

	Organizatorzy: Politechnika Łódzka Wydział Mechaniczny	XXXVIII NAUKOWA SZKOŁA OBRÓBKI ŚCIERNEJ Łódź - Uniejów 09-11.09.2015	
	• Instytut Obrabiarek i Technologii Budowy Maszyn • Katedra Technologii Maszyn		

Projekt i analiza MES dysz kształtowych chłodziwa do szlifowania zamka łopatki silnika lotniczego

Design and FEM analysis of profile coolant nozzles used in grinding of fir-tree blade root profile

MARCIN PŁODZIEN
 ŁUKASZ ŻYŁKA
 ROBERT BABIARZ
 BARTOSZ BARAN *

DOI: 10.17814/mechanik.2015.8-9.383

Zamek łopatki silnika lotniczego obrabiany jest zazwyczaj poprzez szlifowanie głębokie z posuwem pelzającym CFG za pomocą ściernicy kształtowej. Istotną rolę w procesie szlifowania głębokiego odgrywa prawidłowe doprowadzenie chłodziwa do strefy szlifowania. Ważnym czynnikiem mającym wpływ na warunki szlifowania jest konstrukcja dysz chłodziwa. Skonstruowano kształtowe dysze do chłodzenia i czyszczenia ściernicy w procesie szlifowania zamka łopatki silnika lotniczego. Przeanalizowano i zoptymalizowano konstrukcję dysz pod kątem uzyskania odpowiednich parametrów wpływu strugi chłodziwa. Przeprowadzono obliczenia MES konstrukcji dysz.

SŁOWA KLUCZOWE: MES, szlifowanie CFG, płyn obróbkowy

The fir-tree blade root profile is usually machined by the Creep Feed Grinding (CFG) using the profile grinding wheel. An important role in CFG process act the correct coolant supply to the grinding zone. An important factor which affects the condition of grinding is the design of the coolant nozzle. Coolant and cleaning nozzles with the fir-tree profile were constructed. Design of the nozzles were analyzed and optimized taking into account achieving adequate stream flow parameters of the coolant. FEM calculations of nozzle design were carried out.

KEYWORDS: FEM, CFG, grinding fluid

W ostatnich latach obserwuje się znaczący rozwój w za-

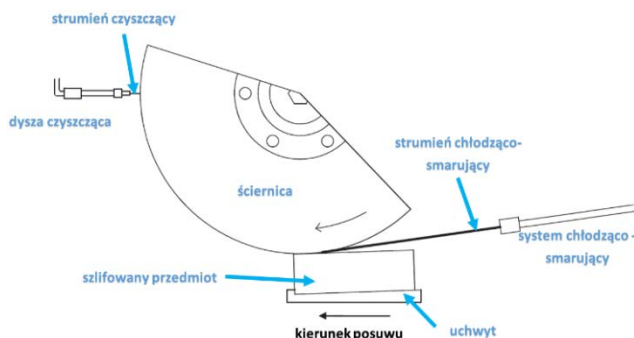
* mgr inż. Marcin Płodzień (plodzien@prz.edu.pl), dr inż. Łukasz Żyłka (zylka@prz.edu.pl), dr inż. Robert Babiarez (roberb@prz.edu.pl), inż. Bartosz Baran (bartoszbaran90@gmail.com)

kresie stosowania nowych materiałów na elementy krytyczne stosowane w przemyśle lotniczym. Dotyczy to szczególnie części silników lotniczych pracujących w bardzo trudnych warunkach eksploatacyjnych, np. poddawanych działaniu bardzo wysokich temperatur. Materiałami bardzo często stosowanymi na konstrukcje np. łopatek silników lotniczych są stopy na osnowie niklu do których zalicza się stop Inconel 718. Stopy tego typu zawierają zazwyczaj ponad 50% niklu, od 10 do 20% chromu, do 8% aluminium i tytanu, od 5 do 15% kobaltu oraz niewielkie ilości boru, cyrkonu, magnezu i węgla. Skład chemiczny oraz właściwości tego stopu powodują utrudnioną skrawalność tych materiałów. Bardzo często toczenie i frezowanie tego stopu jest zbyt kosztowne i czasochłonne, dlatego też techniki te są zastępowane zazwyczaj poprzez szlifowanie [3].

Najczęściej stosowaną odmianą szlifowania stopu Inconel 718 jest szlifowanie głębokie z posuwem pelzającym CFG (Creep Feed Grinding). Ta odmiana szlifowania jest procesem, który charakteryzuje się dużą wydajnością objętościową usuwanego materiału. Jest to efektem zastosowania znacząco większych głębokości szlifowania a_e , które niejednokrotnie osiągają wartości przekraczające 5 mm.

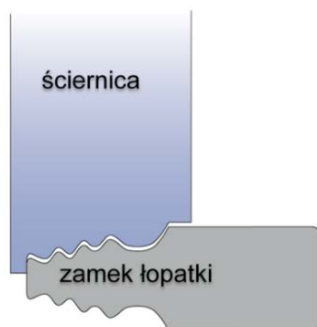
Jednakże stosowanie bardzo dużych wartości dosuwu wiąże się z koniecznością szlifowania z niewielkim posuwem minutowym v_w , który nazywany jest posuwem pelzającym. Zastosowanie większych głębokości szlifowania powoduje wzrost składowych siły szlifowania, mocy szlifowania jak również ciepła generowanego w strefie skrawania, co jest efektem większego kontaktu ściernicy z przedmiotem obrabianym. Powoduje to zwiększone ryzyko występowania przypałów szlifierskich oraz plastycznego płynięcia materiału, które decydują o ocenie jakości obrabianej powierzchni. Ryzyko to może być zredukowane poprzez odpowiednie przystosowanie wysokociśnieniowego układu chłodzenia

procesu CFG [4, 5, 6]. Na rys. 1 przedstawiono uproszczony schemat szlifowania CFG z układem chłodząco – czyszczącym.



