

Aleksander HORNIK, Damian JĘDRUSIK, Piotr GUSTOF, Piotr CZECH

ANALIZA NAPRĘŻEŃ TERMICZNYCH NA PRZYLGNI ZAWORU WYLOTOWEGO W DOŁADOWANYM SILNIKU Z ZAPŁONEM SAMOCZYNNYM

W artykule przedstawiono przebieg naprężeń termicznych na przylgni zaworu wylotowego w doładowanym silniku z zapłonem samoczynnym. Modelowanie obciążeń cieplnych przeprowadzono w oparciu o dwustrefowy model procesu spalania oraz metodę elementów skończonych MES w stanie nieustalonego przepływu ciepła. Obliczenia zostały wykonane dla modelu geometrycznego zaworu wylotowego silnika pięciocylindrowego o pojemności skokowej około 2300 cm³ z bezpośrednim wtryskiem paliwa do komory spalania i mocy znamionowej 85 kW.

WSTĘP

Jednym z istotnych czynników negatywnie oddziałujących na poszczególne elementy silnika spalinowego jest występowanie w nich zbyt wysokich wartości naprężeń termicznych podczas jego pracy. Do najbardziej obciążonych cieplnie elementów silnika należą zawory wylotowe. Nie dość, że są intensywnie nagrzewane podczas suwu pracy silnika, to również sama przylgnia jak i część dolna trzonka zaworu wylotowego jest omywana spalinami o dużej prędkości przepływu i o wysokiej temperaturze podczas wydechu. Wszystkie te czynniki powodują zatem możliwość występowanie dużych wartości naprężeń cieplnych, co w szczególności ma miejsce w czasie zimnego rozruchu silnika, gdy występuje w nim nieustalony przepływ ciepła. Taki stan rzeczy przy długotrwałym oddziaływaniu może prowadzić do uszkodzenia zaworu, co objawia się m.in. poprzez występowanie deformacji, pojawiania się pęknięć lub ubytku materiału (rys.1).



Rys. 1. Przykładowe uszkodzenie zaworu

1. MODELOWANIE OBCIĄŻEŃ CIEPLNYCH

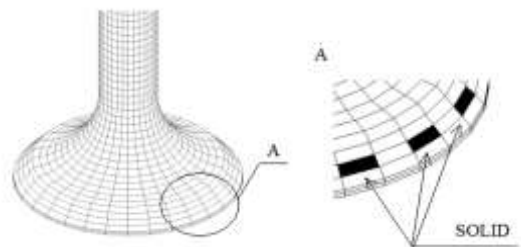
Modelowanie obciążeń cieplnych zaworu wylotowego przeprowadzono opierając się na zmiennych okresowo warunkach brzegowych III rodzaju, które opisuje: współczynnik przejmowania ciepła α oraz temperatura T czynnika roboczego otaczającego powierzchnie zaworu [1,2,3]. Analizę numeryczną przeprowadzono dla zaworu wylotowego doładowanego silnika z zapłonem samoczynnym z elektronicznie sterowanym bezpośrednim wtryskiem paliwa o pojemności skokowej 2390 cm³ i mocy znamionowej 85 kW. Obliczenia wykonano z dokładnością do 0,5 °OWK dla współczynnika nadmiaru powietrza $\lambda = 1,69$ i prędkości obrotowej 4250 min⁻¹. Ponadto do obliczeń przyjęto zmienne wartości własności fizycz-

nych materiału zaworu w funkcji temperatury uwzględniając między innymi [4,5,6]:

- liczbę Poissona,
- pojemność cieplną właściwą,
- moduł Younga
- współczynnik rozszerzalności liniowej.

