni roboczej, zamontowano automatyczne podajniki komponentów, oraz bazę montażu CCAs (Circuit Card Assemblies). Karty PWBs były lokalizowane na tej bazie przy pomocy kołków pozycjonujących. Na obrzeżach stołu zamontowano monitory, klawiaturę oraz mechaniczną barierę bezpieczeństwa. Pod blatem stołu zabudowano szafy, do których to zostały przełożone urządzenia zasilania elektrycznego i urządzenia sterownika, z ich oryginalnej szafy. Uzyskano w ten sposób oszczędność przestrzeni produkcyjnej.

#### **4. Bezpieczeństwo w trakcie budowy, rozruchu i eksploatacji stacji robota**

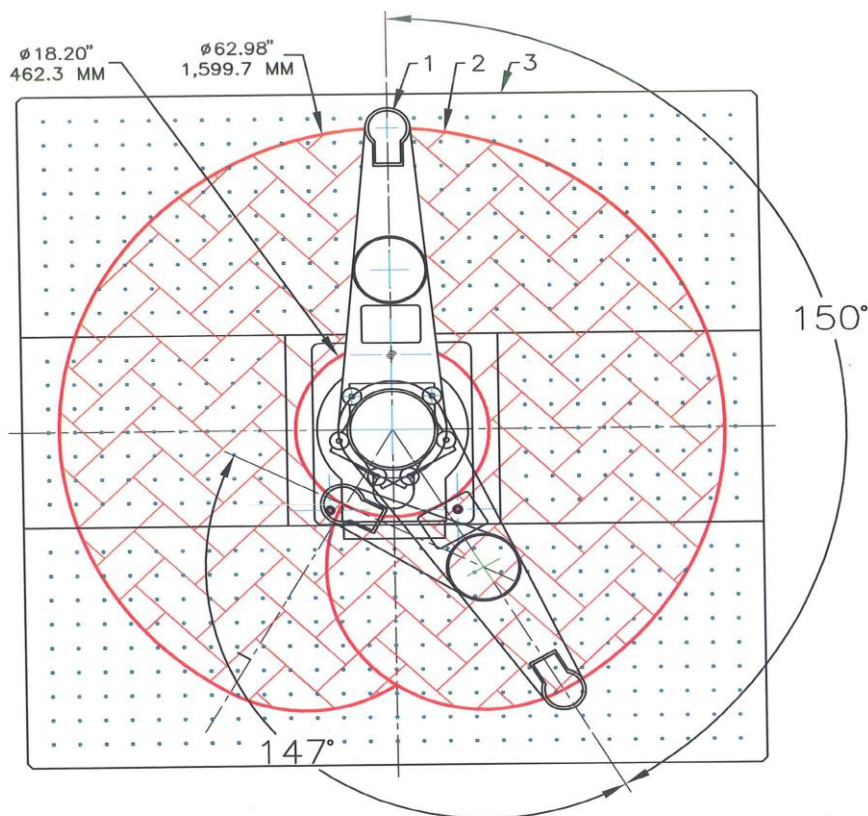
Tworząc system bezpieczeństwa stacji robota wykonano następujące elementy bezpieczeństwa:

- a) Manipulator zamontowano na dobrze wypoziomowanej grubej posadzce żelbetowej, która miała odpowiednią nośność i była przystosowana do montażu urządzeń produkcyjnych. Manipulator był podwyższony na specjalnej podstawie – stalowej sztywnej szpuli - wykonanej według projektu zalecanego przez producenta robota. Szpula była mocno przymocowana śrubami do posadzki a cokół manipulatora – do szpuli. Sztywność całego układu mocowania manipulatora do posadzki miała duże znaczenie ze względu na znaczny moment skrętny (większy niż 200 ft-lb (270 Nm), generowany przez manipulator na poziomie cokołu [5].



**Rys. 4.** Widok sprężynowo-pneumatycznego, próżniowego chwytaka (Gryppera) do montażu dyskretnych komponentów elektronicznych

- b) Uziemiono manipulator, urządzenia zasilania, stół stacji roboczej oraz mechaniczna bariera bezpieczeństwa musiały być połączone do wspólnego punktu uziemiającego na obudowie sterownika, skąd specjalnym kablem (zgodnym z lokalnymi standardami) były połączone z ziemią. Wokół stacji robota była położona specjalna antystatyczna mata dla operatora, również uziemiona.
- c) Wykonano przyłącza, sprężonego i uzdatnionego powietrza (bez oleju), oraz energii elektrycznej – zgodne z wymaganiami specyfikacji technicznej producenta.
- d) Bariere mechaniczną, którą stanowił stół, całkowicie okalający manipulator oraz zamontowana na nim odpowiednia rama stalowa, stanowiąca celę roboczą manipulatora. Górna część ramy była uzupełniona przezroczystymi i antystatycznymi, poliwęglanowymi płytami, odpornymi na uderzenia.