Rys. 1. Schemat szlifowania CFG z układem chłodząco – czyszczącym

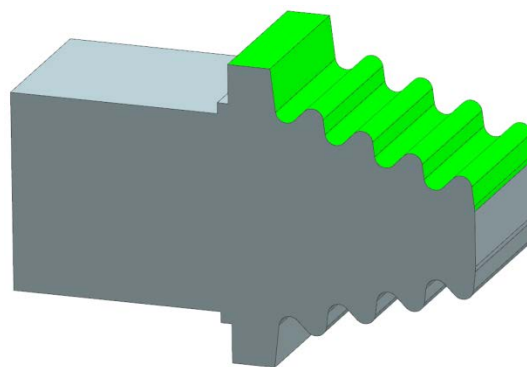
Szlifowanie CFG jest wykorzystywane m.in. w obróbce zamków łopatek silników lotniczych. W większości przypadków profil zamka łopatki jest złożony, a jego przekrój przypomina „choinkę” (ang.: fir-tree profile). Podczas szlifowania zamków łopatek wymagane jest zastosowanie ściernic kształtowych, których profil odpowiada profilowi szlifowanego zamka (rys. 2).



Rys. 2. Schemat szlifowania powierzchni zamka łopatki lotniczej.

Fakt złożonego zarysu kształtowych ściernic powoduje, że stosowanie klasycznych dysz chłodzących i czyszczących nie zapewnia równomiernego doprowadzenia chłodziwa na całej szerokości czynnej powierzchni ściernicy. Objawia się to bardzo intensywnym zalepianiem czynnej powierzchni tarczy szlifierskiej, dlatego wymagana jest jej regeneracja w trakcie procesu. Najbardziej efektywnym sposobem regeneracji jest erodowanie czynnej powierzchni ściernicy przy pomocy wysokociśnieniowej strugi cieczy. W związku z tym, aby możliwe było przeprowadzenie szlifowania kształtowego CFG niezbędne jest zastosowanie wysokociśnieniowych dysz kształtowych [1, 2]. Kształt takich dysz w miejscu wylotu cieczy czyszczącej musi być taki sam jak profil szlifowanego zamka. Tak skonstruowane dysze gwarantują stałe warunki czyszczenia w każdym punkcie profilu ściernicy.

Celem niniejszej pracy jest przedstawienie wyników symulacji metodą elementów skończonych MES przepływu chłodziwa dla różnych wariantów konstrukcyjnych dyszy czyszczącej oraz chłodzącej przeznaczonych do realizacji procesu szlifowania CFG profilu zamka łopatki lotniczej, którego zarys pokazano na rys. 3. Konstrukcje dysz były analizowane w celu określenia wpływu zmian parametrów doprowadzenia PCS do dyszy oraz wielkości i ukształtowania zbiornika wyrównawczego.



Rys. 3. Profil zamka łopatki lotniczej.

Warunki badań

Badania symulacyjne przepływu przeprowadzono w systemie Siemens NX w wersji 9.0 wykonując obliczenia z użyciem solvera Nastran w module Advanced Simulation.

Do obliczeń przyjęto, że do dyszy dopływa ciecz o wydatku $Q_{Ch} = 100$ l/min. Ponadto na podstawie zależności (1) obliczono wymagany przekrój dyszy zakładając prędkość wypływu PCS z dyszy czyszczącej na poziomie $v_{Ch} = 100$ m/s.

$$A_D = \frac{Q_{Ch} \cdot 1000}{v_{Ch} \cdot 60}, \quad (1)$$

gdzie: A_D – przekrój dyszy [m²]; Q_{Ch} – wydatek przepływu chłodziwa [l/min], v_{Ch} – prędkość wypływu chłodziwa z dyszy [m/s].

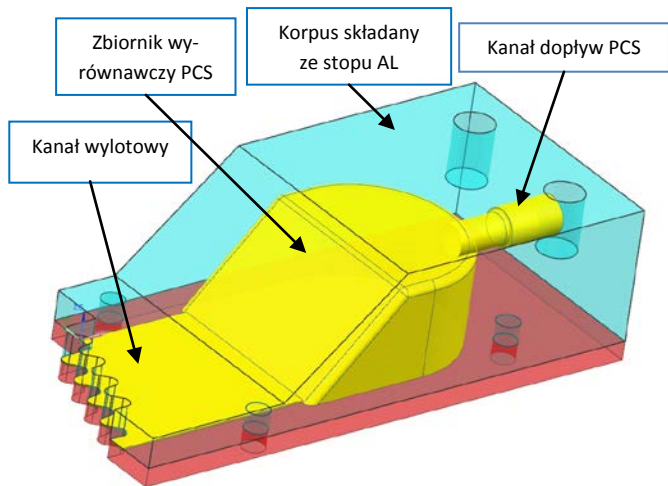
Badania symulacyjne przeprowadzono, przyjmując dla uproszczenia płyn o właściwościach wody. Przeprowadzono analizę wpływu ukształtowania geometrycznego wewnętrznych elementów konstrukcyjnych dyszy czyszczącej szczelinowej oraz punktowej chłodzącej. Pod uwagę wzięto następujące warianty konstrukcyjne kanału wewnętrznego:

1. Dysza szczelinowa czyszcząca z szerokim zbiornikiem wyrównawczym i centralnym doprowadzeniem PCS.
2. Dysza szczelinowa czyszcząca z szerokim zbiornikiem wyrównawczym i bocznym doprowadzeniem PCS.
3. Dysza szczelinowa czyszcząca z wąskim zbiornikiem wyrównawczym i bocznym doprowadzeniem PCS.
4. Dysza szczelinowa czyszcząca z wąskim zbiornikiem wyrównawczym i doprowadzeniem PCS do zbiornika pod kątem 30°.
5. Dysza szczelinowa czyszcząca z wąskim zbiornikiem wyrównawczym, doprowadzeniem PCS do zbiornika pod kątem 30° oraz z wykonanym przewężeniem.
6. Dysza igłowa chłodząca z wierconym małym zbiornikiem wyrównawczym wykonanym prostopadłe względem dysz wylotowych oraz bocznym doprowadzeniem PCS do zbiornika.
7. Dysza igłowa chłodząca z wierconym dużym zbiornikiem wyrównawczym wykonanym prostopadłe względem dysz wylotowych oraz centralnym doprowadzeniem PCS do zbiornika.
8. Dysza igłowa chłodząca z wierconym zbiornikiem wyrównawczym wykonanym pod kątem 71° względem dysz

