

Badania mocy cieplnej w pompie zębatej 3PZ4

Piotr Osiński, Weronika Huss, Paweł Bury, Krzysztof Kiec

Spis oznaczeń


c_{ol}	ciepło właściwe oleju klasy ISO VG 68;
$c_{w, sr}$	średnie ciepło właściwe powietrza w warstwie przyściennej;
Gr	liczba Grashoffa;
L_{char}	wymiar charakterystyczny;
M	moment mierzony na wale pompy;
n	prędkość obrotowa wału pompy;
Nu	liczba Nusselta;
Pr	liczba Prandtla;
p_{tn}	zadane ciśnienie tłoczenia;
Q	strumień ciepła przenikający przez pokrywę;
Q_{korp}	moc cieplna przenikająca przez pokrywę;
Q_{rz}	wydajność rzeczywista;
Q_{str}	moc strat całkowitych;
Ra	liczba Rayleigha;
T_{ot}	temperatura powietrza;
$T_{śc}$	temperatura powierzchni pokrywy;
T_{sr}	średnia temperatura w warstwie przyściennej powietrza;
\overline{T}_{ot}	średnia temperatura cieczy hydraulicznej;
α	współczynnik wnikania ciepła;
β	współczynnik ściśliwości powietrza;
Δp	przyrost ciśnienia w pompie zębatej;
ν_{ot}	lepkość kinematyczna powietrza;
$\nu_{śc}$	lepkość kinematyczna powietrza o temperaturze powierzchni pokrywy;
ν_{sr}	średnia lepkość kinematyczna powietrza w warstwie przyściennej;
η_c	sprawność całkowita pompy;
ρ_{ol}	gęstość oleju klasy ISO VG 68;
ρ_{ot}	gęstość powietrza otoczenia;
$\rho_{śc}$	gęstość powietrza o temperaturze powierzchni pokrywy;
ω	prędkość kątowna obrotu wału pompy.

1. Wstęp

Układ hydrauliczny w celu poprawnej pracy musi rozprzyszczyć ciepło powstałe w wyniku strat energii mechanicznej [8]. W niektórych zastosowaniach konwencjonalne metody odprowadzania ciepła okazują się niewystarczające, co przy ciągłej pracy skutkuje nadmiernym wzrostem temperatury cieczy hydraulicznej. Sytuacja taka ma miejsce m.in. w kopalniach węgla kamiennego oraz rudy miedzi, gdzie ze względu na stosunkowo wysoką temperaturę oraz zapylenie powietrza zdolności chłodzenia układu są ograniczone [2, 4]. Spowodowane powyższymi czynnikami przegrzanie układu hydraulicznego jest jednoznacznie szkodliwe, zwłaszcza w kontekście

Streszczenie: Zbyt wysoka temperatura cieczy hydraulicznej uniemożliwia poprawną pracę układu hydraulicznego i skraca trwałość jego elementów. Pompa zębata o zazębieniu zewnętrznym, z powodu ograniczonej sprawności wynikającej z cech konstrukcyjnych, jest znacznym źródłem ciepła w układzie. Ciepło to w znacznej części odbierane jest przez ciecz hydrauliczną w warunkach konwekcji wymuszonej oraz przez powietrze otoczenia, głównie poprzez konwekcję naturalną. W artykule zaprezentowano wyniki badań dotyczące wzrostu temperatury cieczy hydraulicznej pomiędzy stroną tłoczną a ssawną oraz źródeł ciepła w pompie 3PZ4 produkcji WPH. Wykonano w ramach projektu p.t. „Opracowanie konstrukcji wysokociśnieniowych pomp zębatych”, realizowanego w ramach Programu Badań Stosowanych w ścieżce A Umowa Nr PBS3/A6/22/2015.

Słowa kluczowe: pompa zębata, ciepło strat, przegrzanie cieczy hydraulicznej, układ hydrauliczny, wymiana ciepła

 **Abstract:** Too high hydraulic fluid temperature prevents the correct operation of the hydraulic and reduces the durability of its components. Gear pump with external gear due to reduced efficiency resulting from construction is a significant source of heat in the system. The heat is largely received by hydraulic fluid under conditions of forced convection and ambient air, mainly through natural convection. The article presents the results of tests on the hydraulic fluid temperature rise between the discharge and suction and heat sources in the pump 3PZ4 WPH production. Was performed within the framework of the project entitled “Development of a design of the high-pressure gear pumps” in the framework of the Research Used in the path A, the agreement No PBS3/A6/22/2015.

degradacji uszczelnień siłowników [4, 6] oraz szybkości starzenia się cieczy hydraulicznej. Pompa zębata, ze względu na doprowadzaną moc i ograniczoną sprawność, jest jednym ze znaczących źródeł ciepła w układzie hydraulicznym [3, 5, 7]. Określenie przyrostów temperatury cieczy w poszczególnych częściach układu pozwala na zaprojektowanie optymalnego rozwiązania ograniczającego te niekorzystne zjawiska.

