

# napędy i sterowanie

miesięcznik  
naukowo-  
-techniczny

Nr 1 (225)

Rok XX

Styczeń 2018

ISSN 1507-7764

Indeks 36018X

Cena: 10,80 zł  
(w tym 8% VAT)

napędy • automatyka przemysłowa • energoelektronika • aparatura kontrolno-pomiarowa • mechatronika • systemy zasilające  
układy zabezpieczeń • hydraulika • pneumatyka • robotyka • systemy transportowe • utrzymanie ruchu



FALOWNIKI

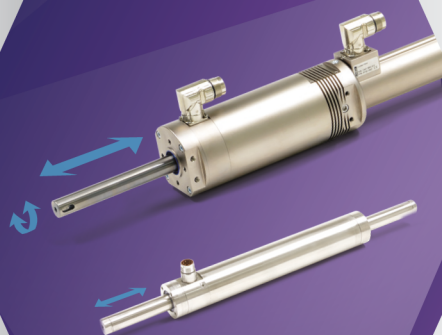
**micno**



STEROWNIKI RUCHU



SILNIKI KROKOWE I NAPĘDY



SERWONAPĘDY LINIOWE  
I LINIOWO-OBROTOWE

**LinMot®**



SERWONAPĘDY OBROTOWE

**ESTUN**

Czytaj więcej w artykule na stronie 8.

Numer, miesiąc wydania	Temat przewodni numeru	Uzupełnienie tematyki
1 (225) Styczeń	<b>PRZEMYSŁ 4.0</b> <b>EFEKTYWNOŚĆ W GÓRNICTWIE</b>	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Napędy i sterowania hydrauliczne i pneumatyczne</li> <li>• Systemy mechatroniczne</li> <li>• Monitoring i systemy sterowania</li> <li>• Utrzymanie ruchu</li> <li>• Automatyzacja transportu szynowego</li> <li>• Efektywność w energetyce</li> <li>• Napędy</li> <li>• Oleje, środki smarne</li> </ul>
2 (226) Luty	<b>AUTOMATYZACJA PRODUKCJI</b> <b>EFEKTYWNOŚĆ W ENERGETYCE</b>	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Bezpieczeństwo sieci przemysłowych</li> <li>• Technika przemieszczeń liniowych i montażu</li> <li>• Hydraulika siłowa</li> </ul>
3 (227) Marzec	<b>AUTOMATYKA I ROBOTYKA</b>	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Nowe technologie</li> <li>• Roboty przemysłowe</li> <li>• Termowizja</li> <li>• Aparatura kontrolno-pomiarowa</li> <li>• Systemy mechatroniczne</li> </ul>
4 (228) Kwiecień	<b>BEZPIECZEŃSTWO W PRZEMYSŁE</b>	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Hydraulika w technice mobilnej</li> <li>• Sterowanie procesami</li> <li>• Efektywność energetyczna</li> <li>• Systemy transportowe</li> <li>• Wytwarzanie energii ze źródeł konwencjonalnych i odnawialnych</li> <li>• Maszyny i urządzenia dla wodociągów i kanalizacji</li> <li>• Przesył energii</li> <li>• Cyberbezpieczeństwo</li> </ul>
5 (229) Maj	<b>TERMOWIZJA, MONITORING, POMIARY</b>	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Maszyny i napędy elektryczne</li> <li>• Napędy hybrydowe</li> <li>• Diagnostyka i kontrola urządzeń</li> <li>• Przemysłowy Internet Rzeczy (IIoT - Industrial Internet of Things)</li> </ul>
6 (230) Czerwiec	<b>PRZEMYSŁ MASZYNOWY, INNOWACJE</b> <b>PRZEMYSŁ 4.0</b>	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Termowizja, monitoring, układy regulacji</li> <li>• Inteligentny budynek</li> <li>• Robotyka</li> <li>• Oprogramowanie, sieci przemysłowe</li> <li>• Systemy informatyczne</li> </ul>
7/8 (231/232) Lipiec/Sierpień	<b>SYSTEMY AUTOMATYZACJI W GÓRNICTWIE</b> <b>AUTOMATYZACJA TRANSPORTU SZYNOWEGO</b>	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Inteligentne układy zasilania, sterowania</li> <li>• Diagnostyka</li> <li>• Nowe technologie</li> <li>• Silniki elektryczne</li> <li>• Transformatory</li> </ul>
9 (233) Wrzesień	<b>AUTOMATYKA W ENERGETYCE</b> <b>AUTOMATYKA W PRZEMYSŁE SPOŻYWCZYM</b>	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Efektywność w energetyce</li> <li>• Automatyka w przemyśle maszynowym</li> <li>• Układy regulacji automatycznej</li> <li>• Systemy transportowe</li> <li>• Maszyny i napędy elektryczne</li> <li>• Komponenty do produkcji oraz systemy dla przemysłu</li> </ul>
10 (234) Październik	<b>HYDRAULIKA, PNEUMATYKA I STEROWANIE</b>	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Diagnostyka</li> <li>• Inteligentne układy zasilania</li> <li>• Systemy mechatroniczne</li> <li>• Bezpieczeństwo w przemyśle</li> <li>• Napędy hybrydowe i elektryczne</li> <li>• Oleje, środki smarne</li> <li>• Energia odnawialna</li> </ul>
11 (235) Listopad	<b>AUTOMATYZACJA PRODUKCJI</b>	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Maszyny i napędy elektryczne</li> <li>• Oprogramowanie, sieci przemysłowe</li> <li>• Technika przemieszczeń liniowych i montażu</li> <li>• Roboty przemysłowe</li> <li>• Sterowniki PLC i systemy sterowania</li> <li>• Systemy transportowe</li> <li>• Innowacje wod.-kan.</li> </ul>
12 (236) Grudzień	<b>INTELIGENTNY BUDYNEK</b>	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Bezpieczeństwo w przemyśle</li> <li>• Systemy mechatroniczne</li> <li>• Napędy elektryczne i hydrauliczne</li> <li>• Technologie próżniowe i sprężonego powietrza</li> <li>• Cyberbezpieczeństwo</li> </ul>



**Adres redakcji:**

47-400 Racibórz  
 ul. Śródkowa 5  
 skr. poczt. 10  
 tel./fax 32-755 19 17, 32-755 23 23  
 e-mail: redakcja.nis@drukart.pl  
 Internet: www.nis.com.pl

**Wydawca:** Wydawnictwo „Druk-Art” SC**Skład:** Wydawnictwo „Druk-Art” SC**Redaguje Zespół:** Katarzyna Zając,

Monika Gomółka, Ryszard Klencz, Joanna Jara

**Redaktor naczelna:** Katarzyna Zając**Redaktor wydania:** Ludmiła Urbińska

tel./fax 32-755 19 17 • e-mail: redakcja.nis@drukart.pl

**Redakcja techniczna:** Grzegorz Drobny

tel. 32-755 23 18 • e-mail: redakcja.tech@drukart.pl

**Dział prenumerat:** Norbert Klencz

tel./fax 32-755 15 74 • e-mail: prenumerata@drukart.pl

**Marketing:** Estera Krauze

tel./fax 32-755 18 23 • e-mail: marketing@drukart.pl

**Redaktor statystyczny:** Joanna Jara**Rada Programowa:**

- prof. nadzw. dr hab. inż. Andrzej Balawender,
- prof. Marek Bergander (University of Hartford USA),
- prof. zw. dr hab. inż. Witold Byrski,
- prof. zw. dr hab. inż. Marek Jaszczuk,
- prof. zw. dr hab. inż. Antoni Kalukiewicz,
- prof. zw. dr hab. inż. Marian Piotr Kaźmierkowski,
- prof. zw. dr hab. inż. Adam Klich,
- prof. zw. dr hab. inż. Wacław Kollek (Przewodniczący),
- prof. dr hab. inż. Andrzej Korczak,
- Ph. D., Ing. Jacek Paraszczak (Université LAVAL),
- prof. zw. dr hab. inż. Zbigniew Pawelski,
- dr hab. inż. Krzysztof Pietruszewicz,
- prof. zw. dr hab. inż. Stanisław Piróg,
- prof. Jacek S. Stecki (Department of Mechanical Engineering, Monash University, Australia),
- dr hab. inż. Michał Stosiak - prof. nadzw. Politechniki Wrocławskiej,
- dr inż. Zbigniew Szulc,
- prof. zw. dr hab. inż. Ryszard Tadeusiewicz,
- prof. zw. dr hab. inż. Edward Tomasiak,
- dr inż. Grzegorz Wiciak

**Redaktor tematyczny:** prof. zw. dr hab. inż. Wacław Kollek**Patronat honorowy:**

Instytut Konstrukcji  
i Eksploatacji Maszyn  
Politechniki Wrocławskiej



Katedra Automatyki  
i Inżynierii Biomedycznej  
Akademii Górniczo-Hutniczej



Instytut Pojazdów, Konstrukcji  
i Eksploatacji Maszyn  
Politechniki Łódzkiej

Punktacja MNISW za publikacje naukowe wynosi 5 pkt (poz. 1027). Przyłączając się do realizacji idei Otwartej Nauki, udostępniamy bezpłatnie wszystkie artykuły naukowe publikowane w miesięczniku naukowo-technicznym „Napędy i Sterowanie”.

Redakcja nie odpowiada za treść ogłoszeń i nie zwraca materiałów niezamówionych. Zastrzegamy sobie prawo skracania i adiustacji tekstów. Przedrukowywanie materiałów lub ich części tylko za zgodą piśmenną redakcji.

Redakcja deklaruje, że pierwotną wersją wydawanego miesięcznika „Napędy i Sterowanie” jest wersja drukowana (papierowa). „Wydarzenia” wybrano z materiałów prasowych firm.

## Szanowni Państwo!

James Watt i maszyna parowa, która umożliwiła zmechanizowanie procesu produkcji, to symbol pierwszej rewolucji przemysłowej, rosnące znaczenie elektryczności, które umożliwiło masową produkcję, prowadzi do drugiej rewolucji. Trzecia związana jest z rozwojem rynku komputerów, co skutkuje automatyzacją produkcji, rosnące znaczenie Internetu Rzeczy, cyfryzacji oraz automatyzacji i robotyzacji doprowadziła do czwartej rewolucji przemysłowej. Jedną z wielu korzyści Przemysłu 4.0 jest cyfryzacja produkcji i systemu komunikacji w kolejnictwie, ponadto umożliwia on większy dostęp do informacji o zasobach.

Po dosyć długim kryzysie polskiego górnictwa rok 2018 zdaje się być przełomowym, jak mówi Michał Paprotny, dyrektor kopalni Wujek: „górnictwo nie umiera, ale się przeobraża, nie można pewnych inwestycji ciągnąć w nieskończoność, może trzeba sięgnąć po coś, co jest płycej, łatwiej i bezpieczniej dostępne”.

Z początkiem grudnia 2017 roku Główny Urząd Statystyczny opublikował dane dotyczące zatrudnienia w przemyśle górniczym. Okazało się, że w naszym kraju poziom zatrudnienia w górnictwie na przestrzeni ostatnich lat znacznie spadł. Rok 2009 to rok największego poziomu zatrudnienia w tym sektorze, wtedy wyniósł on 183 tysiące osób. Niestety rok później zatrudnienie zmalało aż o 10 tysięcy pracowników. Wyraźną tendencję spadkową można było zaobserwować w kolejnych latach. W 2014 roku w przemyśle wydobywczym zatrudnionych było 160 tysięcy osób. Niestety rok później pozostało już tylko 148 tysięcy, a w 2016 – 138 tysięcy. Równoległe z ciągłym spadkiem osób zatrudnionych w sektorze górniczym wyraźnie wzrosły pobyty. W 2007 roku płaca wynosiła 4882,95 zł brutto, osiem lat później, w 2015 roku, kwota ta sięgnęła 6837,41 zł brutto. Rok później spadła co prawda do 6833,25 zł brutto, ale tendencja w tym zakresie i tak jest bardzo korzystna.

Uwadze Państwa polecam artykuł autorstwa Andrzeja Wieczorka pt. *Analiza warunków smarowania przekładni zębatych do napędu górniczych przenośników taśmowych*, który merytorycznie i kompleksowo przedstawia wyniki obliczeń względnej grubości filmu olejowego  $\lambda$  przeprowadzonych dla typowej walcowej przekładni zębatej stosowanej w górniczych przenośnikach transportowych. Opisuje najnowsze trendy, a także metody poprawy warunków smarowania przekładni oparte o nowoczesne technologie obróbki wykańczającej powierzchni kół zębatych.

W styczniowym numerze miesięcznika można znaleźć artykuły z dziedziny górnictwa, w których autorzy prezentują ciekawe i praktyczne opisy wdrożeń oraz rady dla przedsiębiorców.

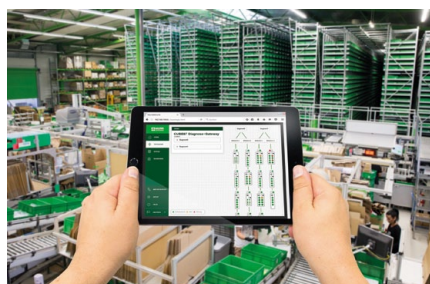
Zapraszam do lektury  
Ludmiła Urbińska





**Str. 8**

Serwonapędy Estun - nowości i przykładowa aplikacja



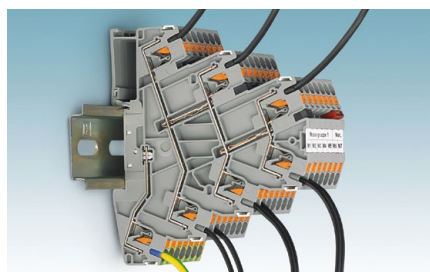
**Str. 12**

Podstawa Twojego sukcesu. Wykorzystać każdą okazję



**Str. 14**

NORD przeciera nowe szlaki - szkolenie z wiedzy o napędach dla uczniów technikum



**Str. 16**

Kompaktowe bloki złączy do podłączenia silnika. Technologia Push-in pozwala na zaoszczędzenie miejsca



**Str. 25**

Sieciowy system informacji wizualnej dla firm

## CO W NUMERZE

- 6 Nowości
- 97 Biblioteka

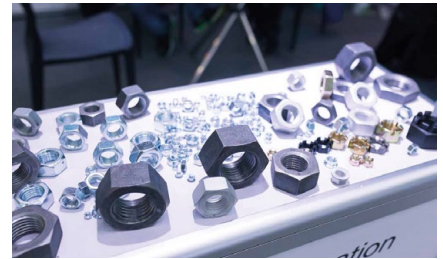
## Nauka

- 38 Analiza warunków smarowania przekładni zębatach do napędu górniczych przenośników taśmowych  
A. Wieczorek
- 44 Problematyka górniczego wyciągu szybowego szybu 2.1 zakładu górniczego LW „Bogdanka” SA  
A. Carbogno, M. Stawowiak, T. Jasiński
- 56 Doświadczenia poznawcze wynikające z diagnostycznych badań naprężeń doznawanych przez ciągną nośne skipów górniczych o dużej ładowności  
M. Płachno
- 65 Analiza naprężeń w przekrojach poprzecznych segmentowych kolan stopowych rurociągów stosowanych w technologiach górniczych  
S. Wolny, F. Matachowski
- 70 Pomiar parametrów wiertarki hydraulicznej i procesu wiercenia obrotowego  
Ł. Bołoz
- 74 Wpływ sposobu smarowania na międzyzębne siły dynamiczne w przekładni zębatej stożkowej  
A. Skoć, M. Kwaśny
- 80 Rola procesów tribochemicznych w kształtowaniu właściwości przeciwzużyciowych środków smarowych  
J. Molenda
- 87 Palność olejów i smarów  
K. Lebecki
- 90 Analiza porównawcza funkcjonalności przedsiębiorstw według *Katalogu Branżowego - Napędy i Sterowanie w latach 2016-2017*  
M.A. Partyka, A. Paszek

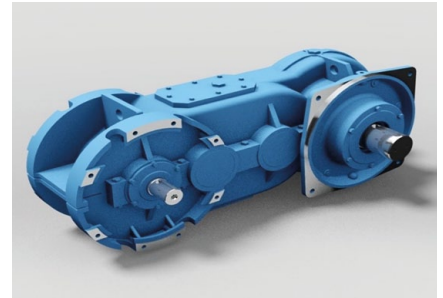
## Technologie i produkty

- 8 **TEMAT Z OKŁADKI:** Serwonapędy Estun - nowości i przykładowa aplikacja  
J. Pawełek, D. Turczyński - Multiprojekt
- 12 Podstawa Twojego sukcesu. Wykorzystać każdą okazję  
Murrelektronik Sp. z o.o.
- 14 NORD przeciera nowe szlaki - szkolenie z wiedzy o napędach dla uczniów technikum  
NORD Napędy Sp. z o.o.
- 14 Rozwiązania napędów dla sortowni paczek - płynna realizacja procesu i szybka wysyłka  
NORD Napędy Sp. z o.o.

- 16 **Kompaktowe bloki złączy do podłączenia silnika.**  
Technologia *Push-in* pozwala na zaoszczędzenie miejsca  
R. Busse, D. Chiliński - Phoenix Contact Sp. z o.o.
- 19 **Największe silniki w historii Grupy Cantoni**  
Cantoni GROUP
- 21 **SANYU zmienia się dla Was**  
J. Sobczak, M. Szewczyk - SANYU Sobczak
- 25 **Sieciowy system informacji wizualnej dla firm**  
M. Światliński - SEM



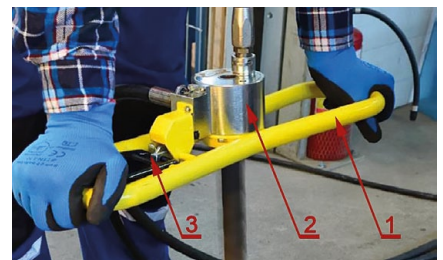
**Str. 26**  
Targi branżowych specjalistów - podsumowanie EUROTOOL®



**Str. 38**  
Analiza warunków smarowania przekładni zębatach do napędu górniczych przenośników taśmowych

## Informacje branżowe

- 20 **KOMEKO 2018**
- 23 **INDUSTRYmeeting 2018 - innowacje przemysłowe zagospodzą w Expo Silesia**
- 24 **O bezpieczeństwie przemysłowym na Safety Automation**
- 26 **Targi branżowych specjalistów - podsumowanie EUROTOOL®**
- 28 **Najnowsze rozwiązania w zakresie sprzętu elektrycznego, automatyki i systemów zabezpieczeń po raz 16. w Warszawie! XVI Międzynarodowe Targi Sprzętu Elektrycznego i Systemów Zabezpieczeń ELEKTROTECHNIKA 2018**
- 30 **WARSAW INDUSTRY WEEK - podsumowanie II edycji**
- 31 **Dotacje na badania, wdrożenia i inwestycje - A. Szymczak - MS-CONSULTING**



**Str. 70**  
Pomiar parametrów wiertarki hydraulicznej i procesu wiercenia obrotowego

## Indeks reklam

▷ Automaticon.....	95	▷ Murrelektronik.....	7, 13
▷ AXIS.....	49	▷ NORD Napędy.....	6, 15
▷ Befared.....	27	▷ Nowimex.....	33
▷ Cantoni GROUP.....	19	▷ Phoenix Contact.....	6, 17
▷ Elektrotechnika.....	29	▷ Pneumaticon.....	89
▷ Elmark Automatyka.....	47	▷ Robotyka.com.....	22
▷ Ergoelektronika.com.pl.....	88	▷ SEM.....	7, 25
▷ Enex.....	45	▷ SENOMA.....	35
▷ INDUSTRYmeeting.....	23	▷ SIEMENS.....	37
▷ KOMEKO 2018.....	20	▷ SMART PROTECTIONS.....	23
▷ MOJ.....	43	▷ STAUFF Polska.....	39
▷ MS-CONSULTING.....	31	▷ Steinlen Polska.....	41
▷ Multiprojekt.....	1, 6	▷ Term.....	21



## NOWOŚCI TECHNICZNE

### Łatwa współpraca – falowniki Micno

Micno KE300 to seria wysoko wydajnych, jedno- oraz trzyczłonowych falowników o mocach od 0,4 do 630 kW. Urządzenia te posiadają dwa tryby sterowania – wektorowy i skalarny. Zintegrowany interfejs RS485, obsługujący protokół Modbus RTU, zapewnia komunikację z innymi urządzeniami. Dzięki wbudowanej funkcji autotuning falownik potrafi w bardzo precyzyjny sposób identyfikować parametry silnika, takie jak rezystancja wirnika i stojana, dane dotyczące indukcyjności czy prąd przy braku obciążenia. Wymagane jest jedynie wpisanie podstawowych parametrów podanych na tabliczce znamionowej silnika. Oferowane przez nas falowniki posiadają również programowalne, wielofunkcyjne wejścia i wyjścia analogowe oraz wejścia dyskretne. Obsługa funkcji PID pozwala na pracę w trybie zamkniętej pętli sprzężenia zwrotnego. Istnieje możliwość montażu panelu falownika poza jego obudową. Pozwala to na wyprowadzenie frontu falownika np. na szafę sterowniczą maszyny. Micno oferuje zadawanie częstotliwości na dziesięć możliwych sposobów, między innymi przez potencjometr znajdujący się na klawiaturze, użycie wejść analogowych czy komunikację Modbus. Dodatkowo mamy do dyspozycji szesnaście predefiniowanych komend ruchu. Dzięki temu można realizować w urządzeniu proste funkcje PLC. Po wykonaniu pełnego cyklu pracy falownik powróci do częstotliwości sprzed wykonania cyklu, zatrzyma się lub będzie powtarzać w pętli zadany cykl. Krótkotrwała przeciążalność oferowanych przez nas urządzeń wynosi do 200%.



**Multiprojekt**  
www.multiprojekt.pl

### Ochrona magistral komunikacyjnych

Wszechobecność INTERNETU i rozwój komunikacji ETHERNET czy PROFINET w warunkach przemysłowych może wymagać dodatkowych środków ochrony, aby zapewnić bezpieczne działanie systemów.

Już nie tylko ochrona obwodów zasilania, ale też linii komunikacyjnych staje się istotnym tematem, zwłaszcza tam, gdzie koszty braku dyspozycyjności systemów czy maszyn są bardzo duże.

DT-LAN- CAT. 6+ to przemysłowy adapter do ochrony przed przepięciami instalacji Ethernet wg klasy EA (CAT.6A), jak i do Gigabit-Ethernet (do 10 Gb/s), Token Ring, FDDI/CDDI, ISDN, DS1.



Rosnąca ilość obwodów komunikacji PROFINET w aplikacjach przemysłowych to też obszar jego zastosowania.

Układ elektryczny zawiera ochronę wszystkich ośmiu dróg. Ogranicznik może być też stosowany do aplikacji Power over Ethernet, (PoE+) „Mode A” i „Mode B”.

Może być również stosowany w energetyce dla ochrony transmisji zgodnych ze standardem IEC 61850.

Adapter przyłączany jest wtykami RJ45, również ekranowanymi. Przy montażu mechanicznym na szynie DIN/TH następuje elektryczne połączenie z obwodem PE.

Możliwe jest także użycie tam, gdzie brak jest szyn nośnych dzięki wkładce z przewodem do przyłączenia adaptera do lokalnej szyny PE.

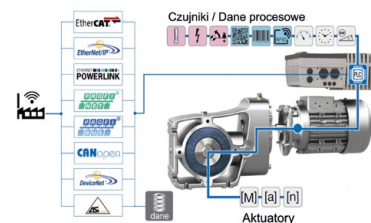
Przed wszelkimi kontrolami izolacji należy odłączać wtyki komunikacyjne, w przeciwnym przypadku pomiary będą niewłaściwe, a ogranicznik może ulec zniszczeniu.

**Phoenix Contact Sp. z o.o.**  
www.phoenixcontact.pl

### Przewidywalne okresy konserwacji z optymalnym wykorzystaniem zasobów

NORD DRIVESYSTEMS opracowuje oszczędne i niezawodne funkcje wirtualnych czujników monitorujących stan.

Znaczenie wirtualnych czujników zostało wyjaśnione na przykładzie żywotności oleju. Ma to na celu wspomaganie systemów napędowych, aby zaplanować terminy konserwacji wyłącznie na podstawie obliczeń, bez ponoszenia kosztów związanych z czujnikami sprzętu. Wbudowany sterownik PLC ocenia szerokie operacyjne zestawy danych, dotyczące prądu, napięcia i prędkości. Na podstawie danych zgromadzonych w falowniku może on pośrednio wyliczyć aktualną temperaturę oleju. Uwzględniając specyficzne dla danego produktu cechy oleju, można określić proces jego starzenia się, co pozwala na optymalne wykorzystanie środka smarnego. NORD poprzez testy potwierdził, że obliczona krzywa temperatury oleju jest zbliżona do rzeczywistego przebiegu. W trakcie pracy nad uruchomieniem w pełni sprawnego rozwiązania NORD obecnie określa krzywe temperaturowe w różnych warunkach obciążenia. Przewiduje się, że wirtualne funkcje dotyczące konserwacji będą dostępne komercyjnie we wszystkich układach elektronicznych NORD wyposażonych w sterownik PLC od końca 2018 roku.



**NORD Napędy Sp. z o.o.**  
www.nord.com



### Modlight Illumix. Doskonałe oświetlenie w jakości światła dziennego

Seria Modlight Illumix umożliwia optymalne oświetlenie maszyn i fabryk dzięki bezobsługowej i długotrwałej technologii LED w jakości światła dziennego.

Kompaktowe lampy z serii Slim Line to niezawodne rozwiązanie dla niewielkich maszyn i fabryk. W trudnych warunkach przemysłowych idealnie sprawdzą się lampy serii Classic Line w obudowie aluminiowej z 4-milimetrową szybką ochronną. Można je również stosować w standardowych warunkach budowy maszyn.

Odznaczające się stopniem ochrony IP69K lampy z serii Xtreme Line są doskonale do zastosowania bezpośrednio w miejscach narażonych na działanie chłodziw i płynów. Pracują niezawodnie i są w 100% szczelne nawet w subtropikalnych warunkach przy temperaturze do 55°C. Zastosowana w lampach technologia LED jest bardziej efektywna niż halogenowe lampy liniowe – jej skuteczność świetlna na poziomie 105 lm/W zapewnia taką samą liczbę lumenów przy znacząco mniejszym zużyciu prądu. Diody LED nie zawierają ołowiu ani rtęci, więc są przyjazne dla środowiska.

W praktyce wszystkie lampy Modlight Illumix można stosować bezpośrednio z różnymi modułami sieciowymi Murrelektronik.



Murrelektronik Sp. z o.o.  
www.murrelektronik.pl

### Wyświetlacze wielkogabarytowe

Od początku bieżącego roku wszystkie wyświetlacze przemysłowe firmy SEM, z wysokością cyfr 100, 150 i 227 mm, są produkowane z użyciem diod RGB. Użytkownik może dzięki temu wybierać spośród 15 kolorów (od fioletu do białego), ustawić kolor na stałe lub zmieniać go dynamicznie. Producent gwarantuje wysoką jasność, odpowiednią do pracy przy świetle słonecznym. Stosownie do natężenia oświetlenia zewnętrznego poziom jasności automatycznie ulega zmianom, lecz można też ustawić go na stałe. Wszystkie wielkości wyświetlaczy są dostępne w układzie jednorzędowym od 1 do 8 cyfr lub w postaci tablic wielokrotnych. Oferowane są obudowy z aluminium lub stali kwasoodpornej o stopniu ochrony IP40, 54 i 65. Wyświetlacze mogą pracować jako liczniki, mierniki wielkości analogowych, a także współpracować z dowolnymi systemami przez interfejsy cyfrowe. Producent zapewnia wsparcie inżynierskie. Ponadto wykonuje na zamówienie specjalne wersje obudów i oprogramowania.



SEM  
www.sem.pl

reklama

## Które wydanie jest dla Ciebie?

2/2018

**AUTOMATYZACJA PRODUKCJI  
EFEKTYWNOŚĆ W ENERGETYCE**

3/2018

**AUTOMATYKA I ROBOTYKA**

4/2018

**BEZPIECZEŃSTWO W PRZEMYSŁE**

# Serwonapędy Estun – nowości i przykładowa aplikacja

Jarosław Pawełek, Dominik Turczyński

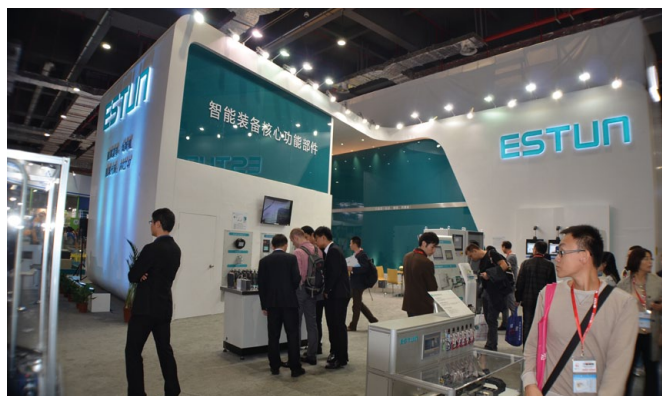
Początki firmy Estun sięgają roku 1994. Od tego czasu nieustannie się ona rozwija, kładąc nacisk na niezawodność i innowacyjność. Centrala firmy, zatrudniająca obecnie 700 osób, skupia swoje działania na produkcji serwonapędów AC, wykorzystując przy tym nowoczesne technologie. W 2011 roku firma Multiprojekt została autoryzowanym przedstawicielem tej marki.

## Seria ProNet-E /EST – co dalej?

W 2017 roku firma Estun rozpoczęła wprowadzanie trzech nowych serii napędów:

- ProNet-AMF i ProNet Plus, które zastępują wysłużoną już serię Pronet-E;
- EST Plus, która wprost zastępuje serię ETS, oferując przy tym większe możliwości przy porównywalnej cenie.

Tym samym firma Estun odchodzi już od przestarzałej technologii enkoderów inkrementalnych, gdzie użytkownik nie miał informacji o położeniu wałka silnika. Nowe serie zostały zaprojektowane tak, aby w jak największym stopniu ułatwić użytkownikom przejście na nie. Jeśli klient zastanawiałby się nad możliwymi problemami, nie ma czego się obawiać, gdyż...



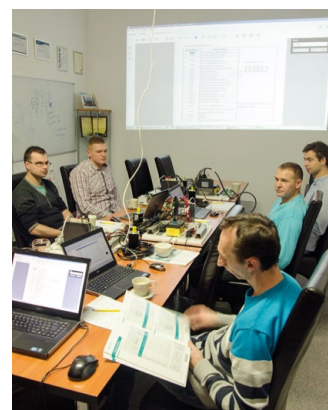
Fot. 1. Stoisko firmy Estun



Fot. 2. Silniki marki Estun

## Wsparcie techniczne i szkolenia

Firma Multiprojekt zapewnia wsparcie posprzedażowe dla swoich klientów i pomoc w uruchomieniu napędów. Dane kontaktowe do osób wsparcia technicznego są podane na stronie <http://www.multiprojekt.pl/Informacje/Kontakt/>. Jeśli mają Państwo pytanie – prosimy o kontakt, nasi specjaliści chętnie pomogą. Co więcej, firma Multiprojekt we wszystkich swoich oddziałach prowadzi cykliczne szkolenia swojej firmy z obsługi i programowania serwonapędów Estun. Koszt szkolenia to jedynie 50 zł netto, za co otrzymujemy całodniowe szkolenie (8 godzin). Szkolenie kończy się otrzymaniem imiennego certyfikatu. Podczas niego zapewniamy merytoryczne wsparcie, lunch i bufet kawowy.



Fot. 3. Szkolenie w krakowskim oddziale firmy Multiprojekt

## Funkcjonalność

W swojej ofercie firma Estun posiada serwo silniki z enkoderami absolutnymi jednoobrotowymi oraz wieloobrotowymi o rozdzielczości 17 lub 20 bitów lub resolver, o mocach z przedziału od 50 W do 22 kW i momentach znamionowych od 0,16 Nm do 140 Nm. Dla wygody klientów istnieje możliwość wyboru pomiędzy 2 rodzajami zasilania: 1 × 230 V AC do mocy 1,5 kW lub 3 × 400 V AC. Napędy mogą się komunikować w protokole Modbus, CANopen i EtherCAT. Dodatkowo wyposażone są w autotuning czasu rzeczywistego, gdzie napęd w trybie rzeczywistym dobiera parametry regulatora PID, poprawiając stabilność pracy układu. Dostępne tryby sterowania to: sterowanie sygnałem analogowym (momentem, prędkością), sygnałem dyskretnym, tak zwanym krok/kierunek, z wewnętrznego pozycjonera lub poprzez komunikację.

## Silniki

Podstawowe serie silników o mocach z przedziału od 50 W do 22 kW i momentach znamionowych od 0,16 Nm do 140 Nm, takie jak EMJ, EMG, EML i EMB, pozostają bez

**Tabela 1.** Wybrane parametry techniczne serwonapędów ESTUN z serii ProNet

Seria	Pronet
Moc	50 W - 22 kW
Napięcie zasilania	1×230 V AC (≤ 1,5 kW)
	3×400 V AC (≥ 2,0 kW)
Sprzężenie zwrotne	Enkodery absolutne 17-bitowe, resolwer
Sterowanie	Kontrola pozycji, prędkości i momentu, opcja: wbudowany EtherCAT
	Zadawanie pozycji protokołem komunikacyjnym (wbudowany 16-pozycyjny indeks)
Interfejs	RS485, CAN, ETHERNET
Protokół	Modbus, CANopen, EtherCAT

zmian. Zmieniają się jedynie dostępne rodzaje sprzężeń zwrotnych. Silniki z oznaczeniami sprzężenia zwrotnych S i D, czyli absolutnymi 17-bitowymi jedno- i wieloobrotowymi pozostają bez zmian. Jako nowa seria pojawia się seria F, która posiada 20-bitowy enkoder jednoobrotowy, która zastępuje powoli wycofywaną serię P enkoderów inkrementalnych 2500 imp/obr. Silniki posiadające resolwer również pozostają bez zmian.

**Tabela 2.** Wybrane parametry techniczne serwośilników ESTUN

Seria	EMJ	EMG	EML	EMB
Napięcie zasilania	230 V AC	230/400 V AC	230/400 V AC	400 V AC
Moc znamionowa	50 W - 1,0 kW	1,0-5,0 kW	1,0-4,0 kW	7,5-22,0 kW
Moment znamionowy	0,16-3,18 Nm	4,78-23,9 Nm	9,5-38,2 Nm	47,8-140 Nm
Prędkość znamionowa	3000 obr./min	2000 obr./min	1000 obr./min	1500 obr./min
Sprzężenie zwrotne (ProNet)	Enkoder absolutny 17-bitowy, 1-obrotowy			
	Enkoder absolutny 20-bitowy, 1-obrotowy			
	Enkoder absolutny 17-bitowy, wieloobrotowy resolwer			
Obudowa	Całkowicie zamknięta z własnym chłodzeniem			
	do IP65 (przy opcji WR)	IP65	IP65	IP44

## Oprogramowanie

Wraz z serwonapędami klient dostaje możliwość korzystania z bezpłatnego oprogramowania ESview. Oprogramowanie to pozwala między innymi na:

- odczyt i ustawianie parametrów serwa, możliwość definicji plików do seryjnego wgrywania i wymieniania między użytkownikami;
- odczyt aktualnych stanów wejść i wyjść oraz parametrów serwonapędu;
- odczyt alarmów;
- szybkie i wygodne programowanie serwonapędu;
- generowanie krzywych przebiegu najważniejszych stanów bieżących napędu;
- dostrajanie serwonapędu poprzez manualny tuning i ustawienie offsetów.

## Zamawiamy zestaw

Poza wyżej wymienionym oprogramowaniem klient wraz z zamówionym zestawem –oprócz silnika i napędu – otrzymuje zestaw kabli połączeniowych o długości 5 metrów, niezbędne konektory (np. do podłączenia wejść sygnałowych) oraz wsparcie techniczne.

## Nowości w ofercie ESTUN

ESTUN w najbliższym czasie systematycznie będzie wymieniał starsze zasłużone serie nowszymi, o większych możliwościach. Pierwszą nowością w ofercie Estuna jest seria ProNet-AMF, która zastępuje dotychczasową serię ProNet-E.

Z perspektywy klienta/installatora najważniejsze różnice to:

- rozdzielczość enkodera, czyli inaczej ilość impulsów, które musimy wysłać do napędu, aby silnik wykonał jeden pełen obrót: ProNet-E – 10 000, zaś AMF – 1 048 576 – to również większa stabilność pracy AMF – więcej informacji dociera do napędu (do regulatora PID) z silnika;
- aby nowa seria była kompatybilna ze starszą, w AMF-ie zaimplementowano dodatkową 32-bitową przekładnię elektroniczną (można ustawić ją tak, aby ilość impulsów, które musimy wysłać na obrót, była taka sama jak w ProNecie-E);
- nowe kable w wykonaniu w standardzie IP 65.

## Kolejna nowość to ProNet Plus/ETS Plus

Czym jest ProNet Plus? To udoskonalona wersja serwonapędów oparta na serii ProNet. Napęd ten został zaprojektowany w taki sposób, aby szybko i bezproblemowo można nim zastąpić starsze wersje napędów (ProNet-F/ProNet-A). Dzięki rozwojowi części sprzętowej i oprogramowania ProNet Plus może zaoferować lepszą wydajność przy większej ilości funkcji:

- szeroki zakres mocy: 50 W ~ 5 kW;
- zasilanie: 1 AC / 3 AC 200 V, 3 AC 400 V;
- różne protokoły komunikacyjne: Modbus, CANopen, EtherCAT (opcjonalnie);
- oznaczenie producenta ProNet-xxxxG.

Najważniejsze cechy ProNet/ETS Plus:

- 100% kompatybilności z serią ProNet-F/ProNet-A, począwszy od instalacji, okablowania poprzez ustawianie parametrów;
- możliwość wymiany serii ProNet-F/ProNet-A bezpośrednio przy użyciu tych samych silników i kabli. Niezastąpiony w utrzymaniu ruchu, teraz jeden napęd może zastąpić wiele modeli serwonapędów; ułatwia to proces przechowywania i konserwacji;
- możliwość wyboru pomiędzy 20-bitowymi enkoderami inkrementalnymi i 17-bitowymi enkoderami absolutnymi (również funkcja automatycznego rozpoznawania podłączonego sprzężenia zwrotnego);
- możliwość aktualizacji oprogramowania napędu poprzez osobny port;
- poprawa wydajności napędu dzięki nowej platformie sprzętowej. Obsługa większej liczby funkcji, takich jak: tryb sterowania CSV, pomiar detalu (*Touch Probe*), funkcje bazowania itp;
- poprawa solidności i niezawodności produktu;
- nowe oprogramowanie narzędziowe ESView 3.0 z większą funkcjonalnością.



Możliwe kłopoty przy zastępowaniu starszej serii?

Brak jakichkolwiek problemów, ponieważ:

- silnik pozostaje ten sam (z wyjątkiem serii ProNet-E);
- okablowanie wejść/wyjść jest zgodne z serią ProNet;
- ten sam wygląd, rozmiar i parametry, co w serii ProNet.

Co ze starymi seriami napędów? Stare serie napędów pozostają w dostępności do czasu przejścia przez klientów na nową serię napędów Estun.

## Pozycjonowanie bez zewnętrznego kontrolera

Jednym z wielu możliwych trybów pracy serwonapędów ESTUN jest pozycjonowanie na podstawie wewnętrznego pozycjonera. Tryb ten jest często pomijany lub po prostu niezauważany, dlatego przyjrzymy się mu nieco bliżej.

Do dyspozycji mamy 16 kroków, co przekłada się na 16 pozycji (dystansów) wraz z prędkościami ruchów i czasami przyspieszania/zwalniania oraz pauzy pomiędzy ruchami. Serwonapęd wykonuje kroki w kolejności od pierwszego do ostatniego. Ale wcale nie musimy i nie zawsze chcemy używać wszystkich szesnastu kroków – po prostu wskazujemy, który krok jest początkiem, a który krok jest ostatnim elementem sekwencji ruchów. Kolejnym ważnym parametrem jest sposób interpretacji – w opisie powyżej pojawiają się obok siebie słowa „pozycja” oraz „dystans”. W tym miejscu pojawia się wyjaśnienie: napęd może interpretować wartości z rejestrów w sposób inkrementalny lub absolutny. Jeśli wskażemy, żeby napęd pozycjonował się w sposób absolutny, oznacza to, że wartość z rejestru zostanie odczytana jako „jedź do pozycji”, natomiast w pozycjonowaniu inkrementalnym napęd odczyta to jako „przesuń się o dystans”. Ot cała zagwozdzka. Dla przykładu: jeśli w kroku pierwszym wpisujemy wartość „0”, to w trybie absolutnym napęd wykona ruch do pozycji „0 impulsów”, gdzie w trybie inkrementalnym byłaby to nic niewnosząca komenda o treści „przesuń się o 0 impulsów”. Do ukończenia konfiguracji pozostało wybrać tryb zmiany i wywołania kroków. Kroki możemy wywoływać ze zwłoką czasową lub sygnałem P\_CON. Możemy zdefiniować, że sekwencja wykona się tylko raz lub będzie powtarzana w kółko. Ten tryb sterowania zaopatruje nas również w procedurę bazowania. Po podaniu sygnału PCL lub NCL silnik zostanie zbazowany na odpowiadającym czujnikowi krańcowym: P\_OT lub N\_OT.

## Przykładowe zastosowanie

W tym rozdziale zostanie opisana przykładowa aplikacja, w której został wykorzystany serwowzmacniacz ESTUN ProNet E 10A wraz z serwośilnikiem EMJ 10 APB 22, sterownik PLC FATEK B1 10MJ25 D24S, przekładnia planetarna Sesame PGF-90-007-P2 oraz mechanika Hiwin: śruba kulowa oraz szyny z wózkami.

Wyobraźmy sobie linię produkcyjną, gdzie po wyznaczonych podajnikach rolkowych przepychane są prostokątne płyty transportowe, z których każda waży kilkaset kilogramów. Cykl linii wygląda tak, że co ok. 18 s następuje przepchnięcie szeregu płyt o jedno miejsce. Linia jest wyposażona w stanowisko automatycznej kontroli płyt – wyjściową informacją z tego miejsca jest to, czy płyta jest sprawna, czy też wymaga wymiany

na nową. W przypadku wykrycia uszkodzonej płyty konieczna jest jej wymiana na nową.

Siedem miejsc dalej jest właśnie miejsce służące do tego celu, niestety nie-zaautomatyzowane. Obsługa

linii wymieniała płyty ręcznie, przy użyciu suwnicy. Całość zabierała ogromne ilości czasu (jeszcze raz przytoczę: czas cyklu linii to 18 sekund). I w tym tkwił problem.

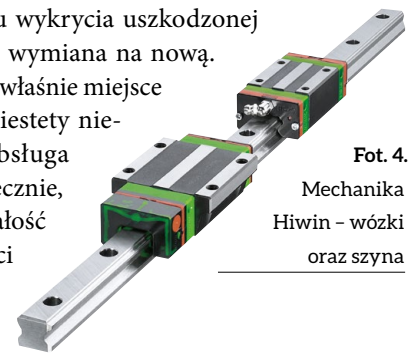
Firma postanowiła zautomatyzować proces wymiany płyty. W oparciu o fachową pomoc techniczną zaopatrzyła się w Multiprojekt w niezbędne komponenty, począwszy od mechaniki, a na sterowniku PLC kończąc. W miejscu, gdzie dotychczas płyty były wymieniane ręcznie, pojawia się nowa konstrukcja. W dużym uproszczeniu można tę konstrukcję opisać jako prostokątną ramę ustawioną prostopadle do ciągu linii. Owa konstrukcja ma dwa pola robocze, opisane numerami 1 i 2, i może pomieścić dwie płyty. Rama może poruszać się prostopadle do linii i przyjmować jedną z dwóch pozycji roboczych: A lub B. W ustawieniu A pole robocze nr 1 jest ustawione równoległe i współbieżnie do ciągu linii, tak że płyty mogą być bez trudu przepychane dalej. W ustawieniu B jest bardzo podobnie, z tym że pole robocze nr 2 jest ustawione w ciągu linii.

W tej aplikacji została wykorzystana opisana powyżej opcja pozycjonowania z wbudowanego pozycjonera. Całość dopełnił sterownik PLC FATEK, który komunikował się z napędem ESTUN po protokole MODBUS ASCII. Na poniższych, nieco zmodyfikowa-

nych, zrzutach ekranu z programu EView zostały przedstawione parametry, które wymagały konfiguracji. Parametry w zielonych ramkach są zmienione na potrzeby tej aplikacji.

I tak oto parametr:

- Pn005 – odpowiada między innymi za wybór trybu kontroli. Wartość 0x00C0 definiuje tryb kontroli z wewnętrznego pozycjonera;
- Pn512 – służy do mapowania sygnałów wejściowych na rejestr MODBUS-owy. Wartość 0x0010 oznacza, że sygnał P\_CON będzie szczytywany z rejestru MODBUS-owego;
- Pn600 – 607 służą do konfiguracji wartości pozycji w poszczególnych krokach. Każdy krok ma dwa rejestry pozycji. Na przykład dla kroku nr 0 mamy rejestry Pn600 i Pn601, gdzie



Fot. 4.

Mechanika Hiwin – wózki oraz szyna

<input checked="" type="checkbox"/>	Pn005	Application Function Select Switch 5	0x00C0
head	head0	Torque Feedforward Setting	0
head1	head1	Control Method Selection	C
head2	head2	Excessive Error Alarm Selection	0
head3	head3	Motor Type	0
<input checked="" type="checkbox"/>	Pn512	Bus Control Input Contact (Low) Selection	0x0010
bit0	bit0	CH1_14	0
bit1	bit1	CH1_15	1
bit2	bit2	CH1_16	0
bit3	bit3	CH1_17	0
<input checked="" type="checkbox"/>	Pn600	Point to Point Position Pulse 0 (High)	5000
<input checked="" type="checkbox"/>	Pn601	Point to Point Position Pulse 0 (Low)	5000
<input checked="" type="checkbox"/>	Pn602	Point to Point Position Pulse 1 (High)	1000
<input checked="" type="checkbox"/>	Pn603	Point to Point Position Pulse 1 (Low)	1000
<input checked="" type="checkbox"/>	Pn604	Point to Point Position Pulse 2 (High)	5000
<input checked="" type="checkbox"/>	Pn605	Point to Point Position Pulse 2 (Low)	5000
<input checked="" type="checkbox"/>	Pn606	Point to Point Position Pulse 3 (High)	5000
<input checked="" type="checkbox"/>	Pn607	Point to Point Position Pulse 3 (Low)	1000
<input checked="" type="checkbox"/>	Pn632	Speed 0 Under Point to Point Control	2500
<input checked="" type="checkbox"/>	Pn633	Speed 1 Under Point to Point Control	2500
<input checked="" type="checkbox"/>	Pn634	Speed 2 Under Point to Point Control	2500
<input checked="" type="checkbox"/>	Pn635	Speed 3 Under Point to Point Control	2500
<input type="checkbox"/>	Pn636	Speed 4 Under Point to Point Control	500
<input type="checkbox"/>	Pn637	Speed 5 Under Point to Point Control	500
<input type="checkbox"/>	Pn638	Speed 6 Under Point to Point Control	500
<input type="checkbox"/>	Pn639	Speed 7 Under Point to Point Control	500
<input type="checkbox"/>	Pn640	Speed 8 Under Point to Point Control	500
<input type="checkbox"/>	Pn641	Speed 9 Under Point to Point Control	500
<input type="checkbox"/>	Pn642	Speed 10 Under Point to Point Control	500
<input type="checkbox"/>	Pn643	Speed 11 Under Point to Point Control	500
<input type="checkbox"/>	Pn644	Speed 12 Under Point to Point Control	500
<input type="checkbox"/>	Pn645	Speed 13 Under Point to Point Control	500
<input type="checkbox"/>	Pn646	Speed 14 Under Point to Point Control	500
<input type="checkbox"/>	Pn647	Speed 15 Under Point to Point Control	500
<input checked="" type="checkbox"/>	Pn648	1st Filter Time Constant 0 Under Point to Point Control	0x0000
<input checked="" type="checkbox"/>	Pn649	1st Filter Time Constant 1 Under Point to Point Control	0x0000
<input checked="" type="checkbox"/>	Pn650	1st Filter Time Constant 2 Under Point to Point Control	0x0000
<input checked="" type="checkbox"/>	Pn651	1st Filter Time Constant 3 Under Point to Point Control	0x0000
<input checked="" type="checkbox"/>	Pn681	Application Function Select Switch 7	0x0011
head	head	Mode Switching of Planning, Stating and Looking for Pulse	0
head1	head1	Mode Switching of Change Steps	1
head2	head2	Mode of Change Steps Input Signal	1
head3	head3	Reserved (Do not change.)	0
<input checked="" type="checkbox"/>	Pn682	Programming Method	0

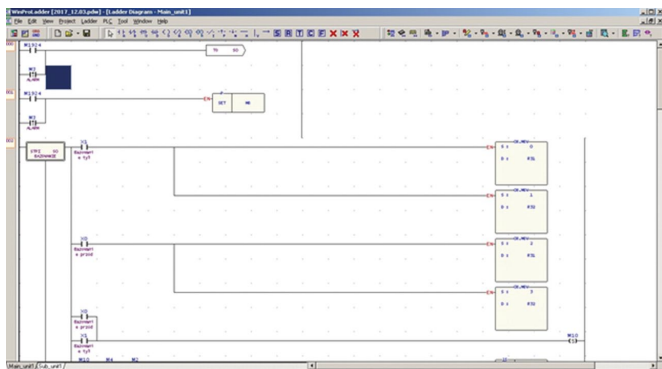
Fot. 5. Zrzut ekranu z programu EView



Pn600 jest podawany w jednostce 10000 pulsów, a Pn601 w jednostce 1 puls. Końcowa pozycja dla kroku jest sumą tych rejestrów. Gdy Pn600 = 4, Pn601 = 5000, to oznacza to, że silnik dojedzie do pozycji = 45000 p, co w rzeczywistości przełoży się na 4,5 obrotu wału silnika;

- Pn632-635 – tutaj konfigurujemy prędkość ruchu w jednostce [obr./min];
- Pn648-651 – w tych parametrach zapisane są czasy przyspieszania/zwalniania poszczególnych kroków;
- Pn681 – ten rejestr służy do konfiguracji sposobu wywołania kroków. Wartość 0x0110 oznacza, że kroki będą wywoływane zboczem rosnącym od sygnału P\_CON;
- Pn682 – tutaj wskazujemy sposób interpretacji. Wartość 1 oznacza sposób absolutny.

Sekwencja ruchów składa się z dwóch kroków, mimo to maszyna została uzupełniona o sterownik FATEK – głównie z tego powodu, że maszyna może przyjmować jedną z dwóch pozycji bazowych. Operator, podchodząc do maszyny, może zdecydować, w którym kierunku powinna się zbazować. Na szafie zamontowane są dwa przyciski monostabilne wyposażone w dwa styki NO. Dla wyjaśnienia weźmy pod lupę przycisk nazwany „Bazowanie w przodzie”. Jeden styk przekazuje sygnał wprost do serwonapędu, na wejście P\_CL, i wywołuje bazowanie w kierunku krańcówki P\_OT. Drugi styk przekazuje sygnał na wejście PLC. PLC sprawdza, w którą stronę została zbazowana maszyna, i według tego wysyła odpowiednią konfigurację do serwonapędu, a dokładnie wysyła po MODBUS dwa rejestry, w których zapisane są informacje, który krok jest początkiem, a który jest końcem sekwencji ruchów. W zależności od przyjętej pozycji bazowej sekwencja ruchów to 0–1 lub 2–3.



Fot. 6. Zrzut ekranu z programu WinProLadder

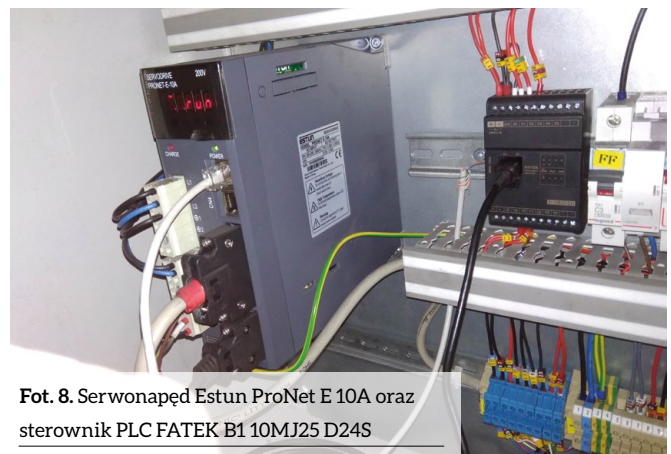
Dodatkowo PLC sprawdza stan wyjść serwonapędu poprzez komunikację MODBUS. W tym przypadku są to wyjścia:

- COIN – załączone, gdy różnica pozycji zadanej i aktualnej jest poniżej zadeklarowanego poziomu;
- TGON – załączone, gdy serwonapęd obraca się wolniej, niż założono;
- ALARM – wyjście wyłączone w sytuacji, gdy serwonapęd zgłosi alarm.

Oczywiście wyjście ALARM jest również fizycznie połączone z obwodem bezpieczeństwa maszyny.



Fot. 7. Serwosilnik Estun EMJ 10 APB 22



Fot. 8. Serwonapęd Estun ProNet E 10A oraz sterownik PLC FATEK B1 10MJ25 D24S



Fot. 9. Szafa sterownicza maszyny

Powyżej kilka zdjęć z obiektu.

Jeśli interesuje Państwa automatyzacja przedsiębiorstwa, zapraszamy do Multiprojektu – nasi specjaliści z pewnością znajdą doskonale rozwiązanie dla Państwa. ■

Jarosław Pawełek, Dominik Turczyński



www.multiprojekt.pl

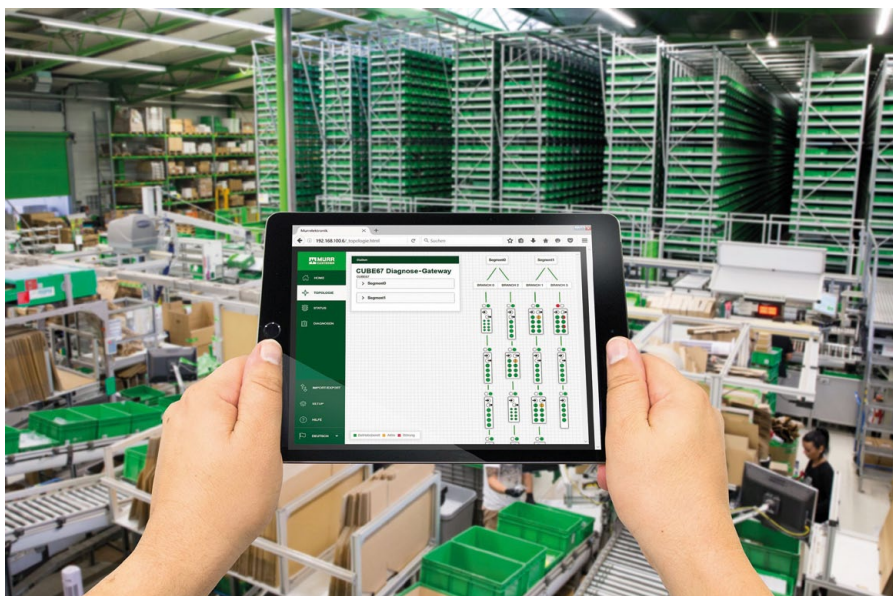
Podstawa Twojego sukcesu

# Wykorzystać każdą okazję

Producenci maszyn przywiązują dużą wagę do opłacalności. Presja wzrasta, gdy w grę wchodzi koszty, a rozwiązania instalacyjne muszą być zaprojektowane tak, by oszczędzać pieniądze firm. W Murrelektronik znamy na to wiele sposobów. Chcemy dzielić się tą wiedzą! Zyskują na tym nasi klienci i ich klienci. To dlatego, że dobre instalacje dają więcej – przynoszą korzyści również po uruchomieniu.

**T**o zdarza się częściej, niż myślisz: szukając najlepszych rozwiązań instalacyjnych do swoich maszyn, inżynierowie elektrycy nadmiernie skupiają się na kosztach. Wykluczają niektóre komponenty ze względu na ich cenę tak, by wszyscy byli zadowoleni, kiedy instalacja rusza, a pieniądze są zaoszczędzone.

Naszym zdaniem takie podejście nie uwzględnia wszystkich szans i możliwości. Można zrobić znacznie więcej. Maszyny i systemy mogą być usprawnione tak, by obniżyć nie tylko koszty materiałów. Oszczędności można szukać w wielu procesach łańcucha produkcji.



## Nasz sposób na sukces: szersze spojrzenie

To cel Murrelektronik. Jesteśmy ekspertami w zakresie doradztwa i specjalistami w opracowywaniu optymalnych rozwiązań instalacyjnych w ścisłej

współpracy z naszymi klientami. Nasz sposób na sukces to analiza całego procesu: od planowania maszyn i systemów, przez zakupy, logistykę, produkcję i montaż, ustawienie, aż do serwisu i diagnostyki.

Nasi klienci twierdzą, że to działa! Skupiamy się na opłacalności całego systemu. Tak tworzymy efektywne procesy, które prowadzą do sukcesu.

Oczywiście koszty materiałów są obniżane, ale to nie wszystko. Tworzymy fundamenty gwarantujące, że nasi klienci oszczędzają na dodatkowych kosztach, na przykład redukując czasy instalacji i pracy inżynierów. Jesteśmy elastyczni, ponieważ podejmujemy decyzje dotyczące konkretnych protokołów sieciowych i oferujemy bardzo różne rozwiązania: od prostych systemów pasywnych, aż do złożonych systemów sieciowych. Współpracujemy z klientami, zastanawiając się, co jest dla nich rzeczywiście najlepsze.







reklama

# MODUŁY PASYWNE

## Mniej wysiłku, mniej kłopotów

- Większa wydajność, optymalne okablowanie
- Prostsza instalacja, szybsza diagnostyka
- Szeroka oferta modułów pasywnych

### Zwiększamy przewagę konkurencyjną

Najlepsze jest to, że wraz z naszymi klientami skupiamy się na odbiorcach końcowych. Opracowujemy rozwiązania i korzyści, które wykraczają poza dostarczenie maszyny. Ich użytkownicy korzystają także z rozwiązań elektrotechnicznych. Dla przykładu: dbamy o niskie zużycie prądu, stosując w naszych produktach efektywne energetycznie komponenty lub rezygnując z części, które nie są używane w danym procesie. Nasze rozwiązania umożliwiają ponadto zwiększenie dostępności systemów dzięki zastosowaniu bezobsługowych elementów i zintegrowanych, szczegółowych funkcji diagnostycznych. Operatorzy maszyn doceniają te udogodnienia, a to zwiększa przewagę konkurencyjną naszych klientów.

### Zawsze chętnie pomagamy

Dla naszych klientów zainicjowaliśmy usługi konsultyn-gowe pod hasłem CONNECTIVITY. Nasi specjaliści pomagają zoptymalizować maszyny i systemy instalacyjne. Dzięki temu zwiększamy przewagę konkurencyjną i redukujemy całkowity koszt. ■



### INTELIGENTNE ROZWIĄZANIA DLA APLIKACJI PRZEMYSŁOWYCH



Murrelektronik Sp. z o.o.

ul. Jordana 11

40-056 Katowice

tel. 32-730 00 20

fax 32-730 00 23

e-mail: [info@murrelektronik.pl](mailto:info@murrelektronik.pl)

[www.murrelektronik.pl](http://www.murrelektronik.pl)

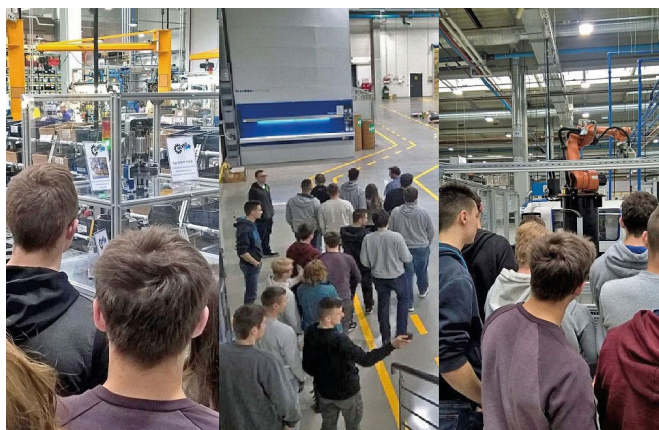
[shop.murrelektronik.pl](http://shop.murrelektronik.pl)

# NORD przeciera nowe szlaki – szkolenie z wiedzy o napędach dla uczniów technikum

Uczniowie z Zespołu Szkół Elektronicznych i Samochodowych z Zielonej Góry uczestniczyli w całodniowym szkoleniu z zakresu techniki napędowej, przeprowadzonym w Zakładach Produkcyjnych Nord Napędy w Nowej Soli.