Do przeprowadzenia analizy numerycznej niezbędne było stworzenie modelu geometrycznego zaworu, który został oparty na elemencie rzeczywistym silnika. Etapy jego budowy były następujące [7]:

- zdefiniowanie typu elementu SOLID (rys. 2),
- utworzenie 2-wymiarowej połowy przekroju,
- określenie konturu oraz regionu modelu,
- wygenerowanie siatki 2-wymiarowej,
- utworzenie modelu 3-wymiarowego poprzez obrót modelu 2-wymiarowego za pomocą funkcji polihedry (rys. 3).



Rys. 2. Element typu Solid



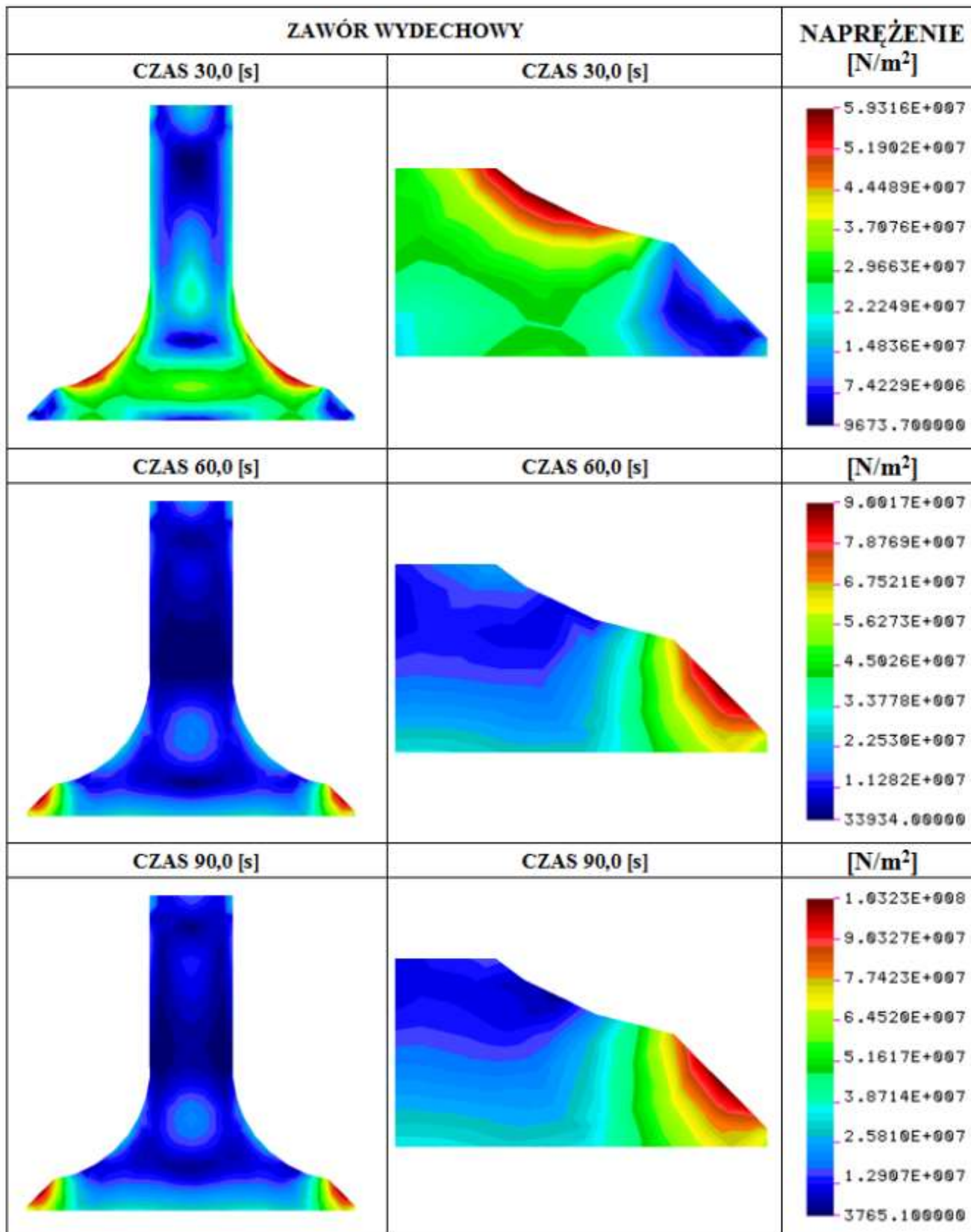
Rys. 3. Kolejne etapy tworzenia modelu geometrycznego zaworu wylotowego silnika

