

Politechnika Poznańska
Wydział Budowy Maszyn i Zarządzania
Instytut Mechaniki Stosowanej



Piotr Tutak

**Naprężenia termiczne w chłodnicach powietrza
doładowanego powstające w procesie ich walidacji**

Rozprawa doktorska

Promotor: dr hab. Tomasz Stręk, prof. nadzw. PP

Poznań 2019

Spis treści

1. Wstęp	7
2. Wprowadzenie	11
2.1 Przegląd literatury	11
2.2 Cel i teza pracy	19
2.3 Struktura pracy	19
3. Konstrukcje inżynierskie w procesach walidacyjnych chłodnic.....	21
3.1 Test cykli termicznych	21
3.2 Materiał i metoda badań statystycznych	23
4. Naprężenia cieplne w ciele stałym	34
4.1 Model liniowej teorii sprężystości materiału	34
4.2 Naprężenia cieplne	36
4.3 Równanie Naviera	36
4.4 Równanie wymiany ciepła	37
4.5 Równania naprężeń cieplnych dla zagadnienia stacjonarnego	39
5. Przegląd modeli numerycznych wykorzystywanych w procesach walidacyjnych	40
6. MES w analizie rozkładu odkształceń i wymiany ciepła	51
6.1 Wybór metody numerycznej do analizy termomechanicznej CAC	51
6.2 Budowa algorytmu numerycznego	55
6.3 Podstawy metody elementu skończonego	58
6.4 Równanie Poissona - przykład zastosowania MES	63
6.5 Analiza stanu naprężeń	64
6.6 Analiza stacjonarnej wymiany ciepła	66
6.7 Wyniki numeryczne analizy wymiany ciepła w układzie taśma - rurki - taśma	72
7. Symulacje testowe i walidacja modelu	88
7.1 Model przestrzenny obiektu	88
7.2 Analiza zależności fizycznych	90
7.3 Wstępna symulacja pól odkształceń i naprężeń	91
7.4 Weryfikacja modelu na podstawie testów walidacyjnych	110
8. Szczegółowe badania doświadczalne	114
8.1 Cel i założenie badań	114
8.2 Opis środowiska testowego do badań doświadczalnych	114
8.3 Wynik badań doświadczalnych i ich omówienie	118

9. Zmiany konstrukcyjne i eksploatacyjne w chłodnicach powietrza doładowanego	127
9.1 Model skorygowany	127
9.2 Zalecenia do zmian eksploatacyjnych i konstrukcyjnych	136
9.3 Wynik badań statystycznych	154
10. Podsumowanie i wnioski końcowe	160
Literatura	163

STRESZCZENIE

Niniejsza praca jest poświęcona badaniom nad poprawą wytrzymałości konstrukcji chłodnicy powietrza doładowanego na naprężenie cieplne powstające podczas testu cykli termicznych. Konstrukcja chłodnicy powietrza doładowanego będącej przedmiotem tej rozprawy doktorskiej została stworzona na podstawie standardowej koncepcji konstruowania tego typu wymienników ciepła dla tak ściśle określonej przez producenta przestrzeni w zabudowie auta. Jednak w tym przypadku osiągnęła ona znacząco większe gabaryty w porównaniu z innymi tego typu konstrukcjami, wymaganymi, aby uzyskać odpowiedni poziom wydajności cieplnej. Miało to znaczący wpływ na wzrost wartości sił i momentów działających na konstrukcję chłodnicy powietrza doładowanego. Spowodowało to wraz z bardziej wymagającymi pod względem wytrzymałościowym nowymi parametrami testu cykli termicznych, że tak skonstruowana chłodnica nie jest w stanie spełnić wymogów nowej specyfikacji testu i po wykonaniu 50 % wymaganej liczby cykli pękają jej rurki, z których następnie pojawia się przeciek przekraczający znacząco ustalony w specyfikacji limit. Wcześniejsze specyfikacje testu nie zakładały tak szybkiej zmiany temperatury powietrza przepływającego przez układ chłodnicy, jak również jej maksymalnej wartości jakie wymagała nowa specyfikacja testu, według której został wykonany niezaliczony test.

W celu rozwiązania problemu pękających rurek chłodnicy postanowiono opracować model komputerowy symulujący test cykli termicznych oraz wykonać równoległe badania doświadczalne dostarczające informacji o zachowaniu się rurek chłodnicy podczas testu. Opracowany model komputerowy chłodnicy powietrza doładowanego wskazał jako najbardziej obciążone miejsca konstrukcji skrajne rurki po stronie wlotowej króćca, co pokryło się z miejscami uszkodzeń w chłodnicy podczas rzeczywistych testów. Ze względu na przyjęte założenia w pierwszej symulacji o równomiernym rozkładzie temperatury w rurkach strony wlotowej chłodnicy, wyniki analizy wskazały największe naprężenia na wszystkich czterech skrajnych rurkach strony układu wlotowego. Dopiero dane pomiarowe z przeprowadzonych badań doświadczalnych pokazały rzeczywisty rozkład temperatury w rurkach na podstawie których zaktualizowano warunki brzegowe modelu komputerowego otrzymując w rezultacie poprawny wynik, wskazujący maksymalne naprężenia na skrajnych rurkach po stronie króćca wlotowego. Lokalizacje największych naprężeń wskazane przez symulację pokryły się z miejscami występowania pęknięć w chłodnicy podczas testu cykli termicznych, co potwierdza słuszność tak opracowanego modelu. Z kolei przeprowadzone badania doświadczalne umożliwiły nie tylko określenie wpływu danego parametru testu na odkształcenia rurek, ale także stworzyły pewien rodzaj bazy danych określającej zależność pomiędzy konstrukcją chłodnicy a konkretną specyfikacją testu cykli termicznych. W badaniach pokazano jak na poziom odkształcenia rurek chłodnicy wpływa dany parametr testu cykli termicznych.

Na podstawie wykonanych badań doświadczalnych i symulacji można ocenić wynik testu dla określonej specyfikacji testu cykli termicznych. Ostatecznie, szereg wykonanych symulacji, fizycznych testów i przeprowadzonych badań doświadczalnych uzupełnionych o dane pomiarowe z prototypowych samochodów pozwoliły nie wprowadzać żadnych zmian konstrukcyjnych w analizowanej chłodnicy powietrza doładowanego. Dla nowego czasu zmiany temperatury powietrza doładowanego 30 sekund chłodnica powietrza doładowanego przeszła pozytywnie 8 000 cykli testu i została zatwierdzona do produkcji seryjnej. Wykonana praca przyczyniła się również do rozwoju nowych koncepcji konstrukcji chłodnicy powietrza doładowanego poprawiających jej wytrzymałość na naprężenia cieplne.

ABSTRACT

This work is devoted to research on improving the strength of the charge air cooler design in regards to thermal stress generated during the thermal cycle test. The design of the charge air cooler being the subject of this thesis was created based on a standard concept of design of heat exchangers for limited space in the car for its engine cooling module. However, in this case it was required to have significantly larger dimensions to achieve an adequate level of heat transfer. This had a significant impact on increasing values of forces and moments acting on the tubes of the charge air cooler. This, together with the new more demanding parameters of the thermal cycle test, resulted that the charge air cooler cannot meet the new specification requirements. At 50 % of the required number of cycles, tubes are cracking resulting in leaks. Previous test specifications did not assume such a rapid change in the temperature of air flowing through the charge air cooler system, as well as its maximum value which were required by the new test specification.

To solve the problem of cracking tubes, it was decided to develop a computer model simulating the thermal cycle test and to perform parallel experimental tests providing information on the behavior of the charge air cooler tubes during the test. The developed computer model of the charge air cooler has indicated the most heavily loaded areas are the external tubes on the inlet pipe side, which was in line with the failure mode locations on the charge air cooler during testing. Due to the assumptions adopted in the first simulation about an even temperature distribution in the tubes of the inlet side of the charge air cooler, the results of the analysis indicated the greatest stresses on all four external tubes of the inlet side. Measurement data from the experimental tests showed the actual temperature distribution in the tubes not being uniform. The boundary conditions of the computer model were updated with these temperatures, resulting in a correct outcome indicating the maximum stress on the external tubes on the inlet side. Locations of the greatest stresses indicated by the simulation coincided with the locations of cracks in the charge air cooler during the thermal cycles test. This confirms the validity of the computer model. In turn, the experimental tests made it possible not only to determine the impact of a given test parameter on tube deformation, but also created a database defining the relationship between the design of the charge air cooler and the specific conditions of the thermal cycles test. The experimental tests showed how the deformation level of charge air cooler tubes is influenced by a given parameter of the thermal cycles test.

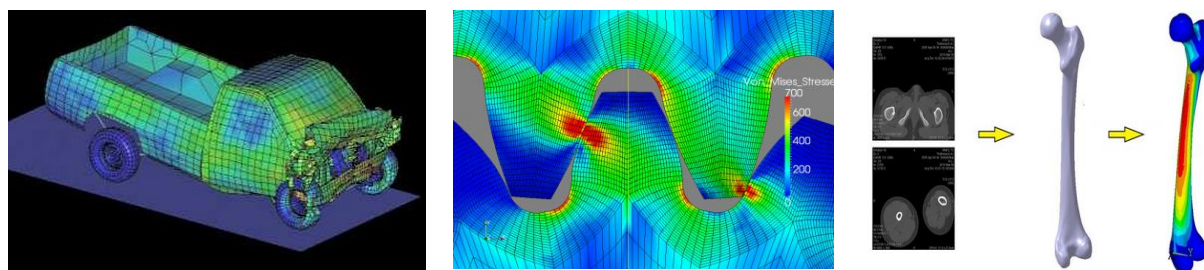
Based on experimental testing and simulation the result of the thermal cycle test can be predicted for a given test specification. Finally, a series of simulations, physical and experimental tests, complemented with measurement data from prototype cars, allowed not to make any design changes in the analyzed charge air cooler. According to the new established time for the change of the charge air temperature to 30 seconds, the charge air cooler positively passed 8 000 test cycles and was approved for series production. The work done has also contributed to the development of new concepts for the design of the charge air cooler improving its strength to thermal stresses.

1. WSTĘP

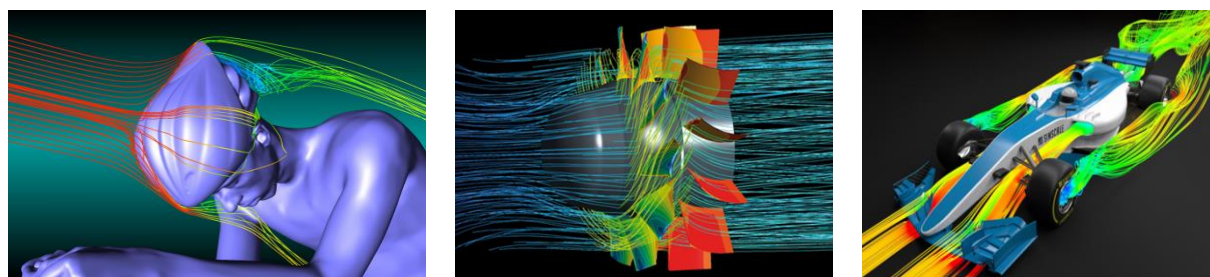
Współczesne realia przemysłu motoryzacyjnego wymagają jak najmniejszych kosztów rozwoju produktów przy jednoczesnym uzyskaniu jak najbardziej optymalnych ich właściwości użytkowych. Trend ten spowodował gwałtowny rozwój różnego rodzaju środowisk programistycznych do symulacji mechanizmów oraz zjawisk mogących wystąpić w cyklu życia analizowanych wyrobów. Jedną z głównych metod wykorzystywanych w tym oprogramowaniu jest metoda elementów skończonych, stanowiąca rdzeń programów służących do komputerowego wspomaganie projektowania konstrukcji i badań zjawisk fizycznych. Obecnie na rynku jest dostępnych wiele środowisk programistycznych, które służą temu celowi a ich ekspansja nastąpiła w latach dziewięćdziesiątych wraz ze wzrostem mocy obliczeniowej komputerów. Środowiska te dzielą się między innymi na dedykowane do obliczeń wytrzymałościowych, należą do nich takie programy jak ANSYS Structural, Abaqus FEA, Autodesk Simulation Mechanical, Femap, HyperWorks, MSC Nastran (Rys. 1.1) oraz środowiska do obliczeń przepływowych czyli tzw. komputerowej mechaniki płynów jak na przykład Ansys CFX, ANSYS Fluent, HyperWorks, Autodesk Simulation CFD, OpenFOAM, COMSOL CFD Module (Rys. 1.2). Niestety łatwa dostępność różnego rodzaju programów służących do symulacji i analiz komputerowych konstrukcji może stanowić równie proste i łatwe złudzenie uzyskania rzetelnych wyników. Użytkownik korzystający z tego typu systemów obliczeniowych chcąc rozwiązać problem na przykład z zakresu mechaniki konstrukcji nie znając jej podstaw oraz specyficznych zagadnień związanych z konstrukcją danego produktu nie jest w stanie stwierdzić na podstawie otrzymanych wyników czy uzyskane rozwiązanie jest poprawne czy też nie. Dlatego, aby zarówno symulacja komputerowa jak i wnioski z niej płynące były poprawne niezbędna jest wiedza na temat danego zagadnienia, użytych w symulacji modelach matematycznych jak i zastosowanej metody obliczeniowej. Obecnie dostępne na rynku środowiska obliczeniowe posiadają coraz to przyjemniejsze dla użytkownika interfejsy graficzne. Często to system sam domyślnie przypisuje model obliczeniowy dla danego zagadnienia co w przypadku niedoświadczonego użytkownika może doprowadzić do utraty jakości rozwiązania lub otrzymania błędnego wyniku mogącego skutkować poważnymi konsekwencjami w rzeczywistości. W celu wybrania właściwego modelu obliczeniowego dla danego problemu i poprawnej oceny jakości uzyskanego rozwiązania w przypadku obliczeń komputerowych niezbędna jest wiedza na temat użytej w programie metody obliczeniowej. Zakres wiadomości i informacji użytkownika o zaimplementowanej metodzie komputerowej na której bazuje cały program oczywiście nie musi dorównywać wiedzy twórcy takiego oprogramowania, nie mniej jednak powinien on być w stanie sam świadomie wybrać odpowiedni model matematyczny jak i ocenić czy jakość uzyskanego rozwiązania jest akceptowalna [Srodka, 2004].

Konstrukcja chłodnicy powietrza doładowanego (ang. *Charge Air Cooler, CAC, Intercooler*) będącej przedmiotem tej rozprawy doktorskiej została stworzona na podstawie standardowej koncepcji konstruowania tego typu wymienników ciepła dla ściśle określonej przez producenta przestrzeni w zabudowie auta. Jednak w tym przypadku osiągnęła ona znacząco większe gabaryty w porównaniu z innymi tego typu konstrukcjami, wymaganymi, aby uzyskać odpowiedni poziom wydajności cieplnej. Miało to znaczący wpływ na wzrost wartości działających sił i momentów na konstrukcję chłodnicy. Spowodowało to wraz z bardziej wymagającymi pod względem wytrzymałościowym nowymi parametrami testu cykli termicznych, że tak skonstruowana chłodnica nie jest w stanie spełnić wymogów nowej specyfikacji testu i po wykonaniu 50 % wymaganej liczby cykli pękają jej skrajne rurki, z których następnie pojawia się przeciek przekraczający znacząco ustalony

w specyfikacji limit $20 \text{ cm}^3/\text{min}$. Wcześniejsze specyfikacje testów cykli termicznych nie zakładały tak gwałtownej szybkości zmiany pomiędzy minimalną a maksymalną wartością temperatury powietrza przepływającego przez układ chłodnicy, jak również jej maksymalnej wartości jak we wprowadzonej w 2011 roku nowej specyfikacji, według której w 2013 roku został wykonany niezaliczony test. Z kolei test cykli termicznych, który zatwierdził konstrukcję prototypu chłodnicy został wykonany w roku 2012 według wydłużonego czasu na zmianę temperatury, 35 sekund. Wynikało to z braku na świecie stanowiska, które mogłoby generować zmianę temperatury w ciągu 6 sekund dla takich parametrów testu. Ponieważ test cykli termicznych nigdy wcześniej nie stanowił żadnego problemu dla tak projektowanych konstrukcji chłodnic uznano, wówczas, że zmiana temperatury w ciągu 6 sekund nie powinna stanowić zagrożenia konstrukcyjnego a ostateczny test potwierdzający zostanie wykonany na budowanym równolegle stanowisku badawczym.



Rys. 1.1 Obliczenia wytrzymałościowe konstrukcji [www, 01; www, 02; www, 03]



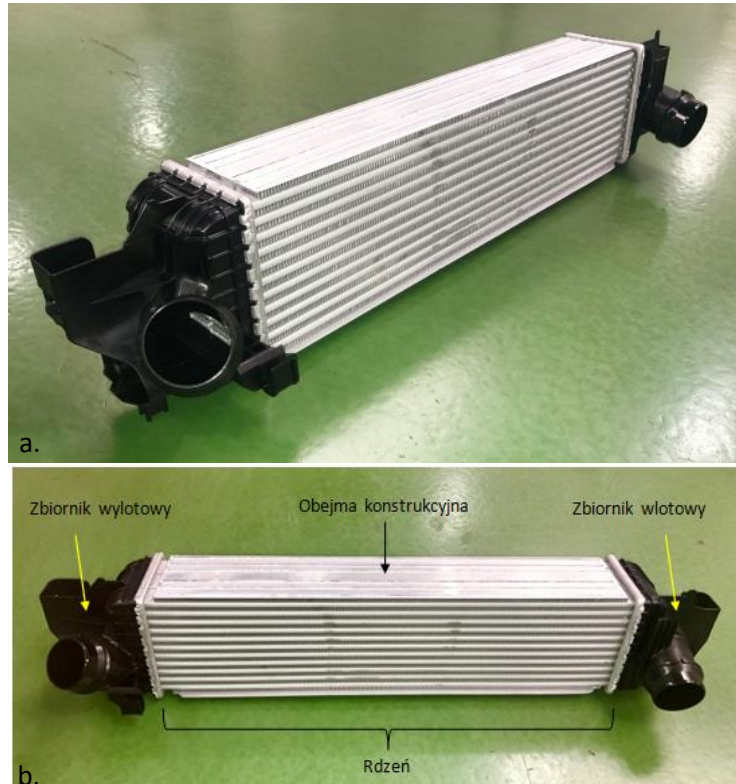
Rys. 1.2 Obliczenia przepływowe konstrukcji [www, 04; www, 05; www, 06]

Wyniku testu cykli termicznych ze zmianą temperatury powietrza w ciągu 6 sekund nie można było przewidzieć z powodu braku danych empirycznych z fizycznych testów przeprowadzonych według parametrów zbliżonych do nowej specyfikacji oraz braku jakichkolwiek podobnych symulacji i analiz wytrzymałościowych. Ostatecznie, więc na podstawie testu ze zmianą temperatury powietrza w ciągu 35 sekund zatwierdzono opracowaną konstrukcję chłodnicy. Nie przewidziano jednak wówczas, że najbardziej krytycznym parametrem testu dla konstrukcji chłodnicy powietrza doładowanego będzie właśnie czas wzrostu i spadku temperatury powietrza. Jak również, że względu na inercje całego układu stanowiska badawczego oraz wymóg krótkiego czasu (6 sekund) na zmianę temperatury powietrza, nie będzie można osiągnąć liniowej charakterystyki takiej zmiany, w rezultacie otrzymując gwałtowne skoki temperatury w pierwszych sekundach jej narostu i spadku.

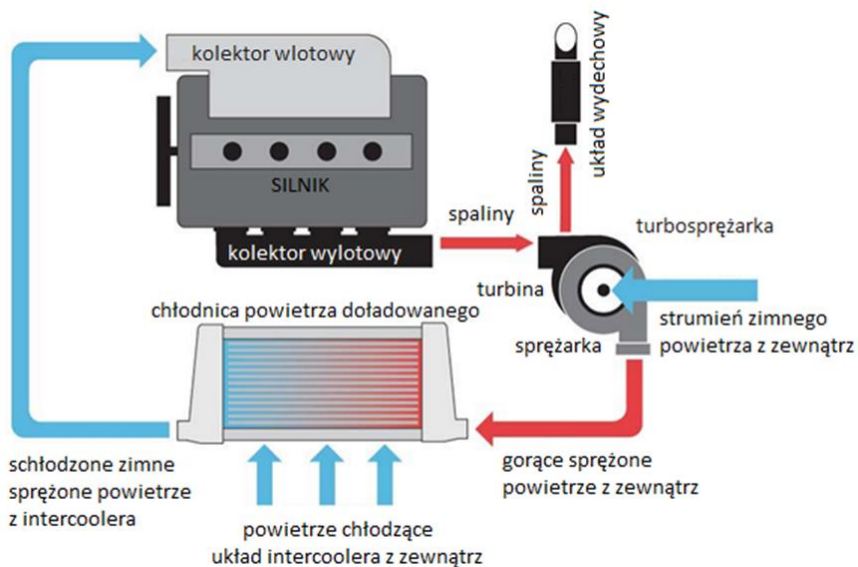
Chłodnice powietrza doładowanego będącą przedmiotem tej rozprawy doktorskiej i jej budowę przedstawiono na rysunku 1.3a – b. Zadaniem chłodnicy powietrza doładowanego jest obniżenie temperatury sprężonego powietrza wpływającego do jej układu. W wyniku tego zwiększa się jego gęstość i większa ilość powietrza trafia do komory spalania w rezultacie czego otrzymuje się większą

Naprężenia termiczne w chłodnicach powietrza doładowanego powstające w procesie ich walidacji

moc i sprawność z danej pojemności silnika. Sprężenie powietrza odbywa się w układzie turbosprężarki składającej się z turbiny i sprężarki, których to wirniki osadzone są na wspólnym wale (Rys. 1.4). Dzięki temu spaliny pochodzące z komory spalania silnika napędzając turbinę wprawiają również w ruch sprężarkę, która spręża powietrza z zewnątrz trafiające następnie do układu chłodnicy. W efekcie sprężenia jak i kontaktu z rozgrzaną turbosprężarką temperatura powietrza wzrasta powodując spadek jego gęstości, stąd też konieczność jego chłodzenia w układzie chłodnicy. Doładowanie stosuje się głównie w silnikach diesla, ale obecny trend zastępowania większego układu napędowego mniejszym pokazuje, że coraz więcej aut również z silnikami benzynowymi jest wyposażonych w system turbo doładowania.

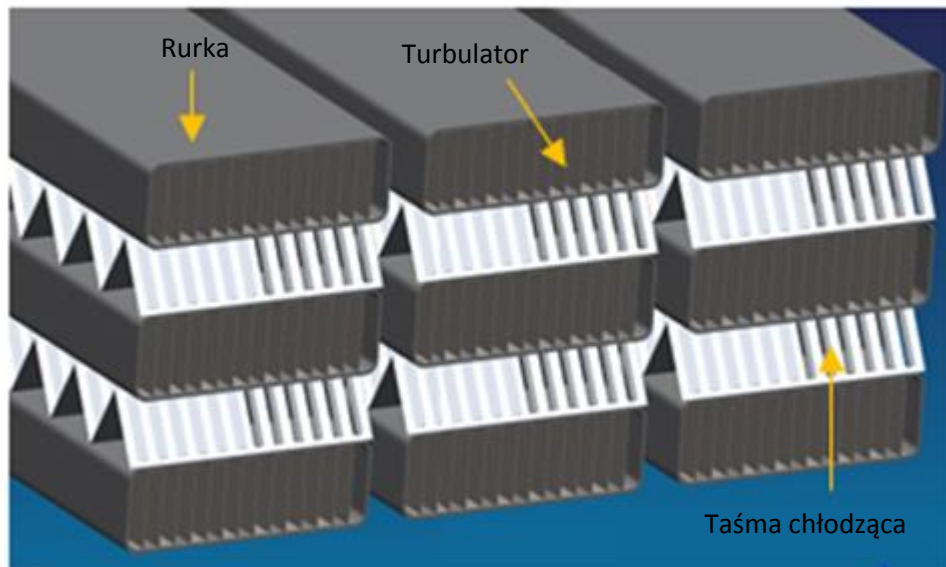


Rys. 1.3 Chłodnica powietrza doładowanego

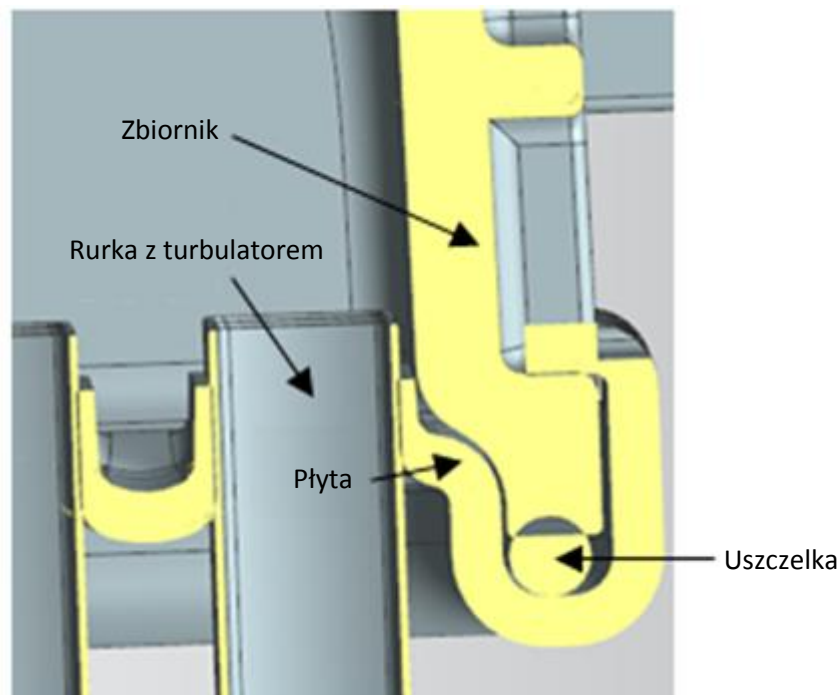


Rys. 1.4 Układ chłodzenia powietrza doładowanego [www, 07]

Chłodnica powietrza doładowanego składa się ze zbiornika wlotowego i wylotowego z tworzywa sztucznego, które są montowane na aluminiowym rdzeniu. Rdzeń natomiast jest to układ składający się z rurek, turbulatorów, taśm chłodzących oraz dwóch obejm i płyt sitowych. Rurki z umieszczonym w nich turbulatorem podczas montażu rdzenia są nabijane obustronnie w otwory płyt. Obejmy umożliwiają skompresowanie całego układu rdzenia chłodnicy podczas jego montażu oraz zapobiegają niszczeniu skrajnych taśm podczas dalszych manipulacji rdzeniem. Szczelność całego układu rdzenia jest uzyskiwana przez proces lutowania w piecu za pomocą specjalnych ramek lutowniczych bazowanych na obejmach. W rowku płyty sitowej podczas zaciskania zbiorników montowana jest uszczelka zapewniająca szczelność układu rdzeń - zbiornik (Rys. 1.5 – 1.6).



Rys. 1.5 Układ rdzenia rurka-taśma



Rys. 1.6 Połączenie zbiornika z rdzeniem

2. WROWADZENIE

2.1. Przegląd literatury

Konstrukcje inżynierskie podczas codziennego użytkowania podlegają różnego rodzaju obciążeniom, dlatego przed zatwierdzeniem konstrukcji danego produktu do produkcji seryjnej należy dokonać jej walidacji. Walidacja taka z reguły polega na przeprowadzeniu szeregu testów fizycznych odzwierciedlających zjawiska jakie mogą zachodzić podczas użytkowania w danej konstrukcji. Zanim jednak powstanie fizycznie konstrukcja takiego prototypu należy w pierwszej kolejności sprawdzić jeszcze samą jej koncepcję. Można tego dokonać badaniami doświadczalnymi, które już w tej fazie wymagają budowy kosztownego prototypu lub dokonać obliczeń danej koncepcji metodami teoretycznymi: analitycznymi lub numerycznymi.

Analiza doświadczalna w której buduje się prototyp jest czasochłonna i bardzo kosztowna. Jest to szczególnie odczuwalne kiedy podczas badań doświadczalnych testuje się różne warianty danej koncepcji konstrukcji. Badania teoretyczne natomiast polegają na sformułowaniu odpowiedniego opisu matematycznego a następnie rozwiązanie tak postawionego zadania. W przypadku metody analitycznej dla większości przypadków trudno wówczas o rozwiązanie ścisłe. Tego typu ograniczenia wymusiły rozwój różnych metod numerycznych. Obecnie większość obliczeń dla zagadnień z zakresu wytrzymałości konstrukcji wykonywanych jest za pomocą algorytmów komputerowych bazujących na metodach przybliżonych. Dzięki łatwej algorytmizacji metod przybliżonych i rozwojowi możliwości komputerów w ciągu ostatnich lat możliwe jest wykonanie symulacji komputerowej i uzyskanie nieosiągalnego do tej pory wyniku obliczeń dla danej koncepcji konstrukcji a następnie optymalizacji z poziomu wirtualnej walidacji bez konieczności tworzenia kosztownych prototypów [Srodka, 2004].

Jednym z takich testów walidacyjnych w przypadku chłodnic powietrza doładowanego jest test cykli termicznych, należący do grupy głównych testów wytrzymałościowych decydujących o dopuszczeniu danej konstrukcji chłodnicy do produkcji seryjnej. Problem pękających rurek chłodnicy powietrza doładowanego podczas testu cykli termicznych w związku ze skomplikowaną geometrią chłodnicy, różnorodnością materiałów z jakich wykonane są komponenty wchodzące w jej skład, rodzajem współpracy tych komponentów pomiędzy sobą podczas testu jak i złożonością samego takiego testu, można rozwiązać jedynie za pomocą skomputeryzowanej metody przybliżonej. Autor szukając pomysłu rozwiązania takiego problemu postanowił skoncentrować się na przeglądzie literatury, aby sprawdzić czy ktoś inny napotkał podobny problem oraz jak zdefiniował model matematyczny i jakiego środowiska obliczeniowego użył, aby go rozwiązać. W literaturze można znaleźć wiele przykładów zastosowanych modeli komputerowych do obliczeń rozkładu naprężeń cieplnych w radiatorze czyli chłodnicy silnika, które można wykorzystać jako podstawę do budowy modelu chłodnicy powietrza doładowanego.

W artykule Maoa i współautorów [Maoa, 2010] przedstawiono zastosowanie symulacji sprzężonej, jednokierunkowej w postaci połączenia analizy przepływowej z analizą strukturalną do obliczeń naprężeń termicznych w wielkogabarytowym radiatorze silnika samochodu ciężarowego. Opisany w artykule radiator składa się z 20 modułowych rdzeni, w których woda będąca medium chłodzącym układu silnika rozdziela się i miesza, przepływając od zbiornika górnego poprzez środkowy aż do zbiornika dolnego. W rurce każdego z rdzeni znajduje się turbulator poprawiający wydajność cieplną całego wymiennika. Autorzy w artykule opisują genezę startu badań komputerowych nad naprężeniami termicznymi w radiatorach samochodów ciężarowych wynikającą z trudności zrozumienia przyczyny pęknięcia ich rurek, skutkujące wyciekiem chłodziwa z układu

chłodzenie silnika i niosące ryzyko jego uszkodzenia. Jedną z głównych przyczyn pękania rurek jest nierównomierny gradient temperatury, gdy gorąca woda przenosi obciążenie cieplne z układu silnika do układu radiatora. Duże i nierównomierne naprężenia termiczne powodują także degradację funkcjonalności uszczelki zbiorników radiatora i uszczelki pompy wody. Często z tego właśnie powodu cały radiator musiał być wymieniony na nowy, aby zapobiec uszkodzeniu silnika. Kolejnym powodem pękania rurek jest wzrost ciśnienia wewnętrznego. Podczas pracy silnika wzrasta ciśnienie wody powodując wysoki poziom odkształceń w rurkach. W przypadku tego typu radiatorów największe naprężenia występują na rurkach blisko płyty wlotowej. Koncepcja symulacji testu cykli termicznych radiatora przedstawiona w artykule składa się z dwóch etapów. W pierwszym etapie wykonywane są obliczenia dotyczące części przepływowej na podstawie opracowanego modelu komputerowej mechaniki płynów (ang. *CFD - Computational Fluid Dynamics*) [Fluent, 2008; Shome, 2006; Yang, 2002]. Natomiast etap drugi to analiza strukturalna MES (ang. *FEA - Finite Element Analysis*) [Abaqus, 2008; Bathe, 1982; Huebner, 1975] dotycząca obliczeń stanu naprężeń termicznych w konstrukcji na podstawie wyników z przeprowadzonej analizy CFD i warunków brzegowych. Obliczenia modeli dla obydwóch etapów w analizowanym przykładzie zostały przeprowadzone przy użyciu komercyjnego oprogramowania ANSYS FLUENT do analizy przepływowej CFD oraz Abaqus FEA do obliczeń strukturalnych MES. Symulacja komputerowa w ramach przyjętych przez autorów uproszczeń została wykonana tylko dla pojedynczego modułu rdzenia radiatora składającego się z 138 rurek i posiadającego swój indywidualny zbiornik wlotowy i wylotowy. Ponieważ wyniki analizy CFD w takich przypadkach są danymi wejściowymi dla obliczeń strukturalnych MES, dlatego sukces obliczeń naprężeń cieplnych zależy od dokładnego odwzorowania wyników z analizy CFD do MES. Mapowanie tych wyników jest bezpośrednio związane z tworzeniem siatki modeli fizycznych. Oprogramowania CFD i MES mogą używać różnych siatek, dlatego aby zagwarantować prawidłowe odwzorowanie wyników z CFD na MES bez dodatkowych procesów interpolacji autorzy obydwie siatki wygenerowali z tej samej geometrii i tego samego układu współrzędnych. W przypadku dyskretyzacji modelu rdzenia radiatora zostały użyte również komercyjne programy do generacji siatki: program TGRID dla analizy przepływowej CFD oraz PATRAN dla analizy strukturalnej MES. Siatka CFD dla płyty sitowej, zbiorników została wygenerowana z objętości czworościennych a rurkę tworzą objętości skończone o kształcie graniastosłupów. W celu uzyskania odpowiedniej jakości wyników symulacji w przekroju rurki wynoszącym 18 mm x 16 mm utworzono 22 węzły. W ramach zastosowanego przez autorów uproszczenia siatka taśm chłodzących nie została utworzona. Podając takie dane jak rodzaj i rozmiar radiatora, obciążenie cieplne oraz dopuszczalną temperaturę chłodziwa program CFD skutecznie prognozuje autorem takie parametry jak temperatura powierzchni, współczynnik transferu ciepła, spadek ciśnienia wody oraz natężenie przepływu powietrza. Wyniki uzyskane z symulacji CFD są następnie używane jako dane wejściowe do analizy strukturalnej MES w celu obliczenia naprężeń termicznych i określenia możliwej lokalizacji pęknięć. Wyniki z przeprowadzonej symulacji CFD w stanie ustalonym dotyczą przypadku włączonego silnika, gdy gorąca woda płynie przez rurki. Jest to przyjęte założenie dla najbardziej krytycznego przypadku, ponieważ gdy silnik jest włączony temperatury na wlocie i wylocie są wyższe niż w przypadku silnika wyłączanego. Gorąca woda płynie wzdłuż rurek a chłodzące powietrze prostopadle do nich. Przewodność cieplna, ciepło właściwe, lepkość i pozostałe właściwości płynów oraz komponentów modelu są danymi wejściowymi do analizy i podane są jako funkcje temperatury. Kolejne założenie szeroko stosowane w analizach tego typu dla wymienników ciepła to brak transferu ciepła między płynem a otoczeniem. Symulacja MES została wykonana na podstawie założenie a równomiernym rozkładzie natężenie przepływu w rurkach przy maksymalnym ciśnieniu obciążenia. Temperatura

powierzchni radiatora, współczynniki transferu ciepła oraz ciśnienie w rurkach otrzymane z symulacji CFD zostały przypisane jako warunki brzegowe do obliczenia strukturalnych MES. Podczas pracy silnika wysokoprężnego wzrost ciśnienia wody powoduje wyższe poziomy odkształceń. Ponieważ taśmy chłodzące są zawarte w modelu MES radiatora, ale nie były brane pod uwagę w modelu CFD dokonano interpolacji temperatury w celu uzyskania temperatury taśm. Utwierdzenie modelu MES polegało na zabranii możliwość przemieszczenia się radiatora w kierunku pionowym (zbiornik wlotowy - zbiornik wylotowy). Do budowy siatki MES zastosowano elementy pierwszego rzędu prostokątne i sześciennie. Obliczenia przestawiono przez autorów wskazały najwyższy poziom maksymalnych naprężeń głównych na rurkach przy płycie wlotowej analizowanego modułu radiatora, co pokrywa się z uszkodzeniami występującymi w rzeczywistości. Zatem można stwierdzić, że zaprezentowana przez autorów koncepcja symulacji jest prawidłowa.

W swojej pracy Kędziora [Kędziora, 2005] przedstawił zbliżoną koncepcję symulacji, jednakże w tym przypadku dane wejściowe do analizy strukturalnej MES pochodziły z pomiarów wykonanych kamerą termowizyjną. Ponadto autor opisuje przypadek już istniejącej konstrukcji radiatora, która nie spełnia wymogów testu cykli termicznych. Podczas każdego z dwunastu wykonanych testów cykli termicznych pojawiły się przecieki skrajanych rurek radiatora już przed osiągnięciem 60 % wymaganej liczby cykli. Celem symulacji komputerowej było opracowanie konstrukcji radiatora, która wyeliminuje problem pękających skrajnych rurek i obejm, tym samym pozwalając radiatorowi zaliczyć pozytywnie testy cykli termicznych. W swojej pracy autor zaproponował cztery propozycje konstrukcji radiatora, różniące się obejmą i jej sposobem połączenia z płytą, jak również rodzajem zamocowania radiatora w przestrzeni. Geometria analizowanych czterech konstrukcji radiatorów została wykonana w programie UG NX2 a następnie importowana do programu HyperMesh w celu generacji siatki. Obliczenia strukturalne zostały wykonane w programie Abaqus FEA. Oprócz czterech gum montażowych całą konstrukcję radiatora tworzyły wyłącznie stopy aluminium. Bazując na symetrii konstrukcji radiatora autor zastosował uproszczenie polegające na dyskretyzacji tylko jednej połowy modelu w wyniku czego zmniejszono obszar obliczeniowy dwukrotnie. Do dyskretyzacji modeli użyto zarówno elementów bryłowych C3D10 jak i powłokowych S4. Podczas testu cykli termicznych rejestrowano kamerą termowizyjną rozkład temperatury w radiatorze. W celu uproszczenia modelu MES jako obciążenie została przyjęta maksymalna temperatura osiągnięta w fazie gorącej i fazy zimnej testu. Następnie interpolowano rozkład temperatury w całym modelu radiatora przypisując odpowiednią wartość poszczególnym węzłom modelu. Dodatkowo model MES radiatora obciążono maksymalnym ciśnieniem jakie może wystąpić podczas testu, które przypisano do wewnętrznej powierzchni zbiorników, płyt oraz rurek. Autor jako kryterium oceny przyjął równoważne odkształcenia plastyczne. Na podstawie otrzymanych wyników symulacji można stwierdzić, że radiator jest najbardziej obciążony w fazie gorącej testu. Symulacja wskazała jako najbardziej obciążoną strefą radiatora i jako miejsce wystąpienia potencjalnego uszkodzenia podczas testów cykli termicznych skrajną rurkę w obszarze wlot - dół. Najlepszy wynik w symulacji uzyskano dla konstrukcji numer trzy radiatora bez obejm dla którego materiał rurek znajduje się w zakresie sprężystości

W artykule napisanym przez Roy'a i współautorów [Roy, 2016] przedstawiono zastosowanie metody elementów skończonych w celu zrozumienia wpływu zmiennej wartości ciśnienia medium roboczego przepływającego przez układ radiatora na zachowanie jego konstrukcji. Radiator będący przedmiotem artykułu składa się z typowych elementów tego typu konstrukcji: rurek, płyt sitowych, taśm chłodzących, uszczelki oraz obejm konstrukcyjnych. Model radiatora został zaprojektowany w programie CATIA. Autorzy zwracają w artykule dużo uwagę na poprawność

geometrii analizowanego obiektu przed importem z CATII do środowiska symulacji MES - programu OptiStruct. Autorzy sugerują korzystać ze specjalnych narzędzi wykrywających i eliminujących wszelkie błędy geometrii, jak również usuwanie jej zbędnych elementów nie pełniących funkcji wytrzymałościowych a mających ogromny wpływ zarówno na jakość generowanej siatki jak i sam czas obliczeń. Autorzy w celu minimalizacji czasu samego modelowania jak i obliczeń stosują uproszczenia modelu polegające na wykorzystaniu właściwości symetrii geometrii radiatora i dyskretyzują część modelu. Do dyskretyzacji obszaru obliczeniowego został użyty program HyperMesh. Zbiorniki zostały zdyskretyzowane za pomocą elementów czworościennych 10 węzłowych, natomiast reszta komponentów radiatora za pomocą kombinacji elementów sześciściennych 8 węzłowych i pięściennych 6 węzłowych. Łącznie model radiatora tworzy blisko milion węzłów. Ogólny rozmiar elementu skończonego wynosi 5 mm, natomiast siatka w miejscach połączenia rurki z płytą sitową zdefiniowanych jako obszary krytyczne została odpowiednio zagęszczona w celu lepszej dokładności uzyskanych wyników. Symulację przeprowadzono w programie OptiStruct. System materiałowy komponentów aluminiowych został wykonany ze stopu Al3003, zbiorniki z tworzywa sztucznego PA66, natomiast uszczelki z materiału EPDM. Wartości modułu Younga i współczynnik Poissona zostały odpowiednio przypisane dla użytych materiałów. Zamocowanie radiatora w przestrzeni odzwierciedlało jego naturalne warunki pracy a wszystkie powierzchnie wewnętrzne zbiorników, płyt sitowych i rurek zostały obciążone ciśnieniem 30 PSI. Autorzy analizowali kierunki deformacji poszczególnych komponentów radiatora, ale jako główne kryterium oceny przyjęli naprężenia von Misesa. Obliczona wartość naprężenia na połączeniu rurki z płytą sitową nie przekroczyła empirycznie ustalonego limitu dla zastosowanego stopu aluminium do wykonania określonych w specyfikacji testu 150 000 cykli, nie stwierdzono zatem zagrożenia wytrzymałościowego dla konstrukcji radiatora [Beatenbough, 1992; Bennett, 2008; Eitel, 1999; Fan, 2010; Robert, 1988].

W artykule Szada-Borzyszkowskich [Szada, 2016] przedstawiony został model matematyczny i komputerowy wymiany ciepła w chłodnicy samochodowej, w której wewnątrz rurek przepływa ciecz a w kierunku prostopadłym do nich przyływa powietrze chłodzące. Autorzy do opisu rozkładu temperatury cieczy wewnątrz rurek i temperatury powietrza wykorzystali prawo Fouriera i Newtona, które było bazą do budowy modelu komputerowego. Zadaniem symulacji było dobranie odpowiednich parametrów chłodzenia: masowego natężenie przepływu cieczy i powietrza w celu wyznaczenia rozkładu temperatury cieczy na wyjściu oraz w dowolnym punkcie wymiennika w kierunku osi x chłodnicy. Cieczą będącą medium roboczym w układzie chłodzenia silnika jest glikol etylowy. W symulacji wykorzystano następujące zmienne wejściowe: wartości temperatur wlotowych powietrza i cieczy oraz wartości ich natężeń przepływu. Autorzy podczas symulacji zastosowali następujące założenia: parametry powietrza na wlocie w każdym punkcie były jednakowe a parametry cieczy na wlocie nie zależały od kierunku w osi z . Określone były wymiary geometryczne oraz własności płynów i wymiennika. Znany były również współczynniki wnikania ciepła od strony powietrza i cieczy a temperatura końcowa płynu i powietrza były funkcją współrzędnej osiowej x . Konieczność wielokrotnego rozwiązywania modelu matematycznego zmusiła do modelowania komputerowego użycia programu Matlab/Simulink [Tarnowski, 2001]. Model komputerowy pozwalał na bieżąco zmieniać parametry wejściowe i obserwować wynik symulacji. Autorzy postanowili zweryfikować opracowany model komputerowy. Wyszli z założenia, że jeśli za temperaturę początkową cieczy chłodzącej przyjmą temperaturę równą temperaturze powietrza to nie nastąpi chłodzenie. Następnie jeśli temperatura początkowa cieczy chłodzącej będzie niższa od temperatury powietrza wówczas nastąpi wzrost temperatury na wyjściu cieczy, natomiast jeśli będzie odwrotnie wówczas nastąpi wzrost temperatury cieczy na wyjściu. Model na tym etapie został zweryfikowany

jako prawidłowy. Następnie zmieniono wartość natężenia przepływu cieczy przy stałym natężeniu przepływu powietrza. Model wskazał, że wzrost natężenia przepływu cieczy przy stałym przepływie powietrza chłodzącego wpływa na wzrost temperatury końcowej cieczy. Natężenie przepływu glikolu etylowego w samochodach jest regulowane najczęściej za pomocą pompy. Natomiast jego temperatura zależna jest od strumienia przepływającego powietrza chłodzącego, którego wartość jest związana z prędkością obrotową wentylatora. Zwiększenie strumienia powietrza chłodzącego przy stałym natężeniu przepływu cieczy powoduje obniżenie temperatury cieczy chłodzącej, co daje najefektywniejsze rezultaty. Charakterystyki zmian temperatury cieczy dla omawianych przypadków można znaleźć w artykule. Odpowiednie dobranie parametrów wpływających na końcową temperaturę cieczy chłodzącej zapewni poprawną pracę silnika samochodowego. Jest to szczególnie ważne przy zmieniających się warunkach atmosferycznych, gdyż optymalna temperatura pracy dla cieczy chłodzącej to 85 – 90 °C (mierzona ona jest na wylocie chłodnicy [Bohdát, 2000; Hobler, 1986; Jones, 1981; Tarnowski, 2000; Teodorczyk, 1987]).

W swoim artykule Priyadharshini [Priyadharshini, 2016] przedstawił wpływ rodzaju materiału taśmy chłodzącej na wydajność radiatora. Autor analizował wydajność cieplną dla trzech materiałów taśmy chłodzącej: miedzi, aluminium i mosiądzu. Używając metodologii inżynierii odwrotnej stworzył model komputerowy radiatora. Na podstawie pomiarów istniejącego radiatora za pomocą oprogramowania Solid Works zaprojektował trójwymiarowy model. Zastosowane w modelu uproszczenie polegało na ograniczeniu obszaru obliczeniowego tylko dla pewnego fragmentu radiatora składającego się z dwóch taśm chłodzących i rurki znajdującej się pomiędzy nimi. Następnie tak utworzony model po ocenie jakościowej geometrii został zaimportowany do środowiska symulacji ANSYS w celu wykonania analizy termicznej w stanie ustalonym. Model radiatora zdyskretyzowano elementami czworościennymi. W wyniku przeprowadzonych obliczeń dla zadanych warunków brzegowych autor otrzymał porównanie rozkładu temperatury i strumień ciepła dla każdego analizowanego materiału taśmy chłodzącej. Najlepszą wydajność cieplną wykazała miedź. Jednak najlepszy stosunek wydajności do kosztów wytworzenia należy do stopów aluminium, dlatego stop ten jest tak szeroko stosowanym materiałem w układach chłodzenia silnika [Abhishek, 2014; Haller, 1964; Kumar, 2012; Laxmikant, 2013; Pezzuti, 2014; Sachin, 2015].

Autorzy Chavan i Tasgaonkar [Chavan, 2013] w swoim artykule przedstawili propozycje optymalizacji konstrukcji radiatora ze względu na wymaganą współpracę z wentylatorem oraz związany z tym brak transferu ciepła w centralnym obszarze rdzenia tego wymiennika ciepła. Wentylator odpowiedzialny jest za wymuszenie przepływu zewnętrznego powietrza przez rdzeń radiatora w momencie, gdy temperatura glikolu etylowego przepływającego przez układ radiatora osiągnie wartość 70 – 80 °C. Zazwyczaj dzieje się tak, gdy pojazd porusza się z niską prędkością, a zwykłe chłodzenie rdzenia jest wywoływane przez przepływ powietrza w wyniku ruchu pojazdu. Wentylator jest montowany bardzo blisko radiatora w centralnej jego części, aby równomierne chłodzić jego rdzeń, w związku z tym łopatki wirnika w trakcie ruchu nie dystrybuują przepływu powietrza w obszarze samego wirnika w wyniku czego transfer ciepła jest tam bliski zeru. Według przeprowadzonych badań wentylator zużywa znaczącą część mocy silnika na poziomie od 2 do 5 % całkowitej generowanej przez niego energii. W pracy autorzy przedstawili alternatywny kształt radiatora, który miałby zaoszczędzić moc pobieraną przez wentylator i zwiększyć wydajność całego układu chłodzenia. W zaprezentowanej w pracy konstrukcji radiatora rurki i taśmy chłodzące uformowano na głównej powierzchni wymiany ciepła w taki sposób, że pozostawiają pustą przestrzeń we wnętrzu rdzenia. Rozmiary i położenie tej przestrzeni odpowiadają obszarowi rdzenia, który byłby zasłonięty przez wirnik wentylatora. Autorzy za pomocą środowiska symulacji CFD

i wzorów analitycznych dokonali obliczeń takiej konstrukcji radiatora. Na podstawie wniosków wyciągniętych z przeprowadzonych obliczeń przedstawiono w artykule zarówno ograniczenia implementacji takiej konstrukcji radiatora w celu rozwiązania problemu braku transferu ciepła na środku rdzenia radiatorów, wynikające przed wszystkim z możliwości wytworzenia takiej konstrukcji radiatora jak również jego zalety [Arslanturk, 2006; Fraas, 1989; Incropera, 2002; Kuppan, 2013; Maddiptla, 2002; Ramesh, 2003].

W artykule napisanym przez Ismael i współautorów [Ismael, 2016] przedstawiono wpływ wartości podziałki taśmy chłodzącej na wydajność cieplną radiatora. Podziałka taśmy chłodzącej jest jedną z najważniejszych parametrów konstrukcyjnych radiatora, ponieważ odgrywa fundamentalną rolę w odbieraniu ciepła z cieczy przepływającej przez rurki, tym samym wpływając na wydajność cieplną całej konstrukcji. Za pomocą programu CATIA zaprojektowano pięć modeli radiatorów z następującymi stałymi podziałkami taśmy chłodzącej: P2.1, P2.2, P2.3, P2.4 i P2.5 mm, które następnie zbudowano do testów w tunelu aerodynamicznym. Autorzy szukali optymalnego rozwiązania pomiędzy wydajnością cieplną radiatora a kosztem materiału taśmy chłodzącej, ponieważ im większa podziałka taśmy tym mniejsza ilość materiału jest zużyta do jej produkcji. Na podstawie otrzymanych wyników wytypowano taśmę o podziałce P2.1 mm jako najbardziej optymalną pod względem wydajności i kosztów [Ganga, 1999; Lin, 2000; Kakac, 2002; Kays, 1984].