8 grudnia 2017 roku NORD zainicjował nowatorskie przedsięwzięcie w zlokalizowanej w Polsce fabryce podzespołów i napędów. Firma zorganizowała szkolenie z techniki napędowej dla uczniów zielonogórskiego „Elektryka”. Uczestnicy mieli okazję poznać specjalistyczną wiedzę z dziedziny napędów, która była prezentowana na wysokiej klasy sprzęcie. Podczas zajęć udało się zaciekawić uczniów napędami, pokazać im nowoczesny zakład produkcyjny i obowiązującą tu kulturę pracy. NORD wziął na siebie całą organizację, łącznie z transportem uczniów. Chętnych do udziału w zajęciach było więcej niż dostępnych miejsc, dlatego trzeba było wyłonić uczestników drogą losowania.

To pierwsza taka inicjatywa firmy NORD, która ma na celu podzielić się wiedzą z młodymi ludźmi z bardzo specyficznego i trudnego tematu, aby po zakończeniu szkoły chcieli rozważyć



pracę w firmie NORD. Współpraca ze szkołami średnimi to jeden z priorytetów przedsiębiorstwa NORD. Spotkanie przebiegało w bardzo dobrej atmosferze.

– To był bardziej dialog i dyskusja niż forma wykładu. Wszyscy uczniowie byli bardzo zainteresowani szkoleniem. Będziemy chcieli przenosić tę formę szkoleń na inne oddziały naszej firmy – tłumaczy Marek Chapiński, inżynier sprzedaży w firmie NORD, który był jedną z osób prowadzących szkolenie. ■

## Rozwiązania napędów dla sortowni paczek – płynna realizacja procesu i szybka wysyłka

Niezawodne, solidne, działające w sieci i inteligentne – rozwiązania napędów dla sortowni paczek zgodne ze standardem Industry 4.0, dostarczane przez firmę NORD.

Centra paczek stawiają niezwykle wysokie wymagania dla technologii napędów: aby uniknąć usterek i przestoju, napędy muszą zapewniać maksymalną niezawodność, a ze względu na dużą liczbę niezbędnych jednostek napędowych systemy muszą działać z najwyższą wydajnością. To obniża

koszty eksploatacyjne. Ważnymi czynnikami są także: łatwość montażu, obsługi i konserwacji oraz możliwości zapewniane przez standard Industry 4.0.

Motoreduktory NORD z przekładnią walcowo-stożkową lub walcowo-ślimakową zapewniają szybki i niezawodny transport paczek. Nawet w warunkach ciągłego obciążenia przekładnie wymagają niewielkiej konserwacji i zapewniają długi okres eksploatacji dzięki trwałym i nieulegającym zużyciu przekładniom. Ponadto, silniki o dużej odporności na przeciążenia sprawiają, że potrzebna jest tylko nieduża liczba wersji, chociaż system przenośników składa się z wielu jednostek napędowych.





Falowniki są dostarczane w wersji *plug-in* (do szybkiego podłączenia) i mogą być szybko i łatwo wymienione, jeśli konieczna jest konserwacja.

Zdecentralizowane falowniki są połączone w sieć i komunikują się ze sobą przez różne interfejsy. Zintegrowany sterownik PLC może być swobodnie konfigurowany i niezależnie wykonuje zadania sterowania lokalnego. Na przykład, gdy nastąpi nagromadzenie paczek na rampie załadowniczej, można zmniejszyć prędkość łańcucha przenośnika. Tak więc można skrócić

czas przestoju. To umożliwia również ciągle monitorowanie napędów.

Na całym świecie inteligentne rozwiązania napędów firmy NORD zapewniają płynną realizację procesu i szybką wysyłkę. Na przykład NORD dostarczył francuskiej firmie Chronopost doręczającej paczki 1100 zdecentralizowanych napędów dla jej sortowni paczek. Ze swoją maksymalną przepustowością 30 000 paczek na godzinę, centrum dystrybucji paczek znajdujące się na południe od Paryża jest jednym z najbardziej wydajnych centrów w Europie. Dla najszybszego australijskiego systemu sortowania paczek w Melbourne, o wydajności 35 000 paczek na godzinę, firma NORD dostarczyła natomiast 1000 silników i napędów.



NORD Napędy Sp. z o.o.  
ul. Krakowska 58  
32-020 Wieliczka  
tel. 12-288 99 00  
fax 12-288 99 11  
e-mail: [biuro@nord.com](mailto:biuro@nord.com)  
[www.nord.com](http://www.nord.com)

reklama

## Elastyczne kompleksowe rozwiązania dla systemów transportu **NORDAC LINK**

- tryb SERVO i POSICON
- tryb ręczny przełączany kluczykiem
- bezpieczeństwo Safe Stop
- wersja z przetwornicą częstotliwości lub softstartem
- praca sieciowa



Dowolna konfiguracja elementów na panelu

Wbudowany PLC

Lokalny wyłącznik serwisowy



**NORD Napędy**  
Inteligentne systemy napędowe  
tel: 12 288 99 00, [biuro@nord.com](mailto:biuro@nord.com), [www.nord.com](http://www.nord.com)



Kompaktowe bloki złączy do podłączenia silnika

# Technologia *Push-in* pozwala na zaoszczędzenie miejsca

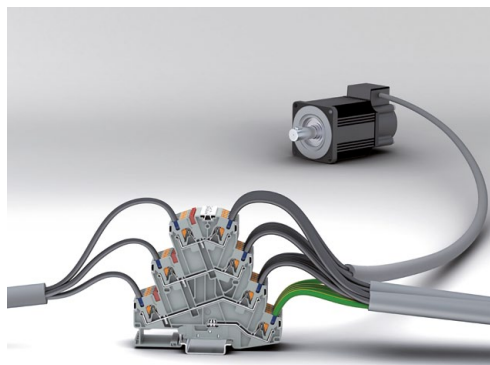
Reiner Busse, Dariusz Chiliński

Oszczędność miejsca z jednej strony, przejrzystość i funkcjonalność z drugiej – takie są dziś wymagania w celu zapewnienia efektywnej produkcji szaf sterowniczych. Mając to na uwadze, coraz więcej złączy opracowuje się dla coraz bardziej wyspecjalizowanych zastosowań. Weźmy na przykład dwa nowe złącza silnikowe firmy Phoenix Contact, oferujące użytkownikom liczne korzyści.

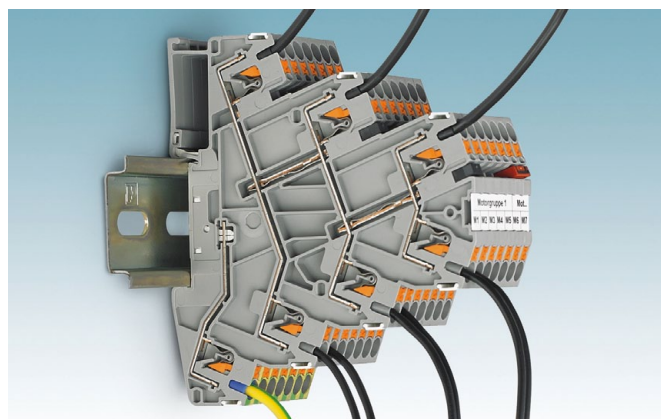
**W** celu dokładnego określenia konkretnych zastosowań w szafie sterowniczej, a także zaoszczędzenia miejsca, kompletna linia złączy szynowych Clipline firmy Phoenix Contact oferuje odpowiednie produkty do zasilania lub przesyłu sygnałów do czujników i urządzeń wykonawczych. Bloki złączy szynowych z odłącznikiem nożowym umożliwiają pomiar prądu bezpośrednio w bloku złączy bez konieczności odłączania przewodów łączących. Bloki złączy z diodami informują o błędzie za pośrednictwem sygnalizacji LED. Złącza doprowadzające zasilanie mogą rozprościć potencjał nawet na kilka odbiorników jednocześnie. Jest wiele innych przykładów, które można dodać do tej listy.

## Złącza szynowe do podłączenia silnika

„Małe” złącze do przyłączenia silnika o oznaczeniu PT 2,5-PE/3L i „duże” złącze do przyłączenia silnika o oznaczeniu PT 4-PE/3L – jak sugerują ich nazwy – przeznaczone są do podłączenia silników prądu przemiennego. Bloki złączy mają trzy poziomy służące do podłączenia faz L1, L2 i L3. Kolejny poziom może być użyty do połączenia przewodu ochronnego PE. Złącza do podłączenia silnika są przeznaczone dla 800 V zgodnie z europejską normą IEC, natomiast wg amerykańskiej normy UL 1059 (Use Group C) odstępki izolacyjne powietrzne i powierzchniowe są przeznaczone dla 600 V. Oba złącza zaprojektowano dla maksymalnego prądu odpowiednio 25 A i 32 A.



Przejrzyste i oszczędzające miejsce – złącza do podłączenia silnika z technologią połączeń *Push-in* i różnicowanymi możliwościami mostkowania



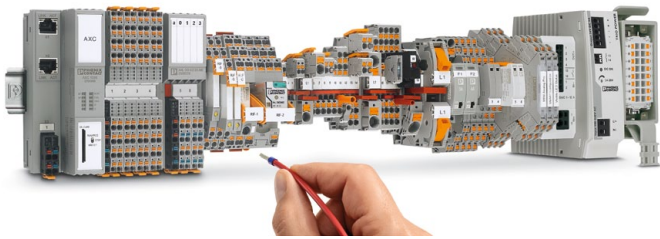
Poziome mostki łączą poziomy bloki złączy – to tylko jeden przykład uniwersalnego zastosowania bloków złączy w systemie

Konfiguracja techniczna złączy zapewniona jest dzięki systemowi akcesoriów CLIPLINE Complete – poprzez kanały wielofunkcyjne lub mostkowe. Mogą być tutaj użyte standardowe mostki typu *Plug-in* FBS. Są to szczególnie dogodne rozwiązania do mostkowania sąsiednich bloków złączy, ponieważ wymagają one minimalnej siły wkładania. Złącza do podłączenia silnika posiadają kanał mostkowy na każdym poziomie – użytkownik może więc użyć jednego złączy jako zasilania i obsługiwać równolegle kilka urządzeń na sąsiadujących złączach. Zmniejsza to problemy związane z okablowaniem i oszczędza nie tylko koszty materiałowe i logistyczne, ale również koszty montażu pozostałego okablowania.

## Wygodne zaciski *Push-in*

Aby zapewnić, by cały proces był jak najbardziej efektywny, do podłączenia przewodów wybrano popularną technologię *Push-in*. Oznacza to, że przewody mogą być włożone ręcznie do zacisku bez potrzeby dodatkowego narzędzia. Ta technologia bezpośrednich połączeń jest obecna w większości nowych produktów firmy Phoenix Contact, nie tylko w złączkach





reklama

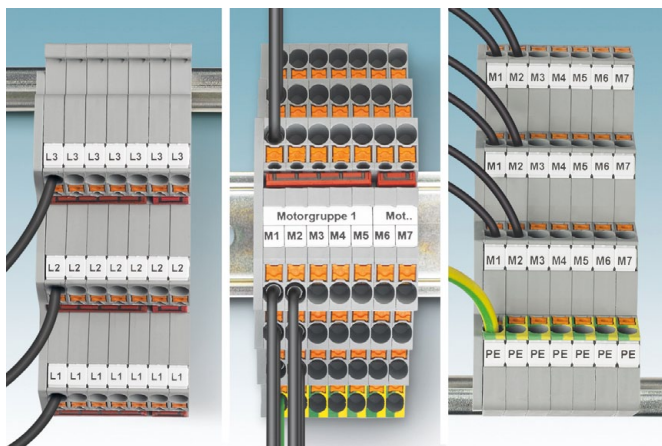
Technologia połączeń *Push-in* zapewnia beznarzędziowe podłączanie przewodów do zacisków złączek, jak i aparatów lub urządzeń, wewnątrz rozdzielnic, jak i na obiekcie

szynowych, ale także w innych elementach posiadających punkt zaciskowy, zarówno wewnątrz, jak i na zewnątrz szafy sterowniczej. Począwszy od złączki PCB, przez złącza przemysłowe, na sterownikach skończywszy.

Dzięki tej efektywnej technologii połączeń złącza do podłączenia silnika charakteryzują się idealnymi wielkościami, o długości około 101 i 104 mm oraz szerokości 5,2 mm i 6,2 mm. Złączki szynowe w standardowym systemie modułowym mają tę samą szerokość. Ze względu na jednolite wymiary odstepu wykorzystywane również przez inne technologie połączeń, dla całego zakresu produktów możliwe jest stosowanie jednolitych akcesoriów. Użytkownicy mogą czerpać korzyści płynące ze zmniejszonej wielkości, np. przy wkładaniu mostków, akcesoriów pomiarowych i materiałów do oznakowania.

### Przejrzyste oznakowanie

Wykorzystanie nowoczesnej technologii połączeń *Push-in* zmniejsza ogólne koszty prefabrykacji – nawet jeśli koszty zakupu są nieco wyższe niż w przypadku innych technologii połączeń. Jest jeszcze jeden kosztowy impuls przy wykonywaniu okablowania wewnątrz lub na zewnątrz szafy sterowniczej oferujący potencjalne oszczędności – a mianowicie zabezpieczenie przed błędami. Bloki złączki *CLIPLINE complete* nie tylko pomagają użytkownikowi zabezpieczyć się przed pomyłkami, ale przede wszystkim zapobiegają powstawaniu błędów w okablowaniu.



Wygodna i przejrzysta dystrybucja – czerwone mostki FBS na każdym poziomie złączki do podłączania silnika łączą zaciski zasilania do sąsiednich bloków złączki wyjścia



# QUINT POWER nowa definicja zasilacza

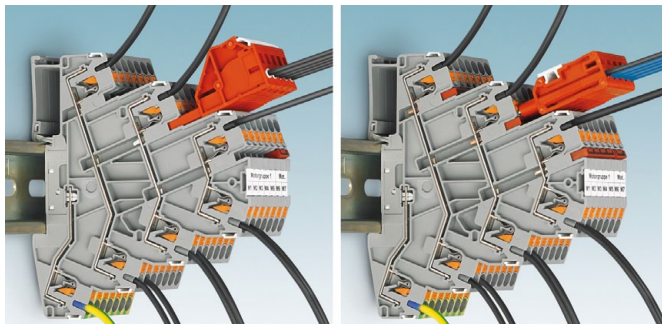
## Zasilacze z możliwością indywidualnej konfiguracji

Poprzez interfejs NFC można dostosować wartości progowe komunikatów sygnalizacyjnych oraz charakterystykę wyjściową zasilacza, tak aby zapewnić niezawodne zasilanie systemów i maszyn.



Aby dowiedzieć się więcej zadzwoń: 071 39 80 410  
lub odwiedź [phoenixcontact.pl](http://phoenixcontact.pl)





Różne urządzenia pomiarowe – systematyczne pomiary przy użyciu wtyków pomiarowych zamontowanych obok siebie w kanale mostkowym (po lewej) lub standardowych wtyków pomiarowych o średnicy 2,3 mm (po prawej)

Jeśli chcemy uniknąć błędów, musimy mieć zapewniony łatwy ogląd wykonywanych połączeń. Dlatego kluczowe jest, aby bloki złączy były wyraźnie oznaczone. Złącza do podłączenia silnika firmy Phoenix Contact zapewniają opcję oznaczania dla każdego punktu zaciskowego, a także pośrodku bloku złączy posiadają rowek znakujący wyższy poziom. Rowek znakujący umożliwia opisywanie wieloliniowe i dlatego może wskazywać grupę, do której należy listwa zaciskowa. Taki stopień przejrzystości jest pomocny w przypadku okablowania, a także w przypadku konserwacji lub rozwiązywania problemów.

### Różne urządzenia pomiarowe

Okablowanie szafy sterowniczej jest często systematycznie sprawdzane przed dostawą. Zakres akcesoriów obejmuje wtykowe systemy pomiarowe dla kanału wielofunkcyjnego. Wtyki pomiarowe mogą być montowane obok siebie, oznaczone podobnie jak bloki złączy i dowolnie konfigurowane. Powtarzające się sekwencje pomiarowe mogą być systematycznie przetwarzane.

Jeśli jednak pojawi się błąd okablowania, rozpoczyna się bolesne i często żmudne zadanie rozwiązywania problemu. Użytkownicy wymagają stosowania wielu urządzeń pomiarowych. Z tego powodu złącza do podłączenia silnika posiadają dodatkowy otwór kontrolny dla każdego potencjału. Przeznaczony jest do sond pomiarowych o średnicy 2,3 mm, dlatego też jest odpowiedni do standardowego testera typu DUSPOL. Alternatywnie produkty zawierają również konfigurowalny wtyk pomiarowy z opcją oznaczania.

Opracowując nowe bloki złączy, nieustannie spełniamy nowe wymagania klientów. Już teraz złącza do podłączenia silników oferują wiele punktów zaciskowych i możliwe kombinacje na trzech poziomach. Jak wcześniej wyjaśniono, dzięki mostkowemu kanałowi funkcyjnemu złącza do podłączenia silnika mogą być używane jako złącza zasilania dla sąsiednich bloków złączy. Ponadto trzy poziomy bloki złączy mogą być wzajemnie połączone. Jest to możliwe dzięki pionowemu mostkowi do rozdziału potencjału. Korzyścią dla użytkownika jest to, że pojedyncze złącze do podłączenia silnika może być użyte jako złącze do rozdziału potencjału z jednym wejściem i pięcioma wyjściami. Dodatkowo złącze do podłączenia silnika może być używane jako złącze rozgałęźne. Potencjały lub linie sygnałowe są następnie podłączane i kierowane do sąsiednich bloków złączy.

### Podsumowanie

Na pierwszy rzut oka bloki złączy są prostymi elementami szafy sterowniczej. Jednakże, gdy przyjrzymy się im dokładniej, zobaczymy, że ich rozwój wymagał dziesięcioleci zbierania doświadczeń i wiedzy o ich możliwych zastosowaniach. Użytkownicy mogą skorzystać z ich wielu zalet w odniesieniu do okablowania, utrzymania, logistyki i zapewnienia jakości.

### Złącza do podłączenia silników oferują również następujące zalety

- Złączki szynowe są specjalnie zaprojektowane dla okablowania silników prądu przemiennego po stronie szafy sterowniczej.
- Kompleksowe zaplecze pomiarowe dzięki punktom pomiarowym dla standardowego testera typu DUSPOL i dla systemowego wtyku pomiarowego w kanale wielofunkcyjnym.
- Pełny, szczegółowy przegląd dzięki wszechstronnym opcjom oznakowania. ■

Reiner Busse – Menedżer Produktu, CLIPLINE,  
Phoenix Contact GmbH & Co. KG, Blomberg, Niemcy  
Dariusz Chiliński – Menedżer Produktu, CLIPLINE,  
Phoenix Contact Sp z o.o., Wrocław, Polska



[www.phoenixcontact.pl/push-in](http://www.phoenixcontact.pl/push-in)

reklama



Preferujesz internet?

Wypromuj się na [www.nis.com.pl](http://www.nis.com.pl)



## Największe silniki w historii Grupy Cantoni

W roku 2017 Zakład Maszyn Elektrycznych EMIT SA należący do Grupy Cantoni, w ramach realizacji jednego projektu wyprodukował łącznie 6 sztuk wysoko sprawnych silników trójfazowych średniego napięcia, przeznaczonych do pracy w nowo budowanym bloku energetycznym jednej z polskich elektrowni. W zakres projektu wchodziły odpowiednio silniki:

- 2 sztuki typu Sf560HV6D o mocy 1500 kW;
- 2 sztuki typu Sf710HV6D o mocy 4000 kW;
- 2 sztuki typu Sfw900HV8D o mocy 5600 kW.

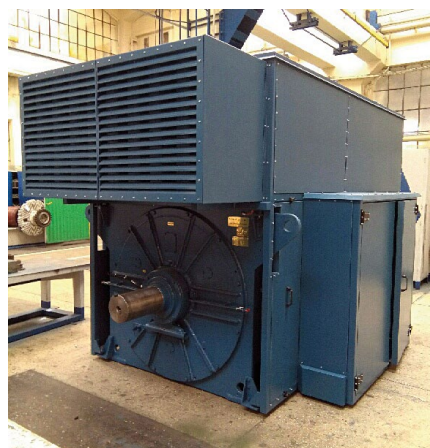
Silniki typu **Sf560HV6D** o mocy 1500 kW, prędkości obrotowej 993 obr./min i napięciu znamionowym 10 500 V są silnikami konstrukcji spawanej, o formie wykonania mechanicznego B3 (silniki poziome na łapach), systemie chłodzenia IC611 (z nabudowaną chłodnicą rurową), w tzw. wykonaniu energetycznym. Silniki będą zastosowane do napędu wentylatorów młynowych.

Silniki typu **Sf710HV6D** o mocy 4000 kW, prędkości obrotowej 996 obr./min i napięciu znamionowym 10 500 V są silnikami konstrukcji spawanej, o formie wykonania mechanicznego B3 (silniki poziome na łapach), systemie

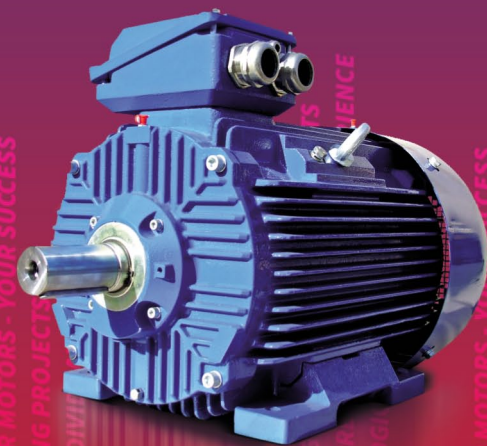


chłodzenia IC611 (z nabudowaną chłodnicą rurową), w tzw. wykonaniu energetycznym. Silniki będą zastosowane do napędu wentylatorów powietrza.

Silniki typu **Sfw900HV8D** o mocy 5600 kW, prędkości obrotowej 745 obr./min i napięciu znamionowym 10 500 V są silnikami konstrukcji spawanej, o formie wykonania mechanicznego B3 (silniki poziome na łapach), systemie chłodzenia IC81W (z nabudowanymi wymiennikami ciepła: woda – powietrze), w tzw. wykonaniu energetycznym. Silniki będą zastosowane do napędu wentylatorów spalin.



## DRIVING YOUR BUSINESS



PROFESSIONAL SERVICE - OUR MOTORS - YOUR SUCCESS  
CHALLENGING PROJECTS  
INDIVIDUAL DEVELOPMENT  
SOLID PARTNER  
TOP QUALITY  
EFFICIENT  
TURNED INTO ENERGY  
GLOBAL PRODUCTION  
CONTINUOUS TECHNOLOGICAL DEVELOPMENT  
ENERGY EFFICIENT  
PROFESSIONAL SERVICE - OUR MOTORS - YOUR SUCCESS

### Silniki elektryczne i systemy napędowe od 0,04 kW do 6000 kW



[www.cantonigroup.com](http://www.cantonigroup.com)



Silniki Sfw900HV8D są największymi silnikami pod względem mocy i masy wykonanymi w historii EMIT SA.

Wszystkie powyższe silniki zostały wyposażone w aparaturę kontrolno-pomiarową:

- wbudowane czujniki Pt100 w uzwojeniu stojana i węzłach łożyskowych wraz z przetwornikami czujników temperatury R/I z wyjściem 4–20 mA i protokołem HART;
- system pomiaru drgań.

Dodatkowo silniki typu Sf710HV6D oraz Sfw900HV8D są wyposażone w przekładniki prądowe wmontowane w skrzynkach końców uzwojeń stojana, a silniki Sfw900HV8D także

w czujniki przecieku wody (ze względu na zastosowane wymienniki ciepła woda – powietrze).

Wszystkie wyprodukowane silniki charakteryzują się: niskim poziomem hałasu (nabudowane na silnikach kompaktowe wyciszenie – osłona akustyczna), niską wartością prądu rozruchowego, wysoką sprawnością oraz specjalną konstrukcją budowy skrzynki zasilającej odpornej na zwarcie dla mocy 909 MVA ( $I_k = 50$  kA,  $I_p = 125$  kA) przy napięciu znamionowym 10 500 V przez okres 0,2 s. ■

**Cantoni**<sup>®</sup>  
GROUP

## KOMEKO 2018

19. Konferencja Naukowo-Techniczna  
19–21 marca 2018 r. – Szczyrk – Hotel „Klimczok”

Inżynieria Techniki Górniczej KOMAG zaprasza do wzięcia udziału w Konferencji z cyklu KOMEKO. Celem Konferencji jest przegląd kierunków rozwoju systemów przerobczych surowców mineralnych z uwzględnieniem relacji człowiek – maszyna – środowisko, wymiana wiedzy i doświadczeń dotyczących wykorzystania innowacyjnych technik i technologii, jak również prezentacja oferty producentów maszyn i urządzeń.

### Zakres tematyczny Konferencji

- Racjonalna gospodarka surowcami w procesach przeróbki i przetwarzania.
- Najnowsze technologie przeróbki surowców mineralnych.

- Nowe materiały i technologie w produkcji maszyn przerobczych.
- Nowe rozwiązania konstrukcyjne maszyn przerobczych.
- Inteligentne systemy mechatroniczne wspomagające procesy przeróbki.
- Automatyzacja procesów przerobczych.
- Systemy sterowania, diagnostyki i wizualizacji procesów.
- Aspekty ekologiczne w procesach przeróbki.
- Kierunki modernizacji zakładów przerobczych.
- Problemy bezpieczeństwa i ochrony zdrowia w zakładach przerobczych.
- Innowacyjne technologie zagospodarowania odpadów wydobywczych.
- Technologie zgazowania węgla.
- Metody wytwarzania i wykorzystania paliw alternatywnych.
- Rekultywacja i zagospodarowanie terenów pogórnich.

Sekretariat Konferencji: Anna Okulińska  
e-mail: aokulinska@komag.eu, www.komag.eu ■

### WYDARZENIA

#### • Czysta energia z paliw kopalnych

Na Ohio State University trwają prace, których celem jest stworzenie technologii pozwalających na zamianę paliw kopalnych i biomasy w energię bez emitowania CO<sub>2</sub> do atmosfery.

Naukowcy z Ohio opublikowali w piśmie „Energy & Environmental Science” dwa artykuły na ten temat. W pierwszym opisują proces, podczas którego gaz łupkowy zmieniany jest na metanol i benzynę, a w procesie tym zużywa się dwutlenek węgla. Proces

ten można zastosować też do węgla i biomasy, a w odpowiednich warunkach nie tylko zużywa się cały dwutlenek węgla powstający podczas procesu, ale pobiera się dodatkowy z zewnętrznego źródła.

W drugim z artykułów uczeni informują, że znacząco wydłużyli czas życia cząstek biorących udział w reakcji pozwalającej na konwersję węgla i innych paliw w energię elektryczną i inne użyteczne produkty. Postęp jest na tyle duży, że nowa metoda może okazać się ekonomicznie opłacalna.

Co więcej, opracowano też i opatentowano metodę tworzenia gazu syntezowego, która jest o połowę tańsza od dotychczas stosowanych metod.

– Energia odnawialna to przyszłość. Jednak potrzebujemy technologii okresu przejściowego, takiej, która pozwoli nam na produkcję czystej energii przez najbliższe 30 lat lub więcej, do czasu aż energia wiatrowa i słoneczna się rozprószy – mówi profesor Liang-Shih Fan, jeden z autorów badań.

Źródło: kopalniawiedzy.pl



# SANYU zmienia się dla Was

Jerzy Sobczak, Marcin Szewczyk

Chcieliśmy Państwa poinformować, że z początkiem nowego roku 2018 firma SANYU Sobczak Sp. j. z siedzibą w Chorzowie wprowadziła istotne zmiany na witrynie internetowej [sanyu.eu](http://sanyu.eu) poświęconej przemiennikom częstotliwości oraz softstartom.

Zmianie uległa nie tylko szata graficzna, która obecnie jest bardziej przejrzysta, „inżynierska” i co ważne – ujednolicona. Zmiany nastąpiły także w samej strukturze menu.



W celu uproszczenia witryny umieściliśmy również bezpośrednie linkowanie do Facebooka, jak i na nasz kanał YouTube, na którym znajdują Państwo filmy instruktażowe – szybki start.

Strona i sklep zostały wyposażone w rzeczywiste zdjęcia produktów, które zrobiliśmy specjalnie na potrzeby strony, jak i dla łatwiejszej wizualizacji produktów naszym Klientom.

Warto podkreślić dodatkowy element wizualizacji, polegający na tym, że umieściliśmy na naszych stronach realne zdjęcia 360°.

Na naszej witrynie znajdziecie Państwo artykuły publikowane przez nas przez ostatnie 5 lat, m.in. na łamach „Napędów i Sterowania”, a także zdjęcia z ostatnich lat naszej obecności na targach w kraju i za granicą.



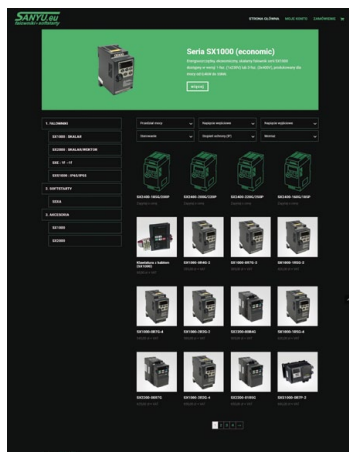
Nasz sklep, który jest linkowany bezpośrednio ze strony [sanyu.eu](http://sanyu.eu): [sklep.sanyu.eu](http://sklep.sanyu.eu), doczekał się również nowej odsłony. Nie tylko jest bardziej responsywny ale, naszym zdaniem, prostszy w wyszukiwaniu i zakupach bezpośrednich.

reklama

**ENKODERY**  
**RESOLWERY**  
**STEROWNIKI**  
**BEZPIECZNIKI**  
**TACHOPRĄDNICE**

[info@term.pl](mailto:info@term.pl), [www.term.pl](http://www.term.pl), tel./fax 32 249 92 89

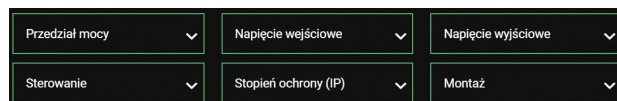




Sklep został wyposażony dodatkowo w wyszukiwarkę, dzięki której można – wybierając określone kryteria – o wiele szybciej odnaleźć interesujące nas urządzenie.

Zapraszamy na nową odsłonę naszej strony internetowej [www.sanyu.eu](http://www.sanyu.eu).

Serdecznie zapraszamy do współpracy. ■



**SANYU.eu**  
falowniki • softstarty

[www.sanyu.eu](http://www.sanyu.eu)

## WYDARZENIA

### ● Inteligentny kask może uratować życie. Chroni głowę i poinformuje o miejscu wypadku

Polacy stworzyli inteligentny kask, który nie tylko chroni przed urazami głowy, lecz także powiadomi przełożonych o wypadku lub innym zdarzeniu, zagrażającym życiu i zdrowiu pracowników budowy. Dzięki temu możliwe jest sprawne przygotowanie akcji, która pomoże poszkodowanym w niebezpiecznej sytuacji. Kask wyposażono w mikrokontroler z GPS-em, akcelerometrem, czujnikiem temperatury i modulem łączności bezprzewodowej. Czujniki zbierają informacje, które przekazują do aplikacji zainstalowanej na telefonie przełożonego. Rozwiązanie jest już dostępne na rynku.

– Kask może ratować życie pracowników na budowie, ponieważ skraca czas potrzebny do udzielenia pierwszej pomocy, do wykonania pierwszego rozpoznania tego, co się zdarzyło, w ogóle poinformowania osób o wystąpieniu danego zdarzenia. Takim zdarzeniem może być zarówno upadek, jak i uderzenie, potrącenie, wstrząsy. Wszelkiego rodzaju sytuacje, które potencjalnie są groźne dla zdrowia pracowników – mówi Rafał Rudnicki z firmy Cybercom.

Inteligentny kask czerpie z technologii przeznaczonych dla Internetu Rzeczy. Jego działanie opiera się na zestawie wielu sensorów połączonych w układ generujący informacje i wysyłający je za pomocą sieci bezprzewodowej. Rozwiązanie jest zoptymalizowane pod kątem zużycia baterii, dzięki czemu może działać kilka tygodni na jednym ładowaniu. Za przechowywanie i przetwarzanie danych odpowiada część serwerowa, a zwieńczeniem systemu jest aplikacja mobilna dla kierownictwa sprawującego nadzór nad daną budową. To na aplikację mobilną wysyłane są powiadomienia, dotyczące używanych kasków. Pewnym ograniczeniem może być konieczność zapewnienia w miejscu pracy łączności bezprzewodowej wi-fi.

– Jednym z elementów, z których korzystamy, jest specjalny router w technologii LoRa. Jest to urządzenie bardzo zbliżone do tych, jakie instalujemy w domach po to, żeby korzystać z sieci wi-fi. Różni się tylko tym, że router, który my wykorzystujemy, ma dużo większy zasięg, liczony nawet do kilkunastu kilometrów – podkreśla przedstawiciel firmy Cybercom.

W kasku zamontowanych jest kilka czujników. Mikrokontroler zintegrowany jest z GPS-em, akcelerometrem,

czujnikiem temperatury oraz modulem łączności bezprzewodowej. Czujniki sprawdzają, czy pracownik założył kask na głowę, wykrywają nagłą zmianę jego pozycji (np. podczas upadku), a także monitorują, czy pracownik nie znajduje się na niedozwolonej dla niego wysokości.

Kask jest już oferowany zainteresowanym przedsiębiorstwom jako gotowe rozwiązanie. Jego cena zależy od wielkości zamówienia.

– Dla nas istotne jest, żeby była ona na takim poziomie, aby pozwalała używać tego kasku powszechnie. Żeby pracodawca mógł zakupić go dla całej swojej kadry, więc jego cena jest na takim samym poziomie, jak para dobrych butów dla pracownika – dodaje Rafał Rudnicki.

Według raportu Głównego Urzędu Statystycznego to właśnie w budownictwie i transporcie dochodzi do największej liczby śmiertelnych wypadków w czasie pracy. Z tych danych wynika, że w pierwszych trzech kwartałach tego roku na budowach zgłoszono 3,4 tys. wypadków, a ich następstwem była śmierć 31 osób. W całym ubiegłym roku było to 5,4 tys. zdarzeń z 52 ofiarami śmiertelnymi.

Źródło: [innowacje.newseria.pl](http://innowacje.newseria.pl)

reklama



**Najnowsze informacje ze świata robotyki**  
katalog branżowy | aplikacje robotów | targi



# INDUSTRYmeeting 2018 – innowacje przemysłowe zagoszczą w Expo Silesia

Targi Technologii Przemysłowych INDUSTRYmeeting, organizowane w dniach 20–21 lutego 2018 roku, to nowa odsłona targów przemysłowych organizowanych na wiosnę w Centrum Targowo-Konferencyjnym Expo Silesia.

INDUSTRYmeeting dedykowane jest kluczowym technologiom przemysłowym, obejmującym: cięcie, szlifowanie, wykrawanie, lutowanie i zgrzewanie, technologie kompozytowe i pomiarowe, pneumatykę, automatykę i hydraulikę, elementy złączne, BHP, przetwórstwo tworzyw, utrzymanie ruchu oraz badania nieniszczące.

Początek roku to doskonały moment, aby odświeżyć dotychczasowe kontakty, a jednocześnie nawiązać nowe relacje biznesowe. Firmy prezentujące się na Targach będą miały okazję zarówno pokazania nowości rynkowych, jak i zaprezentowania dotychczasowych rozwiązań i produktów tak, aby Zwiedzający mogli na bieżąco śledzić innowacyjne rozwiązania technologiczne.

Aglomeracja śląska to niezaprzeczalnie największy rynek przemysłowy w Polsce. Zlokalizowanie INDUSTRYmeeting w jej centrum to znaczący atut tych Targów. To właśnie tu, na południu kraju, liderzy rynku posiadają swoje kluczowe zakłady produkcyjne: maszynowe, motoryzacyjne, związane z techniką grzewczą i instalacyjną czy urządzeniami AGD.

Targom towarzyszyć będzie strefa konsultacyjno-seminaryjna, stanowiąca doskonałą okazję do pogłębienia fachowej wiedzy w gronie specjalistów. Wzorem ubiegłej edycji odbędzie się kolejna odsłona seminarium pt.: „Materiały kompozytowe w przemyśle”. Nie zabraknie również wykładów poświęconych branży BHP, a także licznych warsztatów związanych z produkcją i utrzymaniem ruchu w zakładach przemysłowych. Nowością podczas Targów będzie specjalna strefa dedykowana dla Przemysłu 4.0, gdzie będzie można posłuchać na temat nowej

rewolucji przemysłowej, która obecnie rozgrywa się na naszych oczach. Na stoiskach Wystawców zaprezentowane zostaną liczne maszyny w ruchu z wykorzystaniem 100% ich możliwości.

Do odwiedzenia INDUSTRYmeeting zostanie zaproszona kadra zarządzająca i inżynierska licznych zakładów przemysłowych, dyrektorzy techniczni i wykonawczy, specjaliści, technicy i technolodzy, osoby odpowiedzialne za zarządzanie strategiczne w firmie, specjaliści ds. planowania produkcji, a także pracownicy naukowci.

W ramach Targów odbędzie się również druga edycja salonu KOMPOZYTmeeting. Będzie to doskonała okazja do przedstawienia produktów, pozyskania nowych kontraktów, a także do zapoznania się z tematyką branży kompozytów. W ramach Targów zaprezentują się firmy, organizacje, instytucje oraz wydawnictwa specjalistyczne związane z produkcją i zastosowaniem materiałów kompozytowych. Nie zabraknie licznych spotkań i wydarzeń o charakterze seminaryjno-konferencyjnym związanych z branżą. Zarówno sama wystawa, jak również jej część merytoryczna, będzie okazją do nawiązania licznych kontaktów biznesowych z profesjonalną publicznością, do wymiany poglądów i doświadczeń, a także do zdobycia fachowej wiedzy o innowacyjnych rozwiązaniach w branży.

Nad jakością Targów czuwa liczne grono silnych Partnerów: instytucji branżowych, uczelni wyższych i mediów, którzy wspierają rozwój wydarzenia oraz dbają o jego aspekt merytoryczny.

Więcej informacji o Targach można znaleźć na stronie [www.industrymeeting.pl](http://www.industrymeeting.pl) oraz [www.kompozytmeeting.pl](http://www.kompozytmeeting.pl). ■

reklama

## Węże pneumatyczne i akcesoria do ochrony i grupowania przewodów hydraulicznych



OSŁONY I ZABEZPIECZENIA  
ZAPOBIEGAJĄCE  
WYCIEKOWI OLEJU,  
ODPORNE NA ABRAZJE  
I WARUNKI  
ATMOSFERYCZNE



RĘKAWY I ZABEZPIECZENIA  
Z WŁÓKNA SZKLANEGO,  
POWLECZONE SILIKONEM,  
ODPORNE NA OGIEŃ  
I WYSOKĄ TEMPERATURĘ



TERMOPLASTYCZNE  
SPIRALNE ODPORNE  
NA ABRAZJE,  
TEMPERATURĘ I WARUNKI  
ATMOSFERYCZNE



WĘŻE PNEUMATYCZNE  
I SPIRALNE



SMART PROTECTIONS S.r.l.  
Via Montorfano, 66  
22032 Albese con Cassano (Co) Włochy  
Tel. +39 031622602  
[sales@smartprotections.com](mailto:sales@smartprotections.com)  
[www.smartprotections.com](http://www.smartprotections.com)

# O bezpieczeństwie przemysłowym na Safety Automation

Blisko 120 osób uczestniczyło w konferencji Safety Automation, która odbyła się w dniach 12-13.12.2017 r. w Kielcach. Partnerem Merytorycznym wydarzenia było Stowarzyszenie Bezpieczeństwa Przemysłowego Klub Paragraf 34, a Partnerem Technologicznym była firma Siemens.

Konferencja otwarta została przez Wiesława Monkiewicza z firmy Siemens, który w swoim wystąpieniu nawiązał do najszybszego od 6 lat wzrostu rynku dostarczanych przemysłowi maszyn oraz zwrócił uwagę na szczególnie ważne miejsce Polski w tym trendzie.

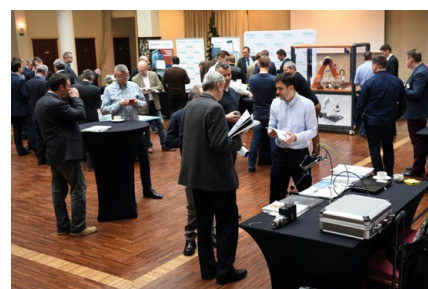
– Polski przemysł w ostatnim czasie odnotował jeden z najwyższych wzrostów na świecie, biorąc pod uwagę zarówno urządzenia elektryczne, jak i mechaniczne – mówił Wiesław Monkiewicz z firmy Siemens, gospodarz konferencji. – Przyczyn tak dynamicznego wzrostu można upatrywać w przyspieszeniu gospodarczym oraz w trwającej czwartej rewolucji przemysłowej, która z technologicznego punktu widzenia jest prawdziwym przełomem. Bardzo ważnym aspektem tej zmiany jest to,

aby technologiczny postęp niósł ze sobą nowoczesne działania, zmierzające do zapewnienia bezpieczeństwa w nowym środowisku, w którym człowiek i maszyna muszą znajdować się w bezpośredniej bliskości – dodał Monkiewicz.

Uczestnicy wydarzenia bardzo wysoko ocenili merytoryczny poziom konferencji. Za najciekawsze wystąpienie uznana została prelekcja Marka Kamińskiego z Urzędu Dozoru Technicznego, poświęcona praktycznemu stosowaniu Dyrektywy Maszynowej 2006/42/WE. W wystąpieniu zaprezentowane zostały standardy bezpieczeństwa uregulowane Dyrektywą Maszynową, przedstawiono także zadania prowadzące do spełnienia wymagań w zakresie ochrony zdrowia i bezpieczeństwa dla maszyn wprowadzanych do obrotu po raz pierwszy na terenie Unii Europejskiej.

Duże zainteresowanie uczestników wzbudził również referat Marka Trajdosa, Prezesa Klubu Paragraf 34, poświęcony zapobieganiu niespodziewanemu uruchomieniu maszyn. W referacie zaprezentowane zostały normy prawne dotyczące tego zagadnienia oraz kompleksowa analiza możliwych przyczyn. W wystąpieniu największy nacisk położono na sposoby zapobiegania nieplanowanemu uruchomieniu, spowodowanemu zarówno błędem operatora, jak i uszkodzeniem układu sterowania bezpieczeństwem.

Za bardzo dobre uczestnicy uznali również wystąpienie Radosława Goneta z firmy EcoMS Consulting, w którym zaprezentowane zostały planowane zmiany z zakresu bezpieczeństwa maszyn, zawarte w projekcie nowelizacji Kodeksu Pracy, oraz konsekwencje prawne, jakie wniosą one do sfery bezpieczeństwa technicznego.



– Niezwykle cenne dla konferencji jest merytoryczne zaangażowanie instytucji państwowych, które w swoją misję wpisane mają czuwanie nad bezpieczeństwem przemysłowym – mówił Cezary Mychlewicz z firmy Siemens. – Prelekcje wygłoszone przez ekspertów z Centralnego Instytutu Ochrony Pracy, Polskiego Komitetu Normalizacyjnego, Urzędu Dozoru Technicznego oraz Państwowej Inspekcji Pracy zostały bardzo wysoko ocenione przez uczestników konferencji.

Konferencja odbyła się pod honorowym patronatem Centralnego Instytutu Ochrony Pracy – Państwowego Instytutu Badawczego, Polskiego Komitetu Normalizacyjnego, Urzędu Dozoru Technicznego oraz Zakładu Ubezpieczeń Społecznych. Partnerami konferencji były firmy Automatech, Baumer, Cert Partner oraz Stoltronic.

Dalsze informacje:  
Maciej Fudała, Omega Communication  
tel. 22-854 16 27, mfudala@communication.pl



Prowadzący konferencję Wiesław Monkiewicz z firmy Siemens



Marek Kamiński z Urzędu Dozoru Technicznego podczas prelekcji



# Sieciowy system informacji wizualnej dla firm

Technologia Internetu Rzeczy IOT umożliwia stworzenie systemu wyświetlaczy, który pozwala z dowolnego komputera w sieci LAN wysyłać komunikaty przy użyciu wyłącznie przeglądarki internetowej. Osobny serwer i dodatkowe oprogramowanie nie są potrzebne.

Wyświetlacze tekstowe LD120, pracujące w sieci LAN, doskonale nadają się do stworzenia systemu informacji wizualnej dla firmy. Sieci takich wyświetlaczy można użyć do pokazywania synchronizowanego czasu zegarowego i daty (z serwera NTP), a dodatkowo do wyświetlania dowolnych komunikatów tekstowych. System informacyjny z wyświetlaczami LD120 nie wymaga instalowania żadnych aplikacji; niezbędne oprogramowanie jest wbudowane w urządzenia. Używając przeglądarki internetowej, można z dowolnego komputera w sieci wysyłać komunikaty i zarządzać sposobem ich wyświetlania.

Wybrany egzemplarz LD120 jest serwerem i zarządza rozsyłaniem informacji. Komunikaty można wpisywać wedle uznania lub wybierać z zapamiętanej listy. Mogą być wyświetlane stale lub naprzemiennie, z czasem i datą. Wyświetlacze LD120 są wyposażone w matryce LED i dostępne w różnych wielkościach; mieszczą 2 × 10, 2 × 21, 2 × 32 znaki albo jeden wiersz o podwójnej wysokości. Mniejsze znaki są czytelne z odległości

do dwudziestu pięciu metrów, a większe nawet z pięćdziesięciu. LD120 mają trwałe przemysłowe obudowy kategorii IP54. Oferta uwzględnia wykonywanie indywidualnych zamówień, np. wprowadzenie niestandardowego oprogramowania bądź wyposażenie wyświetlacza w sygnalizację dźwiękową. ■

Marcin Świetliński

SEM, Warszawa

reklama

2017-03-06 12:14:26  
OEE: 65.1% PLN: 63  
CEL: 6580 WYN: 55  
ZATRZYMANIE EFF: 0.0%

**Monitoring produkcji**  
Wyświetlacze  
Mierniki  
Liczniki  
www.sem.pl  
**SEM**

## WYDARZENIA

### ● Roboty zastąpią człowieka w wykonywaniu prac zagrażających jego zdrowiu i życiu.

Z robotów w codziennej pracy coraz chętniej korzysta Polska Straż Graniczna. Maszyny zastępują funkcjonariuszy w sytuacjach niosących zagrożenie. Ostatnio takie urządzenie stworzone przez Przemysłowy Instytut Automatyki i Pomiarów trafiło na lotnisko w podkrakowskich Balicach, gdzie wykonuje zadania pirotechniczne, rozpoznając i neutralizując paczki, które mogą się okazać ładunkiem wybuchowym lub niebezpiecznym.

– Robot IBIS wyposażony jest w manipulator z chwytakiem, za pomocą którego może podejmować przedmioty. Ma też kilka kamer, które umożliwiają operatorowi, znajdującemu się nawet kilkaset metrów od robota, dobrą świadomość sytuacyjną, czyli orientację, co się dzieje wokół robota i z samym robotem. Na

panelu operatorskim wyświetlane są odczyty z różnych czujników – mówi dr Piotr Szynkarczyk, dyrektor Przemysłowego Instytutu Automatyki i Pomiarów.

Urządzenie zbudowane przez PIAP przeznaczone jest do działań pirotechnicznych oraz prowadzenia rozpoznania. Maszyna waży około 300 kg i dysponuje sześcioma kołami, każde z niezależnym napędem. Robot może się poruszać z prędkością 10 km/h.

Dużym zainteresowaniem cieszy się także inna konstrukcja – robot GRYF. To mobilny robot pirotechniczny, który służy do rozpoznania terenu i miejsc trudno dostępnych. Łatwy demontaż jego kół pozwala na zmniejszenie gabarytów urządzenia, co ułatwia przeprowadzanie akcji np. w wąskich przestrzeniach. GRYF jest w stanie pokonać nierówności terenu i przeszkody o kącie nachylenia do 45 stopni.

– Roboty mobilne, w tym zwiadowcze, pirotechniczne i antyterrorystyczne to urządzenia coraz powszechniej wykorzystywane w straży granicznej i w innych służbach. Widzimy też roboty, które wyręczają nas w zadaniach domowych, np. w sprzątaniu. Ogólnie mówi się, że roboty wykonują pracę, która jest nudna, trudna albo niebezpieczna, my akurat specjalizujemy się w tej niebezpiecznej – dodaje dyrektor Przemysłowego Instytutu Automatyki i Pomiarów.

Instytut sprzedał już kilkadziesiąt robotów GRYF, głównie na rynki zagraniczne, gdzie trafia 65 proc. produkcji. Te roboty są wykorzystywane przede wszystkim przez policję, straż pożarną czy straż graniczną.

Jak przewiduje firma analityczna IDC, w 2019 roku rynek robotów i powiązanych z nimi usług może osiągnąć wartość ponad 135 mld dol.

Źródło: [nowacje.newseria.pl](http://nowacje.newseria.pl)

# Targi branżowych specjalistów – podsumowanie EUROTOOL®

Co stanowi o sile Międzynarodowych Targów Obrabiarek, Narzędzi i Urządzeń do Obróbki Materiałów EUROTOOL®? Międzynarodowy skład Wystawców, nowoczesna przestrzeń wystawiennicza, branżowi Zwiedzający, bogata oferta firm z Polski i zagranicy, bardzo dogodna lokalizacja czy magia miasta, w którym robienie interesów to czysta przyjemność? Ilu Wystawców/Zwiedzających – tyle opinii. Każdy zwraca uwagę na nieco inny z wyżej wymienionych walorów Targów, ale wszyscy zgodnie oceniają: na sukces 22. edycji złożył się po trosze każdy z nich.

## Teoria i praktyka

Teoria i praktyka zawsze idą w parze – także na Targach EUROTOOL®. W tym roku dla Zwiedzających przygotowano m.in. praktyczne warsztaty w ramach II Forum Druku 3D, obejmujące swym zakresem zagadnienia związane z wykorzystaniem druku trójwymiarowego w przemyśle.

– Drukarki 3D już dawno wyszły poza sferę doświadczalną i mają realny wpływ na rozwój biznesu. Koncepcja Industry 4.0 wymaga od drukarek 3D wysokiej jakości i powtarzalności, a te są w stanie zagwarantować jedynie przemysłowe systemy druku 3D. Zauważamy rosnący trend w tym segmencie drukarek 3D, co potwierdza również duża frekwencja podczas drugiej edycji Konferencji Forum Druku 3D – podsumował Adam Przepolski, specjalista ds. usług druku 3D z firmy CadXpert.

Formuła Targów EUROTOOL® pozwala każdej firmie funkcjonującej w branży przemysłowej na prezentację swojej oferty w bardzo precyzyjny sposób. W tym celu po raz kolejny zorganizowano salony Automatyki i Robotyki, Technologii CAx i Kooperacji Przemysłowej. Pierwszy przyciągał przede

wszystkim projektantów i integratorów systemów. W drugim prezentowane były najnowsze technologie automatyzacji linii produkcyjnych czy specjalistycznego oprogramowania. W trzecim spotykały się firmy, zainteresowane nawiązaniem współpracy w zakresie usług podwykonawczych.

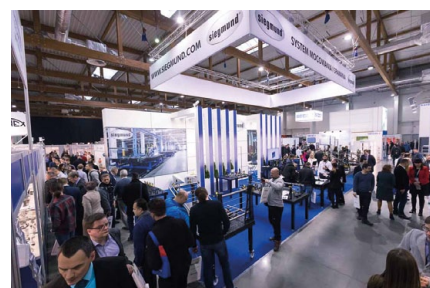
## Pełen sukces

O sukcesie Targów najlepiej świadczą bardzo pozytywne opinie Wystawców, przekazane na świeżo tuż po zakończeniu wydarzenia.

– To nasze najlepsze Targi w tym roku i trzeba podkreślić, że krakowski EUROTOOL® to w naszej opinii najlepsza impreza w Europie. Przygotowywaliśmy się do niej cały rok i było warto, bo to dobry moment, aby podsumować nasze działania oraz przygotować klientów do współpracy. Uważam, że Targi były bardzo efektywne – nawiązaliśmy wiele nowych kontaktów z Klientami – relacjonowała Agnieszka Grzelak, Business Development Manager z firmy Bernd Sigmund GmbH.

Zadowolonia nie krył również Piotr Pachczyński, właściciel firmy PHU FAKTOR:

– Niezmiennie chwalimy Targi EUROTOOL®. Dla nas, jako Wystawców, dużym plusem jest nowoczesna hala, duży parking oraz zaplecze gastronomiczne. Ponadto mamy wsparcie organizatora na każdym etapie przygotowań. Widzimy również, że z roku na rok Zwiedzających przybywa. Także w trakcie tej edycji odnotowaliśmy wzrost liczby



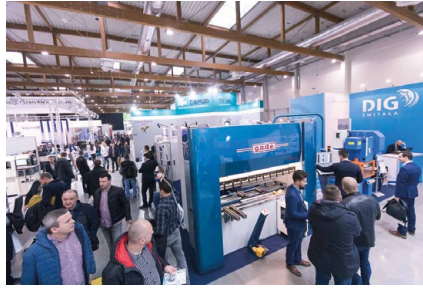
klientów, co nas bardzo cieszy. Mamy nadzieję, że przełoży się to na wyniki sprzedażowe.

Frekwencję doceniał również Marcin Hoszwa, Marketing and Business Development Manager z SECO TOOLS (POLAND) Sp. z o.o.:

– Z udziału w wystawie jesteśmy zadowoleni – ruch na naszym stoisku był duży i odwiedzili nas stali, ale również



i nowi klienci. Przyjeżdżamy na Targi EUROTOOL® do Krakowa, gdyż ta impreza – w porównaniu z innymi targami – wyróżnia się nowoczesną infrastrukturą. Podtrzymujemy swoją opinię, że impreza jest bardzo dobrą okazją do zaprezentowania oferty firmy. Dla nas dodatkowym atutem jest Kraków – w tym rejonie mamy wielu klientów i możemy się z nimi tutaj spotkać.



### Premiera na miarę Oscara

W tym roku równocześnie z Targami EUROTOOL® odbyło się wydarzenie, jakiego w Polsce i całej Europie Środkowo-Wschodniej jeszcze nie było – I Międzynarodowe Targi Elementów Złącznych i Technik Łączenia FASTENER POLAND. Wśród Wystawców aż 73% stanowiły firmy z zagranicy, m.in. z Chin, Czech, Danii, Hiszpanii, Holandii, Niemiec, Słowacji, Słowenii, Tajwanu, Turcji, Wielkiej Brytanii, Włoch i USA. Równie imponująco prezentują się statystyki Zwiedzających: na

Targach FASTENER POLAND i EUROTOOL® pojawiło się niemal 11 tysięcy osób, z czego 26% to goście z zagranicy.

Na Targach FASTENER POLAND zaprezentowane zostały m.in. najnowocześniejsze łączniki i mocowania przemysłowe, łączniki budowlane, systemy montażu i instalacji, a także technologie produkcji łączników i urządzenia do ich magazynowania i dystrybucji. Ważnym wydarzeniem, które bardzo dobrze dopełniło program Targów, był Kongres Elementów Złącznych, podczas którego specjaliści z branży przedstawili

innowacyjne rozwiązania w zakresie wykorzystania i zastosowania elementów złącznych oraz specjalistycznych narzędzi.

Targi EUROTOOL® i FASTENER POLAND to ostatnie wystawy w kalendarzu imprez, organizowanych w 2017 roku przez Targi w Krakowie. ■

Kontakt:

Beata Łoś, Komisarz Targów,  
tel. 501 691 235

Łukasz Dziedzic, Rzecznik Prasowy Targów  
w Krakowie, tel. 660 443 980

reklama



**BEFARED**  
Fabryka Reduktorów i Motoreduktorów



**Fabryka Reduktorów i Motoreduktorów BEFARED S.A.**  
 ul. Grażyńskiego 71; 43-300 Bielsko-Biała  
 tel.: +48 33 812 60 31 - 35; fax: +48 33 815 93 63  
<http://www.befared.pl>; email: [befared@befared.pl](mailto:befared@befared.pl)





Najnowsze rozwiązania w zakresie sprzętu elektrycznego, automatyki i systemów zabezpieczeń po raz 16. w Warszawie!

# XVI Międzynarodowe Targi Sprzętu Elektrycznego i Systemów Zabezpieczeń ELEKTROTECHNIKA 2018

| Warszawa, 31 stycznia – 2 lutego, EXPO XXI

**T**argi ELEKTROTECHNIKA skierowane są do producentów i użytkowników sprzętu niskiego, średniego i wysokiego napięcia oraz systemów alarmowych i rozwiązań umożliwiających instalację przewodów elektrycznych w nowoczesnych budynkach.

Równolegle odbędą się Targi ŚWIATŁO oraz Wystawa TELETECHNIKA.

Wystawcy Targów ELEKTROTECHNIKA mają możliwość współprowadzenia konferencji, warsztatów i szkoleń skierowanych do prawie 2000 specjalistów – inżynierów budownictwa, inżynierów elektryków, inspektorów nadzoru oraz instalatorów.

Współpraca z takimi organizacjami i stowarzyszeniami, jak: Polska Izba Inżynierów Budownictwa, Stowarzyszenie Elektryków Polskich, Izba Architektów RP, Stowarzyszenie Architektów Polskich, mobilizuje nas do działań zapewniających najwyższy profesjonalizm i gwarantuje dotarcie z ofertą do profesjonalistów branży elektrotechnicznej i budowlanej.



Konferencje, szkolenia i warsztaty od lat są integralnym elementem Targów ELEKTROTECHNIKA. Najważniejsze wydarzenie to cykl szkoleń dla projektantów instalacji elektrycznych oraz wyższej kadry menedżerskiej odpowiedzialnej za nadzór, wykonawstwo, inwestycje oraz eksploatację instalacji w różnego typu obiektach, organizowany wspólnie z Polską Izbą Inżynierów Budownictwa.

## Tematyka szkoleń w 2018 roku:

- Systemy utrzymania i zabezpieczenia budynków.
- Ochrona odgromowa i przeciwporażeniowa.
- Dobór i układanie kabli i przewodów w sieciach nn.
- Dobór zabezpieczeń.
- Nowe wymagania w odniesieniu do kabli, przewodów i zespołów kablowych.
- Sprawdzanie instalacji elektrycznych po wykonaniu i w trakcie eksploatacji w budynku.
- Opłacalność inwestycji w OZE w obiektach użyteczności publicznej i małych firmach.



- Inteligentne sieci Sn i nn – praktyczne rozwiązania Smart Grid.
- Rozwiązania inteligentnego oświetlenia.
- Kompensacja mocy biernej w układach nn – teoria i praktyka.
- Nowoczesne systemy wentylacyjne.
- Instalacja teletechniczna budynków mieszkalnych.
- Inteligentny budynek – wytyczne projektowe i rozwiązania.
- Wymagania techniczno-eksploatacyjne dla systemów zasilania gwarantowanego budynków.
- Narzędzia do projektowania.
- Aspekty Prawne.

Dla członków Polskiej Izby Inżynierów Budownictwa udział w szkoleniach jest bezpłatny.

Rejestracja odbywa się na stronie [www.elektroinstalacje.pl](http://www.elektroinstalacje.pl).



Uczestnicy spotkań dzięki takiej formule Targów mają możliwość skonfrontowania uzyskanych informacji z praktyczną ofertą producentów na stoiskach targowych. Dodatkowo każdy z uczestników otrzymuje certyfikat potwierdzający udział w szkoleniu.

W ramach Targów ELEKTROTECHNIKA 2018 odbędzie się kilkanaście

szkoleń skierowanych do 100–150 osób każde. W sumie Targi odwiedzi około 15 000 branżystów.

Szczegółowe informacje na temat nadchodzącej edycji Targów można uzyskać na stronie [www.elektroinstalacje.pl](http://www.elektroinstalacje.pl). ■

Kontakt: [office@elektroinstalacje.pl](mailto:office@elektroinstalacje.pl)

reklama

**31.01 - 2.02.2018**  
**WARSZAWA**

 **ELEKTROTECHNIKA**  
[www.elektroinstalacje.pl](http://www.elektroinstalacje.pl)

XVI Międzynarodowe Targi Sprzętu  
Elektrycznego i Systemów Zabezpieczeń

Miejsce targów:

 **EXPO XXI**  
WARSZAWA

Warszawskie Centrum  
Wystawiennicze EXPO XXI

 dołącz do nas na  
facebooku

ORGANIZATOR:  
agencja  
**SOMA**

ul. Bronikowskiego 1, 02-796 Warszawa, tel. 22 649 76 69/71,  
e-mail: [office@elektroinstalacje.pl](mailto:office@elektroinstalacje.pl), [www.elektroinstalacje.pl](http://www.elektroinstalacje.pl)

PARTNER TARGÓW I KONFERENCJI

 **SCHRACK**  
TECHNIK

[www.elektroinstalacje.pl](http://www.elektroinstalacje.pl)





# WARSAW INDUSTRY WEEK – podsumowanie II edycji

Od 14 do 16 listopada 2017 roku w Ptak Warsaw Expo w Nadarzynie odbywały się Targi Warsaw Industry Week. Nadszedł czas podsumowania.