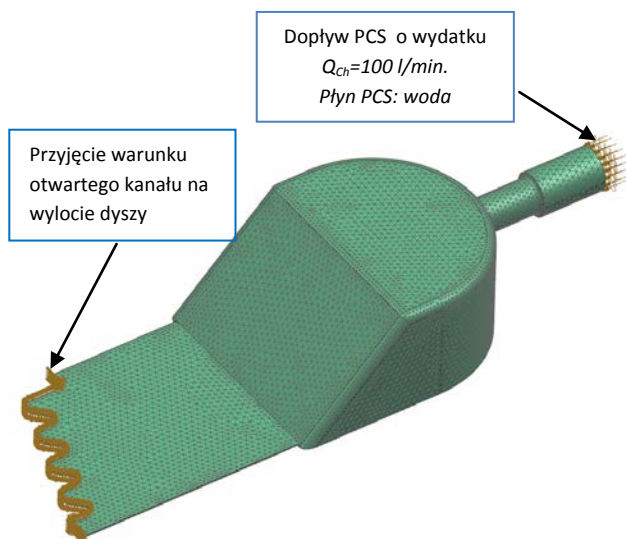
wylotowych oraz bocznym doprowadzeniem PCS do zbiornika.

9. Dysza igłowa chłodząca zwierconym i stopniowanym zbiornikiem wyrównawczym oraz centralnym doprowadzeniem PCS do zbiornika

W celu przeprowadzenia analizy przepływu, z modeli dysz kształtowych (rys. 4) wydzielono układ kanału doprowadzającego PCS (rys. 5). Następnie dla analizowanych modeli została wygenerowana siatka elementów skończonych czworobocznych 10-węzłowych o wielkości 1,5 mm. Wielkość elementów oraz pozostałe parametry zostały wyznaczone na podstawie wstępnie przeprowadzonych badań.



Rys. 4. Widok koncepcyjny konstrukcji dyszy kształtowej czyszczącej do realizacji procesu szlifowania CFG profilu zamka łopatki.



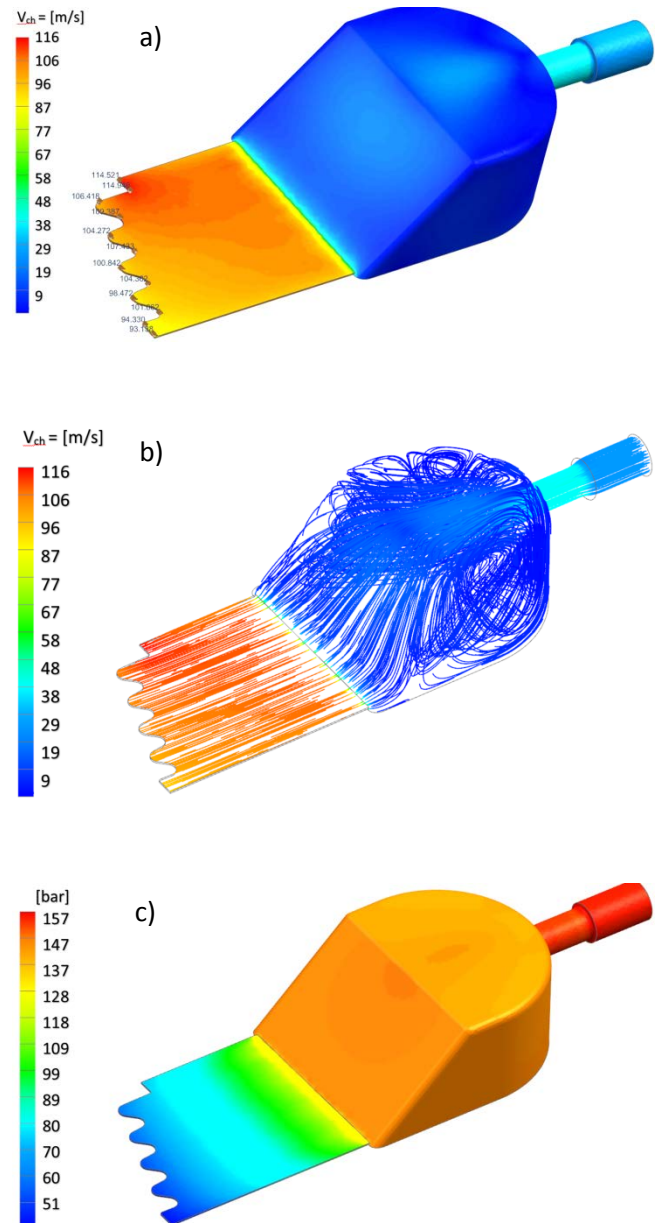
Rys. 5. Widok koncepcyjny wydzielonego kanału chłodzenia z siatką i warunkami brzegowymi

Koncepcja konstrukcji dyszy kształtowej zakłada prostotę wykonania na bazie konwencjonalnych technik kształtowania ubytkowego. Takie wykonanie pozwala na wytworzenie funkcjonalnej dyszy przy niskich kosztach produkcyjnych. Konstrukcja składa się z korpusu wykonanego ze stopu aluminium, który charakteryzują się dużą wytrzymałością na rozrywanie. W przypadku niektórych stopów osiąga wartości nawet do 500 MPa. Geometria kanału dyszy składa się z kanału dopływowego, zbiornika wyrównawczego oraz kana-