2. WYNIKI OBLICZEŃ

Na rysunku 4 przedstawiono rozkłady naprężeń w czasie nagrzewania się zaworu wylotowego, natomiast na rysunku 5 przedstawiono odpowiadające im rozkłady temperatury. Z przeprowadzonych analiz wynika, że w 30 sekundzie pracy silnika maksymalne naprężenie występujące dla powierzchni przyłgni wynosi

$1.70951e+007$ N/m², a maksymalne wartości naprężenia występują na powierzchni trzonka zaworu w kanale wylotowym i są większe niż dla powierzchni przyłgni zaworu. W 60 sekundzie pracy silnika maksymalne naprężenie występuje już na powierzchni przyłgni i wynosi $9.00171e+007$ N/m².

Na podstawie analizy rozkładu temperatury można stwierdzić,

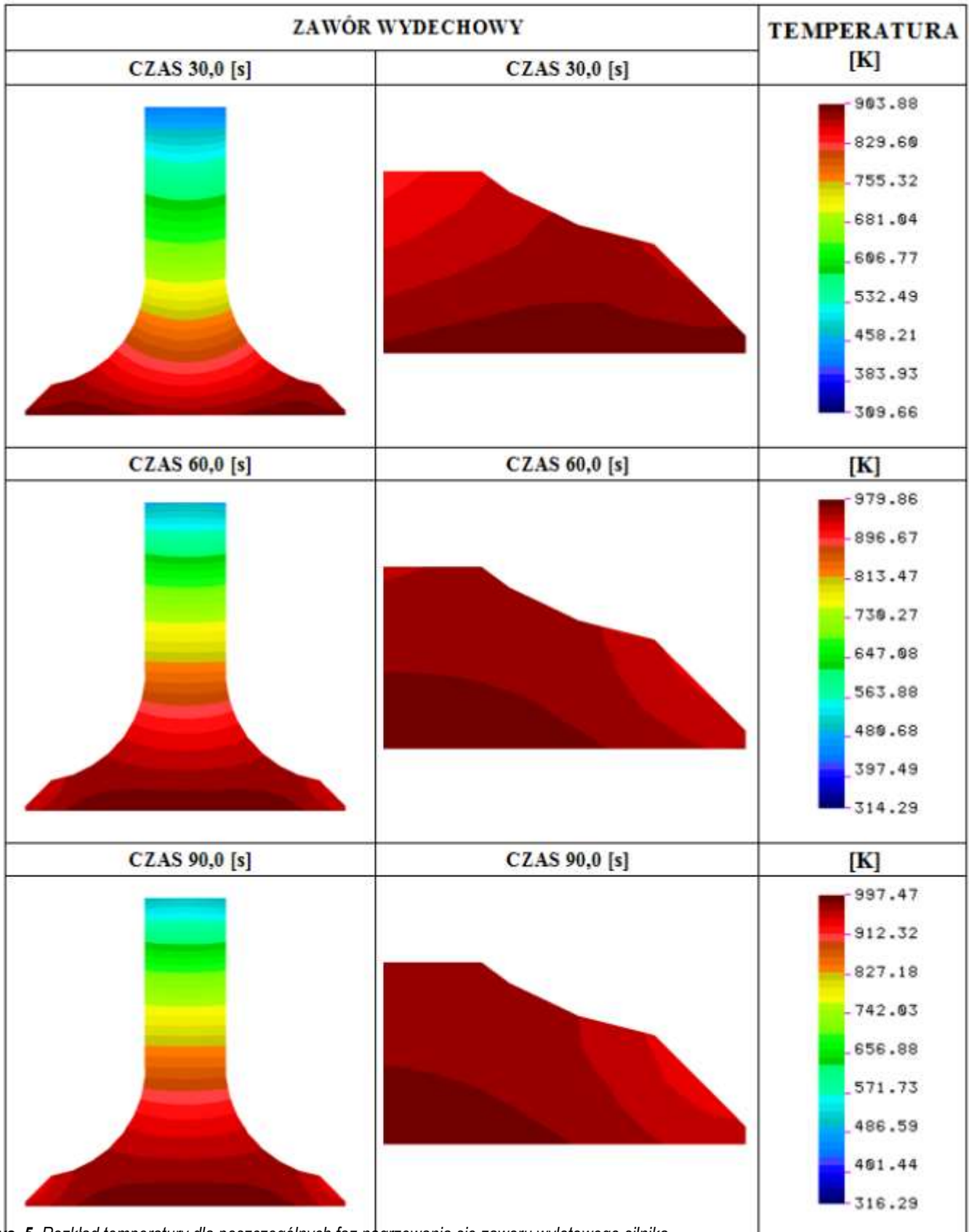