Doskonała lokalizacja, ogromna przestrzeń wystawiennicza, czołowi gracze na rynku, 12 stref tematycznych – to wszystko przyciągnęło na Warsaw Industry Week 10 500 zwiedzających. Sukces drugiej edycji Warsaw Industry Week pokazał, że organizatorzy obrali dobry kierunek rozwoju wydarzenia.

Wśród gości zwiedzających było prawie 10 tys. osób reprezentujących kadrę kierowniczą, właścicieli mniejszych i większych firm produkcyjnych, projektantów urządzeń i kompletnych linii produkcyjnych, specjalistów ds. procesów

technologicznych, głównych mechaników, automatyków.

Warsaw Industry Week zajęło niemal dwa razy więcej powierzchni, niż w zeszłym roku, czyli 40 tys. m<sup>2</sup>. Na dwóch halach podwarszawskiego centrum wystawienniczego Ptak Warsaw Expo zaprezentowało się 380 firm i ponad 500 marek. Dzięki temu wydarzenie stało się platformą dla biznesu, okazją do wymiany cennych doświadczeń, a także odbycia spotkań z partnerami handlowymi.

Ogromna przestrzeń targów pozwoliła na połączenie wielu różnych elementów: konferencji, warsztatów, prezentacji firm, promocji producentów i dystrybutorów.

Najważniejszą częścią programu była Konferencja Instrumenty Przemysłu 4.0. Nad poziomem merytorycznym Konferencji czuwała Rada Programowa składająca się z liderów różnych gałęzi przemysłu. Tematyka skupiona była wokół Przemysłowego Internetu Rzeczy oraz szeroko rozumianej koncepcji Przemysłu 4.0 w środowisku polskich przedsiębiorstw i nie tylko. Dyskusje panelistów reprezentujących firmy z kapitałem polskim oraz zagranicznych pozwoliły na poznanie kilku perspektyw i ocen zachodzących zmian.

Podczas dyskusji panelowych wypowiedzieli się m.in. przedstawiciele z Ministerstwa Rozwoju, EY oraz Politechniki Warszawskiej. Prezes Firmy ASTOR, Stefan Życzkowski, omówił zmiany w łańcuchach tworzenia wartości i konieczności dostosowywania do nich modeli biznesowych – szczególnie przez firmy przemysłowe.

Trzy dni były pełne owocnych rozmów biznesowych i nawiązanych nowych kontaktów. Wystawcy oraz zwiedzający



dostrzegli ogromny postęp w rozwoju oraz potencjał na budowę największego wydarzenia o takim charakterze w Polsce.

www.industryweek.pl



# Dotacje na badania, wdrożenia i inwestycje

Anna Szymczak

Pomimo faktu, że dotacje dla przedsiębiorców są udzielane od wielu już lat, niektórzy nadal mają problem z wychwyceniem różnic pomiędzy głównymi rodzajami programów pomocowych związanych z rozwojem firm i innowacjami.

Przedsiębiorcy zazwyczaj zainteresowani są inwestycjami w maszyny, urządzenia czy rozbudowę, a sprawy naukowe są im odległe. W mediach czy na konferencjach pojawiają się często takie hasła, jak: projekty badawcze, wdrażanie innowacji czy nowych technologii, ale nie zawsze wiadomo co w praktyce oznaczają.

Projekty badawcze to projekty, które dotyczą realizacji badań, aby uzyskać określony cel, np. udoskonalenie produktu, procesu czy technologii. Faza badawcza to zadania związane z prowadzeniem badań nad określonym zjawiskiem, doprecyzowanie zagadnienia czy jego parametrów. Badania są podzielone na dwa rodzaje w zależności od poziomu poznania nowego zjawiska:

- badania przemysłowe, czyli – w pewnym uproszczeniu – prace mające na celu pozyskanie nowej wiedzy w zakresie zjawiska;
- prace rozwojowe, czyli łączenie istniejącej wiedzy w nowe/udoskonalone produkty, procesy.

W ramach obu rodzajów badań kosztami, które mogą być dotowane, są koszty prowadzenia badań, czyli koszty wynagrodzenia osób wykonujących czynności badawcze, koszty amortyzacji maszyn, aparatury, koszty materiałów do badań, koszty budowy prototypów.

Skoro badania przemysłowe są obarczone większym ryzykiem niepowodzenia, to z zasady są wyżej dotowane od fazy prac rozwojowych. Poziom dotacji uzależniony jest także od wielkości przedsiębiorstwa – im mniejsze, tym wyższa dotacja. Tabela 1 prezentuje poziomy dotacji na badania.

Tabela 1. Poziomy dotacji na badania

Przedsiębiorstwo	Badania przemysłowe	Prace rozwojowe
Mikro i małe przedsiębiorstwa	70%	45%
Średnie	60%	35%
Duże	50%	25%

Efektom projektów badawczych są wyniki prac badawczo-rozwojowych (B+R).

Aby takie efekty nie kończyły losu na przysłowiowej półce, niezbędne jest ich wdrożenie. Faza wdrożeniowa to wykorzystanie tej nowej wiedzy w praktyce gospodarczej. Tutaj często pojawiają się wydatki na zakup nowych maszyn, zwane popularnie wydatkami inwestycyjnymi.


Poziom dotacji uzależniony jest od wielkości firmy, jak i lokalizacji inwestycji. Na dotacje na wdrożenia nowych technologii mogą liczyć firmy z sektora MSP (małych i średnich). Poziom dotacji waha się między 45% a 70% dla małych i mikrofirm oraz między 35% a 60% dla firm średnich.

Przykładowo, przedsiębiorstwo – zajmując się produkcją folii – chciałoby poszerzyć swoją ofertę o folię, która się nie elektryzuje. Aby tego dokonać, niezbędne jest opracowanie receptury dodatku do tworzywa, a następnie sposób jego aplikacji. W takiej sytuacji realizowany będzie projekt badawczy – cel: nowy produkt – nieelektryzująca się folia. Faza badawcza to właśnie opracowywanie tej nowej receptury i sposobu jej aplikacji. Te prace wykonywane są np. w laboratorium, a ich efektem jest receptura i próbki. Natomiast, aby nowy

produkt mógł faktycznie trafić na rynek, niezbędne jest opracowanie metody przemysłowej produkcji. Tutaj dobierany będzie sposób aplikacji dodatku i wstępny dobór maszyn. Następnym krokiem będzie porównanie posiadanego parku maszynowego firmy z wymaganiami pod nową produkcję. Te brakujące maszyny to właśnie wydatki niezbędne do wdrożenia technologii.

Kosztami, które zazwyczaj, są dotowane w tego typu programach są koszty nabycia lub wytworzenia środków trwałych, jak np. maszyny, urządzenia.

Dobra znajomość podstawowych rodzajów dotacji pozwoli lepiej dobrać program do potrzeb firm i wpłynie na poprawę konkurencyjności na rynkach.

 Anna Szymczak  
e-mail: a.szymczak@ms-consulting.pl



**MS-CONSULTING**  
ul. Warszawska 43  
61-028 Poznań  
tel. 61-826 61 30  
fax 61-624 77 76  
www.ms-consulting.pl

## Zmiana na stanowisku prezesa igus Polska

Marek Wzorek – dotychczasowy Prezes Zarządu spółki igus Polska – opuścił firmę z końcem roku 2017, żeby poświęcić się własnej działalności w obszarze doradztwa biznesowego. Jego miejsce zajęli dwaj dyrektorzy: Daniel Marzec i Radomir Ochocki, którzy będą zarządzać polskim oddziałem igus na zasadach prokury wraz z Jolantą Zugaj, Główną Księgową.

Rozstajemy się w bardzo dobrej atmosferze. Praca w igus była dla mnie bezcennym doświadczeniem – mówi Marek Wzorek, Prezes igus Polska, który zapewnia, że zmiana nie wpłynie w żaden sposób na realizację planów rozwoju firmy.

Nowi dyrektorzy zamierzają kontynuować rozwój zapoczątkowany przez odchodzącego z końcem roku prezesa.

– Utrzymanie tego tempa i podołanie wyzwaniom z tym związanym jest dla nas z pewnością ambitnym zadaniem. Ponieważ jednak jesteśmy już od dawna związani z firmą i doskonale ją znamy, wiemy, jak temu podołać – mówi Radomir Ochocki.

– Planujemy dalszy wzrost firmy i systematyczne zwiększanie obrotów rok do roku. Pierwszym krokiem w tym kierunku jest – związana z rozwojem produkcji – rozbudowa do końca 2018 roku hali produkcyjnej i magazynowej o sto procent i dwukrotne zwiększenie załogi pracującej w tej hali w dziale konfekcjonowania przewodów ready cable oraz w dziale jakości – mówi Daniel Marzec.

Radomir Ochocki, związany z igus Polska od 2009 roku, awansuje ze stanowiska Managera Działu Łożysk. Ma za sobą bogatą karierę zawodową – w igus zaczynał od stanowiska Inżyniera Sprzedaży, następnie był odpowiedzialny za produkty z zakresu techniki liniowej drylin, zaś przez ostatnie 3 lata zarządzał 25-osobowym zespołem.

Daniel Marzec w igus pracuje od ponad 5 lat. Już od samego początku zaczynał pracę w bezpośrednim kontakcie z klientami igus. Następnie objął funkcję Managera Produktu e-przewodniki. Ostatnie 3 lata zarządzał działem e-systemów prowadzenia energii, rozwijając zespół z 7 do 26 osób. Wraz z zespołem rozwijał nowe specjalizacje igus Polska, tj. dział projektów, instalacji, działy branżowe, dział systemów

ReadyChain®, obsługi klienta oraz opieki nad dystrybutorami.

Marek Wzorek z firmą igus, której siedziba znajduje się w Kolonii w Niemczech, związany był od 2008 roku. Początkowo jako Dyrektor Zarządzający, a następnie Prezes Zarządu rozwinął ją z małej siedmioosobowej firmy handlowej do 100-osobowej spółki handlowo-produkcyjno-technologicznej. Pomógł także zrestrukturyzować oddział firmy w Singapurze, pracując przez sześć miesięcy jako Interim Executive Manager w HUB'ie firmy na region ASEAN (m.in. Tajlandia, Indonezja, Malezja, Wietnam, Filipiny) oraz zakładał i zarządzał dwa lata firmą igus w Rosji.

– Od roku 2008, kiedy rozpocząłem pracę w igus, dokonałem zarówno w sobie, ale też w firmie swoistej transformacji. Postawiłem przede wszystkim na ludzi: klientów, którzy są w centrum naszej struktury organizacyjnej, oraz pracowników. Dzięki temu poprawiliśmy znacznie obsługę klienta, atmosferę w zespole oraz stworzyliśmy zespół silnych liderów. Nie udało by się to bez wzrostów obrotów oraz zysków firmy, które mieliśmy dzięki naszym wspólnym, oddanym i często cierpliwym klientom.

Punktem wyjścia do tej transformacji było zarządzanie oparte na „Systemie Solarnym” – innowacyjnej strukturze organizacyjnej, jaką od dawna stosowała niemiecka spółka. W roku 2014 do kompetencji menedżerskich i liderkich Marek Wzorek dodał kompetencję coacha, dzięki podyplomowym studiom na Uniwersytecie Warszawskim.

– Wiele polskich firm ciągle jeszcze kopiuje rozwiązania firm z Zachodu i nie wykorzystuje najnowocześniejszych metod zarządzania, rozwoju innowacyjności oraz pracowników. Wierzę, że dodając do pomysłowości, elastyczności i pracowitości Polaków



Marek Wzorek, CEO igus Polska



Daniel Marzec, Dyrektor Zarządzający igus Polska (od 1 stycznia 2018 r.)



Radomir Ochocki, Dyrektor Zarządzający igus Polska (od 1 stycznia 2018 r.)

szczytę nowoczesnych metod zarządzania oraz coaching, który jest najbardziej skuteczną metodą dokonywania zmian w organizacji oraz w postawach ludzi, Polska stanie się globalnym liderem pozytywnych przemian w świecie, a polskie firmy oraz Polacy przykładem do naśladowania dla wielu. Cieszę się, że będę mógł wspierać firmy w rozwoju innowacyjności oraz w globalnym rozwoju – mówi Marek Wzorek. ■

# Jeśli nie wiadomo o co chodzi, #chodzioludzi

Ósmego grudnia 2017 r. w gmachu Opery Krakowskiej odbyła się uroczysta gala 30-lecia istnienia firmy ASTOR, która otworzyła całoroczne świętowanie jubileuszu. Motywem przewodnim wieczoru było hasło „Chodzi o ludzi”, silnie korespondujące z aktualnym mottem definiującym działalność firmy – „Gdzie technologia spotyka człowieka”. Uroczystość poprowadzili Renata Poreda i Łukasz Cioch.

Z perspektywy ASTOR-a wynik równania 25+5 to coś więcej niż okrągła liczba kolejnego jubileuszu. To suma nowych doświadczeń, intensywnego rozwoju, ciekawych wyzwań oraz emocji, które odczuwam podobnie, jak przy pierwszych latach naszej działalności. Dzisiaj, pięć lat po jubileuszu ćwierćwiecza istnienia firmy, jesteśmy inną organizacją. Dorośliśmy. I kiedy patrzę na to nasze „dorosłe” życie – czuję dumę – komentuje Stefan Życzkowski, prezes i współzałożyciel firmy ASTOR.

Wieczór rozpoczął pokaz filmu opowiadającego historię założycielską. Uczestnicy gali przenieśli się w lata 80. minionego stulecia. W materiale wybrzmiały cztery z trzynastu zasad, jakimi w biznesie kieruje się Stefan Życzkowski, mianowicie:

1. Biznesu nie da się prowadzić w pojedynkę.
2. Firmę można rozwijać tylko w oparciu o uczciwe zasady.
3. W firmie najważniejsi są ludzie, a potem... reklama.
4. Czasami warto się zatrzymać i cieszyć sukcesami.

Była to zapowiedź późniejszej prezentacji, której główną oś stanowiły rozważania na temat istoty zaufania jako filaru rozwoju biznesu. Stefan Życzkowski podsumował to, co wydarzyło się w historii ASTOR-a od jubileuszu ćwierćwiecza, zgodnie z równaniem 25+5. W swoich słowach nawiązywał do książki autorstwa Stephena Coveya pt. „Szybkość zaufania”.

– W relacjach służbowych możemy wskazać cztery kluczowe wymiary zaufania. Pierwszy z nich to wymiar osobistej zdolności do zaufania.



Drugi – wymiar kontraktowy – jest rozumiany jako ufność w czyjeś kompetencje i charakter. W wymiarze komunikacyjnym zaufanie budujemy poprzez relacje bazujące na otwartości. Wymiar kompetencyjny oznacza natomiast zaufanie do swoich i cudzych umiejętności – mówił Stefan Życzkowski.

Ważnym punktem wieczoru było wręczenie nagród dla partnerów biznesowych, którzy dynamicznie rozwijali się wraz z firmą ASTOR. Wyróżnienia zostały przyznane w pięciu głównych obszarach relacji biznesowych: Partnerzy, Producenci Maszyn i Urządzeń, Użytkownicy końcowi, Edukacja, Dostawcy.

Wieczorowi towarzyszyła ponadto akcja charytatywna na rzecz Fundacji ALMA SPEI. Hospicjum dla dzieci, której siedziba znajduje się w Krakowie. Każdy z gości mógł przekazać datkę, w zamian za którą otrzymał cegiełki przygotowane przez pracowników firmy ASTOR. W ramach akcji zebrano blisko 8000 zł. Kwota ta została podwojona z funduszu charytatywnego ASTOR.

Trwałość to  
jeden z warunków  
który rozumiemy  
naprawdę  
dobrze

## Prowadniki Nylonowe

Zaprojektowane na lata



## Prowadniki Robot

Odwijanie długi czas



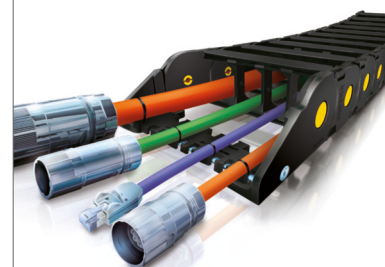
## Prowadniki Stalowe

Lekkie ale bardzo **bardzo** mocne



## TotalChain

Kompletacja dla każdej aplikacji

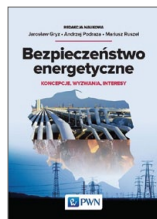


**NOWIMEX**

www.nowimex.com.pl  
info@nowimex.com.pl



## Bezpieczeństwo energetyczne. Koncepcje, wyzwania, interesy



**Autor/redaktor:** praca zbiorowa

**Redakcja naukowa:** Jarosław Gryz,  
Andrzej Podraza, Mariusz Ruszel

**Wydanie I**

**Termin wydania:** 2018-03-18

**Kategoria i podkategoria:** nauki matematyczno-przyrodnicze/technika: elektrotechnika i energetyka oraz: nauki społeczne/nauki polityczne (stosunki międzynarodowe)

**S**łowa kluczowe: bezpieczeństwo energetyczne, bezpieczeństwo energetyczne Polski, bezpieczeństwo UE, rynek energii, bezpieczeństwo narodowe, dostawy surowców, dostawy ropy naftowej, gaz ziemny, dostawy energii, energetyka jądrowa, niezależność energetyczna,

synergia węglowo-jądrowa, elektrownia termojądrowa, odnawialne źródła energii, OZE, OZE, strategia bezpieczeństwa energetycznego UE, unia energetyczna, wspólny rynek energii UE, bezpieczeństwo energetyczne wybranych państw UE

Publikacja *Bezpieczeństwo energetyczne. Koncepcje, wyzwania, interesy* dotyczy aktualnych, ważnych i żywotnych interesów naszego kraju – jego bezpieczeństwa energetycznego, warunkującego sukces Polski w regionie i na świecie.

Celem książki jest przedstawienie kluczowych procesów związanych z bezpieczeństwem energetycznym Polski i Unii Europejskiej. Zrozumienie determinant tych zjawisk umożliwi właściwą interpretację bezpieczeństwa energetycznego oraz pozwala zrozumieć przyczyny paradoksów związanych ze sprzecznością interesów ogólnoeuropejskich wobec narodowych.

Publikacja napisana jest dla szerokiego grona odbiorców – środowiska

naukowego, eksperckiego oraz administracji publicznej.

Dedykowana jest tym wszystkim, którym zależy na zabezpieczeniu przyszłości Polski i regionu, nowoczesnej energetyce, ochronie środowiska czy poszukiwaniu alternatywnych źródeł energii.

Unikalna i ważna w kontekście kształtowania się polityki UE publikacja dotycząca BEZPIECZEŃSTWA ENERGETYCZNEGO – praktyczne kompendium z tego zakresu.

Publikację kierujemy do szerokiego grona odbiorców – do studentów uczelni technicznych i uniwersyteckich na kierunkach: Bezpieczeństwo narodowe, Bezpieczeństwo wewnętrzne, Stosunki międzynarodowe, Inżynieria bezpieczeństwa, Politologia, Europeistyka. Książka z pewnością znajdzie też uznanie wśród specjalistów z administracji państwowej i samorządowej, menedżerów i analityków polskich spółek energetycznych, ale także pracowników instytutów naukowych i wszystkich, którym bliski jest omawiany w książce temat. ■

## Projektowanie nieliniowych układów sterowania



**Autor/redaktor:** Jacek Kabziński,  
Przemysław Mosiołek

**Wydanie I**

**Termin wydania:** 2018-02-01

**Kategoria i podkategoria:** nauki matematyczno-przyrodnicze/technika: automatyka i robotyka, teoria sterowania

**T**o unikatowa na polskim rynku wydawniczym publikacja traktująca o skutecznych metodach projektowania nieliniowych układów sterowania, które mogą być stosowane w automatyce przemysłowej, robotyce, sterowaniu ruchem i w wielu innych obszarach automatyki.

Początkowe rozdziały zawierają starannie zebrany i skondensowany materiał z zakresu stabilności układów nieliniowych, który mieści się w standardzie kształcenia na studiach II stopnia kierunków typu Automatyka i robotyka. Kolejne rozdziały prezentują metody projektowania, które mogą być z powodzeniem przyswojone przez studentów wyższych lat, a stosowane i twórczo rozwijane przez doktorantów, naukowców i projektantów układów sterowania.

Wybrane metody sterowania nieliniowego są omówione w wyczerpujący, monograficzny sposób, a część rozdziałów zawiera wyniki całkowicie oryginalne i nigdy niepublikowane. Szczególny nacisk położono na aspekty praktycznego zastosowania proponowanych metod sterowania nieliniowego.

Adresatami książki są studenci studiów drugiego stopnia kierunku automatyka i robotyka oraz kierunków pokrewnych, jak mechatronika, dyplomanci oraz

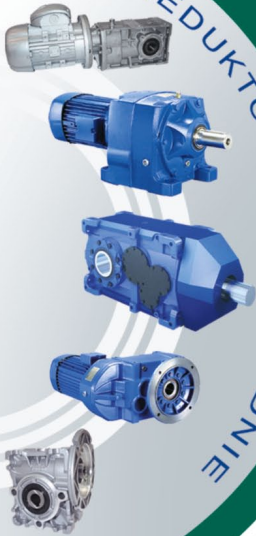
doktoranci zajmujący się zagadnieniami sterowania nieliniowego, a także inżynierowie i projektanci układów sterowania, którzy coraz częściej dostrzegają szansę uzyskania przewagi konkurencyjnej swoich firm i zespołów dzięki zastosowaniu metod sterowania nieliniowego. Książka może być także interesująca dla słuchaczy studiów doktoranckich i badaczy związanych z matematyką stosowaną oraz z ekonomią, w której zaniebawane wcześniej modele nieliniowe w ostatniej dekadzie zaczęły cieszyć się rosnącą popularnością.

Tę książkę kierujemy do szerokiego grona odbiorców: zarówno do studentów politechnik, jak i innych uczelni z kierunkami typu: Automatyka i robotyka, Mechatronika, Informatyka przemysłowa, Matematyka, ale również do praktyków – inżynierów automatyków, projektantów układów automatyki, mechatroników, służb utrzymania ruchu (SUR) i wielu innych. ■

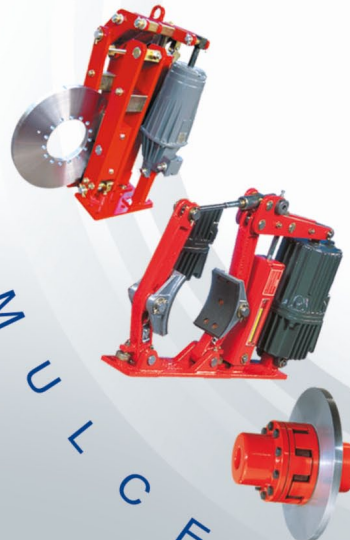
# SENOMA

SENOMA Sp. z o.o., 40-153 Katowice, Al. Korfantego 191  
 tel. +48 32/730 30 30, tel. +48 32/730 30 31, fax +48 32/730 30 33  
 e-mail: [senoma@senoma.pl](mailto:senoma@senoma.pl), [www.senoma.pl](http://www.senoma.pl)

www.senoma.pl  
**TECHNIKA NAPĘDOWA**  
 MOTOREDUKTORY, PRZEKŁADNIE



H  
A  
M  
U  
L  
C  
E



W  
A  
Ł  
Y  
C  
A  
R  
D  
A  
N  
A



Ł  
A  
N  
C  
U  
C  
H  
Y,  
F  
L  
A  
T  
T  
O  
P  
Y



P  
I  
E  
R  
Ś  
C  
I  
E  
N  
I  
E



S  
I  
L  
N  
I  
K  
I,  
F  
A  
L  
O  
W  
N  
I  
K  
I,  
S  
O  
F  
T  
S  
T  
A  
R  
T  
Y



www.senoma.pl  
**TECHNIKA NAPĘDOWA**  
 S  
P  
R  
Z  
E  
G  
Ł  
A



**TOP-Distributor 2011**

The company  
 Senoma Sp. z o.o.  
 is one of the TOP-10 distributors of Rexnord couplings in Europe.

By excellent product knowledge and customer focus, Senoma Sp. z o.o. has distinguished himself in out-standing consulting- and service performance.

Viva  
 Omega  
 Wrapflex  
 Thomas  
 Addax  
 Steelflex  
 Lifelign  
 Orange Peel Guard

**TOP-Distributor 2010**

The company  
 Senoma  
 is one of the TOP-10 distributors of Rexnord couplings in DACH+ sales area.

By excellent product knowledge and customer focus, Senoma Sp. z o.o. has distinguished himself in out-standing consulting- and service performance.



**TOP-Distributor 2009**

The company  
 Senoma  
 is one of the TOP-10 distributors of Rexnord couplings in English speaking area.

By excellent product knowledge and customer focus, Senoma has distinguished himself in outstanding consulting- and service performance.

Declared by Rexnord

Uwe Palm  
 Key-Account-Manager  
 Mechelen, May 2010

Eric Blickey  
 General Manager  
 Mechelen, May 2010

**TOP-Distributor 2012**

The company  
 Senoma Sp. z o.o.  
 is one of the TOP-10 distributors of Rexnord couplings in Europe.

By excellent product knowledge and customer focus, Senoma Sp. z o.o. has distinguished himself in out-standing consulting- and service performance.

Declared by Rexnord

Lubomir Vik  
 Area Sales Mgr  
 Mechelen, June 2013

Rodrigo Maciedo  
 Coupling Marketing Mgr  
 Mechelen, June 2013

Viva  
 Omega  
 Wrapflex  
 Thomas  
 Addax  
 Steelflex  
 Lifelign  
 Orange Peel Guard



## Podwodny robot pomoże w eksploracji

Studenci z Politechniki Wrocławskiej pracują nad podwodnym robotem, który może być wykorzystany m.in. do eksploracji różnego rodzaju akwenów czy inspekcji kadłubów statków. Ze swoją konstrukcją chcieliby także wystartować w międzynarodowych zawodach w USA.

Dotychczas studenci z działającego na Wydziale Mechanicznym Koła Naukowego Automatyki i Robotyki „Robocik” zbudowali już dwa tego typu roboty. Pierwszy nie był zbyt rozbudowany, ale pozwolił przede wszystkim na zdobywanie nowej wiedzy w opracowywaniu takich konstrukcji. Kolejny robot był już o wiele bardziej zaawansowany, a wykonano go z kwasoodpornej aluminiowej blachy.

– Ma wymiary 50x30x40 cm i waży ok. 10 kg. Wyposażony jest m.in. w sześć silników, kamerę, światła LED, czujniki położenia i orientacji oraz czujnik temperatury zapobiegający przegrzaniu zasilacza. Sterować można nim za pomocą pada, kabel zasilający ma długość 30 m, a porusza się z prędkością ok. 5 m/s – opowiada Jakub Chmielewski, główny konstruktor robota.

Docelowo łódź może być wykorzystywana w eksploracji różnego rodzaju

akwenów, ale też np. do inspekcji kadłubów statków. Obecnie młodzi konstruktorzy sprawdzają swoją konstrukcję w basenie wioślarskim znajdującym się w budynku H-14. W planach mają już jednak wyjazd na testy do większych zbiorników, np. do zalanego kamieniołomu.

Przed naszymi studentami jednak jeszcze większe wyzwanie – przygotowanie łodzi na zawody robotów podwodnych MATE Competition, które w czerwcu 2018 r. odbędą się w USA. Konstruktorzy muszą zbudować robota wyposażonego w dwa manipulatory, którego zadaniem będzie wydobyć silnika z zatopionego wraku samolotu. W tym celu robot będzie musiał podpłynąć z całym sprzętem do maszyny i umieścić przy silniku specjalną poduszkę powietrzną, która wyniesie napęd na powierzchnię.

– Zdecydowaliśmy się na budowę kompletnie nowego modelu. Chcemy przygotować manipulatory o sześciu stopniach swobody, łódź będzie także wyposażona w siedem kamer – cztery na bocznych ścianach maszyny, żeby było widać, co dzieje się wokół, jedną z widokiem na holowany ładunek oraz dwie na manipulatorach, żeby poprawić precyzję

wykonywanych czynności – tłumaczył Jakub Chmielewski.

Dodatkowo łódź zostanie wyposażona w tzw. aktywny system utrzymywania pozycji, który po dopłynięciu do wyznaczonego miejsca będzie dostosowywał się m.in. do ruchu wody, utrzymując niezmienną pozycję i ułatwiając tym samym operatorowi manipulowanie chwytakami.

W projekt zaangażowanych jest ok. 15 osób, a koszt budowy nowego robota podwodnego to ok. 50 tys. zł. Studenci poszukują obecnie sponsorów, którzy pomogliby im w tym przedsięwzięciu.

Prestiżowe zawody robotów podwodnych MATE Competition organizuje Marine Advanced Technology Education Center, we współpracy z NASA. Zadania wykonywane są m.in. w największym na świecie basenie, który ma pojemność ponad 23 milionów litrów i głębokość 12 metrów. Oprócz tego zespoły muszą także przygotować raporty techniczne oraz prezentacje swoich projektów. Każdego roku w imprezie startuje ok. 100 drużyn z całego świata. Główną nagrodą w konkursie jest kontrakt na budowę robota podwodnego. ■

Źródło: Politechnika Wroclawska

### WYDARZENIA

#### ● Rewolucja w szkoleniach maszynistów kolejowych

Powstaje symulator maszynisty w technologii wirtualnej rzeczywistości, który pozwala doskonalić umiejętności w realistycznych warunkach, na prawdziwych trasach i z prawdziwymi zdarzeniami. Połączenie wirtualnej rzeczywistości z tradycyjnym, fizycznym symulatorem kolejowym pozwoli obniżyć koszty szkolenia o nawet 66 procent bez utraty efektywności. Zastosowane w nim rozwiązania są innowacyjne w skali Polski i świata.

– Oddana jest pełna fizyka maszynowozu i trasa, po której maszynista może ćwiczyć swój przejazd. Instruktor zarządzający panelem symulacyjnym może wprowadzać online zdarzenia, które

wywołują konieczność reakcji ze strony maszynisty. Rozwiązanie służy do tego, by ćwiczyć reakcje w niebezpiecznych sytuacjach, które mogą mieć miejsce na trasie danego przejazdu – mówi Jerzy Dursiewicz, prezes zarządu firmy Tomorrow.

Trenażer będzie zawierał scenariusze rekomendowane przez Urząd Transportu Kolejowego. Będą one stale rozbudowywane dzięki informacjom z Państwowej Komisji Badania Wypadków Kolejowych. Powstanie obszerna baza scenariuszy, oparta na rzeczywistych zdarzeniach, do których doszło w Polsce i innych krajach Unii Europejskiej. Dzięki temu ma wzrosnąć skuteczność szkoleń i poprawić się bezpieczeństwo polskich pasażerów.

– Wszędzie tam, gdzie mamy do czynienia z drogimi urządzeniami i zaawansowanymi technologicznie maszynami, których obsługa wymaga pewnej wiedzy, ćwiczenie oraz symulowanie określonej pracy za pomocą bądź to rozszerzonej, bądź wirtualnej rzeczywistości jest zastosowaniem, które znacznie obniża koszty, pozwala na ćwiczenie określonych umiejętności i ich weryfikowanie – tłumaczy ekspert.

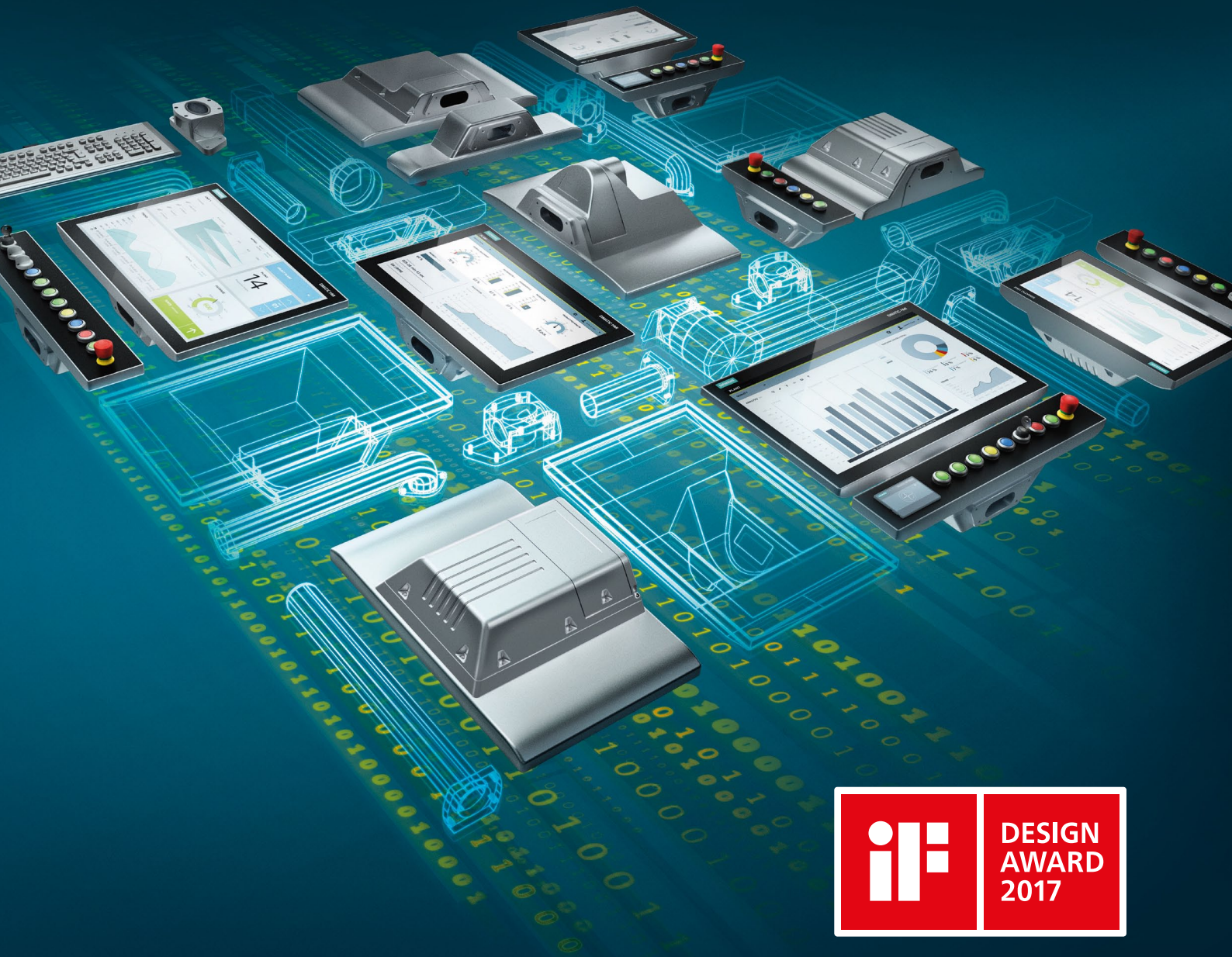
Symulator zaprojektował zespół składający się z polskich inżynierów, najlepszych maszynistów instruktorów oraz ekspertów z Politechniki Śląskiej. W przyszłości możliwe jest także przygotowanie symulatorów dla innych branż.

Źródło: Newseria



**SIEMENS**

*Ingenuity for life*



# Skalowalne. Konfigurowalne. BezkomPROmisowe.

SIMATIC HMI PRO – pełna ochrona IP65,  
bez żadnych kompromisów

[siemens.com/simatic-hmi-pro](http://siemens.com/simatic-hmi-pro)

# Analiza warunków smarowania przekładni zębatych do napędu górniczych przenośników taśmowych

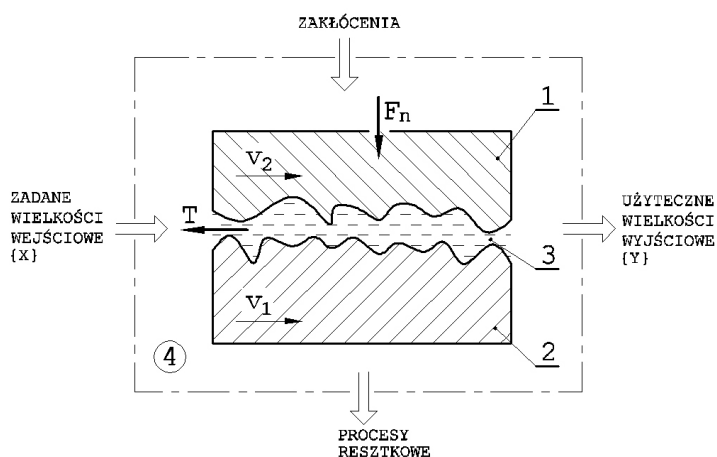
Andrzej Wieczorek

## 1. Wprowadzenie

Jednym z koniecznych czynników zapewniających wysoką trwałość eksploatacyjną ząbów kół przekładni zębatych jest zapewnienie właściwych warunków smarowania [1–10]. Uzyskać je można poprzez dobór odpowiednich środków smarnych. O zastosowaniu konkretnych środków smarnych decyduje konstruktor na etapie obliczeń wytrzymałości na zatarcie i zmęczeniowe wykruszanie powierzchni. Na podstawie obliczeń określa się klasę lepkości oleju, dla której współczynnik bezpieczeństwa z uwagi na wystąpienia pittingu  $s_H$  przyjmie wartość zgodną z wymaganą (jako wartość wystarczającą tego współczynnika uznaje się  $s_H = 1$ ). Najczęściej obserwuje się wzrost wartości współczynnika  $s_H$  wraz ze wzrostem lepkości oleju smarującego. Jednakże wzrost lepkości oleju może prowadzić do wzrostu niezależnych od obciążenia strat mocy

w ząbieniach związanych z mieszaniem oleju i przetłaczaniem go w przestrzeniach międzyzębnych. Stąd też dąży się, aby lepkość olejów smarujących była wypadkową tych dwóch przeciwstawnych zależności.

Współpracujące elementy maszyn i urządzeń należy rozpatrywać całościowo w ramach tzw. systemu tribologicznego (rys. 1) [5]. W systemie tym istotną rolę odgrywa warstwa pośrednicząca, którą może być warstwa oleju, smaru lub zaabsorbowane cząstki stałe. Konstruktorzy rzadko przeprowadzają obliczenia grubości warstwy rozdzielającej współpracujących powierzchni. Jako parametr charakteryzujący grubość warstwy rozdzielającej powierzchnie rzeczywiste (czyli charakteryzujące się typową dla danego typu obróbki chropowatością) uznaje się względną grubość filmu olejowego  $\lambda$ .

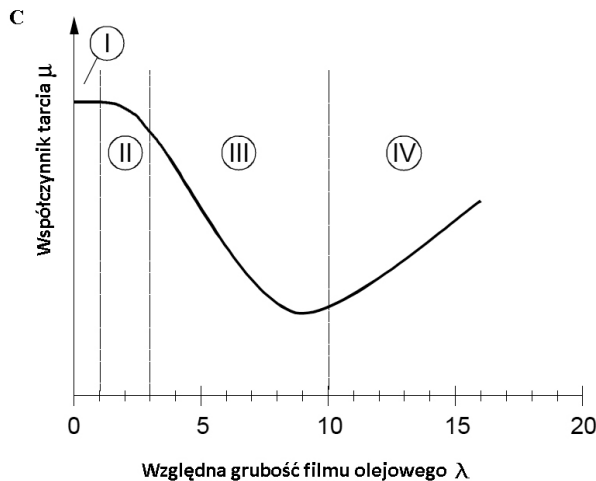


Rys. 1. System tribologiczny [5]: 1 – element wymuszający ruch względny; 2 – element przejmujący wymuszenie kinematyczne; 3 – warstwa pośrednicząca; 4 – otoczenie dalsze;  $F_n$  – obciążenie;  $T$  – siły tarcia;  $v_1$  i  $v_2$  – prędkości powierzchni elementów 1 i 2

**Streszczenie:** W niniejszej publikacji przedstawiono wyniki obliczeń względnej grubości filmu olejowego  $\lambda$  przeprowadzonych dla typowej walcowej przekładni zębatej stosowanej w górniczych przenośnikach transportowych. Obliczenia wartości tego parametru dokonano z wykorzystaniem metody zgodnej z normą ISO/TR 15144-1:2014 (E). W wyniku przeprowadzonej analizy stwierdzono, że eksploatacja rozpatrywanych przekładni odbywa się w warunkach smarowania granicznego i istotny wpływ na te warunki ma chropowatość powierzchni. W pracy zaproponowano także metody poprawy warunków smarowania przekładni oparte o nowoczesne technologie obróbki wykańczającej powierzchni kół zębatych.

**Abstract:** This paper presents the results of calculating the relative thickness of the oil film  $\lambda$  carried out for a typical cylindrical gearbox used in transport conveyors. Calculations of this parameter were made using the ISO/TR 15144-1: 2014 (E) methodology. As a result of the analysis, it was found that the operation of the gear under consideration is unfavorable in the lubrication conditions and the surface roughness has a significant influence on these conditions. The methods of improving gear lubrication conditions have been proposed in the paper, based on modern technologies of surface finishing of gears.





Rys. 2. Zależność współczynnika tarcia  $\mu$  od wartości względnej grubości filmu olejowego  $\lambda$  (na podstawie [3])

Względna grubość filmu olejowego  $\lambda$  jest określona zależnością:

$$\lambda = \frac{h_{\min}}{\sqrt{Ra_1^2 + Ra_2^2}} \quad (1)$$

gdzie:

$h_{\min}$  – minimalna grubość obliczeniowa warstwy środka smarnego;

$Ra_{1,2}$  – chropowatość powierzchni.

Parametr  $\lambda$  determinuje także rodzaj tarcia występujący między współpracującymi powierzchniami. Na rysunku 2 przedstawiono zależność współczynnika tarcia od wartości względnej grubości filmu olejowego  $\lambda$ . Zaznaczono na nim także zakresy wartości parametru  $\lambda$ , dla których występują różne rodzaje tarcia [3]. W zakresie wartości  $\lambda = (0,1)$  należy spodziewać się wystąpienia tarcia granicznego (obszar I). W zakresie wartości względnej grubości filmu olejowego  $\lambda = (1,3)$  dominującym rodzajem tarcia jest tarcie mieszane (obszar II), natomiast w zakresie wartości  $\lambda = <3,10>$  wytwarzają się warunki smarowania EHD (wyczerpujący opis teorii smarowania elastohydrodynamicznego EHD można znaleźć w pracy [10]) charakteryzujące się powstaniem warstwy filmu olejowego o grubości przewyższającej nierówności powierzchni (obszar III). Powyżej wartości względnej grubości filmu olejowego  $\lambda > 10$  występuje tarcie płynne (obszar IV). Parametr  $\lambda$  bezpośrednio wpływa

również na wystąpienie i intensywność procesów niszczących w obszarach współpracy stykających się elementów [12].

Występująca we wzorze (1) minimalna grubość [9] obliczeniowa warstwy środka smarnego  $h_{\min}$  wynika z teorii smarowania elastohydrodynamicznego (EHD), zakładającego odkształcenie podłoża w wyniku oddziaływania sił obciążających węzła tarcia.

## 2. Metoda obliczenia minimalnej grubości warstwy środka smarnego

Grubość warstwy środka smarnego  $h_{\min}$  można wyznaczyć za pomocą ogólnego równania w postaci bezwymiarowej:

$$h_{\min} = k \cdot U^c \cdot W^b \cdot G^c \cdot R' \quad (2)$$

gdzie:

$k$  – współczynnik proporcjonalności;

$R'$  – promień krzywizny;

$U$  – parametr prędkości;

$W$  – parametr obciążenia;

$G$  – parametr materiałowy.

W niniejszej pracy do obliczenia minimalnej grubości warstwy środka smarnego  $h_{\min}$  wykorzystano metodę opisaną w normie ISO/TR 15144-1:2014 (E) [11], która bazuje na badaniach Dowsona i Higginsona.

Równanie (2) w tej metodzie przyjmuje postać:



### Oto STAUFF Polska

Działając pod marką STAUFF zdobyliśmy pozycję międzynarodowego lidera w pracach rozwojowych, produkcji i dostawach części do systemów rur i układów hydraulicznych.

Systemy Mocowania



Systemy Pomiarowe



Technika Filtracji



Diagtronics



Akcesoria Hydrauliczne



Zawory Kulowe



Złącza Hydrauliczne



NOWOŚĆ!  
STAUFF  
Connect

Technologia Złączy Rurowych od STAUFF



STAUFF Polska Sp. z o.o.  
Miszewko 43 A • 80-297 Banino  
Tel.: 058 660 11 60 • Fax: 058 629 79 52  
sales@stauff.pl

www.stauff.pl



$$h_{\min} = 1600 \cdot U^{0,7} \cdot W^{-0,13} \cdot G^{0,6} \cdot S^{0,22} \cdot R' \quad (3)$$

gdzie:

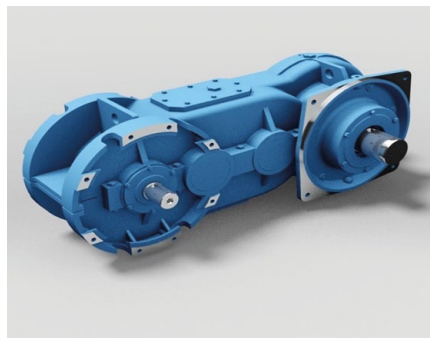
S – parametr temperaturowy.

W normie ISO/TR 15144-1:2014 (E) obliczenia wartości względnej grubości filmu olejowego  $\lambda$  przeprowadza się tylko dla 5 punktów charakterystycznych na odcinku przyporu (punkty A, B, C, D i E) [11]. W ramach niniejszego opracowania wartości grubości filmu olejowego wyznaczano dla 110 punktów odcinka przyporu.

### 3. Obiekt analizy

Analizę warunków smarowania przeprowadzono dla typowej trzystopniowej walcowej przekładni zębatej stosowanej do napędu górniczych przenośników taśmowych o szerokości taśmy 1000 mm. Widok tej przekładni przedstawiono na rys. 3. Parametry kinematyczne charakteryzujące warunki pracy uzębień rozpatrywanych kół przedstawiono w tabeli 1.

Istotne dla wyznaczenia względnej grubości filmu olejowego są parametry lepkościowe środka smarnego i chropowatość powierzchni zębów. Dane użyte w omawianej analizie zestawiono w tabeli 2. Chropowatość powierzchni wyznaczono dla kierunku zgodnego z zarysem zębów. Pomiarom poddano nowe koła zębate wytworzone do zabudowy w przekładniach zębatych będących obiektem analizy.



Rys. 3. Widok trzystopniowej przekładni zębatej stosowanej do napędu górniczych przenośników taśmowych o szerokości taśmy 1000 mm

Tabela 1. Parametry kinematyczne charakteryzujące warunki pracy uzębień przekładni walcowej o mocy przenoszonej 132 kW stosowanej w przenośnikach taśmowych

Rodzaj przekładni	3-stopniowa walcowa		
Przełożenie całkowite przekładni	25,24		
Moment na wale wejściowym przekładni	857 Nm		
Prędkość obrotowa na wale wejściowym przekładni	1470 obr./min		
Przełożenie cząstkowe stopnia	I	II	III
	2,92	2,71	3,19
Moment na wale wyjściowym przekładni	21 630 Nm		
Prędkość obrotowa na wale wyjściowym przekładni	58,24 obr./min		

Tabela 2. Zestawienie parametrów charakteryzujących obciążenie i rodzaj środka smarnego

Rodzaj oleju	mineralny
Lepkość kinematyczna w temperaturze 40°C	210 mm <sup>2</sup> /s
Lepkość kinematyczna w temperaturze 100°C	18,5 mm <sup>2</sup> /s
Gęstość w temperaturze 15°C	895 kg/m <sup>3</sup>
Chropowatość powierzchni zębów, Ra	0,87 μm

### 4. Rezultaty analizy warunków smarowania

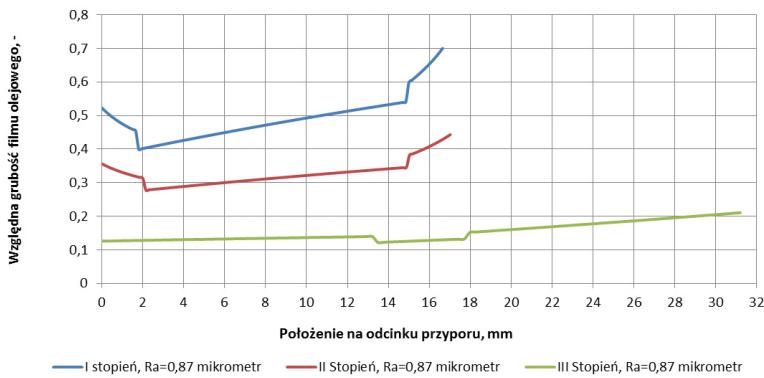
Wyniki obliczeń wartości względnej grubości filmu olejowego  $\lambda$  w funkcji położenia na odcinku przyporu kół, osobno dla wszystkich stopni rozpatrywanej przekładni zębatej, przedstawiono na rys. 4. Analizując przebiegi przedstawione na tym rysunku, zauważa się, że smarowanie powierzchni odbywa się w warunkach smarowania granicznego. Niskie wartości względnej grubości filmu olejowego  $\lambda$  wynikają zasadniczo z relatywnie niskich prędkości obwodowych kół zębatych na II i III stopniu przekładni oraz dużej wartości obciążenia. Najmniejsze wartości parametru  $\lambda$  obserwuje się w punkcie jednoparowego przyporu (punkt B) odcinka przyporu, który determinuje warunki smarowania analizowanego uzębienia.

Na rysunku 5 przedstawiono przebiegi względnej grubości filmu olejowego  $\lambda$  wyznaczone w punkcie B odcinka przyporu w funkcji momentu obrotowego dla wszystkich 3 stopni rozpatrywanej przekładni walcowej. Na tym rysunku rozpatrzono zakres momentów obrotowych odpowiadających zakresowi mocy od 0 do 160 kW z uwzględnieniem wzrostu tego obciążenia związanego ze zmianą przełożenia danego stopnia przekładni zębatej. Można na tym rysunku

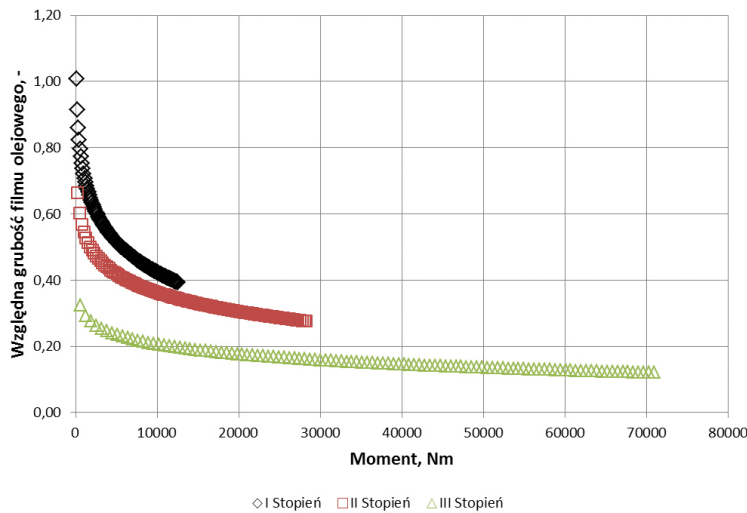
zauważyć, że nawet brak jakiegokolwiek obciążenia wiąże się z wystąpieniem niekorzystnych warunków tarcia granicznego we współpracujących uzębieniach. Najgorszymi warunkami smarowania, zgodnie z oczekiwaniem, charakteryzował się trzeci stopień przekładni. W tym przypadku względna grubość filmu olejowego nie przekraczała wartości  $\lambda = 0,36$ .

### 5. Możliwości poprawy warunków smarowania uzębień kół przekładni zębatej

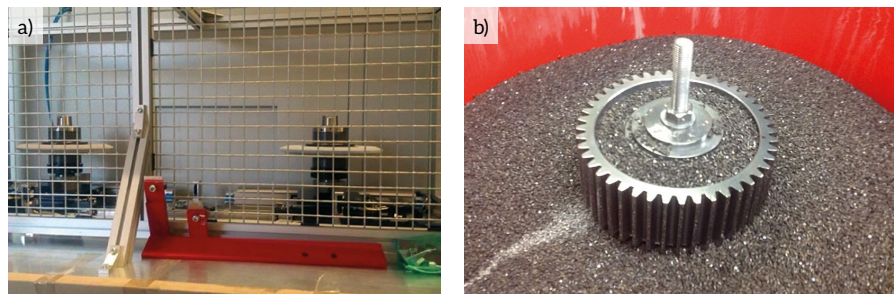
Analizując aktualny stan techniki w zakresie wytwarzania walcowych kół zębatych, można wytypować metody technologiczne mogące znacząco poprawić warunki smarowania rozpatrywanej przekładni zębatej. Preferowanymi metodami są procesy technologiczne zmniejszające chropowatość powierzchni uzębień kół przekładni zębatych. W tym zakresie należy wymienić w szczególności możliwość zastosowania dwuetapowego szlifowania, zgrubnego i wykańczającego, z zastosowaniem układów wymiany ściernicy w trakcie szlifowania. Układy takie są stosowane np. w szlifierkach serii TITAN firmy Gleason-Pfauter (rys. 6 A). W tej metodzie możliwe jest uzyskanie chropowatości powierzchni



Rys. 4. Przebiegi względnej grubości filmu olejowego  $\lambda$  w funkcji położenia na odcinku przyporu, wyznaczone dla wszystkich 3 stopni rozpatrywanej przekładni walcowej



Rys. 5. Przebiegi względnej grubości filmu olejowego  $\lambda$ , wyznaczone w punkcie B odcinka przyporu w funkcji momentu obrotowego dla wszystkich 3 stopni rozpatrywanej przekładni walcowej



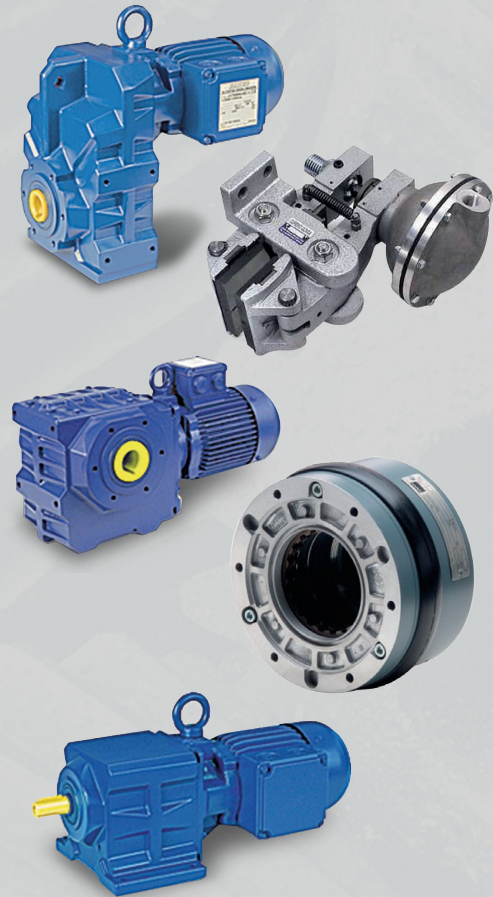
Rys. 6. Widok urządzeń umożliwiających zmniejszenie chropowatości powierzchni uzębień kół zębatych: A – układ wymiany ściernic szlifierki specjalistycznej do kół zębatych serii TITAN firmy Gleason-Pfauter; B – urządzenie do dogładzania wielkogabarytowych kół zębatych

zębów na poziomie  $Ra = 0,15 \mu m$  przy pomiarze wzdłuż zarysu zęba. Kolejnym procesem umożliwiającym uzyskanie zmniejszenia chropowatości

powierzchni zębów jest polerowanie oscylacyjne uzębień kształtkami ceramicznymi i pastami polerskimi, tzw. Superfinishing (rys. 6 B). W wyniku tego

reklama

## Razem możemy osiągnąć więcej!



### Oferujemy sprzedaż oraz serwis dla:

- Motoreduktorów
- Silników elektrycznych i przekładni
- Elektrobębnow
- Sprzęgieł i hamulców

### Nowość w ofercie

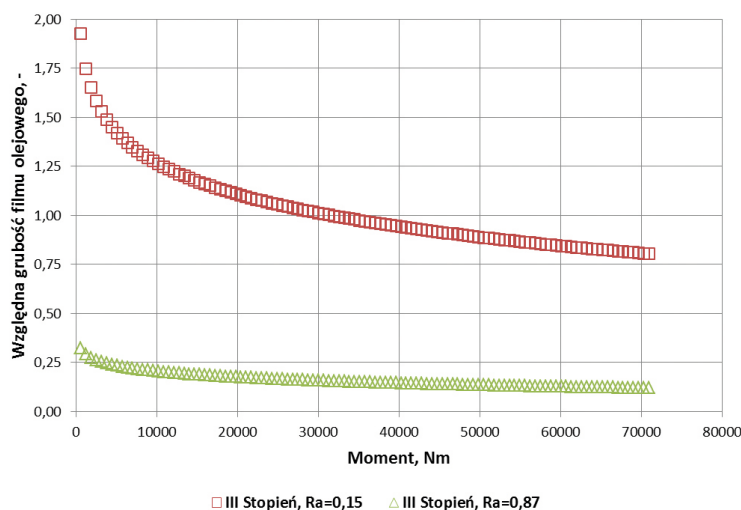
- POMIARY WIBROAKUSTYCZNE
- POMIARY TERMOWIZYJNE
- POMIARY OCHRONNE I ODBIORY INSTALACJI ELEKTRYCZNYCH



STEINLEN Polska Sp. z o.o.

ul. W. Grabskiego 4/8, 63-500 Ostrzeszów  
tel. 62 732 23 50 lub 52, fax 62 732 23 51  
www.steinlenpolska.pl





Rys. 7. Przebiegi względnej grubości filmu olejowego  $\lambda$  w funkcji momentu obrotowego, wyznaczone dla III stopnia rozpatrywanej przekładni walcowej z zróżnicowanych metodach szlifowania: jednoetapowego (przebieg  $R_a = 0,87$ ) i dwuetapowego (przebieg  $R_a = 0,15$ )

procesu również możliwe jest uzyskanie chropowatości powierzchni zębów na poziomie  $R_a = 0,15 \mu\text{m}$  bez względu na kierunek pomiaru. Korzystnym rozwiązaniem poprawiającym warunki smarowania górniczych przekładni zębatych może być także wprowadzenie po etapie montażu kontrolowanego docierania kół zębatych przekładni górniczych na stacji prób. Proces ten umożliwi, oprócz dogłębienia powierzchni kół, także poprawę współpracy kół zębatych.

Na rysunku 7 przedstawiono porównanie względnej grubości filmu olejowego  $\lambda$  w funkcji przenoszonego momentu uzyskane dla tradycyjnego, jednoetapowego i dwuetapowego szlifowania powierzchni kół. Można na tym rysunku zauważyć wzrost względnej grubości filmu olejowego  $\lambda$  do wartości ponad 1,0, dla wariantu charakteryzującego się mniejszą chropowatością powierzchni. Świadczy to, że mogą w trakcie eksploatacji wytworzyć się warunki całkowitego rozdziału powierzchni uzębień warstwą filmu smarującego.

## 6. Podsumowanie

W ramach niniejszej pracy określono, z użyciem zmodyfikowanej metody obliczeniowej opisanej w normie ISO/TR 15144-1:2014 (E), warunki smarowania typowej górniczej przekładni zębatej

do napędu przenośników taśmowych. W przedstawionych obliczeniach wykorzystano parametry geometryczne, technologiczne i obciążeniowe zgodne z rzeczywistymi wartościami.

Zakres przeprowadzonych prac doświadczalnych i obliczeniowych pozwolił na określenie szeregu spostrzeżeń, z których najważniejszymi są:

- górnicze przekładnie zębate są eksploatowane w warunkach smarowania granicznego;
- niekorzystne warunki smarowania analizowanych par kół zębatych, tworzących stopnie II lub III przekładni zębatych, wynikały z relatywnie niskiej prędkości obrotowej i wysokiej wartości obciążenia;
- wraz ze zwiększeniem przełożenia zauważono pogorszenie warunków smarowania.

W odniesieniu do powyższych stwierdzeń można wytypować następujące zalecenia:

- dobór środków technicznych związanych z procesem wytwarzania kół zębatych powinien uwzględniać spodziewane w procesie eksploatacyjnym warunki smarowania;
- przy projektowaniu przekładni zębatych powinno się dążyć do jednokowych warunków smarowania niezależnie od przełożenia.