W wyniku analizy konstrukcji pompy 3PZ4 wyodrębniono najważniejsze źródła ciepła oraz mechanizmy ich generowania (zgodnie z malejącymi udziałami w sumie strat) [3, 5, 7]:

- tarcie wierzchołków zębów kół zębatach o wewnętrzną powierzchnię obwodową korpusu pompy po stronie ssawnej;
- tarcie powierzchni czołowych kół zębatach o powierzchnie bloków łożyskowych wskutek kompensacji luzów osiowych;
- poślizg względny zębów kół zębatach w skrajnych punktach linii przyporu;
- straty ciśnienia podczas otwierania przestrzeni zasklepionej po stronie ssawnej pompy oraz wskutek zmiany kierunku pędu cieczy hydraulicznej podczas napływu do obszaru roboczego pompy;
- straty liniowe ciśnienia wskutek tarcia między warstwą przyścienną cieczy hydraulicznej a powierzchniami boczną i czołowymi korpusu pompy zębatej.

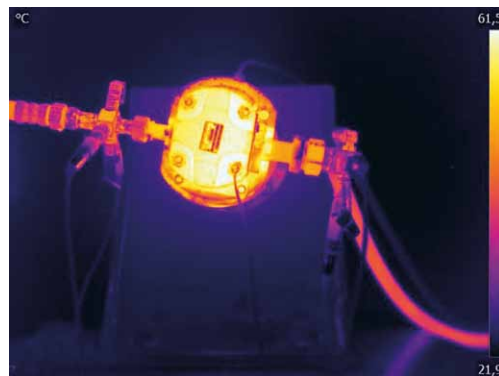
Wszystkie wymienione mechanizmy zachodzą jednocześnie, zatem dokonanie oceny ilościowej z wyodrębnieniem poszczególnych źródeł ciepła jest trudnym i niekoniernie technicznie uzasadnionym zagadnieniem. Mając na uwadze warunki eksploatacji i optymalizację układu hydraulicznego pod względem temperatury cieczy hydraulicznej, istotne jest określenie rozdziału strat pomiędzy czynnikiem a otoczenie, co jest przedmiotem prezentowanych w artykule badań.

2. Przeprowadzone symulacje i badania

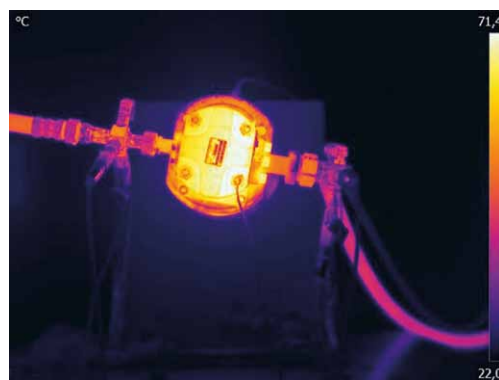
2.1. Moc cieplna przekazana do otoczenia

Opisywane badania prowadzone są w Laboratorium Napędów Hydraulicznych i Wibroakustyki Maszyn na Wydziale Mechanicznym Politechniki Wrocławskiej. Moc cieplną odprowadzoną do otoczenia obliczono na podstawie pola temperatur uzyskanego dla pokrywy pompy przy użyciu kamery termowizyjnej FLIR P640. Na rysunku 1 i 2 przedstawiono wykonane zdjęcia, które pozwoliły na identyfikację źródła ciepła, jakim jest tarcie wierzchołków kół zębatach o powierzchnię korpusu po stronie ssawnej pompy. Widoczna różnica temperatur pozwala stwierdzić, że źródło to ma charakter dominujący.