**Rys. 5.** Konfiguracja przestrzeni roboczej manipulatora SCARA-1: 1 – Manipulator robota, 2 – Obrys przestrzeni roboczej, 3 – Zaprojektowany stół roboczy stacji robota

- e) Kurtyny świetlne (optyczne) – zainstalowane w dolnych pustych przestrzeniach ramy, zabezpieczające przed wtargnięciem w przestrzeń pracującego manipulatora, poprzez wyłączenie silników w przypadku przekroczenia linii bariery podczas pracy lub trybu automatycznego robota, ale pozwalające na swobodny dostęp do manipulatora i montowanych kart elektrycznych, podczas postoju.
- f) Osłonowe wyłączniki bezpieczeństwa, zamontowano na frontowej paneli-drzwiach.
- g) Chwytnik przymocowano do kołnierza robota za pomocą adaptera próżniowego, w którym siły wygenerowane przez próżnię utrzymywały chwytak w swej pozycji roboczej. Nagły, awaryjny ruch manipulatora lub uderzenie chwytakiem o jakiś przedmiot powodowały pokonanie sił wywołanych próżnią i rozluźnienie części adaptera z chwytakiem oraz poprzez odpowiednie sygnały, natychmiastowe zatrzymanie manipulatora.
- h) Widoczne i łatwo dostępne wyłączniki bezpieczeństwa.
- i) Położono i uziemiono matę antystatyczną na podłodze.

Roboty tego typu, ze względu na znaczne prędkości członów manipulatora i duży zakres ich ruchu, należą do bardzo niebezpiecznych urządzeń. Zwłaszcza w przypadku ruchu awaryjnego manipulatora może dojść do dużych prędkości i przyspieszeń – w przypadku braku odpowiednich zabezpieczeń. Jednakże Stacja robota musi być bezpieczna dla operatora i dla otoczenia. Zdrowie i życie człowieka może zostać zagrożone poprzez niespodziewany szybki ruch elementów mechanicznych robota gdy ten znajduje się w jego przestrzeni roboczej. Elementy mechaniczne manipulatora w przypadkach awaryjnych robota mogą poruszać się z bardzo dużymi prędkościami:

- Przegub P1 – maksymalna kątowa prędkość 920 [°/sek]
- Przegub P2 - maksymalna kątowa prędkość 1670 [°/sek]

Powyższe prędkości zsumowane dają bardzo dużą prędkość liniową końcowego członu manipulatora. Uderzenie człowieka przez taki człon może okazać się śmiertelnie niebezpieczne. Najczęściej takie zdarzenia mają miejsce podczas sekwencji programowania, zmian programowych, napraw mechanicznych, testowania i ustawiania. Maksymalna statyczna siła robota w płaszczyźnie XY, mierzona na kołnierzu mocującym chwytak była szacowana na 1250 [N], [5].



**Rys. 6.** Stacja robota w trakcie budowy

Na rys. 6. Pokazano stację roboczą w trakcie budowy. Widać manipulator otoczony stołem roboczym. Pod blatem stołu zamontowano urządzenia sterowania i zasilania elektrycznego. Na blacie stołu jest widoczna otaczająca manipulator mechaniczna bariera bezpieczeństwa, monitor z klawiaturą – jako interfejs programisty / operatora, monitor do zastosowań wizyjnych, zamontowane na podstawach automatyczne podajniki komponentów elektronicznych, oraz (pomiędzy nimi) baza montażowa CCAs.

## **5. Procedury wdrażania tego typu robota do produkcji**

Realizacja tego projektu skłania do sformułowania procedury wdrażania tego typu stacji roboczej, która ma następujące etapy:

- 1) Wstępna specyfikacja techniczna robota. Przed złożeniem zamówienia musi być wykonana, dobrze przemyślana specyfikacja techniczna robota, zawierająca następujące elementy: zadania robota i wymiary komponentów montowanych, kształt i wielkość przestrzeni roboczej manipulatora, specyfikacja manipulatora przy obciążeniu roboczym (dokładność, powtarzalność, maksymalny ciężar roboczy, wymagana wydajność pracy robota, maksymalna cena zakupu.