## Literatura

- [1] BARTZ W.J.: *Getriebeschmierung*. Expert Verlag, Ehningen, 1989.
- [2] SPAŁEK J.: *Problemy inżynierii smarowania maszyn w górnictwie*. Wydawnictwo Politechniki Śląskiej, Gliwice 2003.
- [3] LAWROWSKI Z.: *Technika smarowania*. Wydawnictwo Naukowe PWN, Warszawa 1996.
- [4] ZWOLAK J.: *Ocena jakości smarowania przekładni zębatych Power Shift wspomagana komputerowo*. „Mechanik” 12/2013.
- [5] PŁAZA F., MARGIELEWSKI L., CELICHOWSKI G.: *Wstęp do tribologii i tribochemia*. Wydawnictwo Uniwersytetu Łódzkiego, Łódź 2005.
- [6] HEBDA M.: *Procesy tarcia, smarowania i zużycia maszyn*. Warszawa – Radom 2007.
- [7] NADOLNY K.: *Tribologia kół zębatych: zagadnienia trwałości i niezawodności*. Wydawnictwo Politechniki Poznańskiej – ITE, Poznań – Radom 1999.
- [8] DOWSON D., HIGGINSON G.R.: *Elastohydrodynamic lubrication*. Pergamon Press, Oxford – London 1976.
- [9] HAMROCK B.J., DOWSON, D.: *Ball Bearing Lubrication*. John Wiley & Sons. New York, Chichester, Brisbane, Toronto, Singapore 1981.
- [10] WIŚNIEWSKI M.: *Elastohydrodynamische Schmierung*. Expert Verlag, Renningen – Malsheim 2000.
- [11] ISO/TR 15144-1:2014 (E) *Calculation of micropitting load capacity of cylindrical spur and helical gears – Part 1: Introduction and basic principles*.
- [12] SPAŁEK J., KWAŚNY M.: *Optymalizacja doboru lepkości oleju smarującego do przekładni zębatych napędów maszyn roboczych z uwagi na kryterium trwałości ząbów*. „Szybkobieżne Pojazdy Gąsienicowe” 2(44)/2017.

dr inż. Andrzej N. Wieczorek – Katedra Mechanizacji i Robotyzacji Górnictwa, Politechnika Śląska,  
e-mail: andrzej.n.wieczorek@polsl.pl

## WYDARZENIA

### ● Sztuczna inteligencja buduje coraz doskonalszą sztuczną inteligencję

Google Brain, wydział Google'a specjalizujący się w pracach nad sztuczną inteligencją, zaprezentował w maju 2017 roku AutoML, bota SI zdolnego do tworzenia innych algorytmów sztucznej inteligencji. Teraz AutoML stworzył algorytm rozpoznający obiekty na klipie wideo, który sprawuje się lepiej niż jakiegokolwiek algorytmu tego typu zbudowane przez ludzi. NASNet, bo tak nazwano nowy algorytm, w czasie testów rozpoznawał obiekty z 82,7-procentową dokładnością. Uzyskał tym samym wynik o 1,2 pp. lepszy niż podobne programy stworzone przez ludzi.

NASNet potrafi rozpoznawać ludzi, samochody, sygnalizację świetlną, torebki i wiele innych obiektów. Pomimo osiągniętych przezeń świetnych wyników specjaliści z Google Brain mówią, że to dopiero początek badań.

- Mamy nadzieję, że bazując na naszych osiągnięciach inne zespoły będą w stanie rozwinąć system, który poradzi sobie z takimi wyzwaniem w dziedziny automatycznego rozpoznawania obiektów, jakich nawet sobie obecnie nie wyobrażamy - stwierdzili eksperci.

Oczywiście tworzenie przez sztuczną inteligencję potężnych algorytmów sztucznej inteligencji rodzi poważne pytania etyczne. Co, jeśli AutoML stworzy system doskonalszy od człowieka czy też taki, za którego tempem rozwoju nie będzie nadążało prawo? Łatwo wyobrazić sobie przecież, że NASNet zostanie wykorzystany do inwigilacji. Musimy pamiętać, że żyjemy w świecie, w którym jesteśmy obserwowani przez coraz więcej kamer umieszczonych w miejscach publicznych.

Powstają już inicjatywy takie, jak Partnership on AI to Benefit People and Society - do których przystąpiły

m.in. Facebook i Apple - których celem jest rozwijanie wyłącznie takich systemów SI, które przysłużą się ludzkości. Warto jednak pamiętać, że wiele takich systemów może być odpowiednikiem technologii podwójnego przeznaczenia. W jednych rękach będą służyły ludzkości, jednak mogą wpaść i w takie ręce, które wykorzystają je do szkodenia ludziom.

Ray Kurzweil, znany futurysta pracujący w Google'u na stanowisku dyrektora ds. inżynieryjnych, stwierdził niedawno, że w ostatecznym rozrachunku sztuczna inteligencja przysłuży się ludzkości, jednak musimy być przygotowani na „trudne chwile”, jakie czekają nas przed stworzeniem dobrze rozwiniętej SI.

- Technologia zawsze była obosiecznym mieczem. Ogień zapewnia nam ciepło, pozwala przygotować posiłek i może spalić nam dom - powiedział Kurzweil.

Źródło: kopalniawiedzy.pl

reklama



www.moj.com.pl

MOJ S.A. ulica Tokarska 6 40-859 Katowice  
tel. 32 604 09 00 fax. 32 604 09 01  
e-mail: marketing@moj.com.pl



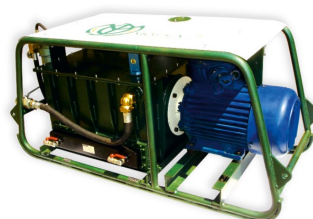
SPRZĘGŁA HYDROKINETYCZNE



SPRZĘGŁA WYSOKOELASTYCZNE



URZĄDZENIA DO WIERCENIA I KOTWIENIA



AGREGATY HYDRAULICZNE



ODKUWKI

Certyfikowana oferta firmy obejmuje sprzęgła, wiertarki ręczne, kotwiarki, urządzenia i wyposażenie wiertnicze: podpory pneumatyczne, smarownice, agregaty hydrauliczne, pompy, stojaki ciernie podporowe, klucze ręczne i dynamometryczne.





# Problematyka górniczego wyciągu szybowego szybu 2.1 zakładu górniczego LW „Bogdanka” SA

Alfred Carbogno, Michał Stawowiak, Tomasz Jasiński

## 1. Wstęp

W zakładzie górniczym Lubelski Węgiel „Bogdanka” SA eksploatowane są jedne z najgłębszych szybów w kraju, których głębokość dochodzi do 1098 m. W szybie 1.3 eksploatowany jest górniczy wyciąg szybowy z maszyną wyciągową czterolinową, usytuowaną na zrębie szybu o udźwigu użytecznym skipów początkowo 30 Mg, a od sierpnia 1997 r. o udźwigu 35 Mg. W październiku 2011 r. uruchomiono wyciąg w szybie 2.1 ze skippami o ładowności 40 Mg. Przy liczbie 700 przejazdów skipu na dobę wydajność wyciągu wynosi 28 000 Mg/dobę. Jest to wyciąg o największej ładowności skipów w górnictwie węgla kamiennego w kraju, jak i w Europie. W krajowych kopalniach węgla kamiennego stosuje się szeregowy (jednorzędowy) układ naczyń wyciągowych (rysunek 1 a), a w kopalniach rud szachownicowy (dwurzędowy) (rysunek 1 b). Szeregowy układ naczyń wyciągowych w szybie wymusza stosowanie skipów wąskich, długich, co

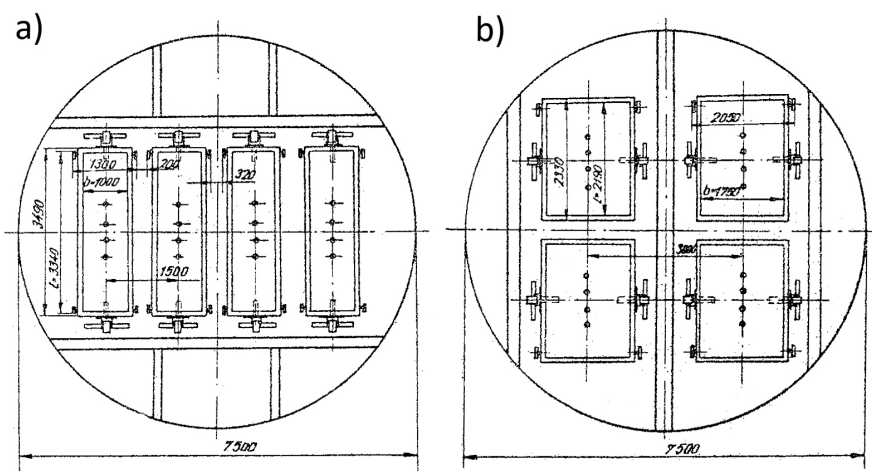
powoduje wzrost ich wysokości ze wzrostem ładowności skipów.

Wzrost wysokości skipów przyczynia się do wzrostu ich masy własnej, wynikającej z ich ładowności przy spełnieniu odpowiedniej ich wytrzymałości (wzrasta niekorzystnie tzw. współczynnik masywności skipów  $k = Q_w/Q_u$ , gdzie  $Q_w$  – masa własna skipu,  $Q_u$  – masa użyteczna skipu). Wzrost wysokości skipów przy dużej ich ładowności wynika również z małej masy usypowej urobku (węgla)  $\gamma = 0,8 \div 1,0 \text{ Mg/m}^3$ . W przypadku wydobywania rud, soli potasowej itd., których masa usypowa jest znacznie większa niż węgla kamiennego, w szybach skipy są ułożone szachownicowo (rysunek 1 b), nie ma problemów ze wzrostem wymiarów poprzecznych i wysokości skipów. Przykładowo na rysunku 2 przedstawiono skipy o dużej ładowności w kopalniach węgla i soli potasowej.

Zastosowanie w krajowych kopalniach węgla kamiennego skipów o ładowności

**Streszczenie:** w referacie przedstawiono krajowy górniczy wyciąg szybowy kopalni węgla kamiennego, w którym zastosowano skipy o największej ładowności 40 Mg zarówno w kraju, jak i w Europie. Podano charakterystykę szybu i górniczego wyciągu szybowego szybu 2.1 zakładu górniczego Lubelski Węgiel „Bogdanka” SA. Szerzej przedstawiono konstrukcję skipów, ich elementów składowych oraz zastosowane materiały wraz z opisami zbiorników odmiarowych i wylądowczych skipów. Przedstawiono konstrukcje zastosowanych lin nośnych i wyrównawczych oraz ich zawieszzeń.

**Abstract:** the paper presents a national mining shaft lift for coal mines, in which skips with the highest capacity of 40 Mg were used, both in Poland and in Europe. Characteristics of shaft and mining shaft hoist of shaft 2.1 of the mining plant Lubelski Węgiel „Bogdanka” SA. The structure of skips, their components and the materials used, together with descriptions of skips' skip and skip tanks, are presented in more detail. The construction of used load-bearing and compensating ropes as well as their suspensions are presented.



Rys. 1. Typowe przekroje poprzeczne szybów dwuprzędziowych stosowanych w kraju: a - w kopalniach węgla kamiennego, układ szeregowy; b - w kopalniach rud miedzi, układ szachownicowy [7]

50 Mg było już analizowane w latach 70. ubiegłego wieku. Propozycję konstrukcji skipu przedstawiono na rysunku 3 [3].

W kraju zagadnieniem zmniejszania masy własnej skipów ze wzrostem ich ładowności do 30, 35, 40 Mg zajmowało

Partner targów



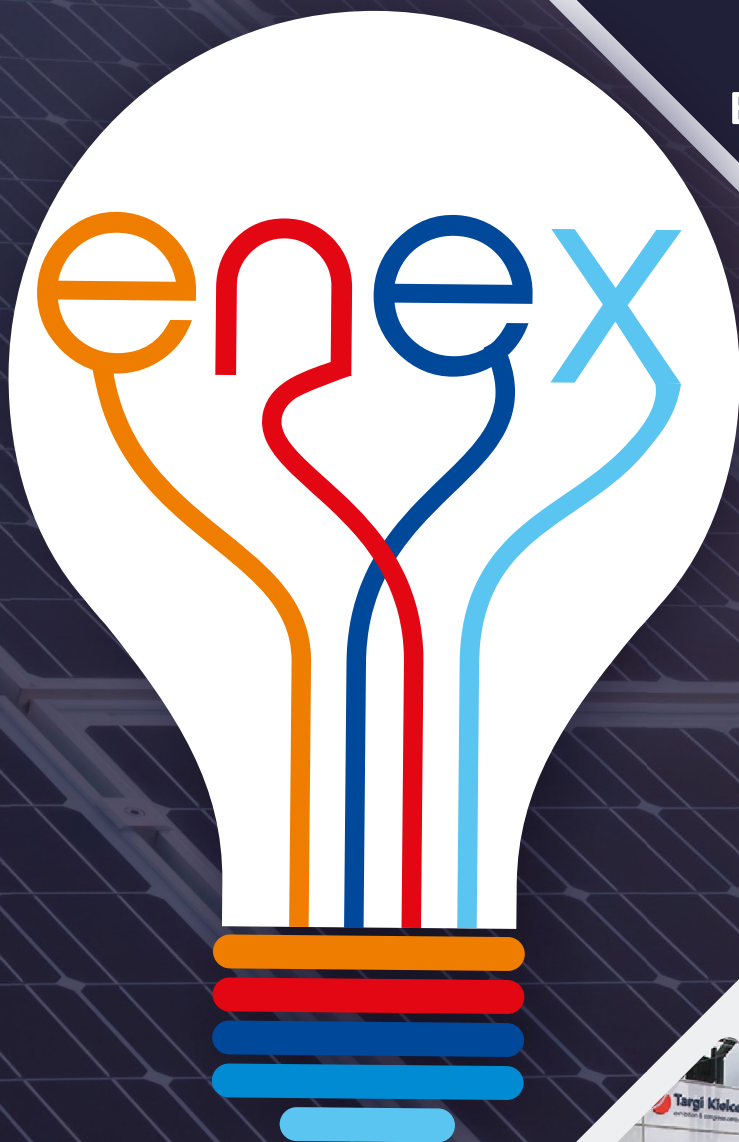
PGE Dystrybucja S.A.

Patronat Honorowy



MINISTERSTWO ENERGII

XXI MIĘDZYNARODOWE TARGI  
ENERGETYKI I ELEKTROTECHNIKI  
XVI TARGI ODNAWIALNYCH  
ŹRÓDEŁ ENERGII



**Targi Kielce**

exhibition & congress centre

WWW.ENEX.PL

**28.02-1.03.2018**

Kielce

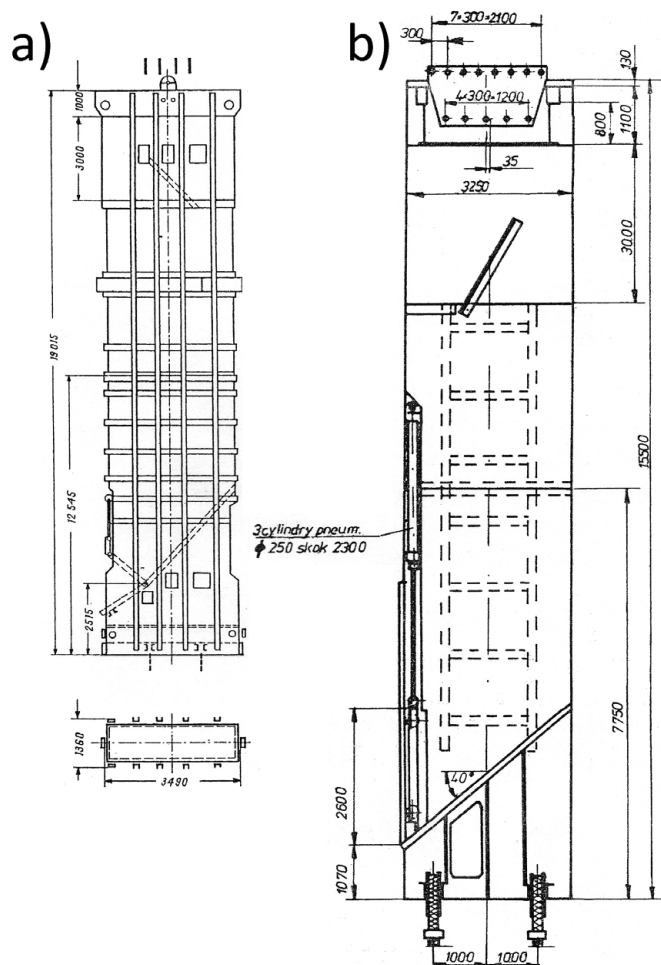


**TARGI DAJĄ WIĘCEJ**

Sprawdź na:

■ [facebook.com/targidajawiecej](https://facebook.com/targidajawiecej)





Rys. 2. Konstrukcje skipów o różnej ładowności: a – 30 Mg, kopalnia węgla; b – 50 Mg, kopalnia soli potasowej Zielitz (Niemcy) [3]

się między innymi BSiPG Katowice, a następnie firma PRUT [4, 8, 9]. Na podstawie założeń dla górniczego wyciągu szybowego, szybu 2.1 jednoprzędziowego, wydobywczego, skipowego firma PRUT Katowice zaprojektowała skipy o ładowności 40 Mg [10]. Należy zaznaczyć, że mniej problemów jest przy projektowaniu skipów o dużej ładowności dla szybów jednoprzędziowych.

Przy projektowaniu skipów, a szczególnie o dużej ładowności, bardzo istotne jest uwzględnienie ich trwałości oraz zapewnienie odpowiednich czasów ich załadunku i wyładunku [5, 6].

## 2. Charakterystyka górniczego wyciągu szybowego – szyb i wieża wyciągowa

Szyb 2.1 jest szybem jednoprzędziowym z dwoma naczyniami wyciągowymi – skipami. Przeznaczony jest

do ciągnięcia urobku, rewizji, kontroli i napraw urządzeń szybowych ze stopy skipu, pomostu lub głowicy skipu oraz jazdy brygad szybowych. Transport urobku odbywa się z poziomu załadowniczego 1040 (–1039,5 m) na poziom wyładowny (+16,8 m). Szyb jest pionowy z powierzchni, wydechowy, jednoprzędziowy o przekroju  $\varnothing 7,5$  m. Obudowa szybu jest betonowa z wyjątkiem odcinka od poz. –563,0 do poz. –783,3 m, gdzie zastosowano tubingi. Naczynia wyciągowe skipowe prowadzone są dwustronnie, czołowo za pomocą przewodników stalowych wykonanych z kształtowników zamkniętych prostokątnych  $180 \times 260 \times 12$  o długości 9 m, mocowanych do dźwigarów głównych stalowych, również wykonanych z kształtowników zamkniętych prostokątnych  $200 \times 200 \times 12$ . Odległość między dźwigarami 4,5 m. Przewodniki

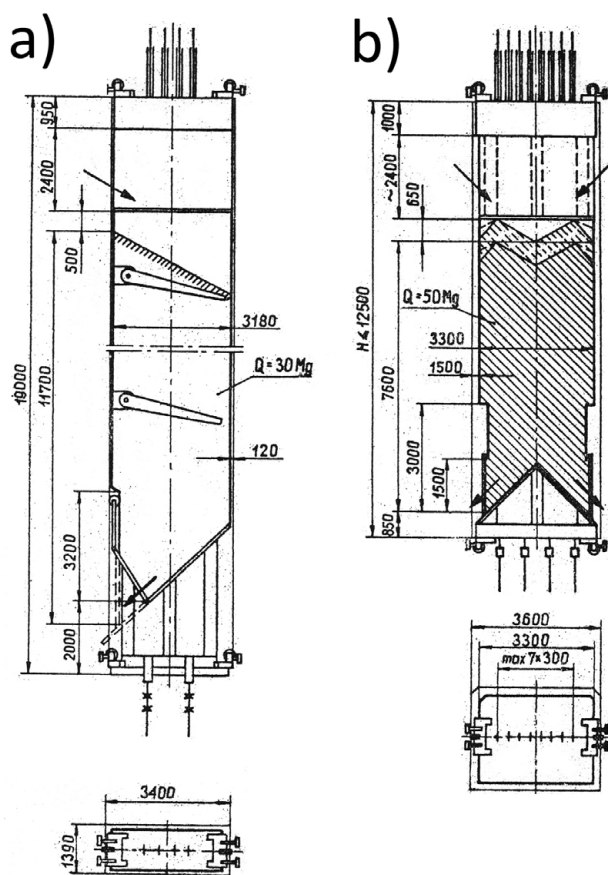
i dźwigary główne obliczone na maksymalne obciążenie ruchowe 7709,2 kN (przy przyjęciu masy skipu z zawieszonymi i urobkiem 72,3 Mg) [1, 7].

Wolna droga przejazdu zarówno po stronie nadsiębernej, jak i podsiębernej, znajduje się poniżej skrajnego technologicznego położenia naczyń i wynosi 15 m. Na wolnej drodze przejazdu zabudowane są dwa prowadniki zgrubione czołowe na przedłużeniu ciągów przewodniczych, poszerzające się na długości 1,5 m, po 62 mm z każdej strony, licząc od początku hamowania. Hamowanie zaczyna się 2,0 m poniżej najniższego położenia naczynia i trwa na długości 13 m. Końce przewodników zgrubionych oparte o dźwigary oporowe: dwuteowniki 500 mm.

Poniżej poziomu załadowniczego 1040 znajduje się rzępie szybu ze zbiornikiem przepadu. Dno szybu znajduje się 57,74 poniżej poziomu załadunku (–1097,74 m) [1].

Wieżę wyciągową zastrzałową o wysokości 74 m wykonano ze stali 18G2 i wybudowano w 2011 r. Wykonawcą projektu było GBPBP „PROJPRZEM” SA Gliwice, a budowę wieży wykonało konsorcjum firm: „PMUG” SA Katowice oraz „BUDUS” SA Katowice. Wieżę obliczono dla maksymalnego obciążenia ruchowego lin nośnych 1250 kN oraz dla obciążenia awaryjnego 7800 kN.

Wolna droga przejazdu w wieży, zarówno po stronie nadsiębernej, jak i podsiębernej, powyżej skrajnego technologicznego położenia naczyń wyciągowych wynosi 14 m. Na wolnej drodze przejazdu zabudowane jest 5 par zgrubionych przewodników drewnianych na długości 12 m, jedna para na przedłużeniu ciągu przewodników szybowych, pozostałe 4 pary po bokach naczyń wyciągowych. Przewodniki zgrubione, czołowe poszerzają się na długości 1,5 m po 62 mm z każdej strony. Zgrubienie zaczyna się 2,0 m powyżej najwyższego położenia technologicznego naczynia wyciągowego. Przewodniki zgrubione boczne poszerzają się na długości 1,5 m po 50 mm z każdej strony, licząc od początku drogi hamowania. Hamowanie na bocznych przewodnikach odbywa się za pośrednictwem ruchomej ramy zawieszanej w trzonie wieży w odległości 2 m od głowicy skipu w jego krańcowym



Rys. 3. Konstrukcje skipów o ładowności: a - 30 Mg; b - 50 Mg [3]

położeniu [1, 7]. Przekrój podłużny szybu przedstawiono na rysunku 4, a przekrój poprzeczny na rysunku 5.

### 3. Maszyna wyciągowa typu 4L-5000/2×3600

Uytuowanie maszyny wyciągowej jest obok szybu na powierzchni. Wytwórca części mechanicznej: „ZAMET” Tarnowskie Góry, a części elektrycznej: MWM ELEKTRO Sp. z o.o. Trzebinia, rok budowy 2010 [1].

Sterowanie maszyny wyciągowej – automatyczne, ręczne, zdalne uruchamianie, maksymalna prędkość jazdy przy:

- ciągnięciu urobku – 18,0 m/s;
- awaryjnym opuszczaniu urobku – 6,0 m/s;
- jeździe z pustymi naczyniami – 10,0 m/s.

Urządzenia hamulcowe – hamulec tarczowy:

- hydrauliczny zespół sterowniczo-zasilający typu H-C MWM-4/VER.II;
- elementy wykonawcze hamulca: 18 par siłowników typu BSFG 408-A00-02-00-S odwodzonych hydraulicznie.

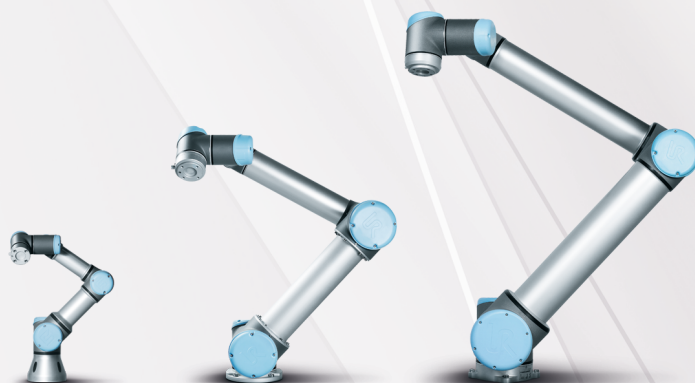
Maszyna wyciągowa zbudowana została dla maksymalnej siły statycznej w czterech linach nośnych 1240 kN, maksymalnej różnicy naciągów statycznych w linach 440 kN, maksymalnej prędkości jazdy – 18,0 m/s [1].



# UNIVERSAL ROBOTS



## Certyfikowany dystrybutor Universal Robots w Polsce



- Sprzedaż
- Kompleksowa automatyzacja
- Darmowe wsparcie techniczne
- Szkolenia
- Serwis
- Bezpośrednia współpraca z człowiekiem, bez potrzeby stosowania wygradzeń i dodatkowych systemów bezpieczeństwa
- Łatwe w programowaniu, konfiguracji, posiadają najszybszy zwrot inwestycji w branży.
- Można je traktować jako uniwersalne narzędzie do zwiększenia wydajności i redukcji kosztów produkcji.



**195** ŚREDNI  
DNI OKRES  
ZWROTU

[www.elmark.com.pl](http://www.elmark.com.pl)  
[elmark@elmark.com.pl](mailto:elmark@elmark.com.pl)  
 tel 22 541-84-60











przykręcono normowe prowadnice ślizgowe skrajne. Na głowicy zamontowano prowadnice toczne. W pokryciu głowicy przewidziano dwie klapy.

**Człon zasypowy** wyposażony jest w lekki wysuwany na krążkach pomost o nośności 40 kN, zakładany na czas prowadzenia prac konserwacyjnych obmurza szybu. Wprowadzony do członu zasypowego pomost jest ustalany na zderzakach toru jezdnego na górnej ramie pojemnika i ryglowany sworzniami w blachach ścian bocznych i na górnej czołowej ramie pojemnika. Ściany boczne wykonano z blachy HARDOX 500 o grubości 4 mm. Do prowadzenia prac konserwacyjnych obmurza szybu przewidziano uchylne pomosty robocze, mocowane przegubowo do wsporników przyspawanych do ceownika górnej ramy pojemnika z wejściem (po zdemontowaniu włazu) na opuszczony pomost roboczy z piętra w członie zasypowym pod głowicą. Pomosty mocowane są po zachodniej stronie skipu zachodniego (wykonanie A) i wschodniej stronie skipu wschodniego (wykonanie B). Nad pomostem przewidziano mocowanie na wspornikach ściany członu zasypowego uchylnych daszków ochronnych podpartych w stanie podniesionym rozporami do ścian członu zasypowego. Pomost i daszek uchylny na czas jazdy szybem są ryglowane ze ścianą członu zasypowego.

**Pojemnik skipu** wykonany jest z blach i ram opasających z ceownika UPE 160 mm ze stali o podwyższonej wytrzymałości, w gatunku S 460 NL. Ściany górnej części pojemnika oraz blachy wykładzinowe w dolnej części pojemnika przewidziano z trudno ścieralnej blachy o gatunku HARDOX 500 o grubości 8 i 6 mm. Do ścian bocznych pojemnika blachy wykładzinowe są spawane. Tylna ściana pojemnika, na którą uderza struga urobku podczas załadunku, oraz czołowe ściany w dolnej części i dno pojemnika posiadają wymienne blachy ścierne o grubości: 6 mm, 8 mm i 10 mm ze stali o gatunku HARDOX 500, przykręcane poprzez wykładzinę amortyzującą z poliuretanu PUGA 3. Dno zostało wzmocnione belkami wzdłużnymi i poprzecznymi z ceownika UPE 160 mm, spawanymi do blach bocznych pojemnika oraz płaskownikami pomiędzy belkami. Pojemnik skipu zamykany

jest klapą z dźwigniowym mechanizmem zamykającym w krzywkach wieży. W pozycji otwartej klapa spoczywa na elastycznym zderzaku [10, 11].

**Rama dolna** przystosowana jest do zawieszenia czterech lin wyrównawczych płaskich stalowo-gumowych o rozstawie pomiędzy linami 700 mm. Ramę dolną wykonano z jednakowych profili walcowanych – ceownika 300 UPE. Belki zawieszenia lin wyrównawczych wzmocniono spawanymi nakładkami z płaskownika o przekroju  $80 \times 6$  mm. Rozstaw belek wynosi 300 mm, w osi zawieszenia lin wyrównawczych przewidziano tulejki o średnicach  $\varnothing 85/\varnothing 75$  mm dla sworzni zawieszenia. Na ramie przymocowane są zestawy prowadnic tocznych PHH3. Nad prowadnicami tocznymi zabudowany jest ażurowy pomost rewizyjny. Do belek czołowych ramy dolnej przymocowano normowe prowadnice ślizgowe do awaryjnego hamowania w zgrubionych prowadnikach w rzępiu szybu i zabezpieczenia prowadzenia skipu w szybie.

**Cięgła nośne** zabudowane są po 4 sztuki na obu ścianach bocznych, ich konstrukcję wykonano z ceowników 160 mm ze stali o podwyższonej wytrzymałości, w gatunku S460NL ( $R_m = 550$  MPa,  $R_e = 460$  MPa), przyspawane do głowicy, pojemnika i ramy dolnej. Cięgła są dzielone, połączone ze sobą nakładkami i śrubami pasowanymi.

## 5. Zbiorniki odmiarowe i wyładownicze skipu

Do załadunku skipów zastosowano zbiorniki odmiarowe wraz z klapą rozdzielczą pokazane na rysunku 7. Zbiorniki odmiarowe wraz z klapą rozdzielczą są konstrukcjami spawanymi o pojemności  $45 \text{ m}^3$  i ładowności 40 Mg ze szczelnym zamknięciem części wylotowej. Dla każdego skipu przewidziano oddzielny zbiornik o identycznej budowie, natomiast segment górny i segment z klapą rozdzielczą jest wspólny dla obu zbiorników. W ciągu technologicznym zbiorniki odmiarowe umieszczone są w podszybiu kieszeni skipowej odmiarowej o średnicy 6800 mm, pod kątem  $50^\circ$  do poziomu między wysypem z przenośnika taśmowego na poz. – 1025,25 m a oknem zasypowym do skipu na poz. – 1040,00 m.

Każdy ze zbiorników wsparty jest na dwóch podporach przegubowych i dwóch podporach ślizgowych [12].

Zbiorniki wyładownicze są konstrukcjami o pojemności  $45 \text{ m}^3$  i ładowności 48 Mg ze szczelnym zamknięciem części wlotowej i wylotowej, widoczne na rysunku 8 [13]. Zabudowane są w budynku nadszybia na specjalnej konstrukcji stalowej nachylonej pod kątem  $50^\circ$  od poziomu. Każdy z dwóch zbiorników przeznaczony jest do odbioru urobku z poszczególnych skipów. Z powyższego powodu rozstaw osi wlotów do zbiorników wynosi 2400 mm ze względu na rozstaw skipów, a wylotów 4000 mm podyktowane rozstawem przenośników odstawy odbierającej. Zbiorniki na wlocie posiadają szczelne zamknięcie w postaci klapy z napędem siłownikiem pneumatycznym. Wnętrze pudła w dnie wyłożone jest blachami typu HARDOX 500 o grubości 30 mm. Wyłożenie to jest w postaci płytek przykręcanych śrubami M16 do pudła i ramy nośnej. Natomiast boki wyłożone są blachami tego samego typu o grubości 15 mm w części dolnej i 8 mm w części górnej. Są to płyty o masie nie przekraczającej ciężaru 100 kg każda. Są one mocowane z pudłem za pomocą spoin otworowych. Strop zbiorników wyłożony jest płytami typu HARDOX 500 o grubości 6 mm, łączony z pudłem zbiornika spoinami otworowymi. Poza tym każdy ze zbiorników wyposażony jest w:

- pulsatory pneumatyczne, których zadaniem jest usuwanie zawieszającego się urobku w zbiorniku;
- urządzenia izotopowe, rejestrujące poziom urobku, pomiar poziomu górnego i dolnego napełnienia zbiornika;
- system ograniczenia zapylenia w trakcie załadunku i wyładunku;
- system smarowania łożysk ślizgowych.

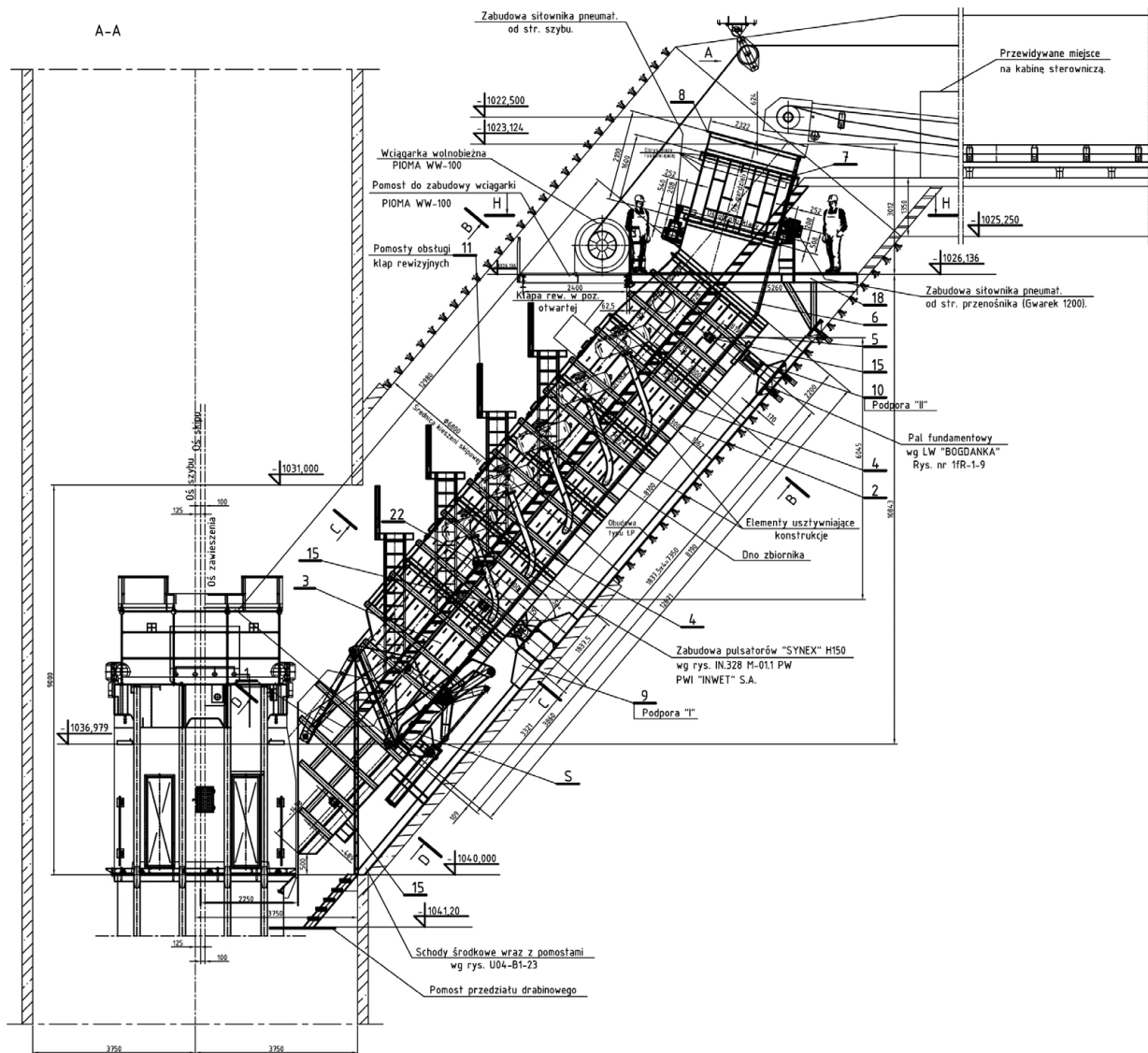
## 6. Liny nośne i wyrównawcze

Liczba lin nośnych w wyciągu wynosi 4, całkowita długość jednej liny (z dodatkiem na zakładanie lub wymianę)  $\approx 1370$  m.

Liny okrągłe wg normy PN-EN 12385-6, oznaczenie – Notorplast 50:

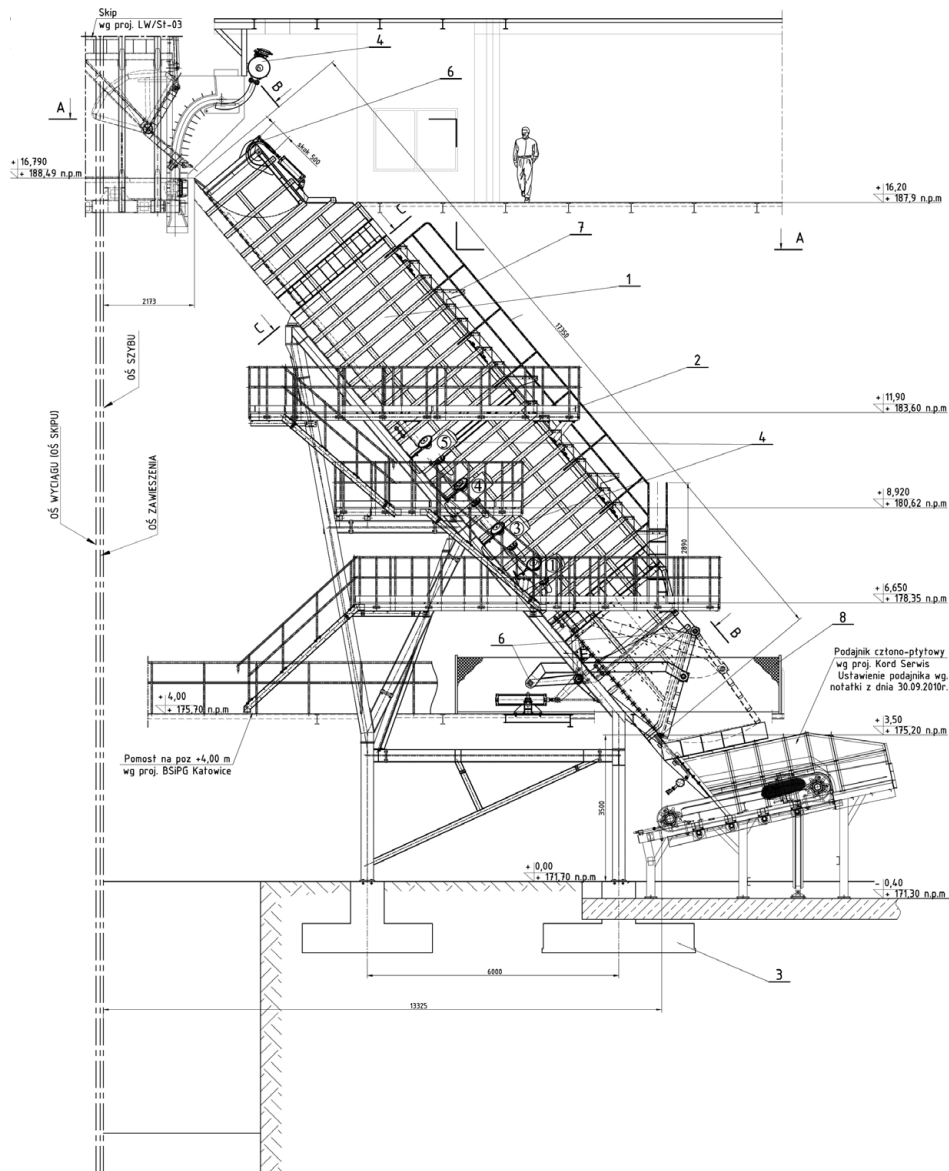
- 12x16 SPC: PWRC [FC-4x7-(4x17S+4x7)] 1770 B zZ;
- 12x16 SPC: PWRC [FC-4x7-(4x17S+4x7)] 1770 B sS;





Rys. 7. Konstrukcja zbiornika odmiarowego [12]

- skręt: 2 liny – prawy; 2 liny – lewy;
  - klasa jakości liny: pierwsza, druty: ocynkowane;
  - średnica liny:  $\varnothing 50$  mm, przekrój nośny liny: 1101,2 mm<sup>2</sup>;
  - klasa wytrzymałości drutów: 1770 MPa;
  - nominalna siła zrywająca druty liny: 194912,4 daN;
  - sumaryczna siła zrywająca druty z liny: 214 290,0 daN (zZ), 214 164,0 daN (sS);
  - siła zrywająca linę w całości: 178 140,0 daN (zZ), 180 620,0 daN (sS);
  - nominalna masa jednostkowa liny: 10,2 kg/m;
  - liczba lin wyrównawczych: 4;
  - całkowita długość liny (z dodatkiem na zakładanie lub wymianę)  $\approx 1140$  m;
  - rodzaj liny: płaska stalowo-gumowa, SAG 10,2 – 123×35/4×18-1570;
  - suma nominalnych przekrojów nośnych lin zwulkanizowanych w linie SAG: 652,8 mm<sup>2</sup>, klasa wytrzymałości liny: 1570 MPa;
  - minimalna siła zrywająca linę: 840,33 kN;
  - rzeczywista siła zrywająca linę: 909,20 kN; 950,00 kN; 955,00 kN; 945,00 kN;
  - przybliżona masa jednostkowa liny: 10,2 kg/m, masa liny wyrównawczej w gałęzi: 11079,7 kg.
- Liny nośne połączone są ze skipami za pomocą zawiesznień wielolinowych z punktowym ich mocowaniem do naczyń produkcji firmy SADEX Sp. z o.o. pokazano na rysunku 9. Zawieszania wyposażone są we wkładki do kontroli sił w linach produkcji firmy TEMIX Sp. z o.o.
- Liny wyciągowe należy zaliczyć do najbardziej obciążonego i odpowiedzialnego elementu górniczego wyciągu szybowego z uwagi na stałe występowanie złożonego układu naprężeń roboczych statycznych i dynamicznych (rozciągających, zginających, stycznych i innych) oraz naprężeń wynikających z ich



Rys. 8. Konstrukcja zbiornika wyladowczego [13]

zamocowania w zaciskach zawieszń różnych konstrukcji.

Wpływa to na mniejszą trwałość lin nośnych w porównaniu z innymi elementami górniczego wyciągu szybowego. Prowadzi to także do zwiększonego zużycia drogich lin wyciągowych, a tym samym do podwyższenia kosztów eksploatacji. Czas pracy lin nośnych w górniczych urządzeniach wyciągowych eksploatowanych w górnictwie polskim jest mocno zróżnicowany i wynosi od ponad 3 lat do zaledwie kilkunastu miesięcy. Na trwałość lin nośnych wpływ mają czynniki związane z ich konstrukcją i produkcją (jakość materiału drutów,

niewłaściwe skręcenie drutów w splotki i splotek w linę, parametry konstrukcyjno-technologiczne liny) jak również czynniki eksploatacyjne (prawidłowy dobór konstrukcji liny do konkretnych warunków pracy urządzenia wyciągowego, zużycie mechaniczne, uszkodzenia korozyjne lub nieprzestrzeganie instrukcji dotyczących eksploatacji lin, zmienne obciążenie liny itd.).

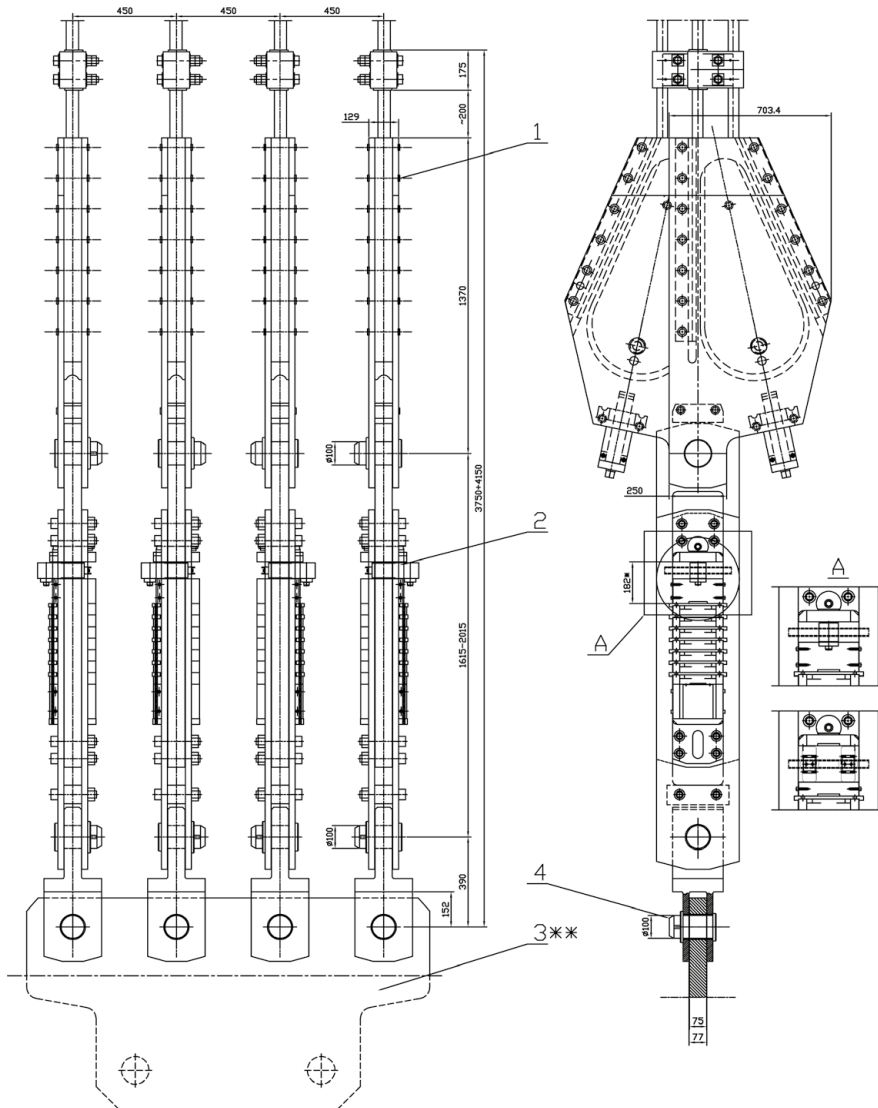
Przykładowy wykres przebiegu sił w linach przedstawiono na rysunku 10. Liny wyrównawcze mocowane są do skipów za pomocą zawieszń klinowych pokazano na rysunku 11, również produkcji firmy SADEX Sp. z o.o.

## Podsumowanie

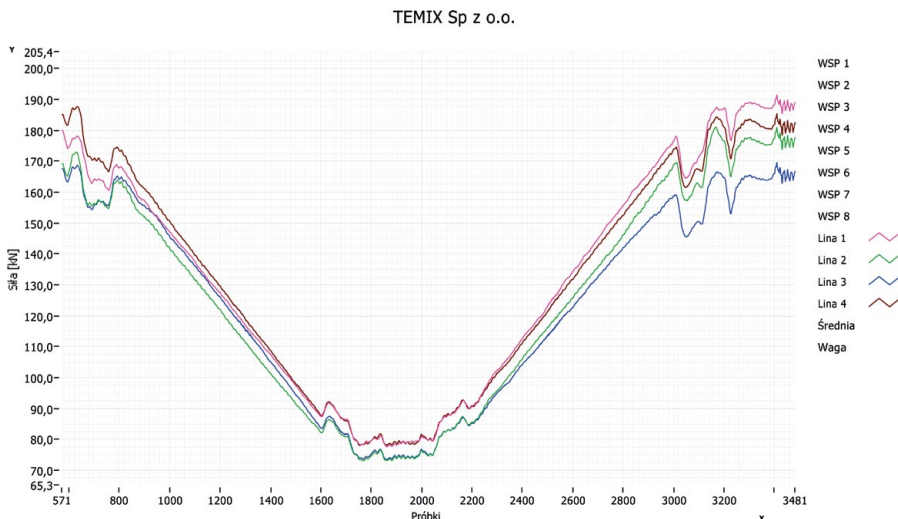
W przedstawionym górniczym wyciągu szybowym szybu 2.1 zastosowano kilka rozwiązań niestandardowych, do których należą:

1. Umieszczenie jednego wyciągu centralnie w tarczy szybu 2.1, mimo że szyb ma dużą średnicę, tj. 7500 mm, co sprzyja jego zaletom:
  - centralne ustawienie szerokich i długich (wymiar między prowadnikami 4,1 m) naczyń ułatwia rewizję szybu i prowadzenie prac w szybie;
  - zwiększone wymiary poprzeczne skipu (pojemnik wewnątrz ma





**Rys. 9.** Zawieszenie wielolinowe naczynia produkcji firmy SADEX Sp. z o.o.: 1 - zaciski sercowkowe; 2 - łączniki zmiennej długości z wkładkami do pomiaru sił w linach; 3 - blacha łącznikowa naczynia; 4 - sworzeń  $\varnothing 100$  łącznika krzyżowego i blachy trzonowej [5]



**Rys. 10.** Przebiegi rozkładu sił w linach nośnych górniczego wyciągu skipowego szybu 2.1 dla skipów niezaladowanych [2]

3,8 × 1,4 m), a więć i zbiorników odmiarowych i wyładowczych:

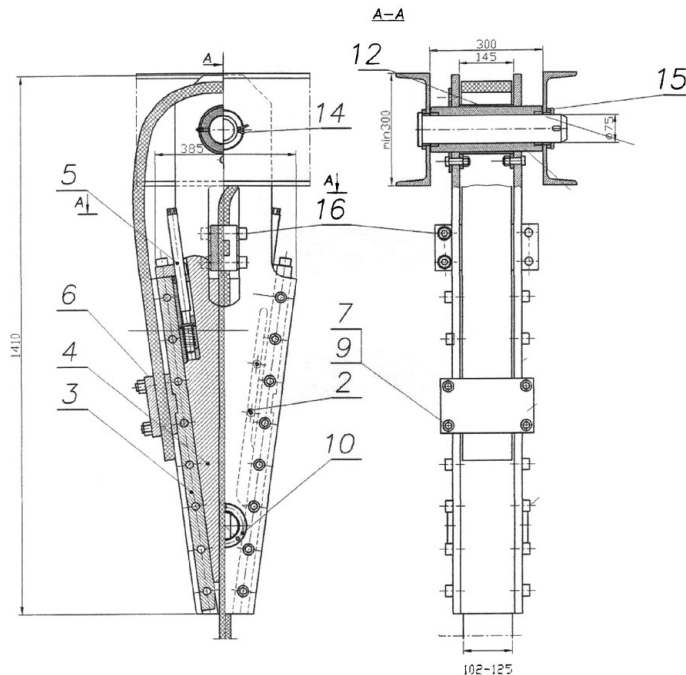
- nie ma klejenia się urobku w skipie,
- skip o nośności 40 Mg (urobek węglowy  $\gamma = 0,95 \text{ Mg/m}^3$ ) ma tylko 16,4 m wysokości,
- stosunkowo niski skip jest mniej niszczone przez załadowywany urobek,
- duże wymiary poprzeczne skipu skróciły czas załadunku i wyładunku urobku (mniejsza długość porcji oraz mniejsza powierzchnia styku urobku ze ścianami zbiorników – stosunkowo mniejsze oddziaływanie sił tarcia).

2. Przesunięcie o 100 mm osi zawieszania skipów:

- każdy skip ze względu na konstrukcję dna pojemnika i kłapy wyładowczej ma niesymetryczny rozkład mas (zarówno dla pustego, jak i pełnego skipu) – dla wyeliminowania tego niekorzystnego zjawiska (powodującego zwiększone oddziaływanie skipów – po przekątnej, na prowadniki, a więć szybsze zużycie czołowych prowadnic tocznych oraz prowadników) oś zawieszania skipów została przesunięta o 100 mm w kierunku kłapy rozładowczej. Wyliczenie wartości przesunięcia osi wykonano jeszcze w fazie projektu koncepcyjnego wyciągu szybowego. Przesunięcie osi wymagało szczególnej, wzmożonej uwagi zarówno w fazie projektowania urządzenia, jak i jego realizacji.

3. Zastosowanie w górnictwie węgla kamiennego prędkości naczyni 18 m/s:

- wykorzystana do budowy górniczego wyciągu szybowego szybu 2.1 maszyna wyciągowa należała pierwotnie do typoszeregu maszyn 4L-5500/2×3600, przewidywanych dla prędkości 20 m/s. Na kopalni Czacot (skąd była pozyskana po likwidacji wyciągu) pracowała z prędkością 16 m/s. W czasie przenoszenia, podczas prac adaptacyjnych i dostosowywania do nowych przepisów, okazało się, że ekonomicznie korzystniejsze będzie wykonanie nowego bębna



**Rys. 11.** Zawieszenie klinowe lin wyrównawczych płaskich stalowo-gumowych WLK-5/160 kN firmy SADEX Sp. z o.o.: 1 – blacha boczna; 2 – śruba imbusowa; 3 – szczeka; 4 – klin; 5 – układ napinania; 6 – zacisk końca liny; 7 – śruba oczkowa; 9 – nakrętka; 10 – wziernik; 12 – tuleja dystansowa; 14 – zawlecza; 15 – podkładka; 16 – dodatkowy zacisk łukowy [7]

- pednego zamiast modernizacji starego. Wykorzystując tę okazję, zmniejszono średnicę koła pednego do 5000 mm, co umożliwiło poprawę warunków pracy silników elektrycznych (korzystniejszy moment obrotowy oraz osiągnięcie znamionowych obrotów) z jednoczesnym zwiększeniem prędkości liniowej do 18 m/s (niestosowanej w polskim górnictwie węgla kamiennego).
- Szyb był głębiony pod koniec lat 80. ubiegłego wieku (do poz. ok. 990 m) Następnie przez kolejne lata eksploatacji złoża, głównie po stronie północnej szybu, nastąpiło pochYLENIE się osi rury szybu o około 300 mm. Mimo tego pochYLENIA, szciąg został zabudowany pionowo. W związku z tym oś wyciągu przemieszcza się względem osi szybu. Przemieszczenie jest różne, zależnie od głębokości. Był to dodatkowy element utrudniający budowę zbrojenia szybowego.
  - Zastosowanie demontowalnego trzonu wyciągu awaryjnego. Klatka wyciągu awaryjnego jest przechowywana

- w nadszymbiu wraz z nadzrębowa częścią prowadzeń czołowych naczyń. W przypadku konieczności użycia montuje się ją wraz z konstrukcją nadzrębowa na wrotach trzonu wieży wyciągu głównego.
- Zabudowa wyciągu szybowego w szybie wydechowym wymusiła zastosowanie zbiorników odmiarowych (na załadunku) oraz wyładowniczych (na rozładunku), odrębnych dla każdego skipu.
  - Zastosowanie pulsatorów pneumatycznych do usuwania przyklejonego do ścian pojemników skipów urobku. Do tej pory nie zaistniała potrzeba ich użycia.

### Literatura

- Arkuszyk opisowy górnictwa wyciągu szybowego. MWM Elektro Sp. z o.o. Trzebinia 2011.
- Arkuszyk opisowy lin wyciągowych. MWM Elektro Sp. z o.o. Trzebinia 2011.
- BADURA S., BURA L., KAWULOK S., KOBYLECKI J., ZUB J.: *Urządzenie wyciągowe ze skipami o ładowności 50 Mg*. II Konferencja Naukowo-Techniczna.

Kierunki rozwoju górnictwa urządzeń wyciągowych. IMG Politechnika Śląska. Gliwice 1972.

- CARBOGNO A., SPENDEL N.: *Modernizacja skipowych naczyń wyciągowych o dużej ładowności*. „Mechanizacja i Automatyzacja Górnictwa” 12(161)/ 1991.
- CARBOGNO A., ŻOŁNIERZ M., BUCZEK J.: *Zagadnienie trwałości naczyń wyciągowych skipowych*. Transport Szybowy. ITG KOMAG. Gliwice 2015.
- CARBOGNO A., STAWOWIAK M.: *Zagadnienie czasów za- i wyładunku skipów górnictwa wyciągów szybowych. Bezpieczeństwo Pracy Urzędzeń Transportowych w Górnictwie*. CBI DGP Sp. z o.o. Łędziny 2017.
- Dokumentacja technologiczna górnictwa wyciągu skipowego szybu 2.1. Opracowana przez BSIPG Katowice, marzec 2009.
- KLICH A., PTAK J., SPENDEL N.: *Rozwiązania skipów o dużych ładownościach*. III Konferencja Naukowo-Techniczna. Kierunki rozwoju górnictwa urządzeń wyciągowych. Akademia Górniczo-Hutnicza. Kraków, październik 1984.
- PTAK J., SPENDEL N.: *Problemy konstrukcji naczyń skipowych w świetle ich eksploatacji*. „Budownictwo Węglowe – Projekty – Problemy” 7-8/1984.
- Skip o ładowności 40 ton, opracowany przez PRUT Katowice, 2010.
- Skip 40 Mg. Ogólny opis wyrobu. ZAMET INDUSTRY S.A., 2010.
- Zbiorniki odmiarowe wraz z klapą rozdzielczą. Centrum Projektowe Miedzi CUPRUM – PROJEKT Sp. z o.o. Wrocław, sierpień 2010.
- Zbiorniki wyładownicze. Centrum Projektowe Miedzi CUPRUM – PROJEKT Sp. z o.o. Wrocław, sierpień 2010.

dr inż. Alfred Carbogno  
dr inż. Michał Stawowiak  
Katedra Mechanizacji i Robotyzacji  
Górnictwa, Wydział Górnictwa i Geologii,  
Politechnika Śląska w Gliwicach  
e-mail: [michal.stawowiak@polsl.pl](mailto:michal.stawowiak@polsl.pl);  
mgr inż. Tomasz Jasiński  
Zakład górniczy Lubelski Węgiel  
„Bogdanka” S.A.

artykuł recenzowany



# Doświadczenia poznawcze wynikające z diagnostycznych badań naprężeń doznawanych przez ciągła nośne skipów górniczych o dużej ładowności

Marek Płachno


## 1. Problem uszkodzeń zmęczeniowych doznawanych przez ciągła nośne skipów

Aktualnie stosowane skipy górnicze o dużej ładowności mają najczęściej konstrukcję złożoną z trzech głównych mas. Zdecydowanie największą z nich jest pojemnik do transportu urobku, który jest trwale połączony z pozostałymi dwoma masami głównymi, tj. z głowicą skipu oraz z jego ramą dolną. To połączenie realizują w konstrukcji skipu pręty pionowe, nazywane ciąglami nośnymi, zamocowane do głównych mas skipu za pomocą spoin lub nitów. Ładowności największych takich skipów osiągają obecnie 50 Mg, gdy są to skipy dla rud metali, natomiast 40 Mg, gdy skipy są przeznaczone dla kopalń węgla.

Na początku lat 80. poprzedniego stulecia przy użytkowaniu skipów o dużej ładowności zauważono uszkodzenia zmęczeniowe ciągieł nośnych, pojawiające się po wykonaniu przez takie skipy relatywnie małej liczby cykli transportowych w szybie, nierzadko wielokrotnie mniejszej niż zaplanowano. Odtąd podjęto różne działania dla rozwiązania tego problemu, wśród nich prace naukowo-badawcze, mające na celu określenie przyczyn stwierdzanych uszkodzeń.