Dziubak i Rećko [Dziubak, 2013] w swoim artykule opisują współczesne teorie szoku cieplnego. W swojej pracy opisali zjawiska zachodzące podczas szoku cieplnego. *„Gdy gwałtownie zmienia się o ΔT temperatura otoczenia ceramiki, mówimy, że została ona poddana szokowi cieplnemu. Szok cieplny próbki jest jednoznacznie określony, gdy: znany jest kierunek szoku (ogrzewanie czy chłodzenie), znana jest różnica temperatur próbki przed szokiem i temperatura medium wywołującego szok, znane są media chłodzące lub grzejące próbkę, znany jest sposób działania mediów (obieg wymuszony, obieg grawitacyjny)”. W pracy autorzy wyróżniają dwa rodzaje zjawisk zachodzących podczas szoku cieplnego: pierwsze z nich to „zjawiska na powierzchni próbki decydują o ilości i czasie wnikania ciepła od próbki, a tym samym o rozkładzie temperatury w próbce w czasie i w objętości”, natomiast drugie to „zjawiska wewnątrz próbki w wyniku wnikania ciepła powstaje w próbce gradient temperatury wywołujący naprężenia cieplne.”* Jak piszą autorzy w przypadku pierwszego zjawiska decydującym parametrem o przepływie ciepła z próbki do medium (lub na odwrót) jest współczynnik wnikania ciepła k' . Parametr ten pokazuje, ile ciepła wnika od lub do próbki przez powierzchnię 1 m^2 w czasie 1 sekundy, gdy różnica temperatur między próbką a medium wynosi 1 C° . Wielkość k' jest według autorów najważniejszym parametrem przy projektowaniu wymienników ciepła [Hobler, 1986] i zależy od: temperatury próbki i medium w czasie (w czasie szoku cieplnego zmieniają się obydwie), procesu wrzenia zachodzącego na granicy faz, przepływu wody chłodzącej (grawitacyjnego czy wymuszonego), stanu powierzchni próbki (dla wypolerowanej powierzchni k' jest większe). Oszacowanie wielkości k' jest więc trudne. Autorzy w pracy przedstawili również teorie odporności na szok cieplny. *„Istnieją dwa rodzaje odporności na szok cieplny: różnica temperatur szoku, jaką wytrzyma materiał bez utraty swych właściwości oraz liczba szoków o danej różnicy temperatur, jaką wytrzyma materiał bez utraty swych właściwości. Niestety współczesne teorie odporności na szok cieplny nie dają dobrej odpowiedzi na powyższe pytania. Na pytanie pierwsze teoria raczej tłumaczy mechanizmy niż służy do obliczeń. Pytaniem drugim teoria nie zajmuje się wcale. Poszukuje się wyrażeń złożonych ze stałych materiałowych skorelowanych z odpornością na szoki cieplne. Wyrażenia te noszą nazwę: współczynników odporności na szok cieplny. Mechaniki ciała stałego wyróżnia między innymi dwa modele: ciało termosprężyste i ciało termosprężyste kruche (ceramika). Modele te opisują powstałe*

podczas szoku cieplnego naprężenia w zasadniczo różny sposób. W ciele termosprężystym gradient temperatury wywołuje naprężenia cieplne, a ciało pozostaje spójne. Gdy szok spowoduje, że naprężenia cieplne będą większe niż wytrzymałość, ciało ulegnie zniszczeniu lub znacznemu osłabieniu. Należy zaznaczyć, że pojęcie wytrzymałości (w inżynierskim rozumieniu) nie jest pojęciem wynikającym z modelu. Jest granicą stosowania modelu, która wyznaczona jest przez doświadczenie. Model zakłada całkowitą izotropowość oraz wprowadza współczynniki oporności na szok termiczny R (z różnymi indeksami) zależne od stałych materiałowych. Współczynnik na szok cieplny R ma liczne modyfikacje. W ciele termosprężysto-kruchym gradient temperatury wywołuje klasyczne naprężenia cieplne, a one mogą spowodować rozwój pęknięć, charakterystycznych dla ciała kruchego. Należy zaznaczyć, że w tym modelu wytrzymałość jest wyznaczana przez inne parametry modelu. Model wprowadza współczynnik oporności na szok cieplny R'''' zależny od stałych materiałowych." Autorzy w swojej pracy przedstawili w jaki sposób powstają w tych modelach współczynniki odporności na szok cieplny i jak są one modyfikowane powołując się również na prace innych autorów między innymi na pracę [Hasselmann, 1969]. W konkluzji autorzy stwierdzili, że teorie odporności na szoki cieplne bardziej służą wyjaśnieniom mechanizmów degradacji tworzyw niż obliczaniu rzeczywistych wartości naprężeń.

Gerle i współautorzy [Gerle, 2011] w swoim artykule przedstawili również tematykę odporności na wstrząsy cieplne. „Odporność na wstrząsy cieplne decyduje o wyborze materiału w przypadku jego użytkowania w warunkach, w których występuje gradient temperatury. Obejmuje to wyroby stosowane w procesach wysokotemperaturowych, prowadzonych zarówno w sposób okresowy, jak i ciągły. Odporność na wstrząsy cieplne określana jest w sposób empiryczny poprzez umowną ocenę skutków wywołanych przez bezpośrednie poddawanie wyrobów cyklicznym zmianom temperatury. W celu oznaczenia odporności na wstrząsy cieplne zostało opracowanych wiele metod pomiarowych, umożliwiających szacowanie efektywnego czasu pracy wyrobu w warunkach zmiennej temperatury. Metoda pomiarowa jest tym doskonalsza, im warunki badania bardziej odwzorują autentyczne warunki pracy badanego materiału”. Autorzy w swojej pracy odwołują się do historii prac związanych z rozważeniami nad wpływem gwałtownych zmian temperatury na materiał. Jako wstrząs cieplny definiują „gwałtowną zmianę temperatury, powodującą powstanie w materiale naprężeń cieplnych. Jeżeli naprężenie takie przekroczy wartość krytyczną dla danego materiału to spowoduje inicjację a następnie propagację pęknięć, co w rezultacie doprowadzi do zniszczenia materiału”. W pracy przedstawiono dwa rodzaje naprężeń cieplnych: „naprężenia pierwszego rodzaju, które powstają, gdy w krystalicznej strukturze materiału występuje anizotropia współczynników rozszerzalności cieplnej. W takim przypadku naprężenia tworzą się na granicy ziaren o różnych współczynnikach rozszerzalności cieplnej. Naprężenia drugiego rodzaju mają swoje źródło w nierównomiernym rozkładzie temperatury w materiale. Gradient temperatury w materiale może spowodować zarówno gwałtowną jak i stopniową zmianę temperatury. Nieliniowy rozkład temperatury w materiale spowodowany jest jego małym przewodnictwem cieplnym. Przyczyną powstawania naprężeń cieplnych drugiego rodzaju jest wzajemnie blokowanie swobodnego rozszerzania się i kurczenia obszarów o różnej temperaturze [Wojas, 2003]”. Autorzy odwołują się także do pracy Kingery [Kingery, 1955], który wskazał następujące czynniki wpływające na odporność materiału na wstrząsy cieplne: wymiary i kształt próbki, współczynnik przewodzenia ciepła, współczynnik rozszerzalności cieplnej, własności sprężyste, wytrzymałość oraz wzajemne ich zależności. Na podstawie zależności pomiędzy tymi czynnikami opracował on dwa równania pozwalające wyliczyć współczynniki R i R' odporności na wstrząsy cieplne, które określają potencjał inicjacji pęknięć w materiale narażonym na gwałtowną zmianę temperatury.

„Wielu autorów porównywało współczynniki odporności na wstrząsy cieplne wyliczone za pomocą różnych równań z wynikami otrzymanymi z eksperymentów. Jednak teorie odporności na wstrząsy cieplne lepiej sprawdzają się przy wyjaśnianiu mechanizmów degradacji materiałów, niż przy wyznaczaniu rzeczywistych naprężeń [Dziubak, 2009]”. Wynika to z faktu, że „wyznaczenie stałych materiałowych jest rzeczą prostą, ale otrzymane wyniki mogą być obarczone znacznym błędem. Ponieważ tego typu równania i zależności nie uwzględniają zmiany tych stałych wraz z temperaturą. Korelacje pomiędzy kryteriami obliczeniowymi a rzeczywistą odpornością materiałów na wstrząsy cieplne nie są zatem znane [Wojas, 2003]”.

Gustof i Hornik [Gustof, 2014] w swoim artykule przedstawili modelowanie naprężeń cieplnych na przykładzie cylindra doładowanego silnika z zapłonem samoczynnym w początkowej fazie jego pracy. Celem badań było wyznaczenie rozkładu temperatury i naprężeń termicznych na powierzchni gładzi suchej tulei cylindrowej i ich zmian w czasie. „Obliczenia numeryczne oparto na podstawie uzyskanych danych o własnościach materiałowych oraz fizycznych żeliwa stopowego z którego wykonano cylinder, jak również przeprowadzonych wcześniej badań doświadczalnych silnika. Symulacja została przeprowadzona przy zastosowaniu dwustrefowego modelu procesu spalania i warunków brzegowych trzeciego rodzaju za pomocą programu Cosmos/M bazującego na metodzie elementów skończonych”. W wyniku przeprowadzonych obliczeń autorzy otrzymali rozkład temperatury i naprężeń termicznych von Misesa na powierzchniach gładzi tulei cylindrowej w czasie 0.5, 30 i 60 sekund od momentu uruchomienia silnika. „Z przeprowadzonych badań wynika, iż w początkowej fazie nagrzewania się cylindra, najszybciej i najbardziej nagrzewają się powierzchnie zlokalizowane poniżej kołnierza osadczego, natomiast najwolniej i najmniej powierzchnie zlokalizowane poniżej trzeciego pierścienia w dolnym martwym położeniu tłoka. Można również zauważyć, iż naprężenia termiczne rozkładają się nierównomiernie na powierzchni gładzi. Naprężenia te najszybciej i najbardziej rozkładają się na powierzchni górnej i środkowej, natomiast najwolniej i najmniej, podobnie jak w przypadku temperatury na powierzchni zlokalizowanej poniżej trzeciego pierścienia w dolnym martwym położeniu tłoka. Największa szybkość zmian maksymalnych temperatur tulei występuje w początkowej fazie nagrzewania, natomiast maksymalnych naprężeń termicznych w początkowych 30 sekundach pracy silnika od momentu jego uruchomienia” [Gustof, 2001; Jaskolski, 2003; Kwasniewski, 1999].

Przeanalizowana literatura nasunęła autorowi pewne wyobrażenie jak należy stworzyć pierwszy model komputerowy chłodnicy powietrza doładowanego. Wielkość i złożoność samego modelu jak i testu cykli termicznych nakazały rozpocząć analizę od symulacji w stanie ustalonym. W związku z brakiem dokładnych danych o rozkładzie temperatury w tego typu wymiennikach ciepła, założono pewne wartości temperatury, a następnie sprawdzono czy tak opracowany model pokazuje rzeczywiste miejsca uszkodzeń. Jeśli taka korelacja miejsc uszkodzeń nie nastąpi, należy się zastanowić dlaczego tak się stało i zweryfikować przyjęte założenia. Niewątpliwie, istotnymi danymi do warunków brzegowych kolejnych symulacji były pomiary temperatur rurek z zaplanowanych badań doświadczalnych. Równie przydatną informację był opracowany empirycznie limit naprężeń termicznych dla materiału rurki, który jak podają zacytowane teorie szoku cieplnego jest bardzo trudno do wyznaczenia metodami analitycznymi. Z kolei wiedzę niezbędną do opracowania systemu pomiarowego odkształceń w chłodnicy powietrza doładowanego występujących podczas testu cykli termicznych autor zdobył podczas indywidualnego szkolenia w Darmstadt u potentata w dziedzinie tensometrii firmy HBM oraz wydanej przez tą firmę książki autorstwa Hoffmana [Hoffman, 1989]. Na podstawie tak zdobytej wiedzy autor stworzył kilka poradników dotyczących pomiarów tensometrycznych oraz artykuł [Tutak, 2014].

2.2. Cel i teza pracy

Celem pracy jest poprawa wytrzymałości konstrukcji chłodnicy powietrza doładowanego na naprężenia termiczne powstające podczas testu cykli termicznych. W tym celu opracowano model komputerowy chłodnicy powietrza doładowanego, który wraz z równoległymi badaniami doświadczalnymi wskazał kierunek optymalizacji obecnej konstrukcji, tak aby zaliczyła ona pozytywnie 2 000 cykli testu cykli termicznych według specyfikacji diesla. Na chłodnicy w miejscach wskazanych przez symulację komputerową zostały zainstalowane tensometry i termopary, z których aparatura pomiarowa zbierała dane, aby sprawdzić jak dany parametr testu wpływa na poziom odkształceń konstrukcji chłodnicy. Umożliwiło to nie tylko zrozumienie mechanizmu pęknięcia skrajnych rurek strony wlotowej chłodnicy powietrza doładowanego podczas testu, ale również stworzyło pewien rodzaj bazy danych określającej zależność pomiędzy konstrukcją chłodnicy powietrza doładowanego a konkretną specyfikacją testu cykli termicznych.

Teza pracy

Istnieje możliwość poprawy wytrzymałości konstrukcji chłodnicy powietrza doładowanego na naprężenia termiczne i zaliczenia testu cykli termicznych na podstawie opracowanego modelu komputerowego oraz przeprowadzonych badań doświadczalnych.

2.3. Struktura pracy

Praca składa się z dziesięciu rozdziałów (w tym podsumowania, wniosków końcowych) oraz przeglądu literatury. Przedstawia ona zakres wykonanych przez autora prac mających na celu ulepszenie wytrzymałości konstrukcji chłodnicy powietrza doładowanego na naprężenia termiczne. Celem tych prac było rozwiązanie problemu pękających podczas testu cykli termicznych rurek chłodnicy powietrza doładowanego, skutkującego niezaliczeniem testu. Dwa pierwsze rozdziały dotyczą wprowadzenia do tematyki pracy i stanowią podstawę do dalszych rozważań i realizacji postawionych celów.

Rozdział trzeci przedstawia charakterystykę testu cykli termicznych, którego chłodnica powietrza doładowanego będąca przedmiotem tej rozprawy doktorskiej nie zaliczyła w związku z pękaniem skrajnych rurek strony wlotowej po 1 000 cykli oraz pojawiającym się w następstwie przeciekiem przekraczającym dopuszczalny limit. W rozdziale tym została również omówiona historia wszystkich wykonanych do tej pory testów cykli termicznych dla analizowanej konstrukcji chłodnicy wraz ze szczegółowym wyjaśnieniem każdego testu.

Rozdział czwarty dotyczy tematyki stanu naprężeń cieplnych w ciele stałym. Opisano w nim fundamentalne równania dotyczące liniowej teorii sprężystości, wymiany ciepła oraz naprężeń cieplnych dla zagadnienia stacjonarnego.

Rozdział piąty został poświęcony przeglądowi modeli numerycznych wykorzystywanych w procesach walidacyjnych. Przedstawia on dwie symulacje komputerowe stanowiące punkt bazowy do rozpoczęcia prac nad własnym modelem komputerowym chłodnicy powietrza doładowanego do symulacji testu cykli termicznych. Są to przykłady obliczeń wpływu naprężeń termicznych na wytrzymałość konstrukcji radiatora. Pierwszy przykład [Kedziora, 2005] przedstawia użycie kamery termowizyjnej do uzyskania rozkładu temperatury w radiatorze, na podstawie którego następnie zostaje obliczony stan naprężenia. Drugi przykład [Maoa, 2010] przedstawia zastosowanie symulacji jednokierunkowej w postaci połączenia analizy przepływowej CFD z analizą strukturalną MES do obliczeń naprężeń termicznych w wielkogabarytowym radiatorze silnika samochodu ciężarowego.

W rozdziale szóstym przedstawiono wybraną metodę przybliżoną i środowisko obliczeniowe do symulacji naprężeń termicznych w analizowanej konstrukcji chłodnicy powietrza doładowanego występujących podczas testu cykli termicznych. Zaprezentowano również opracowany algorytm komputerowy do obliczeń rozkładu naprężeń termicznych. W rozdziale tym opisano zastosowanie metody elementów skończonych do obliczeń z zakresu wymiany ciepła oraz naprężeń cieplnych. Przedstawiono również wynik numerycznej analizy wymiany ciepła dla układu taśma - rurki - taśma.

W rozdziale siódmym przedstawiono opracowany model numeryczny chłodnicy powietrza doładowanego do symulacji testu cykli termicznych. Bazując na przyjętych warunkach brzegowych temperatury, obliczono rozkład temperatury w chłodnicy na podstawie którego następnie wykonano symulacje rozkładu pól odkształceń i naprężeń. Zaprezentowano również zastosowane uproszczenia oraz metodykę. Następnie na podstawie uzyskanych wyników symulacji komputerowej dokonano weryfikacji opracowanego modelu numerycznego z wynikami testów walidacyjnych.

Rozdział ósmy jest poświęcony przeprowadzonym badaniom doświadczalnym. Opisano w nim zastosowany system pomiarowy oparty na tensometrii, pomiarach temperatury i symulacji komputerowej. Przedstawiono zastosowanie tensometrów w pomiarach odkształceń rurek chłodnicy powietrza doładowanego podczas testów cykli termicznych dla różnych parametrów testu i konfiguracji stanowiska badawczego. Zaprezentowano również istotne aspekty na które należy zwrócić uwagę podczas wykonywania takich badań, metodykę postępowania oraz wnioski.

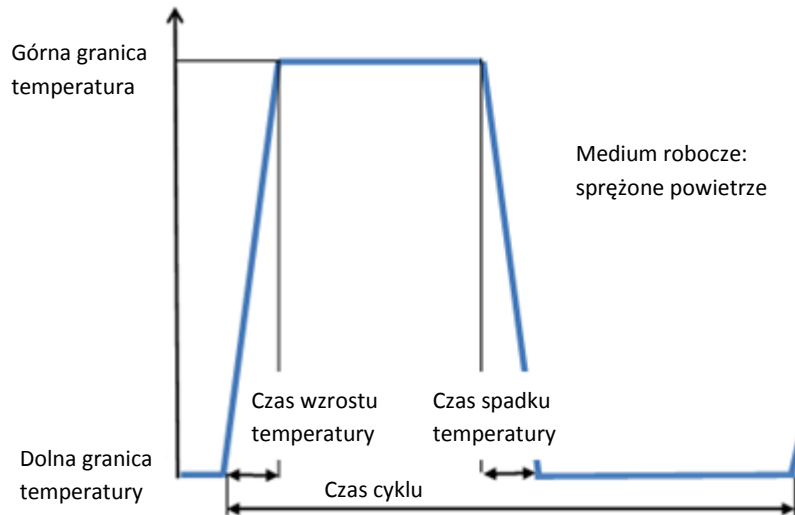
Rozdział dziewiąty przedstawia opracowany model skorygowany chłodnicy powietrza doładowanego. W rozdziale tym przedstawiono zalecenia do zmian konstrukcyjnych w chłodnicach powietrza doładowanego w celu zwiększenia ich wytrzymałości na naprężenia termiczne generowana podczas testów cykli termicznych. Rozdział kończą wyniki ostatecznego testu cykli termicznych.

W rozdziale dziesiątym przedstawiono podsumowanie przeprowadzonych przez autora badań oraz wnioski końcowe, a po nim przedstawiono wykorzystaną w rozprawie literaturę.

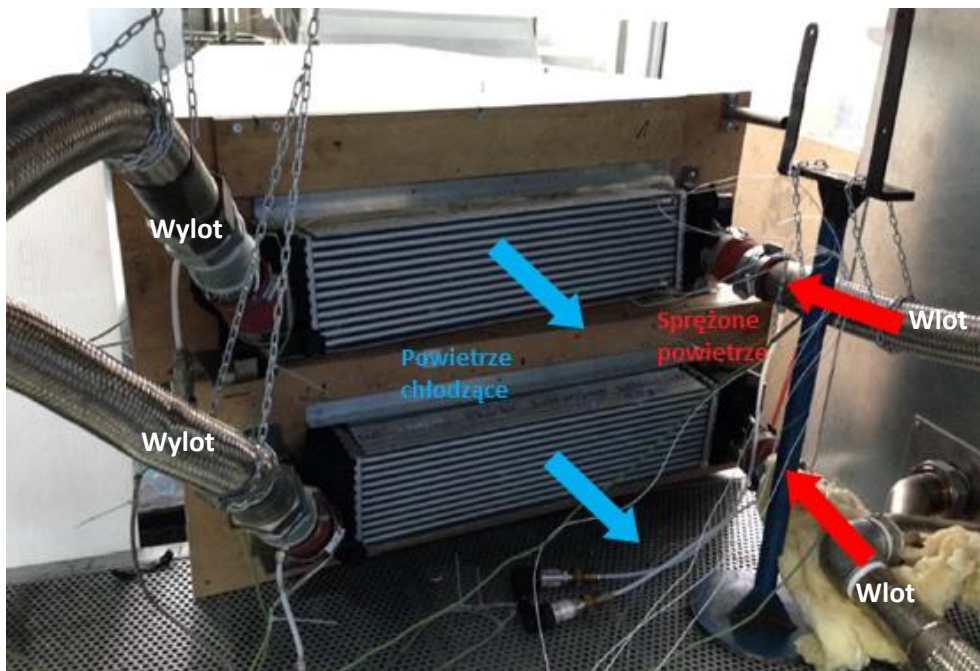
3. KONSTRUKCJE INŻYNIERSKIE W PROCESACH WALIDACYJNYCH CHŁODNIC

3.1. Test cykli termicznych

Test cykli termicznych (Rys. 3.1.1) polega na przepuszczaniu przez układ wewnętrzny chłodnicy powietrza doładowanego sprężonego powietrza o stałym przepływie, ciśnieniu i temperaturze zmiennej w czasie według ustalonego czasu cyklu. Jednocześnie wymaga się nie przekroczenia zadanej temperatury 60 °C na wylocie chłodnicy, która jest kontrolowana poprzez powietrze pochodzące z zewnątrz, przedmuchiujące rdzeń chłodnicy poprzez dyszę o regulowanej powierzchni przedmuchu (Rys. 3.1.2)



Rys. 3.1.1 Charakterystyka testu cykli termicznych



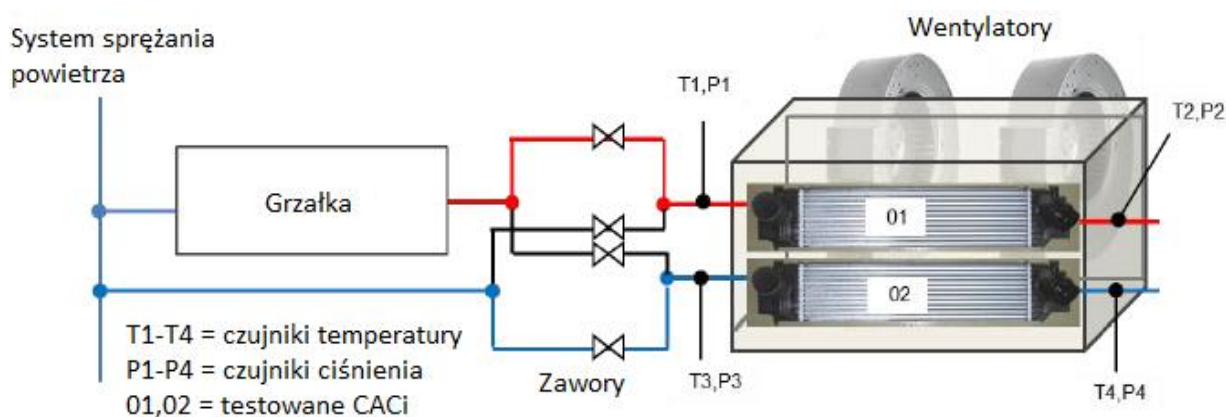
Rys. 3.1.2 Stanowisko badawcze do wykonywania testu cykli termicznych

Naprężenia termiczne w chłodnicach powietrza doładowanego powstające w procesie ich walidacji

W przypadku analizowanej chłodnicy powietrza doładowanego test cykli termicznych uznawany jest jako pozytywny po wykonaniu przez chłodnicę 2 000 cykli z przeciekami nie przekraczającym $20 \text{ cm}^3/\text{min}$. Istnieją dwa rodzaje specyfikacji testu cykli termicznych w zależności od typu silnika w układzie którego chłodnica powietrza doładowanego pracuje, mianowicie specyfikacja silnika diesla i benzyny. Jednak ze względów zarówno technologicznych jak i finansowych dąży się do unifikacji konstrukcji chłodnicy powietrza doładowanego i daną konstrukcję testuje się względem bardziej wymagającej specyfikacji testu cykli termicznych, jaką jest na ogół specyfikacja diesla (Tabela 3.1.1). Czas jednego cyklu testu cykli termicznych wynosi od 90 do 120 sekund. Na rysunku 3.1.2 przedstawiono segment stanowiska do testów cykli termicznych, w którym są montowane testowane chłodnice powietrza doładowanego. W związku z ogromną ilością energii jaka jest wymagana, aby taki test przeprowadzić większość podzespołów takich jak sprężarki i nagrzewnice z powodu wielkich gabarytów znajdują się poza widocznym układem stanowiska. Gorące sprężone powietrze jest dostarczone do chłodnic za pomocą izolowanych metalowych węzów i specjalnych szybkozłączy w których mierzona jest temperatura oraz ciśnienie na wlocie i wylocie chłodnic. Stanowisko z powodu konieczności generowania bardzo szybkich zmian skrajnych wartości temperatur dla przepływów powietrza rzędu do 1000 kg/h pozwala na testowania maksymalnie dwóch takich wymienników ciepła w układzie naprzemiennym (Rys. 3.1.3).

Tabela 3.1.1 Rodzaje specyfikacje testu cykli termicznych

Parametry sprężonego powietrza będącego medium roboczym podczas testu cykli termicznych	Specyfikacja		Różnica pomiędzy specyfikacjami
	Diesel	Benzyna	
Górna granica temperatura [$^{\circ}\text{C}$]	220	190	30 [$^{\circ}\text{C}$]
Dolna granica temperatura [$^{\circ}\text{C}$]	30	30	brak
Czas wzrostu/spadku temperatury [s]	6	6	brak
Przepływ [kg/h]	800	440	260 [kg/h]
Ciśnienie [Bar (g)]	2	2	brak



Rys. 3.1.3 Schemat układu pracy stanowiska do badań cykli termicznych

3.2. Materiał i metoda badań statystycznych

Pierwszy test cykli termicznych chłodnicy powietrza doładowanego z czasem wzrostu i spadku temperatury w ciągu 6 sekund pomiędzy jej wartością minimalną 30 °C a maksymalną 220 °C wykonano w sierpniu 2013 roku według specyfikacji diesla z przepływem 800 kg/h. Przeciek z rurek chodnicy pojawił się już po 1 000 cykli z obu skrajnych rurek po stronie króćca wlotowego, wynosząc sumarycznie na testowanych chłodnicach odpowiednio 182 i 189 cm³/min (Tabela 3.2.1). Należy zwrócić szczególną uwagę tutaj na szybkość zmiany temperatury, gdyż temperatura w ciągu zaledwie 2 sekund osiągnęła wartość 210 °C i w tak samo krótkim czasie po osiągnięciu maksymalnej temperatury testu spadła do 50 °C, powodując szoki termiczne w konstrukcji chłodnicy powietrza doładowanego.

Tabela 3.2.1 Test numer 1

Numer testu i data wykonania		Test numer 1 2013-08-22	
Grupa specyfikacji		Grupa 1	
Opis testu		Specyfikacja diesla z wysokim przepływem	
Górna temperatura medium [°C]		220	
Dolna temperatura medium [°C]		30	
Przepływ medium [kg/h]		800	
Czas wzrostu/spadku temperatury medium [s]		6	
Szybkość wzrostu temperatury		od 30 °C do 210 °C w 2 s	
Szybkość spadku temperatury		od 220 °C do 50 °C w 2 s	
Wykres wzrostu i spadku temperatury medium			
Prędkość powietrza chłodzącego rdzeń z zewnątrz [m/s]		brak danych	
Temperatura powietrza chłodzącego rdzeń z zewnątrz [°C]		brak danych	
ID Chłodnicy powietrza doładowanego		#001	#002
Wartość przecieku z chłodnicy [cm ³ /min] podczas testu szczelności po cyklach	500	0	0
	1000	182 (84 z rurki nr 1 i 98 z rurki nr 31)	189 (79 z rurki nr 1 i 110 z rurki nr 31)
	1500	-	-
	2000	-	-
Zdjęcie przecieku z chłodnicy			
Wynik testu		Negatywny	Negatywny

Naprężenia termiczne w chłodnicach powietrza
doładowanego powstające w procesie ich walidacji

Jako następny wykonano test drugi (Tabela 3.2.2), według tej samej specyfikacji, ale z niższą wartością przepływu sprężonego powietrza. W związku ze zmierzonymi rzeczywistymi maksymalnymi wartościami przepływu powietrza występującymi w aucie zmniejszono wymaganą w specyfikacji testu cykli termicznych wartość przepływu z 800 na 600 kg/h.

Tabela 3.2.2 Test numer 2

Numer testu i data wykonania		Test numer 2 2013-09-12	
Grupa specyfikacji		Grupa 2	
Opis testu		Specyfikacja diesla	
Górna temperatura medium [°C]		220	
Dolna temperatura medium [°C]		30	
Przepływ medium [kg/h]		600	
Czas wzrostu/spadku temperatury medium [s]		6	
Szybkość wzrostu temperatury		od 30 °C do 210 °C w 3 s	
Szybkość spadku temperatury		od 220 °C do 40 °C w 3 s	
Wykres wzrostu i spadku temperatury medium			
Prędkość powietrza chłodzącego rdzeń z zewnątrz [m/s]		brak danych	
Temperatura powietrza chłodzącego rdzeń z zewnątrz [°C]		brak danych	
ID Chłodnicy powietrza doładowanego		#010	#011
Wartość przecieku z chłodnicy [cm ³ /min] podczas testu szczelności po cyklach	500	0	0
	1000	55 (20 z rurki nr 1 i 35 z rurki nr 31)	20 (rurka nr 1)
	1500	-	-
	2000	-	-
Zdjęcie przecieku z chłodnicy			brak zdjęcia
Wynik testu		Negatywny	Negatywny

Podobnie jak w przypadku testu numer jeden, również w tym teście wystąpiły bardzo gwałtowne wzrosty i spadki temperatury. W teście numer dwa widać wyraźny spadek wartości przecieku po 1 000 cyklach wynikający głównie ze zmniejszenia wartości przepływu o 33 % z 800 kg/h na 600 kg/h, ale i również z sekundowej różnicy w szybkości zmian temperatury przepływającego powietrza.

Naprężenia termiczne w chłodnicach powietrza
doładowanego powstające w procesie ich walidacji

Test numer trzy (Tabela 3.2.3) wykonano według specyfikacji silnika benzynowego. W porównaniu ze specyfikacją diesla charakteryzuje się ona znacząco mniejszymi parametrami testu. Przepływ sprężonego powietrza jest o 35 % mniejszy (440 kg/h), a jego górna temperatura jest mniejsza o 30 °C (190 °C), w wyniku której otrzymano łagodniejsze narosty i spadki temperatury.

Tabela 3.2.3 Test numer 3

Numer testu i data wykonania	Test numer 3 2013-09-22	
Grupa specyfikacji	Grupa 3	
Opis testu	Specyfikacja silnika benzynowego	
Górna temperatura medium [°C]	190	
Dolna temperatura medium [°C]	30	
Przepływ medium [kg/h]	440	
Czas wzrostu/spadku temperatury medium [s]	6	
Szybkość wzrostu temperatury	od 30 °C do 190 °C w 4 s	
Szybkość spadku temperatury	od 190 °C do 30 °C w 6 s	
Wykres wzrostu i spadku temperatury medium		
Prędkość powietrza chłodzącego rdzeń z zewnątrz [m/s]	brak danych	
Temperatura powietrza chłodzącego rdzeń z zewnątrz [°C]	brak danych	
ID Chłodnicy powietrza doładowanego	#015	#016
Wartość przecieku z chłodnicy [cm ³ /min] podczas testu szczelności po cyklach	500	0
	1000	0
	1500	0
	2000	0
		2 (rurka nr 31)
Zdjęcie przecieku z chłodnicy	W przypadku braku przecieku nie wykonuje się zdjęcia	
Wynik testu	Pozytywny	Pozytywny

Celem testu było sprawdzenie czy obecna konstrukcja analizowanej chłodnicy powietrza doładowanego może zostać dopuszczona do produkcji na warunkach panujących w pojazdach wyposażonych w silniki benzynowe. Dla takich parametrów testu obie testowane chłodnice przeszły pozytywnie 2 000 cykli testu cykli termicznych. W jednej z nich pojawił się przeciek o wartości 2 cm³/min z rurki numer 31, mieszczący się w limitach specyfikacji testu szczelności.

Naprężenia termiczne w chłodnicach powietrza doładowanego powstające w procesie ich walidacji

Test numer cztery został wykonany według specyfikacji diesla, ale w tym przypadku testowane chłodnice nie posiadały obejm konstrukcyjnych (Rys. 3.2.1), które zapobiegają niszczeniu skrajnych taśm chłodzących oraz umożliwiają zlutowanie rdzenia w piecu poprzez zapewnienie bazowania w ramce lutowniczej.



Rys. 3.2.1 Chłodnica powietrza doładowanego bez obejm technologicznych

Celem tego testu było sprawdzenie czy to obejmy są przyczyną pęknięcia skrajnych rurek chłodnicy. W związku z przedmuchiwaniami rdzenia chłodnicy zimnym powietrzem i brakiem bezpośredniego kontaktu obejm z rurkami, temperatura obejm wynosi około 30 °C, podczas gdy przez rurki płynie medium o maksymalnej temperaturze 220 °C. To właśnie taki przypadek miałby generować największe szoki termiczne chłodnicy i być przyczyną pęknięcia rurek.

Naprężenia termiczne w chłodnicach powietrza doładowanego powstające w procesie ich walidacji

W tabeli 3.2.4 przedstawiano wyniki z testu cykli termicznych przeprowadzonych dla wariantu chłodnic powietrza doładowanego pozbawionych objem konstrukcyjnych. Wyniki testu numer cztery nie potwierdziły założonej tezy. W obu testowanych wymiennikach ciepła pojawił się przeciek po 1 000 cyklach. W jednej z chłodnic powietrza doładowanego przeciek pojawił się na rurkach numer 1 i 31, natomiast na drugiej na rurce 33 wynosząc aż 1200 cm³/min, który może być następstwem braku objem.

Tabela 3.2.4 Test numer 4

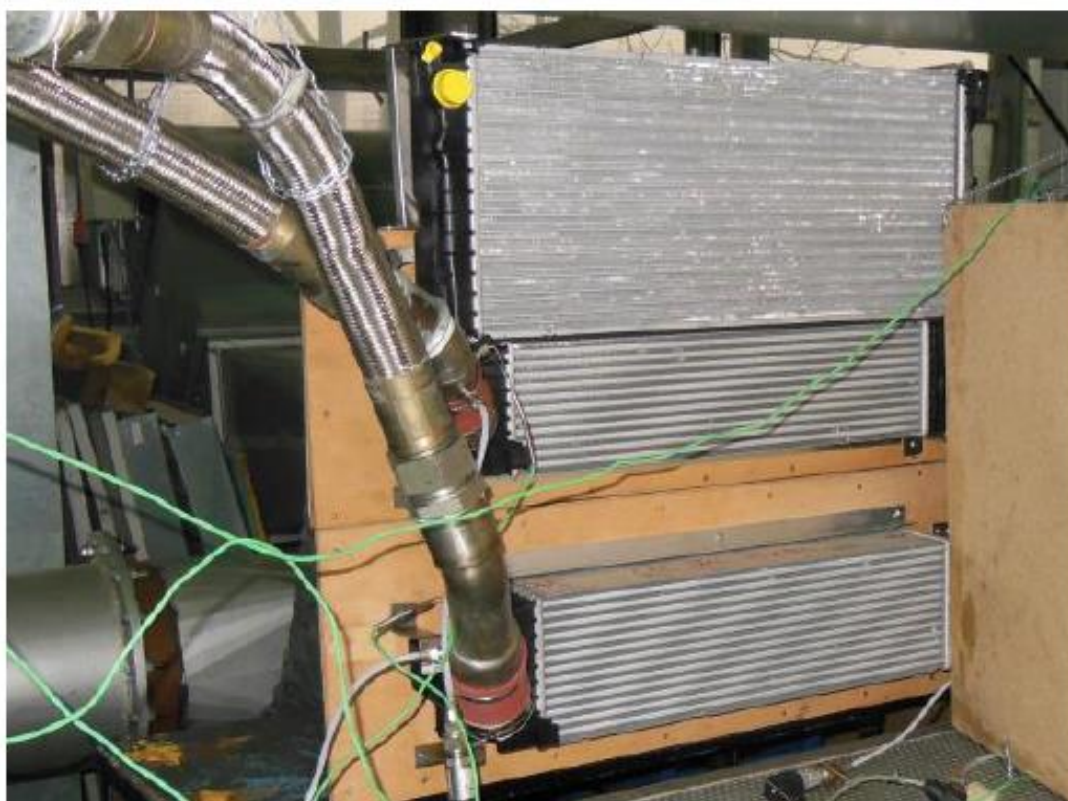
Numer testu i data wykonania		Test numer 4 2013-09-24	
Grupa specyfikacji		Grupa 2	
Opis testu		Specyfikacja diesla bez objem na CACach	
Górna temperatura medium [°C]		220	
Dolna temperatura medium [°C]		30	
Przepływ medium [kg/h]		600	
Czas wzrostu/spadku temperatury medium [s]		6	
Szybkość wzrostu temperatury		od 30 °C do 210 °C w 4 s	
Szybkość spadku temperatury		od 220 °C do 40 °C w 4 s	
Wykres wzrostu i spadku temperatury medium			
Prędkość powietrza chłodzącego rdzeń z zewnątrz [m/s]		brak danych	
Temperatura powietrza chłodzącego rdzeń z zewnątrz [°C]		brak danych	
ID Chłodnicy powietrza doładowanego		#017 bez objem	#018 bez objem
Wartość przecieku z chłodnicy [cm ³ /min] podczas testu szczelności po cyklach	500	0	0
	1000	25 (20 z rurki nr 1 i 5 z rurki nr 31)	1200 (rurka nr 33)
	1500	-	-
	2000	-	-
Zdjęcie przecieku z chłodnicy			
Wynik testu		Negatywny	Negatywny

Naprężenia termiczne w chłodnicach powietrza doładowanego powstające w procesie ich walidacji

W kolejnym teście numer pięć, który również został wykonany według specyfikacji diesla do jednej z chłodziw zamontowano radiator (Rys. 3.2.2 i 3.2.3), aby sprawdzić czy usztywnienie chłodziw z radiatorem pozwoli zaliczyć test.



Rys. 3.2.2 Chłodziwo powietrza doładowanego z zamontowanym radiatorem



Rys. 3.2.3 Stanowisko testowe chłodziwa powietrza doładowanego z zamontowanym radiatorem

Naprężenia termiczne w chłodnicach powietrza
doładowanego powstające w procesie ich walidacji

Niestety zarówno w chłodnicy z radiatorem jak i wymienniku referencyjnym pojawił się przeciek po 1 000 wykonanych cykli. W obu przypadkach wartość przecieku była porównywalna, zarówno jeśli chodzi o sumaryczny przeciek na chłodnicę jak i ten na poszczególnych rurkach (Tabela 3.2.5).

Tabela 3.2.5 Test numer 5

Numer testu i data wykonania		Test numer 5 2013-11-15	
Grupa specyfikacji		Grupa 2	
Opis testu		Specyfikacja diesla, jeden z caców w teście z zamocowanym radiatorem	
Górna temperatura medium [°C]		220	
Dolna temperatura medium [°C]		30	
Przepływ medium [kg/h]		600	
Czas wzrostu/spadku temperatury medium [s]		6	
Szybkość wzrostu temperatury		od 30 °C do 210 °C w 3 s	
Szybkość spadku temperatury		od 220 °C do 40 °C w 3 s	
Wykres wzrostu i spadku temperatury medium			
Prędkość powietrza chłodzącego rdzeń z zewnątrz [m/s]		brak danych	
Temperatura powietrza chłodzącego rdzeń z zewnątrz [°C]		brak danych	
ID Chłodnicy powietrza doładowanego		CAC z zamocowanym radiatorem	CAC
Wartość przecieku z chłodnicy [cm ³ /min] podczas testu szczelności po cyklach	500	0	0
	1000	82 (41 z rurki nr 1 i 41 z rurki nr 31)	100 (52 z rurki nr 1 i 48 z rurki nr 31)
	1500	-	-
	2000	-	-
Zdjęcie przecieku z chłodnicy			
Wynik testu		Negatywny	Negatywny

Naprężenia termiczne w chłodnicach powietrza
doładowanego powstające w procesie ich walidacji

W związku z koniecznością zwolnienia do produkcji seryjnej aut z silnikiem benzynowym wykonano test numer sześć (Tabela 3.2.6). Miał on potwierdzić, że obecna konstrukcja chłodnicy jest w stanie spełnić wymagania specyfikacji silnika benzynowego. Dzięki znacząco mniejszym wymaganiom zarówno dla maksymalnej temperatury powietrza doładowanego jak i wartości jego przepływu oraz łagodniejszym narostom i spadkom temperatury chłodnica przeszła 2 000 cykli z akceptowalnym poziomem przecieku.

Tabela 3.2.6 Test numer 6

Numer testu i data wykonania		Test numer 6 2013-11-24	
Grupa specyfikacji		Grupa 3	
Opis testu		Specyfikacja silnika benzynowego	
Górna temperatura medium [°C]		190	
Dolna temperatura medium [°C]		30	
Przepływ medium [kg/h]		440	
Czas wzrostu/spadku temperatury medium [s]		6	
Szybkość wzrostu temperatury		od 30 °C do 190 °C w 6 s	
Szybkość spadku temperatury		od 190 °C do 30 °C w 6 s	
Wykres wzrostu i spadku temperatury medium			
Prędkość powietrza chłodzącego rdzeń z zewnątrz [m/s]		brak danych	
Temperatura powietrza chłodzącego rdzeń z zewnątrz [°C]		brak danych	
ID Chłodnicy powietrza doładowanego		#01	#02
Wartość przecieku z chłodnicy [cm ³ /min] podczas testu szczelności po cyklach	500	0	0
	1000	0	0
	1500	0	0
	2000	2.5 (rurka nr 31)	1.5 (rurka nr 1)
Zdjęcie przecieku z chłodnicy			
Wynik testu		Pozytywny	Pozytywny

Cztery wykonane testy według wymagań silnika diesla pokazały iż obecna konstrukcja chłodnicy nie jest w stanie spełnić parametrów specyfikacji diesla. W każdym z czterech przypadków przeciek pojawiał się już po osiągnięciu 1 000 cykli co daje jedynie wartość 50 % z wymaganej liczby cykli. Z informacji zarejestrowanych w pojazdach stwierdzono, że maksymalna temperatura wynosi 220 °C, ale szybkość zmiany temperatury jest znacznie łagodniejsza niż zakładała specyfikacja testu.

Naprężenia termiczne w chłodnicach powietrza
doładowanego powstające w procesie ich walidacji

W związku z tym ustawiono nowe wymogi co do czasów wzrostu i spadku temperatury. Nowa specyfikacja zakłada czas wzrostu temperatury od 30 °C do 210 °C w piętnaście sekund, następnie po osiągnięciu temperatury 220 °C przytrzymania chłodnicy w tej temperaturze przez co najmniej dziesięć sekund i spadku temperatury w piętnaście sekund z 220 °C do 40 °C. Według tak ustanowionej nowej specyfikacji silnika diesla wystartowano test numer siedem (Tabela 3.2.7).

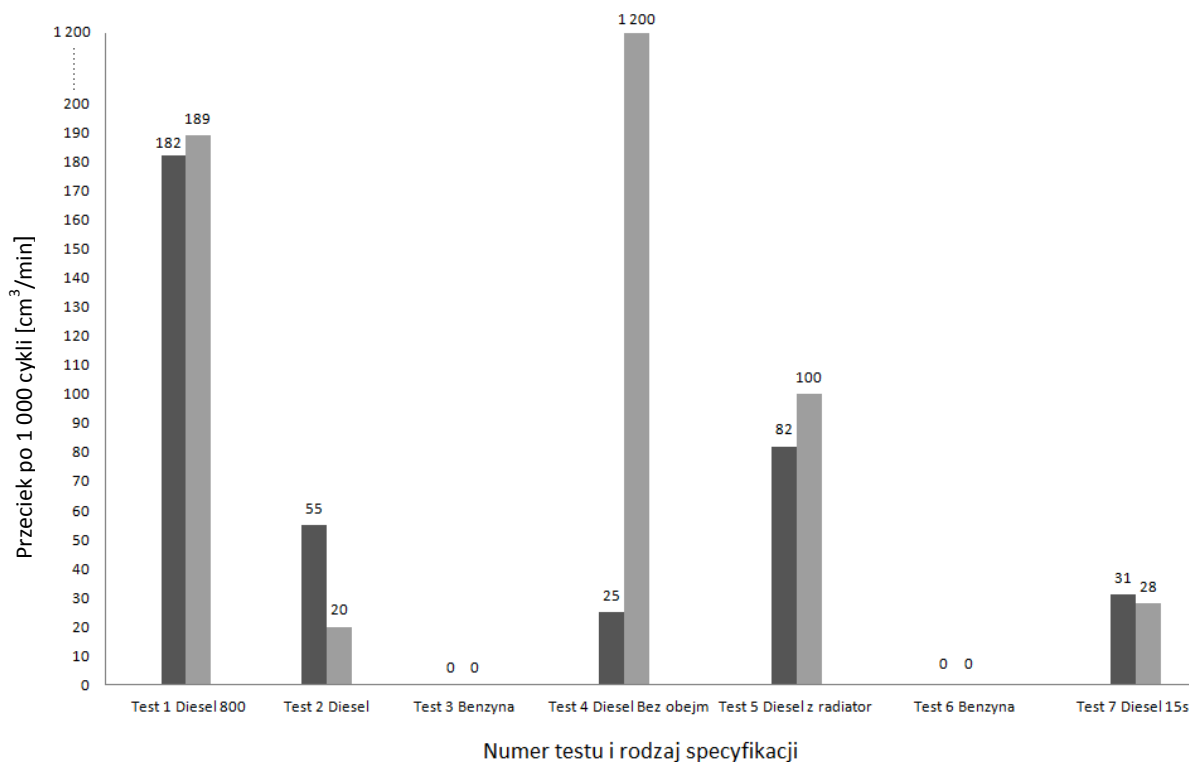
Tabela 3.2.7 Test numer 7

Numer testu i data wykonania		Test numer 7 2014-03-24	
Grupa specyfikacji		Grupa 5	
Opis testu		Specyfikacja diesla ze zmniejszonym tempem zmiany temperatury do "15 sekund"	
Górna temperatura medium [°C]		220	
Dolna temperatura medium [°C]		30	
Przepływ medium [kg/h]		600	
Czas wzrostu/spadku temperatury medium [s]		od 30 °C do 210 °C w 15 s, 10 s w 220 °C, od 220 °C do 40 °C w 15 s	
Szybkość wzrostu temperatury		od 30 °C do 200 °C w 2 s	
Szybkość spadku temperatury		od 220 °C do 50 °C w 3 s	
Wykres wzrostu i spadku temperatury medium			
Prędkość powietrza chłodzącego rdzeń z zewnątrz [m/s]		brak danych	
Temperatura powietrza chłodzącego rdzeń z zewnątrz [°C]		brak danych	
ID Chłodnicy powietrza doładowanego		#018	#022
Wartość przecieku z chłodnicy [cm ³ /min] podczas testu szczelności po cyklach	500	1	1
	1000	31 (rurka nr 1)	28 (rurka nr 31)
	1500	-	-
	2000	-	-
Zdjęcie przecieku z chłodnicy			
Wynik testu		Negatywny	Negatywny

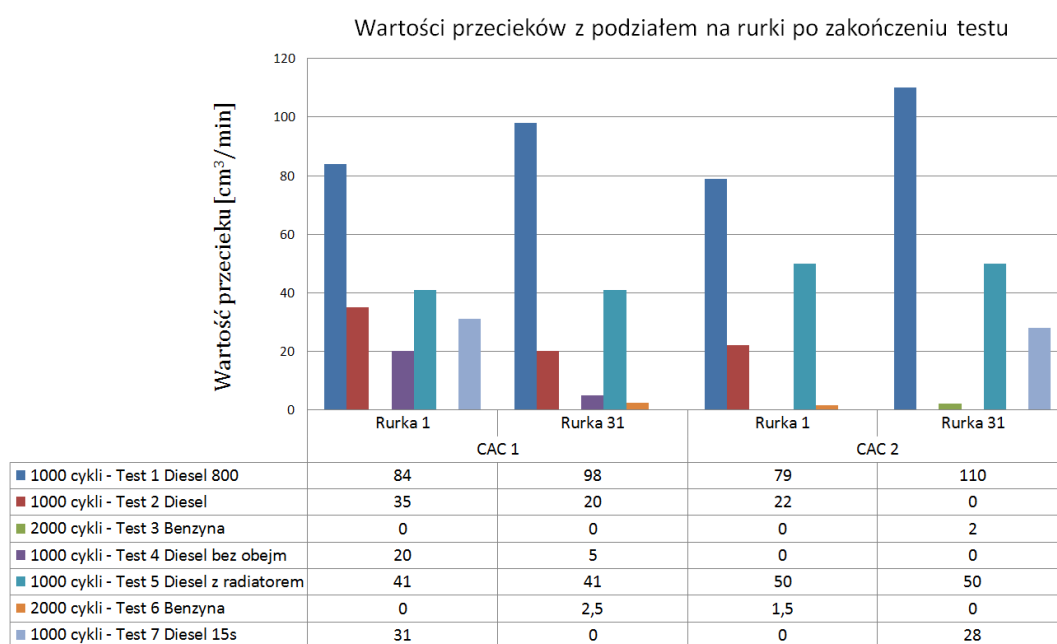
Jednak i tym razem przeciek pojawił się znów po 1 000 cyklach. Na podstawie przedstawionych w tabeli 3.2.7 wykresów widać, że zarówno w tym przypadku jak i wcześniejszych bardzo krytyczne są pierwsze sekundy zmiany temperatury powietrza podczas których następują jej gwałtowne skoki. Brak kontroli nad inercją układu stanowiska badawczego skutkuje gwałtownymi skokami temperatury zarówno z minimalnej jak i z jej maksymalnej wartości. W przypadku testu numer siedem mimo łagodniejszej specyfikacji dotyczącej czasu zmiany temperatury sprężonego powietrza w związku bezwładnością całego układu testowego nadal nie jest możliwe złagodzenie profilu narostu i spadku temperatury w pierwszych sekundach w wyniku czego w chłodnicach pojawia się przeciek po osiągnięciu 1 000 cykli nie mieszczący się w limitach specyfikacji.

Naprężenia termiczne w chłodnicach powietrza doładowanego powstające w procesie ich walidacji

Na rysunku 3.2.4 przedstawiono zestawienie wartości sumarycznych przecieków po 1 000 cyklach z rurek chłodnic powietrza doładowanego dla siedmiu wykonanych testów cykli termicznych. Kolorem ciemnoszarym oznaczono przeciek z chłodnicy z gniazda testowego numer 1 a jasnoszarym z gniazda testowego numer 2. Na rysunku 3.2.5 przedstawiono w postaci wykresu końcowe zestawienie wartości przecieków z poszczególnych rurek chłodnic dla każdego z siedmiu przeprowadzonych testów cykli termicznych, pomijając jedynie przypadek rurki numer 33 z testu czwartego.



Rys. 3.2.4 Wartość przecieków całkowitych z chłodnic po 1 000 cyklach



Rys. 3.2.5 Wartość przecieków rurek 1 i 31 po teście

Wszystkie przetestowane chłodnice powietrza doładowanego zostały wyprodukowane według tego samego procesu technologicznego. Różnice w wartościach przecieków dla każdej z par chłodnic z danego testu są na zbliżonym poziomie, nie licząc testu numer cztery w przypadku którego brak obejm zarówno podczas procesu lutowania, jak i na gotowej chłodnicy mógł wpłynąć negatywnie na wytrzymałość rurki numer 33 jednej z chłodnic. Podczas pozostałych testów pękały wyłącznie skrajne rurki po stronie króćca wlotowego, oznaczone numerem 1 i 31. Z wykresów widać, że przeciek nie zawsze występował na dwóch rurkach. Podczas testów pękała czasami zarówno tylko sama rurka numer 1, jak również tylko sama rurka numer 31. Można zatem stwierdzić, że rurki 1 i 31 to najsłabsze punkty w konstrukcji chłodnicy i nie jest się w stanie przewidzieć która z nich pęknie jako pierwsza. Natomiast można stwierdzić, że jeśli dany test będzie kontynuowany pomimo poziomu przecieku przekraczającego limit na jednej z tych rurek, ostatecznie pęknie również ta druga rurka.

4. NAPRĘŻENIA CIEPLNE W CIELE STAŁYM

4.1. Model liniowej teorii sprężystości materiału

Liniowa teoria sprężystości [Banerjee, 1984; Gabryszewski, 2001; Jakubowicz, 1978; Zielnica, 1999] jest mechaniką ciała (ośrodka) odkształcalnego, opierającego się na następujących zasadach:

- Ciało jest wypełnione w sposób ciągły materią zarówno przed, jak i po odkształceniu (kontinuum materialne).
- Ośrodek ciągły jest fizycznie jednorodny i izotropowy.
- Przemieszczenia i odkształcenia pojawiają się w chwili przyłożenia obciążeń wywołujących naprężenia.
- Istnieje naturalny beznapięciowy (beznaprężeniowy) stan ciała, do którego powraca ono zawsze po odciążeniu.
- Odkształcenia i przemieszczenia są bardzo małe.
- Ośrodek ciągły (materiał) zachowuje się zgodnie z prawem Hooke'a.
- Funkcje określające naprężenia, przemieszczenia i odkształcenia są ciągłe i różniczkowalne.