Rys. 4. Rozkład naprężeń dla poszczególnych faz nagrzewania się zaworu wylotowego silnika

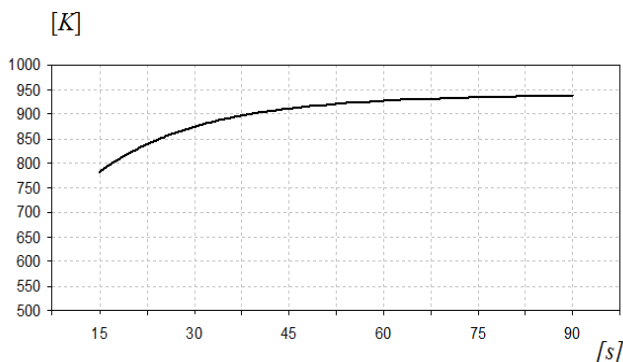
że w 30 sekundzie pracy silnika maksymalna temperatura występuje w dolnej części powierzchni przylgni i wynosi 903,88 K, natomiast w 60 sekundzie pracy maksymalna temperatura zaworu nie występuje na powierzchni przylgni (933 K) tylko na talerzyku zaworu (979 K).

Maksymalną temperaturę przylgnia zaworowa osiąga w 90 se-

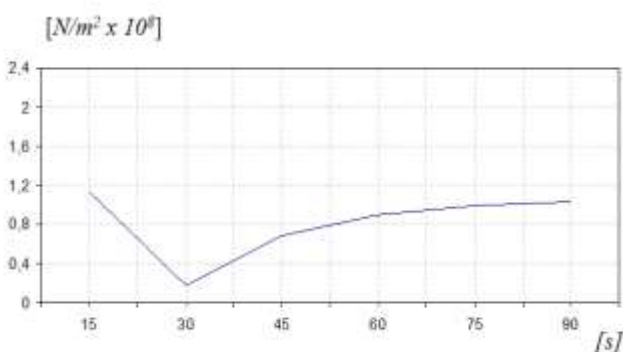
kundzie pracy silnika i wynosi ona 937 K. Na rysunku 6 przedstawiono wykres średnich wartości naprężeń termicznych, natomiast na rysunku 7 wykres zmian przebiegu średniej wartości temperatur na przylgni zaworu w funkcji czasu nagrzewania się silnika.