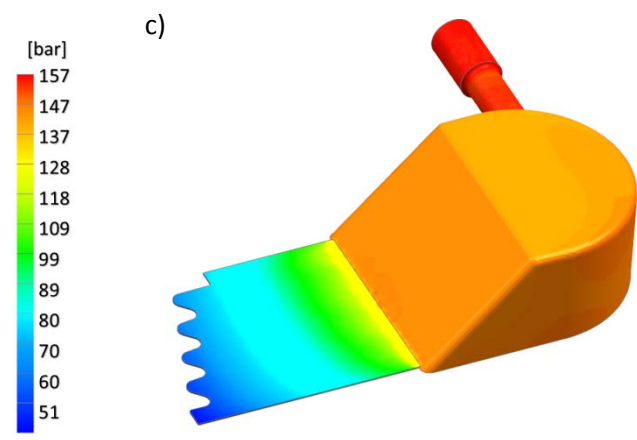
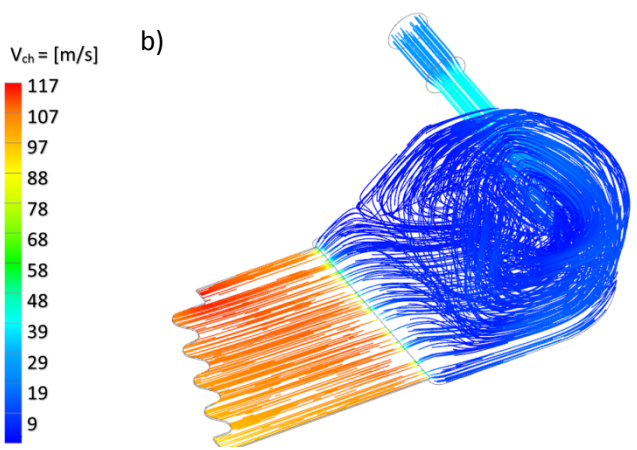
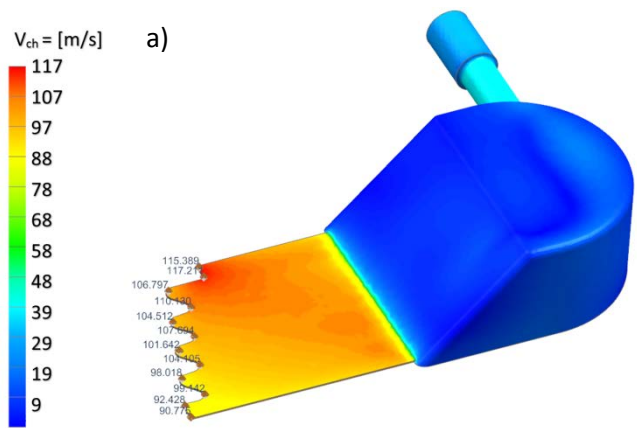
łu wylotowego dyszy. Zadaniem zbiornika wyrównawczego jest wyrównanie ciśnienia w całym zakresie szerokości dyszy w celu wygenerowania równomiernej prędkości wylotowej PCS. Z kolei zadaniem kanału wylotowego dyszy jest uformowanie odpowiednio skoncentrowanej strugi czyszczącej powierzchnię czynną ściernicy (rys. 5).

Wyniki badań symulacyjnych dyszy czyszczącej

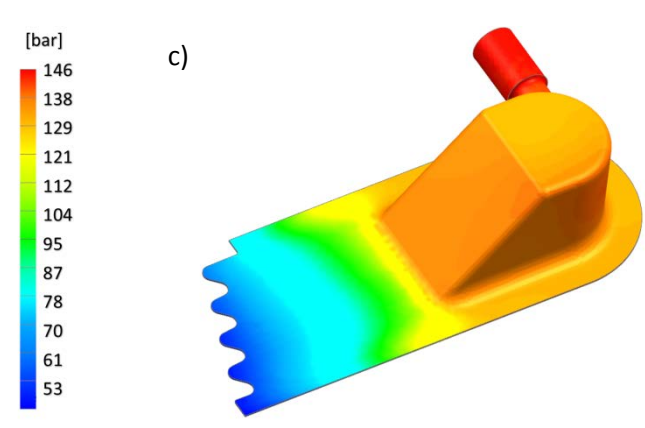
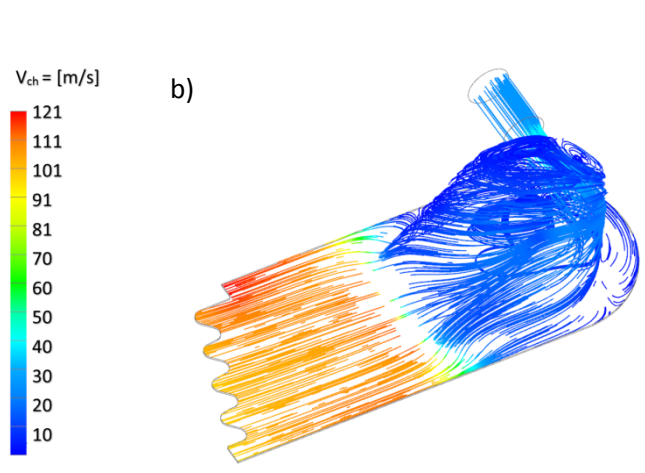
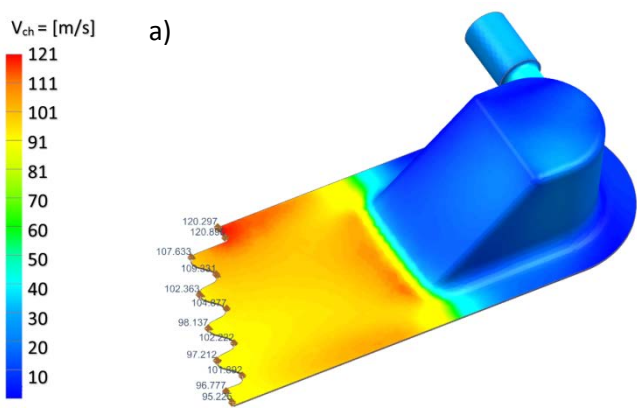
Na rysunkach od 6 do 10 przedstawiono wyniki symulacji rozpatrywanych wariantów konstrukcyjnych dysz do realizacji procesu czyszczenia złożonego profilu ściernicy.



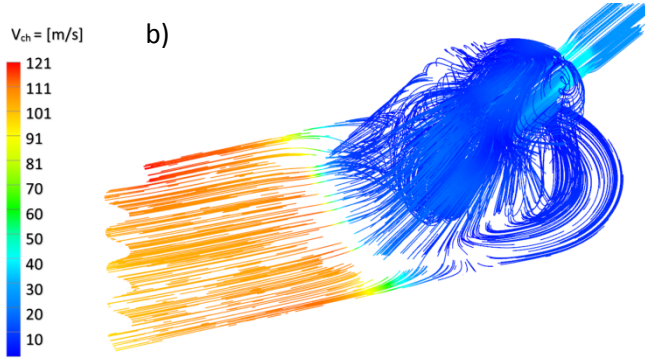
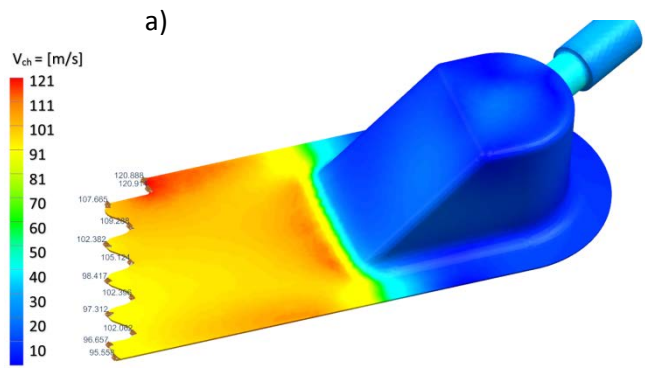
Rys. 6. Wyniki symulacji dla dyszy szczelinowej z szerokim zbiornikiem wyrównawczym i centralnym doprowadzeniem PCS: a) rozkład prędkości wewnątrz dyszy, b) przebieg linii prądu, c) rozkład ciśnienia