Zaplecze naukowo-badawcze przemysłu wydobywczego, również w Polsce, zdiagnozowało omawiany problem przed końcem lat osiemdziesiątych ub. wieku. Świadczą o tym np. prace [4], [9], wykazujące, że bezpośredni powód tego problemu, jakim jest wzrost zmienności naprężeń w ciąglach nośnych skipu, nieproporcjonalny do jego ładowności, stanowi skutek wzrostu drgań poprzecznych doznawanych przez dużą masę pojemnika skipu z urobkiem względem – znacznie mniejszych – dwu jego pozostałych mas głównych, tj. głowicy oraz ramy dolnej. Z tego powodu zmienne obciążenia wewnętrzne doznawane przez ciągła nośne dużych skipów okazały się zdecydowanie większe niż te, które brano pod uwagę przy ich projektowaniu. Ponadto zwrócono uwagę na fakt, że w diagnozowanym problemie największy udział przyczynowy mają nierówności torów prowadzenia skipów w szybie, które powodują w prowadnicach krążkowych tych skipów siły dynamiczne będące dominującym wymuszeniem drgań poprzecznych skipu. Ten fakt był sygnałem, że ze względu na losowy charakter nierówności torów prowadzenia zmienne naprężenia ciągieł są procesem stochastycznym o złożonej strukturze widmowej, gdyż drgania powodujące omawiane naprężenia wykorzystują jedenaście stopni

**Streszczenie:** Przedstawiono doświadczenia poznawcze uzyskane z diagnostycznych badań [1] naprężeń w ciąglach nośnych ośmiu skipów górniczych, których ciągła nośne doznały uszkodzeń zmęczeniowych po wykonaniu przez skipy wielokrotnie mniejszej liczby cykli transportowych w szybie, niż zaplanowano. Pomiar naprężeń w zakresie badań [1] wykonano równocześnie dwoma metodami, tj. tradycyjną metodą tensometryczną [15] oraz nową metodą dynamiczną [11]. Przedstawiono rezultaty fizycznej weryfikacji uzyskanych wyników pomiarów, która była konieczna, bo te wyniki znacząco wykroczyły poza dotychczas opublikowane poglądy na temat badanych naprężeń.

 **Abstract:** This article presents cognitive experience gained from diagnostic measurements [1] of stresses in carrying pull rods of eight mining skip hoists which carrying pull rods had fatigue failures. These failures happened after that hoist skips operated many times less amount of transport cycles in shaft than there was planned. The tests covered stress measurements which were conducted in two ways simultaneously id est. traditional extensometer method [15] and new dynamic method [11]. This article presents the results of physical verification of findings of the measurements. This verification was necessary because of the results exceeded significantly beyond so far published opinions about tested stresses.

swobody w układzie masowo-sprężystym skipu. Ten układ jest ponadto tzw. wielowejściowym układem dynamicznym [2], bo ma zwykle dwanaście „wejść”, którymi w takiej liczbie są prowadnice krążkowe skipu doznające sił dynamicznych od nierówności torów prowadzenia skipu w szybie.

Układ masowo-sprężysty skipu, współpracujący z torami prowadzenia skipu w szybie, okazał się dużym wyzwaniem dla kolejnych prac naukowo-badawczych podejmowanych w krajach inwestujących w przemysł wydobywczy, np. w RPA [5] czy w USA [13]. W Polsce takie prace podjęły aż trzy zespoły naukowe, najpierw zespół pod kierunkiem M. Płachno [10], następnie – w latach 90. ub.w. – zespół pod kierunkiem

D. Tejszerskiej [12] – oraz na początku obecnego wieku – zespół pod kierunkiem S. Wolnego [15].

Jednak pod koniec pierwszej dekady XXI wieku okazało się, że wyniki przedmiotowych prac dotychczas zrealizowanych nie wystarczają do spełnienia oczekiwań użytkowników składowych górniczych, którym jest odpowiedni aparat obliczeniowy umożliwiający projektowe sprawdzanie trwałości zmęczeniowej cięgieł nośnych w konstrukcji składowych. Zarówno wyniki obliczeń, jak i wyniki pomiarów wykonywanych w takim celu w oparciu o opublikowane już wtedy modele matematyczne, nie były wystarczająco zgodne z praktyką użytkowania składowych. Dowodzą tego przypadki uszkodzeń zmęczeniowych występujących przy cięgłach składowych, które nie znalazły uzasadnienia w przywołanych wynikach obliczeń i pomiarów. Niezbędna była zatem merytoryczna korekta dotychczasowego podejścia do omawianego problemu. Taką korektę zaproponowano w [11], następstwem czego były diagnostyczne badania [1] podjęte w 2007 r. przez specjalistów z Wydziału Inżynierii Mechanicznej i Robotyki AGH. Te badania dotyczyły ośmiu składowych po naprawie zmęczeniowych uszkodzeń cięgieł nośnych. Wśród tych składowych były dwa o ładowności 18 Mg, dwa o ładowności 23 Mg oraz cztery o ładowności 33 Mg.

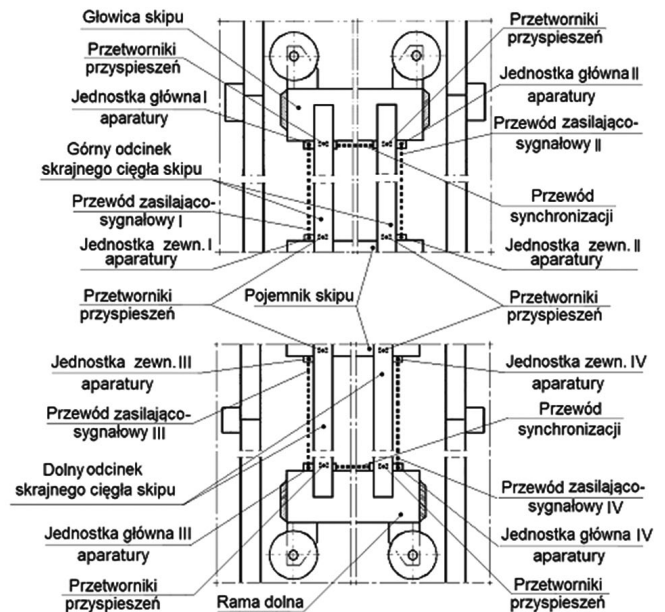
W niniejszym artykule przedstawiono doświadczenia poznawcze uzyskane z badań [1], w szczególności doświadczenia dotyczące pomiarów naprężeń w cięgłach badanych składowych, doświadczenia z probabilistycznej analizy wyników takich pomiarów oraz rezultaty fizycznej weryfikacji uzyskanych wyników pomiarów i analizy.

## 2. Doświadczenia poznawcze uzyskane z pomiarów naprężeń doznawanych przez cięgła nośne składowych wskutek drgań poprzecznych tych składowych podczas ich jazdy w szybie

Omawiane doświadczenia to wnioski uzyskane z wyników omawianych pomiarów wykonanych w zakresie badań [1] przy górnym oraz przy dolnym stężeniu pojemnika każdego z badanych składowych. Z poznawczego punktu widzenia najcenniejsze okazały się wyniki tych pomiarów, które wykonano równocześnie dwiema metodami, tj. metodą dynamiczną [11] oraz metodą tensometryczną [15].

Na rys. 1 zamieszczono schemat zainstalowania w konstrukcji badanego składowego specjalnej aparatury do pomiarów naprężeń w jego cięgłach nośnych metodą dynamiczną [11], na fot. 2 pokazano główne zespoły tej aparatury, a na rys. 3 przedstawiono schemat ilustrujący rozmieszczenie tensometrów oporowych na powierzchni badanego cięgła. Z kolei na rys. 4 pokazano jeden z wyników omawianych pomiarów. Ten wynik to dwa zestawy wykresów widma mocy największych naprężeń zmiennych normalnych i stycznych, zmierzonych w punktach B i C dwu przekrojów pomiarowych (rys. 5) skrajnego cięgła przynależnego do badanego składowego. Górny zestaw wykresów z rys. 4 dotyczy przekroju przy górnym stężeniu pojemnika badanego składowego, a zestaw dolny odnosi się do przekroju przy dolnym stężeniu tego pojemnika. Na rys. 4 oznaczono:

- $G_{Bog}$ ,  $G_{Bod}$  – widmo mocy największych naprężeń zmiennych normalnych powodowanych wewnętrznym momentem zginającym  $M_b(t)$ , występujących w punkcie B przekroju



Rys. 1. Schemat zainstalowania w konstrukcji badanego składowego specjalnej aparatury do pomiaru metodą dynamiczną [11] naprężeń zmiennych doznawanych przez cięgła nośne tego składowego podczas jego jazdy w szybie

(Źródło: opracowanie własne)

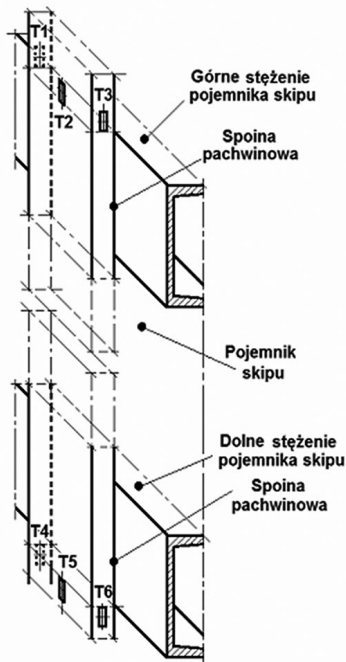


Fot. 2. Jednostka główna (z lewej) oraz jednostka zewnętrzna (z prawej) specjalnej aparatury do pomiaru metodą dynamiczną [11] naprężeń zmiennych doznawanych przez cięgła nośne składowego podczas jego jazdy w szybie

(Źródło: opracowanie własne)

pokazanego na rys. 5, odpowiednio, przekroju przy górnym oraz przy dolnym stężeniu pojemnika składowego;

- $G_{Ccg}$ ,  $G_{Cod}$  – widmo mocy największych naprężeń zmiennych normalnych pochodzących od wewnętrznego momentu zginającego  $M_c(t)$ , występujących w punkcie C przekroju jak na rys. 5, odpowiednio, przekroju przy górnym oraz przy dolnym stężeniu pojemnika;
- $G_{Btg}$ ,  $G_{Btd}$  – widmo mocy największych naprężeń zmiennych stycznych będących skutkiem momentu skręcającego  $M_s(t)$ , występujących w punkcie B przekroju wg rys. 5, odpowiednio, przekroju przy górnym oraz przy dolnym stężeniu pojemnika składowego;
- $G_{Ng}$ ,  $G_{Nd}$  – widmo mocy największych naprężeń zmiennych normalnych od siły wewnętrznej rozciągającej  $N(t)$  działającej w przekroju jak na rys. 5, odpowiednio, w przekroju przy górnym i dolnym stężeniu pojemnika składowego.



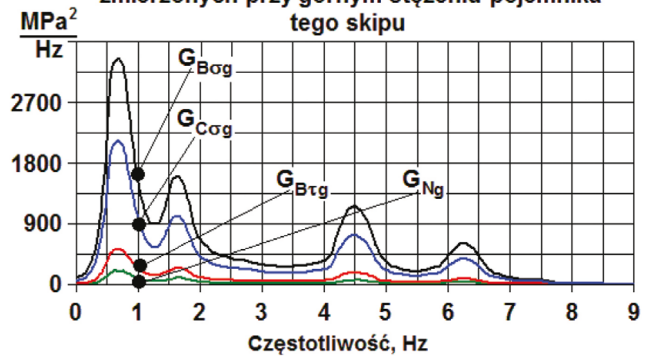
Rys. 3. Schemat rozmieszczenia tensometrów T1-T6 na powierzchni badanego cięgła przy górnym i dolnym stężeniu pojemnika skipu

(Źródło: opracowanie własne na podstawie [1])

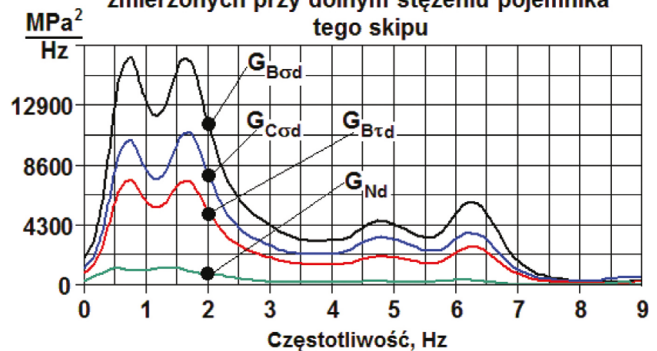
Wszystkie wykresy, jak na rys. 4, uzyskano po cyfrowej obróbce sygnałów pomiarowych zarejestrowanych przy każdym z badanych skipów, każdorazowo dla dwudziestu czterech cykli wydobywczych wyciągu szybowego. W zakresie tej obróbki wykonywano najpierw podział zarejestrowanych sygnałów na części odpowiadające kolejnym jazdom pomiarowym skipu w dół i w górę szybu oraz przeliczenie każdej z tych części na przebieg pomiarowy naprężeń w badanym cięgłe. Następnie wybierano z każdego przebiegu naprężeń po jednym odcinku mającym czas trwania ok. 4 s, po ok. 2 s na prawo i lewo od ekstremalnej wartości tego przebiegu, po czym obliczano dla każdego z odcinków tzw. zgrubną gęstość widmową mocy. Wtedy, dla każdego z ośmiu kompletów zawierających po 24 gęstości widmowe zgrubne, obliczano gęstość widmową średnią, a osiem wykresów takich gęstości, po ich wygładzeniu, zestawiano jak na rys. 4. Należy dodać, że każdy z wykresów, jak na rys. 4, to wykres widma największych naprężeń doznawanych przez przekroje pomiarowe (rys. 5) cięgła przed naprawą jego uszkodzeń zmęczeniowych, mimo że sygnały pomiarowe tych naprężeń zarejestrowano po naprawie takich uszkodzeń. Jednak dzięki temu, że zarejestrowane sygnały wytworzono podczas pomiarów wykonywanych równocześnie metodą dynamiczną [11] i metodą tensometryczną [15], wyznaczenie za pomocą tych sygnałów takich wartości naprężeń, które odpowiadały konstrukcji cięgła sprzed ich naprawy, nie nastęrczało trudności. Omówiono to dokładniej w 4. części niniejszego artykułu.

Wyniki omawianych pomiarów wykonanych przy każdym ze skipów objętych badaniami [1] okazały się – pod względem jakościowym – znacząco podobne do siebie. Pozwoliło to stwierdzić, że w zakresie fizycznego poznania zmiennych

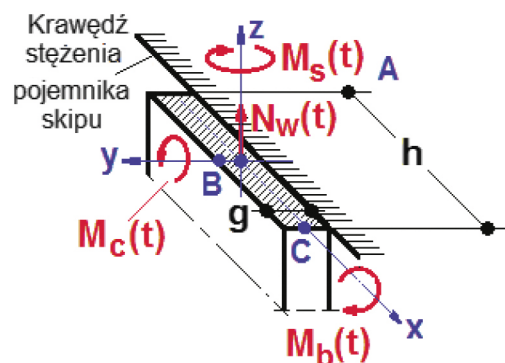
Widmo mocy największych naprężeń zmiennych skrajnego cięgła skipu o dużej ładowności, zmierzonych przy górnym stężeniu pojemnika tego skipu



Widmo mocy największych naprężeń zmiennych skrajnego cięgła skipu o dużej ładowności, zmierzonych przy dolnym stężeniu pojemnika tego skipu



Rys. 4. Zestawy wykresów widma mocy największych naprężeń skrajnego cięgła skipu o dużej ładowności, zmierzonych przy górnym i dolnym stężeniu pojemnika tego skipu (Źródło: opracowanie własne na podstawie [1])



Rys. 5. Schemat pomiarowego przekroju cięgła nośnego w konstrukcji badanych skipów [1], na którym przez  $M_b(t)$ ,  $M_c(t)$  oznaczono momenty wewnętrzne zginające, odpowiednio moment boczny i czołowy, przez  $M_s(t)$  oznaczono moment wewnętrzny skręcający, zaś przez  $N_w(t)$  – siłę wewnętrzną rozciągającą (Źródło: opracowanie własne na podstawie [1])

naprężeń doznawanych przez cięgła nośne skipów o dużej ładowności uzyskano nowe przesłanki, które można było sformułować za pomocą następujących wniosków:



1. Wyniki pomiarów, jak na rys. 4, pokazują, że w przekrojach cięgła doznających uszkodzeń zmęczeniowych występują równoczesne naprężenia zmienne normalne i styczne, co wskazuje, że czynnikami największych naprężeń w cięgłach skipu są nie tylko zmienne momenty wewnętrzne zginające, uznawane dotąd za jedyne takie czynniki [7, 10, 12], ale są nimi także zmienny moment wewnętrzny skręcający oraz zmienna siła wewnętrzna rozciągająca.
2. Wykresy widma mocy największych naprężeń zmiennych normalnych i stycznych są dla punktów B i C w każdym z dwu przekrojów pomiarowych cięgła podobne geometrycznie, mają po cztery lokalne maksima dla tych samych częstotliwości oraz wskazują, że wyężenie materiału w punkcie B obu przekrojów jest większe niż w punkcie C. Wynika stąd, że amplitudy równocześnie działającego w punkcie B naprężenia normalnego i stycznego można uważać za wprost proporcjonalne względem siebie, co upoważnia, aby dla amplitud takich naprężeń przyjąć zależność:

$$\sigma_N = k_r \cdot \sigma_{BM}, \quad \tau_s = k_s \cdot \sigma_{BM} \quad (1)$$

$$\sigma_z = \sigma_{BM} \cdot \sqrt{3 \cdot k_s^2 + (1 + k_r)^2} = k \cdot \sigma_{BM} \quad (2)$$

gdzie:

- $k_r, k_s$  – współczynniki prostej proporcjonalności zależne od parametrów konstrukcyjnych, jakie mają odcinki swobodne cięgła pomiędzy jego zamocowaniami do głównych mas skipu;
  - $\sigma_{BM}, \sigma_N, \tau_s$  – amplitudy naprężeń w punkcie B przekroju jak na rys. 5, powodowanych, odpowiednio, przez moment wewnętrzny zginający boczny, przez siłę wewnętrzną rozciągającą oraz przez moment skręcający;
  - $\sigma_z$  – naprężenie zredukowane określone dla amplitud  $\sigma_{BM}, \sigma_N, \tau_s$  wg hipotezy HMH (Huber, Mises, Hencky).
3. Wykorzystując wynik pomiarów zamieszczony na rys. 4, można obliczyć, że w przypadku skipu, którego ten wynik dotyczy, uzyskuje się dla współczynników  $k_r, k_s$  następujące wartości:
    - dla górnego odcinka cięgła (między głowicą a górnym stężeniem pojemnika skipu):

$$k_{rg} = 0,24, \quad k_{sg} = 0,39 \quad (3)$$

- dla dolnego odcinka cięgła (między dolnym stężeniem pojemnika a ramą dolną):

$$k_{rd} = 0,26, \quad k_{sd} = 0,66 \quad (4)$$

Wartości (3) i (4) podstawione do wzoru (2) nadają mu następujące postaci:

$$\begin{aligned} \sigma_{zg} &= k_g \cdot \sigma_{BMg} = 1,4 \cdot \sigma_{BMg} \\ \sigma_{zd} &= k_d \cdot \sigma_{BMd} = 1,7 \cdot \sigma_{BMd} \end{aligned} \quad (5)$$

w których:

- $\sigma_{zg}, \sigma_{zd}$  – największe naprężenie zredukowane  $\sigma_z$  w przekroju cięgła przy górnym stężeniu pojemnika skipu oraz przy dolnym stężeniu tego pojemnika;
  - $\sigma_{BMg}, \sigma_{BMd}$  – największa amplituda naprężeń  $\sigma_{BM}$  dotycząca, odpowiednio, przekroju przy górnym stężeniu pojemnika skipu oraz przekroju przy dolnym stężeniu tego pojemnika.
4. Ze wzorów (1–5) wynika, że przywołany już fakt niewystarczającej zgodności opublikowanych dotychczas przedmiotowych modeli matematycznych z praktyką użytkowania skipów o dużej ładowności może mieć swoją przyczynę w ograniczeniu czynników omawianych naprężeń do momentów zginających cięgła. Takie ograniczenie znacząco zaniża naprężenia zarówno obliczone, jak i zmierzone, gdyż ich rzeczywiste wartości mogą być większe nawet o 70%.

Można zauważyć, że przedstawione wnioski uzyskane z wyników pomiarów wykonanych w zakresie badań [1] znacząco wykroczyły poza opublikowane dotychczas poglądy na temat zmiennych naprężeń doznawanych przez cięgła nośne skipów. Zdaniem autora była zatem konieczna weryfikacja fizyczna tych wyników, dla której przyjęto zamiar, aby w przypadku każdego ze skipów objętych badaniami [1] porównać ze sobą dwie trwałości zmęczeniowe cięgieł przebadanych skipów, tj.:

- trwałość empiryczną, określoną w oparciu o wynik pomiarów jak na rys. 4, wyrażoną jako spodziewana liczba milionów cykli wydobywczych, które wykona wyciąg górniczy z udziałem przebadanego skipu bez zaistnienia zmęczeniowych uszkodzeń cięgieł tego skipu;
- trwałość rzeczywistą, odczytaną z dokumentacji napraw przebadanego skipu jako faktyczna liczba milionów takich cykli wykonanych do dnia wykrycia uszkodzeń cięgieł tego skipu.

Analizując jednak teoretyczne podstawy wyznaczania empirycznej trwałości zmęczeniowej dla konstrukcji mechanicznych z przypadkowymi obciążeniami, podane np. w [3, 8, 14], stwierdzono, że do wyznaczenia takiej trwałości niezbędne jest zdefiniowanie zmiennych losowych odpowiadających zmiennym naprężeniom doznawanym przez obliczane konstrukcje. W zakresie badań [1] podjęto takie zadanie, a uzyskane doświadczenia przedstawiono w następnej części niniejszego artykułu.

### 3. Doświadczenia poznawcze uzyskane z probabilistycznej analizy wyników pomiarów naprężeń doznawanych przez cięgła nośne skipów wskutek poprzecznych drgań tych skipów podczas ich jazdy w szybie

Wyniki pomiarów wykazujące – jak na rys. 4 – fakt geometrycznego podobieństwa wykresów widma mocy największych naprężeń normalnych i stycznych w przekrojach pomiarowych

ciągła skipu uznano w badaniach [1] za kolejne potwierdzenie, że źródłową przyczyną tych naprężeń są nierówności torów prowadzenia skipów w szybie, powodujące w krążkowych prowadnicach skipów siły dynamiczne wymuszające drgania poprzeczne głównych mas tych skipów. Ponieważ układy sprężystomasowe konstrukcji skipów można uważać za liniowe, [9, 12, 13], a nierówności torów prowadzenia wymuszające drgania poprzeczne głównych mas skipu – za zmienne losowe o rozkładzie normalnym [6], to wg [3, 14] można było przyjąć, że amplitudy takich drgań, jak również amplitudy naprężeń powodowanych w ciągłach nośnych skipu przez te drgania, można uważać za zmienne losowe mające rozkład Rayleigha. Na tej podstawie sformułowano następujące założenia:

1. Rozkład Rayleigha mają losowe wartości  $\sigma_{zg}$ ,  $\sigma_{zd}$  naprężenia zredukowanego (2) obliczonego dla punktu B przekroju ciągła jak na rys. 5, przyporządkowane kolejnym przedziałom czasu trwania cyklu wydobywczego odpowiadającym podstawowemu okresowi drgań poprzecznych badanego skipu.
2. Podstawowy okres drgań poprzecznych badanego skipu jest odwrotnością argumentu (częstotliwości) pierwszego maksimum widma mocy największych amplitud naprężeń zmierzonych w ciągłach tego skipu.
3. Każda ze zmiennych losowych  $\sigma_{zg}$  i  $\sigma_{zd}$  wg założenia 1 tworzy zbiór, który ma:
  - liczebność równą ilorazowi czasu trwania cyklu wydobywczego do podstawowego okresu drgań poprzecznych badanego skipu;
  - najmniejszą wartość równą zero oraz wartość największą, odpowiednio,  $\sigma_{zgmax}$  i  $\sigma_{zddmax}$ , która – jako taka sama dla każdego cyklu wydobywczego – jest parametrem zależnym od wyniku pomiarów, jak na rys. 4, określonym za pomocą wzorów (6) i (7).

Wzory (6) i (7), sformułowane z wykorzystaniem prawidłowości omówionych szczegółowo w [2], są następujące:

$$\sigma_{zgmax} = \left[ \left( S_{B\sigma g}^{0,5} + S_{N g}^{0,5} \right)^2 + 3 \cdot S_{B\tau g} \right]^{0,5}$$

$$S_{B\sigma g} = \frac{1}{\pi} \cdot \int_{f_d}^{f_g} G_{B\sigma g}(f) df, \quad S_{N g} = \frac{1}{\pi} \cdot \int_{f_d}^{f_g} G_{N g}(f) df \quad (6)$$

$$S_{B\tau g} = \frac{1}{\pi} \cdot \int_{f_d}^{f_g} G_{B\tau g}(f) df$$

$$\sigma_{zddmax} = \left[ \left( S_{B\sigma d}^{0,5} + S_{N d}^{0,5} \right)^2 + 3 \cdot S_{B\tau d} \right]^{0,5}$$

$$S_{B\sigma d} = \frac{1}{\pi} \cdot \int_{f_d}^{f_g} G_{B\sigma d}(f) df, \quad S_{N d} = \frac{1}{\pi} \cdot \int_{f_d}^{f_g} G_{N d}(f) df \quad (7)$$

$$S_{B\tau d} = \frac{1}{\pi} \cdot \int_{f_d}^{f_g} G_{B\tau d}(f) df$$

w których:

- $G_{B\sigma g}$ ,  $G_{N g}$ ,  $G_{B\tau g}$  – widmo mocy największych naprężeń w punkcie B przekroju, jak na rys. 5, dotyczącego górnego stężenia pojemnika, odpowiednio, naprężeń normalnych od zginania, naprężeń normalnych od rozciągania oraz naprężeń stycznych od skręcania;
- $G_{B\sigma d}$ ,  $G_{N d}$ ,  $G_{B\tau d}$  – widmo mocy największych naprężeń w punkcie B przekroju, jak na rys. 5, dotyczącego dolnego stężenia pojemnika, odpowiednio, naprężeń normalnych od zginania, naprężeń normalnych od rozciągania oraz naprężeń stycznych od skręcania;
- $f_d$ ,  $f_g$  – odpowiednio, dolna i górna granica zakresu częstotliwości obejmującego znaczące wartości widma mocy największych naprężeń w ciągłach nośnych skipu.

Wykorzystując podane założenia, przyjęto dla zmiennych losowych  $\sigma_{zg}$  i  $\sigma_{zd}$  następujące postaci dystrybuanty Rayleigha:

$$F(\sigma_{zg}) = 1 - \exp \left[ - \left( \frac{\sigma_{zg}}{\sigma_{zog}} \right)^2 \right] \quad (8)$$

$$F(\sigma_{zd}) = 1 - \exp \left[ - \left( \frac{\sigma_{zd}}{\sigma_{zod}} \right)^2 \right]$$

gdzie:

- $\sigma_{zog}$ ,  $\sigma_{zod}$  – parametr obliczany za pomocą odpowiedniego ze wzorów:

$$\sigma_{zog} = \sigma_{zgmax} \cdot \left( \ln \frac{T_w}{T_1} \right)^{-0,5}, \quad \sigma_{zod} = \sigma_{zddmax} \cdot \left( \ln \frac{T_w}{T_1} \right)^{-0,5} \quad (9)$$

w których:

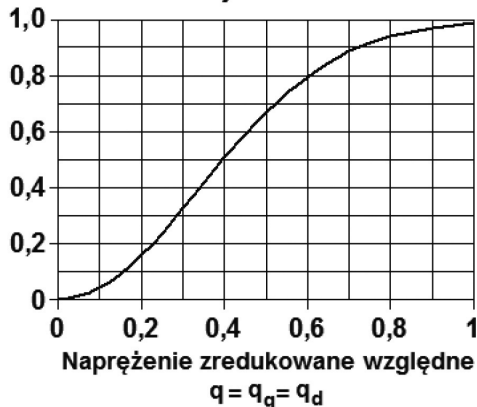
- $T_1$ ,  $T_w$  – odpowiednio, podstawowy okres drgań poprzecznych skipu oraz czas trwania jednego cyklu wydobywczego, s;
- $\sigma_{zgmax}$ ,  $\sigma_{zddmax}$  – parametr obliczony za pomocą podanego już wzoru, odpowiednio, (6) i (7).

W celu graficznego zilustrowania wzorów (6), (7), (8) i (9) jako probabilistycznego opisu naprężeń zredukowanych w ciągłach nośnych w konstrukcji skipów objętych badaniami [1] przedstawiono na rys. 6 wykresy dystrybuanty  $F(q)$  oraz gęstości prawdopodobieństwa  $f(q)$  wyrażonych wzorami:

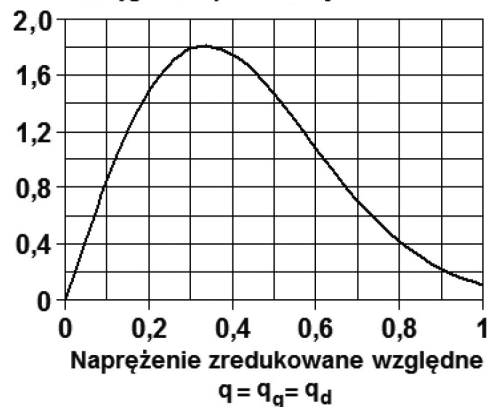
$$F(q) = 1 - \exp \left( - \ln \frac{T_w}{T_1} \cdot q^2 \right), \quad f(q) =$$

$$= 2 \cdot \ln \frac{T_w}{T_1} \cdot q \cdot \exp \left( - \ln \frac{T_w}{T_1} \cdot q^2 \right), \quad q = \frac{\sigma_{zg}}{\sigma_{zgmax}} = \frac{\sigma_{zd}}{\sigma_{zddmax}} \quad (10)$$

Dystrybuanta  $F(q)$  względnych naprężeń zredukowanych dla cięgieł skipu o dużej ładowności



Gęstość prawdopodobieństwa  $f(q)$  względnych naprężeń zredukowanych dla cięgieł skipu o dużej ładowności



Rys. 6. Dystrybuanta i gęstość prawdopodobieństwa naprężeń zredukowanych względnych obliczonych w oparciu o wynik pomiaru pokazany na rys. 4

gdzie:

- $q$  – zmienna losowa opisująca tzw. względne naprężenia zredukowane cięgieła skipu;
- $\sigma_{zg}$ ,  $\sigma_{zd}$  – zmienne losowe jak we wzorach (8);
- $T_1$ ,  $T_w$ ,  $\sigma_{zgmax}$ ,  $\sigma_{zdmax}$  – parametry jak we wzorach (9).

Należy powiedzieć, że wykresy jak na rys. 6 okazały się znaczącą wskazówką dla warunków obróbki sygnałów pomiarowych zarejestrowanych podczas jazd pomiarowych każdego ze skipów objętych badaniami [1]. Te wykresy wskazały, że ze względu na dotychczas stosowany sposób obliczeń średnich gęstości widmowych mocy naprężeń, które zmierzono w cięgiełach skipów, możliwość wyznaczania faktycznych parametrów rozkładu prawdopodobieństwa tych naprężeń była bardzo ograniczona. Dotychczasowy sposób, polegający na obliczaniu przywołanych gęstości widmowych średnich dla tzw. zgrubnych gęstości widmowych, z których każdą wyznaczono dla przebiegu pomiarowego naprężeń odwzorowującego cały cykl wydobywczy, powodował wielokrotne uśrednienie chwilowych wartości zmierzonych naprężeń należących do tych samych okresów drgań poprzecznych skipu. Dlatego w tak obliczonej gęstości widmowej średniej jej faktyczne maksima, zwłaszcza maksimum dotyczące podstawowego okresu drgań poprzecznych skipu, ulegały znacznemu rozmyciu. Powodowało to duże błędy przy określaniu tego okresu, a także duże błędy przy określaniu parametrów rozkładu prawdopodobieństwa zmierzonych naprężeń. Z tego powodu zgrubne gęstości widmowe mocy naprężeń w cięgiełach skipów objętych badaniami [1] obliczano w inny sposób, który już podano w 2. części niniejszego artykułu. Istotą tego sposobu jest obliczanie zgrubnej gęstości widmowej tylko dla wybranego odcinka każdego przebiegu pomiarowego, tj. dla ok. 4-sekundowego odcinka w bliskim otoczeniu ekstremalnej wartości tego przebiegu, a następnie obliczanie średniej gęstości widmowej dla każdego

z ośmiu naprężeń  $\sigma_{Bg}$ ,  $\sigma_{Cg}$ ,  $\tau_{Bg}$ ,  $\sigma_{Ng}$ ,  $\sigma_{Bd}$ ,  $\sigma_{Cd}$ ,  $\tau_{gd}$ ,  $\sigma_{Nd}$  – jako średniej z tak obliczonych gęstości widmowych zgrubnych tych naprężeń. Jak wykazała weryfikacja fizyczna wyników pomiarów uzyskanych w zakresie badań [1], którą zaanonowano już w poprzedniej części tego artykułu oraz omówiono szczegółowo w następnej jego części, nowy sposób obliczania gęstości widmowych mocy naprężeń zmierzonych w cięgiełach badanych skipów w znacznym stopniu usunął ograniczenia powodowane przez sposób dotychczas stosowany.

#### 4. Weryfikacja fizyczna doświadczeń poznawczych wynikających z diagnostycznych badań naprężeń w cięgiełach nośnych skipów górniczych

Jak już podano w 2. części niniejszego artykułu, istotą omawianej weryfikacji jest zamysł, aby dla każdego ze skipów objętych badaniami [1] porównać ze sobą dwie trwałości zmęczeniowe cięgieł tego skipu, tj.:

- trwałość empiryczną, określoną w oparciu o wynik pomiarów jak na rys. 4, wyrażoną jako spodziewana liczba milionów cykli wydobywczych wykonanych przez wyciąg górniczy z udziałem przebadanego skipu, bez zaistnienia zmęczeniowych uszkodzeń jego cięgieł;
- trwałość rzeczywistą, odczytaną z dokumentacji napraw przebadanego skipu jako faktyczna liczba milionów takich cykli wykonanych do dnia wykrycia uszkodzeń cięgieł tego skipu.

Jak również już podano, pomiary naprężeń objęte zakresem badań [1] wykonano dla skipów z cięgiełami nośnymi po naprawie uszkodzeń zmęczeniowych, stąd wykonano te pomiary równocześnie metodą dynamiczną [11] oraz metodą tensometryczną [15]. Takie podejście umożliwiło zidentyfikowanie obciążeń wewnętrznych występujących w przekrojach cięgieł po naprawie, w związku z czym, przy sprawdzonym założeniu braku wpływu takiej naprawy na identyfikowane obciążenia,



można było odtworzyć naprężenia doznawane przez cięgła przed ich naprawą. Wykorzystując wtedy prawidłowości dotyczące procesów zmęczeniowych, podane m.in. w [3, 8, 14], skonstruowano aparat matematyczny do przeliczania wyników pomiarów jak na rys. 4, na empiryczne trwałości zmęczeniowe cięgieł skrajnych jako cięgieł nośnych skipu najbardziej obciążonych. Ponieważ takie przeliczanie należało wykonywać oddzielnie dla widma mocy naprężeń zmierzonych przy górnym oraz przy dolnym stężeniu pojemnika skipu, uzyskiwane wyniki nazwano w [1] trwałością empiryczną, odpowiednio, górnego oraz dolnego odcinka cięgieł skipu.

Zależności tworzące omawiany aparat matematyczny są następujące:

1. Empiryczną trwałość zmęczeniową skrajnych cięgieł skipu, oznaczoną jako  $N_{Sg}$  dla górnego odcinka tych cięgieł oraz jako  $N_{Sd}$  dla ich dolnego odcinka oraz wyrażoną przez spodziewaną w ruchu szybowym liczbę milionów cykli wydobywczego wyciągu szybowego, wykonanych z udziałem przebadanego skipu bez zmęczeniowych uszkodzeń cięgieł tego skipu, obliczano w [1] za pomocą odpowiedniego z równań:

$$N_{Sg} - N_0 \cdot \left[ \frac{R_z(N_{Sg})}{\sigma_{zgmax}} \right]^m = 0 \quad (11)$$

$$N_{Sd} - N_0 \cdot \left[ \frac{R_z(N_{Sd})}{\sigma_{zdmax}} \right]^m = 0$$

w których:

- $N_0$  – bazowa liczba milionów cykli wydobywczego wyciągu szybowego, którą – przez analogię konstrukcyjną pomiędzy cięgłami nośnymi skipu a stalowymi ustrojami objętymi zakresem normy [8] – przyjęto jako 2;
- $m$  – wykładnik krzywej zmęczenia, który dla cięgieł skipów objętych badaniami [1] przyjęto jako 3,5, również przez analogię konstrukcyjną pomiędzy cięgłami nośnymi skipu a stalowymi ustrojami objętymi zakresem normy [8];
- $R_z(N_{Sg}), R_z(N_{Sd})$  – konstrukcyjna wytrzymałość zmęczeniowa, odpowiednio górnego i dolnego odcinka cięgieł skrajnych, obliczana w [1] za pomocą właściwego ze wzorów (12);
- $\sigma_{zgmax}, \sigma_{zdmax}$  – maksymalne naprężenie zredukowane dotyczące odpowiednio górnego oraz dolnego odcinka cięgła skrajnego, obliczane w (1) za pomocą właściwego ze wzorów (6) i (7).

2. Wzory (12) mają postaci:

$$R_z(N_{Sg}) = R_{wg} \cdot \exp(1,676 - 0,958 \cdot K_p - 0,776 \cdot N_{Sg}^{0,426})$$

$$R_z(N_{Sd}) = R_{wd} \cdot \exp(1,676 - 0,958 \cdot K_p - 0,776 \cdot N_{Sd}^{0,426}) \quad (12)$$

gdzie:

- $R_{wg}, R_{wd}$  – odpowiednio, dla górnego i dolnego odcinka cięgieł, wytrzymałość zmęczeniowa trwała przekroju cięgła ze spoiną pachwinową, określona na bazie dwu milionów cykli zmian naprężenia normalnego o stałej amplitudzie oraz o współczynniku asymetrii równym  $-1$ , przyjęta dla cięgieł skipów objętych badaniami [1] jako 63 MPa dla górnego odcinka cięgieł oraz 45 MPa dla odcinka dolnego, również przez analogię konstrukcyjną między cięgłami skipu a ustrojami stalowymi, których dotyczy norma [8];
- $K_p$  – parametr, który dla ogólnego przypadku konstrukcji został nazwany współczynnikiem obciążeń [8], [14], oraz jest obliczany za pomocą wzoru:

$$K_p = \left[ \int_0^1 q^m f(q) dq \right]^{\frac{1}{m}} \quad (13)$$

gdzie:

- $m$  – wykładnik krzywej zmęczenia,
- $q, f(q)$  – odpowiednio, zmienna losowa oraz jej gęstość rozkładu prawdopodobieństwa, opisująca względne naprężenia zmienne konstrukcji mechanicznej doznającej przypadkowych obciążeń; zmienną  $q$  oraz funkcję  $f(q)$  zdefiniowano dla cięgieł skipu za pomocą (10).

W tabeli 1 zestawiono dane oraz wyniki obliczeń, które wykonano kolejno za pomocą wzorów (6), (7) i (13) w celu określenia parametrów  $\sigma_{zgmax}, \sigma_{zdmax}, K_p$  odpowiadających wynikowi pomiarów zamieszczonemu na rys. 4. Wykorzystując te parametry, sformułowano sparametryzowane postaci (14) funkcji  $R_z(N_{Sg}), R_z(N_{Sd})$  oraz sparametryzowane formy (15) równań (11). Wtedy można już było wyznaczyć dla tych równań ich liczbowe rozwiązania, tj. dwie liczby  $N_{Sg}, N_{Sd}$ , z których pierwsza jest trwałością empiryczną górnych odcinków cięgieł nośnych skipu, mającego wynik pomiarów zamieszczony na rys. 4, a druga jest trwałością empiryczną dolnych odcinków cięgieł nośnych tego skipu.

Postaci funkcji  $R_z(N_{Sg}), R_z(N_{Sd})$ , sparametryzowane w oparciu o wyniki obliczeń z tabeli 1 i 2, są następujące:

$$R_z(N_{Sg}) = 205,56 \cdot \exp(-0,776 \cdot N_{Sg}^{0,426}), \text{ MPa}$$

$$R_z(N_{Sd}) = 146,83 \cdot \exp(-0,776 \cdot N_{Sd}^{0,426}), \text{ MPa} \quad (14)$$

Z kolei sparametryzowane formy (15) równań (11), uzyskane po odpowiednim podstawieniu do tych równań wyrażeń (14) oraz parametrów  $\sigma_{zgmax}$  i  $\sigma_{zdmax}$  odczytanych z tabeli 1 i 2, mają postaci:

$$N_{Sg} - 103,8 \cdot \exp(-2,716 \cdot N_{Sg}^{0,426}) = 0$$

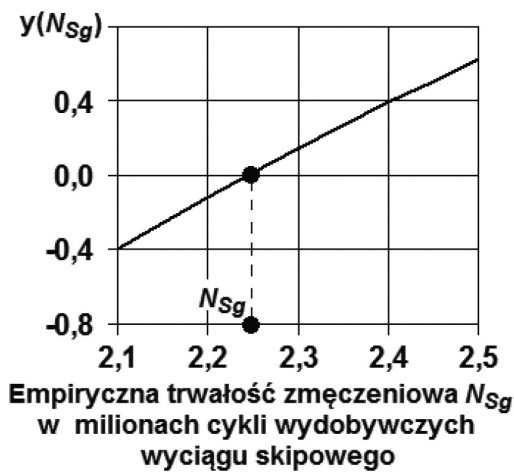
$$N_{Sd} - 0,495 \cdot \exp(-2,716 \cdot N_{Sd}^{0,426}) = 0 \quad (15)$$

Tabela 1. Dane do obliczeń parametrów  $\sigma_{zgmax}$ ,  $\sigma_{zdmax}$ ,  $K_p$  oraz ich wyniki

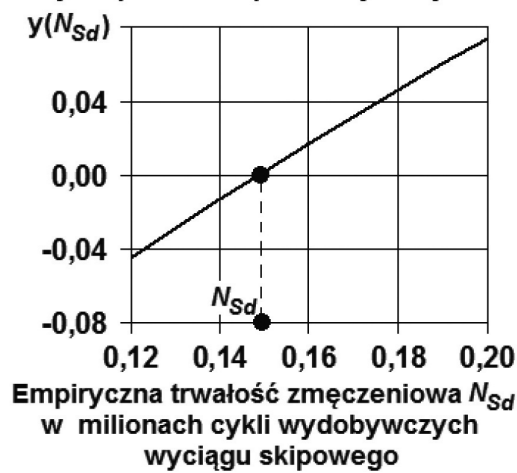
(Źródło: opracowanie własne na podstawie [1])

Dane do obliczeń								Wyniki obliczeń		
$S_{Bog}$	$S_{Ng}$	$S_{Brig}$	$S_{Bod}$	$S_{Nd}$	$S_{Brd}$	$T_1$	$T_w$	$\sigma_{zgmax}$	$\sigma_{zdmax}$	$K_p$
MPa <sup>2</sup>	MPa <sup>2</sup>	MPa <sup>2</sup>	MPa <sup>2</sup>	MPa <sup>2</sup>	MPa <sup>2</sup>	s	s	MPa	MPa	-
2235	125,7	334,7	16011	1175	7330	1,4	120	66,5	218,8	0,515

Wyznaczenie empirycznej trwałości zmęczeniowej  $N_{Sg}$  górnych odcinków cięgieł nośnych skipu, którego dotyczy wynik pomiarów pokazany na rys. 4



Wyznaczenie empirycznej trwałości zmęczeniowej  $N_{Sd}$  dolnych odcinków cięgieł nośnych skipu, którego dotyczy wynik pomiarów pokazany na rys. 4



Rys. 7. Wykresy funkcji (16) odpowiadających równaniom (15) określającym empiryczne trwałości zmęczeniowe górnych i dolnych odcinków cięgieł nośnych skipu, któremu odpowiada wynik pomiaru pokazany na rys. 4

(źródło: opracowanie własne na podstawie [1])

Równania (15) rozwiązano numerycznie za pomocą wykresów pokazanych na rys. 7, odwzorowujących następujące funkcje matematyczne:

$$\begin{aligned} y(N_{Sg}) &= N_{Sg} - 103,8 \cdot \exp(-2,716 \cdot N_{Sg}^{0,426}) \\ y(N_{Sd}) &= N_{Sd} - 0,495 \cdot \exp(-2,716 \cdot N_{Sd}^{0,426}) \end{aligned} \quad (16)$$

Z wykresów na rys. 7 wynika, że empiryczna trwałość zmęczeniowa cięgieł nośnych skipu, którego dotyczy wynik pomiaru z rys. 4, wynosi – w przypadku górnych odcinków tych cięgieł – ok. 2,25 milionów cykli wydobywczych wyciągu szybego oraz ok. 0,145 miliona takich cykli w przypadku dolnych odcinków cięgieł. Natomiast z dokumentacji napraw omawianego skipu udostępnionej przez służby jego obsługi odczytano, że przy dolnych odcinkach cięgieł tego skipu wykryto zmęczeniowe uszkodzenia po wykonaniu przez wyciąg szybego ok. 0,15 miliona cykli wydobywczych, natomiast przy górnych odcinkach cięgieł nie wykryto takich uszkodzeń do czasu wymiany analizowanego skipu na nowy. Tę wymianę podjęto,

gdy liczba milionów cykli wydobywczych wykonanych przez wyciąg szybego z udziałem omawianego skipu osiągnęła 2,4.

Rezultat porównania trwałości empirycznej wyznaczonej w oparciu o wynik pomiarów pokazany na rys. 4 – z trwałością rzeczywistą odczytaną z dokumentacji napraw analizowanego skipu, okazał się znacząco zbliżony z rezultatami takich porównań uzyskanymi dla pozostałych skipów objętych badaniami [1]. Te porównania wykazały, że względne różnice trwałości empirycznej i rzeczywistej, dotyczące dolnych odcinków cięgieł przebadanych skipów, mieszczą się w przedziale  $\pm 6\%$ , natomiast takie różnice dotyczące górnych odcinków cięgieł tych skipów trzeba było oszacować, gdyż dla górnych odcinków nie wykryto omawianych uszkodzeń. Nie wykryto ich zarówno przy tych z przebadanych skipów, które już planowo poddano wymianie z powodu wykonania ok. 2,4 miliona cykli wydobywczych, jak również przy tych skipach, które od czasu ich badań są nadal użytkowane. Tak oszacowane względne różnice trwałości empirycznej oraz trwałości rzeczywistej przyjętej jako 2,4 nie przekroczyły zakresu  $\pm 10\%$ .

Rezultaty omówionej weryfikacji można było zatem ocenić pozytywnie, co znaczyło, że doświadczenia poznawcze uzyskane

w badaniach [1] są wiarygodne i stanowią istotne poszerzenie dotychczasowej wiedzy na temat fizycznej rzeczywistości zarówno zmiennych naprężeń doznawanych w ruchu szybowym przez ciągła nośne skipów, jak i zmęczeniowych procesów powodowanych w ciągłach przez te naprężenia. Można było też stwierdzić, że metodyka diagnostycznych badań, które umożliwiły uzyskanie przedstawionych doświadczeń, jest w pełni przydatna do wczesnego wykrywania procesów zmęczeniowych w ciągłach oraz do racjonalnego powiększania trwałości zmęczeniowej tych ciągieł w celu niedopuszczenia do ich zmęczeniowych uszkodzeń. Takie uszkodzenia są w przypadku każdego skipu poważnym zagrożeniem, które dotyczy zarówno bezpieczeństwa, jak i ciągłości pracy wyciągu szybowego.

### 5. Podsumowanie

Istnieje już wiarygodne rozeznanie zarówno badawcze, jak i teoretyczne dla racjonalnego rozwiązania problemu zmęczeniowych uszkodzeń doznawanych przez ciągła nośne skipów górniczych o dużej ładowności, zarówno skipów już wykonanych i użytkowanych w szybach, jak również skipów, które planuje się wykonać.

W przypadku skipów użytkowanych takie rozwiązanie można uzyskać w oparciu o wyniki omówionych w niniejszym artykule diagnostycznych badań obejmujących naprężenia normalne i styczne doznawane przez ciągła nośne skipu podczas jego jazdy w szybie. Te badania pozwalają wyznaczyć empiryczną trwałość zmęczeniową ciągieł odpowiadającą rzeczywistym warunkom pracy skipu w szybie, która, jak wykazano w niniejszym artykule, jest wiarygodnym odzwierciedleniem trwałości rzeczywistej. Gdy tak wyznaczona trwałość empiryczna okaże się mniejsza od trwałości oczekiwanej, to w oparciu o wyniki omówionych w artykule badań diagnostycznych można określić najkorzystniejszy sposób powiększenia trwałości ciągieł, aby usunąć zagrożenia zarówno dla bezpieczeństwa, jak i dla ciągłości pracy szybowego wyciągu, wynikające z możliwości niespodziewanego wystąpienia omawianych uszkodzeń.

Z kolei w przypadku każdego skipu zaplanowanego do wykonania uniknięcie wskazanych zagrożeń zapewni taka konstrukcja jego ciągieł nośnych, której projektowa trwałość zmęczeniowa, określona jako wynik zmęczeniowych obliczeń dotyczących poprzecznych drgań skipu związanych z jego użytkowaniem w określonym szybie, nie będzie mniejsza niż liczba cykli wydobywczych, jakie ten skip ma wykonać w szybie. Zagadnienie takich obliczeń omówiono w następnym rozdziale niniejszej monografii.


### Literatura

- [1] *Badania stanu zmienności naprężeń doznawanych przez ciągła nośne naczyń wyciągowych wskutek nierówności torów prowadzenia*. Niepublikowane raporty z badań wykonanych pod kierunkiem M. Płachno w okresie od 2007 r. do 2016 r. przez AGH-WIMiR dla KGHM PM S.A O/ZG Rudna, udostępnione na potrzeby niniejszego artykułu przez ich właściciela.
- [2] BENDAT J.S., PIERSOL A.G.: *Metody analizy i pomiaru sygnałów losowych*. PWN, Warszawa 1976.
- [3] DIETRICH M.: *Wstęp do stochastycznej teorii maszyn*. PWN, Warszawa 1972.

- [4] FUCHS D., NOELLER H.: *Untersuchungen an Haupttraggliedern hochbeanspruchter Fördermittel*. Sonderabdruck aus Glückauf 124 (1988) nr 9, S.512/514.
- [5] HEYNS M., HEYNS P.S., BACKEBERG R.A.: *The Design of Optimal Guide Roller Systems for Mining Conveyances*. Materiały International Conference on Mine Hoisting 93, Londyn 1993.
- [6] KNOP H.: *Zagadnienie sił działających na zbrojenie szybowe w czasie ruchu naczyń wydobywczych*. Praca doktorska wykonana w AGH, Kraków 1964.
- [7] MATACHOWSKI F.: *Opracowanie kryteriów projektowania wybranych elementów nośnych naczyń wyciągowego*. Praca doktorska wykonana w AGH (WIMiR-KWZMiK), Kraków 2011.
- [8] Polska norma PN-79/M-06515. Dźwignice. Ogólne zasady projektowania stalowych ustrojów.
- [9] PŁACHNO M.: *Zagadnienie wpływu dynamiki prowadzenia szybowego na bezpieczeństwo eksploatacji naczyń wyciągowych*. „Bezpieczeństwo Pracy w Górnictwie” 4(810)/1988.
- [10] PŁACHNO M.: *Zagadnienie drgań poprzecznych naczyń wyciągowych*. Zeszyty Naukowe Politechniki Śląskiej, seria Górnictwo z. 180, Gliwice 1989.
- [11] PŁACHNO M.: *Metoda dynamiczna badań stanu zmienności naprężeń w ciągłach naczyń wyciągowych powodowanego nierównościami torów prowadzenia*. Rozdz. 5 monografii „Transport szybowy 2007”, Wyd. Centrum Mechanizacji Górnictwa KOMAG, Gliwice 2007.
- [12] TEJSZERSKA D.: *Modelowanie drgań poprzecznych naczyń wydobywczych*. Zeszyty Naukowe Politechniki Śląskiej, Mechanika z. 113, Gliwice 1993.
- [13] THOMAS G.R.: *The effect of conveyance and steelwork flexibilities on slipper plate impact forces*. Materiały międzynarodowej konferencji MINE HOISTING 1993, Londyn 1993.
- [14] WARSZYŃSKI M.: *Niezawodność w obliczeniach konstrukcyjnych*. PWN, Warszawa 1988.
- [15] WOLNY S., BELLA V.: *Analiza przyczyn pęknięcia elementów nośnych naczyń wyciągowych*. „Transport Przemysłowy” 3(21)/2005.

Artykuł stanowi wynik pracy dofinansowanej z działalności statutowej.

Artykuł został przedstawiony podczas Konferencji KOMTECH 2017. Kolejna część artykułu pt.: *Zagadnienie obliczania zmęczeniowej trwałości projektowej ciągieł nośnych skipu górniczego* ukarze się w wydaniu 2/2018 miesięcznika.

 Marek Płachno – Akademia Górniczo-Hutnicza im. St. Staszica w Krakowie; Katedra Wytrzymałości, Zmęczenia Materiałów i Konstrukcji; e-mail: plachno@agh.edu.pl.

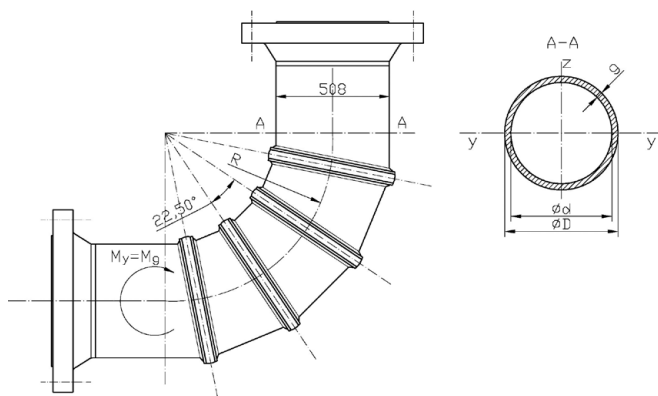


# Analiza naprężeń w przekrojach poprzecznych segmentowych kolan stopowych rurociągów stosowanych w technologiach górniczych

Stanisław Wolny, Filip Matachowski

## 1. Wprowadzenie

W procesie projektowania kolan stopowych, rurociągów zabudowanych w szybach kopalń, kluczowym parametrem jest wartość obciążeń działających na projektowany element. W przypadku elementów obciążonych ciśnieniem przepływającego przez nich czynnika, a taką sytuację mamy dla kolana stopowego (rys. 1), poza wartością ciśnienia czynnika oddziałującego na ścianki kolana, wygenerowany zostaje moment zginający kolano. Moment ten jest spowodowany zakrzywieniem elementu kolana.



Rys. 1. Rysunek techniczny kolana 3-segmentowego DN500 PN110

## 2. Numeryczna analiza stanu naprężenia

Wymiarowanie elementów konstrukcyjnych rurociągów służących do transportu wody z dolnych pokładów kopalni na jej powierzchnię, zabudowanych w szybach wydobywczych, w tym kolan stopowych (rys. 1 i rys. 2), wymaga określenia stanu naprężenia wygenerowanego w tych elementach podczas przepływu medium.

Szczegółowej analizie wytrzymałościowej (numerycznej) poddano kolano stopowe wsporcze 3-segmentowe rury DN500 z wkładką z tworzywa sztucznego STPE, obciążone ciśnieniem PN110 (rys. 2).

Kolano jest wykonane z segmentów rury DN500, które na przeciwległych końcach mają pierścienie o przekroju  $25 \times 25$  mm przyspawane spoiną pachwinową  $a = 12$  mm. Pierścienie służą do połączenia poszczególnych segmentów za

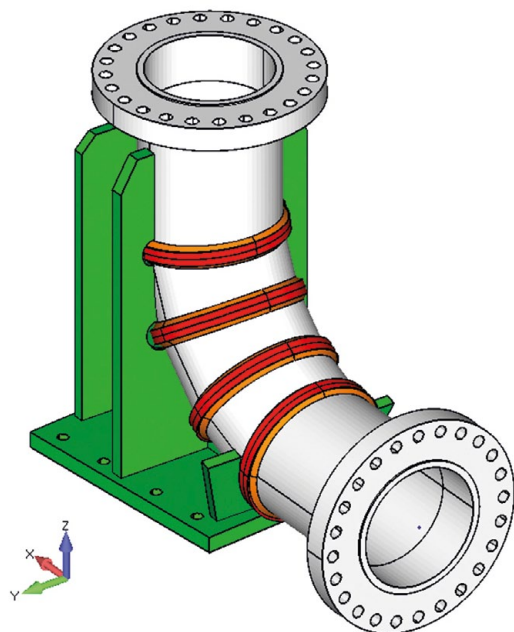
**Streszczenie:** Podstawowym parametrem niezbędnym w trakcie projektowania konstrukcji są wartości obciążeń działających na jej poszczególne elementy. W artykule podjęto próbę określenia wartości obciążeń dla konstrukcji segmentowego kolana stopowego wykorzystywanego w technologiach górniczych, pochodzących od ciśnienia przepływającej przez nie cieczy, dla poszczególnych przekrojów kolana. Zaproponowano też metodę wymiarowania grubości ścian kolana, pierścieni łączących oraz spoin z warunku bezpieczeństwa. Obliczenia analityczne zweryfikowano obliczeniami numerycznymi MES.

Słowa kluczowe: rurociągi, obciążenia, naprężenia

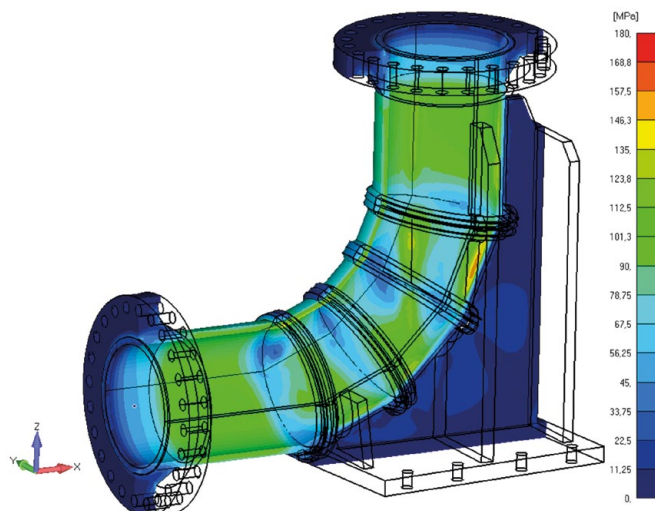
### STRESS ANALYSIS OF CROSECTIONS OF PIPELINE SUPPORTING SECTIONAL ELBOWS APPLIED IN MINING TECHNOLOGIES

**Abstract:** The basic parameters necessary for the design of a structure are the values of the loads acting on its individual elements. This article attempts to determine the value of these loads for the construction of supporting sectional elbows used in mining technologies derived from the fluid pressure passing through for the individual sections of the elbow. Also proposed method of dimensioning the thickness of the elbow walls, connecting rings and welds from the safety condition. Analytical calculations were verified by numerical FEM calculations.

pomocą spoiny czołowej typu V, wchodzącej w głąb segmentu na 6 mm. Wytrzymałościową analizę statyczną przeprowadzono w oparciu o normę PN-G-05011:1998, przy wykorzystaniu metody elementów skończonych. Do budowy modelu (rys. 2) użyto przestrzennych, tetraedrycznych, parabolicznych elementów skończonych. Średni rozmiar ścianki elementu to 15 mm, jednak na krótkich krawędziach (w szczególności przekroje spoiny i pierścieni, grubość blachy) zdefiniowano minimum trzy elementy skończone, co finalnie dało 7 punktów odczytu naprężeń na krawędzi (elementy paraboliczne).



Rys. 2. Model MES kolana stopowego wsporcze 3-segmentowego DN500 PN110 – widok izometryczny



Rys. 3. Poziomice naprężeń zredukowanych. Widok wewnętrznej powierzchni kolana

Wyniki analizy wytrzymałościowej – poziomice naprężeń zredukowanych – pokazano na rysunku 3. Naprężenia zredukowane w przekroju poprzecznym płaszcza kolana nie przekraczają 157 MPa, co stanowi 82,2% naprężenia dopuszczalnego ( $k_r = 180$  MPa), a dla pierścieni łączących segmenty kolana 115 MPa, co stanowi 60,2% naprężeń dopuszczalnych.

Metoda elementów skończonych pozwala wyznaczyć stan naprężenia (wyężenia) w skomplikowanych pod względem kształtu konkretnych elementach konstrukcji, przy ściśle określonych warunkach obciążenia. Natomiast ocena stanu naprężenia w elementach tego typu konstrukcji, jako funkcji wymiarów geometrycznych jej elementów oraz parametrów obciążenia (ciśnienie medium), wymagać będzie przeprowadzenia stosownej analizy teoretycznej.