- 2) Wybór modelu i zakup robota (złożenie zamówienia).
- 3) Wykonanie projektu stacji robota.
- 4) Zamówienie dodatkowych niezbędnych elementów stacji.
- 5) Instalacja robota i jego systemu bezpieczeństwa.
- 6) Kalibracja robota, która polega na sprawdzeniu czy istnieje różnica pomiędzy wskazaniem przyrządu wzorcowego a wskazaniem urządzenia wzorcowanego, czyli robota, po ręcznym naprowadzeniu końcowego-efektora (Chwybaka) na punkty wzorcowania.
- 7) Zaprogramowanie robota do wykonywania pracy. W opisywanym przypadku językiem operacyjnym sterownika i językiem programowania był V+. Zakładowy programista urządzeń produkcyjnych, znający system operacyjny sterownika, wykonał w trybie „off-line” program ogólny, który automatycznie generował podprogramy pracy robota dla poszczególnych kart CCAs, oznaczonych odpowiednimi numerami projektowymi. W pamięci robota była stworzona stała baza współrzędnych lokalizacji i orientacji poszczególnych komponentów elektronicznych znajdujących się na stole stacji robota, w automatycznych podajnikach. Współrzędne te były raz zdefiniowane przy użyciu ręcznego sterownika i ręcznego naprowadzania manipulatora na poszczególny komponent (metodą „teach”). Była to baza danych dla pozycji „pick” – czyli poboru komponentów. Zaś współrzędne położenia i orientacji komponentu dla pozycji „place” – pozycji układania komponentów na PWBs, były dla każdego numeru projektowego karty automatycznie pobierane z bazy danych CAD-owego projektu karty – po wpisaniu stosownego numeru karty. Ruch manipulatora od punktu do punktu, czyli od pozycji „**pick**” do pozycji „**place**”, był zaprogramowany na zasadach kontrolowanej trajektorii (CP – Controlled Path). Taka kontrolowana geometria ruchu pozwalała na uniknięcie różnych kolizji.
- 8) Testowanie stacji robota. Przetestowano następujące elementy działania robota:
  - a. Poprawność programu sterującego ruchem manipulatora,
  - b. Poprawność pracy chwybaka,
  - c. Dokładność układania komponentów na kartach drukowanych,
  - d. Bezpieczeństwo układanych komponentów elektrycznych, ze względu na dynamiczne siły chwybaka,

- e. Poprawność funkcjonowania systemu bezpieczeństwa pracy człowieka: funkcjonowanie bariery mechanicznej bezpieczeństwa, kurtyn świetlnych zabezpieczających, wyłączników bezpieczeństwa.  
Podczas testu okazało się, że należało kilkakrotnie modyfikować program sterujący manipulatorem, kalibrować chwytak tak aby maksymalnie obniżyć jego oddziaływania dynamiczne na pobierane komponenty. Praca podajników komponentów elektronicznych również musiała być odpowiednio dostosowywana.
- 9) Opracowanie procedur operacyjnych stacji robota. Opracowano biuletyn, który zawierał następujące informacje:
  - a. Listę dokumentów przynależnych do stacji:
    - i. Kopie certyfikatów szkoleniowych operatorów,
    - ii. Biuletyn opisujący procesy SMT (Surface Mount Technology) oraz ich procedury,
    - iii. Biuletyn opisujący wymagania eliminujące ładunki statycznej elektryczności wokół produkowanych CCAs,
    - iv. Organizacja produkcji stacji według metody "just in time",
    - v. Plan kontroli jakości procesu na stacji metodą 3-sigma,
    - vi. Dokumentację techniczno-ruchową dla stacji robota,
    - vii. Biuletyn dotyczący konserwacji remontów i napraw stacji,
    - viii. Dokumenty referencyjne dotyczące specyfikacji kart CCAs oraz standardów dotyczących operacyjnych procedur przy produkcji CCAs.
  - b. Listę niezbędnych i zaaprobowanych materiałów przeznaczonych do użycia na stacji.
  - c. Krótką listę najbardziej podstawowych wymagań dla stacji, odnośnie operatora, procesu produkcyjnego, BHP, utrzymania stacji w ruchu i czystości.
  - d. Procedury BHP na stacji – ogólne i awaryjne.
  - e. Procedury i instrukcje odnośnie operowania stacją: podczas jej uruchamiania, procesu pracy, jej zatrzymywania i podstawowych zasad utrzymania czystości stacji.
  - f. Zasady konserwacji stacji: przeglądy, smarowania, remonty planowane i naprawy awaryjne.
  - g. Listę telefonów gdzie operator mógł uzyskać szybka pomoc techniczną.