„Jeżeli dane jest w przestrzeni ciało liniowo sprężyste o dowolnym kształcie i wymiarach będące w spoczynku, znany jest sposób podparcia tego ciała i jego własności sprężyste oraz określone są siły powierzchniowe i masowe działające na to ciało, wówczas za pomocą równań teorii sprężystości można określić wartości przemieszczeń, odkształceń i naprężeń w tym ciele. Równania teorii sprężystości tworzą trzy grupy zależności [www, 09]”:

Równania wewnętrznej równowagi mają postać:

$$\left\{ \begin{array}{l} \frac{\partial \sigma_x}{\partial x} + \frac{\partial \tau_{yx}}{\partial y} + \frac{\partial \tau_{zx}}{\partial z} + X\rho = 0 \\ \frac{\partial \tau_{xy}}{\partial x} + \frac{\partial \sigma_y}{\partial y} + \frac{\partial \tau_{zy}}{\partial z} + Y\rho = 0 \\ \frac{\partial \tau_{xz}}{\partial x} + \frac{\partial \tau_{yz}}{\partial y} + \frac{\partial \sigma_z}{\partial z} + Z\rho = 0 \end{array} \right. \quad (4.1.1)$$

$$\tau_{xy} = \tau_{yx} \quad \tau_{yz} = \tau_{zy} \quad \tau_{zx} = \tau_{xz} \quad (4.1.2)$$

gdzie:

$\sigma_x, \sigma_y, \sigma_z$ – naprężenia normalne w punkcie, $\tau_{xy}, \tau_{yz}, \tau_{zx}$ – naprężenie styczne w punkcie, X, Y, Z – składowe sił masowych odniesione do jednostki masy, ρ – gęstość materiału.

Związki geometryczne definiują zależność pomiędzy przemieszczeniem a odkształceniem i można je zapisać jako:

$$\varepsilon_x = \frac{\partial u}{\partial x}, \quad \varepsilon_y = \frac{\partial v}{\partial y}, \quad \varepsilon_z = \frac{\partial w}{\partial z} \quad (4.1.3)$$

$$\Upsilon_{xy} = \frac{\partial u}{\partial y} + \frac{\partial v}{\partial x}, \quad \Upsilon_{yz} = \frac{\partial v}{\partial z} + \frac{\partial w}{\partial y}, \quad \Upsilon_{zx} = \frac{\partial w}{\partial x} + \frac{\partial u}{\partial z} \quad (4.1.4)$$

gdzie:

$\varepsilon_x, \varepsilon_y, \varepsilon_z$ – składowe odkształcenia normalnego w punkcie, $\Upsilon_{xy}, \Upsilon_{yz}, \Upsilon_{zx}$ – składowe odkształcenia postaciowego w punkcie, u, v, w – przemieszczenia w osi x, y, z .

Związki fizyczne określające składowe stanu naprężenia w zależności od składowych stanu odkształcenia, stanowiące uogólnione prawo Hooke'a zwany związkiem konstytutywnym:

$$\left\{ \begin{array}{l} \sigma_x = \frac{E}{(1+\nu)(1-2\nu)} [(1-\nu)\varepsilon_x - \nu(\varepsilon_y + \varepsilon_z)] \\ \sigma_y = \frac{E}{(1+\nu)(1-2\nu)} [(1-\nu)\varepsilon_y - \nu(\varepsilon_z + \varepsilon_x)] \\ \sigma_z = \frac{E}{(1+\nu)(1-2\nu)} [(1-\nu)\varepsilon_z - \nu(\varepsilon_x + \varepsilon_y)] \end{array} \right. \quad (4.1.5)$$

$$\tau_{xy} = \Upsilon_{xy}G, \quad \tau_{yz} = \Upsilon_{yz}G, \quad \tau_{zx} = \Upsilon_{zx}G \quad (4.1.6)$$

gdzie:

$\varepsilon_x, \varepsilon_y, \varepsilon_z$ – składowe odkształcenia normalnego w punkcie, $\sigma_x, \sigma_y, \sigma_z$ – naprężenia normalne w punkcie, $\Upsilon_{xy}, \Upsilon_{yz}, \Upsilon_{zx}$ – składowe odkształcenia postaciowego w punkcie, $\tau_{xy}, \tau_{yz}, \tau_{zx}$ – naprężenie styczne w punkcie, ν – współczynnik Poissona, E – moduł Younga, $G = \frac{E}{2(1+\nu)}$ – moduł Kirchhoffa.

Równanie przemieszczeniowe (4.1.1), tak często stosowane w systemach MES uzyskuje się znajdując naprężenia (4.1.5) w funkcji przemieszczeń (4.1.3).

4.2. Naprężenia cieplne

Naprężenia cieplne łączą dwa obszary nauki, mechaniki i wymiany ciepła poprzez termiczne obciążenie. Naprężenia cieplne powstają w wyniku zmiany temperatury materiału i mogą spowodować jego pęknięcie lub deformację plastyczną. Gradienty temperatury, rozszerzalność cieplna, skurcz oraz szoki termiczne są czynnikami, które mogą prowadzić do naprężeń cieplnych. Im większa zmiana temperatury, tym wyższy będzie poziom naprężeń. Gdy materiał jest szybko ogrzewany lub chłodzony, temperatura powierzchni i temperatura wewnętrzna będą różniły się wartością. Szybkie ogrzewanie materiału powoduje lokalną rozszerzalność cieplną, natomiast chłodzenie wywołuje skurcz, w wyniku czego powstają naprężenia cieplne. Wartość naprężenia w dużym stopniu zależy od współczynnika rozszerzalności cieplnej danego materiału. Materiał rozszerza się lub kurczy odpowiednio dla danego współczynnika rozszerzalności cieplnej. Dopóki możliwe jest swobodne przemieszczanie się materiału, dopóty może on się swobodnie rozszerzać lub skurczyć bez generowania naprężeń. Dopiero po przymocowaniu materiału do sztywnego korpusu na jednym końcu, mogą powstać naprężenia cieplne [Gerle, 2011; Orlos, 1991]. Naprężenie cieplne σ wyraża wzór:

$$\sigma = E\alpha(T_0 - T_f) = E\alpha\Delta T \quad (4.2.1)$$

gdzie:

E – moduł Younga, α – współczynnik rozszerzalności cieplnej, T_0 – temperaturą początkową, T_f – temperatura końcowa.

Wraz ze wzrostem temperatury, gdy $T_f > T_0$ naprężenie będzie miało charakter rozciągający, natomiast podczas chłodzenia, gdy $T_f < T_0$, naprężenie będzie o charakterze ściskającym. W przypadku ograniczonych konstrukcji, nawet przy umiarkowanych zmianach temperatury wartość naprężenia cieplnego może być znacząca.

4.3. Równanie Naviera

Równanie ruchu Naviera uwzględniające relacją konstytutywną pomiędzy naprężeniem i odkształceniem jest opisane wzorem:

$$\rho \frac{\partial^2 \mathbf{u}}{\partial t^2} - \nabla \cdot \boldsymbol{\sigma} = \mathbf{F} \quad (4.3.1)$$

gdzie:

ρ – gęstość, \mathbf{u} – wektor przemieszczenia, $\boldsymbol{\sigma}$ – tensor naprężenia, \mathbf{F} – wektor sił objętościowych.

Dla przypadku termomechanicznego oraz liniowego materiału sprężystego równanie konstytutywne przybiera następującą postać:

$$\boldsymbol{\sigma} = \lambda(\nabla \cdot \mathbf{u})\mathbf{I} + 2\mu\boldsymbol{\varepsilon} - (3\lambda + 2\mu)\alpha(T - T_{ref})\mathbf{I} \quad (4.3.2)$$

$$\lambda = \frac{E\nu}{(1+\nu)(1-2\nu)}, \quad \mu = \frac{E}{2(1+\nu)}$$

gdzie:

$\boldsymbol{\sigma}$ – tensor naprężenia, λ – stała Lamégo, \mathbf{u} – wektor przemieszczenia, μ – stała Lamégo, $\boldsymbol{\varepsilon}$ – tensor odkształcenia, α – współczynnik rozszerzalności cieplnej, T – temperatura, T_{ref} – temperatura referencyjna, E – moduł Younga, ν – współczynnik Poissona, \mathbf{I} – macierz jednostkowa (3 x 3).

Przez podstawienie zależności naprężenie-odkształcenie i zależności odkształcenie-przemieszczenie do równania ruchu otrzymuje się równanie Naviera wyrażone w przemieszczeniu:

$$\rho \frac{\partial^2 \mathbf{u}}{\partial t^2} = \mu \nabla^2 \mathbf{u} + (\lambda + \mu) \nabla(\nabla \cdot \mathbf{u}) + \mathbf{F} \quad (4.3.3)$$

$$\mathbf{F} = -(3\lambda + 2\mu)\alpha \nabla \cdot T.$$

Równanie ruchu Naviera z liniową relacją konstytutywną pomiędzy naprężeniami a odkształceniami określa następujący wzór:

$$\rho \frac{\partial^2 \mathbf{u}}{\partial t^2} - (\mu \nabla^2 \mathbf{u} + (\lambda + \mu) \nabla \nabla \cdot \mathbf{u}) - (3\lambda + 2\mu)\alpha \nabla \cdot T = \mathbf{F}. \quad (4.3.4)$$

4.4. Równanie wymiany ciepła

Podstawowym prawem regulującym wymianę ciepła jest pierwsze prawo termodynamiki [Bejan, 1993; Incropera, 2002] powszechnie nazywane zasadą zachowania energii. Jednakże energia wewnętrzna U jest wielkością trudną do zmierzenia i wykorzystania w symulacjach. Dlatego też prawo podstawowe jest zwykle zapisywane w odniesieniu do temperatury T . W przypadku wymiany ciepła dla zagadnienia stacjonarnego równanie wymiany ciepła wyraża następujący wzór:

$$\rho C_p \left(\frac{\partial T}{\partial t} + (\mathbf{v} \cdot \nabla) T \right) + \nabla \cdot (-k \nabla T) = Q \quad (4.4.1)$$

gdzie:

ρ – gęstość, C_p – ciepło właściwe, \mathbf{v} – wektor prędkości, T – temperatura, t – czas, k – przewodność cieplna, Q – źródła ciepła.

Wymiana ciepła wykorzystuje prawo przewodzenia ciepła Fouriera, które mówi że strumień ciepła \mathbf{q} jest proporcjonalny do gradientu temperatury:

$$\mathbf{q} = -k \nabla T. \quad (4.4.2)$$

Jeśli prędkość jest równa zeru, otrzymuje się równanie modelujące wymianę ciepła przez przewodzenie w ciele stałym:

$$\rho C_p \frac{\partial T}{\partial t} + \nabla \cdot (-k \nabla T) = Q. \quad (4.4.3)$$

W ciele stałym przewodność cieplna może być anizotropowa i posiadać różne wartości w zależności od kierunku, wówczas staje się ona tensorem:

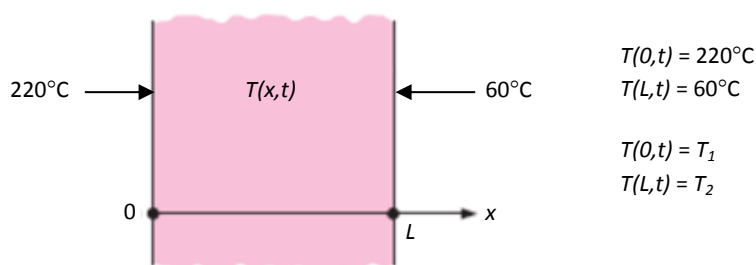
$$\mathbf{k} = \begin{bmatrix} k_{xx} & k_{xy} & k_{xz} \\ k_{yx} & k_{yy} & k_{yz} \\ k_{zx} & k_{zy} & k_{zz} \end{bmatrix}. \quad (4.4.4)$$

Niestacjonarne równanie wymiany ciepła związane jest ściśle z warunkiem początkowym i brzegowym. Warunek początkowy definiuje stan układu w chwili początkowej, stan ten musi być znany w każdym punkcie przestrzennym rozważanego brzegu. Z kolei warunek brzegowy opisuje zachowanie się funkcji na brzegu obszaru. Warunku brzegowy musi być znany w każdym takim punkcie brzegu.

Wyróżnia się trzy rodzaje warunków brzegowych:

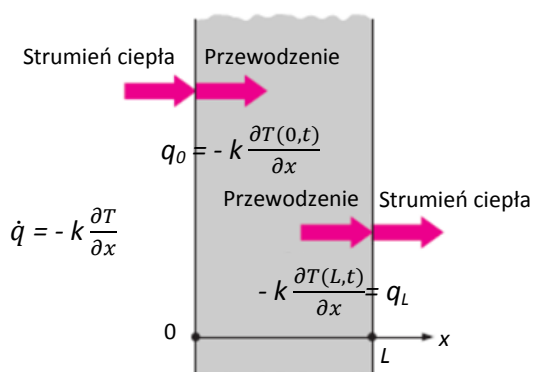
- warunek pierwszego rodzaju (Dirichleta),
- warunek drugiego rodzaju (Neumanna) ,
- warunek trzeciego rodzaju (Robina, mieszany).

Warunek brzegowy pierwszego rodzaju, nazywany warunkiem Dirichleta, określa rozkład temperatury we wszystkich punktach danego fragmentu brzegu. Na rysunku 4.4.1 przedstawiono przykład warunku brzegowego I rodzaju.

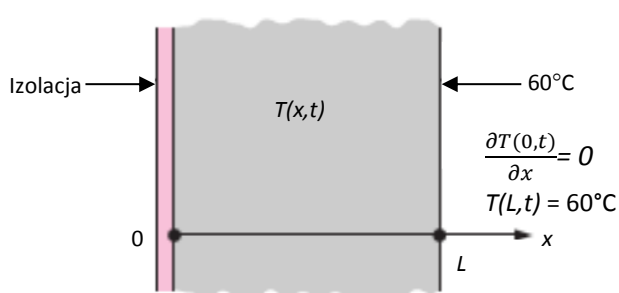


Rys. 4.4.1 Przykład warunku brzegowego I rodzaju [www, 08]

Warunek brzegowy drugiego rodzaju, nazywany warunkiem Neumanna, określa rozkład gęstości strumienia ciepła q we wszystkich punktach brzegu (Prawo Fouriera). Na rysunku 4.4.2 przedstawiono przykład warunku brzegowego II rodzaju. Szczególnym rodzajem tego warunku jest przypadek izolowanej powierzchni (Rys. 4.4.3).

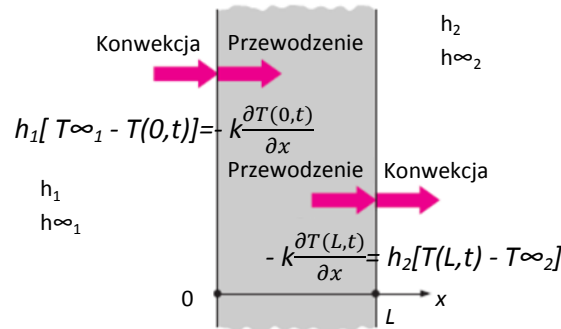


Rys. 4.4.2 Przykład warunku brzegowego II rodzaju [www, 08]



Rys. 4.4.3 Przykład warunku brzegowego II rodzaju: izolacja [www, 08]

Warunek brzegowy trzeciego rodzaju, nazywany warunkiem mieszanym lub Robina, określa temperaturę płynu otaczającego ciało stałe oraz współczynnik przejmowania ciepła h , nieznana jest temperatura powierzchni ciała. Warunek ten reprezentuje efekt zewnętrznego chłodzenia lub ogrzewania płynem powierzchni ciała stałego, zjawisko to często określane jest jako konwekcyjne chłodzenie lub ogrzewanie. Na rys. 4.4.4 przedstawiono przykład warunku brzegowego III rodzaju.



Rys. 4.4.4 Przykład warunku brzegowego III rodzaju [www, 08]

4.5. Równania naprężeń cieplnych dla zagadnienia stacjonarnego

Równanie liniowej teorii sprężystości dla przypadku stacjonarnego przyjmuje postać:

$$-(\mu \nabla^2 \mathbf{u} + (\lambda + \mu) \nabla \nabla \cdot \mathbf{u}) - (3\lambda + 2\mu) \alpha \nabla \cdot T = 0 \quad (4.5.1)$$

gdzie:

μ, λ – stałe Lamégo, \mathbf{u} – wektor przemieszczenia, T – temperatura, α – współczynnik rozszerzalności cieplnej, k – przewodność cieplna.

Zakładamy, że wektor sił objętościowych jest równy zero ($\mathbf{F} = 0$).

Równanie wymiany ciepła w ciele stałym, dla przypadku stacjonarnego przyjmuje postać:

$$\nabla \cdot (-k \nabla T) = 0 \quad (4.5.2)$$

gdzie:

k – przewodność cieplna, T – temperatura.

Równanie wymiany ciepła w płynie, dla przypadku stacjonarnego przyjmuje postać:

$$\rho C_p (\mathbf{v} \cdot \nabla) T + \nabla \cdot (-k \nabla T) = 0 \quad (4.5.3)$$

gdzie:

ρ – gęstość, C_p – ciepło właściwe, \mathbf{v} – wektor prędkości, T – temperatura, k – przewodność cieplna.

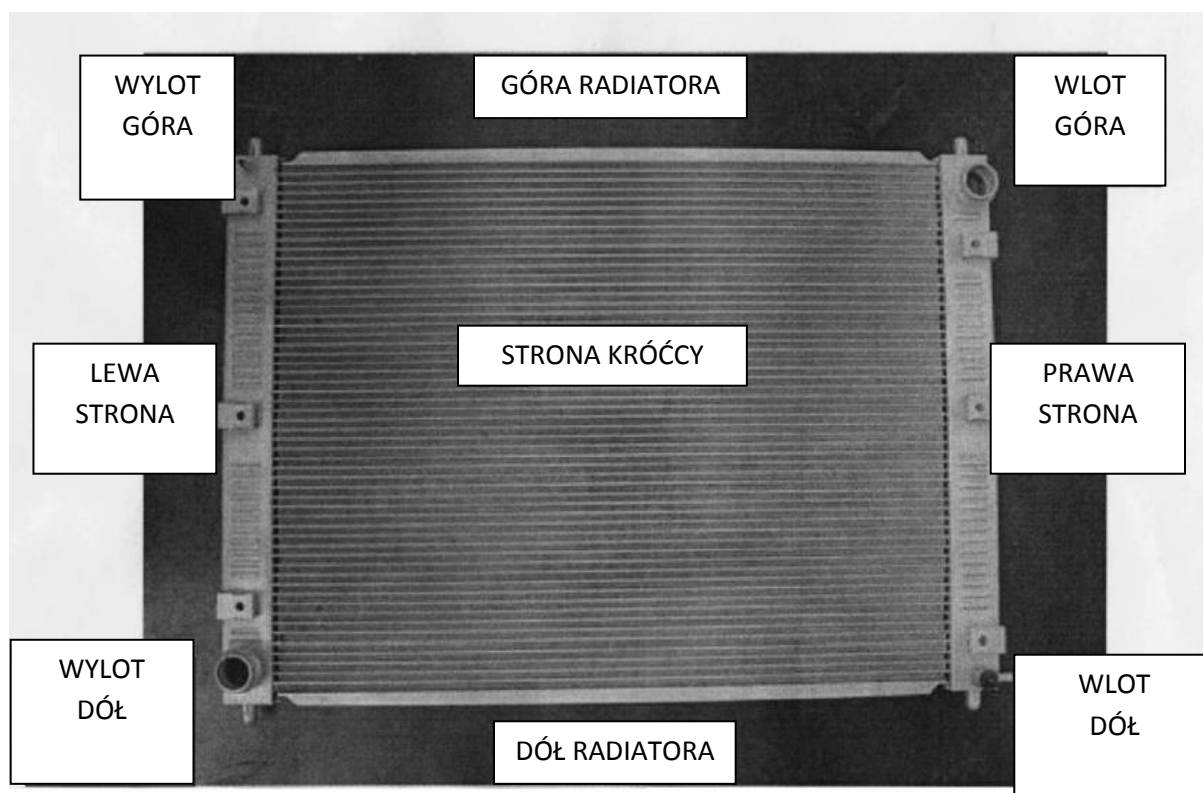
W przypadku transferu (wymiany) ciepła zakładamy, że źródło ciepła nie występuje ($\mathbf{Q} = 0$).

5. PRZEGLĄD MODELI NUMERYCZNYCH WYKORZYSTYWANYCH W PROCESACH WALIDACYJNYCH

W swoim raporcie *Finite Element Analysis of 28 mm Aluminum Radiator for Fuel Cell Activity Subjected to Thermal Cycles* [Kedziora, 2005], Kędziora opisał przypadek radiatora (Rys. 5.1), którego konstrukcja nie jest w stanie spełnić wymogów testu cykli termicznych według poniższej specyfikacji:

- Medium robocze: woda z sieci wodociągowej.
- Różnica temperatury pomiędzy gorącą a zimną fazą: 69.4 ± 2 °C.
- Ciśnienie Zimny/Gorący obieg: 21 ± 7 kPa(g).
- Maksymalne ciśnienie: 103 kPa(g) .
- 1 cykl/min (30 s faza gorąca /30 s faza zimna).
- Liczba cykli do wykonania: 10 000.
- Test szczelności co 1 000 cykli, brak przecieku przy ciśnieniu 172 kPa(g).
- Radiator zamontowany tak jak w pojeździe z tolerancją $\pm 15^\circ$ używając odpowiednich gum montażowych.

W każdym z dwunastu wykonanych testów cykli termicznych pojawiły się przecieki skrajnych rurek przed osiągnięciem 6 000 cykli. Celem symulacji komputerowej było znalezienie odpowiedniej konstrukcji radiatora, która wyeliminuje problem pękających obejm i skrajnych rurek, tym samym pozwalając radiatorowi zaliczyć pozytywnie testy cykli termicznych. W tabeli 5.1 przedstawiono cztery konstrukcje radiatora dla których autor wykonał symulację komputerowa. Rysunek 5.2 przedstawia siatkę MES wykonaną dla konstrukcji radiatora 1 pozwalającą zrozumieć różnice pomiędzy czterema rodzajami analizowanych w symulacji konstrukcji. Geometria analizowanych konstrukcji radiatorów

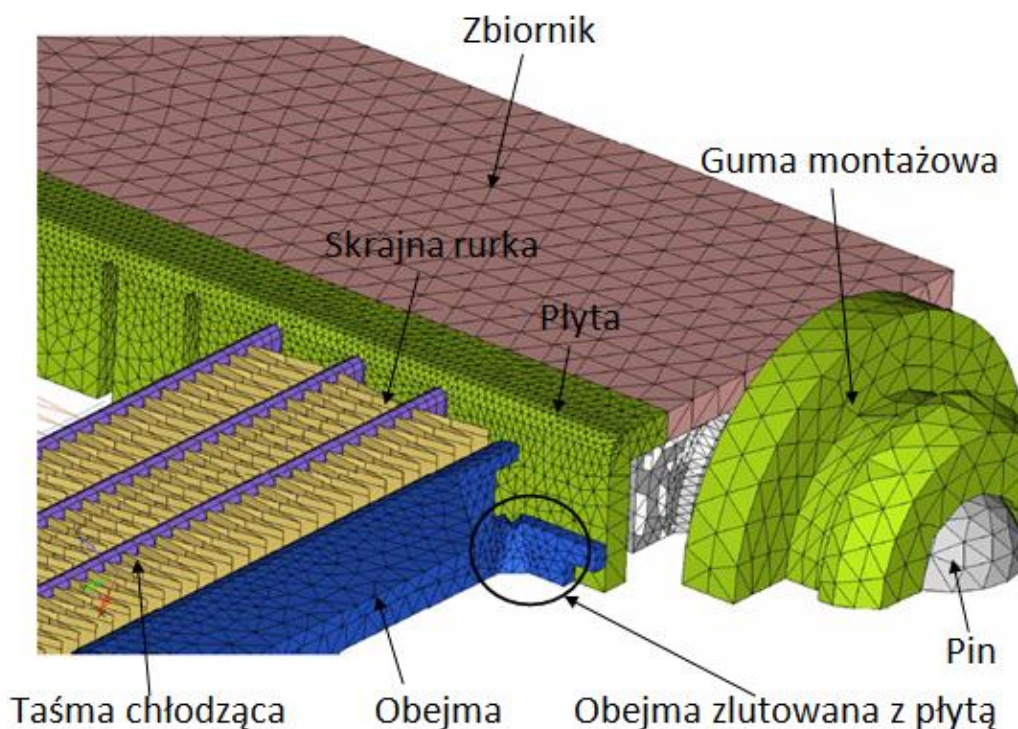


Rys. 5.1 Radiator: obecna konstrukcja [Kedziora, 2005]

została wykonana w programie UG NX2 a następnie importowana do programu HyperMesh w celu generacji siatki. Obliczenia strukturalne zostały wykonane w programie Abaqus FEA. Oprócz czterech gum montażowych całą konstrukcję radiatora tworzą wyłącznie stopy aluminium. Bazując na symetrii konstrukcji radiatora w płaszczyźnie yz autor zastosował uproszczenie polegające na dyskretyzacji tylko jednej połowy modelu w wyniku czego zmniejszono obszar obliczeniowy dwukrotnie. W tabeli 5.2 przedstawiono typy elementów skończonych tworzących siatkę poszczególnych komponentów radiatora. Podczas testu cykli termicznych autor rejestrowano kamerą termowizyjną rozkład temperatury w radiatorze. W celu uproszczenia modelu MES jako obciążenie została przyjęta maksymalna temperatura osiągnięta w fazie gorącej (Rys. 5.3) i minimalna w fazie zimnej testu (Rys. 5.4). Następnie interpolowano rozkład temperatury w całym modelu radiatora przypisując odpowiednią wartość poszczególnym węzłom modelu. Dodatkowo model MES radiatora obciążono maksymalnym ciśnieniem jakie może wystąpić podczas testu o wartości 103 kPa(g), które przypisano do wewnętrznej powierzchni zbiorników, płyt oraz rurek. W tabelach 5.3 – 5.4 przedstawiono obliczone wartości równoważnych odkształceń plastycznych skrajnych rurek strony wlotowej i wylotowej występujące w fazie gorącej i zimnej. Rysunek 5.5 obrazuje wynik obliczonych odkształceń na przykładzie konstrukcji numer 1 radiatora w fazie gorącej.

Tabela 5.1 Analizowane konstrukcje radiatora [Kedziora, 2005]

Konstrukcja radiatora	Obejma	Rodzaj połączenia obejmy z płytą	Komentarz
Konstrukcja nr 1	Standard	Obejma zlutowana z płytą	Obecna konstrukcja
Konstrukcja nr 2	Standard	Obejma niezlutowana z płytą	-
Konstrukcja nr 3	Brak	-	-
Konstrukcja nr 4	Standard	Obejma zlutowana z płytą	Radiator zamocowany do metalowej ramy

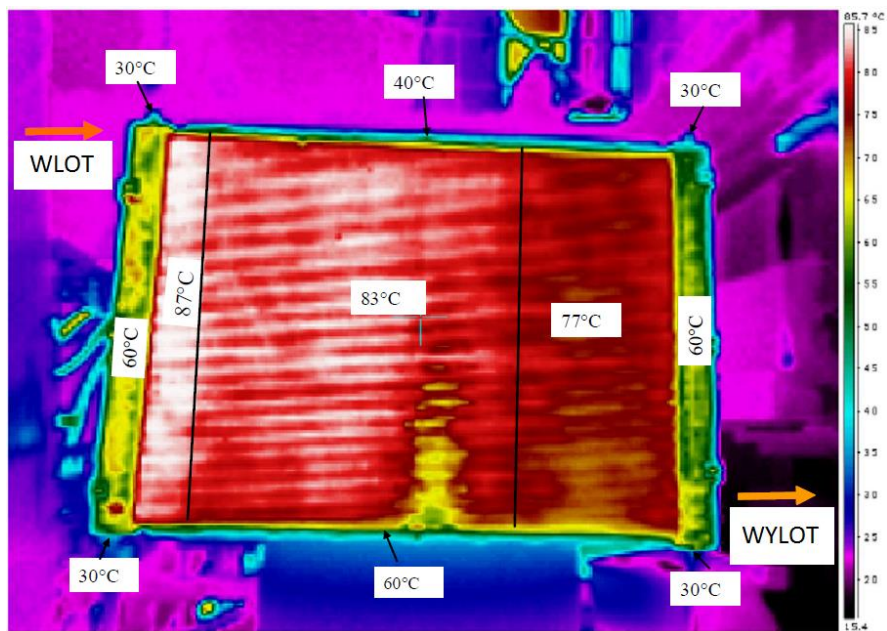


Rys. 5.2 Siatka MES radiatora [Kedziora, 2005]

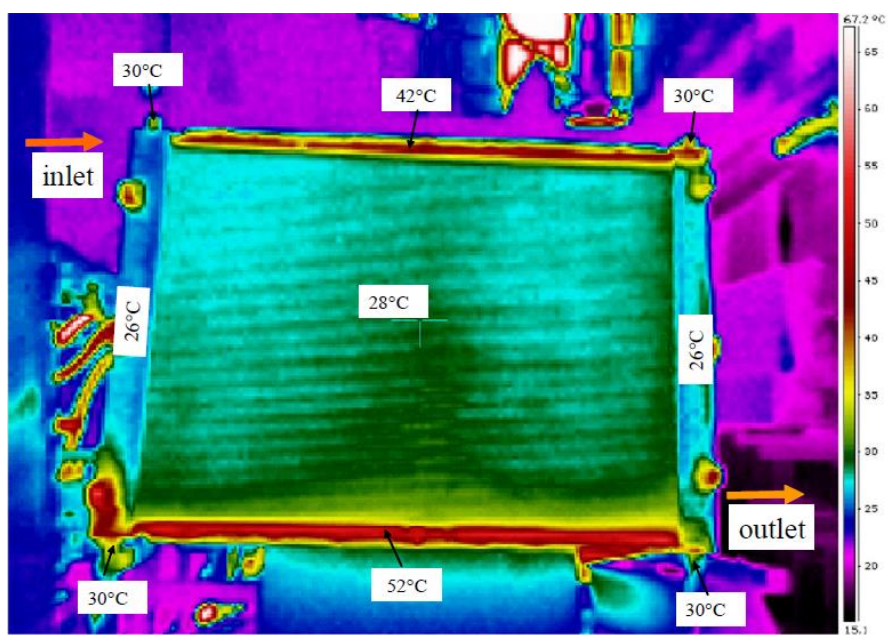
Naprężenia termiczne w chłodnicach powietrza doładowanego powstające w procesie ich walidacji

Tabela 5.2 Typy elementów skończonych tworzących siatkę danego komponentu radiatora [Kedziora, 2005]

Numer	Komponent	Typ elementu
1	Pin	Bryłowy C3D10
2	Zbiornik	
3	Płyta	
4	Guma montażowa	
5	Obejma	
6	Taśma chłodząca	Powłokowy S4
7	Rurka	



Rys. 5.3 Rozkład temperatury w radiatorze w fazie gorącej [°C] [Kedziora, 2005]



Rys. 5.4 Rozkład temperatury w radiatorze w fazie zimnej [°C] [Kedziora, 2005]

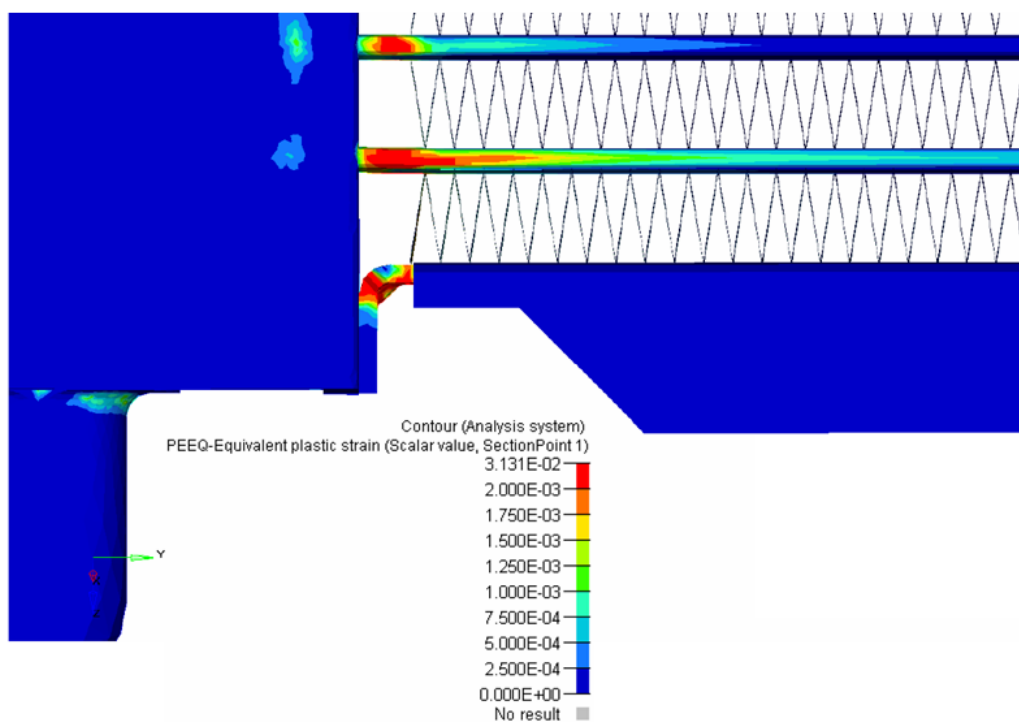
Naprężenia termiczne w chłodnicach powietrza doładowanego powstające w procesie ich walidacji

Tabela 5.3 Wyniki równoważnych odkształceń plastycznych dla skrajnych rurek w fazie gorącej [Kedziora, 2005]

Konstrukcja radiatora	Równoważne odkształcenia plastyczne rurki [%] w fazie gorącej				Komentarz
	Wlot dół	Wylot dół	Wlot góra	Wylot góra	
Konstrukcja nr 1	0.57	0.24	0.41	0.26	Obecna konstrukcja Standardowa obejma zlutowana z płytą
Konstrukcja nr 2	0.86	0.49	0.70	0.42	Standardowa obejma, brak zlutowania z płytą
Konstrukcja nr 3	0.13	0.08	0.13	0.10	Brak obejmy
Konstrukcja nr 4	2.20	1.20	0.85	2.80	Standardowa obejma zlutowana z płytą Radiator zamocowany do metalowej ramy

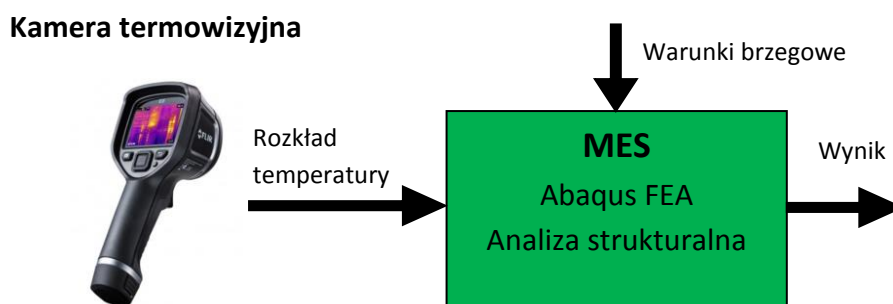
Tabela 5.4 Wyniki równoważnych odkształceń plastycznych dla skrajnych rurek w fazie zimnej [Kedziora, 2005]

Konstrukcja radiatora	Równoważne odkształcenia plastyczne rurki [%] w fazie zimnej				Komentarz
	Wlot dół	Wylot dół	Wlot góra	Wylot góra	
Konstrukcja nr 1	0.05	0.06	0.17	0.20	Obecna konstrukcja Standardowa obejma zlutowana z płytą
Konstrukcja nr 2	0.26	0.26	0.12	0.10	Standardowa obejma, brak zlutowania z płytą
Konstrukcja nr 3	< 0.05	< 0.05	< 0.05	< 0.05	Brak obejmy



Rys. 5.5 Równoważne odkształcenia plastyczne w konstrukcji nr 1 w fazie gorącej dla obszaru wlot - dół [Kedziora, 2005]

Na podstawie otrzymanych wyników symulacji można stwierdzić, że radiator jest najbardziej obciążony w fazie gorącej testu. Symulacja wskazała jako najbardziej obciążoną strefą radiatora i miejsce wystąpienia potencjalnego uszkodzenia podczas testów cykli termicznych skrajną rurkę w obszarze wlot - dół. Najlepszy wynik w symulacji uzyskano dla konstrukcji nr 3, radiatora bez obejm dla którego materiał rurek znajduje się w zakresie sprężystości. W przypadku konstrukcji nr 4, która jest całkowicie nierealistyczna i czysto teoretyczna, symulacja pokazała odkształcenia plastyczne rurek radiatora na bardzo wysokim poziomie. Z kolei najgorszy wynik dla realistycznych konstrukcji radiatora uzyskano dla konstrukcji nr 2, dla której założono brak zlutowania obejm z płytą. Materiał skrajnych rurek znajduje się w zakresie plastycznym a odkształcenia plastyczne znacznie przekraczają granicę plastyczności 0.2 % (granica plastyczności w programie została oznaczona jako 2.000E-03). Wszystkie obszary powyżej tej wartości program zaznacza kolorem czerwonym. Wyniki symulacji dla konstrukcji nr 1, gdzie obejma jest zlutowana z płytą pokazują trochę lepsze rezultaty niż dla konstrukcji nr 2, ale nadal materiał rurek w krytycznych obszarach jest w zakresie plastyczności. Rysunek 5.6 przedstawia zastosowaną koncepcję symulacji testu cykli termicznych dla radiatora, gdzie odkształcenia są obliczane na podstawie wartości temperatur zarejestrowanych przez kamerę termowizyjną. Jest to przykład analizy strukturalnej bazującej na metodzie elementów skończonych (MES).

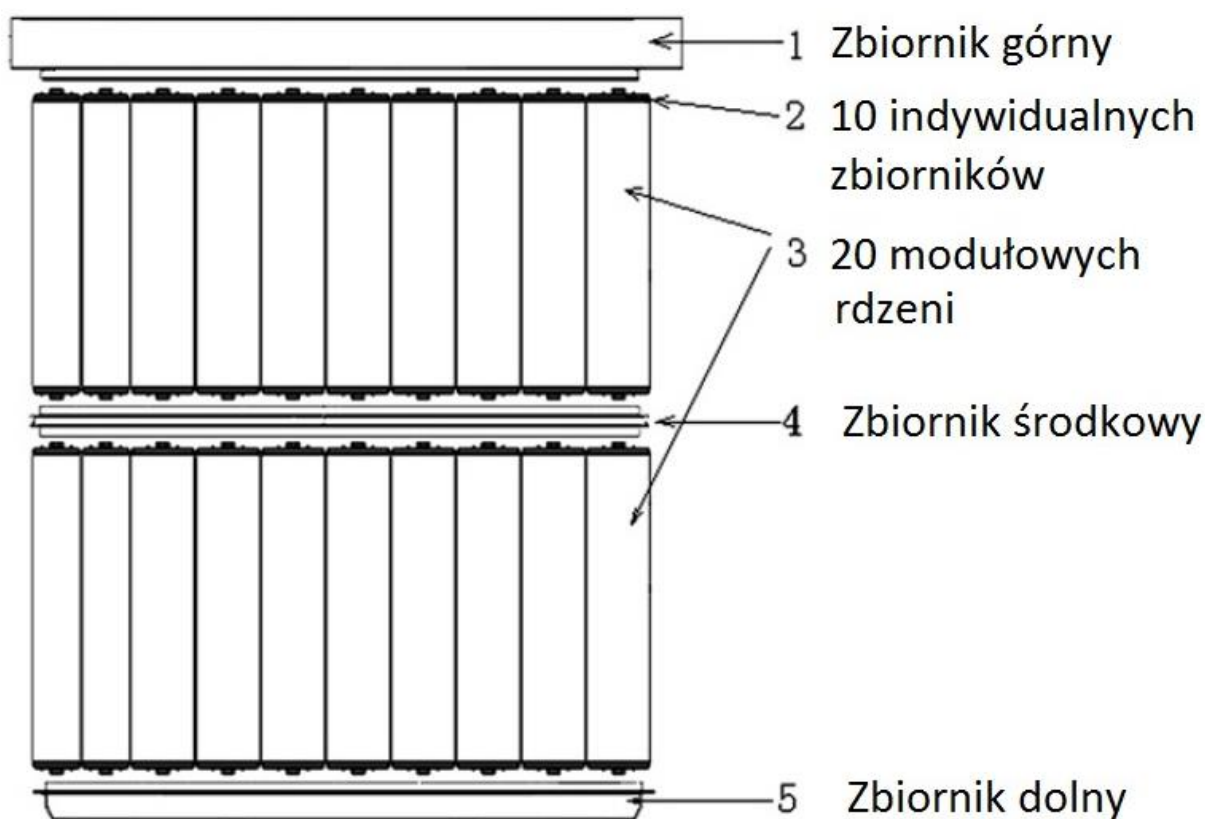


Rys. 5.6 Koncepcja wykonanej symulacji testu cykli termicznych

Autor w raporcie przedstawił następujące zalecenia do zmian w konstrukcji radiatora:

- Różnice temperatur pomiędzy zbiornikami a rdzeniem należy zmniejszyć, zmniejszając grubość zbiorników o 33 %.
- Zmniejszenie grubości materiału zbiornika oznacza, również zmianę stopu aluminium na stop o wysokim wskaźniku wytrzymałości.
- W przypadku wszystkich przyszłych aluminiowych konstrukcji radiatorów, rozmiar zbiorników powinien być jak najbardziej pomniejszony, ale do poziomu pozwalającego spełnić również dopuszczalne limity oporów wewnętrznych spadku ciśnienia chłodziwa.
- Obejmy należy w miarę możliwości wyeliminować z konstrukcji radiatora lub zminimalizować ich grubość do możliwie najcieńszego wymiary, aby zapewnić funkcję ochronną dla skrajnych taśm chłodzących przed uszkodzeniem.

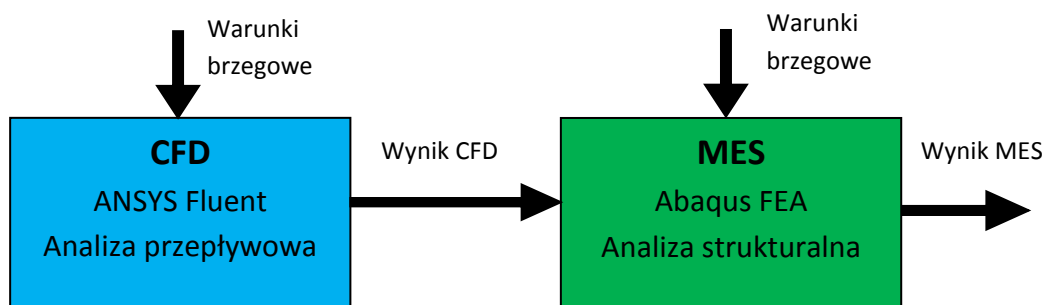
Kolejny przykład modelu numerycznego wykorzystywanego w procesach walidacyjnych to model komputerowy radiatora przedstawiony w artykule *Thermal/structural analysis of radiators for heavy-duty trucks* [Maoa, 2010] autorów Maoa, Cheng, Li, Michaelides pozwalający określić stan naprężeń termicznych w konstrukcji wielkogabarytowego radiatora stosowanego do chłodzenia silnika diesla samochodów ciężarowych (Rys. 5.7). Radiator taki składa się z 20 modułowych rdzeni, w których woda będąca medium chłodzącym układu silnika rozdziela się i miesza, przepływając od zbiornika górnego poprzez środkowy aż do zbiornika dolnego. W rurce każdego z rdzeni znajduje się turbulator poprawiający wydajność cieplną całego wymiennika.



Rys. 5.7 Budowa radiatora samochodu ciężarowego [Maoa, 2010]

Geneza startu badań komputerowych nad naprężeniami termicznymi w radiatorach samochodów ciężarowych wynikała z trudności zrozumienia przyczyny pęknięć ich rurek, skutkujących wyciekami chłodziwa z układu chłodzenia silnika i niosącym ryzyko jego uszkodzenia. „Jedną z głównych przyczyn pęknięcia rurek jest nierównomierny gradient temperatury, gdy gorąca woda przenosi obciążenie cieplne z układu silnika do układu radiatora. Duże i nierównomierne naprężenia termiczne powodują także degradacje funkcjonalności uszczelki zbiorników radiatora i uszczelki pompy wody. Często z tego właśnie powodu, aby zapobiec uszkodzeniu silnika cały radiator musiał być wymieniony na nowy. Kolejnym powodem pęknięcia rurek jest wzrost ciśnienia wewnętrznego, podczas pracy silnika wzrasta ciśnienie wody powodując wysoki poziom odkształcenia w rurkach. W przypadku tego typu radiatorów największe naprężenia występują na rurkach blisko płyty wlotowej”.

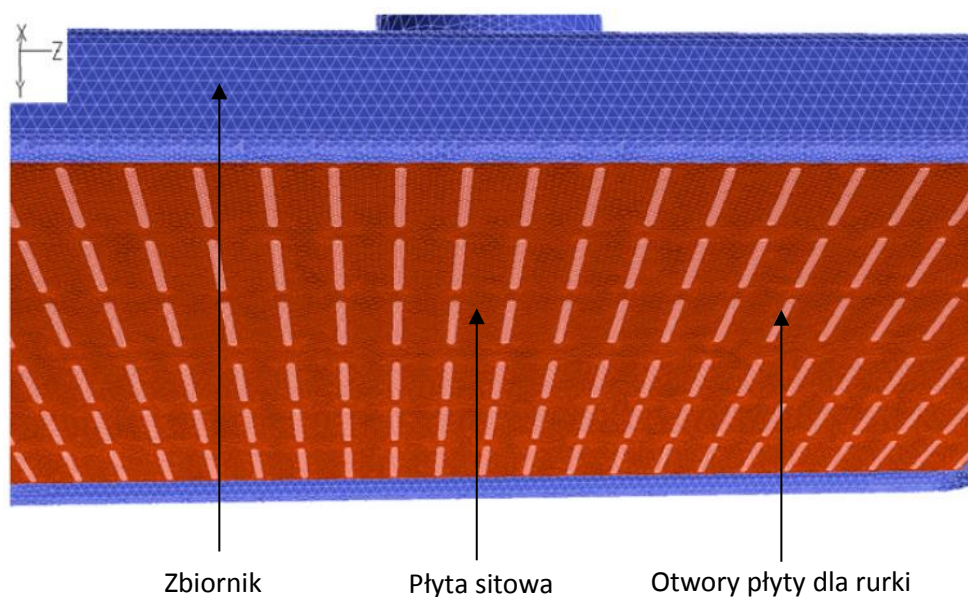
Koncepcja symulacji testu cykli termicznych radiatora składa się z dwóch etapów. W pierwszym etapie wykonywane są obliczenia dotyczące części przepływowej na podstawie opracowanego modelu komputerowej mechaniki płynów (ang. *CFD*). Natomiast etap drugi to analiza strukturalna MES (ang. *FEA*) dotycząca obliczeń stanu naprężeń termicznych w konstrukcji na podstawie obliczonego rozkładu temperatury z przeprowadzonej analizy CFD i warunków brzegowych. Obliczenia obydwóch etapów symulacji zostały przeprowadzone przy użyciu komercyjnego oprogramowania: ANSYS FLUENT do analizy przepływowej CFD oraz Abaqus FEA do obliczeń strukturalnych MES (Rys. 5.8).



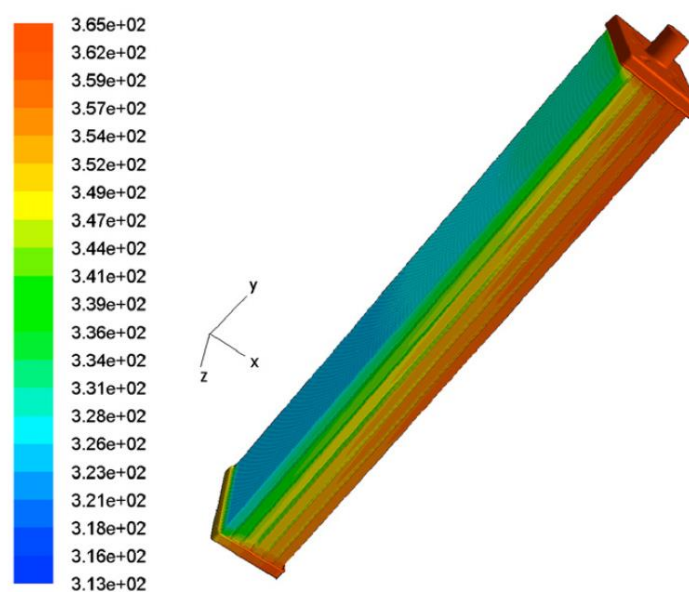
Rys. 5.8 Koncepcja symulacji testu cykli termicznych dla radiatora

Symulacja komputerowa została wykonana dla pojedynczego modułu rdzenia radiatora składającego się z 138 rurek. Każdy taki moduł rdzenia radiatora jak pokazano na rysunku 5.7 posiada także swój indywidualny zbiornik wlotowy i wylotowy. Ponieważ wyniki CFD są warunkami brzegowymi dla obliczeń strukturalnych MES, dlatego sukces obliczeń naprężeń cieplnych zależy od dokładnego odwzorowania wyników z analizy CFD do MES. Mapowanie wyników jest bezpośrednio związane z tworzeniem siatki modeli fizycznych. Oprogramowania CFD i MES mogą używać różnych siatek, dlatego aby zagwarantować prawidłowe odwzorowanie wyników z CFD na MES bez dodatkowych procesów interpolacji obie siatki zostały wygenerowane z tej samej geometrii i tego samego układu współrzędnych. W przypadku dyskretyzacji modelu rdzenia radiatora zostały użyte również komercyjne programy do generacji siatki: program TGRID dla analizy przepływowej CFD oraz PATRAN dla analizy strukturalnej MES. Siatka CFD dla płyty sitowej, zbiorników została wygenerowana z objętości czworobocznych a rurkę tworzą objętości skończone o kształcie graniastosłupów. W celu uzyskania odpowiedniej jakości wyników symulacji w przekroju rurki wynoszącym 18 mm x 16 mm utworzono 22 węzły. W ramach zastosowanych uproszczeń siatka dla taśm chłodzących nie została utworzona. Przykład wygenerowanej siatki CFD dla górnej płyty sitowej i zbiornika za pomocą oprogramowania TGRID został przedstawiony na rysunku 5.9. Podając takie dane jak rodzaj i rozmiar radiatora, obciążenie cieplne oraz dopuszczalną temperaturę chłodziwa program CFD skutecznie prognozuje takie parametry jak temperatura powierzchni, współczynnik transferu ciepła, spadek ciśnienia wody oraz natężenie przepływu powietrza. Uzyskane wyniki z analizy CFD są następnie warunkami brzegowymi do analizy strukturalnej w celu obliczenia naprężeń termicznych i określenia możliwej lokalizacji pęknięć. Na rysunku 5.10 przedstawiono wynik rozkładu temperatury z przeprowadzonej symulacji CFD w stanie ustalonym. Dotyczy on przypadku włączonego silnika, gdy gorąca woda płynie przez rurki w kierunku osi y a chłodzące powietrze płynie w poziomie od lewej do prawej strony. Jest to najbardziej krytyczny przypadek, ponieważ gdy silnik jest włączony temperatury na wlocie i wylocie są wyższe niż w przypadku silnika wyłączonego.

Maksymalną wartość temperatury 92 °C symulacja wskazała na górze płyty wlotowej i 82 °C na jednej ze stron płyty wylotowej. Z kolei minimalna wartość temperatury wyniosła 40 °C na radiatorze od strony powietrza chłodzącego, natomiast średnia temperatura po drugiej stronie wyniosła 72.9 °C. Największy gradient temperatury na powierzchni radiatora wystąpił w górnym rogu co znacząco wpływa na powstawanie w tym obszarze dużych odkształceń i naprężeń rurek. Przewodność cieplna, ciepło właściwe, lepkość i pozostałe właściwości płynów oraz komponentów modelu są danymi wejściowymi do analizy i podane są jako funkcje temperatury. Obliczony zakres zmienności masowego natężenia przepływu wody jest mniejszy niż 9 % co sugeruje, że jest on prawie jednolity. Z punktu wytrzymałościowego, im bardziej jednorodne natężenie przepływu masowego wśród rurek tym mniejsze odkształcenia wywołane ciśnieniem dynamicznym, dlatego zaleca się konstruowanie radiatorów tak, aby ujednolicić wartość przepływu pomiędzy rurkami.