Na podstawie otrzymanych wartości temperatur oraz faktu, że otoczeniem dla pompy jest powietrze, można stwierdzić, że udział strat ciepła na zewnątrz układu jest niewielki [1, 9], natomiast ze względu na niewielką różnicę temperatur między pokrywą a otoczeniem ($t_{ot} = 22,4^{\circ}\text{C}$ w warunkach pomiaru) promieniowanie cieplne jest pomijalnie małe [1]. Korzystając z tych danych, obliczono strumień ciepła oddawanego do otoczenia przez pokrywę w zależności od temperatur



Rys. 1. Pompa 3PZ4 w punkcie pracy 160 MPa / 1500 obr./min



Rys. 2. Pompa 3PZ4 w punkcie pracy 280 MPa / 1500 obr./min

powietrza oraz powierzchni zewnętrznej korpusu. W tabeli 1 zamieszczono przykład jednej z serii obliczeniowych.

W przytoczonych obliczeniach liczba Nusselta została określona empiryczną formułą dla przegród pionowych [1].

$$Nu = 0,59 \cdot Ra^{\frac{1}{4}} \quad (1)$$

Właściwości powietrza zostały zaczerpnięte z biblioteki CoolProp dla programu MS Excel (dla ciśnienia otoczenia $p_{ot} = 101325 \text{ Pa}$). Na rysunku 3 przedstawiono zbiorcze wyniki obliczeń strumienia ciepła przenikającego przez pokrywę pompy 3PZ4.

Aby obliczyć moc cieplną rozpraszaną przez korpus, oszacowano jego powierzchnię zewnętrzną. Przyjęto, że wszystkie powierzchnie korpusu oddają taki sam strumień ciepła na jednostkę powierzchni, jak pokrywa, łącznie z powierzchnią styku pompa – konsola. Powyższe założenie przyjęto, ponieważ spośród trzech przypadków konwekcji naturalnej, mającej miejsce dla korpusu i powietrza, przenikanie przez pionową przegrodę ma wartość zbliżoną do wartości średniej. Ponadto współczynniki wnikania dla konwekcji naturalnej po stronie

Tabela 1. Seria obliczeń strumienia ciepła oddawanego przez pokrywę pompy 3PZ4 do otoczenia w przedziale temperatur korpusu 56–72°C osiąganym w polu temperatur uzyskanym kamerą FLIR P640

Wielkość	Jednostka	Wynik				
$T_{śc}$	K	345,15	341,15	337,15	333,15	329,15
T_{ot}	K	294,15	294,15	294,15	294,15	294,15
$\rho_{śc}$	kg/m ³	1,02	1,03	1,05	1,06	1,07
ρ_{ot}	kg/m ³	1,20	1,20	1,20	1,20	1,20
β	1/K	0,0029	0,0029	0,0030	0,0030	0,0030
$v_{śc}$	m ² /s	2,02E-05	1,98E-05	1,94E-05	1,90E-05	1,86E-05
v_{ot}	m ² /s	1,52E-05	1,52E-05	1,52E-05	1,52E-05	1,52E-05
$v_{śr}$	m ² /s	1,77E-05	1,75E-05	1,73E-05	1,71E-05	1,69E-05
$T_{śr}$	K	319,65	317,65	315,65	313,65	311,65
$c_{w, śc}$	J/(kg · K)	1007,24	1007,14	1007,04	1006,94	1006,85
$\lambda_{śr}$	W/(m · K)	0,068	0,068	0,068	0,068	0,068
Pr		0,291	0,289	0,288	0,286	0,284
L_{char}	m	0,11	0,11	0,11	0,11	0,11
Gr		6172709	5891322	5583305	5246809	4879856
Ra		1797552	1704844	1605659	1499591	1386204
Nu		21,60	21,32	21,00	20,65	20,24
α	W/(m ² · K)	13,36	13,19	12,99	12,77	12,52
Q	W/m ²	682	620	559	498	438

powietrza przyjmują niewielkie wartości, a ich zmiana nie wpływa znacząco na obliczoną moc cieplną [1, 9]. W tabeli 2 zaprezentowano pola powierzchni wzięte pod uwagę w obliczeniach, natomiast na rysunku 4 przedstawiono obliczone zależności rozpraszanej mocy cieplnej w zależności od temperatury korpusu dla różnych temperatur otoczenia.