### 3. Teoretyczna analiza stanu naprężenia

Naprężenia w przekroju poprzecznym kolana rurociągu obciążonego przepływającym medium wyznaczyć można, bazując na analizie przypadku zginania rury zakrzywionej o przekroju pierścieniowym ze wzoru (oznaczenia jak na rysunku 1) [1].

$$\sigma_x = -\frac{M_y \cdot z}{J_y} \left(1 - \frac{\xi z^2}{a^2}\right) \quad (1)$$

gdzie:

$M_y = M_g$  – moment zginający;

$z$  – współrzędna przekroju, w którym wyznaczamy naprężenia;

$J_y$  – moment bezwładności przekroju względem osi  $y$ ;

$a = \frac{d}{2}$  – promień wewnętrzny rury;

$g$  – grubość rury;

$R$  – promień krzywizny rury.

$$\xi = \frac{1}{0,833 + (R^2 g^2 / a^4)} \quad (2)$$

Stosując równania równowagi statycznej, określono wartość obciążenia segmentu kolana rury ograniczonego kątem  $\alpha$  (rys. 4).

$$P(\alpha) = p_d \cdot \alpha \left(R + \frac{d}{2}\right) - p_d \cdot \alpha \left(R + \frac{d}{2}\right) = p_d \cdot d \cdot \alpha \quad (3)$$

gdzie:

$p_d$  – składowa pionowa ciśnienia;

$d$  – średnica rury;

$\alpha$  – kąt wierzchołkowy segmentu kolana

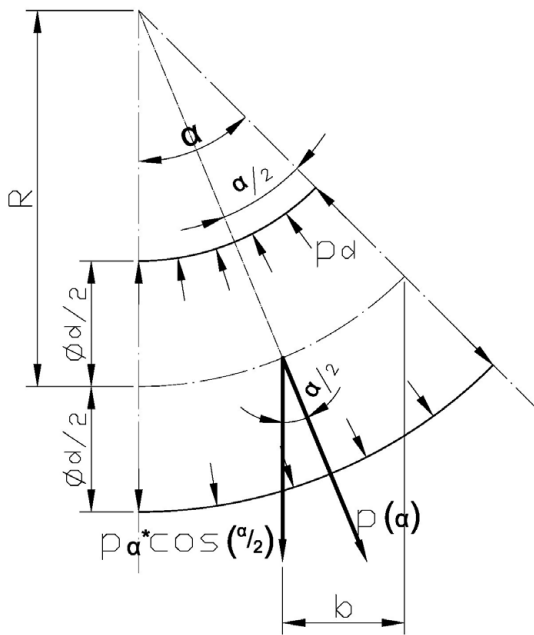
oraz wyznaczono moment gnący obciążenia kolana rury od ciśnienia przepływającej cieczy (rys. 4) równy

$$M_y = M_{g(\alpha)} = P(\alpha) \cdot \cos \alpha \cdot b = \frac{1}{2} P_d \cdot d \cdot R \cdot \alpha \cdot \sin \alpha \cdot \cos \frac{\alpha}{2} \quad (4)$$

Przyjmując sinusoidalny rozkład składowej pionowej ciśnienia w przekroju poprzecznym rury, jej wypadkowa przyłożona w środku ciężkości tej figury jest równa

$$P_d = P(\alpha) = \frac{2}{\pi} p \cdot d \quad (5)$$

Zatem moment gnący określony zależnością (4) przyjmuje postać:



Rys. 4. Schemat geometryczny i obciążenia ciśnieniem segmentu kolana rury

$$M_y = \frac{1}{2} \cdot \frac{2}{\pi} \cdot p \cdot d \cdot d \cdot R \cdot \alpha \cdot \sin \alpha \cdot \cos \frac{\alpha}{2} = \frac{1}{\pi} p d^2 R \cdot \alpha \cdot \sin \alpha \cdot \cos \frac{\alpha}{2} \quad (6)$$

Dla kolana podpartego stopą wsparczą przyjęto schemat podparcia rurociągu jak na rysunku 5 oraz założono (stosowane w podobnych obliczeniach konstrukcji stalowych [5]) następujące relacje:

$$\frac{R_3}{R_1} = \frac{s_1}{s_1 + s_2 + s_3}$$

oraz

$$\frac{R_2}{R_1} = \frac{s_1 + s_2}{s_1 + s_2 + s_3}$$

Korzystając z zależności geometrycznych (rys. 5), otrzymano:

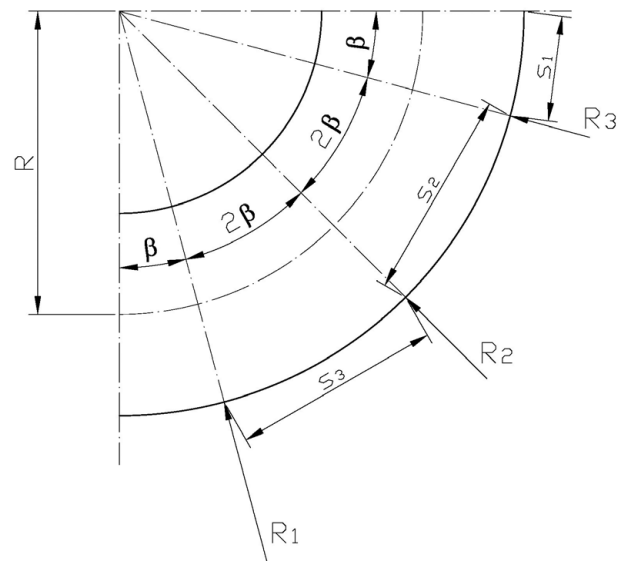
$$s_1 = s; s_2 = 2s; s_3 = 2s$$

Stąd

$$R_3 = \frac{R_1}{5}, R_2 = \frac{3}{5} R_1$$

Następnie przyjęto:

$$R_1 = Q, \text{ stąd } R_2 = \frac{3}{5} Q \text{ i } R_3 = \frac{1}{5} Q \quad (7)$$



Rys. 5. Schemat obciążenia kolana rurociągu siłą reakcji stopy Q

Równania momentów gnących od reakcji (na zasadzie superpozycji), jak na rysunku 5, wyznaczono odpowiednio dla poszczególnych przedziałów:

Przedział  $0 \leq \alpha \leq \beta$

$$M_{g(\alpha)}^Q = 0$$

$$\beta \leq \alpha \leq 3\beta$$

$$M_{g(\alpha)}^Q = Q \cdot \cos \beta \cdot a = Q \cdot R \cdot \cos \beta (\sin \alpha - \sin \beta) \quad (8 a)$$

$$3\beta \leq \alpha \leq 5\beta$$

$$M_{g(\alpha)}^Q = Q \cdot R \cdot \cos \beta (\sin \alpha - \sin \beta) + \frac{3}{5} QR \cdot \cos 3\beta (\sin \alpha - \sin 3\beta) \quad (8 b)$$

$$5\beta \leq \alpha \leq \frac{\pi}{2}$$

$$M_{g(\alpha)}^Q = Q \cdot R \cdot \cos \beta (\sin \alpha - \sin \beta) + \frac{3}{5} Q \cdot R \cdot \cos 3\beta (\sin \alpha - \sin 3\beta) + \frac{Q}{5} R \cos 5\beta (\sin \alpha - \sin 5\beta) \quad (8 c)$$

Wyznaczenie reakcji stopy Q oparto o zasadę zgodności przemieszczeń [4], co wymagało wyznaczenia przemieszczenia na kierunku tej siły po uwolnieniu więzów i ostatecznie, po przyjęciu  $\beta = 11,25^\circ$  jak dla konstrukcji z rysunku 1, przyjęło postać



$$\delta^Q \cong 0,15 \frac{QR^2}{EJ} \quad (9)$$

Wyznaczenie reakcji stopy Q wymaga również wyznaczenia przemieszczenia na kierunku tej siły wywołanej przepływającą cieczą. Przemieszczenie to będzie równe

$$\delta^{(P)} = \frac{1}{EJ} \int_{\beta}^{\alpha} M_{g(\alpha)} \cdot M_{g(\alpha)}^{(1)} d\alpha \quad (10)$$

Po uwzględnieniu zasady zgodności przemieszczeń otrzymano wartość siły reakcji [4] równą

$$Q \cong 0,85pd^2 \quad (11)$$

Zatem moment gnący w przekroju poprzecznym kolana rurociągu zawierający punkt A jest równy, zgodnie z równaniem (6) dla  $\alpha = \beta = 11^\circ 15'$  [3]

$$\begin{aligned} M_{g(\alpha)}^A &= \frac{\alpha}{\pi} \cdot pd^2R \cdot \sin \alpha \cdot \cos \frac{\alpha}{2} = \\ &= \frac{\alpha}{\pi} \cdot \sin 11^\circ 15' \cdot \cos 5^\circ 37' = 0,012pd^2R \end{aligned} \quad (12)$$

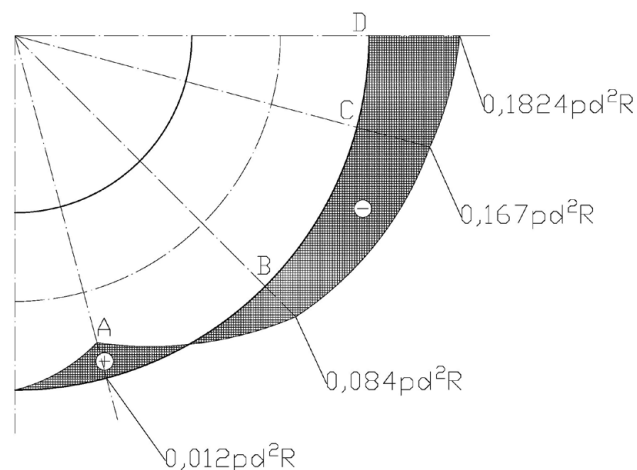
Moment gnący w przekroju poprzecznym zawierającym punkt B (zgodnie z równaniami (6) oraz (8 b) dla  $\alpha = 3\beta = 33^\circ 45'$ ) jest równy

$$\begin{aligned} M_{g(\alpha)}^B &= \frac{1}{\pi} \cdot pd^2R \cdot \alpha \cdot \sin \alpha \cdot \cos \frac{\alpha}{2} - QR \cdot \cos \beta (\sin \alpha - \\ &- \sin \beta) = pd^2R \left[ \frac{\alpha}{2} \cdot \sin \alpha \cos \frac{\alpha}{2} - 0,52 \cos \beta (\sin \alpha - \right. \\ &\left. - \sin \beta) \right] = pd^2R [0,099 - 0,1837] = -0,085pd^2R \end{aligned} \quad (13)$$

Natomiast moment gnący w przekroju poprzecznym kolana rurociągu zawierającym punkt C jest równy (zgodnie z równaniem (6) i (8 b) ( $\alpha = 5\beta = 56^\circ 15'$ ))

$$\begin{aligned} M_{g(\alpha)}^C &= \frac{\alpha}{\pi} \cdot pd^2R \cdot \sin \alpha \cdot \cos \frac{\alpha}{2} - QR \left[ \cos \beta (\sin \alpha - \right. \\ &- \sin \beta) + \frac{3}{5} \cos 3\beta (\sin \alpha - \sin 3\beta) \left. \right] = pd^2R \left[ \frac{\alpha}{\pi} \cdot \sin \alpha \cdot \right. \\ &\cdot \cos \frac{\alpha}{2} - 0,52 \left[ \cos \beta (\sin \alpha - \sin \beta) + \frac{3}{5} \cos 3\beta (\sin \alpha - \right. \\ &\left. - \sin 3\beta) \right] \left. \right] = pd^2R [0,2293 - 0,39] \cong pd^2R (-0,1607) \cong \\ &\cong -0,16pd^2R \end{aligned} \quad (14)$$

Podobnie moment gnący w przekroju zawierającym punkt D jest równy (dla  $\alpha = \frac{\pi}{2}$ ) zgodnie z równaniami (6) i (8 c)



**Rys. 6.** Wykres momentów gnących na długości kolana rurociągu

$$\begin{aligned} M_{g(\alpha)}^D &= \frac{\alpha}{\pi} \cdot pd^2R \cdot \sin \alpha \cdot \cos \frac{\alpha}{2} - QR \left[ \cos \beta (\sin \alpha - \right. \\ &- \sin \beta) + \frac{3}{5} \cos 3\beta (\sin \alpha - \sin 3\beta) + \frac{1}{5} \cos 5\beta (\sin \alpha - \\ &\left. - \sin 5\beta) \right] = pd^2R (0,35355 - 0,536) \cong -0,1824pd^2R \end{aligned} \quad (15)$$

Wykres momentów gnących w funkcji  $pd^2R$  przedstawiono na rysunku 6.

Maksymalna wartość momentu zginającego kolano podparte w trzech miejscach występuje w przekroju zawierającym punkt D i wynosi:

$$M_{g(\alpha)}^{max} = M_{g(\alpha)}^D = 0,1824 pd^2R \quad (16)$$

W przypadku niepodpartego kolana rurociągu moment gnący opisany jest zależnością (6), a maksymalną wartość przyjmuje dla  $\alpha = \frac{\pi}{2}$  i wynosi:

$$M_{g(\alpha)}^{max(s)} = \frac{\alpha}{\pi} \cdot pd^2R \cdot \sin \alpha \cdot \cos \frac{\alpha}{2} \cong 0,3535pd^2R \quad (17)$$

Stosunek maksymalnej wartości momentu w tym przekroju w przypadku kolana pozbawionego podparcia, do maksymalnej wartości momentu w przypadku kolana podpartego wynosi:

$$\frac{M_{g(\alpha)}^{max(s)}}{M_{g(\alpha)}^{max}} = \frac{0,3535pd^2R}{0,1824pd^2R} \cong 1,94 \quad (18)$$

#### 4. Stan naprężenia w najbardziej wyężonych przekrojach poprzecznych kolana rurociągu

Maksymalne naprężenia w przypadku zginania kolana rurociągu występują w zewnętrznej warstwie rury dla  $z = \frac{D_c}{2}$  (rys. 1).

Moment bezwładności przekroju poprzecznego rurociągu jest równy (przyjęto dane jak dla konstrukcji na rys. 1) [3]

$$J_y = \frac{\pi(D_z^4 - D_w^4)}{64} \quad (19)$$

gdzie:

$D_z = D = 508$  mm – średnica zewnętrzna rurociągu;

$D_w = d = 458$  mm – średnica wewnętrzna rurociągu.

Stąd

$$J_y = \frac{3,14(0,508^4 - 0,458^4)}{64} = 110862 \cdot 10^{-8} [m^4] \quad (20)$$

Ostatecznie maksymalne naprężenia w przekroju poprzecznym kolana rurociągu wynoszą

$$\sigma_{max} = \frac{M_y^{max}}{J_y} \cdot \rho_{max} \quad (21)$$

gdzie:

$$\rho_{max} = \frac{D_z}{2} = 0,254 \text{ m} \quad (22)$$

Stąd

$$\begin{aligned} \sigma_{max} &\cong \frac{0,1824pd^2R}{0,11 \cdot 10^{-2}} \cdot 0,254 = \\ &= \frac{0,1824 \cdot 11 \cdot 10^6 \cdot (0,229)^2 \cdot 1,248}{0,11 \cdot 10^{-2}} \cdot 0,254 \cong 37 \text{ MPa} \end{aligned} \quad (23)$$

Jest to maksymalna wartość naprężenia normalnego w przekroju poprzecznym kolana rurociągu podpartego. W przypadku kolana swobodnie zamocowanego naprężenia te wynoszą:

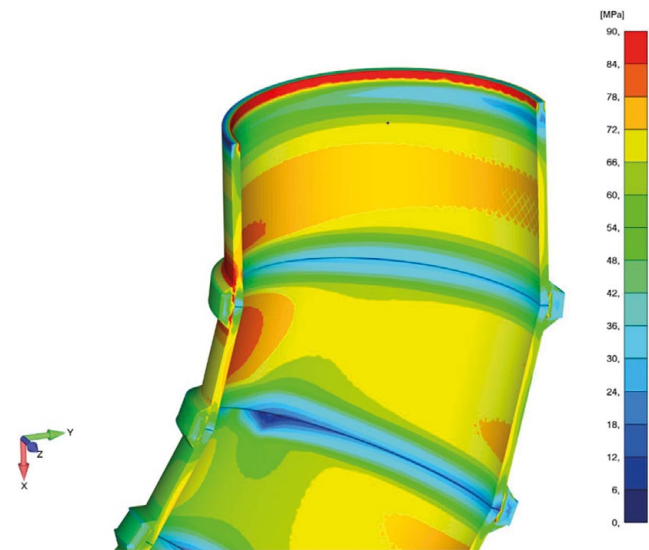
$$\sigma_{max}^{(s)} = 1,94 \cdot \sigma_{max} \cong 72 \text{ MPa} \quad (24)$$

zgodnie z zależnością (18).

## 5. Podsumowanie

Weryfikacje poczynionych założeń upraszczających w obliczeniach analitycznych (rozdział 3) ograniczono do maksymalnych naprężeń występujących w przekrojach poprzecznych kolana rurociągu. Dla przypadku kolana rurociągu DN500 swobodnie zamocowanego porównano maksymalne naprężenia wyznaczone na drodze analitycznej z wartościami naprężeń wyznaczonych metodą elementów skończonych, wykorzystując model numeryczny układu opisany w rozdziale 2.

Wartości naprężeń, jakie uzyskano z analizy metodą elementów skończonych (rys. 7) w segmentach kolana rurociągu, w dużym stopniu odpowiadały naprężeniom otrzymanym na



Rys. 7. Poziomice naprężeń normalnych w przekroju kolana DN500 PN110

drodze analitycznej. Po odrzuceniu lokalnych koncentracji naprężeń, wynikających ze sposobu zamocowania kołnierza i jego podparcia oraz kołnierza łączącego segmenty, naprężenia maksymalne w płaszczu rury wynoszą 74 MPa w miejscu, dla którego wyliczone naprężenia analityczne wykazały wartość 72 MPa.

Uzyskane analitycznie wartości momentu gnącego obciążenia kolana rury od ciśnienia przepływającej cieczy i wyliczone na podstawie tego momentu naprężenia w płaszczu rury, które zweryfikowano obliczeniami numerycznymi, mogą być przydatne przy projektowaniu segmentowych kolan stopowych stosowanych w technologiach górniczych, dając jednoznaczny wynik co do minimalnej grubości ścian projektowanej rury.

## Literatura

- [1] BRZOSKA Z.: *Wytrzymałość materiałów*. PWN. Warszawa 1979.
- [2] *Mechanika techniczna. T. IX. Wytrzymałość elementów konstrukcyjnych*. PWN. Warszawa 1988.
- [3] WOLNY S., MATACHOWSKI F.: *Wykonanie obliczeń statycznych kolana stopowego wsporczonego 3-segmentowego rury DN500 PN110*. Kraków 2016.
- [4] WOLNY S., SIEMIENIEC A.: *Wytrzymałość materiałów*. UWND. AGH, Kraków 2008.
- [5] ŁUBIŃSKI W., FILIPOWICZ A., ŻÓŁTOWSKI W.: *Konstrukcje stalowe*. Arkady 2000.

Stanisław Wolny, Filip Matachowski  
Akademia Górniczo-Hutnicza w Krakowie

artykuł recenzowany

# Pomiar parametrów wiertarki hydraulicznej i procesu wiercenia obrotowego

Łukasz Bołoz

## 1. Wstęp

W górnictwie podziemnym ręczne wiertarki obrotowe znajdują szerokie zastosowanie podczas realizacji wielu procesów związanych z wykonywaniem wyrobisk, procesami technologicznymi oraz pracami pomocniczymi. Ręczne wiercenie obrotowe sprawdza się znakomicie tam, gdzie skały charakteryzują się niską zawartością krzemu oraz wytrzymałością na jednoosiowe ściskanie do 60 MPa. Obecnie dostępne są i stosowane wiertarki obrotowe o napędzie elektrycznym, pneumatycznym oraz hydraulicznym. Wiertarki hydrauliczne z silnikiem zębatym satelitowym charakteryzują się dużym momentem obrotowym, małym wskaźnikiem masy do uzyskiwanego momentu obrotowego oraz odpornością na warunki typowe dla wyrobisk górniczych, przez co zyskują coraz większe uznanie. Ze względu na coraz szersze pole zastosowania hydraulicznych silników satelitowych w wiertarkach górniczych oraz ich niezaprzeczalne zalety w Katedrze Maszyn Górniczych, Przeróbczych i Transportowych AGH opracowano i wykonano stanowisko do badania obrotowych wiertarek hydraulicznych oraz procesu wiercenia obrotowego. Stanowisko charakteryzuje się potencjałem badawczym oraz może być stosowane do realizacji zajęć dydaktycznych.

## 2. Ręczne wiertarki obrotowe

Ręczne wiertarki obrotowe, w zależności od zastosowanej energii zasilania różnią się znacząco uzyskiwanymi parametrami przy określonej masie i wielkości. Wiertarki hydrauliczne, pneumatyczne i elektryczne znajdują zastosowanie w podziemnych zakładach górniczych o różnicowych zagrożeniach wybuchem pyłu węglowego i metanu. Najczęściej w wiertarkach hydraulicznych stosuje się silniki gerotorowe (orbitalne) lub zębate satelitowe (obiegowo-krzywkowe), w pneumatycznych wysuwowe (łopatkowe), natomiast w elektrycznych silniki asynchroniczne. Wiertarki obrotowe mogą być wyposażone w przystawkę do generowania uderzeń (tak zwany uder mechaniczny) wspomagających proces wiercenia przez zmniejszenie spójności skały na dnie otworu.

Pomijając dostępność energii zasilania w miejscu pracy, warto zwrócić uwagę na podstawowe parametry użytkowe wiertarek, czyli moment obrotowy, prędkość obrotową oraz masę. W tabeli 1 zestawiono podstawowe parametry dla przykładowych wiertarek o różnej energii zasilania. Największe różnice występują w generowanym momencie obrotowym oraz masie. Wiertarki hydrauliczne charakteryzują się kilkukrotnie wyższym momentem obrotowym przy jednoczesnym

**Streszczenie:** Stosowane obecnie w górnictwie ręczne wiertarki obrotowe mogą być zasilane energią elektryczną, pneumatyczną lub hydrauliczną. Ze względu na duży moment obrotowy oraz mały wskaźnik masy do momentu obrotowego wiertarki hydrauliczne sprawdzają się znakomicie w wielu zastosowaniach. W artykule przedstawiono stanowisko do pomiaru parametrów procesu wiercenia wiertarką hydrauliczną z silnikiem satelitowym. Stanowisko umożliwia pomiar ciśnienia na zasilaniu i spływie do 40 MPa, bezpośredni pomiar momentu obrotowego do 175 Nm, prędkości obrotowej do 250 obr./s, jak również mechanicznej prędkości wiercenia do 5 m/s. Konstrukcja stanowiska umożliwia zadawanie siły docisku do 1600 N i wykonywanie otworów o długości do 410 mm. Po zastosowaniu odpowiedniego kołnierza możliwe jest przeprowadzenie badań innych obrotowych wiertarek hydraulicznych o parametrach zgodnych z parametrami stanowiska.

## MEASUREMENT OF HYDRAULIC DRILL AND ROTARY DRILLING PARAMETERS

**Abstract:** Rotary drills currently used in mining can be powered by electric, pneumatic or hydraulic power. Due to high torque and a small mass to torque indicator, hydraulic drills perform well in many applications. The article presents the stand for measuring the parameters of drilling process with the use of hydraulic drilling machine with satellite motor. The stand enables measurement of power and flow pressures up to 40 MPa, direct torque measurement up to 175 Nm, rotational speed up to 250 rps, as well as mechanical drilling speed up to 5 m/s. The construction of the stand allows the force to be applied to 1600 N and the drilling of holes up to 410 mm. After using the appropriate flange it is possible to conduct tests of other rotary hydraulic drills with parameters consistent with the parameters of the stand.

kilkudziesięciokrotnie niższym wskaźniku masy. Przy niewielkiej masie uzyskują znaczny moment obrotowy, którego wartość bezpośrednio zależy od ciśnienia zasilania i może być zmieniana od wartości minimalnej do szczytowej. Masa wiertarki ma duże praktyczne znaczenie i znacząco wpływa na komfort pracy.

Poszczególne modele hydraulicznych wiertarek obrotowych różnych producentów również wykazują znaczące różnice



**Tabela 1.** Zestawienie podstawowych parametrów przykładowych wiertarek: hydraulicznej, pneumatycznej oraz elektrycznej

Rodzaj wiertarki	hydrauliczna	pneumatyczna	elektryczna
Moment obrotowy [Nm]	90,0/160,0	27,0	17,5
Prędkość obrotowa [obr./min]	900,0	580,0	610,0
Masa [kg]	5,5	19,0	15,5
Wskaźnik masy [kg/Nm]	0,061/0,034	0,703	1,129

**Tabela 2.** Wybrane dane techniczne wiertarki H-WH1 Hydromech SA

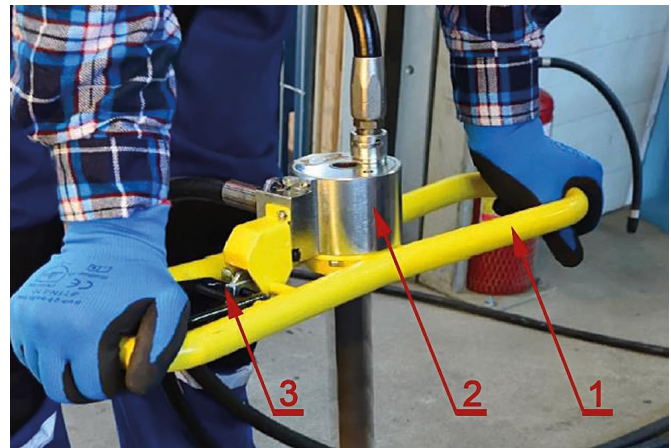
Wymiary	Długość [mm]	535
	Szerokość [mm]	91
	Wysokość [mm]	165
Waga [kg]		5,5
Zasilanie	Ciśnienie minimalne [MPa]	16
	Ciśnienie nominalne pracy [MPa]	Do 25
	Chłonność właściwa [cm <sup>3</sup> /obr.]	40
Prędkość obrotowa [obr./min]		50–900
Moment obrotowy [Nm]		90–160
Dopuszczalne obciążenie osiowe [kN]		1
Maksymalna średnica wiercenia [mm]		żerdź Ø42, raczek Ø48

w masie i generowanym momencie. Na podstawie analizy parametrów dostępnych na rynku wiertarek do przedmiotowego stanowiska wybrano wiertarkę H-WH1 firmy Hydromech SA. Wytypowana wiertarka posiada najkorzystniejsze parametry przy stosunkowo niewielkiej masie (tabela 2, rys. 1). Wiertarka H-WH1 charakteryzuje się maksymalnym momentem obrotowym 160 Nm (dla ciśnienia zasilania 25 MPa) przy prędkości obrotowej osiągającej 900 obr./min (dla wydajności zasilacza hydraulicznego 36 dm<sup>3</sup>/min). Opisywana wiertarka H-WH1 waży tylko 5,5 kg, co jest relatywnie niewielką wartością w porównaniu z wiertarkami innych producentów, a zwłaszcza z wiertarkami pneumatycznymi lub elektrycznymi.

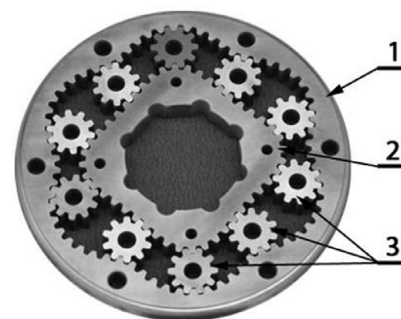
Omawiając przedmiotową wiertarkę, warto również zwrócić uwagę na zastosowanie opatentowanego wyłącznika typu „Hydromech”. Rozwiązanie to, według producenta, poprawia bezpieczeństwo oraz zwiększa komfort pracy operatora, eliminując w znacznym stopniu ryzyko kontuzji w przypadku zablokowania raczka lub żerdzi w otworze.

Napęd realizowany jest przez zębaty satelitowy silnik hydrauliczny, który przystosowano do zasilania emulsją olejowo-wodną lub olejem hydraulicznym. Schemat obiegowo-krzywkowego silnika hydraulicznego pokazano na rys. 2. Zasilanie urządzenia może pochodzić bezpośrednio z instalacji obudów zmechanizowanych, z instalacji hydraulicznych innych maszyn znajdujących się w wyrobisku lub z niezależnego agregatu hydraulicznego.

Zasada działania silnika satelitowego (planetarnego) polega na doprowadzaniu cieczy pod ciśnieniem do komór roboczych, utworzonych przez elementy zębate (1) i (2) oraz koła satelitowe (3). Z komór roboczych o zmniejszających się objętościach ciecz odprowadzana jest kanałem powrotnym. Doprowadzenie



**Rys. 1.** Budowa wiertarki H-WH1 firmy Hydromech SA: 1 - kierownica; 2 - hydrauliczny silnik satelitowy; 3 - wyłącznik typu „Hydromech”



**Rys. 2.** Podstawowe elementy hydraulicznego silnika satelitowego Hydromech SA: 1 - obwodnica o uzębieniu wewnętrznym; 2 - planeta o uzębieniu zewnętrznym; 3 - satelity

cieczy z zasilania do komór o rosnących objętościach powoduje powstanie momentu obrotowego na wale silnika. Taka konstrukcja silnika charakteryzuje się dużą stabilnością pracy, odpornością na jakość cieczy oraz zanieczyszczenia i korzystnym wskaźnikiem ciężaru do mocy.

### 3. Projekt stanowiska

Podstawy teoretyczne procesu wiercenia obrotowego skał oraz budowa i parametry hydraulicznej wiertarki obrotowej H-WH1 pozwoliły na określenie najważniejszych założeń stanowiska do badania wiertarek oraz procesu wiercenia. Ponadto podczas opracowywania koncepcji stanowiska założono prostą konstrukcję, przeznaczenie do realizacji prac naukowo-badawczych, przemysłowych oraz możliwość zastosowania dydaktycznego. W związku z powyższym sprecyzowano następujące założenia:

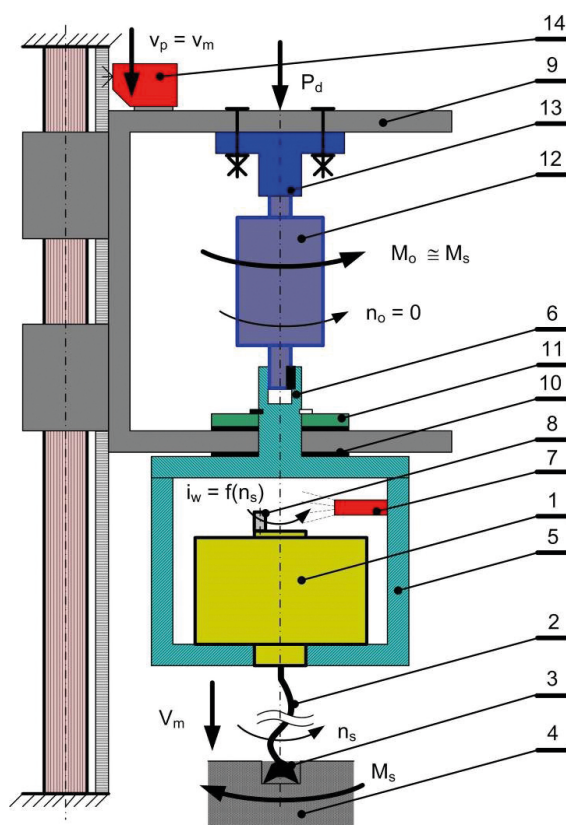
- wiercenie pionowo w dół i próbka nieruchoma podczas wiercenia;
- możliwość wykonania kilkudziesięciu otworów w jednej próbce;
- prosty mechanizm posuwu wiertarki podczas badań;
- usuwanie zwiercin nawojem śrubowym;
- siła docisku zadawana grawitacyjnie  $P_d > 1200$  N;
- długość wierzonego otworu  $L > 400$  mm;
- bezpośredni pomiar momentu obrotowego  $M_o > 160$  Nm;
- pomiar prędkości obrotowej  $n_o > 900$  obr./min;
- pomiar drogi z maksymalnym błędem  $\delta = \pm 0,1$  mm;
- pomiar mechanicznej prędkości wiercenia  $v_m < 5$  m/s;

- regulowane ciśnienie zasilania do  $p = 25 \text{ MPa}$ ;
- regulowane natężeniu przepływu do  $q = 36 \text{ dm}^3/\text{min}$ ;
- pomiar ciśnienia na zasilaniu i spływie;
- możliwość pomiaru natężenia przepływu.

Z kilku opracowanych koncepcji stanowiska wybrano wersję spełniającą wszystkie wymagania przy uwzględnieniu wysokiej funkcjonalności, prostej konstrukcji oraz łatwości użytkowania. Najpoważniejszym problemem było opracowanie metody pomiaru momentu obrotowego wiertarki w sposób bezpośredni i nieutrudniający realizacji procesu wiercenia. Typowe metody pomiarowe polegały na zastosowaniu przewodowego układu tensometrycznego na żerdzi, który ogranicza całkowitą liczbę obrotów oraz zlokalizowany jest między wiertarką a próbką badawczą. Drugim sposobem był pomiar momentu reakcji na elemencie roboczym (w tym przypadku na próbce) stosowany w hamowniach. Tak jedna, jak druga metoda nie spełniała oczekiwań, w związku z czym opracowano autorską metodę polegającą na pomiarze momentu reakcji w mocowaniu wiertarki do wózka mechanizmu posuwu. Rozwiązanie takie pozwala na bezpośredni i dokładny pomiar momentu wiercenia, a sam układ pomiaru zlokalizowany jest z tyłu wiertarki. Pozostałymi mierzonymi parametrami procesu wiercenia są droga, jaką pokonuje wiertarka (głębokość otworu, mechaniczna prędkość wiercenia), oraz prędkość obrotowa mierzona na wrzecionie, z tyłu wiertarki. Schematycznie sposób pomiaru wymienionych parametrów przedstawiono na rys. 3.

Najważniejszą częścią stanowiska, będącą również przedmiotem pomiarów, jest wiertarka (1), która standardowo wyposażona jest w żerdź spiralną (2) oraz raczek (3). Zestaw ten wykonuje podczas realizacji badań otwory w próbce (4). Wiertarka (1) została odłączona od fabrycznej kierownicy i zamocowana w obudowie (5). Obudowa (5) połączona jest sztywno z kołnierzem dolnym (6). Wewnątrz obudowy (5) znajduje się czujnik indukcyjny (7), który zlicza wystąpienia stalowego trzpienia (8) zamocowanego do wrzeciona w tylnej części wiertarki. Kołnierz górny (6) dociskany jest korpusem wózka (9) przez podkładkę ślizgową (10), przekazując siłę docisku z wózka przez wiertarkę na żerdź i raczek. Natomiast wewnątrz korpusu wózka (9), kołnierz górny (6) zablokowany jest osiowo blokadą (11), która utrzymuje obudowę z wiertarką podczas podnoszenia wózka. Kołnierz górny (6) przekazuje moment skrawania z wiertarki na momentomierz (12), który przez kołnierz górny (13) zamocowany jest do korpusu wózka (9). Wózek wyposażony jest w indukcyjny czujnik drogi (14), który wyznacza głębokość wierconego otworu i prędkość wózka. Mierzona prędkość wózka  $v_p$  równa jest mechanicznej prędkości wiercenia  $v_m$ .

Moment skrawania  $M_s$  generowany przez raczek przenoszony jest przez omówiony układ na momentomierz. Podczas wiercenia jedynie wrzeciono wiertarki, żerdź i raczek poruszają się obrotowo, dlatego też prędkość obrotowa wyznaczana jest przez czujnik indukcyjny w obudowie wiertarki. Siła docisku  $P_d$  przenoszona jest z wózka na wiertarkę przez podkładkę ślizgową. Rozwiązanie takie, ze względu na brak ruchu obrotowego tych elementów, wprowadza jedynie niewielki błąd do pomiaru momentu obrotowego  $M_o$ , którego wartość podczas wiercenia jest stała i nie przekracza 0,8% i może być skorygowana przez



**Rys. 3.** Sposób pomiaru istotnych parametrów procesu wiercenia: 1 - wiertarka H-WH-1; 2 - żerdź spiralna; 3 - raczek; 4 - wiercona próbka; 5 - obudowa wiertarki; 6 - kołnierz dolny; 7 - indukcyjny czujnik obecności; 8 - trzpień wrzeciona; 9 - korpus wózka; 10 - podkładka ślizgowa; 11 - blokada osiowa; 12 - momentomierz; 13 - kołnierz górny; 14 - indukcyjny czujnik drogi

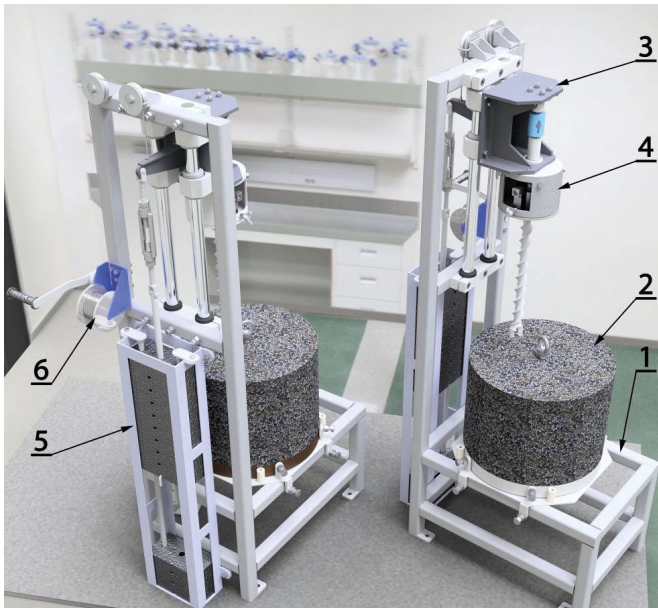
wzorcowanie lub odpowiednią poprawkę. Aby nie obciążać momentomierza siłą osiową, został on zamocowany suwliwie w kołnierzu dolnym. Oprócz podanych wartości, podczas badań mierzone są również ciśnienia w przewodach zasilającym i powrotnym wiertarki. Natomiast zastosowanie odpowiedniego przepływomierza pozwala na wyznaczenie natężenia przepływu.

Szereg przeprowadzonych prac skutkowało stworzeniem projektu stanowiska badawczego. Szczegółowy model 3D, który wykonano podczas realizacji projektu i wykorzystano do przeprowadzenia analiz sztywności stanowiska metodą elementów skończonych oraz opracowania dokumentacji technicznej, pokazano na rys. 4. Natomiast na rys. 5 zamieszczono zdjęcia stanowiska i jego wybranych podzespołów.

Elementem nośnym stanowiska jest rama (1) mocowana do podłoża przez podkładki wibroizolacyjne. Na ramie spoczywa zespół pozycjonowania próbki (2) z zabudowaną próbką naturalną lub wykonaną z betonu próbką walcową o wymiarach  $\phi 500 \times 410$ . Masa próbki przed rozpoczęciem badań wynosi ok. 190 kg.

Próbka za pomocą prostych blokad śrubowych pozycjonowana jest przed wykonaniem każdego otworu. Na ramie zabudowane są wałki precyzyjne, po których porusza się wózek (3)





Rys. 4. Stanowisko badawcze z oznaczonymi podstawowymi podzespołami: 1 - rama; 2 - próbka; 3 - wózek; 4 - zespół wiertarki; 5 - obciążniki; 6 - wciągnik

wyposażony w łożyska liniowe. Do wózka zamocowany jest zespół wiertarki (4). Siła docisku zadawana jest grawitacyjnie za pomocą dziesięciokilogramowych obciążników (5) o łącznej masie 120 kg. Podnoszenie wózka odbywa się za pomocą ręcznego wciągnika linowego z hamulcem (6). W zależności od potrzeb stanowisko może być zasilane z jednego z wielu zasilaczy hydraulicznych będących na wyposażeniu Katedry.

Najważniejszym mierzonym parametrem jest moment obrotowy, do pomiaru którego zastosowano dynamiczny, bezdotykowy czujnik momentu DFM22-175-S Megatron o dopuszczalnym momencie 175 Nm z maksymalnym błędem  $\pm 0,1\%$ . W zastosowanym układzie momentomierz nie obraca się, więc alternatywnie można zastosować tensometryczny pomiar momentu.

Drugim istotnym parametrem jest prędkość obrotowa, która ze względu na specyfikę stanowiska wyznaczana jest na podstawie impulsów z czujnika indukcyjnego PCID 2ZN Sels, co pozwala na pomiar prędkości obrotowej do 15000 obr./min (250 obr./s) z błędem  $\pm 0,25$  obr./min. Do pomiaru prędkości przewidziano enkoder liniowy Lika SML z taśmą magnetyczną MT32 o maksymalnym błędzie  $\pm 0,1$  mm. Ciśnienie na zasilaniu i spływie mierzone jest czujnikami MBS32-3615-1AB08 Danfoss, umożliwiającymi pomiar do 40 MPa z maksymalnym błędem  $\pm 0,5\%$ . Natomiast do pomiaru natężenia przepływu na zasilaniu wiertarki można zastosować dowolny przepływomierz turbinowy. Wartość siły docisku jest znana, jednak w śrubie rzymskiej przewidziano jej pomiar w celu określenia zmienności wynikającej z procesu wiercenia.

#### 4. Podsumowanie

Ręczne wiertarki obrotowe znajdują szerokie zastosowanie w górniczych zakładach podziemnych. Ze względu na szereg korzystnych parametrów oraz wysoką funkcjonalność na



Rys. 5. Stanowisko badawcze po montażu

szczególną uwagę zasługują wiertarki hydrauliczne z silnikami zębatymi satelitowymi. Proces wiercenia obrotowego narzędziami skrawającymi stosowany jest szeroko również w lawetach i wozach wiertniczych i kotwiących. Zaproponowane stanowisko badawcze, będące w posiadaniu Katedry Maszyn Górniczych, Przeróbczych i Transportowych AGH, pozwala na realizację badań tak hydraulicznych wiertarek obrotowych, jak i narzędzi i procesu wiercenia. W praktyce stanowisko umożliwia określenie szeregu charakterystyk (mechaniczna prędkość wiercenia, moment skrawania itp.) w funkcji wybranych parametrów (siła docisku, rodzaj skały, rodzaj narzędzia, ciśnienie zasilania, natężenie przepływu). Kolejnym zastosowaniem stanowiska jest określanie podatności skał na zwiercanie, ścierności metodą wiercenia oraz oporów skrawania różnymi rozwiązaniami narzędzi skrawających przy założonych parametrach procesu. Istnieje również możliwość oceny szybkości zużycia narzędzi do wiercenia obrotowego oraz wpływu zużycia ostrzy na energochłonność i efektywność procesu wiercenia.

Prace zrealizowano w ramach Grantu Dziekańskiego, umowa numer 15.11.130.426.

#### Literatura

- [1] BOŁOZ Ł.: *Projekt i wykonanie stanowiska badawczego (...)*, Grant Dziekański AGH 15.11.130.426, Kraków, 2016 – niepublikowane.
- [2] BOŁOZ Ł., OSTAPÓW L.: *Samojezdny wóz kotwiący ze zintegrowanym układem do zabudowy obudowy powierzchniowej*. „Transport Przemysłowy i Maszyny Robocze” 3(37)/2017.

dr inż. Łukasz Bołoz – AGH w Krakowie, e-mail: boloz@agh.edu.pl

artykuł recenzowany



# Wpływ sposobu smarowania na międzyzębne siły dynamiczne w przekładni zębatej stożkowej

Antoni Skoć, Maciej Kwaśny

## 1. Wprowadzenie

W czasie pracy przekładni przyczyną zmian wartości momentu są między innymi czynniki wewnętrzne, generujące drgania skrętne kół, innymi słowy przemieszczenia dynamiczne. Wymuszenia te są skutkiem oddziaływania na przełożenie przekładni (prędkość obwodową kół) periodycznych zmian sztywności zazębienia, błędów wykonawczych (dotyczy to przede wszystkim błędów podziałki), tłumienia itp. Drgania kół wyraźnie dają się odczuć nawet przy stałym obciążeniu zewnętrznym. Przyspieszenia tych drgań są przyczyną pojawiania się wewnętrznych sił dynamicznych w czasie pracy przekładni. W obliczeniach wytrzymałościowych przekładni siły te są uwzględniane poprzez wprowadzenie do algorytmu obliczeń współczynnika  $K_d$ . Jest to tzw. współczynnik wewnętrznych sił dynamicznych.

Dobór odpowiedniego środka smarnego oraz sposobu smarowania przekładni jest jednym z głównych zadań konstruktora. Doboru tego dokonuje się przede wszystkim w celu zmniejszenia tarcia na powierzchni styku zębów będących w przyporze oraz zminimalizowania ich zużycia. Ponadto doprowadzony w obszar styku zębów olej polepsza odprowadzanie ciepła z tego obszaru, a także produktów zużycia, stanowi też czasową ochronę antykorozyjną elementów przekładni podczas jej postoju.

Radykalne zmniejszenie tarcia oraz niemal całkowite wyeliminowanie zużycia się powierzchni zębów można osiągnąć jedynie w procesie tarcia płynnego, tj. wtedy, gdy między powierzchniami zębów będących w przyporze wytworzy się warstewka środka smarnego, czyli tzw. film olejowy (smarowy). Wytworzenie się tej warstewki oznacza zmianę suchego tarcia zewnętrznego na tarcie wewnętrzne w środku smarnym. Tarcie wewnętrzne nie tylko zmniejsza intensywność zużycia się powierzchni zębów, ale także, co wydaje się być rzeczą oczywistą, przyczynia się do zwiększenia tłumienia drgań kół, a tym samym może mieć wpływ na stan dynamiczny przekładni, co w niniejszym opracowaniu jest przedmiotem rozważań.

Pojawienie się między ślizgającymi się po sobie powierzchniami ciał stałych warstewki oleju eliminującej oddziaływanie na siebie mikronierówności tych powierzchni jest skutkiem spełnienia pewnych wymagań warunkujących uzyskanie tarcia płynnego na zasadzie hydrodynamicznej lub elastohydrodynamicznej teorii smarowania. Zauważmy, że klasyczna teoria

**Streszczenie:** W artykule przedstawiono wyniki badań eksperymentalnych, mających na celu ocenę wpływu sposobu smarowania na międzyzębne obciążenie dynamiczne w przekładni zębatej stożkowej. Przedstawiono także typowe sposoby smarowania przekładni zębatach oraz w oparciu o pomiary tensometryczne i drganiowe określono znaczenie tychże sposobów na współczynnik sił dynamicznych w zazębieniu przekładni. Rozważano przypadki, gdy przekładnia była smarowana przez zanurzenie oraz natrysk oleju w strefę kontaktu zębów.

## INFLUENCE OF THE METHOD OF LUBRICATION ON INTER-TOOTH DYNAMIC LOADS IN CONICAL GEAR

**Abstract:** The paper presents the results of experimental research aimed at assessing the influence of the method of lubrication on inter-tooth dynamic loads in conical gear. Typical methods of gear lubrication are also described. Then, based on strain and vibration measurements, the significance of these methods was determined for the dynamic force coefficient in the gear. Considered cases when the gear was lubricated by immersion and sprayed oil into the tooth contact zone.

hydrodynamiczna [6, 8, 9], która definiuje uzyskanie tarcia płynnego, nie uwzględnia odkształceń sprężystych powierzchni. Odkształcenia te, w przypadku styku powierzchni zakrzywionych w warunkach działania dużych nacisków powierzchniowych, mają znaczący wpływ na grubość warstewki smaru rozdzielającej te powierzchnie. Właśnie taki przypadek ma miejsce w odniesieniu do powierzchni styków zębów kół przekładni. Znajdujący się pomiędzy tymi powierzchniami olej tworzy tzw. warstewkę elastohydrodynamiczną [1]. W warstewce tej, na skutek działania dużych obciążeń, wzrasta lokalnie (w strefie współpracujących zębów) lepkość oleju. Uwzględnienie obydwu wymienionych czynników na międzyzębne obciążenie dynamiczne jest, na drodze analitycznej, zadaniem trudnym ze względu na to, iż w czasie pracy przekładni odkształcenia sprężyste powierzchni zębów, jak i lepkość oleju między tymi powierzchniami, który tworzy tzw. warstewkę

elastohydrodynamiczną, ulegają ciągłej zmianie. Uwzględniając to, autorzy uważają, że właśnie badania eksperymentalne i przytoczone dalej wyniki otrzymane z tych badań będą dla konstruktorów i operatorów przekładni zębatych pomocne przy ocenianiu wpływu smarowania na jej stan dynamiczny.

W obszernej literaturze technicznej z zakresu smarowania przekładni zębatych zazwyczaj analizowane są problemy związane z tarciem i zużyciem oraz omawiane właściwości eksploatacyjne środków smarnych. Z tego zakresu można między innymi wymienić prace [2, 3, 5]. Brak jest natomiast dostatecznej wiedzy na temat wpływu smarowania na przebieg zjawisk dynamicznych w przekładniach zębatych. Zgodnie z teorią smarowania wytworzenie się warstewki oleju w tarcu poślizgowym między innymi zależy od lepkości oleju i jego właściwości reologicznych. Można przypuszczać, że warstewka ta, ze względu na znacznie lepszą właściwość tłumiącą niż materiał, z którego wykonane są koła zębate i inne elementy przekładni, ma znaczący wpływ na przebieg zjawisk dynamicznych w przekładniach zębatych. Są również przesłanki, że warstwa ta może mieć wpływ na częstotliwość drgań własnych kół. W niniejszym opracowaniu podjęto próbę określenia, jaki wpływ na przebieg zjawisk dynamicznych zachodzących w przekładni stożkowej ma doprowadzony w strefę zazębienia się zębów środek smarowy (olej).

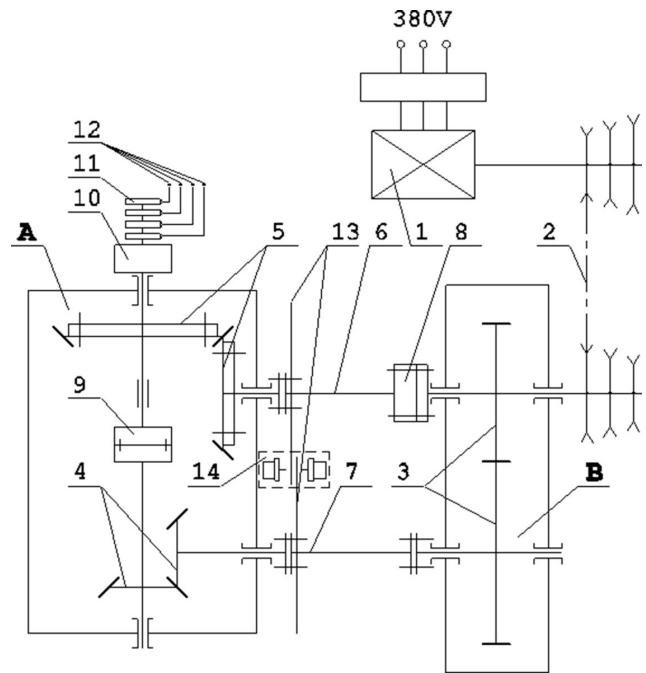
## 2. Stanowisko badawcze

Badania wpływu smarowania na stan dynamiczny przekładni stożkowej przeprowadzono na stanowisku pracującym w układzie mocy zamkniętej. W skład stanowiska badawczego wchodzi: przekładnie zębate, czujniki piezoelektryczne służące do pomiaru przyspieszeń stycznych drgań koła, czujniki tensometryczne służące do pomiaru odkształceń zęba, czujnik elektromagnetyczny służący do pomiaru częstotliwości zazębienia, aparatura pomiarowo-rejestrująca i analizująca, która łącznie z czujnikami tworzyła układy pomiarowe [10].

Schemat układu mechanicznego, wchodzącego w skład stanowiska badawczego, przedstawiony jest na rysunku 1. Stanowisko to składa się z trzech par kół zębatych usadowionych w dwóch skrzyniach przekładniowych A i B. W skrzyni A, w której zamontowano czujnik temperatury, mieszczą się badane koła stożkowe (5) oraz koła stożkowe (4), a w skrzyni B koła walcowe (3) zamykające układ.

W skrzyni przekładniowej A badane koła stożkowe (5) z kołami stożkowymi (4) są połączone sprzęgłem podatnym (9). Walcowe koła zębate (3), osadzone w skrzyni przekładniowej B, są połączone z kołami stożkowymi (4) i (5) dwoma wałkami skrętnymi (6) i (7) za pomocą trzech sprzęgieł stałych i jednego napinającego 8. Wymienione elementy tworzą układ mechaniczny mocy zamkniętej. Warto wspomnieć, że podatność wałków skrętnych (6) i (7) oraz sprzęgła (9) jest około osiemset razy większa niż podatność zębów badanych kół zamykających układ. Zatem badane koła można traktować jako wyizolowany z zespołu mechanizm. Moment statyczny obciążający koła zębate zadawano za pomocą sprzęgła napinającego (8).

W czasie badań koła zębate napędzono silnikiem elektrycznym o zmiennej płynnie prędkości obrotowej. Badania przeprowadzono w zakresie prędkości obrotowej zębniaka od 300 do



Rys. 1. Schemat układu mechanicznego stanowiska badawczego, gdzie: 1 – silnik; 2 – przekładnia pasowa; 3 – koła zębate walcowe; 4 – koła zębate stożkowe; 5 – obudowa, w której umieszczone są badane koła zębate stożkowe; 6, 7 – wałki skrętne; 8 – sprzęgło napinające; 9 – sprzęgło podatne; 10 – mostek tensometryczny i wzmacniacz; 11 – układ ślizgowy; 12 – kable ekranowane doprowadzające sygnały do aparatury pomiarowo-rejestrującej; 13 – tarcze służące do pomiaru wzajemnego położenia kół zębatych; 14 – fotokomórka

3850 obr./min. Przekładnię przed uruchomieniem obciążano statycznym momentem skręcającym zgodnie z przyjętym programem badań.

## 3. Obiekt i przebieg badań

Badaniami objęto 17 par kół stożkowych, w układzie ortogonalnym, o zębach krzywoliniowych niekorygowanych, które nacinano metodą:

- Gleason – kołowo-łukowa linia wzdłużna zęba, wysokość zęba zmienna proporcjonalnie do odległości od wierzchołka stożka;
- Klingelberg – ewolwentowa linia wzdłużna zęba, wysokość zęba stała;
- Oerlikon – epicykloidalna linia wzdłużna zęba, wysokość zęba stała.

Podstawowe parametry geometryczne tych kół wynosiły:

- przełożenie:  $u = z_2 / z_1 = 54 / 41$ ;
- szerokość wieńca zębatego:  $b = 26$  mm;
- kąt pochylenia linii wzdłużnej zęba w przekroju środkowym wieńca zębatego:  $\beta_m$ , kąt ten wynosi:
  - $\beta_m = 31^\circ 16'$  dla kół o zębach nacinanych metodą Gleason,
  - $\beta_m = 31^\circ 02'$  dla kół o zębach nacinanych metodą Klingelberg,
  - $\beta_m = 31^\circ 07'$  dla kół o zębach nacinanych metodą Oerlikon.

Na stanowisku badawczym badane koła można było przemieszczać względem siebie, co umożliwiło ustalenie poprawnego śladu przylegania zębów.

Zęby badanych kół były utwardzane poprzez nawęglanie. Wszystkie badane koła wykonane były w 7. klasie dokładności.

Dla przytoczonych wyżej kół współczynnik dynamiczny  $K_v$  wyznaczano w oparciu o pomiary odkształceń zębów oraz przyspieszeń stycznych drgań skrętnych kół.

Badania przeprowadzono dla różnych wartości jednostkowego wskaźnika obciążenia wyznaczonego według wzoru

$$Q = \frac{2M_o}{bd_{m1}^2} \quad (1)$$

gdzie:

$Q$  – wskaźnik obciążenia jednostkowego;

$M_o$  – moment obrotowy statyczny;

$b$  – szerokość wieńca zębatego;

$d_{m1}$  – średnica podziałowa koła zębatego czynnego.

Wartości wskaźnika obciążenia jednostkowego wynosiły: 0,32; 0,42; 0,73; 0,82; 1,26; 1,36; 1,50; 1,80; 2,00; 2,45; 2,75; 3,00.

Wartości nadwyżki dynamicznej i współczynnika sił dynamicznych w przypadku pomiaru przyspieszeń stycznych drgań skrętnych koła wyznaczano z zależności:

$$K_{vp} = \frac{M_o + M_d}{M_o} = 1 + N_d \quad (2)$$

$$M_d = \varepsilon I \quad (3)$$

gdzie:

$M_d$  – moment obrotowy dynamiczny;

$N_d$  – nadwyżka dynamiczna ( $N_d = M_d / M_o$ );

$I$  – masowy moment bezwład. badanych kół, zredukowany na oś koła;

$\varepsilon$  – przyspieszenie kątowe drgań skrętnych koła.

Natomiast w przypadku pomiaru odkształceń zęba korzystano z zależności:

$$K_{vi} = \frac{X_{di}}{X_{si}} \quad (4)$$

$$K_{vt} = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n K_{vti} \quad (5)$$

gdzie:

$X_{di}$  – maksymalna wartość sygnału pojawiającego się przy zazębieniu  $i$ -tej pary zębów podczas pracy przekładni;

$X_{si}$  – maksymalna wartość sygnału pojawiającego się przy zazębieniu  $i$ -tej pary zębów (ta sama para co w przypadku  $X_{di}$ )

przy obciążeniu quasi-statycznym, np. gdy przekładnia jest napędzana ręcznie korbą;

$i$  – liczba informująca, która para zębów była w zazębieniu,  $i = 1, \dots, n$ ;

$K_{vt}$  – wartość średnia współczynnika sił dynamicznych.

Do smarowania kół, w przypadku określania wpływu smarowania na międzyzębne siły dynamiczne, zastosowano olej VG-220 (Transol 130). Zęby badanych kół w czasie pracy były smarowane najczęściej stosowanymi metodami, mianowicie:

- poprzez zanurzenie w oleju – minimalna głębokość zanurzenia dużego koła wynosiła 5 mm powyżej średnicy wewnętrznej stożka podziałowego, kąt obrotu od chwili zanurzenia do chwili wejścia zębów w zazębienie wynosił około  $\pi/2$  rad;
- poprzez natrysk oleju na całej szerokości kół od strony wejścia zębów w zazębienie.

W czasie pomiarów temperatura oleju, w którym zanurzone były koła, oraz oleju doprowadzanego na koła poprzez natrysk wahała się w zakresie 54–56°C. Pomiary przyspieszeń badanych kół i odkształceń zęba przeprowadzono również, gdy przekładnia nie była smarowana.

Uwzględniając stan powierzchni zębów, lepkość zastosowanego oleju w temperaturze pracy, kąt obrotu koła od zanurzenia zębów w oleju do ich wejścia w zazębienie oraz wydajność pompy zastosowanej do tłoczenia oleju przy smarowaniu natryskowym, można stwierdzić, że wymagania [4, 7], dotyczące zastosowanych sposobów smarowania, były całkowicie spełnione.

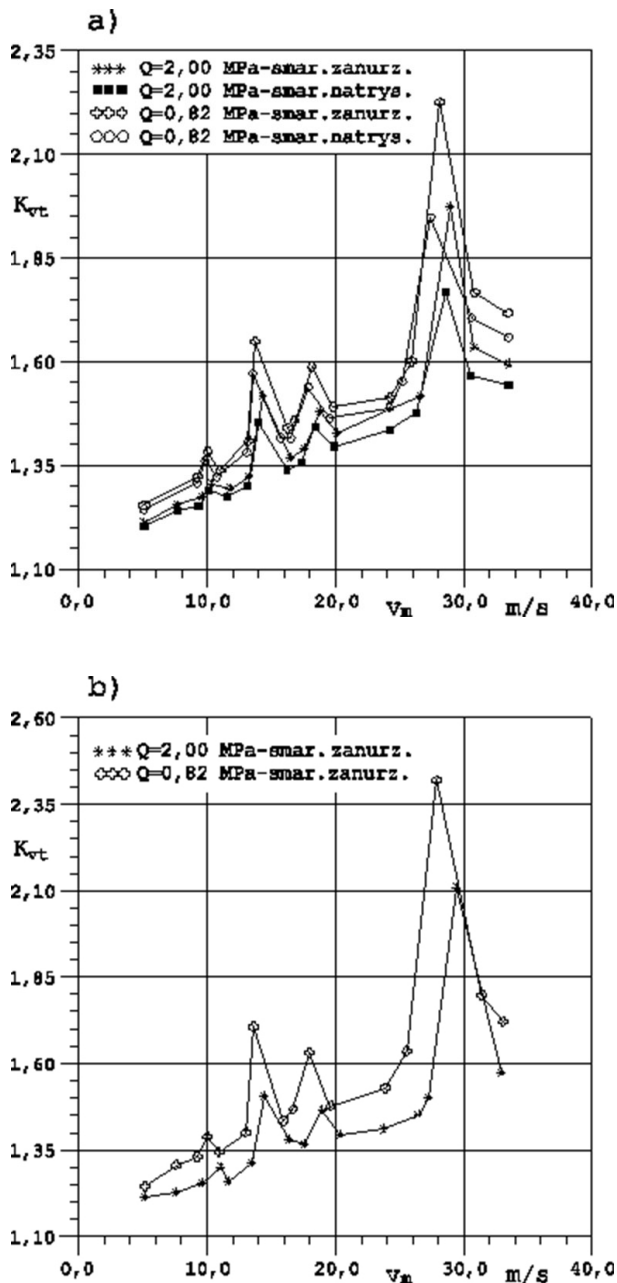
#### 4. Wyniki badań

W wyniku przeprowadzonych pomiarów oraz obliczeń otrzymano przebiegi wyrażające zależność współczynnika siły dynamicznej od prędkości obwodowej kół dla najczęściej stosowanych sposobów smarowania, mianowicie: natryskowego oraz zanurzeniowego. W rezultacie otrzymano 70 takich przebiegów. Niektóre z nich przedstawione są na rysunkach 2 i 3.