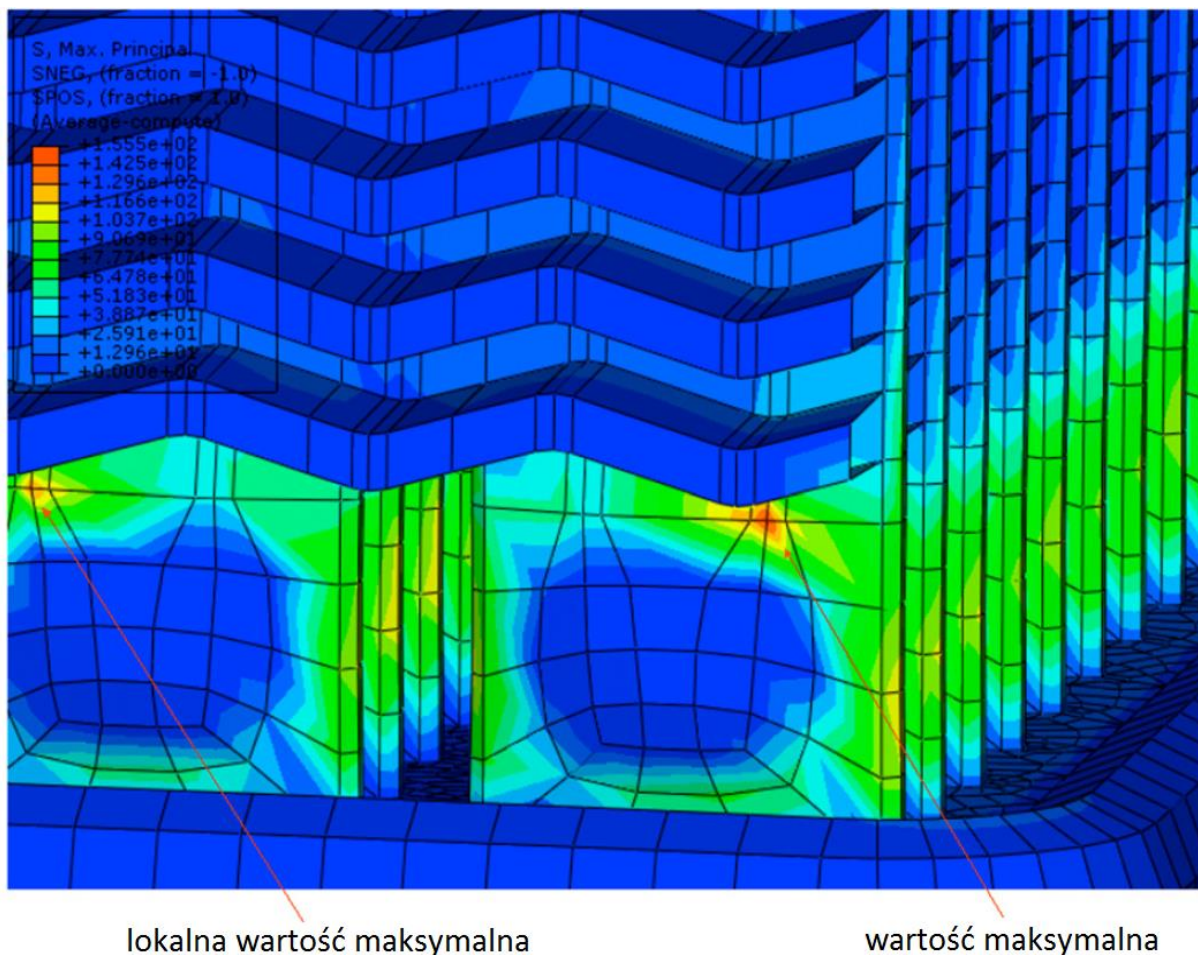


Rys. 5.9 Siatka CFD objętości skończonych górnej części radiatora stworzona w narzędziu TGRID [Maoa, 2010]



Rys. 5.10 Wynik symulacji CFD: rozkład temperatury w radiatorze [K] [Maoa, 2010]

Symulacja MES została wykonana na podstawie założenie o równomiernym rozkładzie natężenie przepływu w rurkach przy maksymalnym ciśnieniu obciążenia. Temperatura powierzchni radiatora, współczynniki transferu ciepła oraz ciśnienie o wartości 0.1 MPa w rurkach otrzymane z symulacji CFD zostały przypisane jako warunki brzegowe do obliczenia strukturalnych MES. Podczas pracy silnika wysokoprężnego wzrost ciśnienia wody powoduje wyższe poziomy odkształceń. Ponieważ taśmy chłodzące są zawarte w modelu MES radiatora, ale nie były brane pod uwagę w modelu CFD dokonano interpolacji temperatury w celu uzyskania temperatury taśm. Utwierdzenie modelu MES polegało na zabranii możliwość przemieszczenia się radiatora w kierunku pionowym (zbiornik wlotowy - zbiornik wylotowy). Do budowy siatki MES zastosowano elementy pierwszego rzędu prostokątne i sześciennie. Na rysunku 5.11 przedstawiono obliczony rozkład maksymalnych naprężeń głównych w analizowanym module radiatora dla obszaru rurek przy płycie, gdzie ryzyko ich pęknięcia skutkującego przeciek jest bardzo wysokie. Maksymalna wartość naprężeń w tym obszarze wyniosła 155 MPa.



Rys. 5.11 Wynik symulacji MES: rozkład maksymalnych naprężeń głównych [MPa] [Mao, 2010]

Naprężenia termiczne w chłodnicach powietrza doładowanego powstające w procesie ich walidacji

Przedstawione modele komputerowe radiatorów opracowane do rozwiązywania zagadnień z zakresu wytrzymałości konstrukcji na obciążenia termiczne pokazują, że ideą takich symulacji komputerowych nie jest pełne odzwierciedlenie symulowanego testu, ponieważ jest to bardzo trudne do realizacji a czasami nawet niemożliwe. Przeprowadzenie takiej symulacji komputerowej polega przede wszystkim na stworzeniu optymalnego modelu składającego się z szeregu założeń i uproszczeń powstałych na podstawie zdobytej wiedzy i doświadczenia dotyczącego analizowanego problemu. Tak opracowany model pozwoli uzyskać rzetelny wynik obliczeń przy optymalnym nakładzie pracy i czasu.

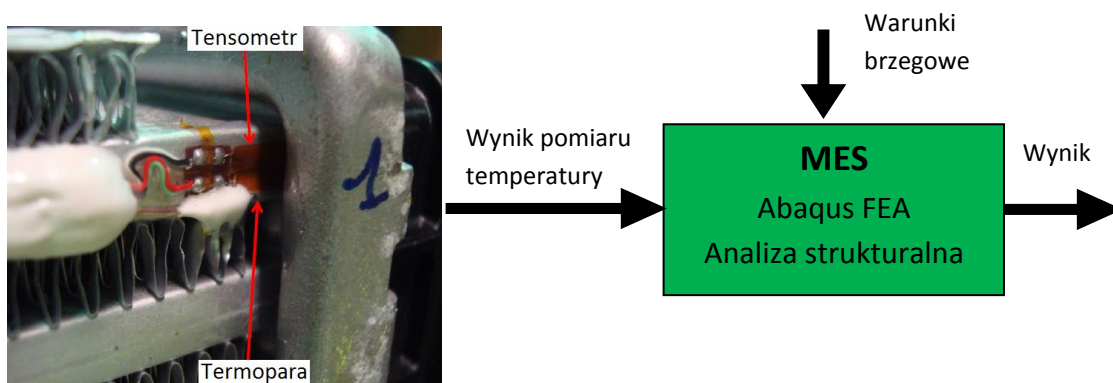
Do obliczeń naprężeń termicznych występujących podczas testu cykli termicznych w chłodnicy powietrza doładowanego będącej przedmiotem tej rozprawy doktorskiej, ze względu na złożoność jej konstrukcji jak i samego testu cykli termicznych zostaną również wprowadzone pewne uproszczenia zarówno dla modelu chłodnicy jak i sposobu symulacji samego testu. Uproszczenie te będą polegały przede wszystkim na zastąpieniu elementów bryłowych tworzących rdzeń chłodnicy elementami powierzchniowymi co znacząco przyspieszy czas obliczeń i wpłynie na redukcje wymaganej ilości pamięci komputera. Kolejna faza uproszczenia modelu będzie polegała na zlikwidowaniu wszelkich detali nie mających wpływu na otrzymane wartości wyników, ale mogących jednocześnie zakłócić otrzymany obraz symulacji. W związku z tym z modelu chłodnicy zostaną usunięte wszelki ostre krawędzie, fazowania oraz zbędne promienie. W symulacji komputerowej zostanie pominięta uszczelka. Model chłodnicy powietrza doładowanego po uproszczeniu zostanie eksportowany z programu NX firmy Siemens PLM Software w którym został stworzony do środowiska symulacji. Jeśli chodzi o symulacje samego testu to zostanie ona zrealizowana w dwóch etapach za pomocą komercyjnego programu Abaqus FEA bazującego na metodzie elementów skończonych. W tabeli 5.5 przedstawiono typy elementów skończonych dla poszczególnych komponentów chłodnicy i etapu symulacji jakie zostaną użyte w analizie.

Tabela 5.5 Koncepcja symulacji testu cykli termicznych dla chłodnicy powietrza doładowanego

Modele elementów skończonych dla symulacji testu cykli termicznych		
	Etap 1	Etap 2
Komponent	Heat transfer: rozkład temperatury	3D Stress: Odkształcenia i naprężenia
Zbiornik	Element bryłowy czworosienny (ang. tetrahedron, tetra): DC3D10 zawierający 10 węzłów.	Element bryłowy czworosienny (ang. tetrahedron, tetra): C3D10 zawierający 10 węzłów.
Płyta sitowa	Każdy węzeł posiada jeden stopień swobody, którym jest temperatura	Każdy węzeł posiada trzy stopnie swobody, którymi są przemieszczenia w osi x, y, z
Rurka		
Turbulator	Element powłokowy czworoboczny (ang. quadrilateral, quad) DS4 zawierający 4 węzły.	Element powłokowy czworoboczny (ang. quadrilateral, quad) S4 zawierający 4 węzły.
Taśma chłodząca	Każdy węzeł posiada jeden stopień swobody, którym jest temperatura	Każdy węzeł posiada sześć stopni swobody, którymi są trzy przemieszczenia w osi x, y, z i trzy obroty wokół tych osi: rotx, roty, rotz
Obejma		

W pierwszym etapie na podstawie warunków brzegowych pierwszego rodzaju w postaci zależności funkcyjnej temperatury pomiędzy temperaturą strony wlotowej wynoszącą 220 °C i 30 °C strony wylotowej oraz stałej temperatury obejm wynoszącej 30 °C zostanie rozwiązane równanie przewodzenia ciepła Fouriera w stanie ustalonym na podstawie czego zostanie obliczony rozkład temperatury w całej chłodnic powietrza doładowanego. Otrzymany rozkład temperatury będzie odpowiadał najbardziej krytycznemu przypadkowi występującemu podczas testu czyli stanu

największych gradientów temperatury. Następnie w etapie drugim na podstawie zaimportowanego wyniku rozkładu temperatury z etapu pierwszego, zdefiniowanej wartości ciśnienia w chłodnicy wynoszącej 2 Bar(g) oraz przypisanych kontaktów pomiędzy jej poszczególnymi komponentami zostaną rozwiązane równania różniczkowe teorii sprężystości w celu obliczenia rozkładu pól odkształceń i naprężeń. Zdefiniowane stopnie swobody modelu chłodnicy poprzez nadane kontakty będą także odzwierciedlać pracę chłodnicy na stanowisku badawczym a dostęp do szczegółowych danych materiałowych danego komponentu chłodnicy pozwoli na uzyskanie wyników analizy. Przeprowadzana symulacja komputerowa dostarczy informacji o najbardziej krytycznych obszarach w chłodnicy powietrza doładowanego pod względem wytrzymałości na szoki termiczne. Następnie w obszarach tych zostaną zamontowane tensometry i termopary w celu przeprowadzenia szczegółowych pomiarów podczas testu cykli termicznych i analizy zachowania się konstrukcji. Model komputerowy będzie poprawny jeśli miejsca wskazane przez symulację będą się pokrywały z obszarami uszkodzeń w konstrukcji chłodnicy, które wystąpiły podczas rzeczywistych testów czyli skrajnych rurek strony wlotowej. Na podstawie danych z termopar zostaną zaktualizowane warunki brzegowe modelu o rzeczywiste wartości temperatur jakie występują podczas testu cykli termicznych a model powtórnie przeliczony (Rys. 5.12) [Aliabadi, 1992; Anderson, 1997; Banerjee 1981; Basmadjin, 1999; Bennett, 2008; Bower, 2010; Burnett, 1988].

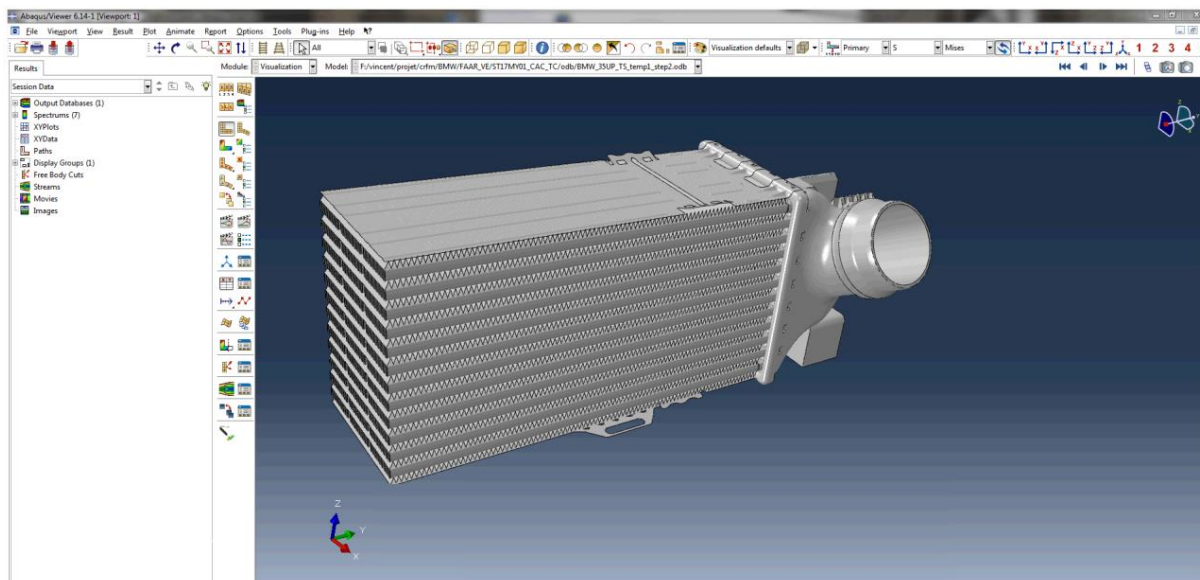


Rys. 5.12 Konceptcja symulacji testu cykli termicznych dla chłodnicy powietrza doładowanego z aktualizowanymi warunkami brzegowymi o rzeczywiste wartości temperatur

6. MODEL KOMPUTEROWY ROZKŁADU ODKSZTAŁCEŃ I NAPRĘŻEŃ CIEPLNYCH W CAC

6.1. Wybór metody numerycznej dla analizy termomechanicznej CAC

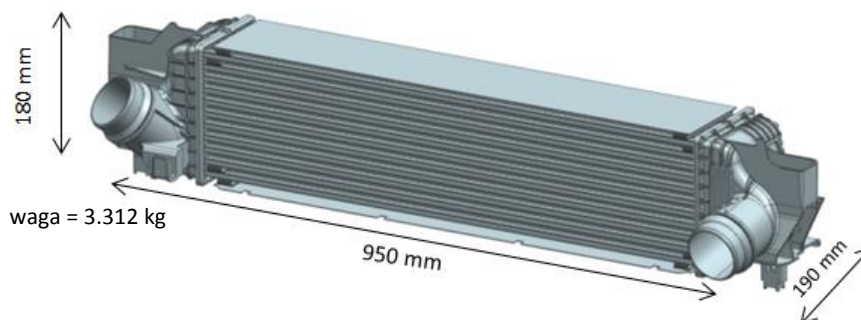
Obecnie najbardziej uniwersalną i najszerzej implementowaną metodą w programach komputerowych do przeprowadzania obliczeń wytrzymałościowych dla obiektów o złożonej geometrii jest metoda elementów skończonych (MES) [Akin, 1998; Bossak, 1976; Lewis, 1991; Milenin, 2010] stanowiąca rdzeń logiczny ich algorytmów działania. Potwierdza to ogromna liczba dostępnych środowisk obliczeniowych bazujących na tej metodzie. Oprócz wielu zalet tej metody jak i jej przewagi nad innymi metodami komputerowymi co zostało przedstawione w tym podrozdziale, decydującym czynnikiem wyboru MES do symulacji testu cykli termicznych dla modelu chłodnicy powietrza doładowanego był również dostęp do licencji komercyjnego programu obliczeniowego Abaqus FEA (Rys. 6.1.1). Metoda różnic skończonych (MRS) [Gutkowski, 1988] i metoda elementów brzegowych (MEB) [Burczynski, 1995; Jaworski, 2000] są słabiej rozwinięte niż MES i bardzo rzadko stosowane w komercyjnych programach komputerowych [Cichon, 2010; Kleiber, 1995; Szmelter, 1980; Wilczynski, 1993].



Rys. 6.1.1 Środowisko symulacji Abaqus FEA

Abaqus FEA jest rozbudowanym środowiskiem obliczeniowym bazującym na MES, obecnie jednym z wiodących w branży symulacji komputerowych i nieustannie rozwijanym. Wykonując analizę za pomocą tak profesjonalnego oprogramowania można z pewnością wykluczyć błąd natury programistycznej czego nie zawsze można być pewnym w przypadku ogólnie dostępnych programów. Powracając do argumentacji wyboru MES jako tej wybranej metody komputerowej niewątpliwie należy podkreślić łatwość jej algorytmizacji, gdyż algorytm obliczeniowy MES jest szczególnie wygodny do zaprogramowania. Raz napisany program obsługuje różne typy elementów skończonych, można dodawać następne w formie podprogramów podczas, gdy program główny pozostaje niezmienny. Szczególnie łatwa do implementacji komputerowej jest odmiana przemieszczeniowa tej metody. Poza tym MES charakteryzuje się dużą uniwersalnością, można ją stosować do różnorodnych zagadnień takich jak wytrzymałość konstrukcji, mechanika płynów, oddziaływania magnetyczne i elektromagnetyczne, statyka, kinematyka oraz dynamika maszyn.

To właśnie MES dzięki swojej wielozadaniowości stała się najlepszą metodą do implementacji komputerowej. Umożliwia ona również rozwiązanie problemu pękających rurek dla tak złożonego modelu jakim jest chłodnica powietrza doładowanego (Rys. 6.1.2) będącej przedmiotem tej rozprawy doktorskiej dla której niemożliwe było uzyskanie rozwiązania drogą analityczną lub innymi metodami komputerowymi ze względu na ich charakterystykę oraz dostępność programów obliczeniowych.



Rys. 6.1.2 Model analizowanej chłodnicy powietrza doładowanego

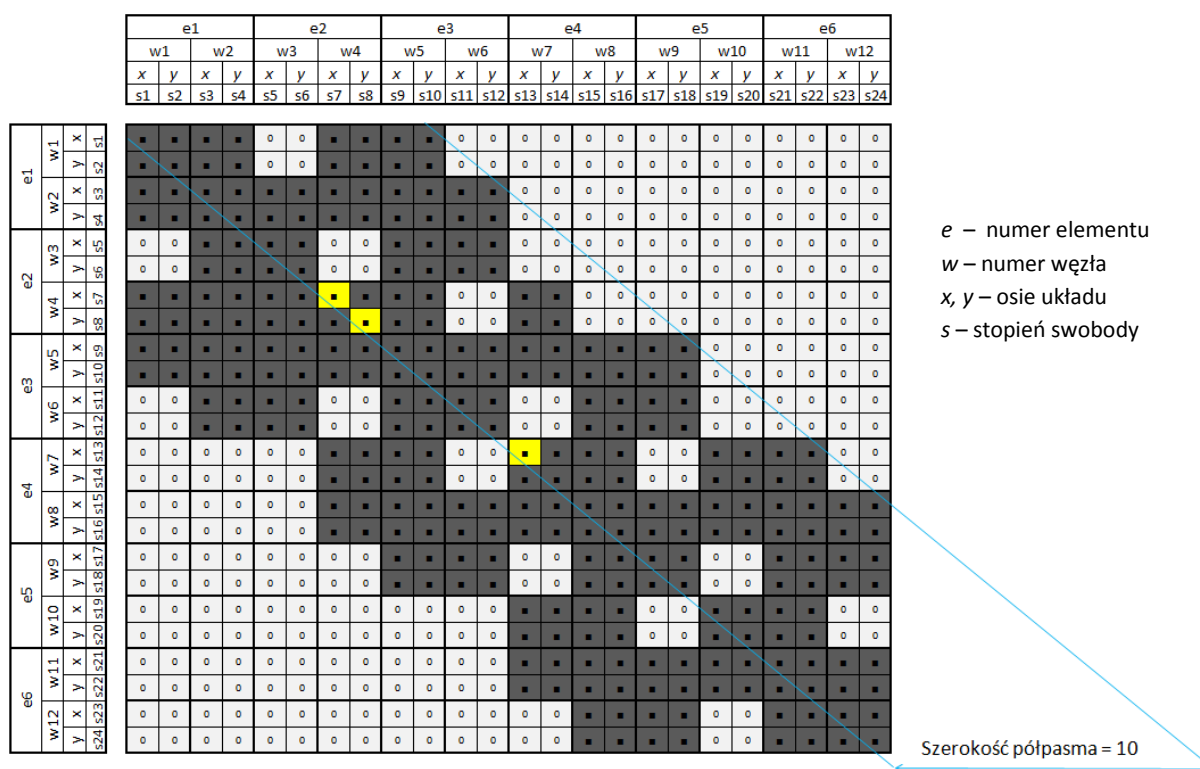
W metodzie elementów skończonych właściwości materiałowe elementów nie muszą być takie same, umożliwia to wykorzystanie w analizie materiałów wielofazowych. Istotną zaletą jest możliwość przypisania różnych właściwości materiałowych do elementów skończonych tworzących dany obszar. Umożliwia to stosowania materiałów anizotropowych co jest wielkim ograniczeniem w przypadku MEB. W tabeli 6.1.1 przedstawiono wykaz materiałów z których zbudowane są komponenty wchodzące w skład budowy chłodnicy powietrza doładowanego. MES umożliwia wykonanie symulacji komputerowej w której można przypisać na przykład inne właściwości wytrzymałościowe dla geometrii pękającej rurki w zależności od charakteru jej struktury metalograficznej wynikającej z procesu technologicznego jej wytwarzania. Za pomocą elementów krzywoliniowych w MES można aproksymować z dużą dokładnością nawet najbardziej skomplikowane kształty. Elementy skończone tworzące dany model mogą być różnych rozmiarów a siatka elementów dowolnie zagęszczana w strefach występowania największych gradientów naprężeń. Umożliwia to uzyskanie bardzo dokładnego wyniku symulacji dla obiektów o złożonej geometrii. MRS charakteryzuje się natomiast regularną siatką, dlatego w przypadku problemu pękających rurek chłodnicy w celu zwiększenia dokładności uzyskanych wyników należałoby mocno zwiększyć podział siatki co z kolei skutkowałoby bardzo dużą ilością węzłów. Poza tym regularną siatkę trudno dopasować do obszarów o tak złożonej geometrii jakie posiada chłodnica powietrza doładowanego.

Tabela 6.1.1 Materiały komponentów chłodnicy powietrza doładowanego

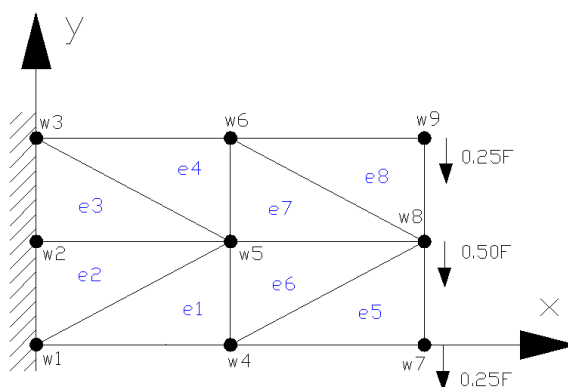
Nr	Nazwa komponentu	Rodzaj materiału	Materiał
1	Zbiornik wlotowy	Poliamid	PA46-GF40
2	Zbiornik wylotowy	Poliamid	PA66 GF35
3	Płyta sitowa	Stop aluminium	0370-O
4	Taśma chłodząca	Stop aluminium	HF311-H16
5	Obejma	Stop aluminium	AA3003-O
6	Rurka	Stop aluminium	FA7805-H24
7	Turbulator	Stop aluminium	AA3003-H18

Naprężenia termiczne w chłodnicach powietrza doładowanego powstające w procesie ich walidacji

W MES współczynniki macierzy sztywności konstrukcji czynią ją symetryczną. Cecha ta jest znacząca dla obliczeń numerycznych, ponieważ pozwala na przechowywanie w pamięci sytemu obliczeniowo jedynie część macierzy sztywności wraz z przekątną, która wyznacza jej symetrię zdefiniowaną na podstawie szerokości pasma (Rys. 6.1.3). Na rysunku 6.1.4 przedstawiono przykład tarczy podzielonej na osiem trójkątnych elementów skończonych i składającej się z dziewięciu węzłów. Macierz sztywności tarczy K przedstawia wzór 6.1.1. W obszarze elementu skończonego węzły działają na siebie wzajemnie, dlatego współczynniki macierzy globalnej są zwykle różne od zera. Różne od zera współczynniki pojawiają się w obszarach przekątnej głównej, na której wszystkie komórki macierzy są zawsze wypełnione, ponieważ jest to obszar oddziaływania węzłów samych ze sobą [Cook, 2002; Gerald, 1994; Jenkins, 1969; Livesley, 1964; Pietrzak, 1986; Rakowski, 1977; Zagrajek, 2005].



Rys. 6.1.3 Macierz sztywności MES



Rys. 6.1.4 Tarcza

Naprężenia termiczne w chłodnicach powietrza
doładowanego powstające w procesie ich walidacji

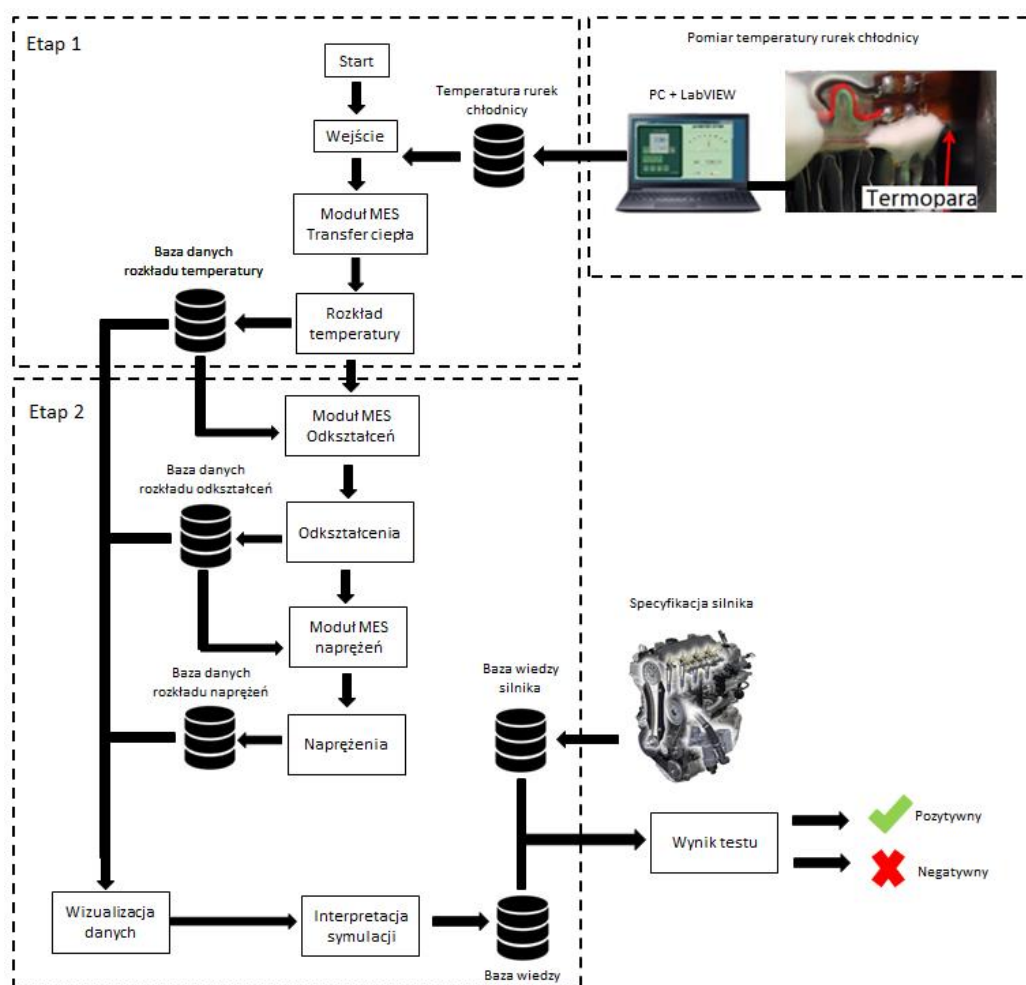
Cechą charakterystyczną macierzy sztywności w MES jest jej pasmowość. To w jaki sposób macierz konstrukcji \mathbf{K} jest wypełniona zależy od liczby elementów, liczby węzłów a przede wszystkim od ich sposobu ponumerowania. Odpowiednie algorytmy numeracji elementów i ich węzłów, wykorzystywanie takich cech jak symetryczność macierzy, obszarów zer oraz pasmowości pozwalają oszczędzać pamięć i przyspieszać czas wykonywanych przez komputer obliczeń. Jeżeli węzły w tarczy nie są ze sobą połączone krawędzią elementu wówczas komórki macierzy głównej \mathbf{K} odpowiadająca za ich relację będą zawierała wartość zerową, na przykład relacje węzłów jeden i sześć oraz odpowiadające im komórki w6-w1 i w1-w6. Globalna macierz sztywności \mathbf{K} powstaje w wyniku agregacji macierzy lokalnych \mathbf{k} . Atrakcyjność obliczeniowa związana z zerowaniem się wielkich obszarów macierzy \mathbf{K} jest równie wielka jak ta wynikająca z symetryczności macierzy [Dave, 1984; Kleiber, 1989].

$$\begin{array}{c}
 \begin{array}{cccccccccc}
 & \text{w1} & \text{w2} & \text{w3} & \text{w4} & & \text{w5} & & \text{w6} & \text{w7} & \text{w8} & \text{w9} \\
 \text{w1} & k_{11}^{(1)} + k_{11}^{(2)} & k_{12}^{(2)} & 0 & k_{14}^{(1)} & & k_{15}^{(1)} + k_{15}^{(2)} & & 0 & 0 & 0 & 0 \\
 \text{w2} & k_{21}^{(2)} & k_{22}^{(2)} + k_{22}^{(3)} & k_{23}^{(3)} & 0 & & k_{25}^{(2)} + k_{25}^{(3)} & & 0 & 0 & 0 & 0 \\
 \text{w3} & 0 & k_{32}^{(3)} & k_{33}^{(3)} + k_{33}^{(4)} & 0 & & k_{35}^{(3)} + k_{35}^{(4)} & & k_{36}^{(4)} & 0 & 0 & 0 \\
 \text{w4} & k_{41}^{(1)} & 0 & 0 & k_{44}^{(1)} + k_{44}^{(5)} + k_{44}^{(6)} & & k_{45}^{(1)} + k_{45}^{(6)} & & 0 & k_{47}^{(5)} & k_{48}^{(5)} + k_{48}^{(6)} & 0 \\
 \text{w5} & k_{51}^{(1)} + k_{51}^{(2)} & k_{52}^{(2)} + k_{52}^{(3)} & k_{53}^{(3)} + k_{53}^{(4)} & k_{54}^{(1)} + k_{54}^{(6)} & & k_{55}^{(1)} + k_{55}^{(2)} + k_{55}^{(3)} + k_{55}^{(4)} + k_{55}^{(6)} + k_{55}^{(7)} & & k_{56}^{(4)} + k_{56}^{(7)} & 0 & k_{58}^{(6)} + k_{58}^{(7)} & 0 \\
 \text{w6} & 0 & 0 & k_{63}^{(4)} & 0 & & k_{65}^{(4)} + k_{65}^{(7)} & & k_{66}^{(4)} + k_{66}^{(7)} + k_{66}^{(8)} & 0 & k_{68}^{(7)} + k_{68}^{(8)} & k_{69}^{(8)} \\
 \text{w7} & 0 & 0 & 0 & k_{74}^{(5)} & & 0 & & 0 & k_{77}^{(5)} & k_{78}^{(5)} & 0 \\
 \text{w8} & 0 & 0 & 0 & k_{84}^{(5)} + k_{84}^{(6)} & & k_{85}^{(6)} + k_{85}^{(7)} & & k_{86}^{(5)} + k_{86}^{(6)} & k_{87}^{(5)} & k_{88}^{(5)} + k_{88}^{(6)} + k_{88}^{(7)} + k_{88}^{(8)} & k_{89}^{(8)} \\
 \text{w9} & 0 & 0 & 0 & 0 & & 0 & & k_{96}^{(8)} & 0 & k_{98}^{(8)} & k_{99}^{(8)}
 \end{array}
 \end{array}$$

(6.1.1)

6.2. Budowa algorytmu numerycznego

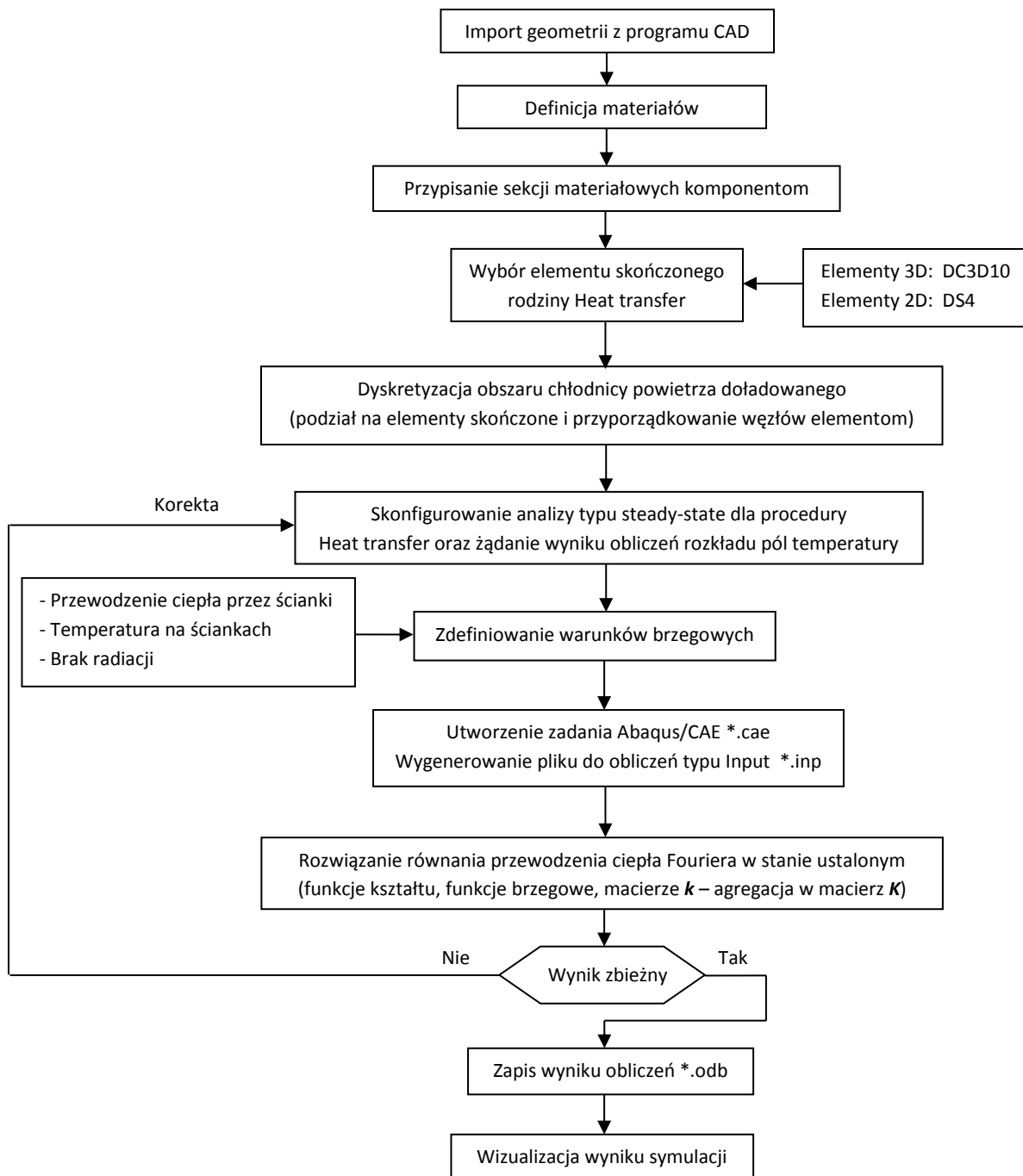
Pośród dostępnych metod numerycznych do zasymulowania testu cykli termicznych dla modelu chłodnicy powietrza doładowanego wybrano metodę elementów skończonych [Champion, 1992; Kleiber, 1995; Magnucki, 2000; Ralston, 1975; Szmelter, 1973; Zienkiewicz, 1981]. Symulacja takiego testu będzie się składała z dwóch etapów. W pierwszym etapie za pomocą modułu transfer ciepła zostanie obliczony rozkład temperatury w całej chłodnicy powietrza doładowanego. W pierwszej symulacji rozkład temperatury zostanie obliczony jedynie na podstawie założonych wartości temperatur w wymienniku. Natomiast w modelu docelowym rozkład ten zostanie obliczony już na podstawie zmierzonych wartości temperatur występujących podczas testu cykli termicznych. Następnie uzyskany wynik rozkładu temperatury zostanie eksportowany do etapu drugiego, który wraz ze zdefiniowanym ciśnieniem w chłodnicy oraz kontaktami posłuży do obliczenia rozkładu pól odkształceń w chłodnicy, a następnie stanu naprężenia. Bazując na danych z przeprowadzonych testów fizycznych, czyli przypadkach gdy chłodnica nie zaliczyła testu cykli termicznych według specyfikacji silnika diesla, testu zaliczonego dla silnika benzynowego oraz badań doświadczalnych będzie można założyć pewne dopuszczalne granice odkształceń i naprężeń dla pękających rurek chłodnicy. Dane te wraz z wynikami symulacji pozwolą przewidzieć wynik testu dla danej konstrukcji chłodnicy powietrza doładowanego i parametrów testów. Ogólną koncepcję opracowanego algorytmu postępowania przedstawia rysunek 6.2.1.



Rys. 6.2.1 Algorytm komputerowy MES testu cykli termicznych

Naprężenia termiczne w chłodnicach powietrza
doładowanego powstające w procesie ich walidacji

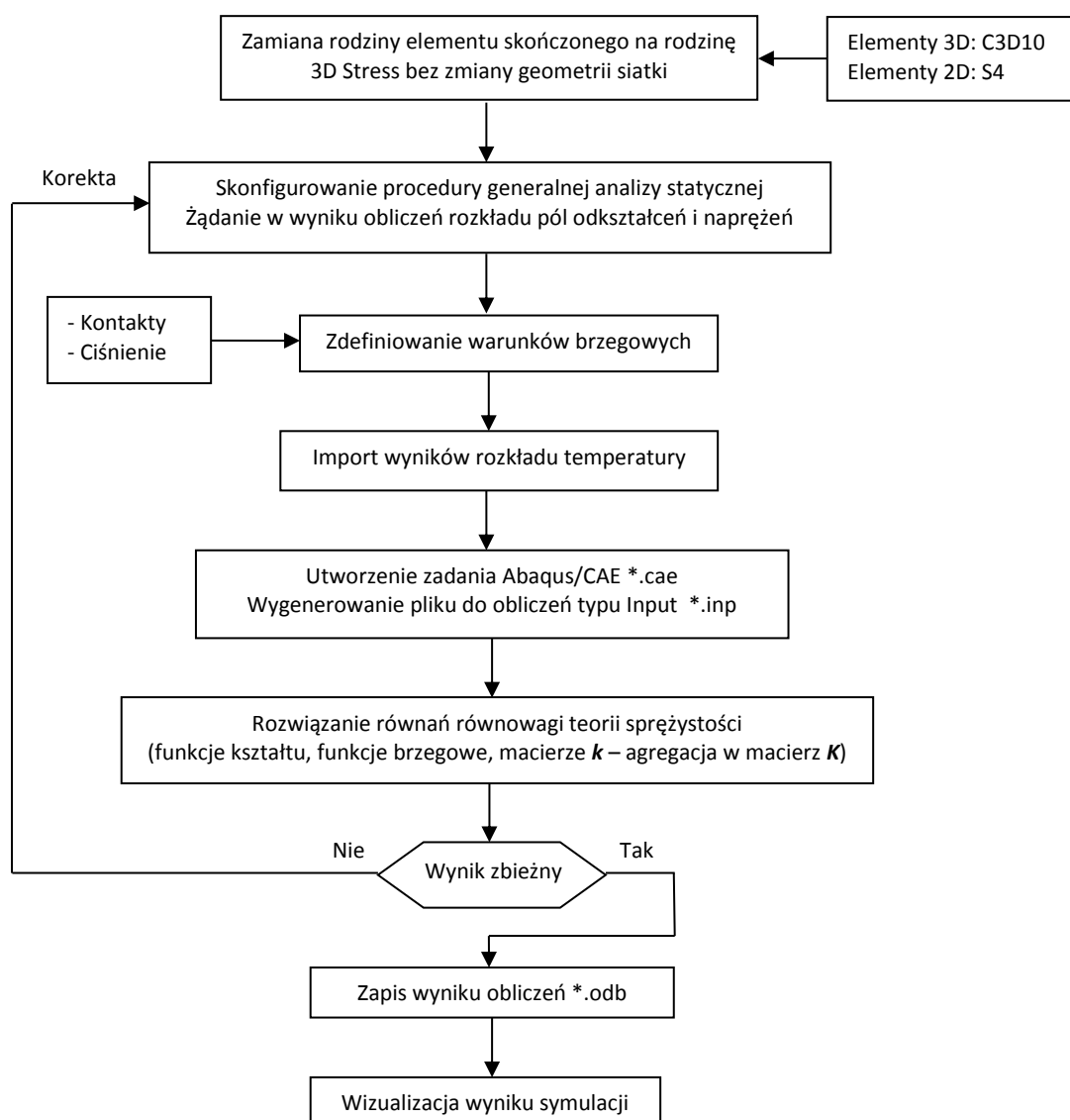
Rysunek 6.2.2 przedstawia algorytm realizowany przez program Abaqus FEA w celu obliczenia rozkładu temperatury w chłodnicy. Model chłodnicy powietrza doładowanego do środowiska symulacji zostanie zaimportowany z systemu CAD. Następnie po zdefiniowaniu bazy danych materiałów, dany rodzaj materiału zostanie przypisany do poszczególnego komponentu chłodnicy. Po wyborze elementów skończonych z rodziny Heat transfer nastąpi dyskretyzacja chłodnicy. W kolejnej sekwencji zostanie wybrana procedura transferu ciepła wraz z określonymi warunkami brzegowymi. Po rozwiązaniu równania równowagi Fouriera przewodzenia ciepła w stanie ustalonym jako wynik otrzymany zostanie rozkład temperatury w chłodnicy.



Rys. 6.2.2 Algorytm komputerowy MES dla rozkładu temperatury

Naprężenia termiczne w chłodnicach powietrza doładowanego powstające w procesie ich walidacji

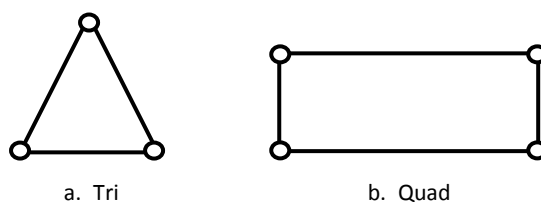
Rysunek 6.2.3 przedstawia algorytm programu Abaqus FEA realizowany do obliczeń rozkładu pól odkształceń i naprężeń w chłodnicy. W celu wykonania tego typu analizy zostanie zamieniona rodzina elementów siatki z Heat transfer na rodzinę 3D Stress, pozostawiając jej geometrie bez zmian. Po zdefiniowaniu warunków brzegowych w postaci określonej wartości ciśnienia w chłodnicy, rodzaju kontaktów pomiędzy jej poszczególnymi komponentami oraz imporcie wyników temperatury z etapu pierwszego powstały układ równań zostanie rozwiązany w wyniku czego otrzyma się rozkład pól odkształceń i naprężeń w chłodnicy.



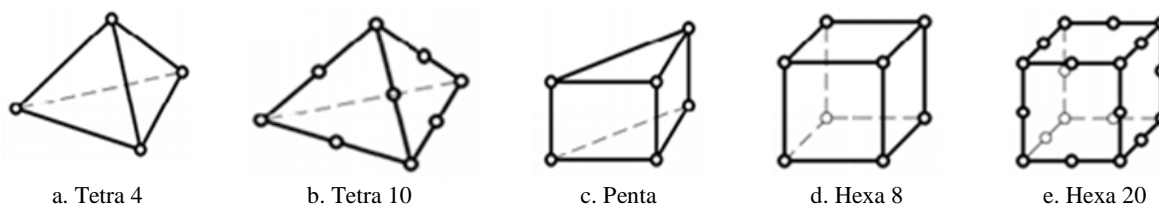
Rys. 6.2.3 Algorytm komputerowy MES dla odkształceń i naprężeń

6.3. Podstawy metody elementu skończonego

Rozwiązanie zadania z mechaniki polega na wypisaniu układu równań wynikających z podstawowych praw mechaniki oraz pewnych założeń teoretycznych. Następnie przekształca się taki układ równań w taki sposób aby otrzymać rozwiązania. Dotyczy to układów równań statycznie wyznaczalnych czyli takich gdzie liczba niewiadomych równa się liczbie równań. W przypadkach układów statycznie niewyznaczalnych czyli gdy liczba niewiadomych przekracza liczbę równań istnieją dwie metody rozwiązywania: metoda sił gdzie niewiadomymi w równaniach są siły oraz metoda przemieszczeń, gdzie niewiadomymi w równaniach są przemieszczenia. Ponieważ istnieje określona zależność pomiędzy siłami a przemieszczenia w konstrukcji która ulega odkształceniom możliwe jest sprowadzenia takiego zadania do układu równań algebraicznych w większości przypadków układów liniowych. Ponieważ metoda sił dopuszcza wiele możliwych układów podstawowych najłatwiejsza to skomputeryzowania jest metoda przemieszczeń, gdzie układ podstawowy jest zazwyczaj ściśle określony a algorytm komputerowy prosty co dzisiaj stawia tą metodę na pierwszej pozycji. W odmianie przemieszczeniowej metody elementów skończonych analizowana konstrukcja jest dzielona na małe obszary zwane elementami skończonymi. Element skończony jest to obszar zdyskretyzowanego ośrodka ciągłego działający na prawach teorii sprężystości, którego kształt stanowią proste figury lub bryły geometryczne takie jak na przykład trójkąt, prostokąt, czworościan, sześcian. Na rysunkach 6.3.1 i 6.3.2 przedstawiono przykładowe typy elementów skończonych używanych do tworzenia siatki obiektów powierzchniowych oraz bryłowych.



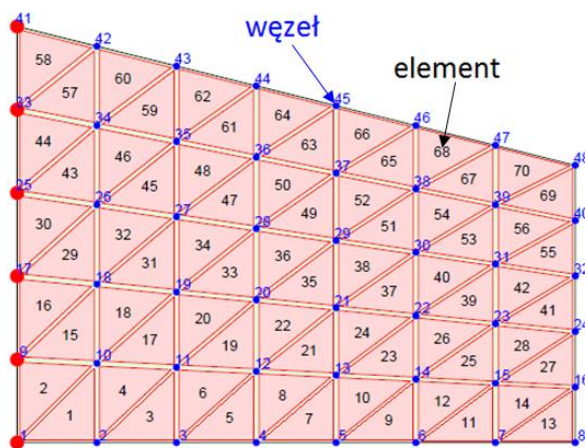
Rys. 6.3.1 Elementy skończone powierzchniowe



Rys. 6.3.2 Elementy skończone bryłowe [Abaqus, 2008]

Pełna definicja elementu skończonego zawiera informacje o jego wielkości i kształcie, przypisanych do niego numerów węzłów oraz parametrach węzłowych określające niewiadome w węźle. Doświadczenie obliczeniowe pokazuje uzyskiwanie lepszych rezultatów analizy przy użyciu mniejszej liczby elementów o większej liczbie węzłów niż dla większej liczbie prostych elementów. Ponadto w przypadku elementów powierzchniowych siatka konstrukcji powinna składać się z elementów zbliżonych do trójkątów równobocznych a w przypadku elementów czworokątnych do kwadratu. Typ elementu powinien być dobrany odpowiednio do zadanego problemu na co składa się zarówno wiedza teoretyczna jak i praktyczna. Profesjonalne programy oferują użytkownikowi szereg typów elementów skończonych. Wybór elementu do rozwiązania danego zagadnienia wiąże się z akceptacją modelu matematycznego na podstawie którego został stworzony co ma bezpośredni wpływ na uzyskany rozwiązanie [Srodka, 2004].

Elementy skończone łączą się ze sobą w punktach zwanych węzłami. Na rysunku 6.3.3 przedstawiono przykład płaskownika składającej się z 70 elementów trójkątnych i 48 węzłów. Węzeł przypisany do elementu skończonego nie jest punktem geometrycznym i może on się nie tylko przemieszczać w przestrzeni, ale również i obracać. Zawiera on informacje o zachowaniu elementu skończonego i jego właściwościach.



Rys. 6.3.3 Elementy skończone i węzły płaskownika

Wyróżnia się następujące umiejscowienie węzła w elemencie:

- wierzchołkowe – zawsze,
- krawędziowe,
- ścienne,
- wewnętrzne.

Liczba niewiadomych w węźle określana jest liczbą stopnia swobody i powiązana jest z modelem fizycznym i matematycznym analizowanego problemu. Ważnym aspektem podczas pisania programów komputerowych jest numeracja węzłów i elementów, gdyż ma ona ogromny wpływ na strukturę globalnej macierzy sztywności układu. Numeracja numerów węzłów może przebiegać dowolnie i dla danego obszaru każda dowolna numeracja węzłów doprowadzi to do układu równań o tych samych wymiarach i liczbie członów zerowych. Jednakże, można zauważyć następującą zależność, że w przypadku gdy numeracja węzłów przebiega względem krótszego wymiaru dyskretyzowanego obszaru skutkuje to zmniejszeniem szerokości pasma macierzy globalnej wpływając korzystnie na ilość zajmowanej pamięci w komputerze i redukcje czasu obliczeń. Z liczbą węzłów w elemencie związany jest również stopień wielomianu użytego do aproksymacji poszukiwanej wielkości w obszarze elementu. Im większa liczba węzłów tym wyższy stopień wielomianu ale i tym dokładniejsza aproksymacja. Większa liczba węzłów zwiększa także wymiar otrzymanego układu równań. Proces podziału obszaru konstrukcji na elementy skończone nazywany jest dyskretyzacją. Dzięki dyskretyzacji czyli podziałowi klasycznego kontinuum na elementy skończone możliwe jest otrzymanie wartości przemieszczeń dla każdego węzła. Sposób podziału obszaru na elementy zależy od geometrii obszaru oraz zachowania poszukiwanej funkcji w danym obszarze. Na przykład w obszarach o możliwości wystąpienia lokalnych spiętrzeń naprężeń czy też krawędziach należy zagęścić podział siatki ze względu na możliwość nagłej zmiany wartości poszukiwanej funkcji. Podejście takie nazywane jest wersją h metody i jest najczęściej stosowane.

Metoda p, polegające na nieco bardziej nowszym sposobie rozwiązywania takich przypadków polega na podwyższeniu rzędu wielomiany aproksymującego element. Inną z kolei metodą jest metoda r, która polega na zmianie umiejscowienia węzłów w elemencie. Istnieją również kombinacje tych metod to jest metody hp, hr, hpr w rejonach nagłych zmian poszukiwanej funkcji MES. Dyskretyzacja jest szczególnie ważnym etapem każdej symulacji komputerowej, gdyż niepoprawnie wygenerowana siatka jest powodem błędnych wyników.