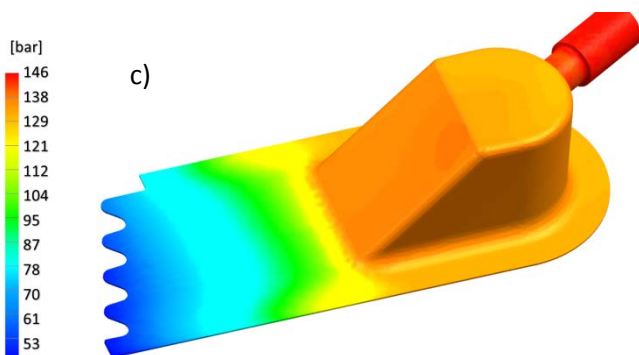


Rys. 7. Wyniki symulacji dla dyszy szczelinowej z szerokim zbiornikiem wyrównawczym i bocznym doprowadzeniem PCS: a) rozkład prędkości wewnątrz dyszy, b) przebieg linii prądu, c) rozkład ciśnienia

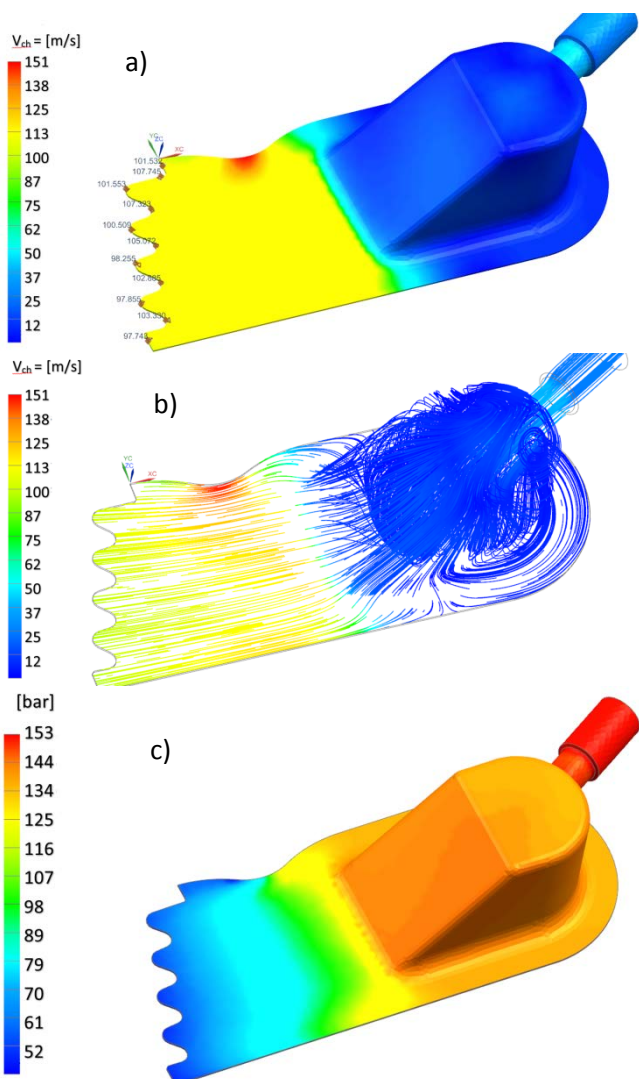


Rys. 8. Wyniki symulacji dla dyszy szczelinowej z wąskim zbiornikiem wyrównawczym i bocznym doprowadzeniem płynu PCS: a) rozkład prędkości wewnątrz dyszy, b) przebieg linii prądu, c) rozkład ciśnienia





Rys. 9. Wyniki symulacji dla dyszy szczelinowej z wąskim zbiornikiem wyrównawczym i doprowadzeniem PCS do zbiornika pod kątem 30° : a) rozkład prędkości wewnątrz dyszy, b) przebieg linii prądu, c) rozkład ciśnienia



Rys. 10. Wyniki symulacji dla dyszy szczelinowej z wąskim zbiornikiem wyrównawczym, doprowadzeniem płynu do zbiornika pod kątem 30° oraz z wykonanym przewężeniem: a) rozkład prędkości wewnątrz dyszy, b) przebieg linii prądu, c) rozkład ciśnienia

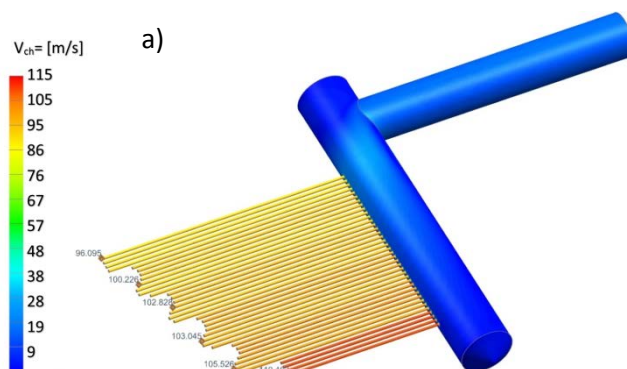
Analizując przeprowadzone symulacje przepływu można zauważyć, że dla złożonego profilu zamka problematyczne staje się utrzymanie warunku stałości prędkości wypływającego PCS z dyszy. Efekt ten wynika z niejednakowej długości kanału wylotowego kształtowej dyszy czyszczącej.