2.2. Moc cieplna dostarczona do cieczy hydraulicznej

Z uzyskanych wyników dotyczących zewnętrznej wymiany ciepła można wnioskować, że prawie cała moc cieplna – wygenerowana w wyniku strat w pompie – zostanie przejęta przez ciecz hydrauliczną. Suma strat jest związana ze sprawnością pompy zębatej oraz mocą włożoną do pompy, mierzoną na wale pompy [3, 5]. Na rysunku 5 przedstawiono sprawność całkowitą pompy zębatej w funkcji ciśnienia tłoczenia dla różnych prędkości obrotowych, wyznaczoną za pomocą poniższej zależności:

$$\eta_c = \frac{Q_{rz}\Delta p}{M\omega} \tag{2}$$

Na kolejnym rysunku (rys. 6.) przedstawiono moc strat ciepła, która wynika ze sprawności pompy. Do jej wyznaczenia posłużono się następującą zależnością:

$$Q_{strat} = M\omega(1 - \eta_c) \tag{3}$$

W kontekście badanego zagadnienia przegrzewania się oleju hydraulicznego równie istotny co moc cieplna jest wzrost temperatury cieczy hydraulicznej w pompie zębatej. Aby go określić, konieczne jest przyjęcie gęstości oraz ciepła właściwego cieczy

Tabela 2. Zewnętrzne pola powierzchni elementów pompy 3PZ4 przyjęte do obliczeń

Powierzchnia zewnętrzna korpusu	Typ powierzchni [mm ²]			SUMA [mm ²]
	Pokrywa	Płyta	Powierzchnia styku z konsolą	
34 353	21 629	31 338	14 757	10 2076

hydraulicznej. W celu określenia wspomnianych parametrów cieczy skorzystano z bazy danych, a następnie określono przedział zmienności tych wielkości, tak aby przyjąć wartość średnią reprezentatywną dla rozpatrywanych punktów pracy [10]. Równania (4–5) przedstawiają wykorzystane formuły, natomiast w tabeli 3 przedstawiono przyjęte wartości:

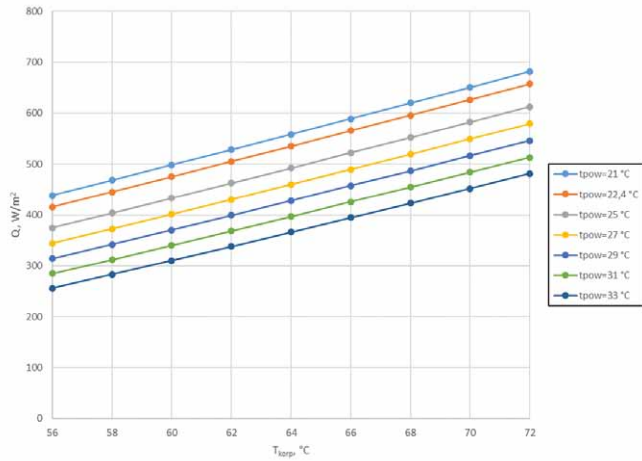
- gęstość oleju o klasie lepkości ISO VG 68:

$$\rho_{ol} = 888,42 - 0,5621 \cdot (T_{ol} - 273,15) \tag{4}$$

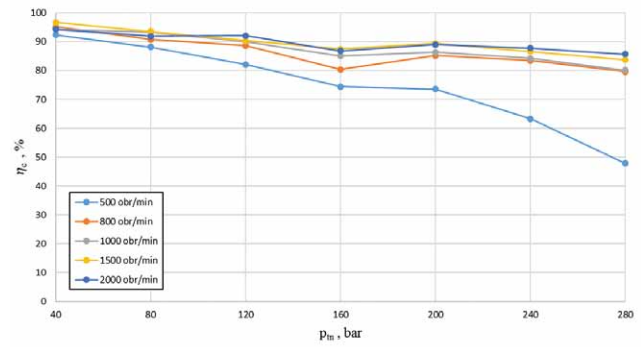
- ciepło właściwe oleju o klasie lepkości ISO VG 68:

$$c_{ol} = 1778,9 + 4,3689 \cdot (T_{ol} - 273,15) \tag{5}$$

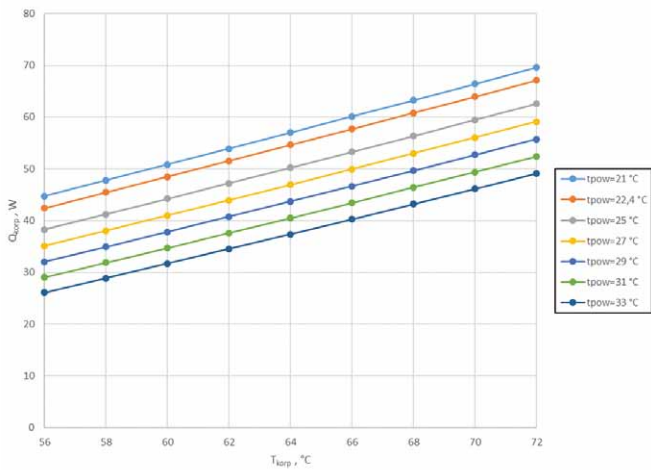
Dane przedstawione w tabeli 3 potwierdzają niewielką zmienność tych parametrów w badanym przedziale temperatur. Przyrost temperatur cieczy hydraulicznej w pompie zębatej



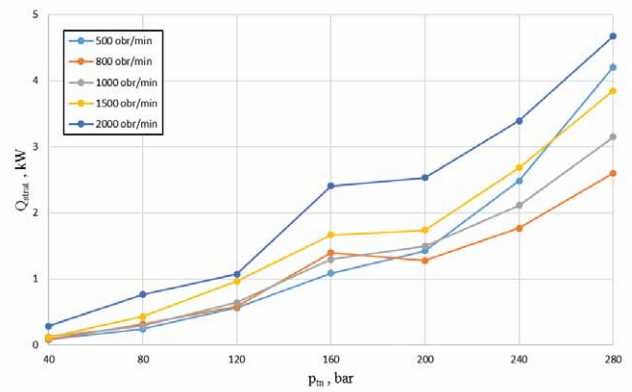
Rys. 3. Strumień ciepła rozpraszanego przez pokrywę pompy 3PZ4 w funkcji temperatur powierzchni zewnętrznej pokrywy oraz powietrza



Rys. 5. Sprawność całkowita pompy 3PZ4 w zależności od prędkości obrotowej i zadanego ciśnienia tłoczenia



Rys. 4. Moc cieplna rozpraszana przez korpus pompy 3PZ4 w funkcji temperatur powierzchni zewnętrznej korpusu wyznaczona dla różnych temperatur powietrza



Rys. 6. Moc strat ciepła wynikająca ze sprawności pompy 3PZ4 w funkcji ciśnienia tłoczenia dla różnych prędkości obrotowych

reklama

reklama

Tabela 3. Przyjęty przedział temperatur cieczy hydraulicznej oraz średnie wartości jej właściwości przyjęte do obliczeń

T_{ol}	ρ_{ol}	C_{ol}
°C	kg/m ³	J/(kg · K)
45	863,13	1974,98
60	851,89	2061,35
\bar{T}_{ol}	857,51	2018,16

obliczono według równania (6), zakładając na podstawie uzyskanych wcześniej wyników, że moc cieplna rozproszona przez korpus wynosi:

$$\Delta T = \frac{Q_{strat} - Q_{korp}}{Q_{rz} \rho_{ol} c_{ol}} \quad (6)$$

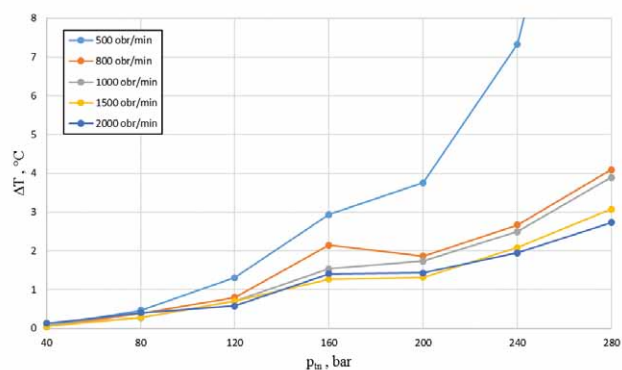
Na rysunku 7 przedstawiono uzyskane wartości przyrostu temperatury.