W elementach skończonych definiowane są funkcje kształtu, które są tak naprawdę niczym innym jak prostymi funkcjami liniowymi lub wielomianami niskiego stopnia. Funkcja kształtu opisuje kształt rozwiązania w obszarze elementu a każdy węzeł posiada swoją własną funkcje kształtu. Na podstawie interpolacji wartości przemieszczeń pomiędzy węzłami za pomocą funkcji kształtu jest budowana ciągłość przemieszczeń dla całego ośrodka. Węzeł dyskretyzuje funkcje które powinny być ciągłe w obszarze elementu skończonego. W węzłach dane są punktowo pewne wielkości na przykład temperatura lub ciśnienie a zadaniem funkcji kształtu jest dystrybucja w obszarze elementu skończonego tych wielkości czyli obliczenie wartości funkcji pomiędzy węzłami [Srodka, 2004]. Przykładowe funkcje kształtu N_1, N_2, N_3 dla węzłów 1, 2, 3 dla elementu tarczowego z rysunku 6.3.3 wyglądają następująco:

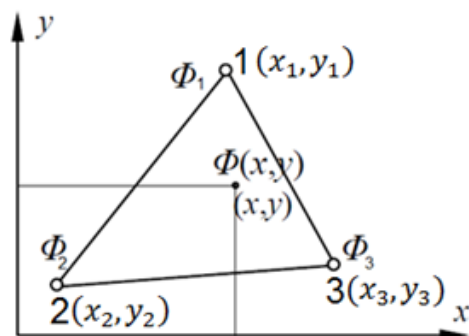
$$\begin{aligned} N_1 &= [x_2y_3 - x_3y_2 + (y_2 - y_3)x + (x_3 - x_2)y]/(2\Delta) \\ N_2 &= [x_3y_1 - x_1y_3 + (y_3 - y_1)x + (x_1 - x_3)y]/(2\Delta) \\ N_3 &= [x_1y_2 - x_2y_1 + (y_1 - y_2)x + (x_2 - x_1)y]/(2\Delta) \end{aligned} \quad (6.3.1)$$

gdzie:

$$2\Delta = \begin{bmatrix} 1 & x_1 & y_1 \\ 1 & x_2 & y_2 \\ 1 & x_3 & y_3 \end{bmatrix}$$

Δ – pole powiechani trójkąta o wierzchołkach 1, 2, 3

$$2\Delta = x_2y_3 + x_3y_1 + x_1y_2 - y_1x_2 - y_2x_3 - y_3x_1.$$



$$\begin{aligned} \phi(x, y) &= a_1 + a_2x + a_3y \\ \phi_1 &= a_1 + a_2x_1 + a_3y_1 \\ \phi_2 &= a_1 + a_2x_2 + a_3y_2 \\ \phi_3 &= a_1 + a_2x_3 + a_3y_3 \end{aligned}$$

Rys. 6.3.3 Element tarczowy trzy węzłowy w przestrzeni 2D [Srodka, 2004]

Zadaniem funkcji N_1, N_2, N_3 jest rozprowadzanie wartości funkcji $\phi(x, y)$ pomiędzy węzłami elementu skończonego dla znanych stałych wartości wielkości fizycznych ϕ_1, ϕ_2, ϕ_3 .

$$\phi(x, y) = N_1\phi_1 + N_2\phi_2 + N_3\phi_3. \quad (6.3.2)$$

Funkcje kształtu zatem skalują funkcje ϕ w zależności od położenia x, y tak aby w i -tym węźle funkcja ta osiągnęła wartość ϕ_i . Przyjmując konkretne współrzędne punktowe trzech węzłów takiego elementu tarczowego, dla funkcji ϕ będącej na przykład funkcją temperatury można obliczyć wartości temperatury dla różnych punktów wewnątrz takiego trójkąta. Z funkcji kształtu każdego elementu konstruuje się funkcje całego obszaru obliczeniowego zwane funkcjami bazowymi, skleja się więc funkcje z małych podobszarów w funkcje reprezentujące cały obszar. Rozwiązaniem przybliżonym MES jest zatem kombinacją liniową funkcji bazowych. Znając współczynniki, które występują w kombinacji liniowej aproksymowanej funkcji, stanowiące zbiór liczb oraz definicje funkcji bazowych uzyskuje się rozwiązanie przybliżone w każdym punkcie obszaru obliczeniowego. MES uzyskuje zatem rozwiązanie w wybranym węźle a następnie interpoluje rozwiązanie w pozostałych węzłach za pomocą funkcji bazowych. Pozwala to zatem na zastąpienie problemu opisanego za pomocą równań różniczkowych równaniami algebraicznymi co czyni tą metodę bardzo atrakcyjną z obliczeniowego punktu widzenia.

Warunki brzegowe w metodzie elementów skończonych to sposób umocowanie konstrukcji w przestrzeni jako warunek kinematyczny oraz jej obciążenie jako warunek kinetyczny. Jeżeli weźmiemy pod uwagę siły skupione, które jako obciążenie przykładane są w węzłach to wprowadzenie tak określonych warunków brzegowych kinetycznych polega na ulokowaniu poszczególnych współrzędnych sił skupionych na odpowiednich pozycjach wektora obciążeń \mathbf{Q} . Jeżeli w układzie wektor \mathbf{Q} będzie wektorem zerowym wówczas wektor przemieszczeń węzłowych \mathbf{q} także będzie wtedy wektorem zerowym, ponieważ brak obciążeń to także brak przemieszczeń a więc brak deformacji konstrukcji:

$$\mathbf{K} \cdot \mathbf{q} = \mathbf{Q}. \quad (6.3.3)$$

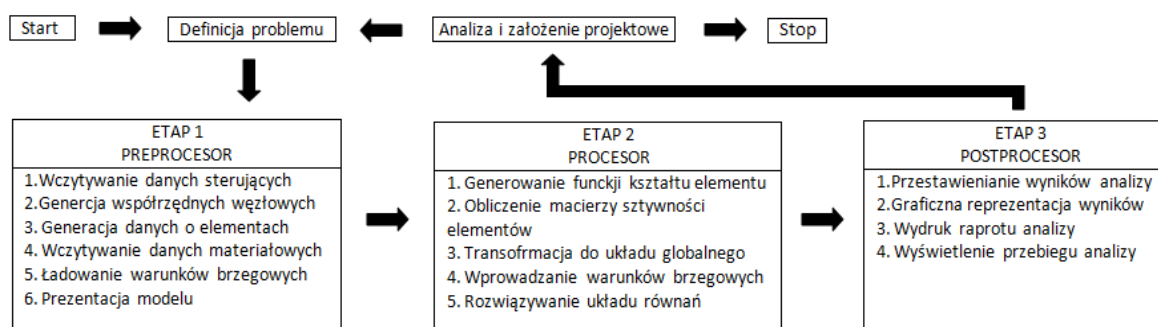
Jednak samo obciążenie konstrukcji nie prowadzi do rozwiązania układu. Wynika to z faktu, że macierz sztywności \mathbf{K} bezpośrednio po jej utworzeniu jest osobliwa. Oznacza to że jej wyznacznik główny jest równy zeru, a więc taki układ jest sprzeczny bądź też ma nieskończenie wiele rozwiązań. Gdy wyznacznik główny macierzy jest różny od zera wówczas układ ma już jedno niezerowe rozwiązanie co świadczy o deformacji konstrukcji. Osobliwość macierzy sztywności dowodzi niestabilności konstrukcji. Oznacza to, że albo fragmenty konstrukcji mogą względnie się przemieszczać albo konstrukcja jako całość może przemieszczać się względem globalnego układu współrzędnych. Dlatego, aby układ równań mógłby być rozwiązany każda konstrukcja musi zostać poprawnie zamocowana i obciążona w przestrzeni. Na podstawie znanych wartości przemieszczeń obliczane są ze związków geometrycznych odkształcenia, a z równań konstytutywnych naprężenia w obszarze każdego elementu konstrukcji. Wektor przemieszczeń \mathbf{q}_e jest związany liniowo z wektorem sił i momentów \mathbf{Q}_e w elemencie skończonym. Macierz sztywności elementu \mathbf{k}_e zawiera współczynniki proporcjonalności k_{ij} występujące pomiędzy każdym z przemieszczeniem i każdą z sił.

Agregacja w metodzie elementów skończonych jest to proces polegający na składaniu lokalnych macierzy sztywności \mathbf{k}_e poszczególnych elementów skończonych wchodzących w skład danej konstrukcji w globalną macierz sztywności konstrukcji \mathbf{K} . W pętli programowej są obliczane macierze sztywności \mathbf{k}_e , które następnie są dodawane do macierzy globalnej \mathbf{K} .

W algorytmach programów komputerowych opierających swoje działanie na metodzie elementów skończonych można wyróżnić następujące etapy:

- a. Podział analizowanej konstrukcji na elementy skończone oraz wyznaczenie macierzy sztywności k_e dla każdego z elementów.
- b. Agregacja elementów skończonych k_e w jedną całość czyli utworzenie globalnej macierzy sztywności konstrukcji K .
- c. Wprowadzenie warunków brzegowych:
 - Kinetycznych w formie sił czynnych. W tej fazie tworzony jest wektor prawych stron czyli wektor obciążeń Q .
 - Kinematycznych: przez określenie przemieszczeń wskazanych obszarów konstrukcji. W tym miejscu układ równań (wzór 6.3.3) jest ustanowiony i gotowy do rozwiązania. Rezultatem rozwiązania jest wektor parametrów węzłowych q . Znane są przemieszczenia konstrukcji w węzłach czyli kształt konstrukcji po obciążeniu oraz reakcje w węzłach które nie zostały utwierdzone.
- d. Obliczenie stanu odkształcenia i naprężenia. Na podstawie znanych wartości przemieszczeń w obszarze każdego z elementów, obliczane są odkształcenia ϵ w każdym z elementów ze związków geometrycznych a następnie naprężenia σ z równań konstytutywnych.

Program komputerowy rozwiązujący powyższy algorytm składa się z trzech głównych modułów: preprocesora, procesora i postprocesora. Moduły te odpowiadają odpowiednio za przygotowanie danych do obliczeń, budowanie i rozwiązywanie danego układu równań oraz prezentację otrzymanych wyników analizy. Na rysunku 6.3.3 przedstawiono idee komputerowej implementacji metody elementów skończonych. Preprocesory i postprocesory są to programy stanowiące graficzny interfejs pomiędzy człowiekiem a maszyną. Obecnie coraz częściej wchodzi one w skład zintegrowanej platformy obliczeniowej czego przykładem może być środowiska obliczeniowe takie jak Abaqus FEA, Ansys Workbench, ale występują również jako osobne programy które umożliwiają import oraz eksport danych pomiędzy poszczególnymi systemami. Główną funkcją preprocesorów jest wczytywanie i edycja danych. Preprocesor umożliwia graficzne przedstawienie obiektu analizy, sposobu jego zamocowania i obciążenia. Daje możliwość użytkownikowi zarówno budowy modelu CAD od początku do końca jak i jego importu.



Rys. 6.3.3 Komputerowa implementacja MES

6.4. Równanie Poissona - przykład zastosowania MES

W tym podrozdziale przedstawiono przykład zastosowania metody elementów skończonych do znalezienia rozwiązania równania różniczkowego cząstkowego Poissona. Równanie to stosowane jest do opisu wielu procesów zachodzących w przyrodzie, takich jak rozkład prędkości płynu wypływającego ze źródła czy temperatury wewnątrz ciała przy stałym dopływie ciepła. Równanie Poissona wyraża następujący wzór:

$$\frac{\partial^2 \phi}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 \phi}{\partial y^2} + C = 0. \quad (6.4.1)$$

Można wykazać, że rozwiązanie tego równania jest równoważne ze znalezieniem funkcji ϕ spełniającej warunki graniczne i minimalizujące całkę:

$$\chi = \iint_V \left[\frac{1}{2} \left(\frac{\partial \phi}{\partial x} \right)^2 + \frac{1}{2} \left(\frac{\partial \phi}{\partial y} \right)^2 - C\phi \right] dx dy \quad (6.4.2)$$

gdzie:

V – obszar przy zadanych wartościach $\phi = \phi_b$.

Dla rozwiązania przybliżonego obszar V podzielony zostaje na skończone element, gdzie w każdym z nich jest:

$$\phi = [N_i, N_j, \dots] \begin{Bmatrix} \phi_i \\ \phi_j \\ \dots \end{Bmatrix} = [N]\{\phi\}^e \quad (6.4.3)$$

gdzie:

$\{\phi\}^e$ przedstawia zbiór parametrów, będących wartościami ϕ w węzłach elementów.

Zakładając, że $[N]$ jest zdefiniowane w taki sposób, że zapewnia się ciągłość na stykach pomiędzy elementami, poniższe równanie będzie wówczas spełnione:

$$\chi = \sum \chi^e. \quad (6.4.4)$$

Rozpatrując typowy element, podstawiając wzór 6.4.3 do 6.4.2 i całkując po powierzchni elementu, otrzymuje się następujące równanie:

$$\frac{\partial \chi^e}{\partial \{\phi\}^e} = [k]^e \{\phi\}^e + \{F\}^e \quad (6.4.5)$$

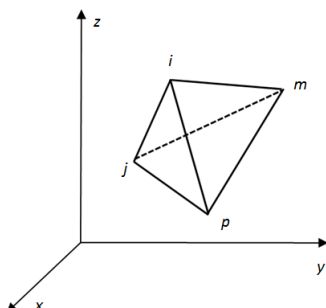
gdzie:

$$k_{ij} = \iint_{V^e} \left(\frac{\partial N_i}{\partial x} \frac{\partial N_j}{\partial x} + \frac{\partial N_i}{\partial y} \frac{\partial N_j}{\partial y} \right) dx dy, \quad F_i = - \iint_{V^e} C N_i dx dy.$$

Przy zadanym kształcie elementu i funkcjach kształtu można obliczyć powyższe współczynniki oraz określić zebrany układ równań. Następnie po podstawieniu warunków granicznych rozwiązuje się liniowy układ równań, otrzymując żądany wynik [Zienkiewicz, 1981].

6.5. Analiza stanu naprężeń

W tym podrozdziale przedstawiono analizę stanu naprężenia z wykorzystaniem metody elementów skończonych na przykładzie trójwymiarowego elementu z czterema węzłami. Przedstawiona w nim teoria została opracowana na podstawie [Zienkiewicz, 1981]. Rysunek 6.5.1 przedstawia element czworosieczny i, j, m, p w przestrzeni określonej współrzędnymi x, y, z .



Rys. 6.5.1 Element skończony czworosieczny [Zienkiewicz, 1981]

Stan przemieszczeń dowolnego punktu określają trzy składowe u, v, w odpowiednio w kierunkach x, y, z (wzór 6.5.1). W przypadku płaskiego trójkąta przedstawionego w podrozdziale 6.3, liniowa zmiana wielkości była określona przez jej trzy wartości węzłowe. Dla czworosiecznika, taka liniowa zmiana wielkości będzie określana przez cztery wartości węzłowe. Wprowadzając przemieszczenie węzłowe otrzymuje się cztery równania (wzór 6.5.2) z których określa się stałe $\alpha_1, \alpha_2, \alpha_3, \alpha_4$. Następnie można to rozwiązanie napisać stosując formę wyznacznikową (wzór 6.5.3)

$$\{f\} = \begin{Bmatrix} u \\ v \\ w \end{Bmatrix} \quad (6.5.1)$$

$$u_i = \alpha_1 + \alpha_2 x + \alpha_3 y + \alpha_4 z \quad \text{itd.} \quad (6.5.2)$$

$$u = \frac{1}{6V} [(a_i + b_i x + c_i y + d_i z)u_i + (a_j + b_j x + c_j y + d_j z)u_j + (a_m + b_m x + c_m y + d_m z)u_m + (a_p + b_p x + c_p y + d_p z)u_p] \quad \text{itd.} \quad (6.5.3)$$

gdzie: V – objętość czworosiecznika wyrażająca się wyznacznikiem 4 rzędu, a_i, b_i, c_i, d_i – wielkości będące minorami wyznacznika. Pozostałe wartości otrzymuje się przez cykliczną zamianę indeksów.

Przemieszczenia elementu zdefiniowane jest przez dwanaście składowych w węzłach (wzór 6.5.4) i można je zapisać w dowolnym punkcie (wzór 6.5.5)

$$\{\delta\}^e = \begin{Bmatrix} \delta_i \\ \delta_j \\ \delta_m \\ \delta_p \end{Bmatrix}, \text{ gdzie } \{\delta_i\} = \begin{Bmatrix} u_i \\ v_i \\ w_i \end{Bmatrix} \text{ itd.} \quad (6.5.4)$$

$$\{f\} = [IN'_i, IN'_j, IN'_m, IN'_p]\{\delta\}^e \quad (6.5.5)$$

gdzie: $N'_i = (a_i + b_i x + c_i y + d_i z)/6V$, I – macierz jednostkowa 3×3 .

Macierz odkształceń takiego czworościanu składa się z sześciu składowych odkształcenia, określonych według liniowej teorii odkształceń:

$$\{\varepsilon\} = \begin{Bmatrix} \varepsilon_x \\ \varepsilon_y \\ \varepsilon_z \\ \gamma_{xy} \\ \gamma_{yz} \\ \gamma_{zx} \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} \frac{\partial u}{\partial x} \\ \frac{\partial v}{\partial y} \\ \frac{\partial w}{\partial z} \\ \frac{\partial u}{\partial y} + \frac{\partial v}{\partial x} \\ \frac{\partial v}{\partial z} + \frac{\partial w}{\partial y} \\ \frac{\partial w}{\partial x} + \frac{\partial u}{\partial z} \end{Bmatrix}. \quad (6.5.6)$$

Macierz sprężystości $[D]$ wiąże ze sobą sześć składowych naprężenia i sześć składowych odkształcenia:

$$\{\sigma\} = \begin{Bmatrix} \sigma_x \\ \sigma_y \\ \sigma_z \\ \tau_{xy} \\ \tau_{yz} \\ \tau_{zx} \end{Bmatrix} = [D]({\varepsilon} - {\varepsilon}_0). \quad (6.5.7)$$

Odształcenia początkowe ε_0 , są to odkształcenia spowodowane na przykład zmianą temperatury, które można zapisać w postaci wektora o sześciu współrzędnych, rozważając materiał izotropowy:

$$\{\varepsilon_0\} = \begin{Bmatrix} \alpha\theta^e \\ \alpha\theta^e \\ \alpha\theta^e \\ 0 \\ 0 \\ 0 \end{Bmatrix} \quad (6.5.8)$$

gdzie:

α – współczynnik rozszerzalności cieplnej, θ^e – średni przyrost temperatury w elemencie.

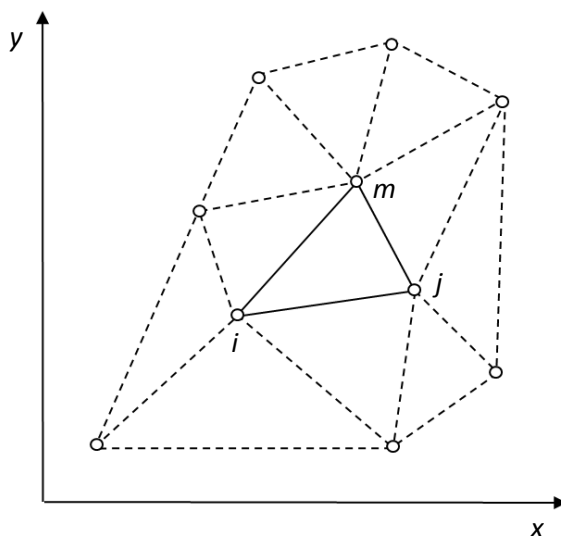
Opierając swoje rozważania na materiale izotropowym i stosując znane stałe sprężystości: E (moduł Younga) i ν (współczynnik Poissona) macierz sprężystości $[D]$ przyjmuje postać:

$$[D] = \frac{E(1-\nu)}{(1+\nu)(1-2\nu)} \begin{bmatrix} 1 & \frac{\nu}{(1-\nu)} & \frac{\nu}{(1-\nu)} & 0 & 0 & 0 \\ & 1 & \frac{\nu}{(1-\nu)} & 0 & 0 & 0 \\ & & 1 & 0 & 0 & 0 \\ & & & \frac{(1-2\nu)}{2(1-\nu)} & 0 & 0 \\ & & & & \frac{(1-2\nu)}{2(1-\nu)} & 0 \\ & & & & & \frac{(1-2\nu)}{2(1-\nu)} \end{bmatrix}. \quad (6.5.9)$$

(symetria)

6.6. Analiza stacjonarnej wymiany ciepła

Podrozdział ten poświęcony jest analizie stacjonarnej wymiany ciepła. Przedstawiona w nim teoria została opracowana na podstawie [Wisniewski, 2012]. W metodzie elementów skończonych pole temperatury jest interpolowane w postaci sumy iloczynów zadanych funkcji geometrycznych N_i , zwanych funkcjami kształtu oraz wartości pola temperatury w węzłach siatki dyskretyzacji. Ilość węzłów w elemencie zależy od stopnia wielomianu interpolacyjnego N_i co wpływa na dokładność uzyskanego rozwiązania. W najprostszym, trójwęzłowym elemencie trójkątnym (Rys. 6.6.1) zrealizować można wielomianową interpolację o trzech współczynnikach:



Rys. 6.6.1 Dyskretyzacja pola temperatury za pomocą elementów trójkątnych [Wisniewski, 2012]

$$T(x, y) = a + bx + cy. \quad (6.6.1)$$

Jest to interpolacja liniowa ze względu na każdą zmienną niezależną (x lub y). Aby dla współrzędnych węzłów i, j, m temperatura wyznaczona na podstawie równania (6.6.1) była równa jest wartości w danych węzłach, tworzy się funkcje kształtu w następującej postaci:

$$N_i = \frac{1}{2\Delta} (a_i + b_i x + c_i y) \quad (6.6.2)$$

gdzie:

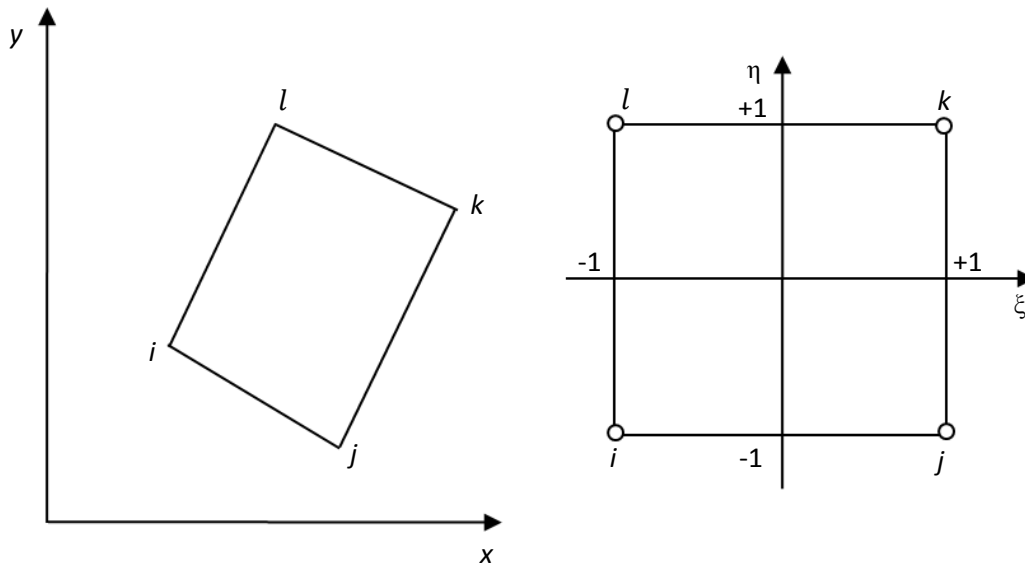
$$a_i = x_j y_m - x_m y_j, \quad b_i = y_j - y_m, \quad c_i = x_m - x_j \quad (6.6.3)$$

Δ – pole powierzchni elementy trójkątnego.

Funkcje kształtu N_j i N_m określa się za pomocą wzorów (6.6.2 i 6.6.3) przez cykliczne przestawianie indeksów i, j, m , a pole trójkąta ze wzoru:

$$\Delta = \frac{1}{2} \det \begin{vmatrix} 1 & x_i & y_i \\ 1 & x_j & y_j \\ 1 & x_m & y_m \end{vmatrix}. \quad (6.6.4)$$

Szczególną cechą dyskretyzacji na siatce elementów skończonych jest możliwość niezależnej interpolacji geometrii rozważanego obszaru i poszukiwanej funkcji temperatury $T(x,y)$. Pokazane to zostanie na przykładzie nieregularnego elementu czworokątnego (Rys. 6.6.2).



Rys. 6.6.2 Transformacja elementu z układu globalnego x, y do układu ξ, η [Wisniewski, 2012]

Nieregularny kształt elementu czworokątnego w globalnym układzie współrzędnych kartezjańskich (x, y) jest interpolowany według zależności:

$$x(\xi, \eta) = \sum_{i=1}^4 N_i(\xi, \eta) x_i, \quad (6.6.5a)$$

$$y(\xi, \eta) = \sum_{i=1}^4 N_i(\xi, \eta) y_i. \quad (6.6.5b)$$

W układzie lokalnym element ma kształt kwadratu o długości boku równej 2. Element ten nazywa się elementem bazowym lub macierzystym, ponieważ jego kształt jest stały dla wszystkich postaci czterowęzłowych elementów czworokątnych. Pole temperatury w elemencie czterowęzłowym interpolowane jest za pomocą tych samych funkcji $N_i(\xi, \eta)$ zdefiniowanych w lokalnym układzie współrzędnych elementowych:

$$T(\xi, \eta) = \sum_{i=1}^4 N_i(\xi, \eta) T_i. \quad (6.6.6)$$

Ich postać zdeterminowana jest liczbą węzłów równą liczbie współczynników wielomianu interpolacyjnego. W elemencie czterowęzłowym jednoznaczna interpolacja we współrzędnych (ξ, η) jest funkcją dwuliniową:

$$T(\xi, \eta) = a + b\xi + c\eta + d\xi\eta. \quad (6.6.7)$$

Podobnie, jak w przypadku elementu trójkątnego, żądanie aby:

$$T(\xi_m, \eta_m) = a + b\xi_m + c\eta_m + d\xi_m\eta_m \quad (6.6.8)$$

kolejna dla $m = i, j, k, l$ prowadzi do funkcji kształtu o postaci:

$$N_m = \frac{1}{4}(1 + \xi_m\xi)(1 + \eta_m\eta). \quad (6.6.9)$$

W ogólnym przypadku są możliwe różne postacie funkcji interpolacyjnych geometrii elementu i funkcji interpolacyjnych pola temperatur, a zatem różne ilości węzłów przybliżających kształt obszaru oraz węzłów opisujących zmienność $T(x,y)$.

Procedura interpolacji pola temperatury elementami skończonymi wymaga całkowego sformułowania zagadnienia przenoszenia ciepła. Sformułowanie to można uzyskać za pomocą jednej z trzech metod: bilansowej, reszt ważonych Galerkina i wariacyjnej.

Całkowy bilans energii zapisany jest dla zdefiniowanego podobszaru bilansowego. „Podobszarem tym nie może być element skończony, ponieważ funkcje kształtu są klasy C^0 w całym analizowanym obszarze. W związku z czym na granicy dwóch elementów zapewniona jest jedynie ciągłość temperatury, nie ma natomiast ciągłości strumienia ciepła. Ponadto ilość elementów jest mniejsza od liczby niewiadomych węzłowych, która jest równa liczbie węzłów interpolacji temperatury. Wynika stąd konieczność dodatkowego podziału obszaru na zbiór podobszarów bilansowych, zwanych objętościami kontrolnymi. Ten dodatkowy podział jest definiowany przez wybór granic bilansowych wewnątrz elementu bazowego”. Dla każdej objętości kontrolnej można zapisać bilans energii w postaci:

$$\int_{S_k} k \frac{\partial T}{\partial \eta} dS = \int_{V_k} q_v dV. \quad (6.6.10)$$

Aby obliczyć całki równania bilansowego, wykorzystuje się opisany wyżej model dyskretyzacji elementami skończonymi (wzory 6.6.5 i 6.6.6), co prowadzi do układu równań algebraicznych na węzłowe wartości temperatury T_i .

Całkowe sformułowanie zagadnienia przewodzenia ciepła można uzyskać również wykorzystując matematyczną technikę ortogonalizacji błędu równania różniczkowego, zwaną metodą reszt ważonych Galerkina. Wstawiając do różniczkowego równania przewodzenia ciepła (wzór 6.6.11) przybliżone pole temperatury, daną interpolację (wzór 6.6.6) otrzymuje się błąd zwany residuum równania różniczkowego.

$$\frac{\partial}{\partial x} \left(k \frac{\partial T}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(k \frac{\partial T}{\partial y} \right) + q_v = 0. \quad (6.6.11)$$

„Rozmywając” ten błąd w całym rozważanym obszarze V , poprzez jego ważenie za pomocą funkcji geometrycznych identycznych z funkcjami kształtu dla temperatury N_w :

$$\int_V N_w \left\{ \frac{\partial}{\partial x} \left(k \frac{\partial T}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(k \frac{\partial T}{\partial y} \right) \right\} dV + \int_V N_w q_v dV = 0. \quad (6.6.12)$$

Całkując przez części pierwszą całkę równania

$$\int_V N_w \left\{ \frac{\partial}{\partial x} \left(k \frac{\partial T}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(k \frac{\partial T}{\partial y} \right) \right\} dV = \int_V \left\{ \frac{\partial}{\partial x} \left(N_w k \frac{\partial T}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(N_w k \frac{\partial T}{\partial y} \right) \right\} dV - \int_V \left(\frac{\partial N_w}{\partial x} k \frac{\partial T}{\partial x} + \frac{\partial N_w}{\partial y} k \frac{\partial T}{\partial y} \right) dV \quad (6.6.13)$$

oraz wykorzystując twierdzenie Gaussa-Ostrogradskiego (dla pierwsze całki po prawej stronie) otrzymuje się układ równań algebraicznych metody elementów skończonych opartej na technice reszt ważonych Galerkina w postaci:

$$\int_V k \left(\frac{\partial N_w}{\partial x} \frac{\partial T}{\partial x} + \frac{\partial N_w}{\partial y} \frac{\partial T}{\partial y} \right) dV = \int_V N_w q_v dV + \int_S N_w k \frac{\partial T}{\partial \mathbf{n}} dS \quad (6.6.14)$$

\mathbf{n} – wektor normalny, $w = 1, 2, \dots, NP$ (liczba węzłów).

Występujące w powyższym wzorze pochodne temperatury oblicza się na podstawie jej interpolacji (wzór 6.6.6). Całki obliczane są w prostych granicach lokalnego układu współrzędnych elementowych (ξ, η) przez wykorzystanie wzajemnie jednoznacznej transformacji geometrycznej (wzory 6.6.5). Element objętości można zapisać jako:

$$dV = dx \cdot dy \cdot 1 = \det[J] \cdot d\xi \cdot d\eta \cdot 1 \quad (6.6.15)$$

gdzie $\det[J]$ jest wyznacznikiem macierzy Jacobiego o postaci:

$$[J] = \begin{bmatrix} \frac{\partial x}{\partial \xi} & \frac{\partial y}{\partial \xi} \\ \frac{\partial x}{\partial \eta} & \frac{\partial y}{\partial \eta} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \sum_i \frac{\partial N_i}{\partial \xi} x_i & \sum_i \frac{\partial N_i}{\partial \xi} y_i \\ \sum_i \frac{\partial N_i}{\partial \eta} x_i & \sum_i \frac{\partial N_i}{\partial \eta} y_i \end{bmatrix} \quad (6.6.16)$$

natomiast globalne pochodne interpolacji temperatury:

$$\frac{\partial T}{\partial x} = \sum_i \frac{\partial N_i}{\partial x} T_i, \quad \frac{\partial T}{\partial y} = \sum_i \frac{\partial N_i}{\partial y} T_i \quad (6.6.17)$$

oblicza się wykorzystując związek pochodnych funkcji kształtu w układzie globalnym i lokalnym:

$$\frac{\partial N_i}{\partial \xi} = \frac{\partial N_i}{\partial x} \frac{\partial x}{\partial \xi} + \frac{\partial N_i}{\partial y} \frac{\partial y}{\partial \xi} \quad (6.6.18a)$$

$$\frac{\partial N_i}{\partial \eta} = \frac{\partial N_i}{\partial x} \frac{\partial x}{\partial \eta} + \frac{\partial N_i}{\partial y} \frac{\partial y}{\partial \eta} \quad (6.6.18b)$$

co prowadzi do:

$$\begin{Bmatrix} \frac{\partial N_i}{\partial x} \\ \frac{\partial N_i}{\partial y} \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} \frac{\partial x}{\partial \xi} & \frac{\partial y}{\partial \xi} \\ \frac{\partial x}{\partial \eta} & \frac{\partial y}{\partial \eta} \end{bmatrix}^{-1} = \begin{Bmatrix} \frac{\partial N_i}{\partial \xi} \\ \frac{\partial N_i}{\partial \eta} \end{Bmatrix}. \quad (6.6.19)$$

„W ustalonym, liniowym zagadnieniu przewodzenia ciepła można wykorzystać także wariacyjne sformułowanie zagadnienia, w którym rozkład temperatury wyznacza się z warunku minimum natężenia produkcji entropii”. Określenie rozkładu pola temperatury polega w tym przypadku na minimalizacji dla układu współrzędnych prostokątnych (wzór 6.6.20)

$$J = \frac{1}{2} \int_A \left[k_x \left(\frac{\partial T}{\partial x} \right)^2 + \lambda_y \left(\frac{\partial T}{\partial y} \right)^2 \right] dx dy + \frac{1}{2} \int_{S_\alpha} \alpha (T^2 - 2T_p T) dS + \int_{S_q} q_s T dS \quad (6.6.20)$$

lub funkcjonału dla zagadnień osiowo-symetrycznych .

Minimalizację funkcjonałów przeprowadza się obliczając ich pochodne względem temperatury w węzłach i przyrównuje je do zera:

$$\frac{dJ}{d\{T\}} = \{0\} \quad (6.6.21)$$

gdzie $\{0\}$ oznacza macierz kolumnową o wyrazach równych zeru.

Rozpatrywany obszar dzieli się na E elementów skończonych, tak aby pochodna całek występujących w funkcjonałach w równaniu 6.6.21 mogła być obliczona jako suma pochodnych całek obliczonych dla wszystkich elementów:

$$\frac{dJ}{d\{T\}} = \sum_{e=1}^{NE} \frac{\partial J^{(e)}}{\partial \{T\}^{(e)}} = \{0\}. \quad (6.6.22)$$

Temperatura wewnątrz elementu jest funkcją temperatur w węzłach elementu i można ją zapisać w postaci:

$$T = [N_i, N_j, N_k, N_l] \begin{Bmatrix} T_i \\ T_j \\ T_k \\ T_l \end{Bmatrix} = \sum_{m=1}^4 N_m T_m. \quad (6.6.23)$$

Pochodna funkcjonału $J^{(e)}$ dla elementu e względem temperatury w węźle i -tego elementu jest wyrażona przez zależność:

$$\begin{aligned} \frac{\partial J^{(e)}}{\partial T_i} = & \int_{A^{(e)}} \left[k_x^{(e)} \left(\sum_{j=1}^4 \frac{\partial N_j}{\partial x} T_j \right) \frac{\partial N_i}{\partial x} + k_y^{(e)} \left(\sum_{j=1}^4 \frac{\partial N_j}{\partial y} T_j \right) \frac{\partial N_i}{\partial y} \right] dx dy + \\ & + \alpha^{(e)} \int_{S_\alpha^{(e)}} \left[\left(\sum_{j=1}^4 N_j T_j \right) N_i - T_p^{(e)} N_i \right] dS + q_s^{(e)} \int_{S_q^{(e)}} N_i dS \end{aligned} \quad (6.6.24)$$

gdzie numery węzłów 1, 2, 3, 4 są tożsame z numerami węzłów i, j, k, l z rys. 6.6.2 oraz $dx \cdot dy \equiv dV$.

Po rozwinięciu sum występujących pod całkami otrzymuje się zależność, którą można zapisać w postaci macierzowej:

$$\frac{\partial J^{(e)}}{\partial T_i} = [A]\{T\}^{(e)} + [B]\{T\}^{(e)} - \alpha^{(e)}T_p^{(e)} \int_{S_\alpha^{(e)}} N_i dS + q_s^{(e)} \int_{S_q^{(e)}} N_i dS. \quad (6.6.25)$$

Wyrażenie 6.6.25 zapisane dla wszystkich temperatur w węzłach elementy e przyjmuje postać macierzową:

$$\frac{\partial J^{(e)}}{\partial T_i} = [A]^{(e)}\{T\}^{(e)} + [B]^{(e)}\{T\}^{(e)} - \{D\}^{(e)} + \{Q\}^{(e)} \quad (6.6.26)$$

gdzie:

$[A]^{(e)}$, $[B]^{(e)}$ – macierze kwadratowe, $\{T\}^{(e)}$, $\{D\}^{(e)}$, $\{Q\}^{(e)}$ – macierze kolumnowe.

Wyrazy macierzy są określone zależność:

$$A_{ij} = \int_{A^{(e)}} \left(k_x \frac{\partial N_i}{\partial x} \frac{\partial N_j}{\partial x} + k_y \frac{\partial N_i}{\partial y} \frac{\partial N_j}{\partial y} \right) dx dy \quad (6.6.27)$$

$$B_{ij} = \alpha^{(e)} \int_{S_\alpha^{(e)}} N_i N_j dS \quad (6.6.28)$$

$$D_i = \alpha^{(e)} T_p^{(e)} \int_{S_\alpha^{(e)}} N_i dS \quad (6.6.29)$$

$$Q_i = q_s^{(e)} \int_{S_q^{(e)}} N_i dS \quad (6.6.30)$$

Proces obliczeń wymaga wykonania dla każdego elementu e obliczenia macierzy: macierzy przewodności cieplnej $[A]^{(e)}$, warunku brzegowego trzeciego rodzaju $[B]^{(e)}$ i $\{D\}^{(e)}$ oraz warunku brzegowego drugiego rodzaju $\{Q\}^{(e)}$. Sumowanie tych macierzy, tworzenie macierzy globalnych (wzór 6.6.22), daje globalny układ równań:

$$[A]\{T\} + [B]\{T\} = \{D\} + \{Q\}. \quad (6.6.31)$$

Gdzie macierz globalne mają swoje odpowiedniki w macierzach wyznaczonych dla pojedynczego elementu. Ostatecznie układ równań przyjmuje postać określoną wzorem 6.6.32. Rozwiązując go uzyskuje się wartości temperatur w węzłach obliczanego pola

$$[K]\{T\} = \{R\} \quad (6.6.32)$$

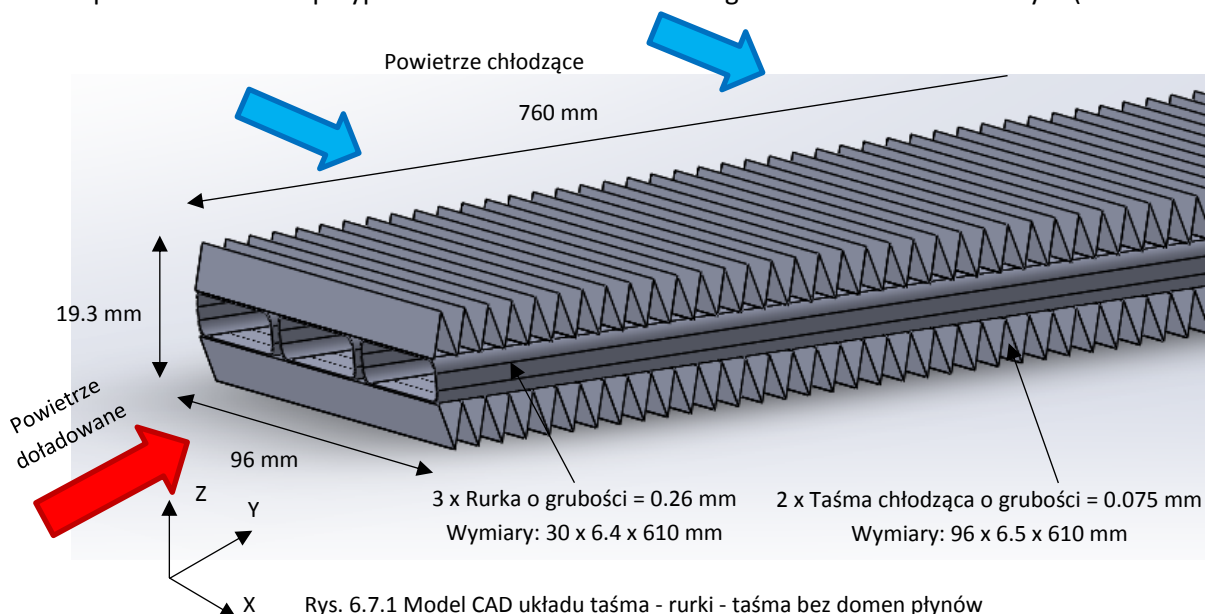
gdzie:

$$[K] = [A] + [B], \quad \{R\} = \{D\} + \{Q\}.$$

6.7. Wyniki numerycznej analizy wymiany ciepła w układzie taśma - rurki - taśma

W tym podrozdziale przedstawiona jest analiza i wyniki numerycznej wymiany ciepła w układzie taśma - rurki - taśma jakie to układy występują w budowie chłodnic powietrza doładowanego. Celem przedstawionej analizy jest uzasadnienie możliwości zastosowania uproszczenia w modelach bazowych chłodnic powietrza doładowanego przedstawionego w rozdziale siódmym polegającym na założeniu rozkładu temperatury w rurkach na podstawie funkcji liniowych pomiędzy stroną wlotową a wylotową.

Opracowany w tym celu model wymiennika ciepła składał się z trzech rurek oraz dwóch taśm chłodzących (układ taśma - rurki - taśma), będących częścią modelu bazowego (Rys. 6.7.1). Analizę MES wykonano w programie Abaqus FEA. Polegała ona na obliczeniu rozkładu temperatury w modelu za pomocą modułu Heat transfer [Abaqus, 2008; Carslaw, 1959; Joel, 1997; Hartnett, 1973; Holman, 1973] oraz warunku brzegowego bazującego na gęstości przepływu strumienia masy, który wymaga stworzenia w modelu domen bryłowych w obszarach przepływu płynów [Abaqus, 2008; Reddy, 1994]. Podejście takie umożliwia zastąpienie tradycyjnych obliczeń CFD obliczeniami z zakresu wymiany ciepła. W tym celu obszar wewnątrz rurek i pomiędzy taśmami chłodzącymi wypełniono elementami bryłowymi (typu solid) tworząc odpowiednio obszar dla domeny powietrza doładowanego i chłodzącego. Do dyskretyzacji układu taśma - rurki - taśma oraz domen powietrza doładowanego i chłodzącego użyto 2 078 186 elementów bryłowych Heat transfer typu DCC3D8. Komponentom układu przypisano wartości materiałowe zgodne z modelem bazowym (Tabela 6.7.1).



Rys. 6.7.1 Model CAD układu taśma - rurki - taśma bez domen płynów

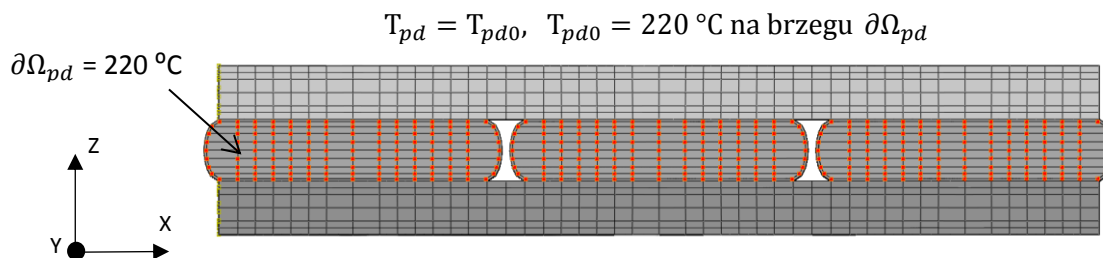
Tabela 6.7.1 Właściwości fizyczne modelu taśma - rurki - taśma

Nr	Obszar obliczeniowy	Materiał	Gęstość ρ [$\frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$]	Moduł Younga E [MPa]	Współczynnik Poissona ν [-]	Rozszerzalność cieplna α [$\frac{10^{-6}}{\text{K}}$]	Przewodność cieplna k [$\frac{\text{W}}{\text{mK}}$]	Ciepło właściwe C_p [$\frac{\text{J}}{\text{kgK}}$]
1	Rurka	Aluminium	2730	70 000	0.33	23.2	237	920
2	Taśma chłodząca	Aluminium	2730	70 000	0.33	23.2	237	920
3	Gorące powietrze doładowane 220 °C	powietrze	1.2	-	-	-	0.040	1012
4	Zimne powietrze chłodzące 20 °C	powietrze	1.2	-	-	-	0.025	1012

Następnie przeprowadzono analizę przewodzenia ciepła Fouriera w stanie ustalonym za pomocą modułu Heat transfer z następującymi warunki brzegowymi, Dirichleta oraz na gęstości przepływu strumienia masy.

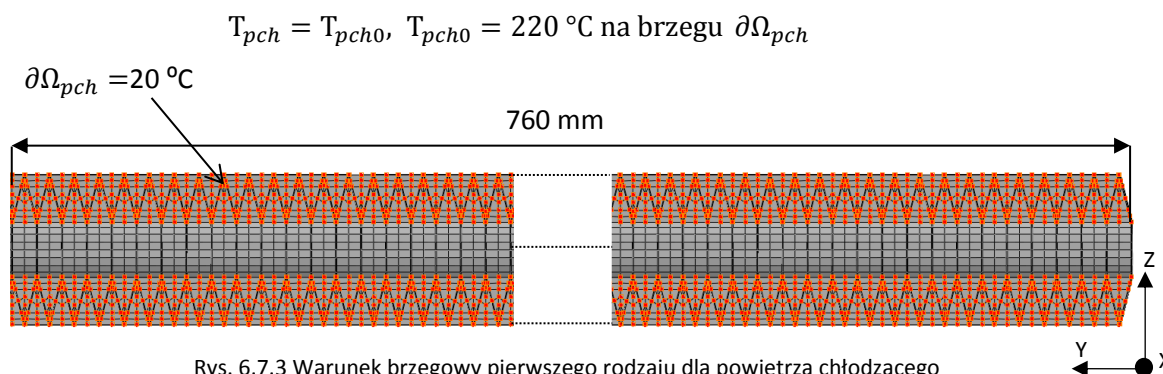
Warunek brzegowy numer 1 - warunek pierwszego rodzaju (Dirichleta)

Temperatura $T_{pd} = 220 \text{ }^\circ\text{C}$ przypisana węzłom domeny powietrza doładowanego znajdującym się na powierzchniach czołowych strony wlotowej (Rys. 6.7.2)



Rys. 6.7.2 Warunek brzegowy pierwszego rodzaju dla powietrza doładowanego

Temperatura $T_{pch} = 20 \text{ }^\circ\text{C}$ przypisana węzłom domeny powietrza chłodzącego znajdującym się na powierzchni czołowej strony wpływu strumienia masy (Rys. 6.7.2).



Rys. 6.7.3 Warunek brzegowy pierwszego rodzaju dla powietrza chłodzącego

Warunek brzegowy numer 2 - gęstość przepływu strumienia masy

Gęstość przepływu strumienia masy \dot{m} obliczana jest ze wzoru:

$$\dot{m} = \frac{\dot{m}}{A} \left[\frac{\text{kg}}{\text{m}^2\text{s}} \right] \quad (6.7.1)$$

gdzie:

\dot{m} – masowe natężenie przepływu (wydatek przepływu) $\left[\frac{\text{kg}}{\text{s}} \right]$, A – pole przekroju $[\text{m}^2]$.

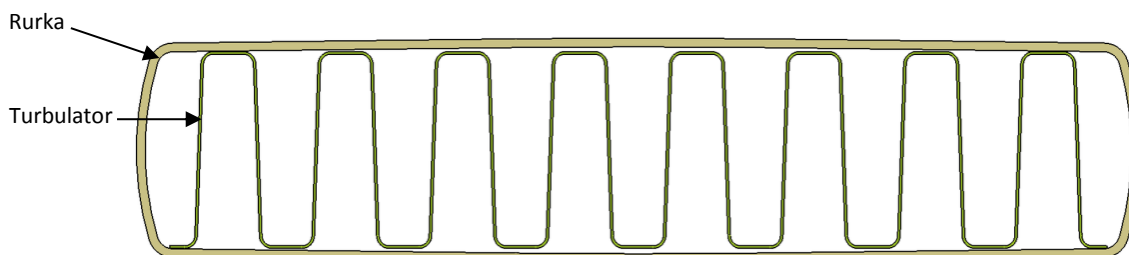
Z kolei masowe natężenie przepływu \dot{m} jest obliczane ze wzoru:

$$\dot{m} = \rho \cdot v \cdot A \left[\frac{\text{kg}}{\text{s}} \right] \quad (6.7.2)$$

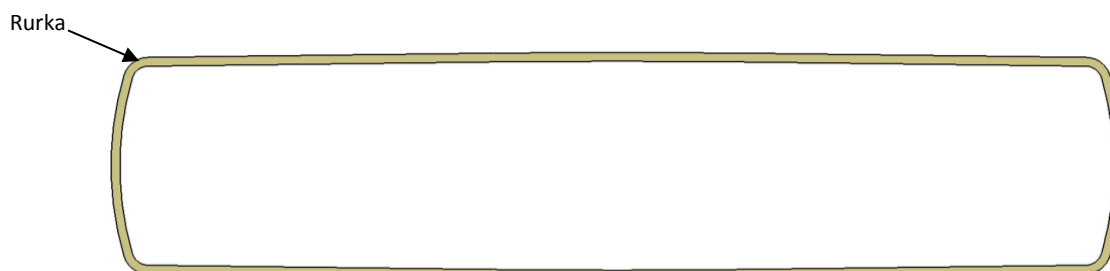
gdzie:

ρ – gęstość powietrza $\left[\frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \right]$, v – prędkość powietrza $\left[\frac{\text{m}}{\text{s}} \right]$, A_t – pole przekroju $[\text{m}^2]$.

Wartość masowego natężenia przepływu powietrza przez chłodnicę powietrza doładowanego jest podawana w specyfikacji testu cykli termicznych. Opracowany model chłodnicy składający się z układu taśm i rurek reprezentuje fragment modelu bazowego, dlatego wartość masowego natężenia przepływu powietrza doładowanego została proporcjonalnie przeliczona. W modelu taśma - rurki - taśma wprowadzono również uproszczenie polegające na kompensacji braku turbulatora w rurce (Rys. 6.7.4 – 6.7.5) przez zmniejszenie wartości masowego natężenia przepływu powietrza doładowanego. W związku z tym obliczoną wartość masowego natężenia przepływu pomnożono przez współczynnik $t = 0.25$ wynikający między innymi z liczby powierzchni wymiany ciepła turbulatora oraz poufnych danych empirycznych.