Rys. 5. Rozkład temperatury dla poszczególnych faz nagrzewania się zaworu wylotowego silnika



Rys. 6. Przebieg zmian średniej wartości temperatur na powierzchni przylgni zaworu w funkcji czasu jego nagrzewania



Rys. 7. Przebieg średnich wartości naprężeń na powierzchni przylgni zaworu w funkcji czasu jego nagrzewania

PODSUMOWANIE

W wyniku przeprowadzonych obliczeń numerycznych stwierdzono, że wraz z poszczególnymi fazami nagrzewania się silnika podczas pracy, nie tylko zmieniają się wartości maksymalnych naprężeń, ale także ich lokalizacja na obszarach zaworu. Zatem zbyt duża wartość lokalnych naprężeń termicznych, przekraczająca parametry wytrzymałościowe materiału zaworowego, bądź długotrwałe ich występowanie, może w konsekwencji doprowadzić do pojawienia się deformacji, pęknięć lub wykruszeń materiału. Przeprowadzenie analizy w oparciu o modele matematyczne i metodę elementów skończonych przy uwzględnieniu konkretnych parametrów pracy silnika (m.in. prędkość obrotowa, obciążenie) pozwala na wczesnym etapie projektowania przewidzieć negatywny wpływ naprężeń na poszczególne części zaworu, co ogranicza koszty związane z długotrwałymi badaniami stanowiskowymi.

BIBLIOGRAFIA

1. Kwaśniewski S., Sroka Z., Zabłocki W., Modelowanie obciążeń cieplnych w elementach silników spalinowych, Oficyna Wydawnicza Politechniki Wrocławskiej, Wrocław 1999.
2. Wiśniewski S., Wymiana ciepła, Państwowe Wydawnictwo Naukowe, Warszawa 1987.
3. Wiśniewski S., Obciążenia cieplne silników tłokowych. Wydawnictwa Komunikacji i Łączności, Warszawa 1972.
4. Gustof P., Wyznaczanie przebiegu temperatur ładunku dla pełnego cyklu roboczego w cylindrze doładowanego silnika o zapłonie samoczynnym, Zeszyty Naukowe Politechniki Śląskiej, Seria: Transport, z.43, Gliwice 2001.
5. Hornik A., Jędrusik D., Wpływ grubości warstwy nagaru na zmiany rozkładów temperatur oraz gradientów temperatur w zaworze wylotowym. W: Silniki spalinowe i ekologia. Praca zbiorowa. Opracowanie monograficzne. Pod red. Władysława Mitiańca. Politechnika Krakowska im. Tadeusza Kościuszki. Kraków : Wydaw. Politechniki Krakowskiej, 2014, s.237-245, bibliogr. 6 poz.
6. Shojaefarda M.H., Noorpoora A.R., Bozchaloea D.A., Ghaffarpour M., Transient Thermal Analysis of Engine Exhaust Valve, Numerical Heat Transfer, Part A: Applications, Vol:48:7, Taylor & Francis 2005.
7. Rusiński E., Metoda elementów skończonych, System Cosmos/M. Wydawnictwa Komunikacji i Łączności, Warszawa 1994.

Analysis of thermal stress in the exhaust valve face in a turbocharged diesel engine

The article presents the course of thermal stress in the exhaust valve face in a turbocharged diesel engine. Modelling of thermal loads are based on a two-zone model of the combustion process and the finite element method FEM unsteady state heat flow. The calculations were made using a geometrical model of the exhaust valve in a five-cylinder engine with a capacity of about 2300 cm³, with a direct fuel injection to the combustion chamber and a power rating of 85 kW.

Autorzy:

dr inż. **Aleksander Hornik** – Politechnika Śląska, Wydział Transportu, Katedra Eksploatacji Pojazdów Samochodowych
mgr inż. **Damian Jędrusik** – Auto Dealer Sp. z O.O. Dealer Peugeot, ul. Bocheńskiego 100, 40-816 Katowice,
dr inż. **Piotr Gustof** – Politechnika Śląska, Wydział Transportu, Katedra Eksploatacji Pojazdów Samochodowych,
dr hab. inż. **Piotr Czech**, prof. nzw. PŚ - Politechnika Śląska, Wydział Transportu, Katedra Budowy Pojazdów Samochodowych