- 10) Rozruch i szkolenie operatorów. Podczas rozruchu stacji robota, który trwał dwa dni, dokonano dalszych korekt w działaniu niektórych urządzeń stacji jak np. funkcjonowania kurtyn świetlnych oraz szkolono jednocześnie operatorów stacji dla wszystkich zmian produkcyjnych, w zakresie operowania robotem, uruchamiania robota, zatrzymywania robota normalnego i awaryjnego), podstawowych czynności utrzymania stacji w ruchu, zasad BHP, organizacji produkcji według metody "Just in time", oraz programu kontroli jakości według metody 3-sigma. Operatorzy byli zobowiązani do gruntownego zapoznania się z dokumentacją stacji robota oraz zdobyciu praktycznych umiejętności pracy na stacji. Po zakończeniu szkolenia wszyscy podpisali odpowiednią listę szkolenia operatorów, potwierdzając że uczestniczyli w szkoleniu i zapoznali się z dokumentacją techniczną stacji.

## 6. Wnioski i sugestie

1) W Polsce, warunkach obowiązującego prawa Unii Europejskiej, od 200 roku każde nowe urządzenie wdrażane do produkcji, aby mogło być dopuszczone do użytku, musi posiadać w języku polskim następujące dokumenty [6]:

- a) Unijny znak zgodności **CE**
- b) Deklarację producenta o zgodności wykonania maszyny z dyrektywami UE i odpowiednimi normami PN-EN
- c) Analizę ryzyka technicznego urządzenia
- d) Instrukcję maszyny (transport, uruchomienie, użytkowanie, BHP, itp.).

Jeżeli zostanie zakupiony tylko sam robot i nabywca będzie dokonywał jego integracji w stację roboczą, może on być potraktowany przez przedstawicieli Państwowej Inspekcji Pracy jako maszyna niedokończona i wówczas też są inne wymagania dokumentacyjne.

W związku z powyższym, najlepszym rozwiązaniem dla wdrażania robotów produkcyjnych jest zakupienie kompletnej stacji robota od jednego producenta, według przygotowanej wcześniej specyfikacji technicznej, wraz z kompletną dokumentacją. Innym rozwiązaniem może być zakupienie podstawowych elementów robota i zatrudnienie uprawnionej firmy, która zbuduje taką stację zgodnie z prawem unijnym i wystawi stosowne dokumenty ruchowe.

2) Chwytnik jest jednym z najważniejszych elementów robota, zwłaszcza gdy chodzi o pracę manipulatora na tak delikatnych elementach jakimi są komponenty elektroniczne. Niewłaściwie dobrany czy zaprojektowany chwytnik może uszkadzać pobierane komponenty i być głównym czynnikiem

produkcji wadliwych wyrobów. Poniesione w takim przypadku koszty na wdrożenie stacji robota mogą tylko narazić firmę na straty finansowe. Zatem konstrukcja takiego chwytaka powinna być bardzo zaawansowana, z zastosowaniem poduszek powietrznych, czujników nacisku na pobierany komponent elektroniczny, itp. Należy się liczyć z tym faktem, że koszt chwytaka zaawansowanego technicznie będzie wysoki.

**Abstract:** There is presented project of implementation SCARA-1 robot (Selective Compliant Assembly Robot Arm) for pick & place operations of surface mount discrete electronic components (SMDS – Surface Mount Devices). Robot was picking the components from the packaging pockets located on automatic feeders, and was placing them on the surface of the Printed Wiring Boards (PWBs). There is shown an example of the development and organization of the Robotic Workcell production station robot, and there is drawn attention to the important issues of human safety, and to the quality of the robotic work. Shown in this paper a way of implementation may be used as a guideline for the future developments of this of this type of Robotic Workcells.

## **Literatura**

- [1] WIKIPEDIA: SMD Technology,
- [2] DIRECT DRIVE ROBOTIC SYSTEM: US Patent Nr. 4,702,668, Oct 27, 1987
- [3] KOZŁOWSKI K., DUTKIEWICZ P., WRÓBLEWSKI W.: Modelowanie i sterowanie Robotów PWN, Warszawa, 2012.
- [4] WOJNAROWSKI J.: Metodyczne ćwiczenia laboratoryjne z mechanicznej teorii maszyn. Wyd. Pol. Śląskiej, Gliwice 1993.
- [5] USER GUIDE: AdeptOne Robot Manipulator System, June 1988, Ca.
- [6] IRENEUSZ BULSKI: Wymagania przepisów dotyczące maszyn i urządzeń technicznych. Warszawa, 2010.

**Andrzej Kosucki (red.) – PROBLEMY ROZWOJU MASZYN ROBOCZYCH \* Nr 1227**

**ISBN 978-83-7283-648-9**