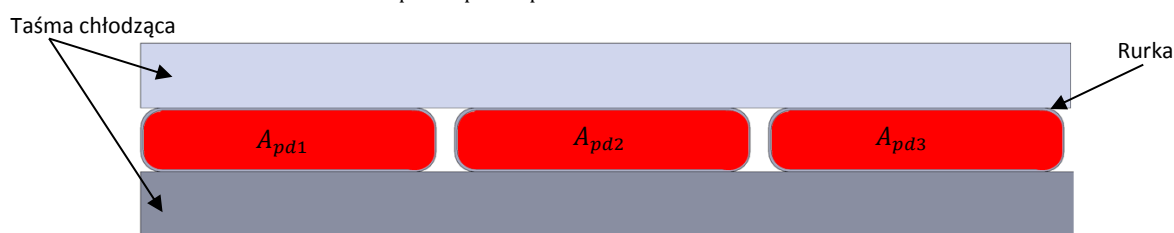
Rys. 6.7.4 Rurka z ośmio-falowym turbulatorem: przekrój w osi y



Rys. 6.7.5 Rurka w modelu MES taśma - rurki - taśma: przekrój w osi y

Gęstość przepływu strumienia masy powietrza przez domenę powietrza doładowanego (Rys. 6.7.6) w osi y wynosi:

$$\dot{m}_{pd} = \frac{t \cdot \dot{m}_{pd}}{A_{pd1} + A_{pd2} + A_{pd3}} = \frac{0.25 \cdot 0.01515}{0.00062} = 6.1 \left[\frac{\text{kg}}{\text{m}^2 \text{s}} \right]. \quad (6.7.3)$$



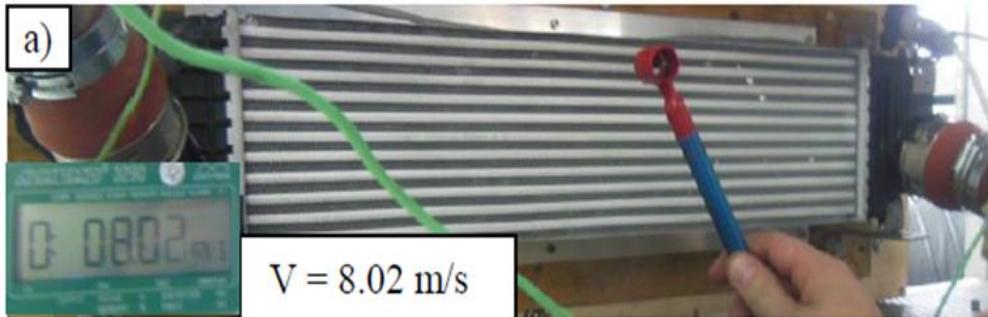
Rys. 6.7.6 Pole powierzchni przekroju rurek

Gęstość przepływu strumienia masy powietrza przez domenę powietrza chłodzącego, przepływająca przez taśmy chłodzące w osi x wynosi:

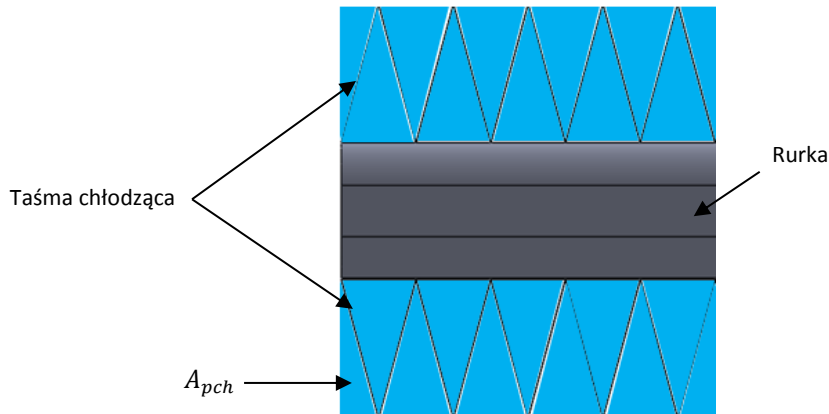
$$\dot{m}_{pch} = \frac{\dot{m}_{pch}}{A_{pch}} = \frac{0.09024}{0.0094} = 9.6 \left[\frac{\text{kg}}{\text{m}^2 \text{s}} \right]. \quad (6.7.4)$$

Naprężenia termiczne w chłodnicach powietrza doładowanego powstające w procesie ich walidacji

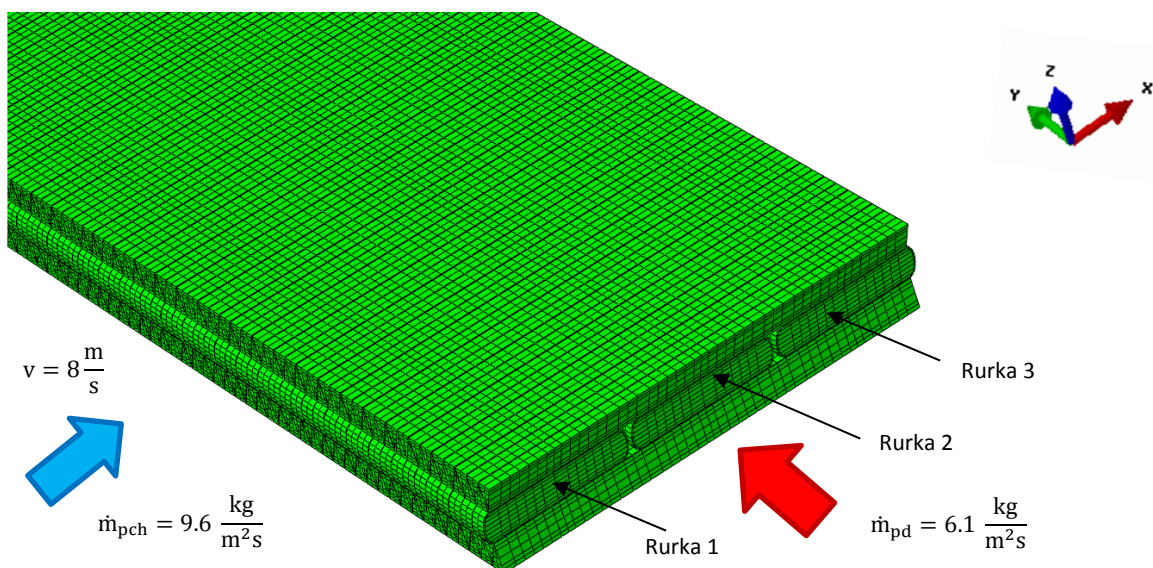
Gęstość przepływu strumienia masy powietrza chłodzącego przez taśmy chłodzące została obliczona według zmierzonej prędkości 8 m/s powietrza chłodzącego podczas testu cykli termicznych (Rys. 6.7.7) oraz powierzchni $A_{pch} = 0.0094 \text{ m}^2$ przez które powietrze wpływa do układu. Fragment tego pola powierzchni zobrazowano niebieskimi trójkątami na rys. 6.7.8. Rysunek 6.7.9 przedstawia przypisane dla modelu gęstości przepływu strumienia masy powietrza doładowanego i chłodzącego.



Rys. 6.7.7 Pomiar prędkości powietrza chłodzącego



Rys. 6.7.8 Fragment obszaru A_{pch}



Rys. 6.7.9 Przypisane wartości gęstości przepływu strumienia masy powietrza doładowanego i powietrza chłodzącego w modelu taśma - rurki - taśma: widok od strony wlotu powietrza doładowanego do rurek

Naprężenia termiczne w chłodnicach powietrza doładowanego powstające w procesie ich walidacji

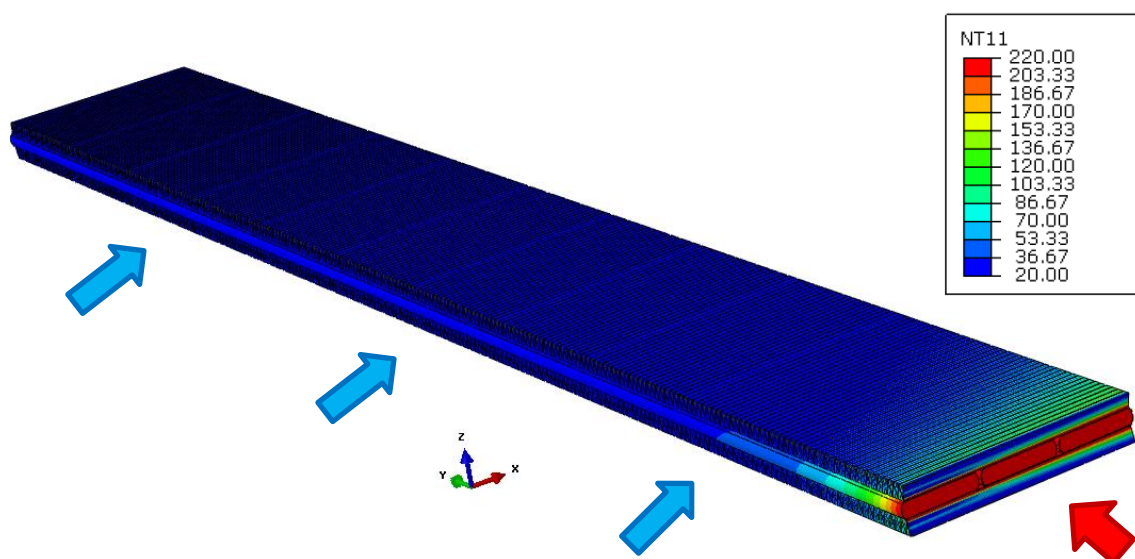
Na pozostałych brzegach przyjęto domyślny warunek na brzegu, czyli zerowy przepływ ciepła przez brzeg w kierunku normalnym (izolacja) będący warunkiem drugiego rodzaju Neumanna:

$$q_s = -\mathbf{n} \cdot k \text{ grad } T = 0 \quad (6.7.5)$$

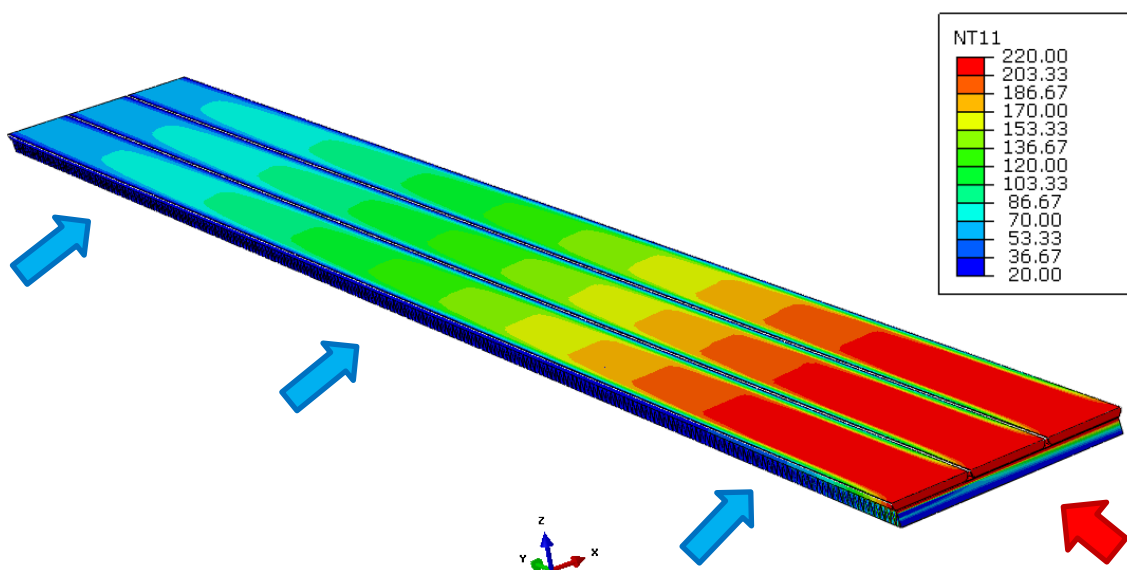
gdzie:

q_s – wektor strumienia ciepła [W], k – współczynnik przewodzenia ciepła $\left[\frac{\text{W}}{\text{mK}}\right]$, T – temperatura [K],
 \mathbf{n} – wektor normalny do brzegu.

W przeprowadzonej analizie zastosowano funkcję programu Abaqus FEA wiążącą ze sobą węzły na powierzchni sąsiadujących obszarów obliczeniowych, w rezultacie czego mają one taką samą wartość temperatury (sprężenie termicznych stopni swobody węzłów) [Anderson, 1982; Banerjee, 1981; Becker, 1992]. Rysunki 6.7.10 – 6.7.31 przedstawiają obliczony rozkład temperatury w modelu układu taśma - rurki - taśma. Legendy przedstawiają wartość temperatury w stopniach °C.

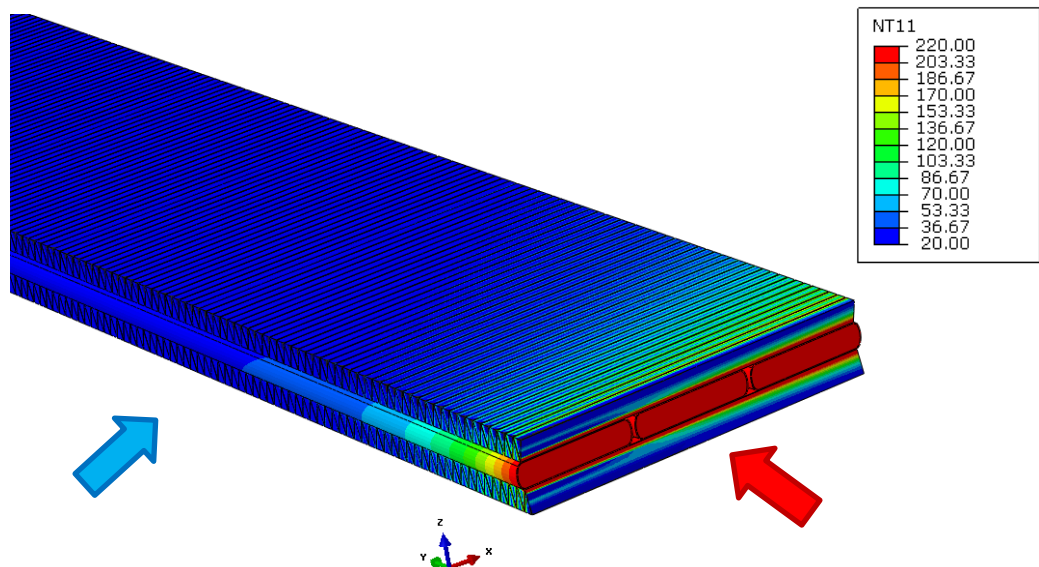


Rys. 6.7.10 Wynik rozkładu temperatury: rzut aksonometryczny

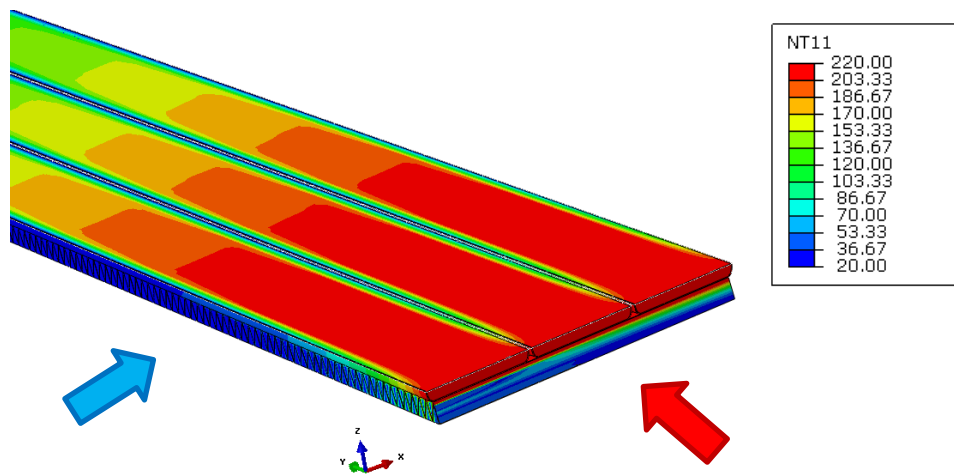


Rys. 6.7.11 Wynik rozkładu temperatury: przekrój w płaszczyźnie XY przez środek rurek

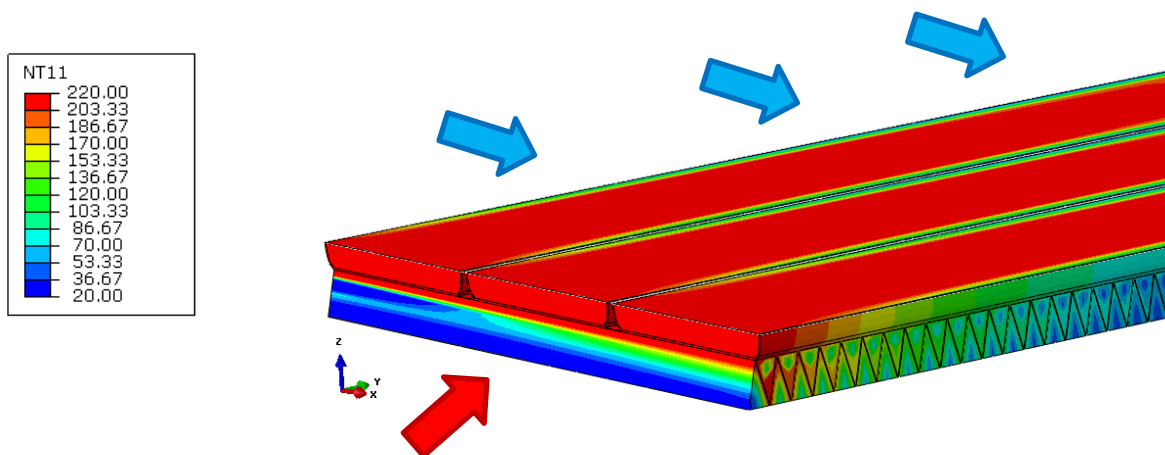
Naprężenia termiczne w chłodnicach powietrza
doładowanego powstające w procesie ich walidacji



Rys. 6.7.12 Wynik rozkładu temperatury: strona wlotowa rurek

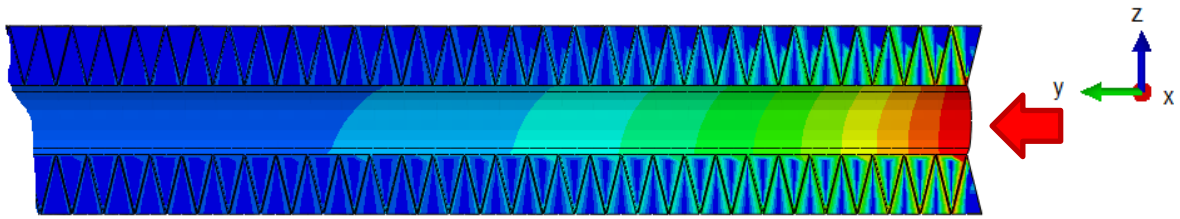


Rys. 6.7.13 Wynik rozkładu temperatury: przekrój strony wlotowej w płaszczyźnie XY przez środek rurek,
strona wlotu powietrza chłodzącego

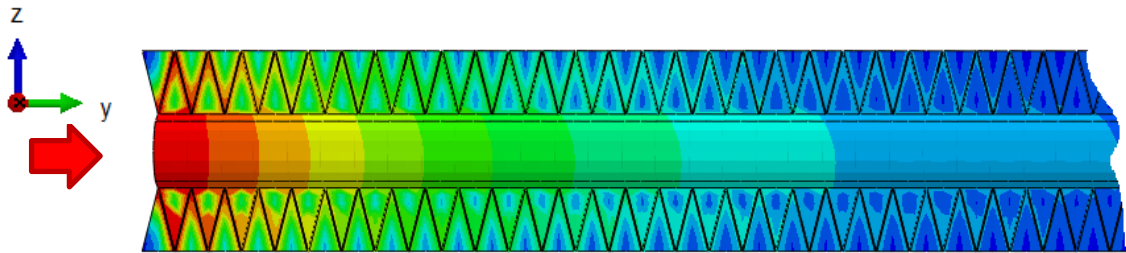


Rys. 6.7.14 Wynik rozkładu temperatury: przekrój strony wlotowej w płaszczyźnie XY przez środek rurek,
strona wylotu powietrza chłodzącego

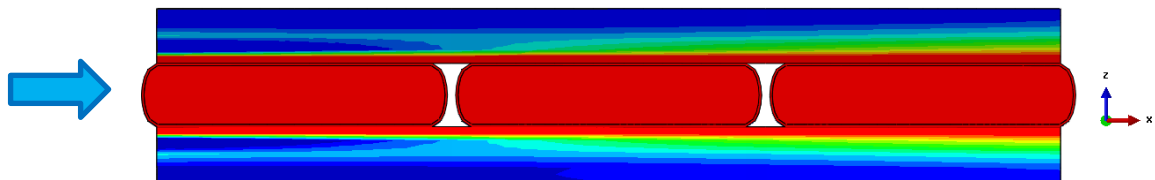
Naprężenia termiczne w chłodnicach powietrza
doładowanego powstające w procesie ich walidacji



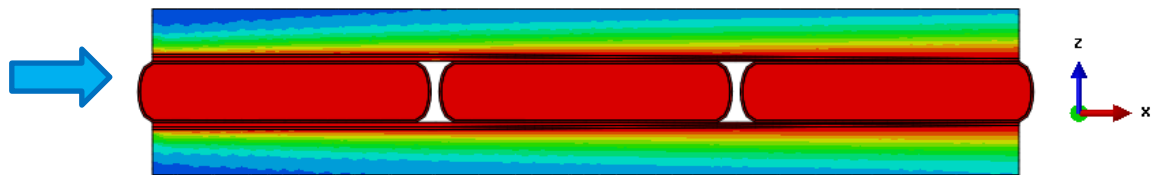
Rys. 6.7.15 Wynik rozkładu temperatury: strona wlotu powietrza chłodzącego, wlot powietrza doładowanego



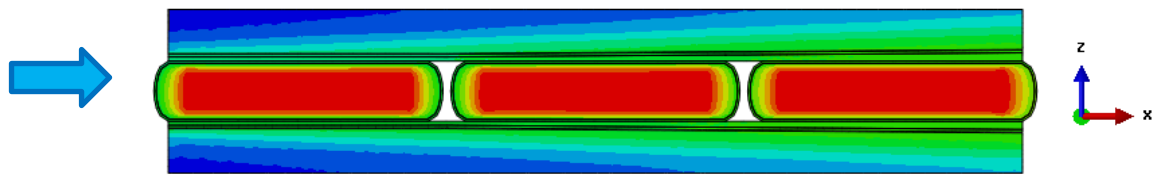
Rys. 6.7.16 Wynik rozkładu temperatury: strona wylotu powietrza chłodzącego, wlot powietrza doładowanego



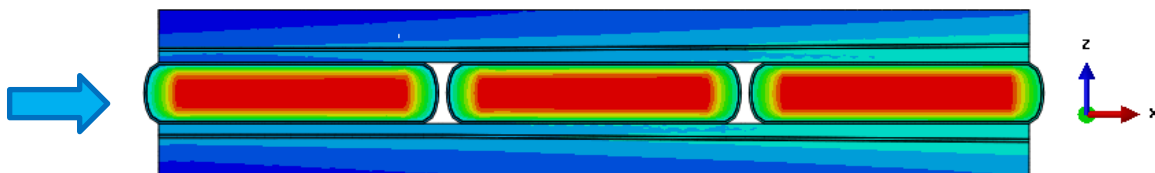
Rys. 6.7.17 Rozkład temperatury strony wlotowej rurek w płaszczyźnie XZ



Rys. 6.7.18 Rozkład temperatury w przekroju XZ w odległości 5 mm od strony wlotowej rurek

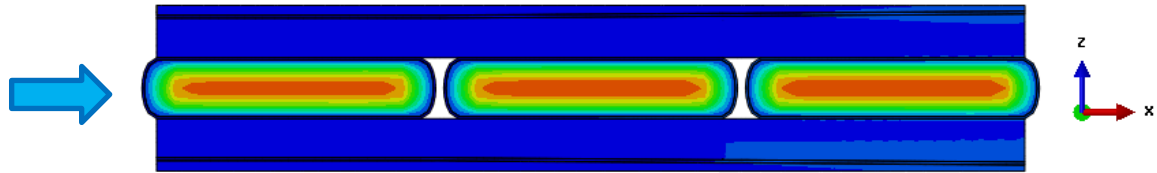


Rys. 6.7.19 Rozkład temperatury w przekroju XZ w odległości 25 mm od strony wlotowej rurek

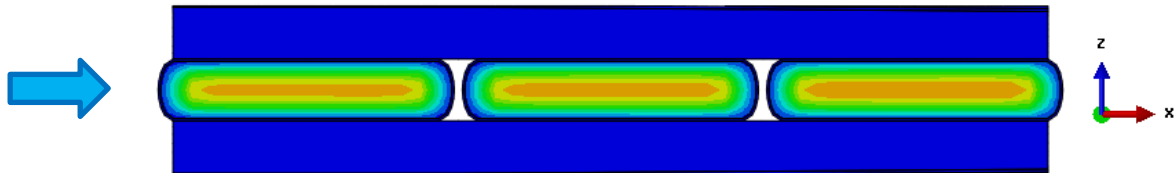


Rys. 6.7.20 Rozkład temperatury w przekroju XZ w odległości 50 mm od strony wlotowej rurek

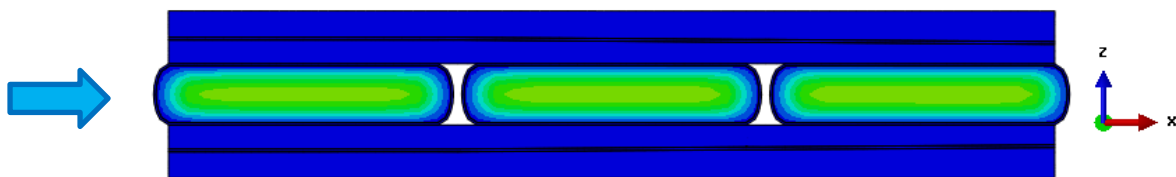
Naprężenia termiczne w chłodnicach powietrza
doładowanego powstające w procesie ich walidacji



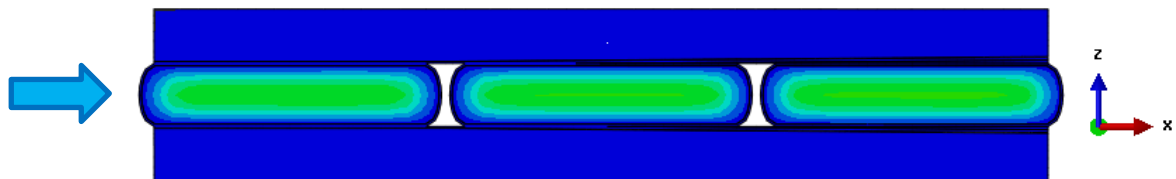
Rys. 6.7.21 Rozkład temperatury w przekroju XZ w odległości 150 mm od strony wlotowej rurek



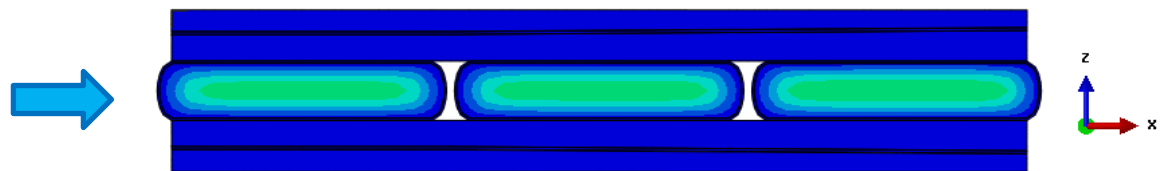
Rys. 6.7.22 Rozkład temperatury w przekroju XZ w odległości 200 mm od strony wlotowej rurek



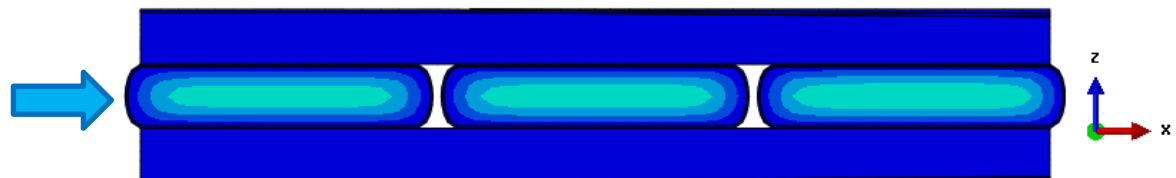
Rys. 6.7.23 Rozkład temperatury w przekroju XZ w odległości 300 mm od strony wlotowej rurek



Rys. 6.7.24 Rozkład temperatury w przekroju XZ w odległości 400 mm od strony wlotowej rurek



Rys. 6.7.25 Rozkład temperatury w przekroju XZ w odległości 500 mm od strony wlotowej rurek, wylot modelu bazowego

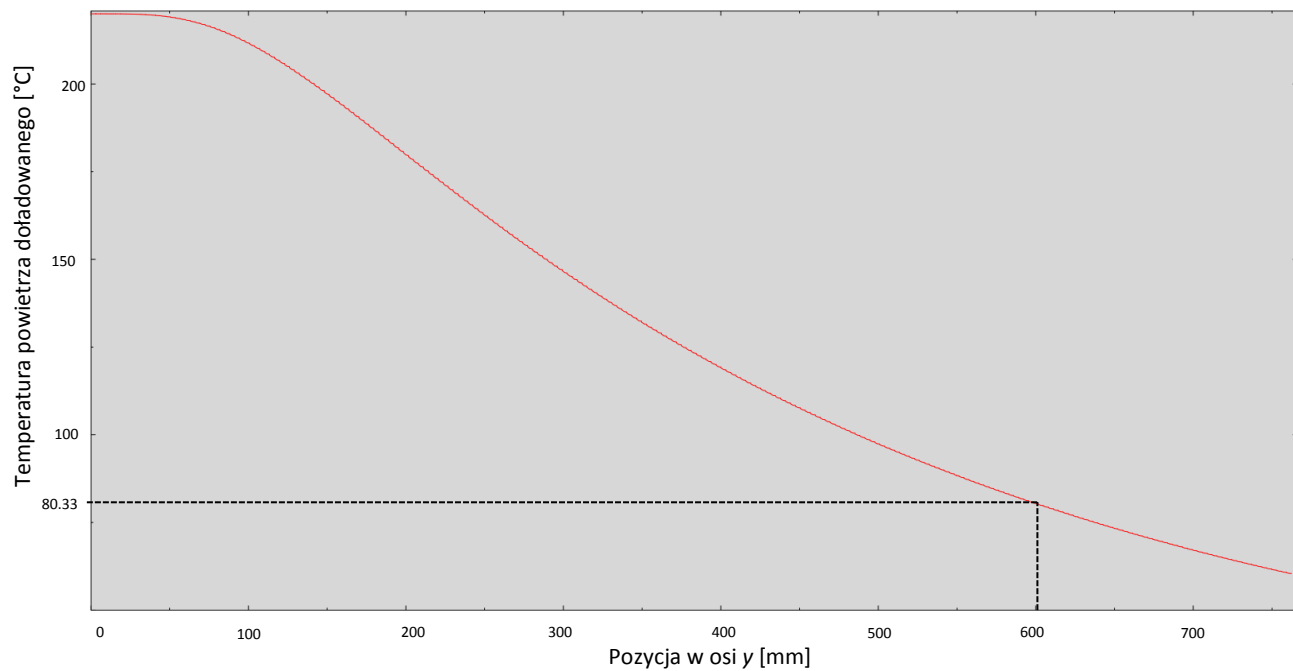


Rys. 6.7.26 Rozkład temperatury w przekroju XZ w odległości 600 mm od strony wlotowej rurek, wylot modelu bazowego

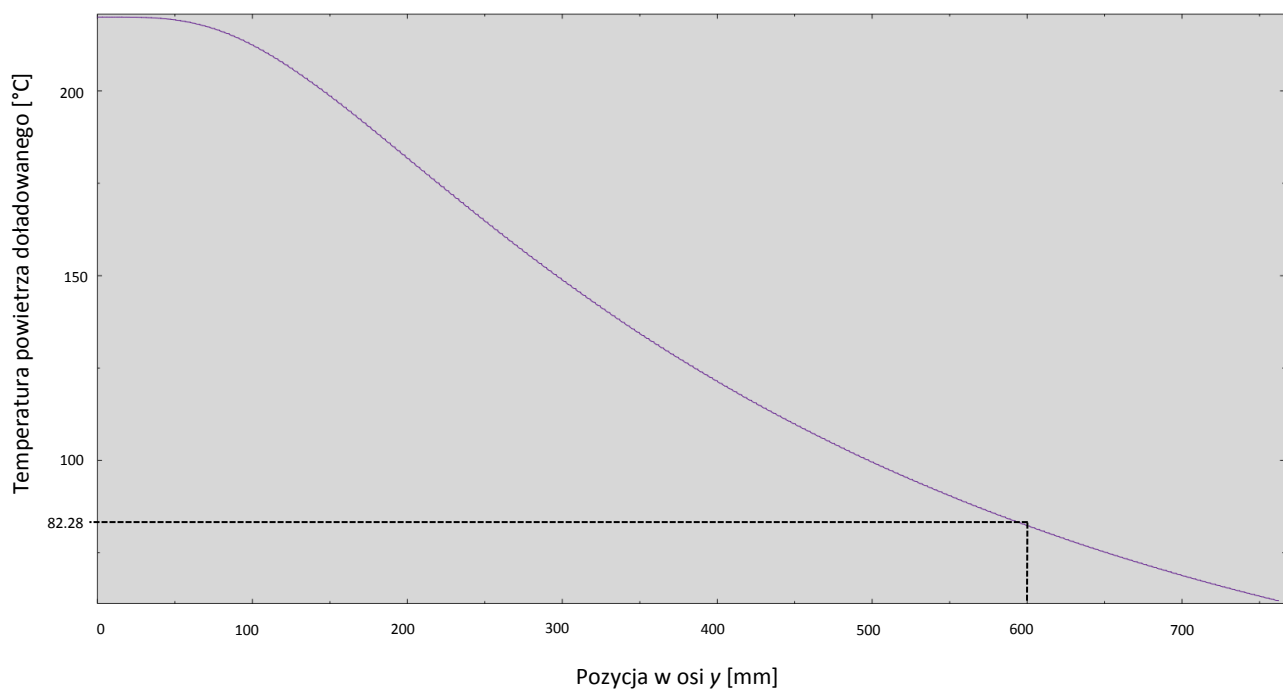


Rys. 6.7.27 Rozkład temperatury w przekroju XZ w odległości 760 mm od strony wlotowej rurek

Naprężenia termiczne w chłodnicach powietrza doładowanego powstające w procesie ich walidacji

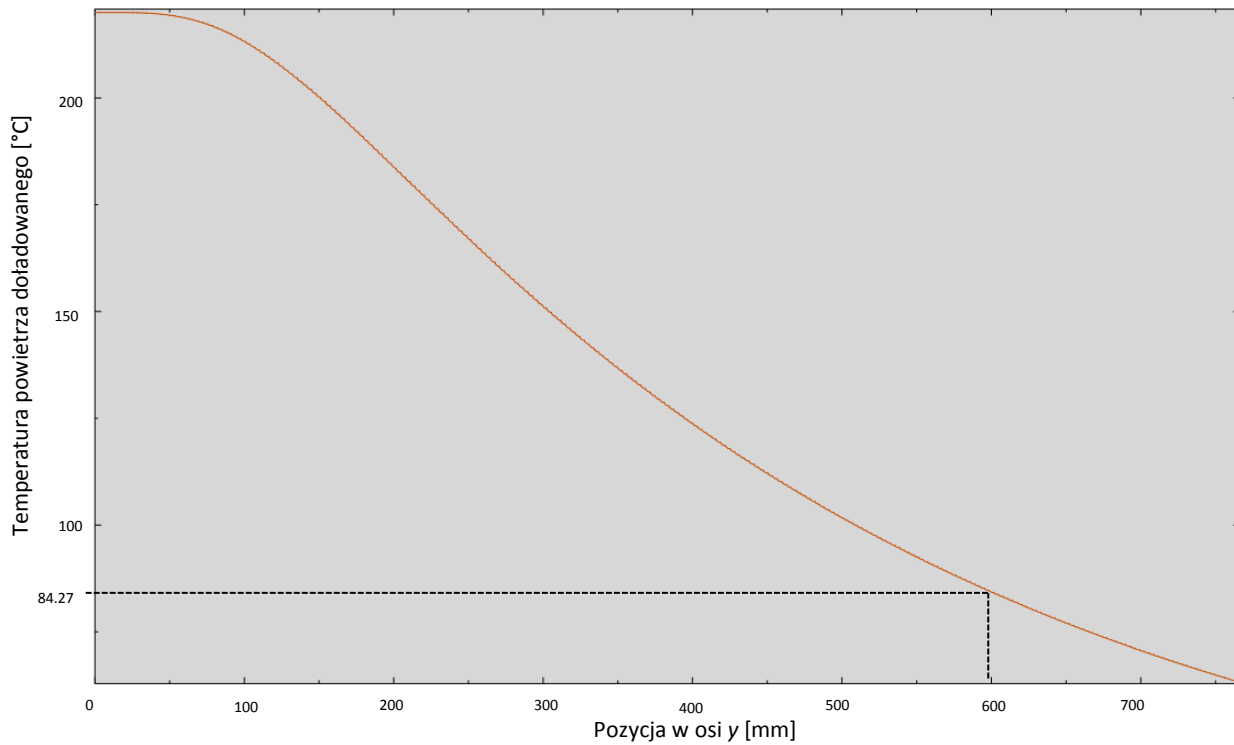


Rys. 6.7.28 Rozkład temperatury w środku rurki numer 1 w osi y

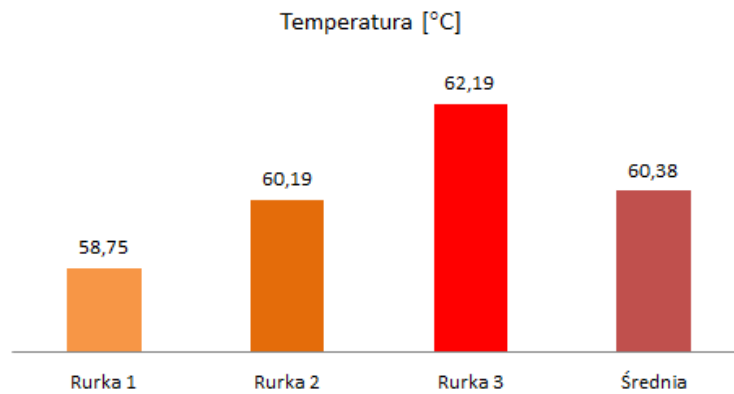


Rys. 6.7.29 Rozkład temperatury w środku rurki numer 2 w osi y

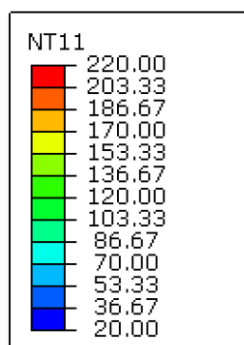
Naprężenia termiczne w chłodnicach powietrza
doładowanego powstające w procesie ich walidacji



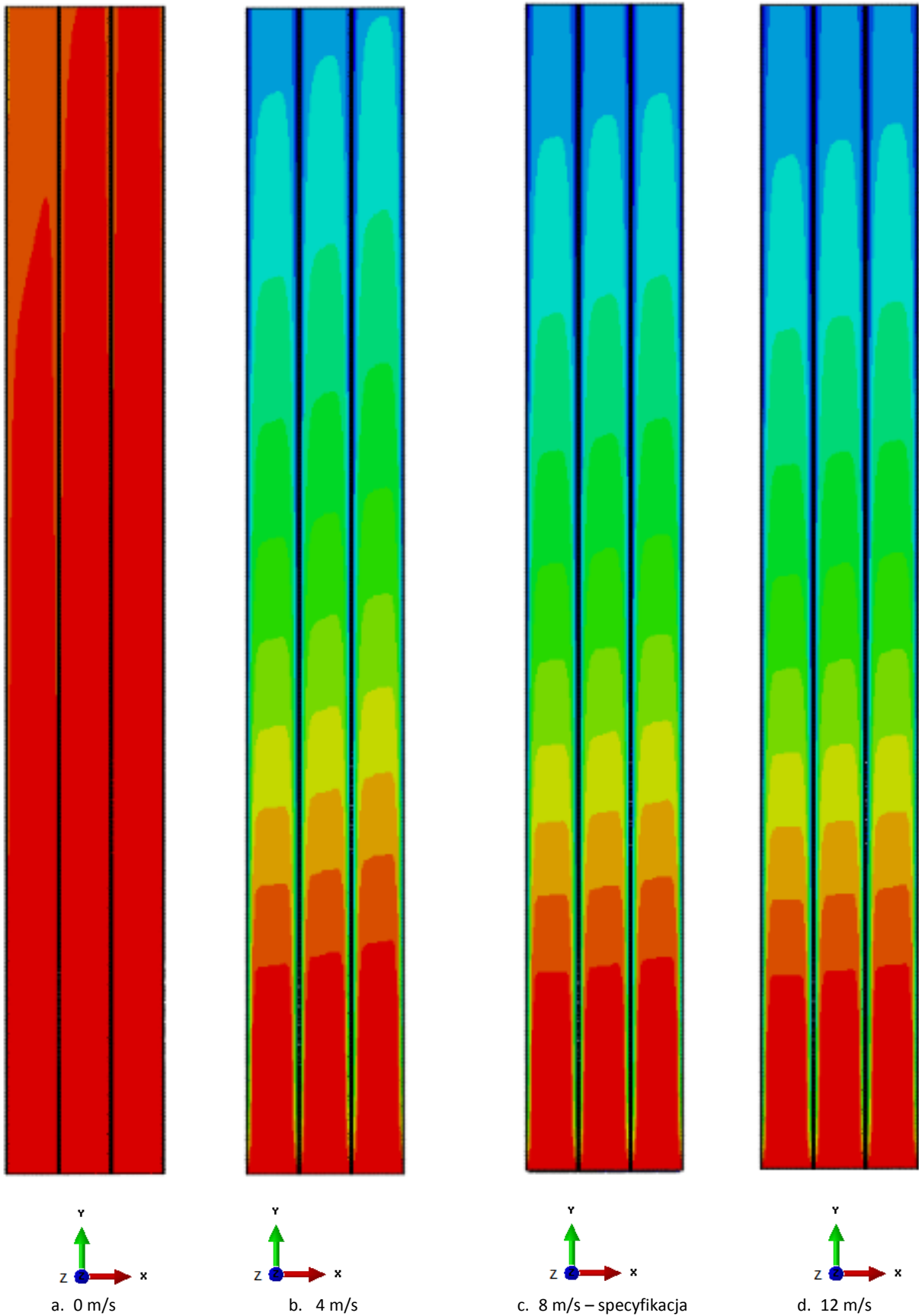
Rys. 6.7.30 Rozkład temperatury w środku rurki numer 3 w osi y



Rys. 6.7.31 Temperatura powietrza doładowanego w przekroju XZ rurek w odległości 600 mm od wlotu

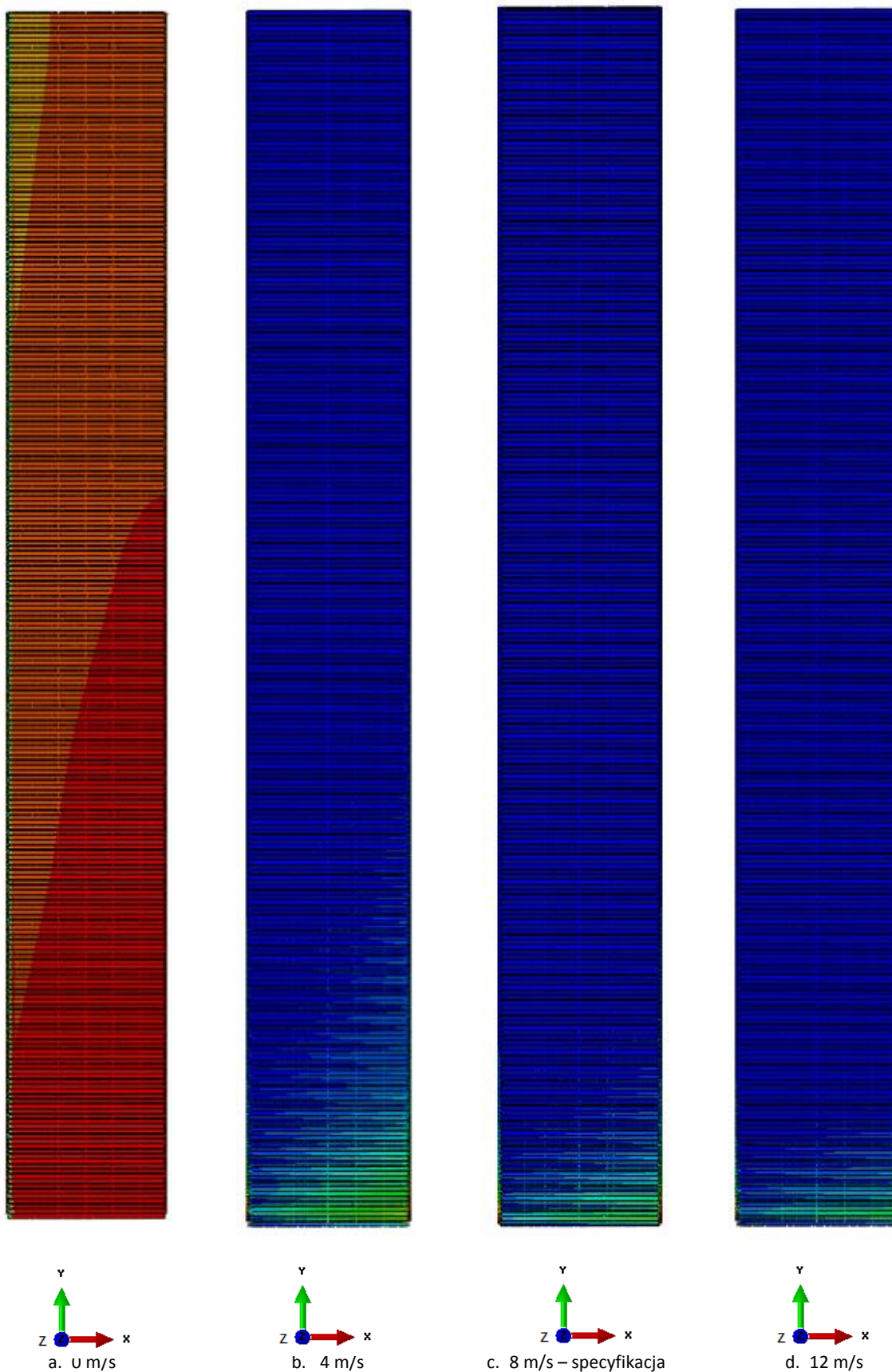


Rys. 6.7.32a Wpływ prędkości powietrza chłodzącego na temperaturę powietrza doładowanego:
przekrój w płaszczyźnie XY przez środek rurek – Legenda



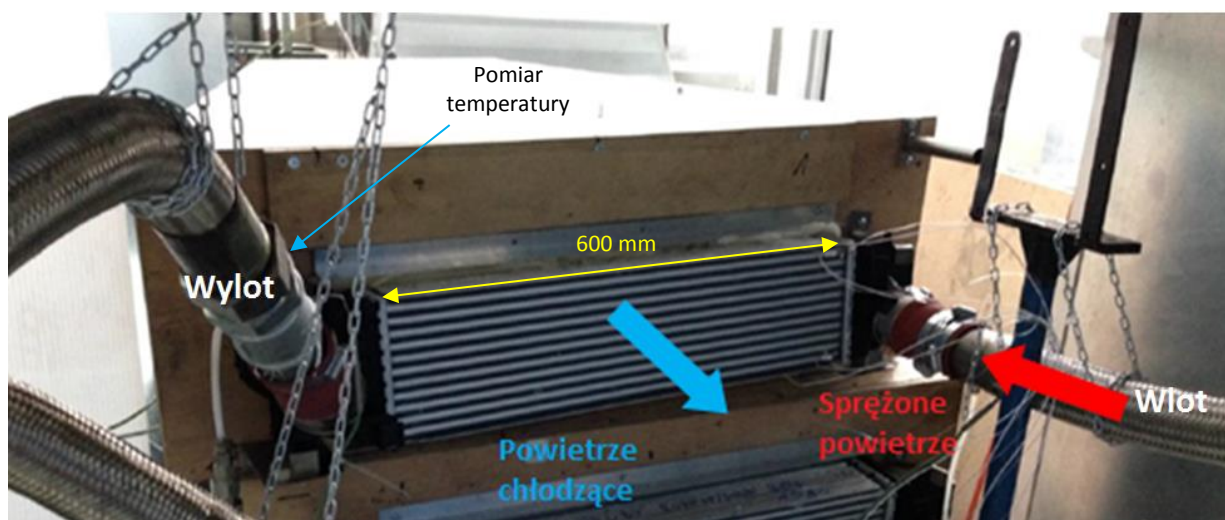
Rys. 6.7.32b Wpływ prędkości powietrza chłodzącego na temperaturę powietrza doładowanego:
przekrój w płaszczyźnie XY przez środek rurek

Naprężenia termiczne w chłodnicach powietrza
doładowanego powstające w procesie ich walidacji



Rys. 6.7.32c Wpływ prędkości powietrza chłodzącego na temperaturę powietrza doładowanego:
widok z góry

Wykresy na rysunkach 6.7.28 – 6.7.30 przedstawiają rozkład temperatury w środku domeny powietrza doładowanego, wzdłuż osi y dla poszczególnych rurek. Jak widać na podstawie wykresów, rozkład temperatury powietrza doładowanego ma charakter zbliżony do liniowego. Na wykresach zaznaczono również temperaturę powietrza doładowanego na odcinku 600 mm, odzwierciedlającą długość rurek w modelu bazowym. Temperatura medium osiągnęła tu wartość $80.33\text{ }^{\circ}\text{C}$ dla rurki 1, $82.28\text{ }^{\circ}\text{C}$ dla rurki 2 oraz $84.27\text{ }^{\circ}\text{C}$ dla rurki 3. Jednak należy zauważyć, że jest to pomiar wykonany w samym środku domeny powietrza doładowanego. Rysunek 6.7.31 przedstawia średnią wartość temperatury w przekrojach poszczególnych rurek również w odległości 600 mm od wlotu powietrza doładowanego. Średnia temperatura powietrza doładowanego w rurce numer 1 znajdującej od strony wlotu powietrza chłodzącego jest niższa od temperatury rurki numer 2 o $1.44\text{ }^{\circ}\text{C}$ i o $3.44\text{ }^{\circ}\text{C}$ niższa od rurki numer 3. Z kolei średnia wartość temperatury wszystkich trzech rurek 1, 2, 3 wyniosła $60.38\text{ }^{\circ}\text{C}$. Specyfikacja testu cykli termicznych wymaga by temperatura nie przekroczyła $60\text{ }^{\circ}\text{C}$ na przyłączy rurki zbiornika wylotowego, gdzie powietrze wypływające z rurek miesza się. Ponieważ wartość temperatury powietrza doładowanego $60.38\text{ }^{\circ}\text{C}$ została obliczona dla odległości 600 mm rurki można założyć, że temperatura powietrza po przepłynięciu najpierw przez układ zbiornika wylotowego a następnie przez układ węża z zamocowaną termoparą spadnie poniżej wartości $60\text{ }^{\circ}\text{C}$ (Rys. 6.7.33). Opracowany model w tym kontekście w pełni zatem oddaje warunki panujące zarówno w modelu bazowym, jak i w rzeczywistości.