Porównując otrzymane wyniki, stwierdzono, że ze względu na dynamikę przekładni bardziej efektywnym sposobem smarowania jest smarowanie poprzez natrysk oleju od strony wejścia zębów w zazębienie. W przypadku spokojnej pracy przekładni, gdy zęby kół smarowane są poprzez zanurzenie, siły dynamiczne są 7–15% większe w porównaniu z siłami działającymi na zęby przy smarowaniu natryskowym (rys. 2 a i 3 a). Natomiast gdy przekładnia pracuje w obszarze rezonansu głównego, różnice te są znacznie większe (rys. 2 a) i wynoszą 25–30%. Należy podkreślić, że przytoczone wyżej spostrzeżenia dotyczą przypadku, gdy obrót kół od zanurzenia zębów w oleju do ich wejścia w zazębienie wynosił około  $\pi/2$  rad.

W przypadku smarowania kół poprzez zanurzenie nie stwierdzono istotnego wpływu zmiany kierunku obrotów na obciążenie dynamiczne przekładni, gdy pracowała ona poza obszarem rezonansowym (porównać odpowiadające sobie przebiegi na rys. 3 b i 3 c). Natomiast wpływ ten przejawia się (patrz rys. 2 a i 2 b), gdy przekładnia pracuje w obszarze rezonansowym. Jak widać, w obszarze rezonansu głównego, gdy zęby kół zazębiają się po  $1/4$  obrotu od chwili zanurzenia w oleju, siły





Rys. 2. Współczynnik siły dynamicznej  $K_{vt}$  w funkcji prędkości obwodowej kół o zwiększonym masowym momencie bezwładności, gdzie: a) w przypadku smarowania zanurzeniowego i natryskowego, gdy obrót koła od zanurzenia w oleju do wejścia w zazębienie wynosił około  $\pi/2$  rad; b) w przypadku smarowania zanurzeniowego, gdy obrót koła od zanurzenia w oleju do wejścia w zazębienie wynosił około  $3/2 \pi$  rad

dynamiczne są mniejsze o około 15%, niż gdy ich zazębienie następuje po  $3/4$  obrotu.

Należy wspomnieć, iż przeprowadzono również badania próbną przy innym zanurzeniu kół niż podane nieco wcześniej, zwiększając je o dwa moduły. Stwierdzono, że obciążenie dynamiczne w tym przypadku nie uległo zmianie. Podobnie dodatkowy natrysk oleju od strony wyjścia zębów z zazębienia, przy jednoczesnym smarowaniu ich przez natrysk od strony

wejścia, również nie przyczynił się do spadku sił dynamicznych. Spostrzeżenia te sugerują, że strata energii drgań powstała w wyniku smarowania ma miejsce głównie w warstewce oleju znajdującej się między powierzchniami współpracujących ze sobą zębów.

Można zauważyć (rys. 2), że w zależności od sposobu smarowania główny rezonans występuje przy nieco innych prędkościach obwodowych kół. W przypadku smarowania poprzez natrysk oleju główny rezonans pojawia się przy mniejszej prędkości niż w przypadku smarowania zanurzeniowego. Jak widać, różnice są nieznaczne.

## 5. Podsumowanie i wnioski końcowe

W opracowaniu przedstawiono wyniki badań eksperymentalnych, na podstawie których dokonano analizy wpływu sposobu smarowania na obciążenie dynamiczne przekładni zębatej stożkowej. Badania te realizowano na specjalnie do tego celu skonstruowanym stanowisku badawczym, na którym badano koła o zębach krzywoliniowych niekorygowanych, nacinanych metodami: Gleason oraz Oerlikon.

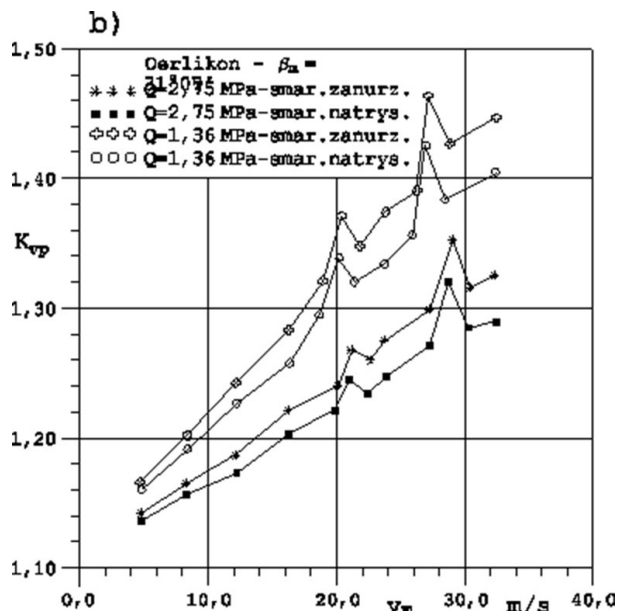
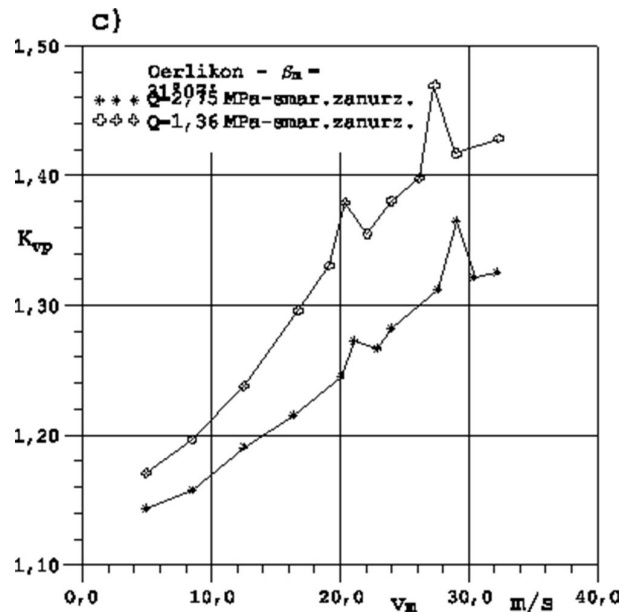
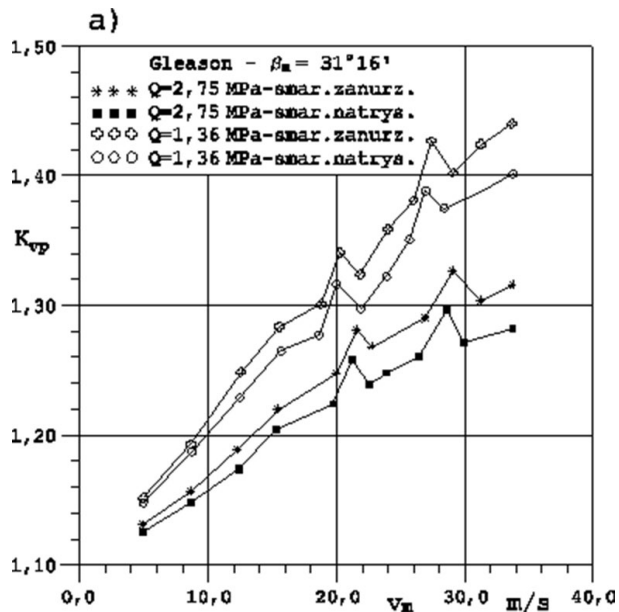
Na podstawie przeprowadzonych badań eksperymentalnych, stanowiących temat niniejszego opracowania, oraz opierając się na aktualnym stanie wiedzy z zakresu dynamiki przekładni zębatych, sformułowano następujące wnioski:

Z punktu widzenia stanu dynamicznego przekładni stożkowej sposobem smarowania bardziej efektywnym od zanurzeniowego jest smarowanie poprzez natrysk oleju od strony wejścia zębów w zazębienie. W przypadku spokojnej pracy przekładni, gdy zęby kół smarowane są zanurzeniowo, międzyzębna siła dynamiczna, w zależności od prędkości obwodowej kół, jest o 7–15% większa w porównaniu z siłą działającą na zęby przy smarowaniu natryskowym. Natomiast gdy przekładnia pracuje w obszarze głównego rezonansu, różnice te są znacznie większe – wynoszą one 25–30%.

Przy małej prędkości obwodowej kół wpływ sposobu smarowania na obciążenie dynamiczne przekładni jest nieznaczny. W tym przypadku przy doborze sposobu smarowania należy brać pod uwagę inne względy niż stan dynamiczny przekładni, np. rachunek ekonomiczny.

W przypadku dodatkowego smarowania kół poprzez natrysk oleju od strony wyjścia zębów z zazębienia przy jednoczesnym ich smarowaniu od strony wejścia w zazębienie, jak również zwiększenia głębokości zanurzenia wieńca zębatego w oleju, przy smarowaniu zanurzeniowym, nie zauważono zmniejszenia międzyzębnej siły dynamicznej. Spostrzeżenia te pozwalają wnioskować, że strata energii drgań spowodowana smarowaniem przekładni zachodzi głównie w warstewce oleju znajdującej się między powierzchniami współpracujących ze sobą zębów.

Wpływ smarowania przekładni na międzyzębne obciążenie dynamiczne zależy od prędkości obwodowej kół i obciążenia jednostkowego. Ze wzrostem prędkości obwodowej kół wpływ smarowania na obciążenie dynamiczne przekładni również rośnie bez względu na sposób smarowania, powodując spadek wartości tego obciążenia. Wpływ ten jest większy w przypadku smarowania natryskowego. Zarówno przy smarowaniu zanurzeniowym, jak i natryskowym spadek obciążenia dynamicznego spowodowany wzrostem prędkości obwodowej kół



Rys. 3. Współczynnik siły dynamicznej  $K_{vp}$  w funkcji prędkości obwodowej kół: a) i b) w przypadku smarowania zanurzeniowego i natryskowego kół wykonanych metodą Gleason i Oerlikon, gdy przy smarowaniu zanurzeniowym obrót koła od zanurzenia w oleju do wejścia w ząbienie wynosił około  $\pi/2$  rad; c) w przypadku smarowania zanurzeniowego, gdy obrót koła od zanurzenia do wejścia w ząbienie wynosił około  $3/2 \pi$  rad

ograniczony jest asymptotą, której położenie zależy od obciążenia i sposobu smarowania.

Wraz ze wzrostem wskaźnika obciążenia jednostkowego wpływ smarowania na dynamikę przekładni maleje. Dotyczy to zarówno smarowania zanurzeniowego, jak i natryskowego.

### Literatura

- [1] DOWSON D., HIGGINSON G.R.: *Elastohydrodynamic Lubrication*. Pergamon Press, London 1966.
- [2] DOWSON D., HIGGINSON G.R.: *The role of lubricant rheology in engineering applications of elastohydrodynamic lubrication*. Bull. Brit. Soc. Rheology 12, H. 4/1969.

- [3] JOACHIM F.J., BRÜGEL E.: *Lebensdauerschmierung bei Fahrzeuggetrieben*. Tribologie und Schmierungstechnik 39 (1992), H. 6, Hannover 1992.
- [4] LANGENBECK K., FRITZ H.: *Tauchschmierung Schnelllaufender Stirnräder*. Antriebstechnik (28) nr 3/1989.
- [5] LEIMANN D.O.: *Teil I – Einfluss des Zahnflankenspiels auf die Erwärmung bzw. Verlustleistung von Zahnradgetrieben*. Antriebstechnik 32, nr 5/1993.
- [6] MILNE-THOMSON L.M.: *Theoretical Hydrodynamics* London. MacMillan 1949.
- [7] MÜLLER L.: *Przekładnie zębate – projektowanie*. WNT, Warszawa 1996.
- [8] PEPPLER W.: *Die Theorie der hydrodynamischen Schmierung*. VDI Berichte, B. 20/1957.
- [9] REYNOLDS O.: *On the theory of lubrication and its application to Mr Beauchamp Tower's experiments*. Phil. Trans. Soc. 1886.
- [10] SKOĆ A.: *Prognozowanie właściwości dynamicznych przekładni zębatych stożkowych*. Monografia nr 121. Wydawnictwo Politechniki Śląskiej, Gliwice 2007.

prof. dr hab. inż. Antoni Skoć – e-mail: antoni\_skoć@op.pl,

dr inż. Maciej Kwaśny – e-mail: maciej.kwasny@polsl.pl,

Politechnika Śląska, Wydział Górnictwa i Geologii, Katedra Mechanizacji i Robotyzacji Górnictwa

artykuł recenzowany



*Pamiętaj o sile reklamy  
Wyprzedź konkurencję!*



# Rola procesów tribochemicznych w kształtowaniu właściwości przeciwzużyciowych środków smarowych

Jarosław Molenda

## 1. Wprowadzenie

Bezawaryjna praca maszyn i urządzeń mechanicznych wymaga m.in. aplikacji odpowiednio zaprojektowanych środków smarowych, efektywnie zabezpieczających współpracujące ruchome elementy skojarzeń tribologicznych przed negatywnymi skutkami tarcia. Nowoczesne środki smarowe umożliwiają dynamiczny rozwój technologiczny, prowadzący do wytwarzania nowej generacji urządzeń, które są eksploatowane często w ekstremalnych warunkach pracy, takich jak: wysokie i niskie temperatury, agresywne substancje chemiczne, oddziaływanie radiacyjne, a także ekstremalne obciążenia mechaniczne. Dodatkowym czynnikiem stymulującym postęp w technice jest rosnąca świadomość ekologiczna, wymuszająca opracowywanie rozwiązań, charakteryzujących się jak najmniejszym oddziaływaniem na środowisko naturalne [1]. Poprawę cech ekologicznych środków smarowych można uzyskać poprzez modyfikację baz olejowych oraz odpowiedni dobór dodatków uszlachetniających. Zagadnienie wytwarzania ekologicznych baz olejowych nie stanowi aktualnie trudności technologicznych, ponieważ opracowano wiele rozwiązań, które są już rutynowo stosowane w syntetycznych lub półsyntetycznych środkach smarowych. Natomiast istotnym zagadnieniem jest poszukiwanie wysoko efektywnych dodatków uszlachetniających do współczesnych środków smarowych, które skutecznie mogą ochraniać współpracujące elementy wężła tarcia i dodatkowo będą substancjami przyjaznymi dla środowiska naturalnego [2–5]. Odpowiedni i racjonalny dobór substancji uszlachetniających jest możliwy dzięki rozpoznaniu mechanizmów ich funkcjonowania w węźle tarcia oraz zidentyfikowaniu kierunków konwersji strukturalnej, przebiegającej podczas eksploatacji w skojarzeniu tribologicznym.

Celem artykułu jest scharakteryzowanie procesów tribochemicznych, zachodzących podczas tarcia z udziałem wybranych komponentów środków smarowych, które w zasadniczy sposób decydują o przebiegu tarcia, a w konsekwencji o jego podstawowych skutkach, którymi są opory ruchu i zużycie materiałowe.

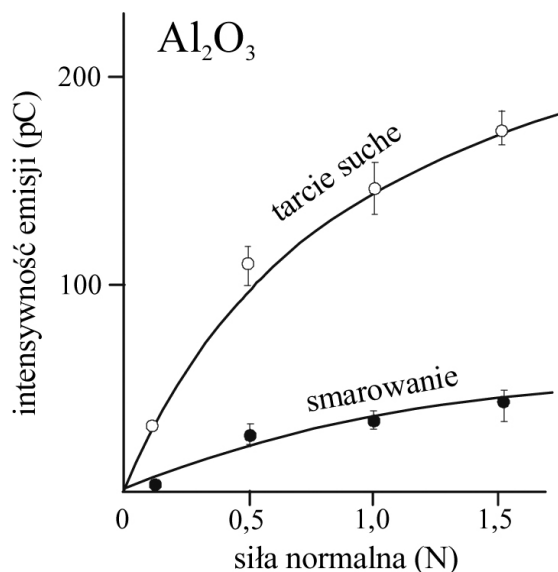
## 2. Ogólna charakterystyka procesów tribochemicznych

Oddziaływania powierzchniowe zachodzące w systemach tribologicznych na granicy faz materiał konstrukcyjny – środek smarowy w istotny sposób wpływają na warunki tarcia, smarowania i zużycia elementów wężła. W nietypowym reaktorze chemicznym, jakim jest skojarzenie tribologiczne – procesy

**Streszczenie:** Celem artykułu było omówienie procesów tribochemicznych, zachodzących podczas tarcia z udziałem wybranych komponentów środków smarowych, które w zasadniczy sposób decydują o przebiegu tarcia, a w konsekwencji o jego podstawowych skutkach, którymi są opory ruchu i zużycie materiałowe. Na podstawie doniesień literaturowych przedstawiono ogólną charakterystykę procesów tribochemicznych, związanych z generowaniem triboplazmy oraz emisją egzoelektronów, fotonów lub wolnych rodników i innych cząstek obdarzonych ładunkiem. Emitowanie tego typu aktywnych cząstek elementarnych inicjuje szereg reakcji tribochemicznych z udziałem komponentów środka smarowego, których produktami są m.in. związki organiczne, powstałe w wyniku konwersji strukturalnej zastosowanych dodatków uszlachetniających. Na podstawie wyników badań spektralnych przeprowadzonych przez autora artykułu wykazano w zdeponowanych produktach m.in. obecność związków o strukturze karboksylanów żelaza oraz związków cyklicznych, np. kompleksowych związków żelaza. Tym samym podczas tarcia przebiegają reakcje tribooksydacji wiązania nienasyconego oraz tlenoorganicznych grup funkcyjnych, a następnie tworzą się połączenia pomiędzy powstałymi grupami karboksylowymi i żelazem pochodzącym z materiału konstrukcyjnego wężła.

### THE ROLE OF TRIBOCHEMICAL PROCESSES IN FORMATION ANTIWEAR PROPERTIES OF LUBRICANTS

**Abstract:** The aim of this work was the examination of tribochemical processes associated with shearing in the presence of complex lubricants. Additives used for lubricant production affect the resistance to motion and the resulting material wear. On the basis of literature reports, this paper presents the general characteristics of tribochemical processes related to the generation of triboplasma and the emission of exoelectrons, photons or free radicals as well as other charged particles. The emission of this type elemental particles initiates a series of tribochemical reactions involving the lubricant ingredient, whose products include organic compounds resulting from structural conversion of the additives. On the basis of spectral analyses, the author indicated the deposited products, among others, the presence of iron carboxylate and cyclic derivatives, e.g. complex iron compounds. Thus, during the friction, tribooxidation conversions of the unsaturated bonds and organo-oxygenated functional groups lead to the formation of derivatives of iron, released from the material.



Rys. 1. Zależność intensywności emisji cząstek ujemnych od obciążenia wężła [8]

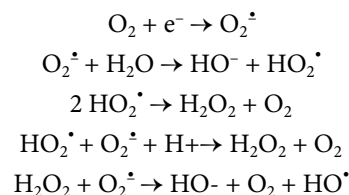
fizykochemiczne, przebiegające w warstwie wierzchniej, tworzą w większości przypadków układy interakcyjne (wykazujące efekt synergizmu, antagonizmu lub też konkurencji), zaś na jednej powierzchni w danych warunkach może jednocześnie zachodzić wiele procesów według różnych mechanizmów. W związku z tym precyzyjne ich rozpoznanie dla określonego systemu tribologicznego jest podstawowym zagadnieniem racjonalnego konstruowania, uwzględniającym już w fazie projektowej dobór odpowiedniego materiału warstwy wierzchniej, jak również rekomendowanej kompozycji smarowej [5].

W związku z powyższym szczególną uwagę poświęca się rozpoznaniu mechanizmów działania dodatków uszlachetniających, w tym o działaniu przeciwzużyciowym, których znajomość umożliwia odpowiednią racjonalną aplikację różnego typu komponentów do środków smarowych, które muszą spełniać coraz wyższe wymagania jakościowe, związane z ich użytkowaniem w zaawansowanych urządzeniach technicznych. Stosunkowo obszerny przegląd prac dotyczących poszukiwania dodatków przeciwzużyciowych oraz mechanizmów ich działania został opublikowany w *Current Opinion in Solid State and Materiale Science* [2], z którego jednoznacznie wynika, iż prowadzone są zaawansowane badania nad opracowaniem nowej generacji dodatków modyfikujących tarcie, które pozwolą na zastąpienie dotychczasowych preparatów o szkodliwym oddziaływaniu na środowisko naturalne, bez pogorszenia ich kluczowych funkcji eksploatacyjnych.

Współczesne badania wskazują, iż rozważanie właściwości tribologicznych powinno być prowadzone dla całego systemu tribologicznego, w skład którego wchodzi zarówno elementy wężła tarcia, substancje smarowe, jak również czynniki zewnętrzne (w tym: temperatura otoczenia, prędkości, naciski). Środki smarowe w wężle tarcia podlegają różnorodnym obciążeniom, które w istotny sposób oddziałują na strukturę chemiczną powierzchni trących oraz kompozycji olejowej,

powodując nawet generowanie triboplazmy w wyniku emisji egzoelektronów, fotonów lub wolnych rodników i innych cząstek [6, 7]. Efekt triboemisji cząstek posiadających ładunek elektryczny potwierdzono w warunkach tarcia granicznego takich materiałów, jak: żelazo, miedź, tlenek aluminium, azotek krzemu, krzem, teflon oraz nylon. Zarejestrowano emisję cząstek zarówno dodatnich, jak i ujemnych. Ponadto stwierdzono, że intensywność tej emisji wzrasta wraz ze wzrostem siły normalnej. Przykładową zależność dla tlenku glinu przedstawiono na rys. 1.

Emitowane cząstki elementarne mogą być inicjatorami szeregu przemian chemicznych, a zaktywowana w ten sposób powierzchnia materiału wężła tarcia stanowi dogodny obszar katalizy heterofazowej. Na skutek emisji elektronów z powierzchni roboczej uzyskuje ona ładunek dodatni, natomiast egzoelektron jest inicjatorem dalszych reakcji łańcuchowych [9]. Uwolniony elektron zostaje przyłączony do obecnego w przestrzeni wężła tarcia tlenu, co powoduje powstanie anionorodnika, który reagując następnie z parą wodną, generuje rodniki, biorące udział w reakcjach łańcuchowych z udziałem cząsteczek dodatków uszlachetniających. Proces ten można opisać następującymi równaniami reakcji [10]:



Istnieje także możliwość katalitycznego oddziaływania metali, prowadzącego do zintensyfikowania procesu utleniania cieczy smarowych. Efekt taki może być związany z przebiegającymi reakcjami red-ox pomiędzy wytworzonymi rodnikami a jonami metalu, powstałymi na skutek triboemisji elektronów czy też w wyniku przebiegających reakcji Fentona jonów żelaza z nadtlenkiem wodoru. Aktywność katalityczna metali, związana z procesami utleniania i redukcji, uwarunkowana jest niskimi normalnymi potencjałami red-ox.

Ze względu na znaczenie tych procesów w technice są one badane w wielu ośrodkach naukowych zarówno w kraju, jak i za granicą. Obserwacje potwierdzające deponowanie na roboczych powierzchniach tarcia produktów innych niż węglowodory, stosowane jako środek smarowy, odnotował Morecroft, a potwierdzenie analitycznie obecności w oleju wyżej wymienianych cząsteczkowych związków organicznych powstających podczas tarcia zostało opublikowane przez Hsu i Klause w roku 1978. Uwzględniając wcześniejsze doniesienia o emisji egzoelektronów podczas tarcia, rozpoczęto łączenie tych doniesień i zainicjowano szeroko zakrojone badania procesów przebiegających podczas tarcia, które w istotny sposób wpływają na końcowy efekt zużycia materiału. W związku z powyższym problematyka badań tribochemicznych jest obszarem kluczowych badań pozwalających na rozpoznanie mechanizmów decydujących o efektywności działania środków smarowych [11, 12].

Jedną z intensywnie badanych grup dodatków uszlachetniających wykazujących aktywność tribochemiczną są substancje

nienasycone, zawierające w swej strukturze również inne aktywne ugrupowania atomów. Należy jednak zwrócić uwagę, iż sama obecność wiązania nienasyconego w strukturze cząsteczkowej dodatku nie jest warunkiem wystarczającym do wystąpienia efektu przeciwzużyciowego. Niektóre związki o niższych masach cząsteczkowych mogą nawet wykazywać działanie zwiększające zużycie [13].

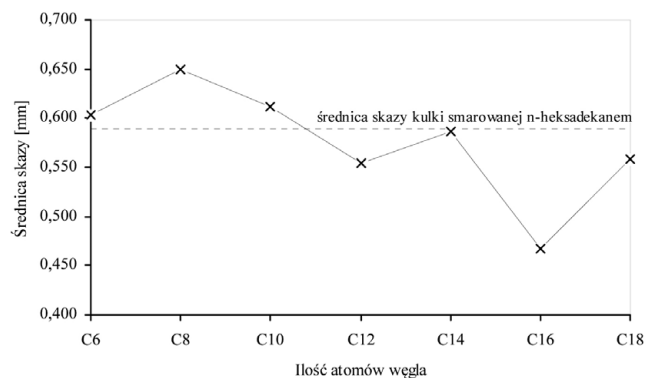
### 3. Wpływ budowy chemicznej dodatków na efektywność przeciwzużyciową kompozycji smarowej

W wyniku prac badawczych prowadzonych w warunkach modelowych (tj. w ściśle zdefiniowanej bazie węglowodorowej, którą był n-heksadekan, a także w symulowanych warunkach tarcia granicznego w styku skoncentrowanym typu kula – tarcza) stwierdzono, iż korzystnymi właściwościami przeciwzużyciowymi charakteryzują się substancje nienasycone o wyższych masach cząsteczkowych. W toku tych badań zaobserwowano prawidłowość, przedstawioną na rys. 2, z której wynika, iż wzrost długości łańcucha węglowodorowego olefin powoduje wzrost efektywności ich działania przeciwzużyciowego [14].

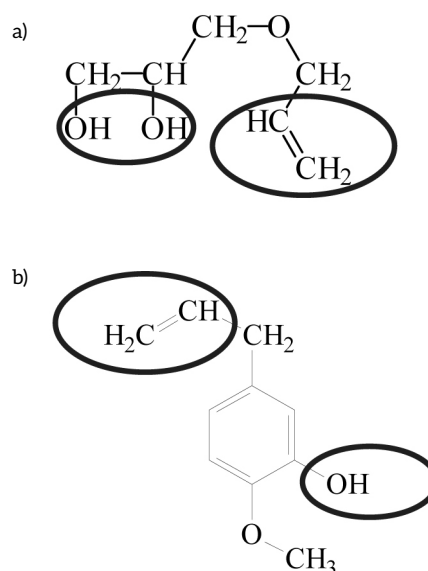
Z rys. 2 wynika również fakt niekorzystnego wpływu 1-heksenu, 1-oktenu oraz 1-dekenu na zużycie elementów wężła – w porównaniu z n-heksadekanem. Wprowadzenie tych substancji do heksadekanu pogorszyło jego właściwości smarne, wyraźnie zwiększając zużycie wężła tarcia. Interesujące natomiast jest wystąpienie minimum krzywej (rys. 2) dla 1-heksadekanu, co może wynikać z kompatybilności długości łańcuchów węglowodorowych w dodatku oraz w bazie olejowej [14].

Badania szerokiej grupy związków nienasyconych o różnej strukturze cząsteczkowej pozwoliły na zaobserwowanie, iż najwyższą efektywność przeciwzużyciową wykazują kompozycje smarowe uszlachetnione dodatkami zawierającymi w swych cząsteczkach łącznie wiązanie nienasycone oraz ugrupowania tlenowe (tj. hydroksylowe, estrowe, eterowe). Przeprowadzone badania tribologiczne pozwoliły na zbudowanie szeregu triboaktywnego, który hierarchizuje związki nienasycone (o takim samym położeniu wiązania nienasyconego, lecz z różnymi grupami funkcyjnymi) według kryterium redukcji zużycia wężła tribologicznego, smarowanego kompozycjami modelowymi zawierającymi 1% m/m dodatku wprowadzonego do n-heksadekanu w odniesieniu do zużycia wężła smarowanego jedynie n-heksadekanem [3]. Na podstawie przeprowadzonej hierarchizacji stwierdzono, iż negatywny efekt przeciwzużyciowy jest obserwowany w przypadku niskocząsteczkowych alkenów, a także związków nienasyconych posiadających dodatkowo grupy aminowe lub chlor.

Natomiast wśród zbadanych syntetycznych dodatków smarnych najlepsze właściwości przeciwzużyciowe wykazywały 3-alliloksy-1,2-propanodiol i 4-allilo-2-metoksyfenol (rys. 3). Uzyskane wyniki są spójne z badaniami dodatków z grupy hydroksykwasów, prowadzonymi przez Yu, Cao i Xue, w których wykazano ich wysoką efektywność przeciwzużyciową, związaną z tworzeniem się warstw granicznych, zbadanych za pomocą rentgenowskiej spektroskopii fotoelektronów (XPS) [15, 16].



**Rys. 2.** Wpływ długości łańcucha 1-alkenów na zużycie elementów wężła tarcia, wykonanych ze stali [14]

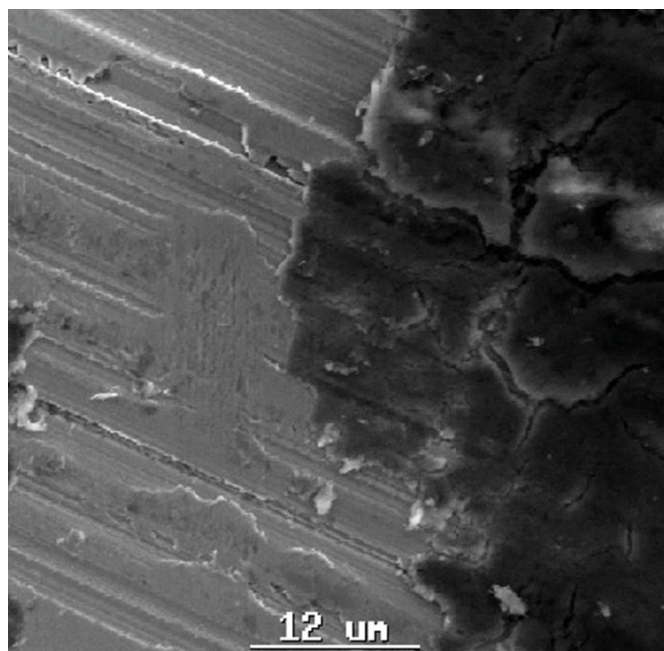


**Rys. 3.** Struktura chemiczna dodatku nienasyconego z zaznaczonymi aktywnymi tribochemicznie grupami funkcyjnymi: a) 3-alliloksy-1,2-propanodiolu; b) 4-allilo-2-metoksyfenolu [15]

Identyfikacja struktury cząsteczkowej produktów przemian tribochemicznych deponowanych na roboczej powierzchni wężła tarcia (rys. 4), a w konsekwencji wnioskowanie o kierunkach i mechanizmach tych procesów, była możliwa dzięki wykorzystaniu szerokiego spektrum komplementarnych technik analitycznych, w tym: mikrospektrofotometrii w podczerwieni, rentgenowskiej spektrometrii fotoelektronów, a także mikroskopii elektronowej sprzężonej z mikroanalizą rentgenowską [17–19].

Na podstawie uzyskanych wyników badań stwierdzono, że zasadniczym procesem przebiegającym w węźle tarcia jest utlenianie cząsteczki dodatku, najprawdopodobniej na skutek rodnikowego ataku na wiązanie nienasycone. W przypadku obecności dodatkowych grup funkcyjnych, tj. epoksydowej lub hydroksylowej, utlenianiu podlegają również wymienione





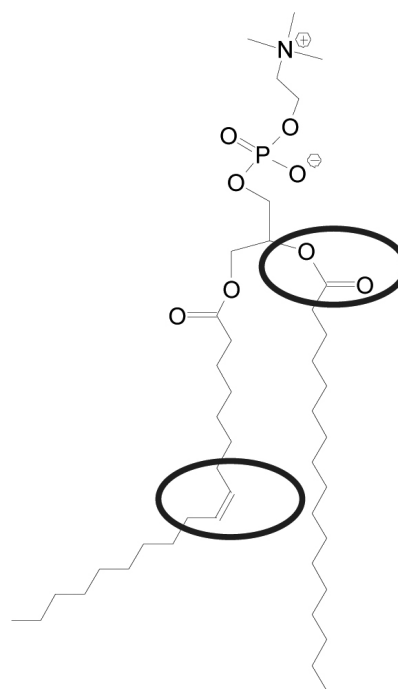
Rys. 4. Zdjęcie mikroskopowe powierzchni modelowego węzła tarcia z odłożonymi produktami przemian tribochemicznych, wykonane techniką skaningowej mikroskopii elektronowej [15]

ugrupowania. Końcowymi produktami tych przemian są związki tlenoorganiczne, zawierające w swej strukturze grupy hydroksylowe oraz karbonylowe, które umożliwiają dalsze oddziaływanie z aktywną powierzchnią metalu, prowadząc do tworzenia na roboczych powierzchniach tarcia cyklicznych związków kompleksowych typu kleszczowego (chelaty) lub soli kwasów karboksylowych.

Wyniki modelowych badań eksperymentalnych pozwoliły na ustalenie kilku ogólnych zasad, dotyczących roli dodatków nienasyconych w kształtowaniu właściwości przeciwzużyciowych kompozycji smarowej:

- właściwości przeciwzużyciowe kompozycji smarowej w stałych warunkach pracy są uzależnione od obecności aktywnych ugrupowań strukturalnych w cząsteczce dodatku uszlachetniającego, którymi są głównie wiązania nienasycone i tlenowe grupy funkcyjne;
- istnieje wpływ długości łańcucha cząsteczkowego substancji nienasyconych na wypadkowy efekt przeciwzużyciowego działania kompozycji smarowej;
- udowodniono także, iż obecność niektórych struktur cząsteczkowych (np. grupy aminowej lub chloru) wpływa niekorzystnie na generowanie warstw granicznych;
- w procesie tarcia odkładane są na powierzchniach skojarzenia tribologicznego substancje organiczne będące produktami triboreakcji z udziałem składników środka smarowego, w tworzeniu których istotną rolę odgrywają procesy oksydacyjne, katalizowane zaktwowanymi tarcio metalami.

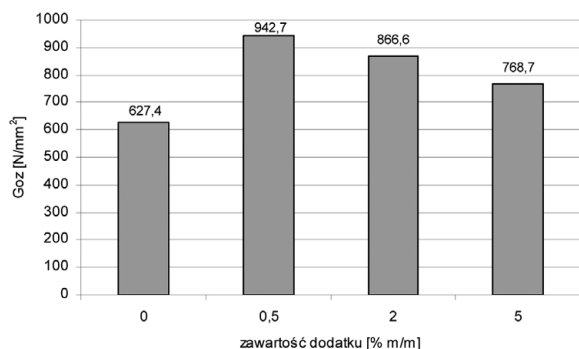
Badania modelowe wykazały, iż o aktywności przeciwzużyciowej dodatku uszlachetniającego decyduje obecność w jego molekułach aktywnych ugrupowań strukturalnych, w szczególności wiązań nienasyconych oraz tlenoorganicznych grup funkcyjnych. Efekty tych prac umożliwiły poszukiwanie preparatów



Rys. 5. Struktura cząsteczkowa lecytyny [15]

uszlachetniających, które można pozyskać z surowców naturalnych. Wśród dodatków pochodzenia roślinnego produkty chemicznych modyfikacji oleju rzepakowego i produkty termooksydacji oleju słonecznikowego wykazywały doskonałe właściwości przeciwzużyciowe, szczególnie w oleju syntetycznym typu poli- $\alpha$ -olefinowego (PAO) [20]. Badane kompozycje smarowe w istotny sposób wpływały na mechanizm kształtowania eksploatacyjnej warstwy wierzchniej, efektem czego była zmiana mikrostruktury powierzchni tarcia. Należy również zaznaczyć, iż wysoko efektywne dodatki przeciwzużyciowe można otrzymać z produktów odpadowych po rafinacji olejów roślinnych lub produktów konwersji chemicznej olejów roślinnych. Spośród odpadów szczególnie przydatne są szlamy pohydratacyjne, w których jednym z aktywnych składników jest lecytyna (rys. 5), a także tzw. kwasy porafinacyjne, zawierające wysokocząsteczkowe kwasy tłuszczowe [21, 22]. Porównanie efektywności przeciwzużyciowej syntetycznej węglowodorowej bazy olejowej PAO oraz kompozycji oleju PAO z dodatkiem otrzymanym ze szlamów pohydratacyjnych przedstawiono na rys. 6.

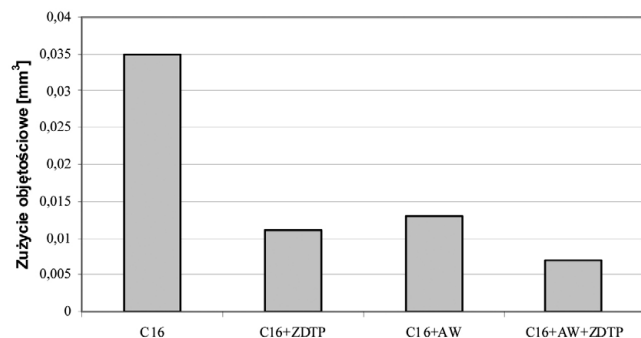
Przedstawione wyniki wskazują, iż najlepszymi właściwościami przeciwzużyciowymi, określanymi za pomocą granicznego obciążenia zużycia Goz40, wyznaczonego metodą czterokulową, charakteryzuje się kompozycja zawierająca 0,5% m/m dodatku w oleju PAO. Podobne oddziaływanie dodatku otrzymanego ze szlamów pohydratacyjnych obserwuje się w syntetycznym oleju poliestrowym [23]. Za obserwowane efekty oddziaływań przeciwzużyciowych odpowiedzialne są przemiany tribochemiczne aktywnych ugrupowań strukturalnych, a powstające produkty umożliwiają generowanie efektywnych warstw granicznych przeciwdziałających zużyciu się węzła tarcia [15, 24, 25].



Rys. 6. Zależność granicznego obciążenia zużycia ( $G_{oz}$ ) kompozycji smarowej na bazie PAO-4 od zawartości w niej dodatku otrzymanego ze szlamów pohydratacyjnych, stanowiących produkt odpadowy z procesu rafinacji olejów roślinnych [21]

#### 4. Synergizm i antagonizm przeciwzużyciowy binarnych kompozycji dodatków uszlachetniających

Wyniki publikowanych prac pokazują także, iż mechanizmy działania dodatków w układach binarnych i wieloskładnikowych są bardziej złożone niż modelowych środków smarowych, zawierających pojedyncze dodatki uszlachetniające. Można wyróżnić trzy zasadnicze płaszczyzny oddziaływania pomiędzy dodatkami, tj.: fizykochemiczne i chemiczne oddziaływania pomiędzy komponentami zawartymi w oleju smarowym, oddziaływania synergiczne i antagonistyczne podczas tworzenia warstw granicznych, a także zmiany chemicznych procesów tworzenia warstw granicznych [26, 27]. Wszystkie te interakcje, występujące w systemie tribologicznym, mają istotny wpływ na przebieg procesów tribochemicznych, a w konsekwencji na wielkość zużycia współpracujących elementów wężła, co jest związane ze zdolnością do generowania warstw granicznych w warunkach tarcia granicznego i mieszanego [28, 29]. Przykładowo synergiczne oddziaływania przeciwzużyciowe obserwuje się w przypadku kompozycji zawierającej oprócz 3-alliloksy-1,2-propanodiolu (AW) również dialkyloditiofosforan cynku (ZDTP), szczególnie w podwyższonej temperaturze pracy wężła tarcia, co przedstawiono przykładowo na rys. 7.



Rys. 7. Wpływ składu kompozycji smarowej na zużycie objętościowe elementów wężła tarcia pracującego w temperaturze 80°C [30]

Analiza badań spektralnych (rys. 8) depozytów generowanych podczas tarcia przy udziale 3-alliloksy-1,2-propanodiolu potwierdziła powstawanie nowych produktów przemian chemicznych dodatków, które mogą aktywnie wpływać na redukcję zużycia materiałowego wężła tarcia.

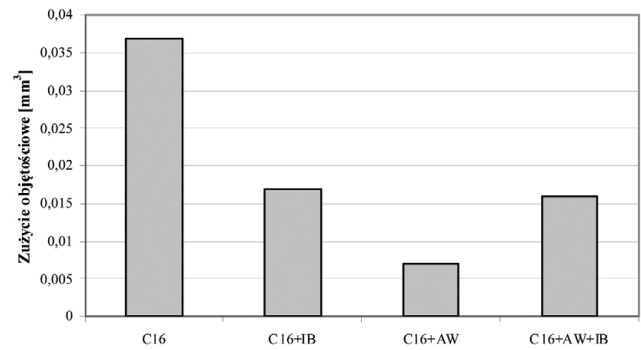
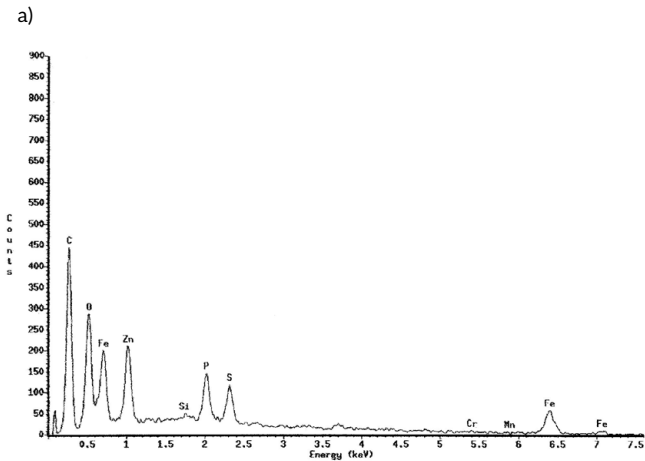
Wyniki prac eksperymentalnych wskazują również, iż dla zintensyfikowania efektu oddziaływania przeciwzużyciowego 3-alliloksy-1,2-propanodiolu, można stosować związki o strukturze cyklicznych amidów (np. kaprolaktam). Zaobserwowano także, iż efektywność działania kompozycji binarnej w temperaturze podwyższonej jest wyższa niż w przypadku temperatury pokojowej. Efekt ten jest skutkiem dostarczenia do systemu tribologicznego większej ilości energii, w wyniku czego następuje zintensyfikowanie szybkości reakcji chemicznych, przebiegających z udziałem komponentów tworzących substancję smarową. Ze względu na występowanie wyraźnego efektu synergicznego oddziaływania kompozycji dodatków w podwyższonej temperaturze przeprowadzono szczegółowe badania struktury chemicznej produktów odłożonych na warstwie wierzchniej elementów wężła tarcia, testowanych w temperaturze 80°C, które potwierdziły powstawanie produktów organicznych [31].

Ważnym wynikiem przeprowadzonych eksperymentów są obserwacje efektów antagonistycznych oddziaływania niektórych dodatków, w szczególności wykazujących działania dyspergujące z wprowadzonymi nienasyconymi dodatkami przeciwzużyciowymi (rys. 9). Przykładowo, obecność w kompozycji dyspergatora, tj. imidu kwasu bursztynowego (IB), zakłóca stabilność powstających warstw granicznych, co skutkuje pogorszeniem właściwości przeciwzużyciowych kompozycji na skutek obniżenia efektywności działania dodatku przeciwzużyciowego, np. 3-alliloksy-1,2-propanodiolu (AW), oraz powstających produktów przemian tribochemicznych.

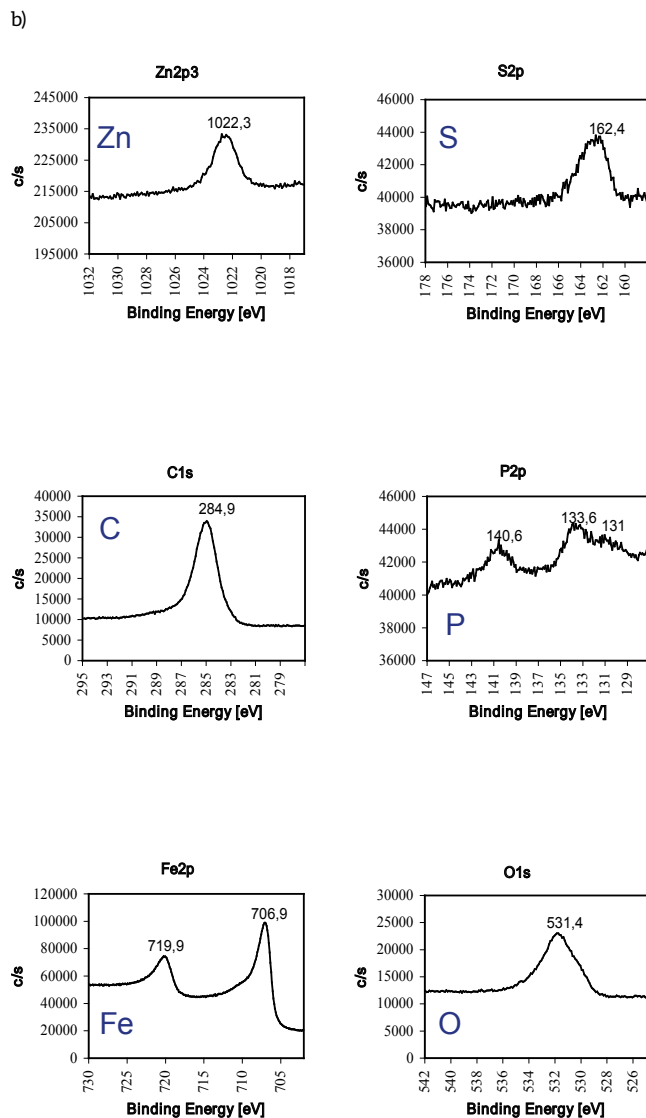
Podsumowując, można stwierdzić, iż efekt oddziaływania przeciwzużyciowego jest wypadkową przebiegających procesów chemicznych, prowadzących do budowania ochronnych warstw granicznych oraz interakcji pomiędzy komponentami środka smarowego.

#### 5. Podsumowanie

Analiza zagadnienia kształtowania właściwości przeciwzużyciowych środków smarowych potwierdza jednoznacznie, iż decydujący wpływ na te właściwości ma struktura chemiczna zastosowanych dodatków uszlachetniających, umożliwiającą przebieg procesów tribochemicznych, a przede wszystkim tribooksydacyjnych. Efektem tych procesów jest generowanie produktów deponowanych na roboczych powierzchniach skojarzenia tribologicznego jako warstwy graniczne. Istotnym problemem podczas racjonalnego doboru pakietu dodatków są występujące pomiędzy nimi interakcje, które decydują o efekcie synergizmu lub antagonizmu przeciwzużyciowego. Wykazano, że skutecznymi dodatkami przeciwzużyciowymi są niektóre substancje chemiczne zawierające w swoich molekułach wiązania nienasycone oraz tlenowe grupy funkcyjne, które pozyskuje się na drodze syntezy chemicznej lub w wyniku obróbki olejów roślinnych, a także poprzez separację z odpadów po rafinacji olejów roślinnych.



Rys. 9. Wpływ składu kompozycji smarowej na zużycie elementów węża tarcia pracującego w temperaturze 20°C [32]




Rys. 8. Widmo EDS oraz pasma widm XPS produktów przemian tribochemicznych kompozycji smarowej zawierającej 3-allyloksy-1,2-propano- diol i dialkyloditiofosforan cynku [15]

## Literatura

- [1] GRĄDKOWSKI M., MAKOWSKA M., MOLEND A J., ŚWIGOŃ K.: *Stan wiedzy w obszarze technologii proekologicznych, racjonalizacji zużycia surowców i zasobów oraz odnawialnych źródeł energii*. Rozdz. 5 [w:] *Techniczne wspomaganie zrównoważonego rozwoju – kierunki badawcze i aplikacyjne*. MAZURKIEWICZ A. (RED.), Wyd. ITeE-PIB, Radom 2011.
- [2] ZHENGLIN T., SHAOHUI L.: *A review of recent developments of friction modifiers for liquid lubricants (2007-present)*. „Current Opinion in Solid State and Materials Science”, 18/2014, p. 119–139.
- [3] MOLEND A J.: *Środki smarowe w ekologicznej eksploatacji pojazdów i maszyn*. Wyd. ITeE-PIB, Radom 2015.
- [4] RAJENDIRAN A., SUMATHI A., KRISHNASAMY K., KABILAN S., GAUGULI D.: *Antiwear study on petroleum base oils with esters*. „Tribology International”, 99/2016, p. 47–56.
- [5] MAKOWSKA M., GRĄDKOWSKI M., MOLEND A J.: *Oddziaływania międzyfazowe w styku tribologicznym*. „Tribologia”, 3/1998, s. 254–264.
- [6] NAKAYAMA K.: *Effect of Normal Force on the Tribochemical Generation Under Oil Lubrication*. „Trib. Lett.”, 53/2014, p. 449–456.
- [7] NAKAYAMA K.: *Triboemission of charged particles and resistivity of solids*. „Trib. Lett.” 6/1999, p. 37–40.
- [8] NAKAYAMA K.: *Triboemission of charged particles from various solid under boundary lubrication conditions*. „Wear”, 178/1994, p. 61–67.
- [9] KAJDAS C., FUREY M.J., RITTER A.L., MOLINA G.J.: *Triboemission as a basic part of the boundary friction regime*. Proc. of 12th International Colloquium, Esslingen, 2000, p. 2075–2096.
- [10] ROZANCEW E.G., SZOLLE W.D.: *Chemia organiczna wolnych rodników*. PWN, Warszawa 1985.
- [11] HSU S.M., ZHANG J., YIN Z.: *The nature and origin tribochemistry*. „Trib. Lett.” 13(2)/2002, p. 131–139.
- [12] LAUER J.L.: *Friction-generated surface deposits*. „Trib. Lett.”, 7/1999, p. 129–135.
- [13] KAJDAS C., MOLEND A J., MAKOWSKA M., GRĄDKOWSKI M.: *Investigation of Tribochemical Behaviour of Some Unsaturated Organic Additives in Steel-Steel Contact*. Proc. of Symposium on Lubricating Materials and Tribochemistry, Lanzhou 1998, China, p. 83–94.
- [14] GRĄDKOWSKI M., MAKOWSKA M., MOLEND A J.: *Badanie właściwości przeciwzużyciowych 1-alkenów w układzie stal – stal*. „Tribologia”, 3/1998, p. 330–337.



- [15] MOLENDĄ J.: Kształtowanie właściwości przeciwdrożdżycowych ekologicznych środków smarowych. Mat. Konf. „Teoretyczne i praktyczne aspekty stosowania środków smarowych i eksploatacyjnych w przemyśle. Ustroń, 5–7 kwietnia 2017, s. 175–184.
- [16] YU L., CAO Y., XUE Q.: Investigation of the tribological behaviors of several organic compounds as additives in rapeseed oil. „Tribologia”, 5/2001, p. 891–904.
- [17] GATES R.S., JEWETT K.L., HSU S.M.: A study on the nature of boundary lubricating film: analytical methods development. „Tribology Trans.”, 32(4)/1989, p. 423.
- [18] MAKOWSKA M., MOLENDĄ J.: Some analytical techniques for „ex situ” identification of tribochemical products in bulk lubricant and on sliding surface. „Tribologia”, 1/2008, p. 71–82.
- [19] MOLENDĄ J., GRĄDKOWSKI M., KAJDAS C.: Study of chemical nature organic products forming during friction on steel surface lubricated by unsaturated compounds. „Tribologia”, 1/2003, p. 93–102.
- [20] MAKOWSKA M., MOLENDĄ J., SIWIEC E., GRĄDKOWSKI M.: Application of the product of vegetable oil chemical modification as anti-wear additive in PAO-based lubricants. Proc. of Conf. Ecotrib 2007, Ljubljana, Slovenia, 12–15 June, 2007, p. 401–411.
- [21] SIWIEC E., MOLENDĄ J., ŚWIGOŃ K.: Wpływ biokomponentów otrzymanych z odpadów roślinnych na właściwości przeciwdrożdżycowe i przeciwdrożdżycowe syntetycznych olejów smarowych. „Tribologia”, 6/2008, s. 137–147.
- [22] ZAINAL N.A., ZULKIFLI N.W.M., GULZAR M., MASJUKI H.: A review on the chemistry, production and technological potential of bio-based lubricants. „Renewable and Sustainable Energy Reviews”, 82/2018, p. 80–102.
- [23] SIWIEC E., MOLENDĄ J.: Ocena przydatności produktów odpadowych z rafinacji olejów roślinnych jako ekologicznych dodatków uszlachetniających środki smarowe. „Tribologia”, 3–4/2007, p. 215–226.
- [24] ŚWIGOŃ K., SIWIEC E., MOLENDĄ J.: Wpływ biododatków otrzymanych z odpadowych produktów rafinacji oleju rzepakowego na właściwości tribologiczne estrowego oleju smarowego. „Tribologia”, 2/2010, p. 153–162.
- [25] SIWIEC E., MAKOWSKA M., MOLENDĄ J.: Mikrostruktura i skład chemiczny warstw granicznych powstających z udziałem biokomponentów otrzymanych z odpadów porafinacyjnych oleju rzepakowego. „Tribologia”, 3/2009, p. 277–237.
- [26] DĄBROWSKI J., MEYER K., KLOSS H.: Zur Wechselwirkung zwischen schmierstoffadditiven während der Reibung. „Trib.+Schmier.”, 42(6)/1995, p. 319–321.
- [27] DUDKO O.K., FILIPPOV A.E., KLAFTER J., URBACH M.: Chemical control of friction: mixed lubricant monolayers. „Trib. Lett.”, 12(4)/ 2002, p. 217–227.
- [28] MARTIN J.M., GROSSIORD C., VARLOT K., VACHER B., IGARASHI J.: Synergistic effects in binary systems of lubricant additives: a chemical hardness approach. „Trib. Lett.”, 8/2000, p. 193–201.
- [29] UNNIKRISSNAN R., JAIN M.C., HARINARAYAN A.K., MEHTA A.K.: Additive-additive interactions: an XPS study of effect of ZDTP on the AW/EP characteristics of molybdenium based additives. „Wear”, 252(3–4)/2002, p. 240–249.
- [30] MOLENDĄ J., GRĄDKOWSKI M.: Tribochemiczne oddziaływania pomiędzy dialkilditiofosforanem cynku oraz 3-alliloksy-1,2-propanodiolem. „Tribologia”, 5/2003, s. 111–121.
- [31] MOLENDĄ J., GRĄDKOWSKI M.: Badanie interakcji w binarnej kompozycji dodatków aktywnych tribologicznie. „Tribologia”, 5/2002, p. 1513–1525.
- [32] MOLENDĄ J., GRĄDKOWSKI M.: Antagonizm działania 3-alliloksy-1,2-propanodiolu i imidu kwasu bursztynowego w warunkach tarcia mieszanego. „Problemy Eksploatacji”, 2/2004, p. 173–181.

 dr hab. inż. Jarosław Molenda jest absolwentem Wyższej Szkoły Inżynierskiej w Radomiu (aktualnie Uniwersytet Technologiczno-Humanistyczny), którą ukończył w 1993 roku. Stopień doktora uzyskał na Wydziale Fizyki i Chemii Uniwersytetu Łódzkiego, a doktora habilitowanego w Instytucie Technicznym Wojsk Lotniczych w Warszawie. Pracuje naukowo w Instytucie Technologii Eksploatacji – Państwowym Instytucie Badawczym w Radomiu, kierując pracami Laboratorium Technologii Proekologicznych.

artykuł recenzowany

### WYDARZENIA

#### ● W najbliższych latach czeka nas wysyp samochodów elektrycznych i hybryd

W ciągu najbliższych 4 lat Ford Motor zainwestuje 11 miliardów dolarów i zaoferuje swoim klientom 40 modeli hybryd i samochodów elektrycznych. Niedawno koncern zapowiadał inwestycje rzędu 4,5 miliarda USD w ciągu najbliższych dwóch lat. Teraz firma znacząco zwiększa zaangażowanie na rynku pojazdów o alternatywnym napędzie.

Spośród zapowiadanych 40 modeli 16 będzie pojazdami w pełni elektrycznymi,

a reszta to hybrydy z możliwością ładowania z gniazdka. Ford zapowiedział też, że już w 2020 roku w fabryce w Dearborn rozpocznie produkcję hybrydowej wersji popularnego modelu F-150. Niektóre z modeli będą produkowane specjalnie na chiński rynek.

Wpływ na coraz większe zaangażowanie Forda w rynek pojazdów o alternatywnym napędzie mają niewątpliwie działania konkurencji. Toyota, GM czy Volkswagen już wcześniej ujawniły swoje plany dotyczące ekspansji na rynku pojazdów elektrycznych.

Toyota zapowiada, że do połowy przyszłej dekady skomercjalizuje przemysłowe akumulatory, które pozwolą na zmniejszenie kosztów produkcji samochodów elektrycznych.

Rozwój samochodów elektrycznych staje się powoli koniecznością. Chiny, Francja, Indie i Wielka Brytania zapowiedziały, że w ciągu najbliższych dziesięcioleci zabronią sprzedaży samochodów napędzanych silnikami spalinowymi.

Źródło: Kopalnia Wiedzy

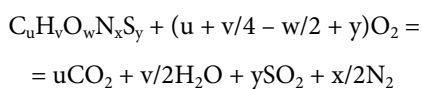
# Palność olejów i smarów

Kazimierz Lebecki

## Wstęp

Oleje i smary są substancjami organicznymi, zawierającymi w molekułach atomy węgla i wodoru. Są więc substancjami palnymi, a prawdopodobieństwo zapłonu i spalania z wytworzeniem płomienia i/lub dymów zależy od lokalnych warunków. Reakcja spalania może przebiegać powoli, z wytworzeniem płomienia i wysokiej (nawet powyżej 1000°C) temperatury spalin, lub wybuchowo z wytworzeniem ciśnienia spalin do około 8 barów. Reakcja stechiometrycznego spalania wszystkich węglowodorów daje jako końcowe produkty dwutlenek węgla, parę wodną. Jeżeli w skład węglowodoru wchodzi siarka, to produktem reakcji spalania jest dwutlenek siarki. Azot wchodzący w skład węglowodoru nie bierze czynnego udziału w reakcji. Niedobór tlenu (niestechiometryczność reakcji) powoduje powstanie tlenku węgla.

Sumaryczny zapis reakcji stechiometrycznego spalania węglowodoru jest następujący (1):



Czynnikiem destrukcyjnym, niszczącym w pożarze jest więc wysoka temperatura, a w wybuchu ciśnienie gazów. Rys. 1 przedstawia tzw. trójkąt pożarowy. Ilustruje on warunki powstawania pożaru – najważniejszym elementem jest paliwo (bez niego nie ma pożaru), a pozostałe to utleniacz (najczęściej tlen z powietrza) i źródło zapłonu.

Pożar przebiega powoli, do reakcji spalania wchodzi kolejne masy paliwa, obok płomienia tworzą się dymy stwarzające dodatkowe, czasami decydujące zagrożenie dla życia ludzi. Inaczej jest przedstawiany model powstawania wybuchu (rys 2).

Trójkąt pożarowy zostaje uzupełniony do pięciokąta przez dodanie zamknięcia przestrzeni i utworzenia w niej dużej objętości mieszaniny paliwo-powietrznej. Spalanie jest szybkie, połączone z dużym (8 barów) wzrostem ciśnienia gazów powybuchowych, które staje się podstawowym czynnikiem niszczącym.