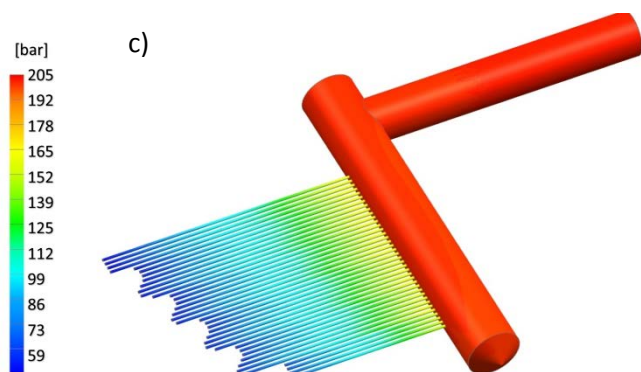
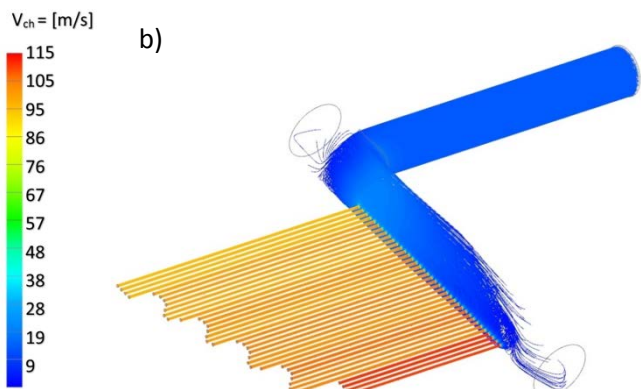
Na rysunkach 6 do 9 przedstawiono wyniki symulacji dla różnych wariantów konstrukcyjnych zbiornika wyrównawczego oraz położenia kanału dolotowego. Na bazie otrzymanych symulacji, dla wszystkich wariantów konstrukcyjnych uzyskano nierównomierny rozkład prędkości na wyjściu z kanału wylotowego dyszy, który mieścił się w zakresie od 90 m/s na dłuższym odcinku kanału wylotowego nawet do 120 m/s dla krótszego odcinka. Rozrzut wartości prędkości kształtował się na poziomie 30 m/s. (rys. 6-9a) Zastosowanie różnych wariantów konstrukcyjnych zbiornika wyrównawczego w nieznacznym stopniu poprawiało charakter zmian prędkości wylotowej PCS. W głównej mierze kształt zbiornika oraz jego wielkość miała wpływ na rozkład ciśnienia wewnątrz dyszy, który był na poziomie 140 – 156 bar (rys. 6-9c) oraz na charakter przepływu, który można zaobserwować na przebiegu linii prądu wewnątrz dyszy. Zmiana położenia dopływu PCS przyczyniała się przede wszystkim do zmian przebiegu linii prądu głównie w zbiorniku wyrównawczym (rys. 6-9b).

Na bazie przeprowadzonych analiz oraz stwierdzeniu niewielkiego wpływu wybranych parametrów konstrukcyjnych zbiornika oraz położenia kanału dopływowego przeprowadzono modyfikację kształtu kanału wylotowego poprzez jego przewężenie na krótszym odcinku kanału wylotowego dyszy. Wyniki symulacji z przewężeniem dyszy przedstawiono na rys. 10. Z otrzymanych wyników symulacji wynika, że zastosowanie przewężenia w końcowej części kanału doprowadziło do zmniejszenia rozrzutu prędkości wypływu PCS z dyszy. Rozrzut ten kształtował się na poziomie 4 m/s. Jednakże zastosowanie przewężenia przyczyniło się również do wzrostu ciśnienia chłodziwa wewnątrz dyszy o 10 bar oraz powstania większych zaburzeń przepływu wewnątrz zbiornika wyrównawczego. Należy nadmienić, że nie zauważono turbulencji w kanale wylotowym o czym świadczy przebieg linii prądu pokazany na rysunku 10b.

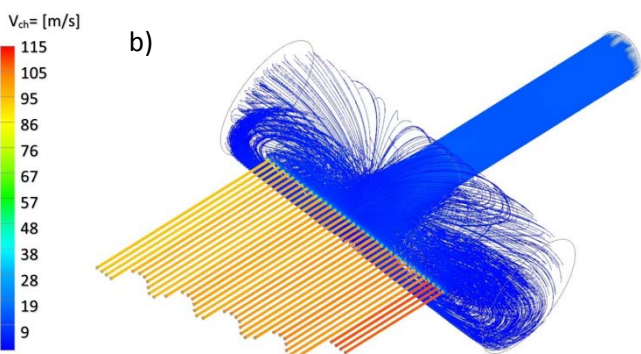
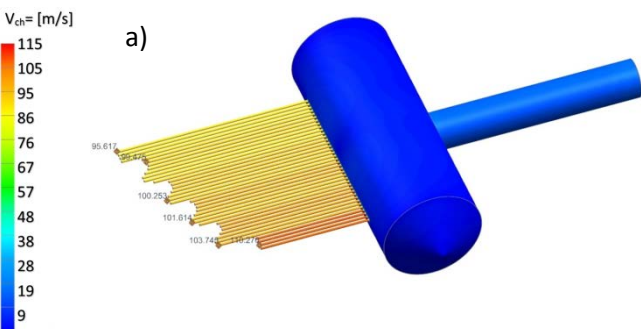
Wyniki badań symulacyjnych dyszy chłodzącej

Na rys. 11-14 przedstawiono wyniki badań symulacyjnych przepływu PCS dla różnych wariantów konstrukcji dyszy chłodzącej. Koncepcja konstrukcji oparta jest na punktowym dostarczeniu PCS do strefy szlifowania za pomocą rzędu iglic. Do badań przyjęto iglice na bazie igieł iniekcyjnych o średnicy wewnętrznej 0,63 mm. Na potrzeby badań symulacyjnych wygenerowana została siatka elementów skończonych czworościennych 10-węzłowych o wielkości 0.3 mm.