3. Podsumowanie

Na podstawie uzyskanych wyników sformułowano bilans energii dla pompy zębatej o zazębieniu zewnętrznym. Wynika z niego, że prawie cała wytworzona moc cieplna, będąca skutkiem strat w pompie, zostaje przejęta przez ciecz hydrauliczną. Moc ta jest znaczna, a w przełożeniu na wzrost temperatury cieczy hydraulicznej może, przy nieprawidłowym odprowadzeniu ciepła, powodować problemy eksploatacyjne w dalszych częściach układu. Ponadto zidentyfikowano dominujące źródło ciepła w obrębie pompy zębatej w oparciu o badania z wykorzystaniem kamery termowizyjnej. Dokonana analiza ciepła przejętego przez ciecz odbyła się metodą pośrednią. Planuje się, w ramach prowadzenia dalszych prac badawczych, podjęcie próby pomiaru bezpośredniego, w celu weryfikacji przeprowadzonych obliczeń oraz oceny ich zgodności z pomiarami za pomocą kamery termowizyjnej.

Literatura

- [1] CENGEL Y.A.: *Heat Transfer, A Practical Approach*. McGraw-Hill, 2003
- [2] DREND A J.: *Ocena klimatycznych warunków pracy górników w polskich kopalniach węgla kamiennego i rudy miedzi*. Politechnika Śląska, „Górnictwo i Geologia” Zeszyt 3, Tom 7, Gliwice 2012.
- [3] KOLLEK W.: *Pompy zębate, konstrukcja i eksploatacja*. Zakład Narodowy im. Ossolińskich – Wydawnictwo, Wrocław 1996.
- [4] KOLLEK W., OSIŃSKI P., SIWULSKI T.: *Degradacja uszczelnień siłowników hydraulicznych efektem nadmiernego miejscowego wzrostu temperatury cieczy w kopalnianych maszynach roboczych*. Konferencja naukowo-techniczna: „Maszyny i pojazdy dla budownictwa i górnictwa skalnego”, 29–30 września 2014, Wrocław: SIMP Ośrodek Doskonalenia Kadr.
- [5] OSIŃSKI P.: *Wysokociśnieniowe i niskopulsacyjne pompy zębate o zazębieniu zewnętrznym*. Oficyna Wydawnicza Politechniki Wrocławskiej, Wrocław 2013.



Rys. 7. Przyrost temperatury cieczy hydraulicznej w obrębie pompy zębatej 3PZ4 w funkcji prędkości obrotowej i zadanego ciśnienia tłoczenia

- [6] PŁONKA Z.: *Odporność elementów uszczelniających na trudno palne ciecze hydrauliczne stosowane w maszynach i urządzeniach górniczych*, DOZUT-TRAGOR Sp. z o.o., „Maszyny Górnicze” 3/2012.
- [7] STRYCZEK J.: *Koła zębate maszyn hydraulicznych*. Oficyna Wydawnicza Politechniki Wrocławskiej, Wrocław 2007.
- [8] SEBASTIAN M., JÜRGEN W.: *Prediction of the thermo-energetic behaviour of an electrohydraulic compact drive*. *Thermal Behaviour*. 10th International Fluid Power Conference (10. IFK) March 8–10, Dresden 2016, Vol. 2, pp. 219-234, http://www.qucosa.de/fileadmin/data/qucosa/documents/20011/4-3_Prediction_of_the_thermo_energetic.pdf
- [9] WIŚNIEWSKI S., WIŚNIEWSKI T.: *Wymiana ciepła*. Wydanie piąte zmienione, Wydawnictwa Naukowo-Techniczne, Warszawa 1994, 2000.
- [10] www.xlrotor.com/Lubricant_properties_calculator.XLS, [Dostęp z dnia 11.01.2018 r.].



Dr hab. inż. Piotr Osieński – Kierownik Laboratorium. Laboratorium Napędów Hydraulicznych i Wibroakustyki Maszyn (www.lhiw.pwr.edu.pl), Katedra Eksploatacji Systemów Logistycznych, Systemów Transportowych i Układów Hydraulicznych, Wydział Mechaniczny, Politechnika Wroclawska.

Dr inż. Weronika Huss – Pracownik naukowo-dydaktyczny, adiunkt, Katedra Eksploatacji Systemów Logistycznych, Systemów Transportowych i Układów Hydraulicznych, Wydział Mechaniczny, Politechnika Wroclawska.

Mgr inż. Paweł Bury – Pracownik naukowo-dydaktyczny, asystent, Katedra Eksploatacji Systemów Logistycznych, Systemów Transportowych i Układów Hydraulicznych, Wydział Mechaniczny, Politechnika Wroclawska.

Inż. Krzysztof Kiec – Absolwent studiów inżynierskich na Wydziale Mechaniczno-Energetycznym, Politechnika Wroclawska.