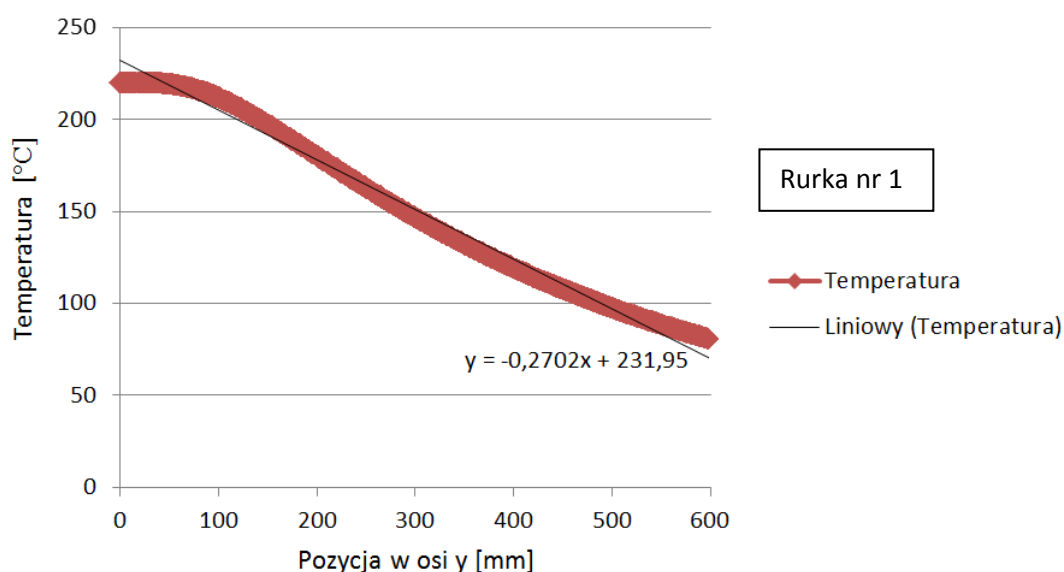


Rys. 6.7.33 Miejsca pomiaru temperatury powietrza doładowanego

Można natomiast zauważyć, że obliczony rozkład temperatury w ściankach rurek nie zmienia się proporcjonalnie wraz z temperaturą powietrza doładowanego. Wynika to z zastosowanych uproszczeń dla tak zdefiniowanego modelu. Polegających na kompensacji obecności turbulatora poprzez zmniejszenie przepływu powietrza doładowanego oraz braku żaluzji w taśmach chłodzących, których to głównym zadaniem jest odbiór ciepła z powietrza doładowanego. Problem dyskretyzacji żaluzji taśm chłodzących przedstawiono w podrozdziale 7.1. Pomińcie, żaluzji w modelu bazowym było możliwe dzięki braku domen płynów i stosowaniu uproszczenia polegającego na liniowym rozkładzie temperatury w rurkach. W przypadku modelu taśma - rurka - taśma efekt chłodzenia rurek jest zbyt intensywny, aby odwzorować również liniową charakterystykę rozkładu temperatury w ściankach rurek. Symulacja wykazała natomiast wpływ powietrza chłodzącego na różnice temperatur ścianek rurek. Temperatura ścianki rurki numer 1 znajdującej od strony działania

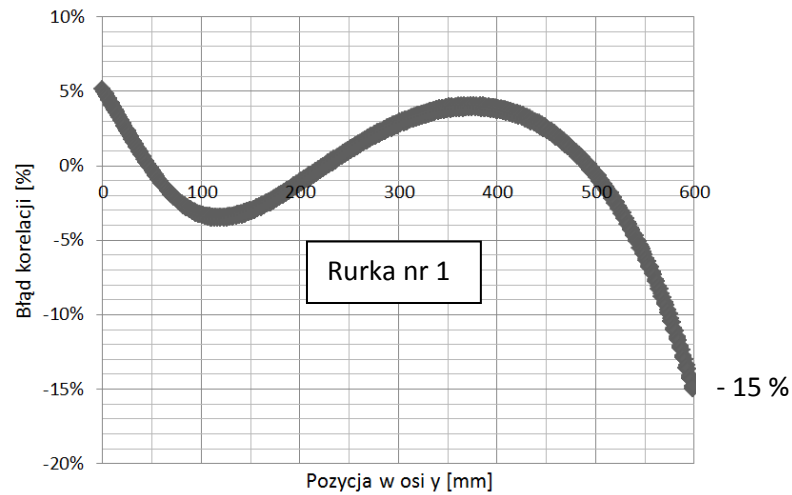
powietrza chłodzącego jest niższa od temperatury zewnętrznej ścianki rurki numer 3, tak jak pokazały to wyniki z pomiaru temperatury z przeprowadzonych badań doświadczalnych przedstawionych w rozdziale ósmym. Dla modelu taśma - rurki - taśma w celu jego weryfikacji sprawdzono również wpływ zmiany prędkości powietrza chłodzącego na rozkład temperatury. Rysunki 6.7.32a – 6.7.32c przedstawiają wpływ prędkości powietrza chłodzącego na rozkład temperatury w modelu. Jak widać z rysunków wraz ze wzrostem prędkości przepływu powietrza chłodzącego zmniejsza się temperatura powietrza doładowanego na wylocie układu. Poprawność uzyskanego rozkładu temperatury w modelu taśma - rurki - taśma dla prędkości przepływu powietrza chłodzącego równej zero potwierdza pomiar temperatury rurek wykonany dla innej chłodnicy powietrza doładowanego podczas testu cykli termicznych, gdzie rdzeń chłodnicy nie był chłodzony powietrzem zewnętrznym. Podczas tego pomiaru zaobserwowano, że brak chłodzenia rdzenia skutkuje schłodzeniem powietrza doładowanego w rurkach maksymalnie do około 88 % wartości początkowej temperatury. Jedyną akceptowalną prędkością powietrza chłodzącego przez producenta samochodów do którego chłodnica powietrza doładowanego będzie dostarczana jest prędkość 8 m/s, dlatego to ona była głównym wyznacznikiem do budowy modelu. Na rys. 6.7.34 – 6.7.39 przedstawiono regresje liniową oraz jej błąd korelacji dla obliczonego rozkładu temperatury powietrza doładowanego w rurkach. Obliczona wartość błęd korelacji na odcinku rurek od 0 do 550 mm wyniosła od 5 – 6 % do - 5 %. Wartość błęd na odcinku 550 – 600 mm reprezentującym stroną wylotową rurki (brak problemów wytrzymałościowych) wyniosła od - 15 % do - 11 %. Można zatem stwierdzić, że tak opracowany model komputerowy jest prawidłowy.

Podsumowując, w modelach bazowych można stosować uproszczenie polegającym na obliczaniu rozkładu temperatury w rurkach na podstawie funkcji liniowych pomiędzy stroną wlotową a wylotową o zadanych temperaturach. Stosowanie metodyki przedstawionej w modelu taśma - rurki - taśma skutkuje znaczącym wzrostem czasu obliczeń w związku z koniecznością stosowania domen powietrza, pracy wyłącznie na elementach bryłowych, których wymaga rozważana analiza oraz kompletnej geometrii komponentów chłodnicy. Należy jednak pamiętać, że celem wykonywanych symulacji nie jest pełne odwzorowanie transferu ciepła a stworzenie modelu komputerowego, który odwzoruje uszkodzenie termomechaniczne w konstrukcji chłodnicy a następnie posłuży do poprawy jej wytrzymałości.

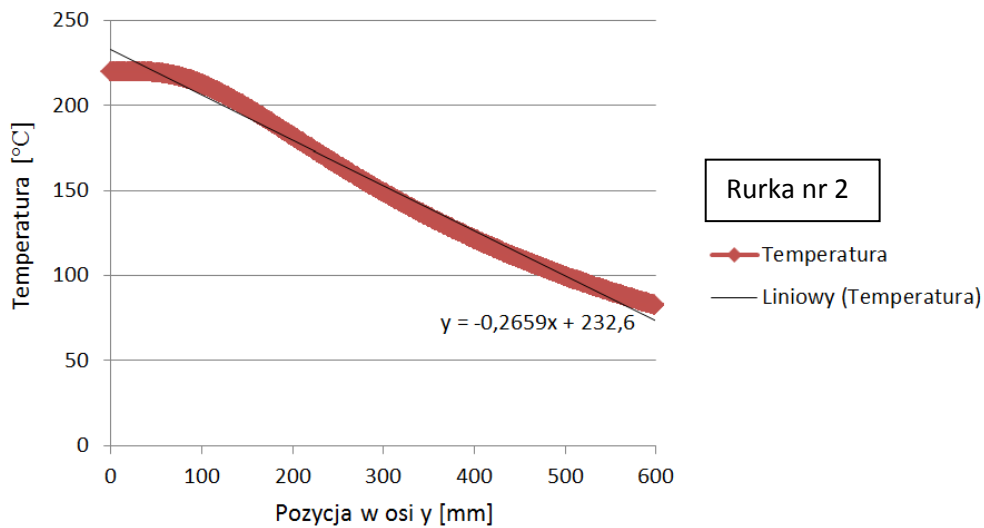


Rys. 6.7.34 Regresja liniowa dla rozkładu temperatury powietrza doładowanego w rurce nr 1

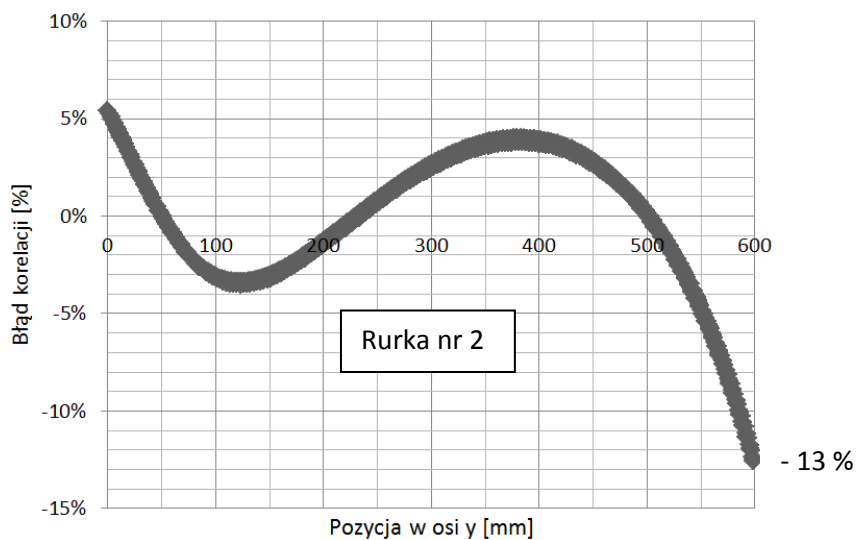
Naprężenia termiczne w chłodnicach powietrza doładowanego powstające w procesie ich walidacji



Rys. 6.7.35 Błąd korelacji regresji liniowej z obliczonym rozkładem temperatury powietrza doładowanego w rurce nr 1

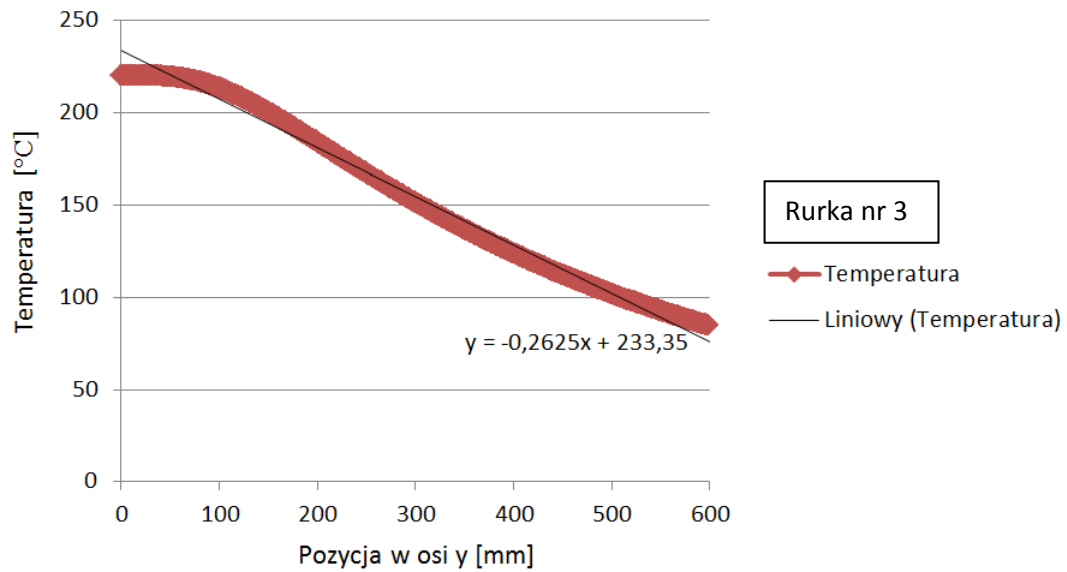


Rys. 6.7.36 Regresja liniowa dla rozkładu temperatury powietrza doładowanego w rurce nr 2

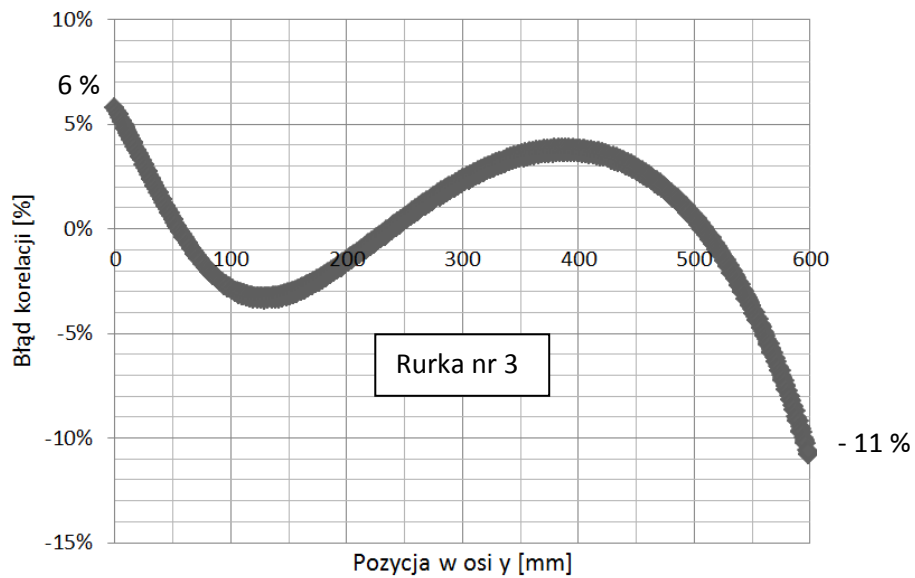


Rys. 6.7.37 Błąd korelacji regresji liniowej z obliczonym rozkładem temperatury powietrza doładowanego w rurce nr 2

Naprężenia termiczne w chłodnicach powietrza
doładowanego powstające w procesie ich walidacji



Rys. 6.7.38 Regresja liniowa dla rozkładu temperatury powietrza doładowanego w rurce nr 3

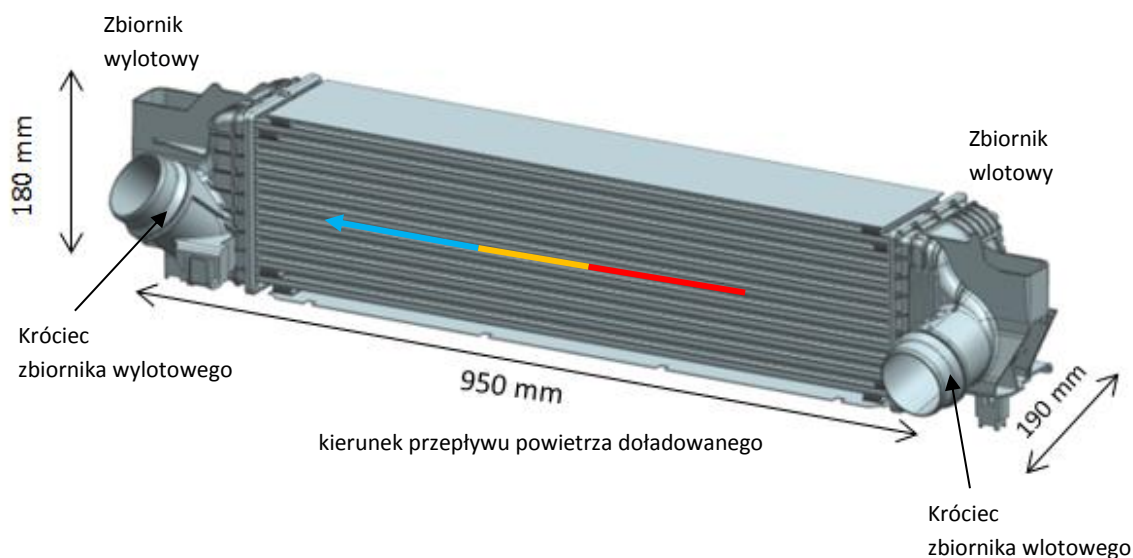


Rys. 6.7.39 Błąd korelacji regresji liniowej z obliczonym rozkładem temperatury powietrza doładowanego w rurce nr 3

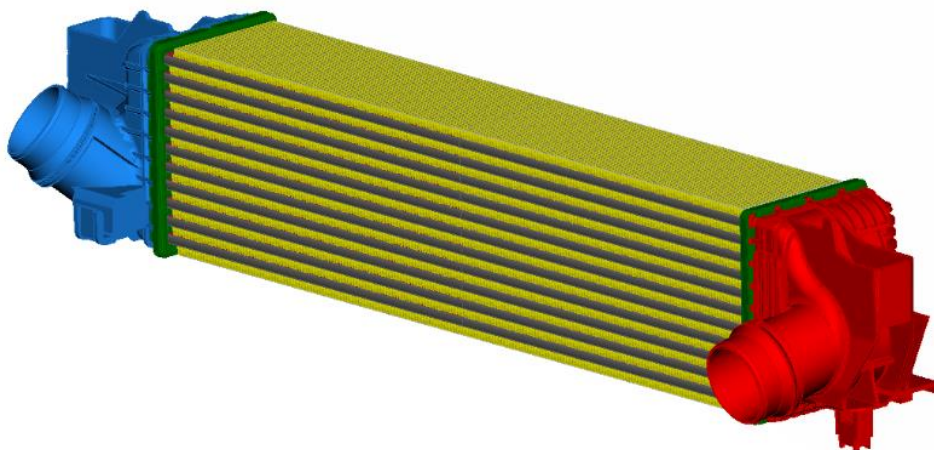
7. SYMULACJE TESTOWE I WALIDACJA MODELU

7.1. Model przestrzenny obiektu

Na rysunku 7.1.1 został przedstawiony model przestrzenny CAD analizowanej chłodnicy powietrza doładowanego wykonany w oprogramowaniu NX firmy Siemens PLM Software. Natomiast rysunek 7.1.2 przedstawia odpowiadający mu model MES. Uproszczenie modelu chłodnicy powietrza doładowanego w pierwszej fazie polegały na zastąpieniu elementów bryłowych rdzenia elementami powłokowymi. Rurka, turbulator, obejma i taśma chłodząca w analizie została założona jako elementy powłokowe. Kolejna faza uproszczenia modelu polegała na zlikwidowaniu wszelkich elementów nie mających wpływu na wartości otrzymanych wyników, ale mogące jednocześnie zakłócić otrzymany obraz symulacji. W związku z tym usunięto wszelkie zbędne ostre krawędzie, nieciągłości modelu, fazowania oraz promienie. Z modelu wyeliminowano również wszelkie identyfikatory świadczące o dacie wtrysku i numerach rewizji rysunków zbiorników.

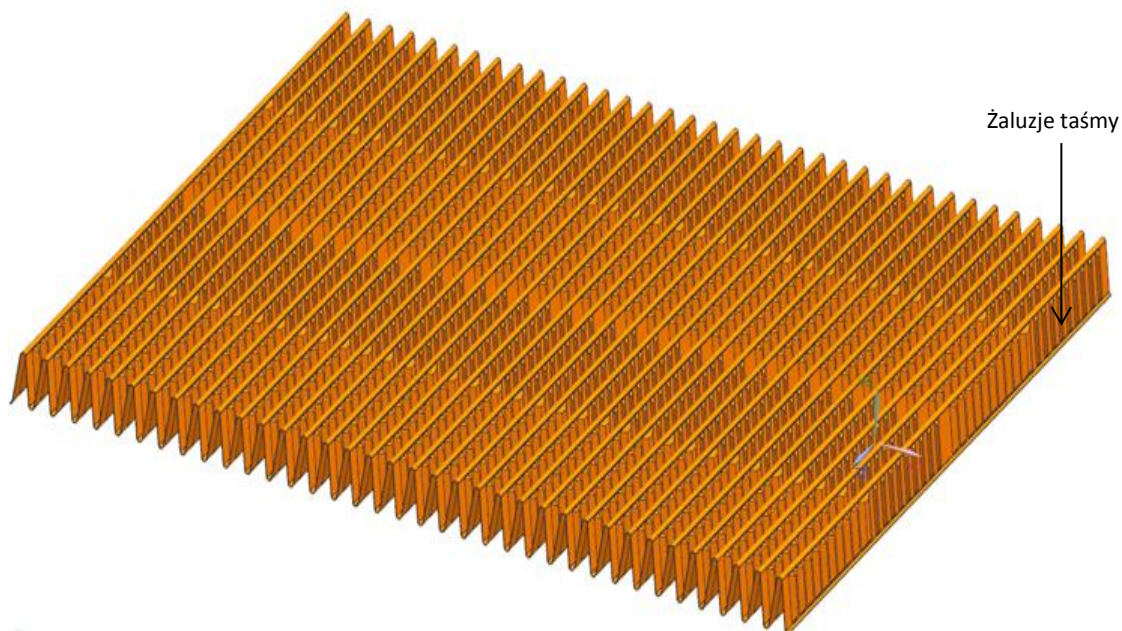


Rys. 7.1.1 Model CAD analizowanej chłodnicy powietrza doładowanego

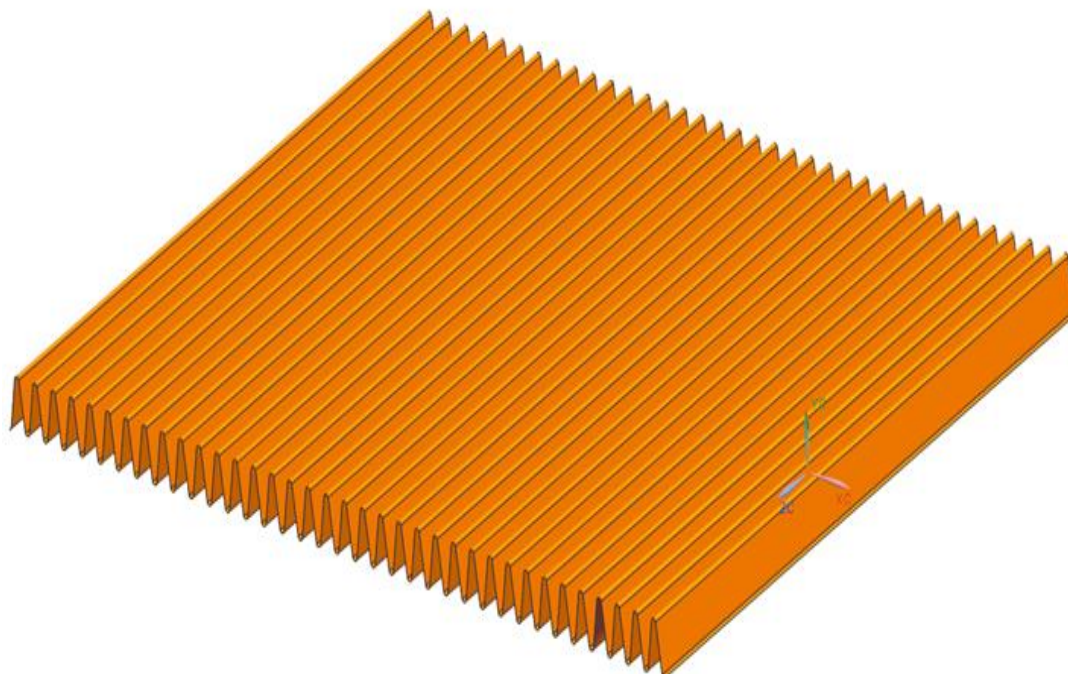


Rys. 7.1.2 Model MES analizowanej chłodnicy powietrza doładowanego

Rysunki 7.1.3 i 7.1.4 przedstawiają odpowiednio fragment modelu CAD taśmy chłodzącej przed i po uproszczeniu. Zastosowanie uproszczenia polegało na usunięciu żaluzji znajdujące się na każdej stronie fali taśmy. Żaluzje z taśmy chłodzącej zostały usunięte, ponieważ bardzo skomplikowały by proces dyskretyzacji i drastycznie zwiększyłyby czas obliczeń.



Rys. 7.1.3 Model taśmy chłodzącej przed uproszczeniem z żaluzjami



Rys. 7.1.4 Model taśmy chłodzącej po uproszczeniu bez żaluzji

7.2. Analiza zależności fizycznych

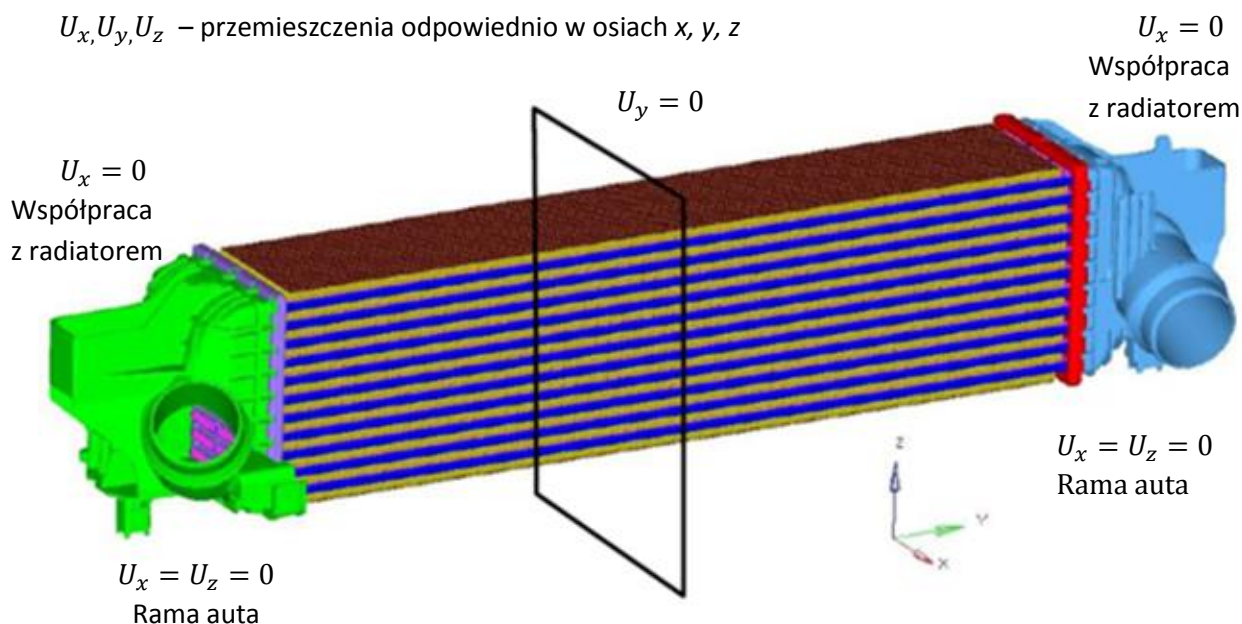
W przeprowadzonej symulacji komputerowej dla wszystkich komponentów wchodzących w skład chłodnicy powietrza doładowanego przyjęto właściwości materiałowe na podstawie empirycznie uzyskanych i interpolowanych danych, zarówno tych pozyskanych od dostawców danego materiału jak i danych z własnych opracowań. W tabeli 7.2.1 znajduje się lista komponentów, które tworzą opracowany model komputerowy chłodnicy powietrza doładowanego wraz z rodzajem użytego do ich budowy materiału oraz jego własnościami fizycznymi, odpowiadającymi założonej w analizie temperaturze pracy. W przeprowadzonej symulacji komputerowej testu cykli termicznych jako uproszczenie przyjęto stałą wartość właściwości termicznych komponentów chłodnicy powietrza doładowanego. Dostęp do szczegółowych danych materiałowych danego komponentu chłodnicy jak i odpowiednia interpolacja tych wartości na podstawie przeprowadzonych obliczeń testów pozwala na uzyskanie precyzyjnych wyników analizy.

Tabela 7.2.1 Własności fizyczne komponentów chłodnicy powietrza doładowanego

Komponent			Własności fizyczne [jednostka]				
Nr	Nazwa	Materiał	Gęstość ρ [$\frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$]	Moduł Younga E [MPa]	Współczynnik Poissona ν [-]	Przewodność cieplna k [$\frac{\text{W}}{\text{mK}}$]	Rozszerzalność cieplna α [$\frac{10^{-6}}{\text{K}}$]
1	Zbiornik wlotowy	PA46-GF40	1510	6 700	0.35	0.35	50.0
2	Zbiornik wylotowy	PA66 GF35	1410	3 500	0.35	0.35	65.0
3	Płyta sitowa	0370-O	2700	57 000	0.33	237	23.4
4	Taśma chłodząca	HF311-H16	2730	70 000	0.33	237	23.2
5	Obejma	AA3003-O	2730	70 000	0.33	237	23.2
6	Rurka	FA7805-H24	2730	70 000	0.33	237	23.2
7	Turbulator	AA3003-H18	2670	70 000	0.33	237	24.4

7.3. Wstępna symulacja pól odkształceń i naprężeń

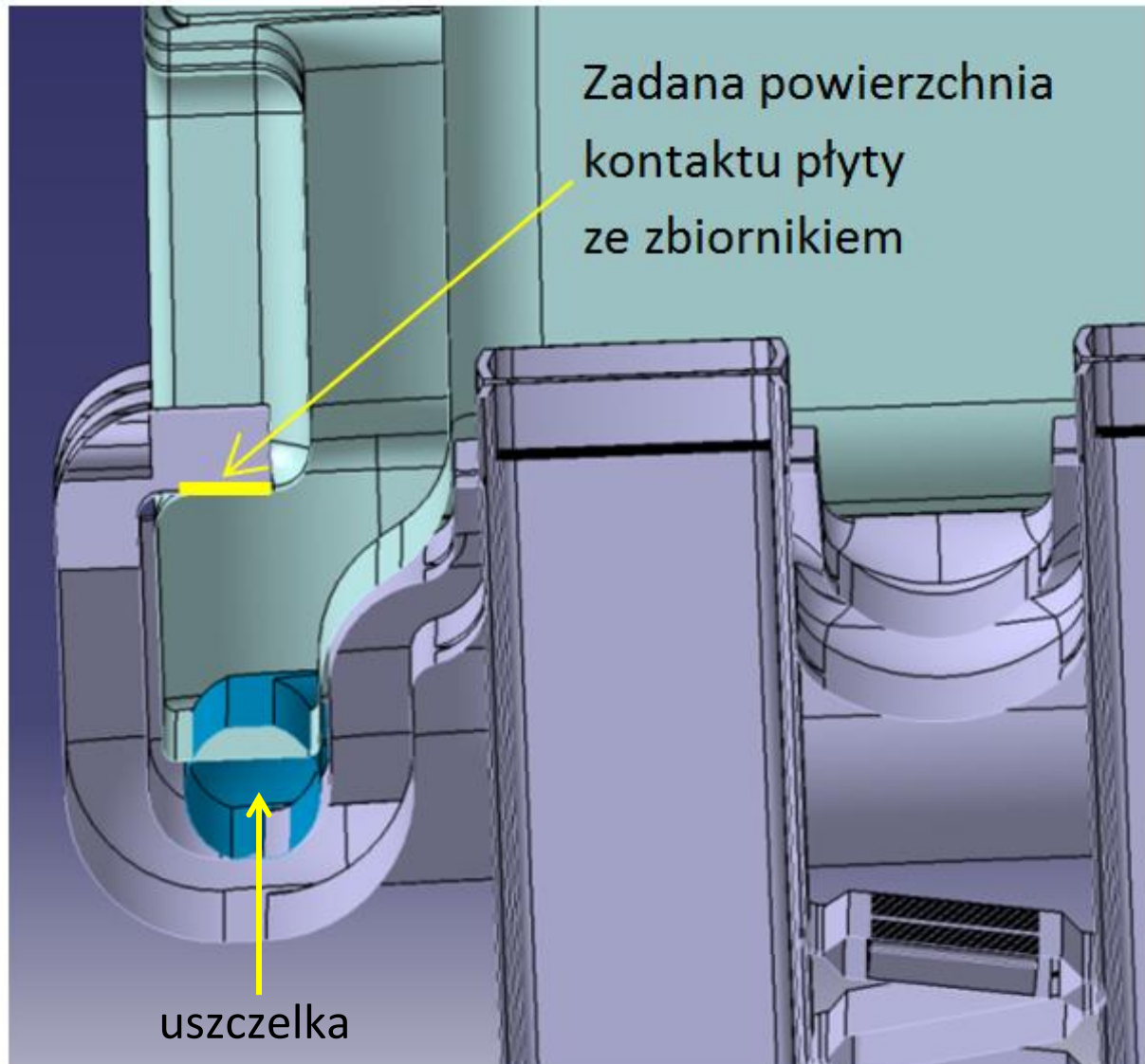
Układ współrzędnych i stopnie swobody modelu chłodnicy powietrza doładowanego przyjęte w analizie komputerowej zostały przedstawione na rysunku 7.3.1. Odpowiadają one układowi stanowiska walidacyjnego i przemieszczeniom występującym podczas testu cykli termicznych. Kontakt pomiędzy zbiornikiem a płytą sitową w przeprowadzonej symulacji komputerowej został zdefiniowany pomiędzy powierzchnią wewnętrzną łapek płyty sitowej i górną powierzchnią stopy zbiornika. Kontakt ten rozchodzi się po całym obwodzie na każdej ze stron chłodnicy (Rys. 7.3.2). Ze względu na przyjęte uproszczenia w symulacji, uszczelka oznaczona kolorem niebieskim na rysunku 7.3.2 została pominięta w przeprowadzonej analizie, dlatego nie uległa dyskretyzacji. Siatka zbiorników oraz płyt sitowych została wygenerowana z elementów brytowych czworościennych (ang. *tetrahedral*, *tetra*). Na rysunku 7.3.3 został przedstawiony model zbiornika wlotowego chłodnicy powietrza doładowanego a na rysunku 7.3.4 wygenerowana dla niego siatka MES (1 017 545 elementów). Z kolei rysunek 7.3.5 przedstawia model zbiornika wylotowego a rysunek 7.3.6 utworzoną dla niego siatkę MES (1 180 230 elementów). W obu przypadkach w związku z dużą liczbą elementów przedstawiono jedynie fragment siatki dla danego zbiornika.



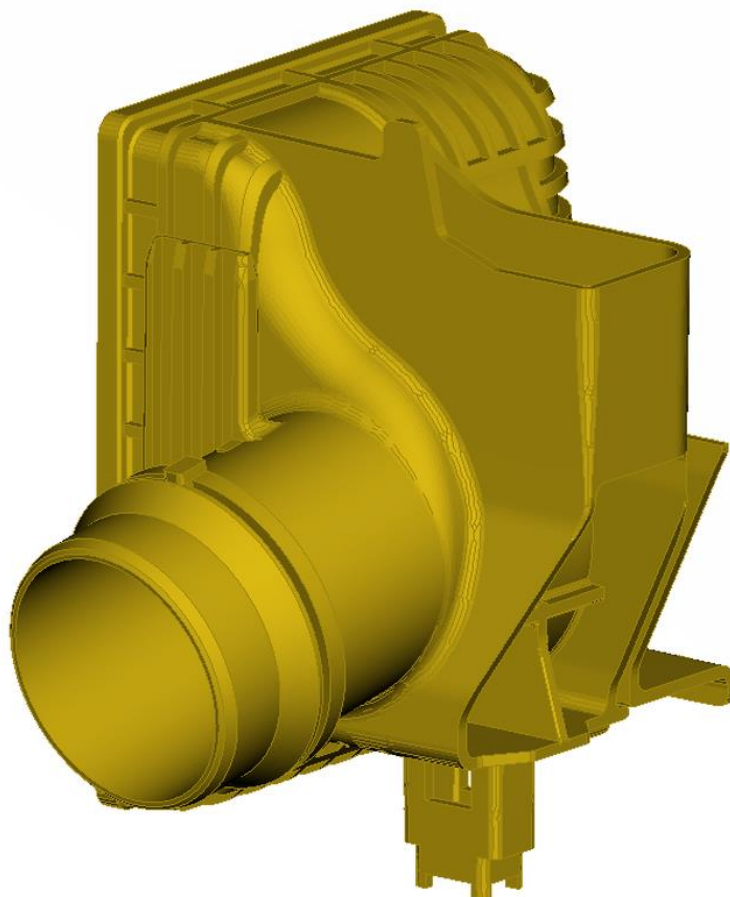
Rys. 7.3.1 Układ stopni swobody i współrzędnych modelu chłodnicy

W chłodnicy powietrza doładowanego taka sama płyta sitowa jest stosowana na stronie wlotowej i wylotowej chłodnicy. Model płyty został przedstawiony na rysunku 7.3.7. Płyta taka składa się z trzech rzędów po jedenaście otworów w każdym rzędzie, w które to umieszczane są w procesie montażu rdzenia rurki z nabitym w środku turbulatore. Ze względu na ogromną liczbę elementów skończonych płyty sitowej wynoszącą 1 843 224 została pokazana jedynie fragment jej siatki wraz siatką tworzącą zbiornik wlotowy oraz elementami powłokowymi tworzącymi rdzeń chłodnicy (Rys. 7.3.8). Z kolei na rysunku 7.3.9 zostały przedstawione fragmenty siatek MES taśmy chłodzącej (kolor żółty), rurki (kolor niebieski) oraz turbulatora (kolor różowy) tworzących rdzeń chłodnicy, wygenerowanych z elementów powierzchniowych czworobocznych (ang. *quadrilateral*, *quad*), które w opracowanym modelu były prostokątami. Siatka pojedynczej rurki została wygenerowana z 21 924 elementów powierzchniowych (Rys. 7.3.10). Zatem cały układ rdzenia chłodnicy składający

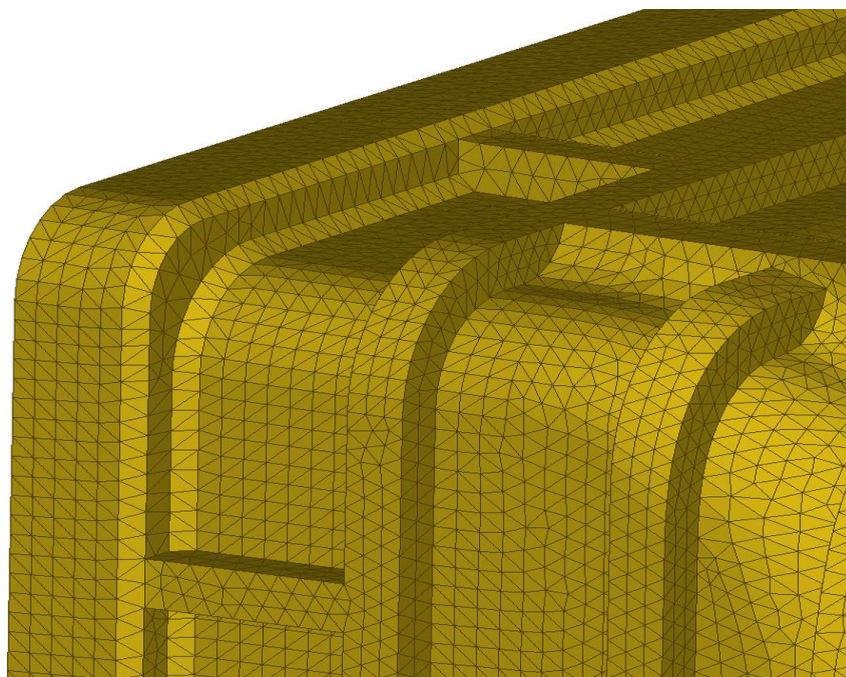
się z 33 rurek zbudowany jest z 723 492 elementów. Siatka pojedynczego turbulatora znajdującego się wewnątrz każdej rurki została wygenerowana z 33 936 elementów powierzchniowych (Rys. 7.3.11). Zatem cały układ rdzenia chłodnicy składający się z 33 turbulatorów zbudowany jest z 1 119 888 elementów. Siatka pojedynczej taśmy chłodzącej znajdującego się pomiędzy rurkami została wygenerowana z 42 012 elementów powierzchniowych (Rys. 7.3.12) a cały układ rdzenia chłodnicy składający się z 12 taśm chłodzących zbudowany jest z 504 144 elementów. Obejma konstrukcyjna górna jest taka sama jak dolna, siatka elementów w oby przypadkach została wygenerowana z 20 628 elementów powierzchniowych (Rys. 7.3.13).



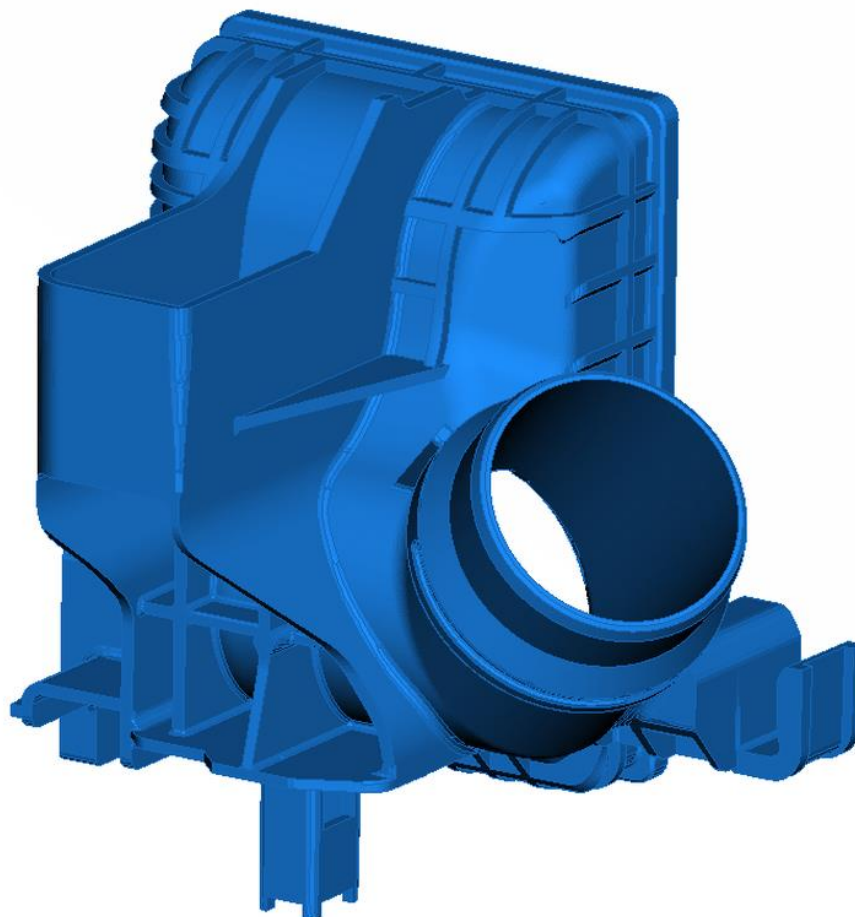
Rys. 7.3.2 Kontakt pomiędzy zbiornikiem a płytą sitową



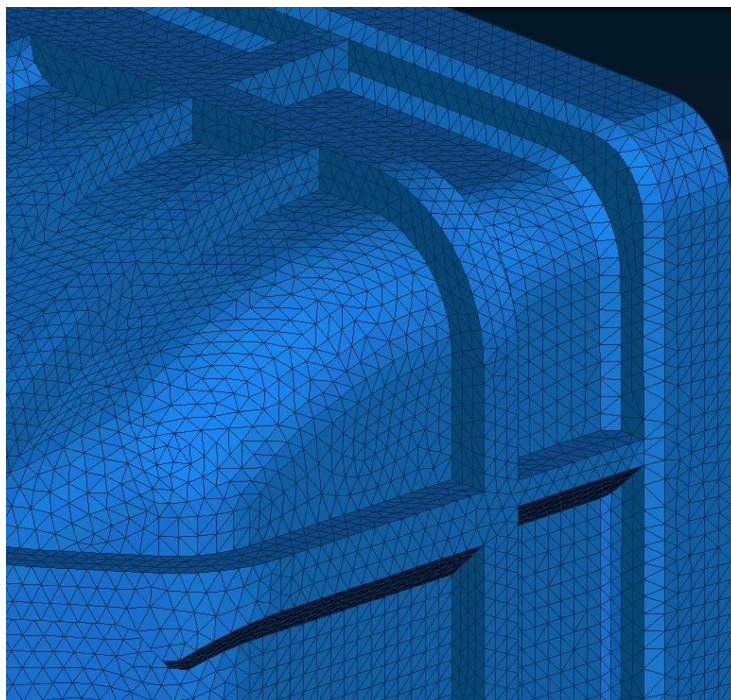
Rys. 7.3.3 Model zbiornika wlotowego chłodnicy powietrza doładowanego



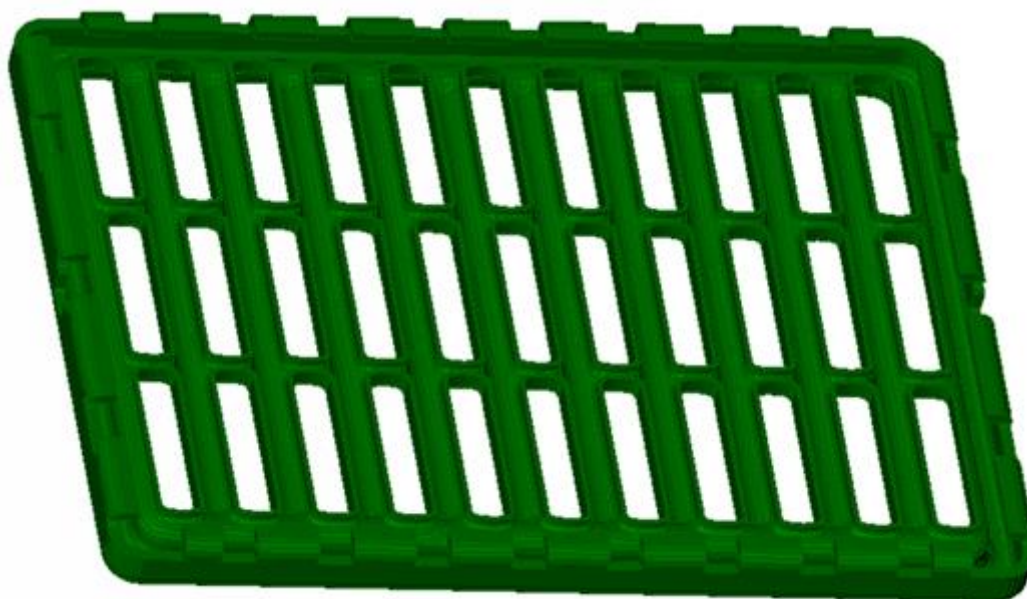
Rys. 7.3.4 Siatka modelu zbiornika wlotowego



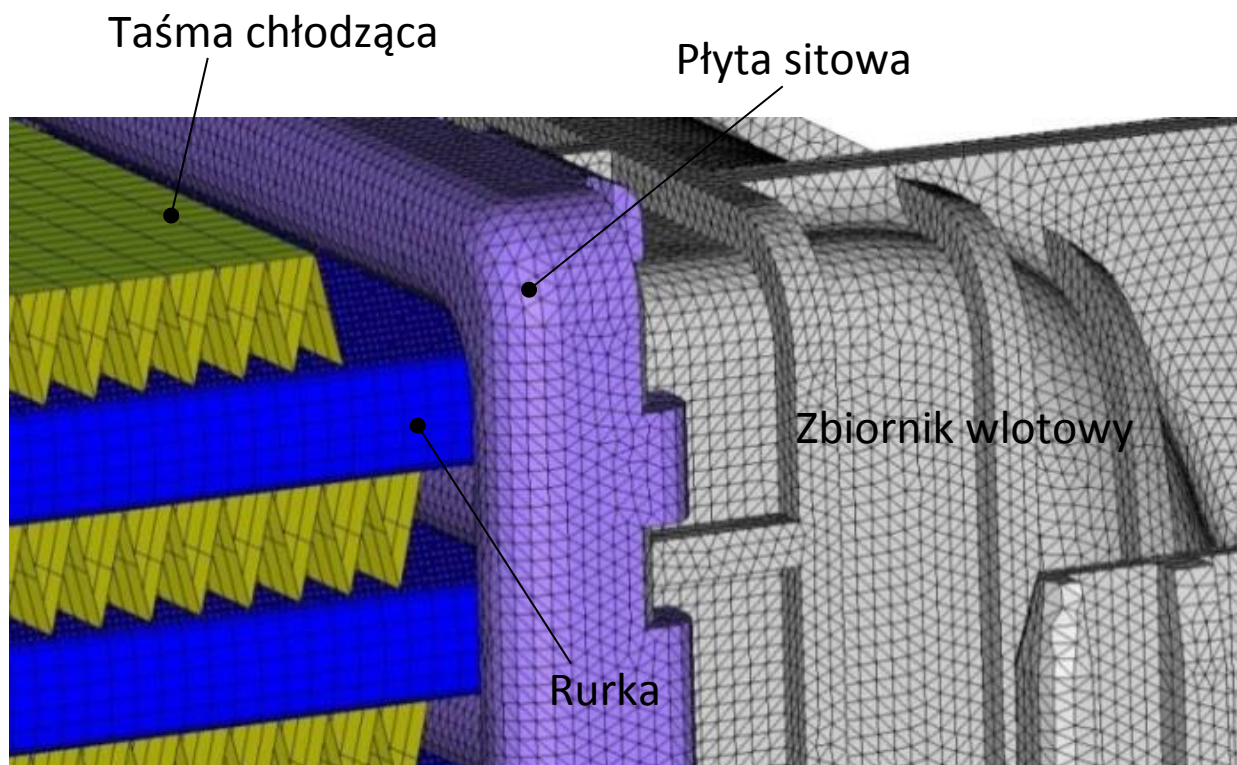
Rys. 7.3.5 Model zbiornika wylotowego chłodnicy powietrza doładowanego



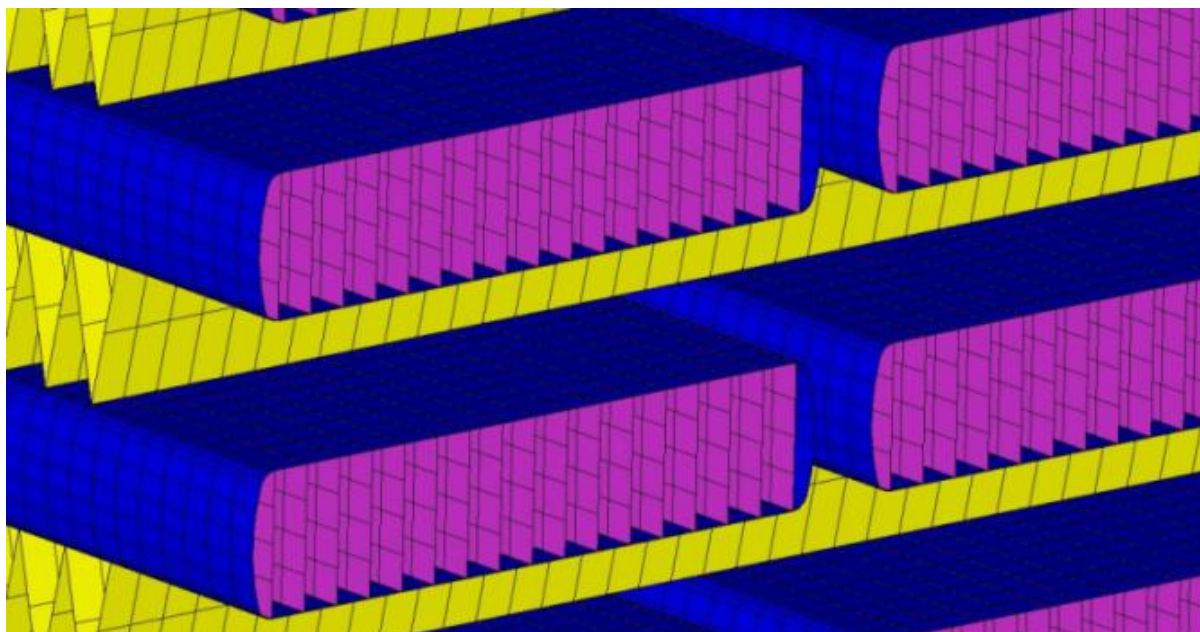
Rys. 7.3.6 Siatka zbiornika wylotowego



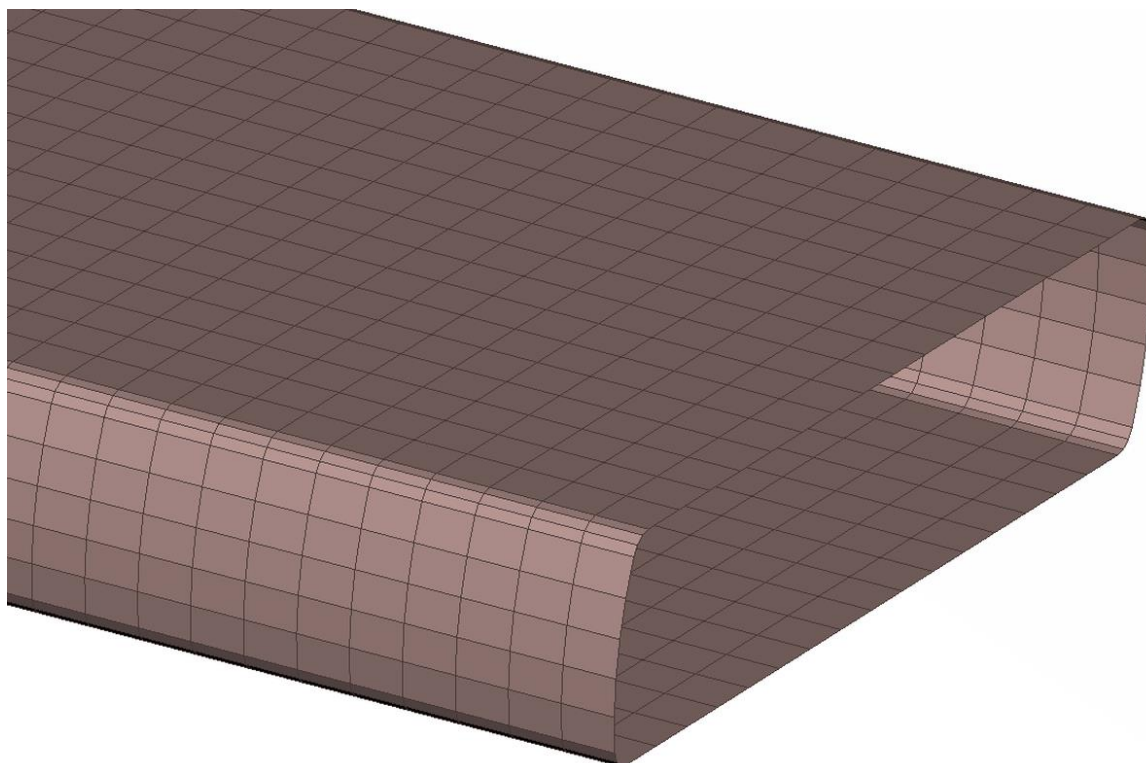
Rys. 7.3.7 Model płyty sitowej



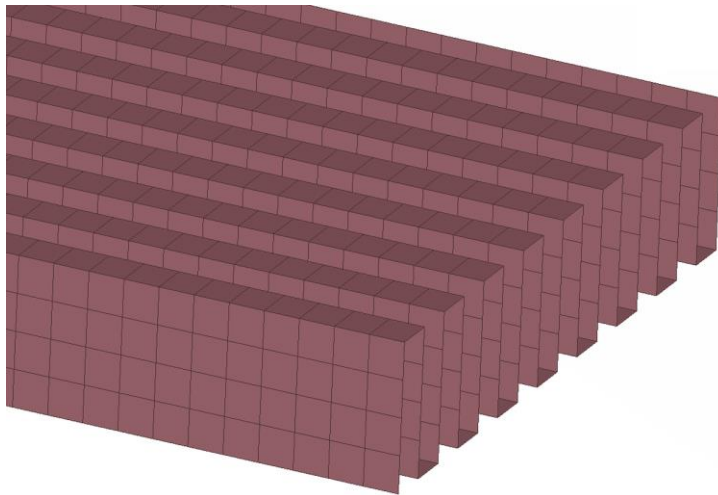
Rys. 7.3.8 Siatka strony wlotowej chłodnicy



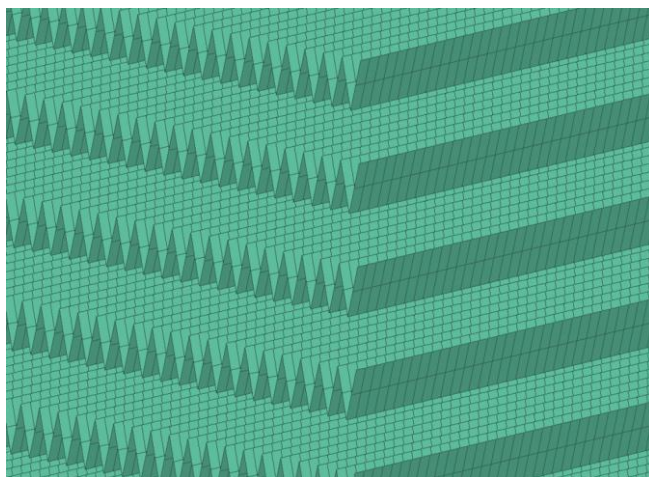
Rys. 7.3.9 Siatka rdzenia



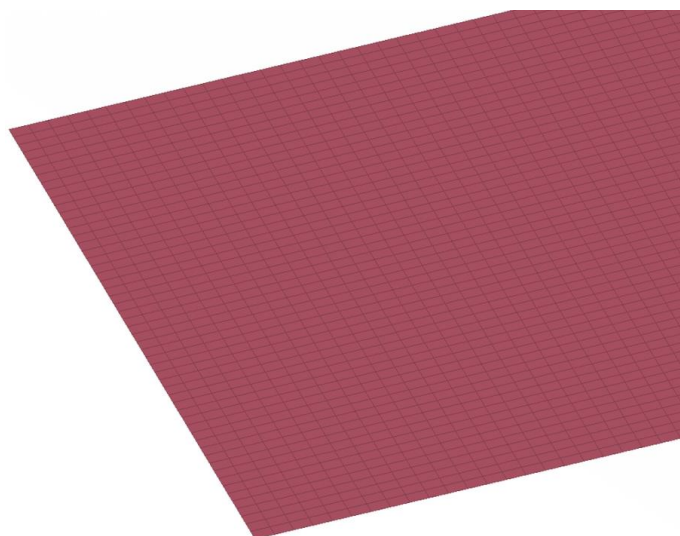
Rys. 7.3.10 Siatka rurki chłodnicy



Rys. 7.3.11 Siatka turbulatora



Rys. 7.3.12 Siatka taśmy chłodzącej



Rys. 7.3.13 Siatka objęmy konstrukcyjnej dolnej i górnej

Naprężenia termiczne w chłodnicach powietrza doładowanego powstające w procesie ich walidacji

W tabeli 7.3.1 przedstawiono rodzaje elementów skończonych użytych do dyskretyzacji komponentów chłodnicy powietrza doładowanego w celu obliczenia rozkładu temperatury oraz pól odkształceń i naprężeń występujących w chłodnicy podczas testu cykli termicznych. Natomiast w tabeli 7.3.2 przedstawiono zestawienie liczby elementów skończonych tworzących model MES poszczególnych komponentów chłodnicy powietrza doładowanego.