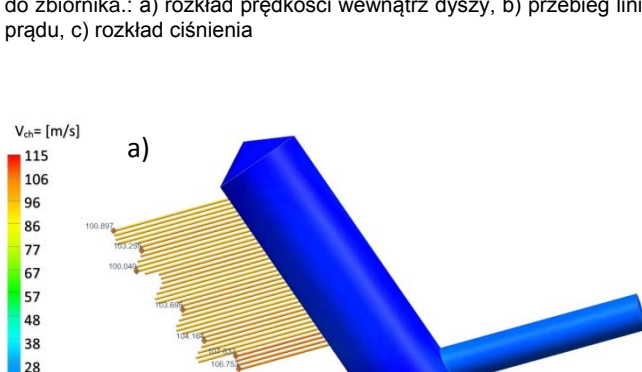
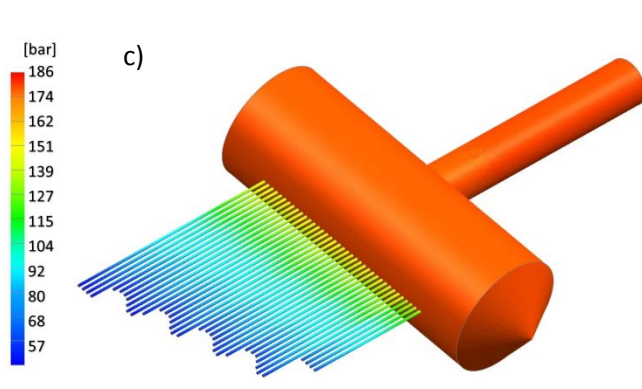




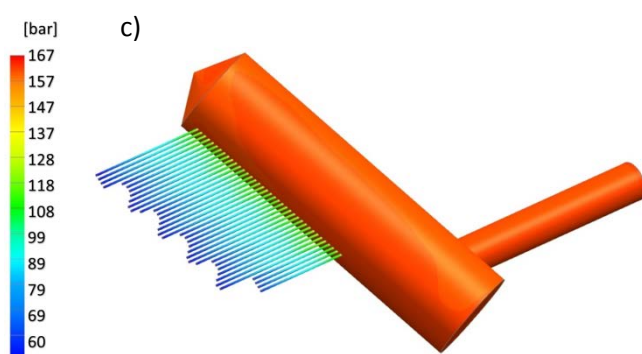
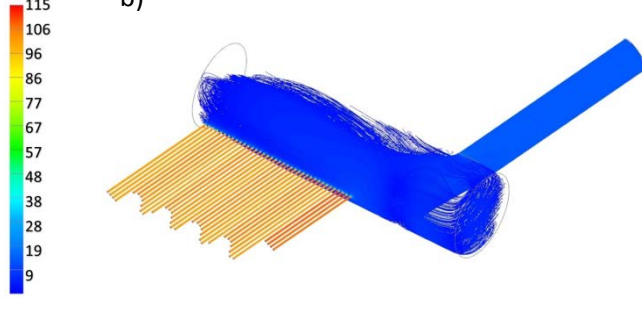
Rys. 11. Wyniki symulacji dla dyszy chłodzącej igłowej z wierconym małym zbiornikiem wyrównawczym wykonanym prostopadłe względem kanału dopływowego oraz bocznym doprowadzeniem PCS do zbiornika: a) rozkład prędkości wewnątrz dyszy, b) przebieg linii prądu, c) rozkład ciśnienia



Rys. 12. Wyniki symulacji dla dyszy chłodzącej igłowej z wierconym dużym zbiornikiem wyrównawczym wykonanym prostopadłe względem kanału dopływowego oraz centralnym doprowadzeniem PCS do zbiornika: a) rozkład prędkości wewnątrz dyszy, b) przebieg linii prądu, c) rozkład ciśnienia

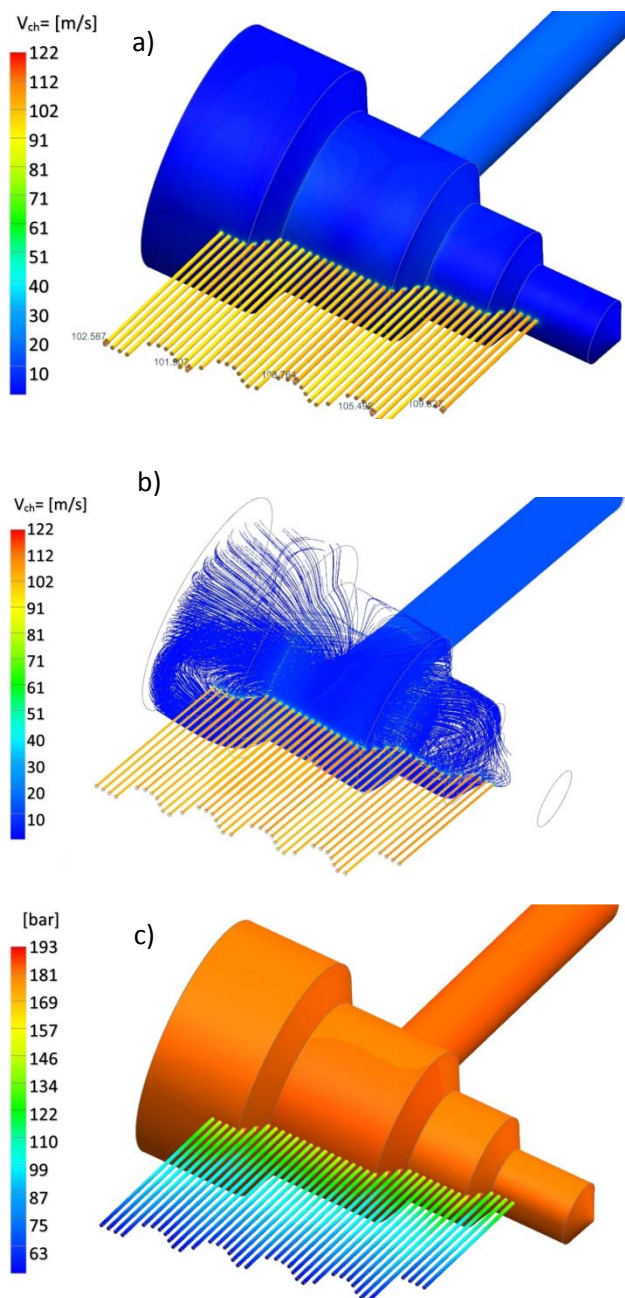


Rys. 13. Wyniki symulacji dla dyszy chłodzącej igłowej z wierconym zbiornikiem wyrównawczym wykonanym pod kątem 71° względem kanału dopływowego oraz bocznym doprowadzeniem PCS do zbiornika: a) rozkład prędkości wewnątrz dyszy, b) przebieg linii prądu, c) rozkład ciśnienia



Rys. 13. Wyniki symulacji dla dyszy chłodzącej igłowej z wierconym zbiornikiem wyrównawczym wykonanym pod kątem 71° względem kanału dopływowego oraz bocznym doprowadzeniem PCS do zbiornika: a) rozkład prędkości wewnątrz dyszy, b) przebieg linii prądu, c) rozkład ciśnienia