## Klasyfikacja pożarów

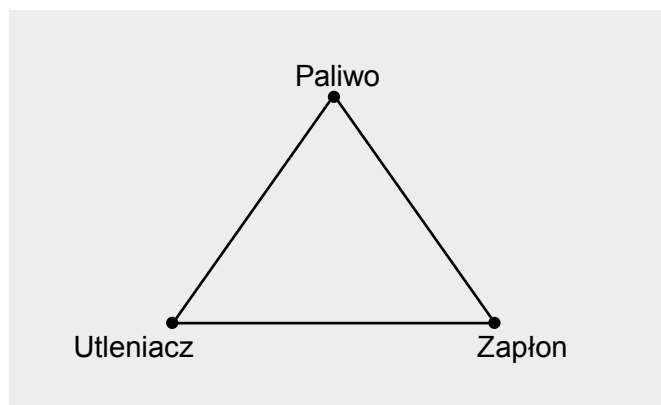
Pożary są zjawiskiem częstszym niż wybuchy, technika ich gaszenia jest

**Streszczenie:** Oleje i smary, jako substancje organiczne, w określonych warunkach reagują z tlenem atmosferycznym, stwarzając zagrożenie pożarem, a nawet wybuchem. Zjawiska takie są rzadkie, ale należy przestrzegać pewnych elementarnych reguł bezpieczeństwa. Artykuł przedstawia:

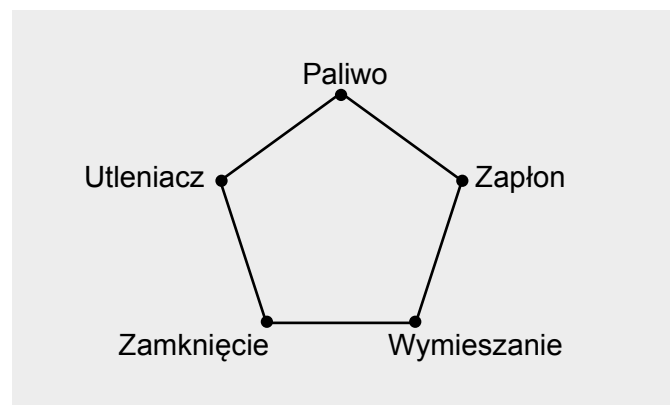
- ogólne pojęcia palności i wybuchowości par cieczy wraz z opisem parametrów je charakteryzujących;
- miejsce olejów w klasyfikacji pożarów (klasa F);
- opisy zaistniałych pożarów.

**Abstract:** Oils and lubricants, being organic substances react with oxygen giving fire or even explosion in the determined circumstances. Paper presents:

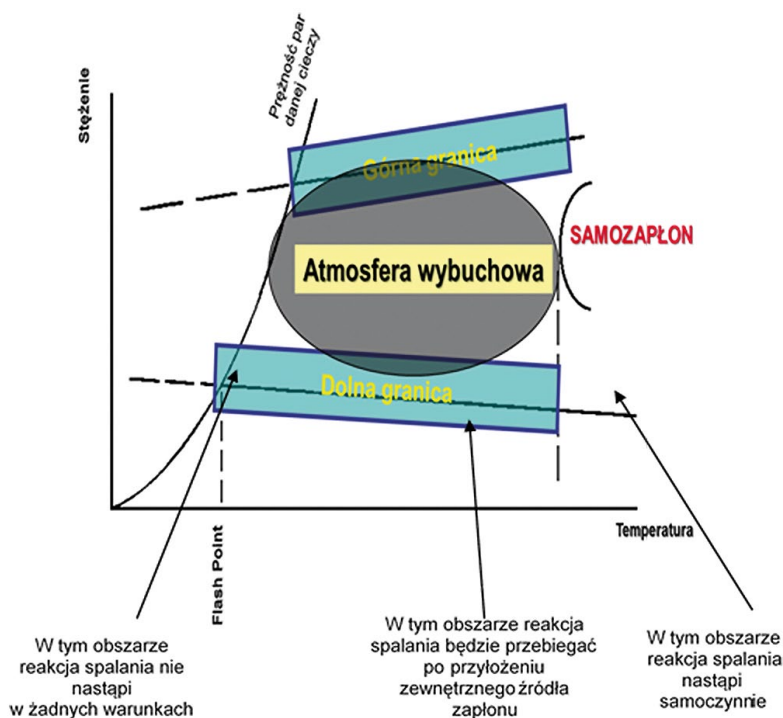
- general notions of flammability and explosibility of liquid's vapors with their characterizing parameters;
- place of oils and fats in the fire classification (F class);
- description of fire events involving oil and fats.



Rys 1. Trójkąt pożarowy



Rys 2. Pięciokąt wybuchowości



Rys. 3. Spalanie gazów i par w zależności od temperatury otoczenia

uzależniona od paliwa i to rodzaje paliwa są podstawą klasyfikacji pożarów. Dzieli się one na 5 grup [2]:

- **Grupa A – pożary ciał stałych**  
Pożary są płomiennicowe, tym intensywniejsze, im większa jest powierzchnia kontaktu z tlenem atmosferycznym (stąd szybkie, wybuchowe spalanie pyłów). Podczas spalania mogą się wydzielac gazy palne. Może zachodzić spalanie powolne, żarzenie niezwiązane z intensywnym wydzielaniem gazów.
- **Grupa B – pożar par cieczy palnych i substancji topiących się w wysokiej temperaturze**  
Grupa ta obejmuje pary paliw płynnych, cieczy organicznych, w tym olejów. W pewnej temperaturze następuje zapłon par unoszących się nad

lustrem cieczy, powodując dalsze zwiększenie intensywności parowania, a tym samym pożaru. Temperatura otoczenia, w której ciśnienie par nad powierzchnią cieczy zapewni dostateczne dla spalania ich stężenie, nazywa się temperaturą zapłonu cieczy.

- **Grupa C – pożary gazów palnych**  
Spalanie gazowych węglowodorów: metanu, acetyleny, propanu lub wodoru, ma charakter dyfuzyjny, płomień powstaje na granicy gaz – powietrze. Wymieszane z powietrzem w odpowiedniej koncentracji (w granicach palności) spalają się kinetycznie, przechodząc w wybuch.
- **Grupa D – pożary metali**  
Metale, takie jak: lit, sód, potas, aluminium, i ich stopy silnie reagują z tlenem, dając spalanie wysokotemperaturowe.

Zaistniało szereg poważnych wybuchów pyłu aluminiowego, który reaguje z wodą, wydzielając wodór.

- **Grupa E**  
Obejmuje pożary urządzeń elektrycznych pod napięciem – została wyłączona z klasyfikacji.
- **F – pożary tłuszczów**  
Pożary tłuszczów i olejów w urządzeniach kulinarnych. Wyróżnienie tej klasy wynika z tego, że tłuszcze spożywcze w czasie ich użytkowania (np. smażenie) mają wysoką temperaturę, co utrudnia ich gaszenie, gdy są w większej ilości (np. urządzenia kuchenne stosowane w restauracjach), ponieważ po ugaszeniu mogą znów zacząć się palić, gdy ponownie dotrze do nich tlen z powietrza.

**Ciecze palne dzielą się na trzy kategorie zależnie od temperatury zapłonu**

- **Kategoria I** – temperatura zapłonu poniżej 21°C.
- **Kategoria II** – temperatura zapłonu 21–55°C.
- **Kategoria III** – temperatura zapłonu powyżej 55°C.

Kategorie I i II należą do pożarowo niebezpiecznych. Oleje zaklasyfikowane do kategorii III również nie są całkowicie pożarowo bezpieczne [3].

Złożoność procesów spalania ilustruje rys. 3, przedstawiający zależność przebiegu spalania par cieczy w zależności od stężenia paliwa w mieszaninie z powietrzem i temperatury otoczenia. W pewnej temperaturze stężenie par cieczy przekracza dolną granicę palności. Temperatura ta jest określana jako temperatura zapłonu par, w powszechnym użyciu jest termin *Flash Point*. Granice palności (a także wybuchowości) rozszerzają się ze wzrostem temperatury. Po przekroczeniu pewnej temperatury – różnej dla różnych substancji – dochodzi do samozapłonu, czyli zainicjowania reakcji spalania bez zewnętrznego źródła zapłonu, w wyniku wzrostu temperatury spowodowanego przez dostarczanie ciepła zewnętrznego. Oleje przemysłowe (wyjątkiem jest olej napędowy) nie podlegają temu zjawisku, ale tłuszcze spożywcze tak.

reklama

[www.energoelektronika.com.pl](http://www.energoelektronika.com.pl)  
Twój branżowy serwis z przyszłością



### Opisy zaistniałych pożarów tłuszczów

Opisy te pochodzą od znajomego rzeczoznawcy PSP [4]:

„Pani smażyła frytki w garnku rondlu na kuchni węglowej. Nieuwaga spowodowała zapalenie się par tłuszczu. W mieszkaniu nie było wody bieżącej. Stało tylko wiaderko plastikowe z ok. 7 l wody. Wtedy pani wzięła wiadro i wlała zawartość do palącego się oleju. Po zapaleniu się stworzonego aerosolu (wody i par oleju) powstało niewielkie nadciśnienie i zapalenie się palnego wyposażenia. Wtedy spłonął budynek mieszkalny – 3 mieszkania w starym wiejskim budynku – tzw. czworakach. Aby zobaczyć, jakie skutki wywołuje wlanie wody do wrzącego – palącego się tłuszczu, wykonałem próbę praktyczną.

Na podwórku rozpałiłem ogień, na bloczkach betonowych postawiłem taki sam rondel i wlałem około 3 l oleju. Spowodowałem zapalenie się tego oleju

i wykonałem próbę gaszenia wodą. Oprócz lekkich poparzeń dłoni powstał płomień o wysokości około 8 m (tylko z tej zastosowanej ilości oleju). Następnie zbiegło się pół wsi, aby ratować mój dobytek. Zapalenie się mieszaniny – par przebiegało bardzo krótko (2–3 sekundy) i ogień samoczynnie zgasł.

Drugi przypadek to samozapalenie się skrzyni z naoliwionymi szmatami.

Szmaty były przechowywane w technicznym wagonie kolejowym, stojącym na boczniczy. Wagon służył jako pomieszczenie warsztatowe. Miał stół, imadła i narzędzia itp. Zapaliła się drewniana skrzynia z czyściwem, zabrudzonym smarami i olejami. Było to klasyczne samozapalenie. Oczywiście kolejarze w to nie wierzyli. Do wagonu nie było włamania ani ogień nie został zaproszony”.

### Podsumowanie


Oleje techniczne należą w większości do III kategorii palności i ich pożary są

rzadkością, ale prawdopodobieństwo pożaru nie jest zerowe i trzeba zachować ostrożność zwłaszcza przy pracach spawalniczych.

Szczególną ostrożność należy zachować z gorącymi olejami i tłuszczami, co pokazują przytoczone wyżej przykłady.

### Literatura

- [1] BAKER W.E., COX P.A., WESTINE P.S., KULESZ J.J., SRELOW R.A.: *Explosion Hazards and Evaluation*, Elsevier 1983.
- [2] PN-EN-2; 2006 Grupy pożarów.
- [3] Rozporządzenie MSWiA z dnia 7.06.2010 w sprawie ochrony przeciwpożarowej budynków i innych obiektów budowlanych i terenów; Dz.U. 10.109. 719.

 Kazimierz Lebecki - Wyższa Szkoła Zarządzania Ochroną Pracy, Katowice

reklama

Zapraszamy na  
Targi Pneumatyki, Hydrauliki, Napędów i Sterowań

 **Targi Kielce**  
exhibition & congress centre

# Pneumaticon

## 10-12.04.2018 Kielce

Przemysłowa wiosna  
w Targach Kielce

Napędzamy biznes!



# Analiza porównawcza funkcjonalności przedsiębiorstw według Katalogu Branżowego – Napędy i Sterowanie w latach 2016–2017

Marian A. Partyka, Alfred Paszek


## 1. Wprowadzenie

W okresie dynamicznego rozwoju produkcji i usług, przy wzrastających wymaganiach klientów, przedsiębiorstwa powinny dostosować swoją ofertę do potrzeb rynku. W warunkach istniejącej konkurencji należy zwrócić szczególną uwagę na prowadzenie działań związanych z właściwym marketingiem oraz doskonaleniem wizerunku firmy. Dotyczy to nie tylko nowych firm pojawiających się na rynku, ale również firm istniejących, z ugruntowaną pozycją. Potencjalni klienci szukają wiarygodnych informacji na temat firm, które spełniłyby ich oczekiwania. Z tego względu ważna jest prezentacja oraz reklama, występująca w różnej formie, np. w branżowych katalogach, fachowych czasopismach, poprzez udział w targach i konferencjach itp.

Rozwój technologii informacyjnych spowodował, że kluczowym czynnikiem wzrostu wydajności i konkurencyjności firm stał się dostęp do precyzyjnej informacji w szerokim obszarze zastosowania. Obecnie głównym środkiem pozyskiwania informacji stały się media elektroniczne, w tym sieć internetowa. Pojawia się jednak tutaj zagrożenie związane z nierzetelnością informacji. Informacje pochodzące z internetu mogą być niesprawdzone i często sprzeczne. Umieszczane opinie wykluczają się wzajemnie i trudno jest znaleźć to, czego tak naprawdę potrzebujemy i co wydawałoby się najwłaściwszym wyborem. Wydaje się, że prezentacja firm na targach pozwala przybliżyć ich ofertę, jednak nie może to być jedyna forma zwrócenia się ku potrzebom klientów. W zdobywaniu dobrej pozycji na rynku w istotny sposób pomaga prezentacja i reklama firmy w rekomendowanych katalogach branżowych. Zebrane i opracowane dane zawarte w katalogach są ważną alternatywą dla innych źródeł wiarygodnych informacji. Pozwalają przy tym zaoszczędzić czas wyszukiwania informacji [1].

Właściwie wykonana analiza rynku pozwala na uzyskanie obrazu aktualnej sytuacji. Dzięki porównaniu różnych czynników można zauważyć zmiany, jakie zachodzą na polskim rynku, m.in. w hydraulice, pneumatyce, napędach i automatyce. W wyniku przeprowadzonej analizy można w łatwy sposób znaleźć firmy, które oferują odpowiednie produkty, usługi i rozwiązania techniczne. Odbywa się to zgodnie z wprowadzonymi kluczami poszukiwań, związanymi z funkcjami kierunkowymi przedsiębiorstw [2, 3, 4, 5].

**Streszczenie:** W artykule zamieszczono wyniki analizy porównawczej funkcjonalności polskich przedsiębiorstw działających na rynku techniki w latach 2016 i 2017. Skupiono się na ofercie wybranych firm w szerokim zakresie zastosowań m.in. w hydraulice, pneumatyce, napędach i automatyce. Wykonana analiza porównawcza uwzględniła ilościowe i jakościowe aspekty, wynikające ze zgromadzonych danych. Opracowanie przedstawia dynamikę zmian w danym okresie czasu oraz wnioski z przeprowadzonych badań.

 **COMPARATIVE ANALYSIS OF THE FUNCTIONALITY OF FIRMS ACCORDING TO THE BRANCH CATALOGUE „NAPĘDY I STEROWANIE” („DRIVES AND CONTROL”) FROM THE YEARS 2016 AND 2017**

**Abstract:** This article presents a description and comparison analysis of businesses that are present in the Polish market of hydraulics, pneumatics and propulsion among others. This elaboration contains descriptions of existing change dynamics in the discussed industry sectors as well as a picture of Polish firms and enterprises in the global market of the analyzed branch. The fluctuation of existing Polish businesses in technic market in the years 2016 and 2017 are described.

## 2. Zestawienie analizy porównawczej funkcjonalności przedsiębiorstw według Katalogu Branżowego – Napędy i Sterowanie

Katalog Branżowy miesięcznika „Napędy i Sterowanie” zawiera uporządkowany tematycznie i alfabetycznie spis firm oferujących swoje produkty i usługi dla szeroko pojętej branży technicznej. Każda firma jest przydzielona do określonych szczegółowych zakresów funkcjonalności. Odbiorca znajduje w Katalogu m.in. dane teled adresowe firm, odsyłacze do stron internetowych oraz zwięzłe informacje o profilu działalności firm. Katalog wydawany jest od kilku lat w formie książkowej, a obecnie również w elektronicznej. Ma wypracowaną dobrą pozycję na rynku i ułatwia nawiązywanie nowych kontaktów biznesowych [1].

Dokonywana regularnie raz w roku analiza porównawcza dwóch lub trzech katalogów z lat poprzednich pozwala czytelnikowi na zobrazowanie ciągłych zmian zachodzących na rynku. Jest to związane z dostosowywaniem się istniejących już firm do obecnych trendów oraz wchodzeniem nowych firm z ofertą spełniającą wymagania potencjalnych klientów.

Analiza porównawcza wybranych przedsiębiorstw przeprowadzona została dla podstawowych funkcji kierunkowych, które zamieszczono w tabeli 1.

**Tabela 1.** Funkcje kierunkowe analizy porównawczej funkcjonalności przedsiębiorstw

F <sub>1</sub> Aparatura kontrolno-pomiarowa	F <sub>7</sub> Napędy
F <sub>2</sub> Automatyka przemysłowa	F <sub>8</sub> Oprogramowanie
F <sub>3</sub> CAD/CAM/CAE	F <sub>9</sub> Robotyka
F <sub>4</sub> Elementy i systemy hydrauliczne	F <sub>10</sub> Systemy zasilające
F <sub>5</sub> Elementy i systemy pneumatyczne	F <sub>11</sub> Utrzymanie ruchu
F <sub>6</sub> Energoelektronika	F <sub>12</sub> Oleje przemysłowe

W tabelarycznym zestawieniu funkcjonalności poszczególnych przedsiębiorstw użyto oznaczenia, których objaśnienie zawarto w tabeli 2.

**Tabela 2.** Wykaz oznaczeń analizy porównawczej

○	Firmy z Katalogu Branżowego 2016
•	Firmy z Katalogu Branżowego 2017
⊙	Firmy z Katalogu Branżowego 2016 i 2017

Tabela 3 zawiera zestawienie analizy porównawczej funkcjonalności poszczególnych przedsiębiorstw według danych zawartych w odpowiednich *Katalogach Branżowych – Napędy i Sterowanie* z lat 2016 i 2017.

**Tabela 3.** Zestawienie analizy porównawczej funkcjonalności przedsiębiorstw

Nazwa firmy	F <sub>1</sub>	F <sub>2</sub>	F <sub>3</sub>	F <sub>4</sub>	F <sub>5</sub>	F <sub>6</sub>	F <sub>7</sub>	F <sub>8</sub>	F <sub>9</sub>	F <sub>10</sub>	F <sub>11</sub>	F <sub>12</sub>
3K TECH Tomasz Kubacki				⊙								
ABB Sp. z o.o.							○		⊙			
ABC CONTROL - Rafał Kuder		•							•			
AB-MICRO Sp. z o.o.		•						•				
AB-MICRO Sp. z o.o. - Oddział POŁUDNIE			•									
ABUS Crane Systems Polska Sp. z o.o.												⊙
Ad Moto Rafał Zawisz												⊙
Advantech Poland Sp. z o.o.		○										
AEA Technique		⊙										
AKTIM Sp. z o.o.												⊙
ALLMAR Dystrybutor Automatyki Siemens		⊙					⊙					
AMET Jan Kawiuk i Wiktor Kuśnierz				○	○							
ANIRO Sp. z o.o.		⊙					⊙					
APATOR CONTROL Sp. z o.o.		○					○		○			

Nazwa firmy (cd.)	F <sub>1</sub>	F <sub>2</sub>	F <sub>3</sub>	F <sub>4</sub>	F <sub>5</sub>	F <sub>6</sub>	F <sub>7</sub>	F <sub>8</sub>	F <sub>9</sub>	F <sub>10</sub>	F <sub>11</sub>	F <sub>12</sub>
APP Sp. z o.o.		⊙										
ARA PNEUMATIK L.T.M. Kościelniak Sp. j.					○							
Archimedes Sp. z o.o.							○					
ARGO-HYTOS Polska Sp. z o.o.	•			⊙							•	
ARMEL Producent Obudów						•						
ARNAP Sp. z o.o.												⊙
AS Instrument Polska	○											○
ASC AUTOMATYKA SYSTEMÓW CHŁODNICZYCH Sp. z o.o.		⊙					⊙					
ASCO Numatics Sp. z o.o.	○	○			○		○					○
ASKOM Sp. z o.o.		⊙							⊙			
ASTOR Sp. z o.o.		⊙					⊙	⊙	⊙			⊙
Automatyka Polaniec - Dulas M., Golenia Z., Jurczyk J., Kosowicz J. SC		○										
Automation Trader		•										
Automationstechnik Sp. z o.o.		•							•			•
Automore Sp. z o.o. - PENRITE												•
Avicon Advanced Vision Control	○	○								○		○
azza projekt											○	
B&R Automatyka Przemysłowa Sp. z o.o.		⊙						⊙				
Badania Termowizyjne TERMOCERT												•
Balluff Sp. z o.o.		○								○		○
BARTEC Polska Sp. z o.o.		○										
BAUMER Sp. z o.o.		•										
Beckhoff Automation Sp. z o.o.		⊙										
BEDIA Motorentchnik GmbH& Co. KG		•										
BEFARED Fabryka Reduktorów i Motoreduktorów								⊙				
BELIMO Siłowniki SA								⊙				
BERNASZEWSKI Sp. z o.o.	○	⊙										
BHU „FART”		⊙										
BIALL Sp. z o.o.		⊙										
BIBUS MENOS Sp. z o.o.		○		○	⊙		⊙					
BIKOM-PPHU Ewa Białozorczyk		⊙										
Biuro Inżynierskie Maciej Zajązkowski		•	•					•				•
BIURO INŻYNIERSKIE ZAJĄZKOWSKI		⊙										
Blumenbecker IPS Polska Sp. z o.o.		○								○	○	
Blumenbecker Engineering Polska Sp. z o.o.		•							•	•		
BOLTEX										○		
Bosch Rexroth Sp. z o.o.		⊙		⊙				⊙				
BP Techem SA												⊙
BREMAS ERSCE BELTRADE Sp. z o.o.		⊙										
BTT AUTOMATYKA Sp. z o.o.		⊙						⊙	⊙			⊙
C. Otto Gehrckens GmbH&Co.KG				⊙	⊙							
CANTONI MOTOR SA									•			



Nazwa firmy (cd.)	F <sub>1</sub>	F <sub>2</sub>	F <sub>3</sub>	F <sub>4</sub>	F <sub>5</sub>	F <sub>6</sub>	F <sub>7</sub>	F <sub>8</sub>	F <sub>9</sub>	F <sub>10</sub>	F <sub>11</sub>	F <sub>12</sub>
CCIBA Sp. j.	•	○				○						
CEL-MAR Sp. j. Zakład Informatyki i Elektroniki		○										
Centrum Elektroniki Stosowanej CES Sp. z o.o.		○				○	○			○		
Centrum HYDRAULIKI DOH Sp. z o.o.				○								
Centrum Produkcyjne Pneumatyki „PREMA” SA					○							
Centrum Taśm i Pasów Szczepan Jurek											○	
Clausohm Polska Sp. z o.o.		○										
Cloos Polska Sp. z o.o.									○			
Coleman International Sp. z o.o.		○										
COMEX SA										○		
CompArt Automation Zajdel Spółka Jawna		○										
CONEC Polska Sp. z o.o.		○										
CoNStel Sp. z o.o.		○										
ControLogic Maciej Urbański		○						○				
CONTROL-SERVICE		○					○					
DACPOL Sp. z o.o.		○				○				○	○	
DAMEL SA							○					
Danfoss Poland Sp. z o.o.							○					
Danfoss Power Solutions – przedstawiciel BIBUS MENOS Sp. z o.o.				○								
Delta Technika Sp. z o.o.					○							
DEKRA Polska Sp. z o.o.	•	•	•	•	•	•	•	•	•	•	•	•
DIKO Polska Automatyka Przemysłowa Sp. z o.o.		○										
EATON ELECTRIC Sp. z o.o. Eaton Electrical Group		○					○					
EBRO ARMATUREN Sp. z o.o. Oddział w Polsce							○					
EG-Automatyka Sp. z o.o.	○	○										
EL-CAB Sp. z o.o.	•	•										
ELBOK s.c. Kazimierz Babczyk, Wiesław Oskędra		○										
ELEKTRO-AUTOMATIC		○			○							
Elektroniczne Wagi Przemysłowe	•											
Elesa+Ganter Polska Sp. z o.o.	○			○	○						○	
ELHAND TRANSFORMATORY Sp. z o.o.						○	○			○		
ELMARK Automatyka Sp. z o.o.	○	○										
Elteco SC		•										
ENEL-AUTOMATYKA Sp. z o.o.		○					○					
Energielektronika.com.pl						•						
ENVIBRA Sp. z o.o.	○											
EPS SYSTEM										○		
E-T-A Elektrotechnische Apparate GmbH		•										
EURA Drives Europe GmbH							○					
EURA Drives Polska							•					
Evatronix S.A.			○									
EX-BOX									○			
Expo Silesia Sp. z o.o.												○

Nazwa firmy (cd.)	F <sub>1</sub>	F <sub>2</sub>	F <sub>3</sub>	F <sub>4</sub>	F <sub>5</sub>	F <sub>6</sub>	F <sub>7</sub>	F <sub>8</sub>	F <sub>9</sub>	F <sub>10</sub>	F <sub>11</sub>	F <sub>12</sub>
Fabryka Kabli MADEX Sp. j.		○										
FAMUR		•										
FENA Sp. z o.o. Fabryka Elementów Napędowych							○					
Festo Sp. z o.o.		○			○		○		○		○	
FlexLink Systems Polska		○								○		
GALIKA Sp. z o.o.							○					
GAZELA Mechanika Maszyn				○								
Gazex												○
„GHT” Grażyna Wodzińska-Krzakała		○										
Gigaom M. Hulacki, P. Wosz Sp. j.		•										
Grupa Azoty AUTOMATYKA Sp. z o.o.	○	○				○	•	○			○	
Grupa Cantoni CELMA INDUKTA SA							○					
Grupa Cantoni Fabryka Silników Elektrycznych BESEL SA							○					
Grupa Cantoni Zakład Maszyn Elektrycznych EMIT SA							○					
GS-Hydro Sp. z o.o.				•								
GT AUTOMATION		○										○
Guenther Polska Sp. z o.o.	•	•										•
Hansford Sensors Sp. z o.o.	○											
Harmonic Drive AG		○	○				○		○			
HARTIMEX Sp. z o.o.	○	○										
HEKTOS Sławomir Pokraka	○			○	○		○					
Hensel Polska Sp. z o.o.		○										
HF Inverter Polska SC							○					
HITIN Sp. z o.o.	○	○										
HYDAC Sp. z o.o.				○								
Hydraulika Siłowa Piotr Napieralski				○								
HYDRO-HURT II				○								
HYDROMEGA Sp. z o.o.				•								
HYDROPNEUMAT SC					○							
HYDROSET Sp. z o.o.				○			•					
igus Sp. z o.o.		○								○	○	○
IMCON-INTEC SC Ryszard Siurek i Halina Pasek-Siurek		○									○	
IMI International Sp. z o.o. Oddział Precision Engineering		○			○							○
IMPOL-1 F. Szafranski Sp. j.	○	○									○	
INDASOL Industrial Solution								•				•
INS Ewa Porzych Przedstawiciel KIS Antriebstechnik GmbH w Polsce												•
INS-TOM Sp. z o.o.		○										
INSTYTUT AUTOMATYKI SYSTEMÓW ENERGETYCZNYCH Sp. z o.o. Centrum Badawczo-Rozwojowe		○										
INTER-CONSULTING Wydział Elektroenergetyki												○
INTRROL Sp. z o.o.	○	○					○					

Nazwa firmy (cd.)	F <sub>1</sub>	F <sub>2</sub>	F <sub>3</sub>	F <sub>4</sub>	F <sub>5</sub>	F <sub>6</sub>	F <sub>7</sub>	F <sub>8</sub>	F <sub>9</sub>	F <sub>10</sub>	F <sub>11</sub>	F <sub>12</sub>
Invertex Drives Polska Sp. z o.o.		•					⊙				•	
Invertim Bis SC Biuro Techniczno-Handlowe							⊙					
IZO-ERG SA Zakłady Tworzyw Sztucznych							•					
JADAN Automatyka Sp. z o.o.		⊙					⊙					
JEAN MUELLER POLSKA Sp. z o.o.						⊙						
JM elektronik Sp. z o.o.		⊙										
JOTES		⊙										
JPEmbedded s.c.		⊙						⊙				
JUMO Sp. z o.o.	⊙											
KACPEREK MECHANIKA MASZYN		•					•				•	
KARZCZ Polska		•										
KBR Magneto Sp. j.	⊙	⊙				⊙				⊙		
Kobold Instruments Sp. z o.o.	⊙											
KOMERC Sp. z o.o.							⊙					
KOM-ODLEW Komputerowe Systemy Inżynierskie Sp. z o.o.			⊙									
KONECRANES Sp. z o.o.											⊙	
KROTECH Marcin Kroczyk				⊙			⊙				⊙	
KTR Polska Sp. z o.o.	⊙	⊙		⊙			⊙					
Kubler Sp. z o.o.		⊙										
„Kurnat” Wytwórnia Artykułów z Tworzyw Sztucznych		⊙										
LAB-EL Elektronika Laboratoryjna Sp. j.		•										
Lenze Polska Sp. z o.o.		⊙					⊙					
Limatherm Sensor Sp. z o.o.	⊙	⊙										
LOVATO ELECTRIC Sp. z o.o.	⊙	⊙				•	•			⊙		
MADEJSKI Spółka Jawna				⊙								
Maus Electronics Sp. z o.o.											•	
MBB SC							•					
Mecanaya Systems		⊙										
MECHANIKA MASZYN Andrzej Kacperek		⊙					⊙				⊙	
MERA EX Sp. z o.o.						⊙						
Mersen Polska Sp. z o.o.						⊙	⊙			⊙	⊙	
MICROSYS spol. s r.o.		⊙										
MIKRONIKA		•						•				
MILEX						⊙						
Mitsubishi Electric Europe B.V. Sp. z o.o.		⊙					⊙	⊙				
MOJ SA											⊙	
MS SPINEX Spinkiewicz Maciej							⊙					
Multi-Contact - Staubil Łódź Sp. z o.o.	⊙	⊙				⊙				⊙		
Multiprojekt KRAKÓW		⊙		⊙		⊙					⊙	
Murrelektronik Sp. z o.o.		⊙								⊙		
Newtech Engineering Sp. z o.o.		⊙										
NIVUS Sp. z o.o.	⊙											
NORD Napędy Sp. z o.o.		⊙					⊙					
NORKOM		⊙										

Nazwa firmy (cd.)	F <sub>1</sub>	F <sub>2</sub>	F <sub>3</sub>	F <sub>4</sub>	F <sub>5</sub>	F <sub>6</sub>	F <sub>7</sub>	F <sub>8</sub>	F <sub>9</sub>	F <sub>10</sub>	F <sub>11</sub>	F <sub>12</sub>
Oberon 3D L.Pietrzak i Wspólnicy Sp.j.	⊙											
OPTOSOFT Sp. z o.o.	•											
PAKS'D Sp. z o.o.				•								
Parker Hannifin Sales Poland Sp. z o.o.	⊙	⊙		⊙	⊙		⊙					
Partner Serwis Sp. z o.o.							⊙				⊙	
PATECH		⊙										
Parvalux Polska Sp. z o.o.	⊙	⊙					⊙		⊙			
PCSCHEMATIC			⊙									
PF Electronic Sp. z o.o.		⊙										
PHU HYDRO-SERWIS				⊙								
PHU Hydrotech SC				⊙								
PHU NOVA P.D. Bitner	⊙	⊙		⊙	⊙		⊙			⊙	•	
PIN Andrzej Nosal		⊙										
Pneumat System Sp. z o.o.				⊙								
PNEUMATIK SA											•	
Powergate Sp. z o.o.							⊙			•		
P.P.H. WObit E.K.J. Ober s.c.									⊙			
PPUH POLWENT EXPORT-IMPORT Jacek Korczyk							⊙					
PPUH STERPOL		⊙										
PRODUS SA		⊙										
PROGRES AUTOMATYKA Sp. z o.o.	⊙										⊙	
PROMET Spółdzielnia Niewidomych		⊙										
Propes Sp. z o.o.		⊙									⊙	
Przedsiębiorstwo Handlowe IBEMATIC										⊙		
Przedsiębiorstwo Produkcyjno-Usługowe HYDEX Sp. z o.o.				•								
Przemysłowy Instytut Automatyki i Pomiarów PIAP										⊙		
PUHP Zdzisław Czapko Export - Import	⊙											
RDL Hydraulics Sp. z o.o.				⊙			⊙				⊙	
RELPOL SA	⊙	⊙					⊙	⊙			⊙	
REMONTOWA HYDRAULIC SYSTEMS Sp. z o.o.				⊙								
Reo Croma Sp. z o.o.		•					•	•				
Rittal Sp. z o.o.		•										
SANYU Sobczak Sp. j.							⊙					
Schrack Technik Sp. z o.o.	⊙	⊙					⊙	•		⊙	⊙	
SDS-Automatyka Sp. j.		•									•	
Seltin Sp. z o.o.			⊙									
SENGA SC	⊙	⊙										
SENSORCOM Automatyka Przemysłowa i Energetyka		⊙					⊙				⊙	
SEW-EURODRIVE							⊙				⊙	
SGB-SMIT Transformers Polska											⊙	
SIBA Polska Sp. z o.o.	⊙	⊙					⊙			⊙	⊙	
SITI-POL Sp. z o.o.							⊙					
SKAMER-ACM Sp. z o.o.		⊙										
SOLID LINK Sp. z o.o.		•					•					
Staubli Łódź Sp. z o.o.	•	•		⊙	⊙		•			⊙	⊙	

Nazwa firmy (cd.)	F <sub>1</sub>	F <sub>2</sub>	F <sub>3</sub>	F <sub>4</sub>	F <sub>5</sub>	F <sub>6</sub>	F <sub>7</sub>	F <sub>8</sub>	F <sub>9</sub>	F <sub>10</sub>	F <sub>11</sub>	F <sub>12</sub>
Stauff Polska Sp. z o.o.				○								
Steinlen Polska Sp. z o.o.							○				○	
STERNISKO INDUSTRY											○	
.steute Polska		○									○	
Synergy Oil (Chevron)												○
TECHNIKA SYSTEMÓW SPREŻONEGO POWIETRZA SC					○							
Techno Plus Sp. j.							○					
TECHNOKABEL SA	○	○					○		○	○	○	
TERM Tomasz Sobczak		○				○	○				○	
TERMOAPARATURA WROCŁAW	○	•										
Tespol Sp. z o.o.	•											
TEST-THERM Sp. z o.o.	○											
TMEIC Europe Limited	○	○					○					
TRASKO AUTOMATYKA Sp. z o.o.		•										
TR Automatyka Sp. z o.o. Sp. k	○											
TRANSTOOLS Sp. z o.o.				○			○					
Tripus Polska Sp. z o.o.							•					
TRONIA Sp. z o.o.	○											
Tubes International Sp. z o.o.		○		○	○						○	
TURCK Sp. z o.o.		○										
TWP Sp. z o.o.							•					
TWT Beata, Jacek, Przemysław Turscy		○										
UniMachines – giełda maszyn, MASZYNERIA Sp. z o.o.									•			
UNI-SOLUTIONS	○	○										
VACON – firma należąca do Grupy Danfoss							○					
VACON®							•					
VIX Automation								○				
Voith Turbo Sp. z o.o.							○					
Wamtechnik Sp. z o.o.										•		
WIKA Polska Sp. z o.o. Sp. k.	•											
WROPOL Engineering				○								
WWelektronik Sp. z o.o. Sp.k.											○	
ZAE Sp. z o.o.		•								○		
Zakład Automatyki KOPOL		○										
Zakład Hydrauliki Siłowej HYDROMECH SA				•								
Zakłady Chemiczne „Organika” SA												○
Zakład Ergoelektroniki TWERD		○				○	○			○		
ZAKŁAD PRODUKCJI URZĄDZEŃ AUTOMATYKI Sp. z o.o.		○					•					
Zakład Przemysłowych Systemów Automatyki Sp. z o.o.		•										
Zakłady Kablowe BITNER		•					•					
ZAP Robotyka Sp. z o.o.									○			
ZD Motor Polska							○					
ZŁOTE RUNO Sp. z o.o.	○											
ZW Radiolux Sp. z o.o.		○										

**Tabela 4.** Analiza ilościowa firm w latach 2016 i 2017

Funkcja kierunkowa	F1	F2	F3	F4	F5	F6	F7	F8	F9	F10	F11	F12
Liczba firm w 2016 roku	43	107	6	28	21	16	70	7	20	21	44	3
Liczba firm w 2017 roku	43	106	3	24	16	19	69	9	12	16	46	3

**3. Wyniki analizy porównania funkcjonalności przedsiębiorstw**

Na podstawie tabelarycznego zestawienia analizy porównania funkcjonalności przedsiębiorstw (tabela 3) można stwierdzić, że firmy utrzymują na odpowiednim poziomie swoją ofertę, wychodząc naprzeciw wymaganiom potencjalnych klientów. Wykonana została analiza ilościowa firm znajdujących się w *Katalogach Branżowych – Napędy i Sterowanie* z lat 2016 i 2017 według poszczególnych funkcji kierunkowych, a wyniki zamieszczono w tabeli 4.

Porównując liczby firm występujące w poszczególnych latach, można stwierdzić wzrost liczby firm w roku 2017 dla funkcji F6, F8 i F11. Jednocześnie zauważalny jest nieznaczny spadek liczby firm dla funkcji F2 i F7, nieco większy dla funkcji F4, F5 i F10, i dość znaczny spadek dla funkcji F3 i F9. Liczba firm dla funkcji F1 i F12 utrzymuje się na niezmiennym poziomie. Na podstawie uzyskanych wyników można wnioskować o liczbie możliwości wyboru firm przez potencjalnych klientów w określonych funkcjach kierunkowych:

- największy wybór występuje w obszarze automatyki przemysłowej (F2) – 107 (w roku 2016) i 106 (w roku 2017), a dalej – napędów (F7) i utrzymania ruchu (F11);
- najmniejsze pole wyboru klienci mają w następujących obszarach: CAD/CAM/CAE (F3) – 6 (w 2016 roku) i 3 (w 2017 roku), oprogramowanie (F8) oraz oleje przemysłowe (F12).

W zakresie analizy jakościowej tabelarycznego zestawienia firm (tabela 3) można wyciągnąć następujące wnioski związane ze zmianami zachodzącymi na przedstawianym rynku:

1. Firmy, które wyspecjalizowały się w zakresie jednej funkcji kierunkowej, np.:
  - Badania Termowizyjne TERMOCERT;
  - CANTONI MOTOR SA;
  - GS-Hydro Sp. z o.o.;
  - KARCZ Polska;
  - Zakład Hydrauliki Siłowej HYDROMECH SA.
2. Firmy, które prowadzą działalność w szerokim zakresie swojej oferty (co najmniej pięć funkcji kierunkowych), np.:
  - ASTOR Sp. z o.o.;
  - Festo Sp. z o.o.;
  - Parker Hannifin Sales Poland Sp. z o.o.;
  - RELPOL SA;
  - Schrack Technik Sp. z o.o.
3. Firmy, które nie odnotowały działalności w Katalogu w 2017 roku, ale występują w Katalogu w 2016 roku, np.:
  - Advantech Poland Sp. z o.o.;
  - Harmonic Drive AG;
  - MECHANIKA MASZYN Andrzej Kacperek;
  - Parvalux Polska Sp. z o.o.;
  - UNI-SOLUTIONS.



4. Firmy, które zmieniły zakres swojej oferty poprzez rozszerzenie swojej działalności w 2017 roku, np.:
  - ARGO-HYTOS Polska Sp. z o.o.;
  - Grupa Azoty AUTOMATYKA Sp. z o.o.;
  - Invertex Drives Polska Sp. z o.o.;
  - LOVATO ELECTRIC Sp. z o.o.;
  - Powergate Sp. z o.o.
5. Firmy, które zmieniły zakres swojej działalności poprzez zmniejszenie swojej oferty w 2017 roku, np.:
  - BERNASZEWSKI Sp. z o.o.;
  - BIBUS MENOS Sp. z o.o.;
  - Propes Sp. z o.o.;
  - TECHNOKABEL SA.
6. Firmy, które dokonały przebranżowienia swojej oferty poprzez zamianę funkcji kierunkowych, np.:
  - CCIBA Sp. j.;
  - HYDROSET Sp. z o.o.;
  - PHU NOVA P.D. Bitner;
  - Staubli Łódź Sp. z o.o.
7. Zmiana nazwy firmy, np.:
  - Blumenbecker IPS Polska Sp. z o.o → Blumenbecker Engineering Polska Sp. z o.o.;
  - EURA Drives Europe GmbH → EURA Drives Polska.
8. Pojawienie się nowych firm na rynku, np.:
  - ABC CONTROL – Rafał Kuder;
  - Automationstechnik Sp. z o.o.;
  - DEKRA Polska Sp. z o.o.;
  - KACPEREK MECHANIKA MASZYN;
  - Reo Croma Sp. z o.o.
9. Firmy, które występują w opisach ustalonej działalności i jednocześnie w spisie reklam, np.: CANTONI MOTOR SA i Cantoni Group.
10. Firmy występujące w spisie reklam *Katalogu Branżowego – Napędy i Sterowanie 2017*.

Szczegółowa analiza danych zawartych w tabeli pozwala zauważyć, że większość firm nie zmieniła kierunku swojej działalności. Firmy te tworzą pewien wizerunek wśród potencjalnych klientów i pogłębiają swoją specjalizację. Trend ten jest w zupełności zrozumiały w aspekcie przetrwania na rynku w warunkach konkurencji, gdzie tylko ścisła specjalizacja pozwala na utrzymanie pozyskanych klientów. Należy zauważyć, że tylko niektóre firmy rozszerzyły swoją działalność w celu pozyskania nowej branży, a tym samym nowych klientów.

W *Katalogu Branżowym* z roku 2017 pojawiły się 53 nowe firmy w porównaniu do *Katalogu* z roku 2016. Nie jest to mała liczba w stosunku do całkowitej liczby firm objętych analizą (tabela 3), która wynosi 271. Potwierdza to, że *Katalog Branżowy – Napędy i Sterowanie* cieszy się dużym zainteresowaniem również wśród nowych firm, które widzą w nim

reklama



## XXIV Międzynarodowe Targi Automatyki i Pomiarów

### BIURO TARGÓW

Al. Jerozolimskie 202,  
02-486 Warszawa  
tel. 22 874 01 50, 874 02 30,  
fax 22 874 01 49  
e-mail: targi@automaticon.pl

### ORGANIZATORZY



[www.automaticon.pl](http://www.automaticon.pl)

istotną możliwość przedstawienia swojej oferty. Porównując zestawienie firm dla wykonanej analizy z zestawieniami firm, które znalazły się we wcześniejszych pracach [2, 3, 4, 5], można stwierdzić, że większość firm pojawiła się już w *Katalogach Branżowych* z ubiegłych lat. Przypadki tzw. „znikania” firm z *Katalogu* należą do rzadkich, chyba że firma ulegnie rozwiązaniu i zakończy swoją działalność albo wystąpi w spisie reklam.

Przedsiębiorstwa muszą jednak pamiętać, że sama reklama i prezentacja w katalogu czy też na targach branżowych nie wystarcza, aby utrzymać swoją pozycję na rynku. Podstawowe znaczenie ma konkurencyjność oferty, a szczególnie cena produktu/usługi w stosunku do zachowania odpowiedniej jakości. Tylko w ten sposób można przetrwać na rynku w warunkach ostrej konkurencji.

### Podsumowanie


Przedstawiona analiza porównawcza funkcjonalności przedsiębiorstw według *Katalogów Branżowych – Napędy i Sterowanie 2016 i 2017* stanowi formalizację graficzną, która pozwala na zobrazowanie aktualnej sytuacji, jaka panuje na polskim rynku. Obecna praca jest kontynuacją cyklu analizy porównawczej, do którego należą już wcześniej opublikowane prace, m.in. [2, 3, 4, 5].

W pracy [4] przedstawiona została sytuacja, jaka miała miejsce na rynku w czasie panowania kryzysu na świecie. Aktualna analiza to przegląd panujących trendów i modyfikacji, jakie zachodzą już po kryzysie. Można zauważyć, że nastąpiła już pewna stabilizacja na polskim rynku produktów i usług. Należy jednak nadal śledzić zmiany na rynku, aby podejmować właściwe decyzje. W tym celu niezbędne jest wykonanie analizy porównawczej funkcjonalności przedsiębiorstw, która wspomaga procesy podejmowania decyzji w zarządzaniu przedsiębiorstwem. Analiza wymaga aktualizacji wykazu przedsiębiorstw, w czym bardzo pomocne okazują się *Katalogi Branżowe – Napędy i Sterowanie*. Wyniki analizy, zawarte

w tabeli w postaci graficznego zestawienia, pozwalają na szybkie znalezienie wybranej funkcji kierunkowej i jej wypełnienie przez odpowiednią grupę przedsiębiorstw. Dodatkowo należy zaznaczyć, że czasem firmy występują jedynie na targach technicznych albo na swoich stronach internetowych.

### Literatura

- [1] *Katalog Branżowy – Napędy i Sterowanie*, 2016 i 2017
- [2] PARTYKA M.A., TISZBIEREK A.: *Analiza porównawcza występowania na rynku przedsiębiorstw według Katalogu Branżowego – Napędy i Sterowanie, Międzynarodowych Targów Hydrauliki, Pneumatyki, Sterowania i Napędów HPS w Katowicach oraz kwartalnika „Ważenie, Dozowanie, Pakowanie”*. „Napędy i Sterowanie” 10/2015.
- [3] PARTYKA M.A., TISZBIEREK A.: *Aktualna analiza porównawcza funkcjonalności przedsiębiorstw według Katalogu Branżowego – Napędy i Sterowanie w latach 2013–2014*. „Napędy i Sterowanie” 10/2014.
- [4] PARTYKA M.A., TISZBIEREK A., NATORSKA M.: *Analiza porównawcza funkcjonalności przedsiębiorstw według Katalogu Branżowego – Napędy i Sterowanie w latach 2007 i 2013–2015*. „Napędy i Sterowanie” 10/2016.
- [5] PARTYKA M.A., NATORSKA M.: *Analiza porównawcza funkcjonalności przedsiębiorstw według Katalogu Branżowego – Napędy i Sterowanie w latach 2015–2016*. „Napędy i Sterowanie” 1/2017.

 prof. dr hab. Marian A. Partyka jest profesorem zwyczajnym na Wydziale Inżynierii Produkcji i Logistyki Politechniki Opolskiej; dr inż. Alfred Paszek jest starszym wykładowcą na Wydziale Inżynierii Produkcji i Logistyki Politechniki Opolskiej; e-mail: a.paszek@po.opole.pl

### WYDARZENIA

#### ● Robot pianista zagra na obronie studenta

Zamiast kilkudziesięciu stron typowej pracy dyplomowej Wojciech Światała z Wydziału Elektrotechniki, Automatyki, Informatyki i Inżynierii Biomedycznej Akademii Górniczo-Hutniczej w Krakowie zaprezentuje na obronie pracy inżynierskiej zaprogramowanego przez siebie robota. Staszek, bo tak nazywa się robot, potrafi grać samodzielnie na pianinie dowolny utwór muzyczny.

Wojciech Światała, student automatyki i robotyki, w ramach swojej pracy dyplomowej zaprogramował robota przemysłowego Mitsubishi RV-2F-D

w ten sposób, aby urządzenie potrafiło grać na instrumencie. Pomysł na stworzenie nietypowej pracy to efekt zainteresowań studenta. Wojciech ukończył II stopień szkoły muzycznej i postanowił połączyć swoje dwie pasje – muzykę oraz robotykę. Jak mówi student, robot ma ogromny potencjał, jest w stanie zagrać dowolny utwór muzyczny.

Robot Staszek podłączony jest do komputera, na którym uruchamiany jest specjalnie napisany przez Wojciecha program do jego obsługi. Student, klikając myszką na poszczególne klawisze, może grać na instrumencie za pomocą robota. Ponadto Staszek może

zapamiętać zagrana melodię, a następnie zapisać ją do pliku, który będzie odtworzony przez maszynę w dowolnym momencie. Program umożliwia robotowi grę dwoma palcami, uderzenie w talerz perkusyjny oraz zaprezentowanie ukłonu. Model końcówki grającej został wydrukowany w technologii 3D.

Staszkiem pianistą zainteresowały się też zagraniczne media. Artykuł o studentie i jego utalentowanym robocie można zobaczyć na stronie jednej z największych brytyjskich stacji radiowych z muzyką klasyczną, Classic FM.

Źródło: [www.agh.edu.pl](http://www.agh.edu.pl)

## BIBLIOTEKA



Andrzej Dębowski  
**Automatyka. Technika regulacji**  
 Wydawca: Wydawnictwo Naukowe PWN  
 Rok wydania: 2017

Książka jest poświęcona zagadnieniom projektowania jednoobwodowych układów automatycznej regulacji, stanowiących podstawowy element wielu bardziej złożonych systemów automatyki. Wprowadza czytelników – posiadających już teoretyczną wiedzę z podstaw automatyki oraz tych, którzy mają problemy z bieżącą eksploatacją systemów automatyki – w zagadnienia dotyczące układów regulacji. Zawiera cenne wskazówki i opisy rozwiązań nadających się do bezpośredniego zastosowania.



Przemysław Mosiołek, Jacek Kabziński  
**Projektowanie nieliniowych układów sterowania**  
 Wydawca: Wydawnictwo Naukowe PWN  
 Rok wydania: 2018

To unikatowa na polskim rynku wydawniczym publikacja traktująca o skutecznych metodach projektowania nieliniowych układów sterowania, które mogą być stosowane w automatyce przemysłowej, robotyce, sterowaniu ruchem i w wielu innych obszarach automatyki.

Początkowe rozdziały zawierają starannie zebrany i skondensowany materiał z zakresu stabilności układów nieliniowych, który mieści się w standardzie kształcenia na studiach II stopnia kierunków typu Automatyka i Robotyka. Kolejne rozdziały prezentują metody projektowania, które mogą być z powodzeniem przyswojone przez studentów wyższych lat, a stosowane i twórczo rozwijane przez doktorantów, naukowców i projektantów układów sterowania.

Wybrane metody sterowania nieliniowego są omówione w wyczerpujący, monograficzny sposób, a część rozdziałów zawiera wyniki całkowicie oryginalne i nigdy niepublikowane. Szczególny nacisk położono na aspekty praktycznego zastosowania proponowanych metod sterowania nieliniowego.

Adresatami książki są studenci studiów drugiego stopnia kierunku Automatyka i Robotyka oraz kierunków pokrewnych jak Mechatronika, dyplomanci oraz doktoranci zajmujący się zagadnieniami sterowania nieliniowego, a także inżynierowie i projektanci układów sterowania, którzy coraz częściej dostrzegają szansę uzyskania przewagi konkurencyjnej swoich firm i zespołów, dzięki zastosowaniu metod sterowania

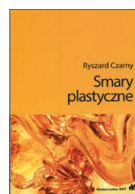
nieliniowego. Książka może być także interesująca dla słuchaczy studiów doktoranckich i badaczy związanych z matematyką stosowaną oraz z ekonomią, w której zaniedbywane wcześniej modele nieliniowe w ostatniej dekadzie zaczęły cieszyć się rosnącą popularnością.



Tadeusz Chmielnik  
**Technologie energetyczne**  
 Wydawca: Wydawnictwo Naukowe PWN  
 Rok wydania: 2018

Książka zawiera podstawowe informacje o wszystkich stosowanych obecnie technologiach produkcji elektryczności i ciepła. Są w niej omówione nie tylko technologie konwencjonalne, lecz także technologie źródeł odnawialnych oraz technologie nowe, które dopiero wchodzi do użycia. Podano podstawy teoretyczne technologii, metodologię oceny ich potencjału termodynamicznego i ekologicznego oraz aktualny stan i tendencje rozwojowe. Omówiono też wiele konkretnych rozwiązań układów energetycznych.

Książka przeznaczona jest dla studentów kierunków: energetyka, budowa i eksploatacja maszyn, inżynieria środowiska i ochrona środowiska wyższych uczelni technicznych; inżynierów pracujących w elektrowniach, biurach projektowych energetyki i konstrukcji maszyn oraz urządzeń energetycznych. Powinni z niej skorzystać również studenci studiów podyplomowych z zakresu nowych technologii energetycznych.



Ryszard Czarny  
**Smary plastyczne**  
 Wydawca: Wydawnictwo Naukowe PWN  
 Rok wydania: 2018

W książce przedstawiono: podstawy teoretyczne smarowania, rodzaje i właściwości smarów plastycznych, zwłaszcza ich właściwości tribologiczne i reologiczne, procesy wytwarzania smarów i stosowane dodatki oraz ich wpływ na budowę strukturalną smarów, podstawy doboru smarów, sposoby smarowania smarem plastycznym maszyn i urządzeń, w tym systemy smarowania centralnego, oraz automatyzację układów smarowniczych.



## TEMATYKA

# napędy i sterowanie

miesięcznik  
naukowo-  
-techniczny

**Nr 3 (227)**

Rok XX  
Marzec 2018

- Automatyka i robotyka
- Nowe technologie
- Roboty przemysłowe
- Termowizja
- Aparatura kontrolno-pomiarowa
- Systemy mechatroniczne



Promocja pisma zgodnie z planem wydawniczym na [www.nis.com.pl](http://www.nis.com.pl)

Kontakt: e-mail: [redakcja.nis@drukart.pl](mailto:redakcja.nis@drukart.pl); tel. 32-755 19 17

1/2018 (225)

2/2018 (226)

• 3/2018 (227)

4/2018 (228)

5/2018 (229)

6/2018 (230)

7-8/2018 (231-232)

9/2018 (233)

10/2018 (234)

11/2018 (235)

12/2018 (236)

## PRENUMERATA

Prenumeratę miesięcznika „Napędy i Sterowanie” można rozpocząć w dowolnym momencie. Cena prenumeraty pozostaje bez zmian, niezależnie od zmiany stawki VAT na czasopismo. Faktura za prenumeratę zostanie przesłana wraz z pierwszym zamówionym egzemplarzem. Koszty przesyłki pokrywa Wydawnictwo. Studenci oraz uczniowie mogą skorzystać z 50-proc. zniżki, przysyłając kserokopię ważnej legitymacji szkolnej. Zniżka obejmuje również szkoły i wyższe uczelnie.

Cena prenumeraty rocznej wynosi 118,80 zł (w tym 8% VAT).

Wydawnictwo Druk-Art SC nr konta: 57 1560 1140 0000 9090 0004 0921

Wysyłając powyższy formularz, wyrażam zgodę na przetwarzanie moich danych osobowych zgodnie z ustawą z dn. 29.08.1997 r. o ochronie danych osobowych (Dz. U. nr 133, poz. 883).

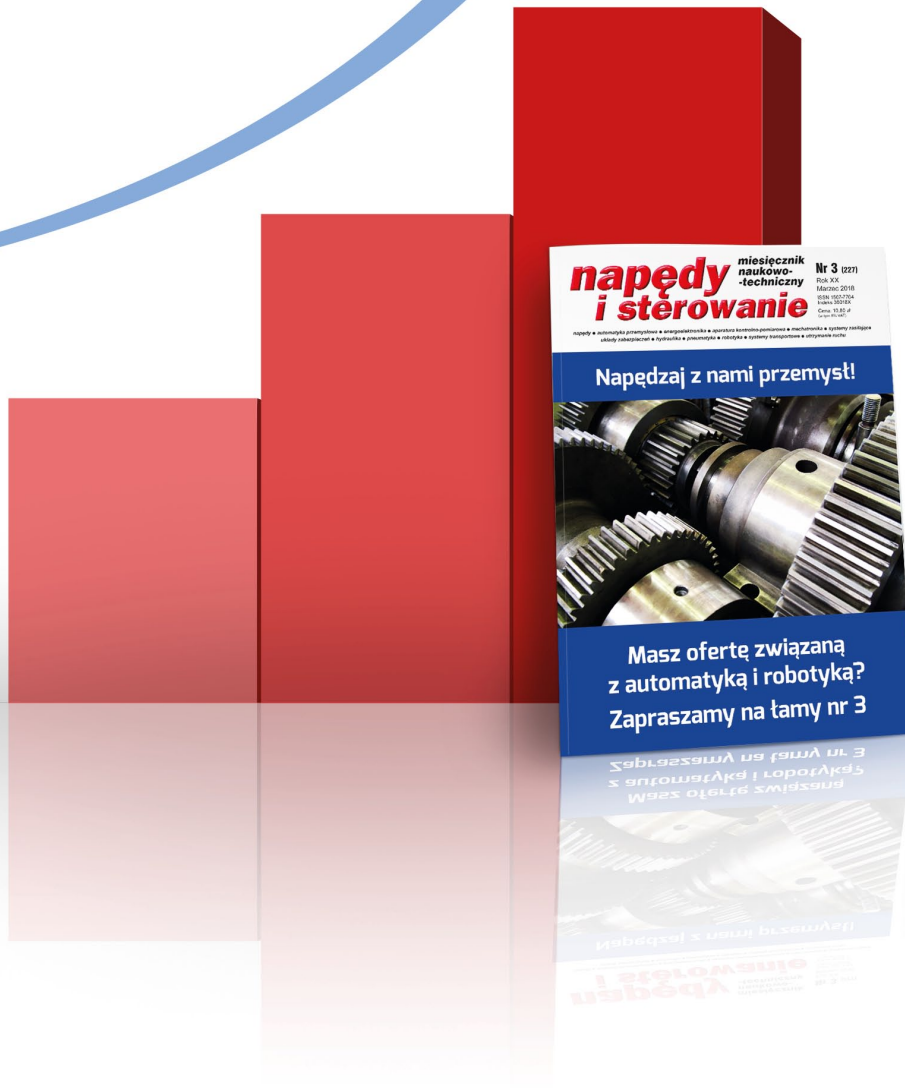
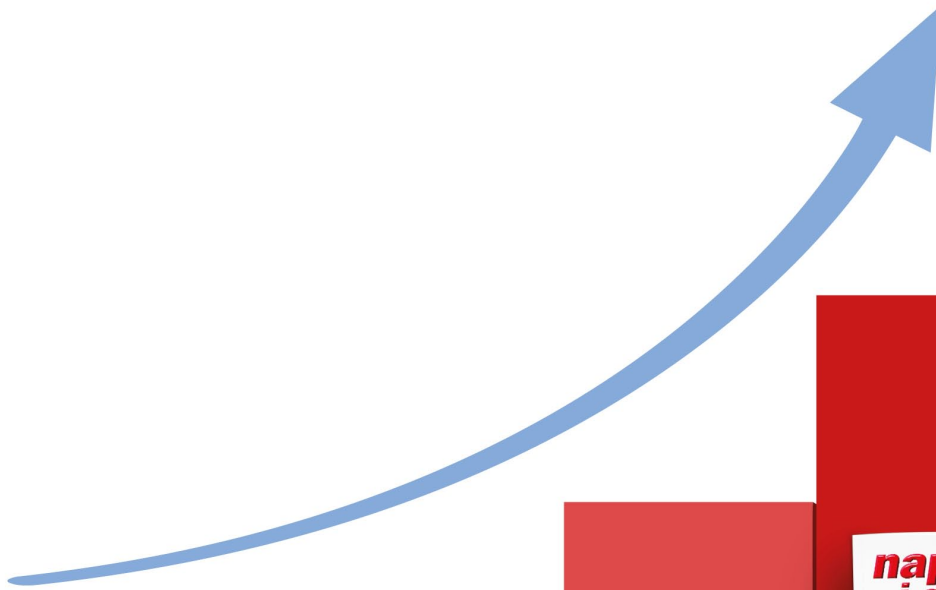
Miesięcznik „Napędy i Sterowanie” można zaprenumerować, wykorzystując:

- druk zamówienia pobrany z naszej witryny internetowej, [www.nis.com.pl/nis/prenumerata](http://www.nis.com.pl/nis/prenumerata);
- pocztę elektroniczną, e-mail: [prenumerata@drukart.pl](mailto:prenumerata@drukart.pl).

lub za pośrednictwem:

- Wydawnictwa SIGMA NOT, tel./fax 22-840 35 89;
- RUCH SA, tel. 801 800 803 lub 22-693 70 00 (godz. 7<sup>00</sup>-17<sup>00</sup>) [www.prenumerata.ruch.com.pl](http://www.prenumerata.ruch.com.pl), [prenumerata@ruch.com.pl](mailto:prenumerata@ruch.com.pl);
- GARMOND PRESS SA, tel./fax 12-412 75 60;
- KOLPORTER SA, tel. 22-355 04 10.

Informacje na temat prenumeraty oraz numerów archiwalnych można uzyskać pod numerem tel./fax: 32-755 15 74.



**Postaw na rozwój**

XII edycja Konkursu miesięcznika

**napędy** miesięcznik  
**i sterowanie** naukowo-  
techniczny

# PRODUKT ROKU 2017

## KATEGORIE:

- Nowe maszyny i technologie
- Poprawa bezpieczeństwa
- Napędy i silniki
- Systemy sterowania procesami i układami
- Urządzenia pomiarowe i czujniki



Ogłoszenie wyników konkursu oraz wręczenie nagród i wyróżnień odbędzie się podczas Międzynarodowych Targów AUTOMATICON 2018, w Warszawskim Centrum EXPO XXI, ul. Prądzyńskiego 12/14, w dniu 21.03.2018 r. o godz. 9:00, w Sali Konferencyjnej B-1.

Więcej na [www.nis.com.pl](http://www.nis.com.pl)