Rys. 13. Wyniki symulacji dla dyszy chłodzącej igłowej z wierconym zbiornikiem wyrównawczym wykonanym pod kątem 71° względem kanału dopływowego oraz bocznym doprowadzeniem PCS do zbiornika: a) rozkład prędkości wewnątrz dyszy, b) przebieg linii prądu, c) rozkład ciśnienia



Rys. 14. Wyniki symulacji dla dyszy chłodzącej igłowej z wierconym i stopniowanym zbiornikiem wyrównawczym oraz centralnym doprowadzeniem PCS do zbiornika: a) rozkład prędkości wewnątrz dyszy, b) przebieg linii prądu, c) rozkład ciśnienia

Badania symulacyjne przeprowadzono dla różnych wariantów rozwiązań konstrukcyjnych zbiornika wyrównawczego oraz usytuowania kanału dopływowego PCS. Na rys. 11-14 przedstawiono wyniki symulacji dla różnych wielkości zbiornika wyrównawczego, a także bocznego oraz centralnego położenia kanału wlotowego PCS. Jak widać, dla zastosowanych wariantów uzyskano porównywalne wyniki rozkładu prędkości wylotowej na iglicach dyszy (rys. 11-12a). Największą prędkość wypływu uzyskano tak jak w przypadku dyszy szczelinowej, na krótszym odcinku kanału wylotowego. Rozrzut prędkości na wylocie osiągał wartości 15 m/s. Zastosowanie większego zbiornika wyrównawczego spowodowało zmniejszenie ciśnienia wewnątrz zbiornika wyrównawczego oraz wzrost zawirowań w przebiegu linii prądu (rys. 13b,c). Lepsze rezultaty uzyskano dla konstrukcji zaproponowanych na rysunkach 13-14. W przypadku tych rozwiązań uzyskano bardziej równomierny rozkład prędkości. Rozrzut prędkości dla tych konstrukcji kształtował

się na poziomie 7 m/s. Konstrukcja dyszy z pochylonym zbiornikiem wyrównawczym charakteryzuje się lepszym przebiegiem linii prądu (mniej zawirowań) w stosunku do konstrukcji ze stopniowym zbiornikiem wyrównawczym, gdzie widoczne są obszary zawirowań (rys. 14-15b). Przełożyło się to również na wzrost ciśnienia chłodziwa w dyszy ze zbiornikiem stopniowanym.

Podsumowanie

Z przeprowadzonych badań wynika, że niemożliwe jest uzyskanie jednakowej prędkości wypływu cieczy na całej szerokości kształtowej dyszy szczelinowej. Dysze kształtowe trzeba traktować w sposób indywidualny. Podczas projektowania dyszy szczelinowej kształtowej nawet minimalne zmiany w jej konstrukcji wpływają na końcową prędkość wypływu oraz na zawirowania przepływu i ciśnienie powstające w jej wnętrzu. Najkorzystniejszy wynik symulacji wypływu został uzyskany dla dyszy szczelinowej z wąskim zbiornikiem wyrównawczym, doprowadzeniem płynu do zbiornika pod kątem 30° oraz z wykonanym przewężeniem. Wymagana prędkość wypływu cieczy została zapewniona, a rozrzut wartości wahał się w granicach około 4 m/s, co dla dyszy kształtowej jest wynikiem akceptowalnym.

W przypadku konstrukcji dyszy igłowej duże znaczenie mają parametry konstrukcyjne odnoszące się do wielkości zbiornika wyrównawczego oraz ustawienia kanału wlotowego. W rozpatrzonych konstrukcjach uzyskano równomierny rozkład prędkości dla dysz z wierconym i stopniowanym zbiornikiem wyrównawczym oraz centralnym doprowadzeniem jak również dla dyszy z wierconym zbiornikiem wyrównawczym wykonanym pod kątem 71° względem kanału dopływowego oraz bocznym doprowadzeniem. Rozrzut prędkości wypływu dla tych konstrukcji wahał się w zakresie 7 m/s co było najlepszym rezultatem.

Nadmienić należy, że zależność 1 pozwala jedynie na wyznaczenie pola przekroju dyszy dla założonej średniej wartości prędkości wypływu PCS. Nie gwarantuje to stałej prędkości wypływu PCS na całej szerokości przekroju dyszy. Dlatego też zasadne jest przeprowadzanie symulacji przepływu w celu optymalizacji konstrukcji każdej dyszy.

Badania realizowane w ramach Projektu "Nowoczesne technologie materiałowe stosowane w przemyśle lotniczym", Nr POIG.01.01.02-00-015/08-00 w Programie Operacyjnym Innowacyjna Gospodarka (PO IG). Projekt współfinansowany przez Unię Europejską ze środków Europejskiego Funduszu Rozwoju Regionalnego

LITERATURA

1. Adibi H., Rezaei S. M., Sarhan Ahmed A. D., Investigation on using high-pressure fluid jet in grinding process for less wheel loaded areas, *Int J Adv Manuf Technol* 70:2233–2240, 2014
2. Baines-Jones V.A., Morgan M.N., Batako A.D., Brown E., Modelling and simulation of grinding fluid nozzles, The 6th International Conference on Manufacturing Research (ICMR08) Brunel University, UK, 9-11th September 2008
3. Grigoriev S. N., Starkov V. K., Gorin N. A., Krajni P., Kopač J., Creep-Feed Grinding: An Overview of Kinematics, Parameters and Effects on Process Efficiency, *Strojniški vestnik - Journal of Mechanical Engineering* 60(2014)4, 213-220
4. Gviniashvili V., Webster J., Rowe B., Fluid Flow and Pressure in the Grinding Wheel Workpiece Interface, AMTTREL School of Engineering, Liverpool John Moores University,
5. Gviniashvili V.K., Woolley N.H., Rowe W.B., Useful coolant flowrate in grinding, *International Journal of Machine Tools & Manufacture* 44 (2004) 629–636, Liverpool
6. Morgan M.N., Jackson A.R., Wu H., Baines-Jones V., Batako A., Rowe W.B., Optimisation of fluid application in grinding, *CIRP Annals - Manufacturing Technology* 57 (2008) 363–366, Liverpool