Tabela 7.3.1 Rodzaje elementów skończonych użyte w symulacji

Komponent	Modele elementów skończonych dla symulacji testu cykli termicznych	
	Etap 1	Etap 2
	Heat transfer: rozkład temperatury	3D Stress: Odształcenia i naprężenia
Zbiornik	Element bryłowy czworosieczny (ang. tetrahedron, tetra): DC3D10 zawierający 10 węzłów.	Element bryłowy czworosieczny (ang. tetrahedron, tetra): C3D10 zawierający 10 węzłów.
Płyta sitowa	Każdy węzeł posiada jeden stopień swobody, którym jest temperatura	Każdy węzeł posiada trzy stopnie swobody, którymi są przemieszczenia w osi x, y, z
Rurka	Element powłokowy czworoboczny (ang. quadrilateral, quad) DS4 zawierający 4 węzły. Każdy węzeł posiada jeden stopień swobody, którym jest temperatura	Element powłokowy czworoboczny (ang. quadrilateral, quad) S4 zawierający 4 węzły. Każdy węzeł posiada sześć stopni swobody, którymi są trzy przemieszczenia w osi x, y, z i trzy obroty wokół tych osi: rotx, roty, rotz
Turbulator		
Taśma chłodząca		
Obejma		

Tabela 7.3.2 Liczba elementów skończonych w symulacji

Nr	Nazwa komponentu	Liczba komponentów wchodzących w skład budowy chłodnicy powietrza doładowanego	Liczba elementów skończonych dyskretyzujących pojedynczy komponent	Liczba elementów skończonych dyskretyzujących cały układ komponentów	Całkowita liczba elementów skończonych dyskretyzująca chłodnicę powietrza doładowanego
1	Zbiornik wlotowy	1	1 017 545	1 017 545	8 273 003
2	Zbiornik wylotowy	1	1 180 230	1 180 230	
3	Płyta sitowa	2	1 843 224	3 686 448	
4	Rurka	33	21 924	723 492	
5	Turbulator	33	33 936	1 119 888	
6	Taśma chłodząca	12	42 012	504 144	
7	Obejma	2	20 628	41 256	

Naprężenia termiczne w chłodnicach powietrza
doładowanego powstające w procesie ich walidacji

Pierwszym etapem symulacji jest analiza przewodzenia ciepła Fouriera w stanie ustalonym (ang. *Heat transfer*), gdzie obliczany jest rozkład temperatury w całej chłodnicy na podstawie opracowanych empirycznie właściwości materiałowych komponentów i przypisanych następujących warunków brzegowych temperatury (Rys. 7.3.14 a – d) :

- temperatura zbiornika i płyty strony wlotowej = 220 °C,
- temperatura zbiornika i płyty strony wylotowej = 30 °C,
- temperatura powierzchni czołowej rurek i turbulatorów strony wlotowej = 220 °C,
- temperatura powierzchni czołowej rurek i turbulatorów strony wylotowej = 30 °C,
- temperatura obejm konstrukcyjnych = 30 °C,
- funkcja liniowa rozkładu temperatury pomiędzy stroną wlotową wynoszącą 220 °C i wylotową o temperaturze 30 °C w osi y dla rurek i turbulatorów.

Obliczenie rozkładu temperatury zostało wykonane dla ustalonego trybu pracy chłodnicy powietrza doładowanego. Temperatury ścianek chłodnicy przyjęte do obliczeń zadano na podstawie założonych wartości temperatur. Procesy ustalone charakteryzują się wartością stałej Fouriera F_o powyżej 2.5:

$$F_o > 2.5 \text{ stan ustalony}, \quad F_o = \frac{at}{g^2} [-], \quad (7.3.1)$$

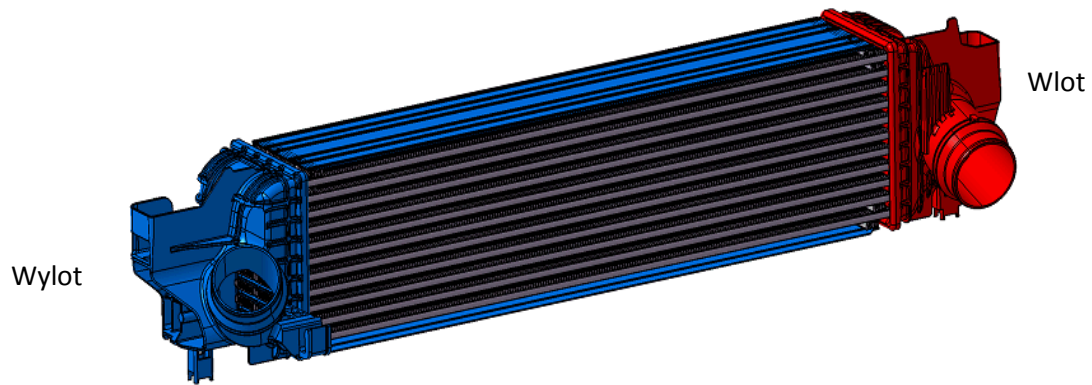
$$a = \frac{k}{\rho c_p} \left[\frac{\text{m}^2}{\text{s}} \right]. \quad (7.3.2)$$

Jeżeli stała Fouriera jest powyżej 2.5 to czas nie ma wpływu na rozkład temperatury. Na podstawie otrzymanych liczb Fouriera przedstawionych w tabeli 7.3.3 dla elementów konstrukcyjnych rdzenia można stwierdzić że proces cieplny w tych elementach przebiega według stanu ustalonego. Wyjątek stanowią zbiorniki wykonane z tworzywa sztucznego dla którego liczba Fouriera wyniosła 0.15 i 0.19, dla których w czasie rozruchu powinno się uwzględnić stan nieustalony przepływu ciepła. Ponieważ elementy te nie stwarzają problemów wytrzymałościowych więc mogą zostać pominięty w rozważaniach. Stan ustalony mógł zostać przyjęty zatem w wykonanej symulacji.

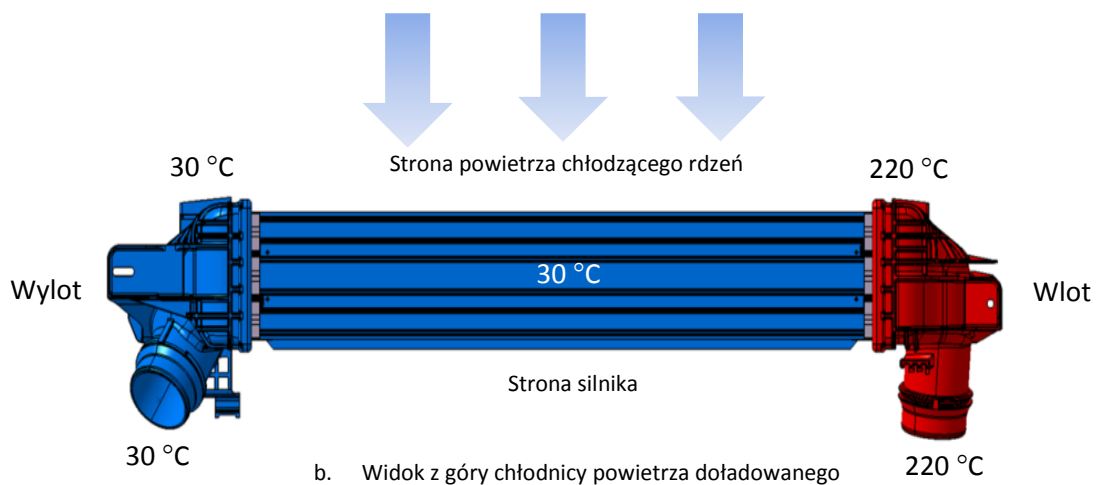
Tabela 7.3.3 Obliczenia stanu ustalonego komponentów CAC

Parametr	Komponent chłodnicy powietrza doładowanego						
	Rurka	Turbulator	Taśma chłodząca	Obejma	Płyta	Zbiornik wlot	Zbiornik wylot
Przewodność cieplna $k \left[\frac{\text{W}}{\text{mK}} \right]$	237	237	237	237	237	0.35	0.35
Gęstość $\rho \left[\frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \right]$	2730	2670	2730	2730	2700	1510	1410
Ciepło właściwe $C_p \left[\frac{\text{J}}{\text{kgK}} \right]$	920	920	920	920	920	1000	1000
Współ.wyrównania temperatury $a \left[\frac{\text{m}^2}{\text{s}} \right]$	$9.44 \cdot 10^{-5}$	$9.65 \cdot 10^{-5}$	$9.44 \cdot 10^{-5}$	$9.44 \cdot 10^{-5}$	$9.54 \cdot 10^{-5}$	$2.32 \cdot 10^{-7}$	$2.48 \cdot 10^{-7}$
Czas zmiany t [s]	6						
Grubość materiału g [m]	0,00026	0,000075	0,000075	0,001	0,002	0,003	0,003
Stała Fouriera F_o	8375	102914	100652	566	143	0,15	0,19
Stan	ustalony	ustalony	ustalony	ustalony	ustalony	nieustalony	nieustalony

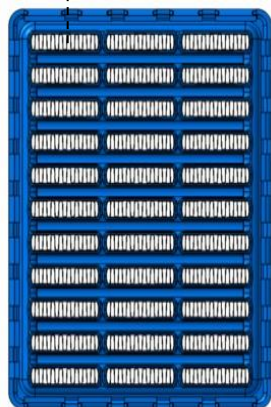
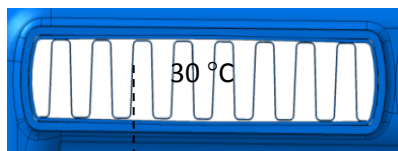
Naprężenia termiczne w chłodnicach powietrza doładowanego powstające w procesie ich walidacji



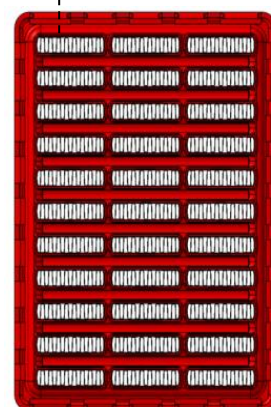
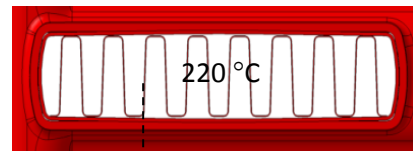
a. Rzut aksonometryczny chłodnicy powietrza doładowanego



b. Widok z góry chłodnicy powietrza doładowanego



c. Widok rdzenia od strony wylotowej 30 °C z powiększeniem na czoło rurki



d. Widok rdzenia od strony wlotowej 220 °C z powiększeniem na czoło rurki

Rys. 7.3.14 Warunki brzegowe temperatury w chłodnicy powietrza doładowanego

Naprężenia termiczne w chłodnicach powietrza doładowanego powstające w procesie ich walidacji

Przyjęty rozkład temperatury odpowiada najbardziej krytycznemu przypadkowi podczas testu, gdy występuje największy gradient temperatury. Aby obliczyć rozkład temperatury w modelu chłodnicy system generuje plik wejściowy inp (Rys. 7.3.15). Plik ten jest tworzony z poziomu interfejsu graficznego i zawiera informację o współrzędnych węzłów i numerach węzłów przypisanych do poszczególnych elementów skończonych. W pliku tym znajdują się również definicje właściwości materiałowych poszczególnych sekcji oraz określone warunki i brzegowe. Następnie tak wygenerowany plik przesyłany jest do solwera, który za pomocą komendy NODE OUTPUT NT oblicza rozkład temperatury w węzłach a wyniki umieszcza w postaci pliku wyjściowego odb. Rysunek 7.3.16 przedstawia obliczony rozkład temperatury w chłodnicy powietrza doładowanego.

```

*NODE
  1, -553.8722129938, 282.050000001, -120.9693654485
  2, -566.8191481837, 282.050000001, 20.569551664304
  3, -571.6047753889, 282.050000001, 20.569551830584
  4, -563.1686218324, 282.050000001, 21.163324358548

34261549, -576.37815957, 236.52822197498, -8.997308267168
**HWCOLOR COMP 534 37
**ELEMENT,TYPE=DS4,ELSET=reinforcement
1, 1, 2, 3

50935312, 52446874, 52472090, 52446870
**HWCOLOR COMP 339 6
**ELEMENT,TYPE=DS4,ELSET=fins
43742614, 44955377, 34246907, 34246906, 44955378
43742615, 44955378, 34254047, 34254048, 44955377
43
51889674, 62804916, 62796051, 62803204, 62805009
**HWCOLOR COMP 334 45
**ELEMENT,TYPE=DS4,ELSET=tubes
34687888, 34246871, 34246971, 34246972, 34246890
34687890, 34246929, 34246871, 34246890, 34246889
34687892, 34246931, 34246929, 34246889, 34246887

51945768, 62802783, 62791452, 62791389, 62802705
**HWCOLOR COMP 338 41
**ELEMENT,TYPE=DS4,ELSET=turb
34771033, 34246978, 34246943, 34246875, 34246977

**ELEMENT,TYPE=DC3D10,ELSET=Tank_in
45981174, 138486, 163942, 133443, 60687082, 60970473,
60970478, 61278733, 60900975, 60679632, 60679631, 61204806,
45981173, 157314, 60696259,

**ELEMENT,TYPE=DC3D10,ELSET=header
47119016, 62058108, 62855338, 62855349, 62041778, 62443966,

**ELSET, ELSET=turbulator
34771033, 34771055, 34771056, 34771057, 34771058, 34771059,

**SOLID SECTION, ELSET=Tank_in, MATERIAL=PA46GF40_AT220C
**SOLID SECTION, ELSET=New_reinf_2, MATERIAL=A3003H08
**SHELL SECTION, ELSET=current_reinf_flat, OFFSET= SPO5,
0.97
**SHELL SECTION, ELSET=turbulator, MATERIAL=CAC_TURBULATOR
0.1

**NSET, NSET=n_tank
447, 1266, 1273, 1298, 5047, 5510,
7634, 7668, 7669, 8141, 8142, 13015,

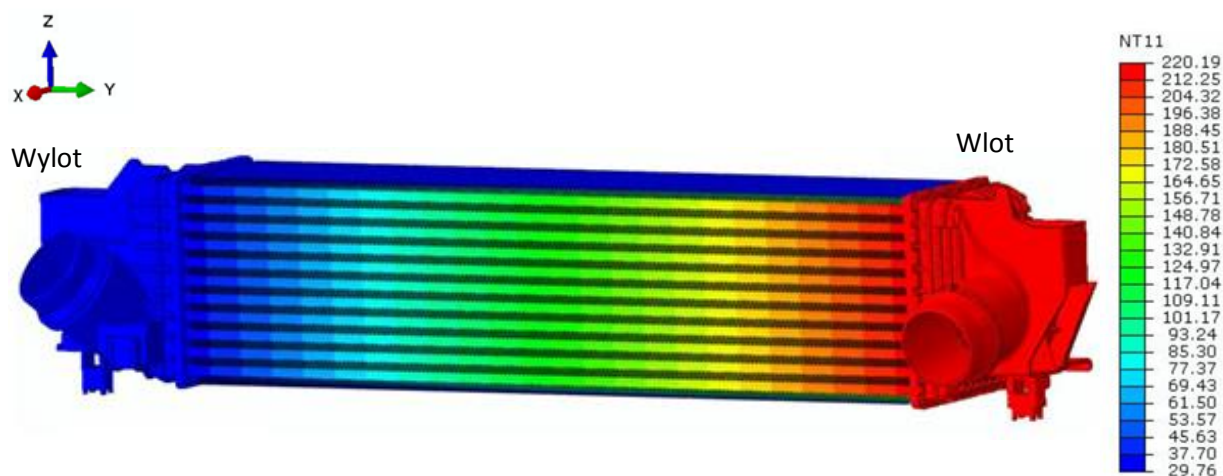
**NSET, NSET=fix_XYZ_mid
52418541, 52418542, 52418909, 52418910, 52419293, 52419294,

**NSET, NSET=n_header_slot
61987436, 62807266, 62807270, 62807271, 62807272, 62807273,

-----
**
**MATERIAL, NAME= 0370_OB_PB_7days_ageing_atRT_at210deg
**CONDUCTIVITY,TYPE=ISO
237.0 ,20.0
237.0 ,220.0
**DENSITY
2.7000E-09,0.0
**
**ELASTIC, TYPE = ISOTROPIC
57000.0 ,0.33 ,0.0
**
**EXPANSION, ZERO = 23.0 , TYPE = ISO
2.3400E-05, 0.0
*****
**BOUNDARY
fix_XYZ_mid,1,6,
**STEP, AMPLITUDE = STEP, NAME = TC_step1
**HEAT TRANSFER, STEADY STATE
0.0
**HWCOLOR LOADCOL 2 cold
**HWCOLOR LOADCOL 2 11
**BOUNDARY
n_reinf_11, ,30.0
n_reinf_base,11, ,30.0
**BOUNDARY
n_tank,11, ,220.0
n_tube_raw1,11, ,220.0
n_tube_raw2,11, ,220.0
n_tube_raw3,11, ,220.0
*****
**OUTPUT, FIELD
NT,
** temperature output
**END STEP

```

Rys. 7.3.15 Fragment pliku inp do obliczeń rozkładu temperatury w chłodnicy



Rys. 7.3.16 Wynik symulacji rozkładu temperatury w chłodnicy powietrza doładowanego [°C]

Naprężenia termiczne w chłodnicach powietrza doładowanego powstające w procesie ich walidacji

Drugim etapem symulacji jest rozwiązanie statycznego zagadnienia teorii sprężystości [Nowacki, 1970], w którym na podstawie zaimportowanych wyników rozkładu temperatury z etapu pierwszego, zdefiniowanej wartości ciśnienia w układzie chłodnicy wynoszącej 2 bar(g) i przypisanych rodzajów kontaktów pomiędzy jej poszczególnymi komponentami obliczany jest stan odkształcenia i naprężenia [Orlos, 1977] w konstrukcji chłodnicy powietrza doładowanego. Podobnie jak w przypadku rozkładu temperatury w celu uzyskania rozkładu odkształceń i naprężeń generowany jest plik inp (Rys. 7.3.17), tworzony również z poziomu interfejsu graficznego. Automatycznie przepisywane są w nim informacje z pliku rozkładu temperatury o liczbie węzłów, ich współrzędnych oraz numerach węzłów przypisanych do poszczególnych elementów. Ze względu na typ analizy zmienia się rodzaj użytych elementów skończonych. Dodatkowo zapisywane są przyjęte kontakty między poszczególnymi komponentami i utwierdzenia. W pliku znajduje się także komenda pobrania pliku odb zawierającego wynik rozkładu temperatury jako dane wejściowe. Tak wygenerowany plik inp jest przesyłany do solwera, który za pomocą komend NODE OUTPUT U, E, S oblicza przemieszczenia, odkształcenia i naprężenia. Solwer rozwiązując zadanie generuje również plik wyjściowy odb, który następnie jest wczytywany przez postprocesor w celu prezentacji graficznej wyników obliczeń.

```
*NODE
  1, -553.8722129938, 282.050000001, -120.9693654485
  2, -566.8191481837, 282.050000001, 20.569551664304
  3, -571.6047753889, 282.050000001, 20.569551830584
  4, -563.1686218324, 282.050000001, 21.163324358548

34261549, -576.37815957, 236.52822197498, -8.997308267168
**HWCOLOR COMP 534 37
**ELEMENT,TYPE=S4,ELSET=reinforcement
  1, 1, 2, 3

50935312, 52446874, 52472090, 52446870
**HWCOLOR COMP 339 6
**ELEMENT,TYPE=S4,ELSET=Fans
  43742614, 44955377, 34246907, 34246906, 44955378
  43742615, 44955378, 34254047, 34254048, 44955377
  43
  51889674, 62804916, 62796051, 62803204, 62805009
**HWCOLOR COMP 334 45
**ELEMENT,TYPE=S4,ELSET=Tubes
  34687888, 34246871, 34246971, 34246972, 34246890
  34687890, 34246929, 34246871, 34246890, 34246889
  34687892, 34246931, 34246929, 34246889, 34246887

51945768, 62802783, 62791452, 62791389, 62802705
**HWCOLOR COMP 338 41
**ELEMENT,TYPE=S4,ELSET=Turb
  34771033, 34246978, 34246943, 34246875, 34246977

**ELEMENT,TYPE=C3D10,ELSET=Tank_in
  45981174, 138486, 163942, 133443, 60687082, 60970473,
  60970478, 61278733, 60900975
  45981173, 157314, 60696259, 60679632, 60679631, 61204806,

**ELEMENT,TYPE=C3D10,ELSET=header
  47119016, 62058108, 62855338, 62855349, 62041778, 62443966,

**ELSET, ELSET=Turbulator
  34771033, 34771055, 34771056, 34771057, 34771058, 34771059,

**SOLID SECTION, ELSET=Tank_in, MATERIAL=PA46GF40_AT220C
**SOLID SECTION, ELSET=New reinf 2, MATERIAL=A3003H0B
**SHELL SECTION, ELSET=current_reinf_flat, OFFSET= SPOS,
  0.97
**SHELL SECTION, ELSET=Turbulator, MATERIAL=CAC_TURBULATOR
  0.1

**NSET, NSET=n_tank
  447, 1266, 1273, 1298, 5047, 5510,
  7634, 7668, 7669, 8141, 8142, 13015,

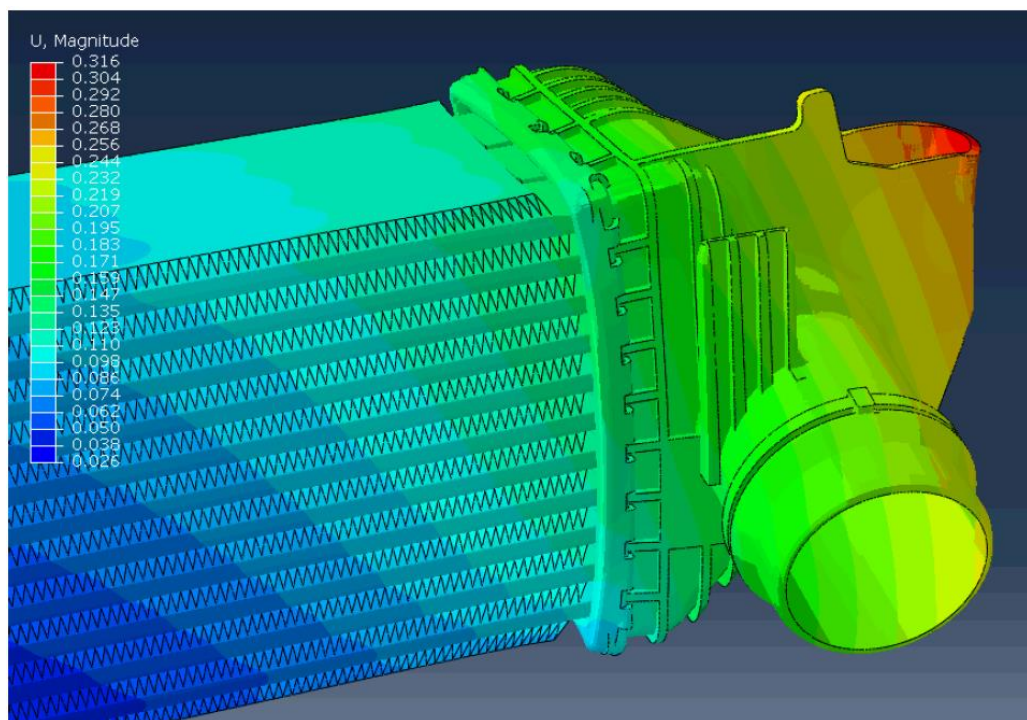
**NSET, NSET=fix_XYZ_mid
  52418541, 52418542, 52418909, 52418910, 52419293, 52419294,

**NSET, NSET=n_header_slot
  61987436, 62807266, 62807270, 62807271, 62807272, 62807273,
```

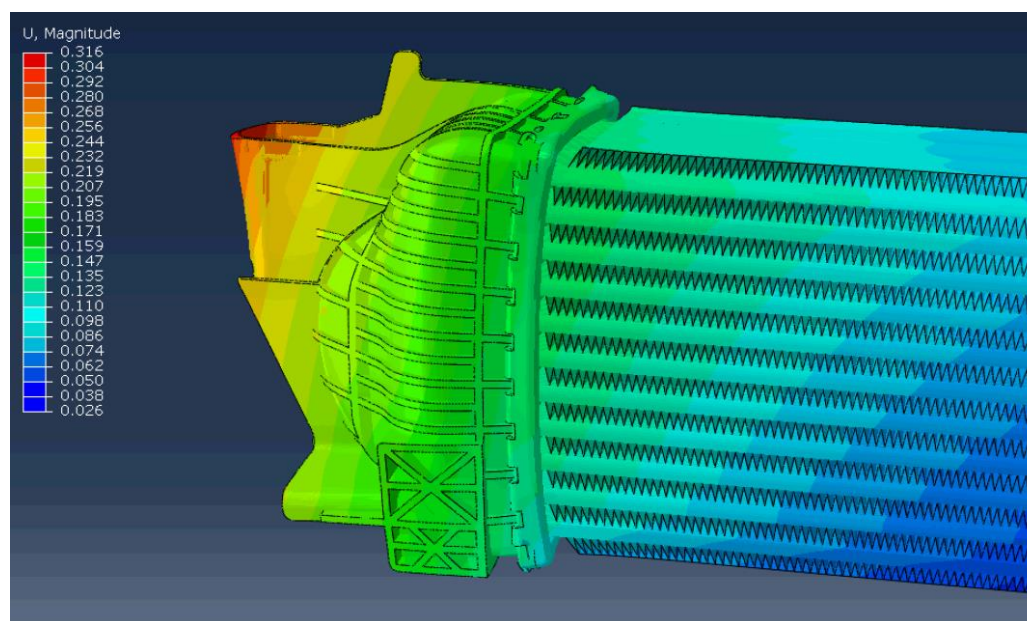
Rys. 7.3.17 Fragment pliku input do obliczeń odkształceń i naprężeń w chłodnicy

Naprężenia termiczne w chłodnicach powietrza doładowanego powstające w procesie ich walidacji

Na rysunkach 7.3.18 i 7.3.19 przedstawiono obliczone odkształcenia jakim ulega chłodnica podczas symulowanego testu cykli termicznych. Przeprowadzona symulacja wskazała największe odkształcenia na stronie wlotowej chłodnicy.



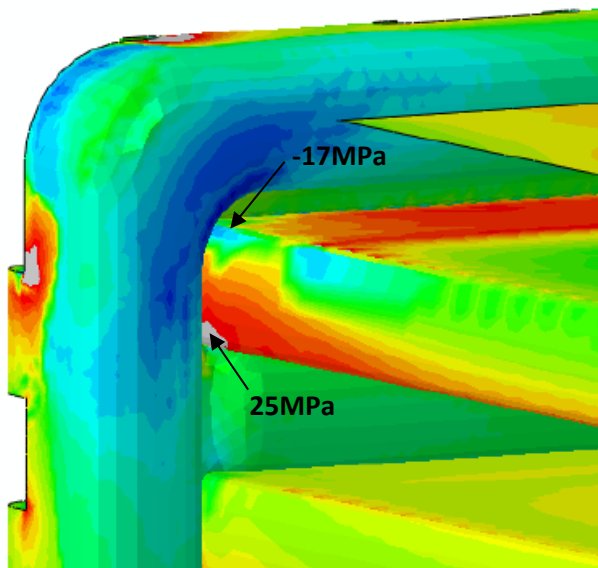
Rys. 7.3.18 Odkształcenia chłodnicy: wlot strona silnika, powiększenie x 200



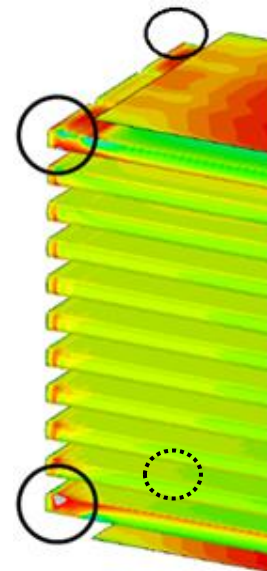
Rys. 7.3.19 Odkształcenia chłodnicy: wlot strona powietrza zewnętrznego, powiększenie x 200

Naprężenia termiczne w chłodnicach powietrza doładowanego powstające w procesie ich walidacji

Najbardziej obciążonymi miejscami okazały się cztery skrajne rurki strony wlotowej chłodnicy w miejscu ich połączenia z płytą sitową (Rys. 7.3.20a – d). Maksymalne naprężenia główne na promieniach wewnętrznych rurek wyniosły 25 MPa co dowodzi działaniu sił rozciągających w tym obszarze oraz -18 MPa na promieniach zewnętrznych rurek co świadczy o działaniu także sił ściskających. Na rysunku 7.3.20a przedstawiono wynik uzyskanego rozkładu maksymalnych naprężeń głównych w chłodnicy dla rurki numer 31 znajdującej się po stronie silnika. Rysunki 7.3.21 i 7.3.22 przedstawiają przyjęte oznaczenia do opisu stanu naprężenia rurek chłodnicy.

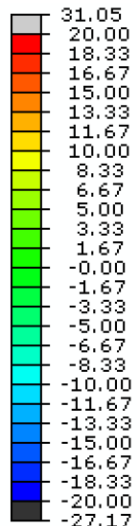


a. Widok bez taśm chłodzących

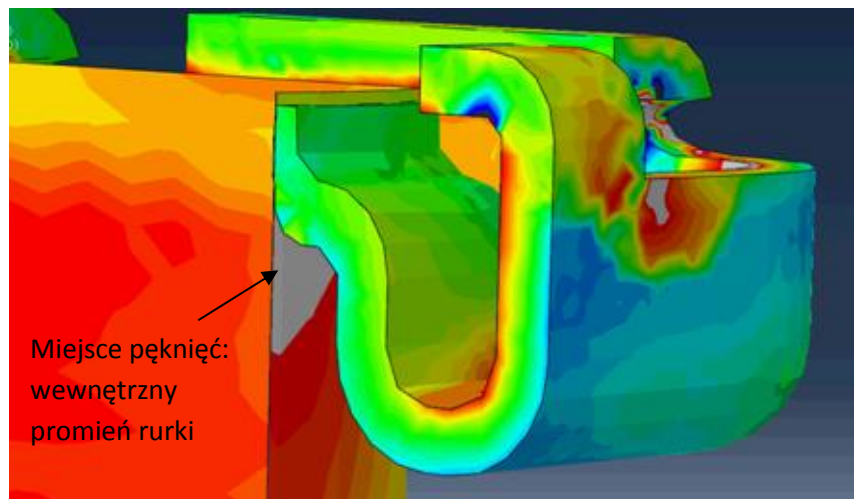


b. Widok bez taśm chłodzących i płyty sitowej

Rozkład maksymalnych
naprężeń głównych [MPa]



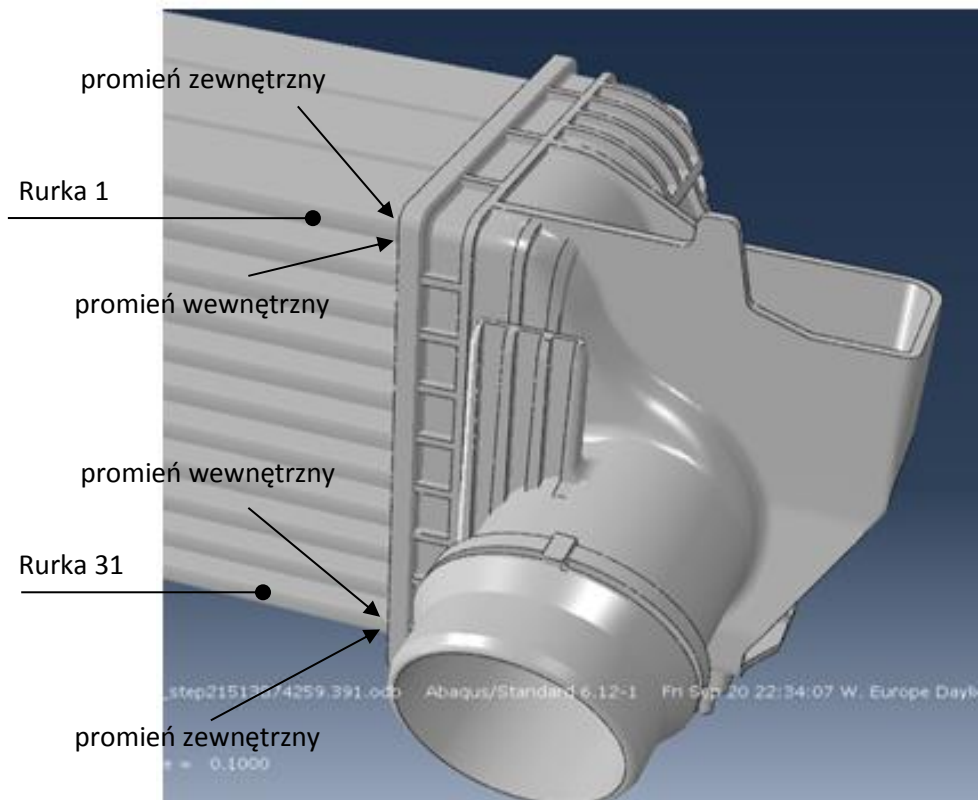
c. skala



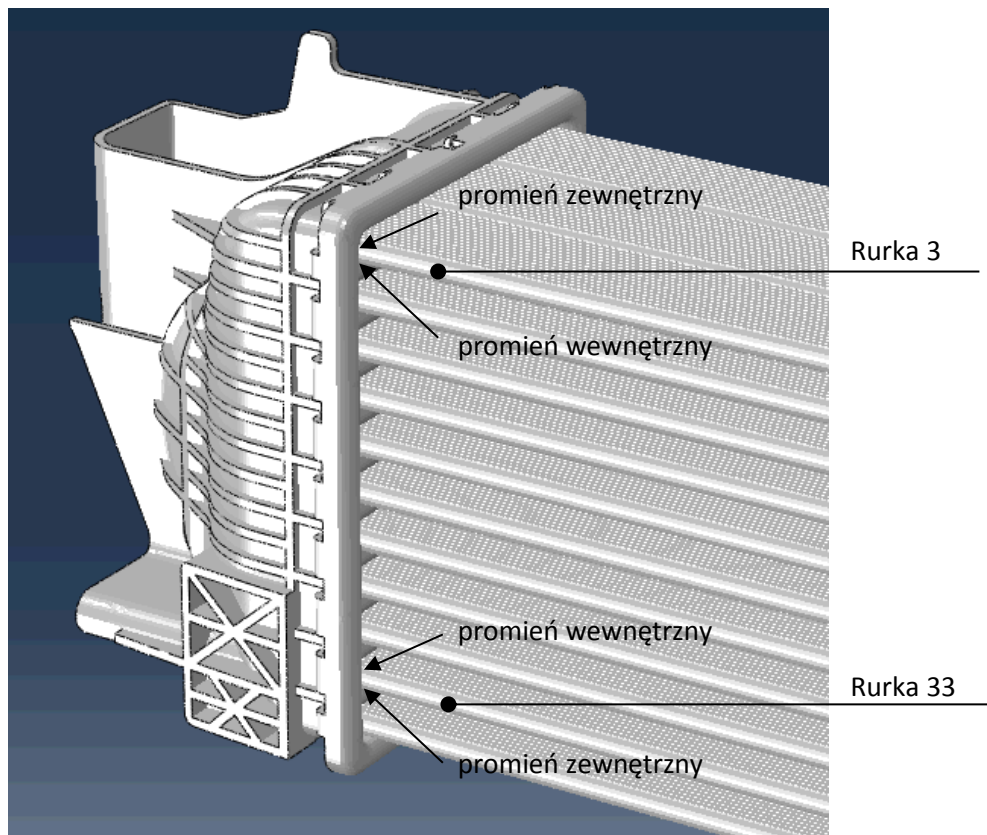
d. Przekrój płyta - rurka

Rys. 7.3.20 Rozkład maksymalnych naprężeń głównych skrajnych rurek strony wlotowej [MPa]

Naprężenia termiczne w chłodnicach powietrza
doładowanego powstające w procesie ich walidacji



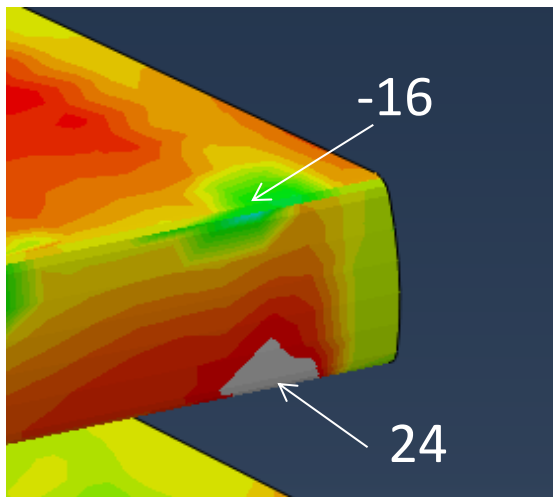
Rys. 7.3.21 Oznaczenie rurek: wlot strona silnika



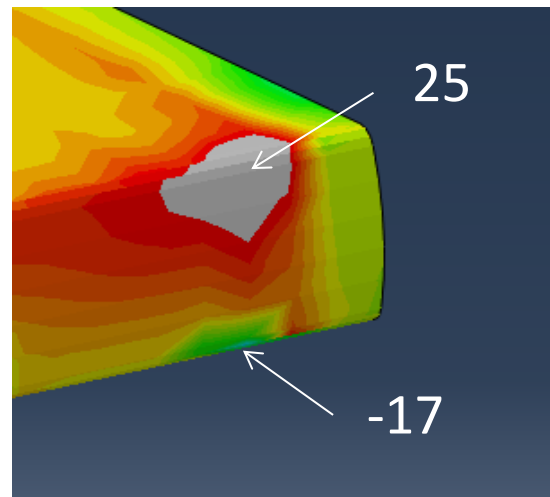
Rys. 7.3.22 Oznaczenie rurek: wlot strona powietrza zewnętrznego chłodzącego rdzeń

Naprężenia termiczne w chłodnicach powietrza doładowanego powstające w procesie ich walidacji

Na rysunkach 7.3.23 i 7.3.24 przedstawiono lokalizacje maksymalnych naprężeń głównych skrajnych rurek strony wlotowej chłodnicy powietrza doładowanego, występujących odpowiednio po stronie silnika i powietrza chłodzącego rdzeń chłodnicy. Można zauważyć niemal taką samą wartość i rodzaj naprężeń na ich promieniach zewnętrznych na poziomie od -16 do -18 MPa związanych z działaniem sił ściskających w tych obszarach rurek oraz również zbliżoną wartość i rodzaj naprężeń na ich promieniach wewnętrznych na poziomie od 24 do 25 MPa związanych z działaniem sił rozciągających.

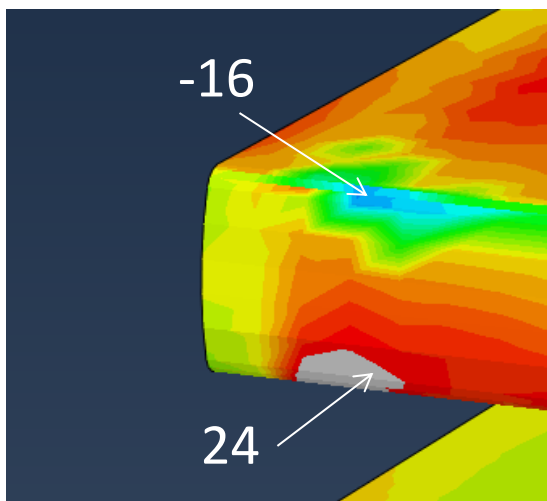


Rurka 1
Promień zewnętrzny -16 MPa
Promień wewnętrzny 24 MPa

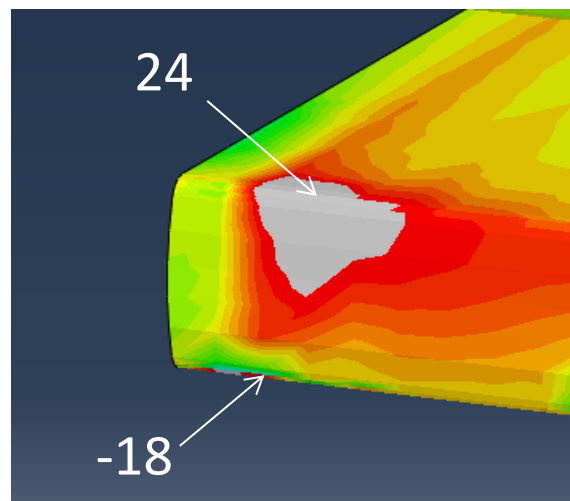


Rurka 31
Promień wewnętrzny 25 MPa
Promień zewnętrzny -17 MPa

Rys. 7.3.23 Maksymalne naprężenia główne rurek po stronie silnika



Rurka 3
Promień zewnętrzny -16 MPa
Promień wewnętrzny 24 MPa



Rurka 33
Promień wewnętrzny 24 MPa
Promień zewnętrzny -18 MPa

Rys. 7.3.24 Maksymalne naprężenia główne rurek po stronie powietrza zewnętrznego chłodzącego rdzeń

Naprężenia termiczne w chłodnicach powietrza
doładowanego powstające w procesie ich walidacji

Stopy aluminium wykazują dwa razy większą wytrzymałość na naprężenia ściskające (ang. *compressive stress*) w porównaniu z ich wytrzymałością na rozciąganie (ang. *tensile stress*). Dla materiału aluminium z którego wykonane są rurki chłodnicy powietrza doładowanego dla pozytywnego wykonania zakładanych w specyfikacji testu cykli termicznych 2 000 cykli zdefiniowano empirycznie limit naprężeń głównych ściskających na poziomie 40 MPa oraz 20 MPa dla naprężeń rozciągających. Ze względu na poufność danych sposób wyznaczenia tych wartości nie został w pracy opisany.

W tabeli 7.3.4 przedstawiono zestawienie maksymalnych naprężeń głównych dla analizowanych rurek chłodnicy. Poziom dopuszczalnych maksymalnych naprężeń głównych na rozciągania w tym przypadku został przekroczony od 4 do 5 MPa. Jeżeli chodzi o wytrzymałość materiału rurki na siły ściskające można stwierdzić brak zagrożenia dla konstrukcji chłodnicy pod kątem wytrzymałościowym. Na rysunku 7.3.25 przedstawiono wykres obrazujący rozkład maksymalnych naprężeń głównych po stronie wlotowej chłodnicy z podziałem na stronę silnika i stronę powietrza chłodzącego rdzeń. W tabeli 7.3.5 przedstawiono zestawienie uzyskanych naprężeń zastępczych dla analizowanych rurek chłodnicy, a na rysunku 7.3.26 zobrazowanie ich wartości na wykresie.

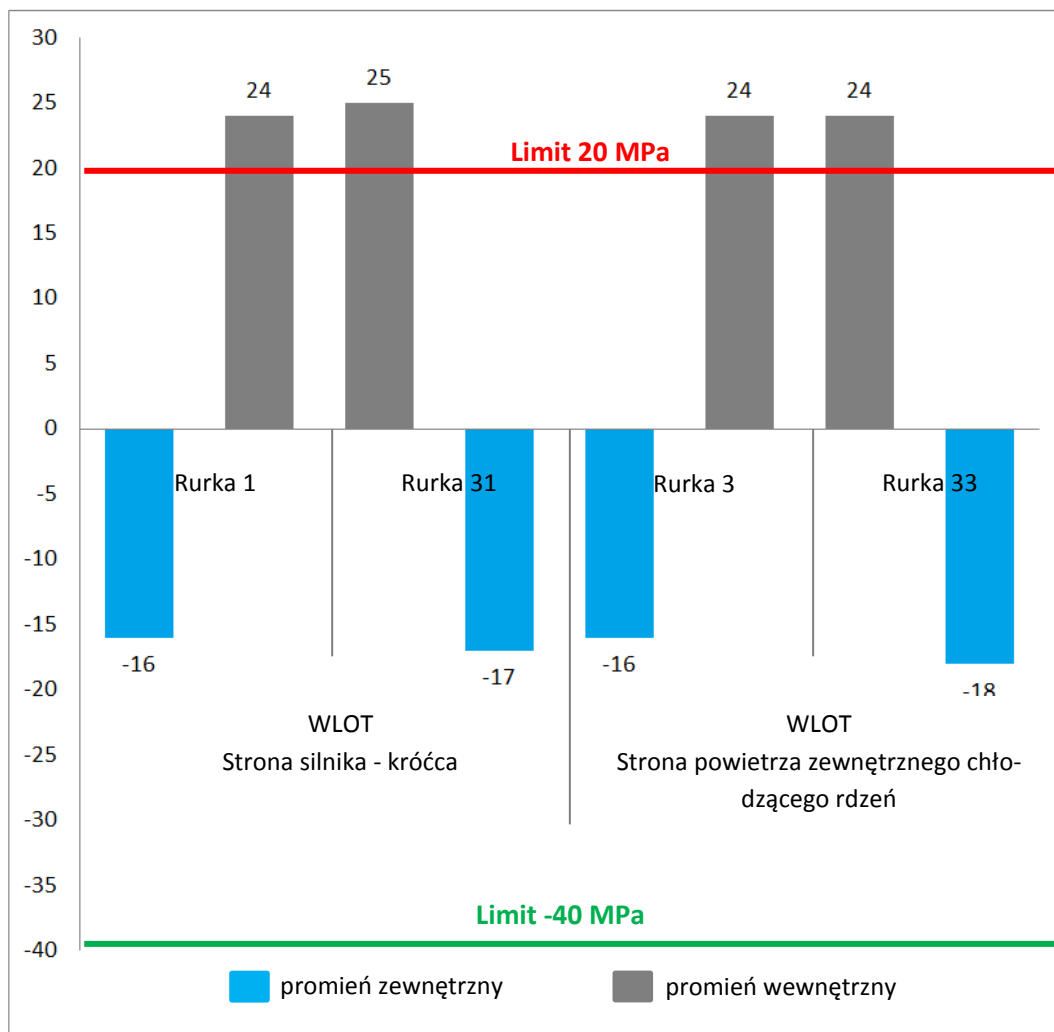
Dla stopu aluminium z którego zbudowane są rurki chłodnicy powietrza doładowanego zdefiniowano również empirycznie limit naprężeń zastępczych na poziomie 30 MPa dla wykonania zakładanych w specyfikacji testu cykli termicznych 2 000 cykli. Maksymalne wartości naprężeń zastępczych na poziomie od 20 do 22 MPa symulacja wskazała również na promieniach wewnętrznych rurek, zarówno po stronie silnika jak i po stronie powietrza chłodzącego rdzeń.

Według zdefiniowanego limitu 30 MPa konstrukcja chłodnicy powinna zaliczyć test, jednak jest to jeden z warunków jaki jest brany pod uwagę podczas analizy wyników symulacji, ponieważ naprężenia zastępcze dostarczają jedynie ogólnej informacji o stanie naprężenia. Natomiast głównym kryterium oceny wytrzymałości konstrukcji chłodnicy na cykle termiczne są wartości uzyskanych maksymalnych naprężeń głównych, które w przypadku analizowanej chłodnicy zostały przekroczone. Pojawia się natomiast pytanie dlaczego przeprowadzona symulacja komputerowa wskazała porównywalny stan naprężenia na wszystkich skrajnych rurekach strony wlotowej skoro pękają tylko rurki po stronie silnika. Na podstawie otrzymanych wyników analizy można przypuszczać, że rozkład temperatury w chłodnicy jest nierównomierny. W związku z chłodzeniem rdzenia podczas rzeczywistego testu temperatura rurek po stronie powietrza chłodzącego rdzeń jest dużo niższa od temperatury rurek po stronie silnika.

Tabela 7.3.4 Maksymalne naprężenia główne w rurekach modelu podstawowego [MPa]

				Model podstawowy
Maksymalne naprężenia główne [MPa]	WLOT Strona silnika - króćca	Rurka 1	promień zewnętrzny	-16
			promień wewnętrzny (przeciek)	24
		Rurka 31	promień wewnętrzny (przeciek)	25
			promień zewnętrzny	-17
	WLOT Strona powietrza zewnętrznego chłodzącego rdzeń	Rurka 3	promień zewnętrzny	-16
			promień wewnętrzny	24
		Rurka 33	promień wewnętrzny	24
			promień zewnętrzny	-18

Naprężenia termiczne w chłodnicach powietrza
doładowanego powstające w procesie ich walidacji

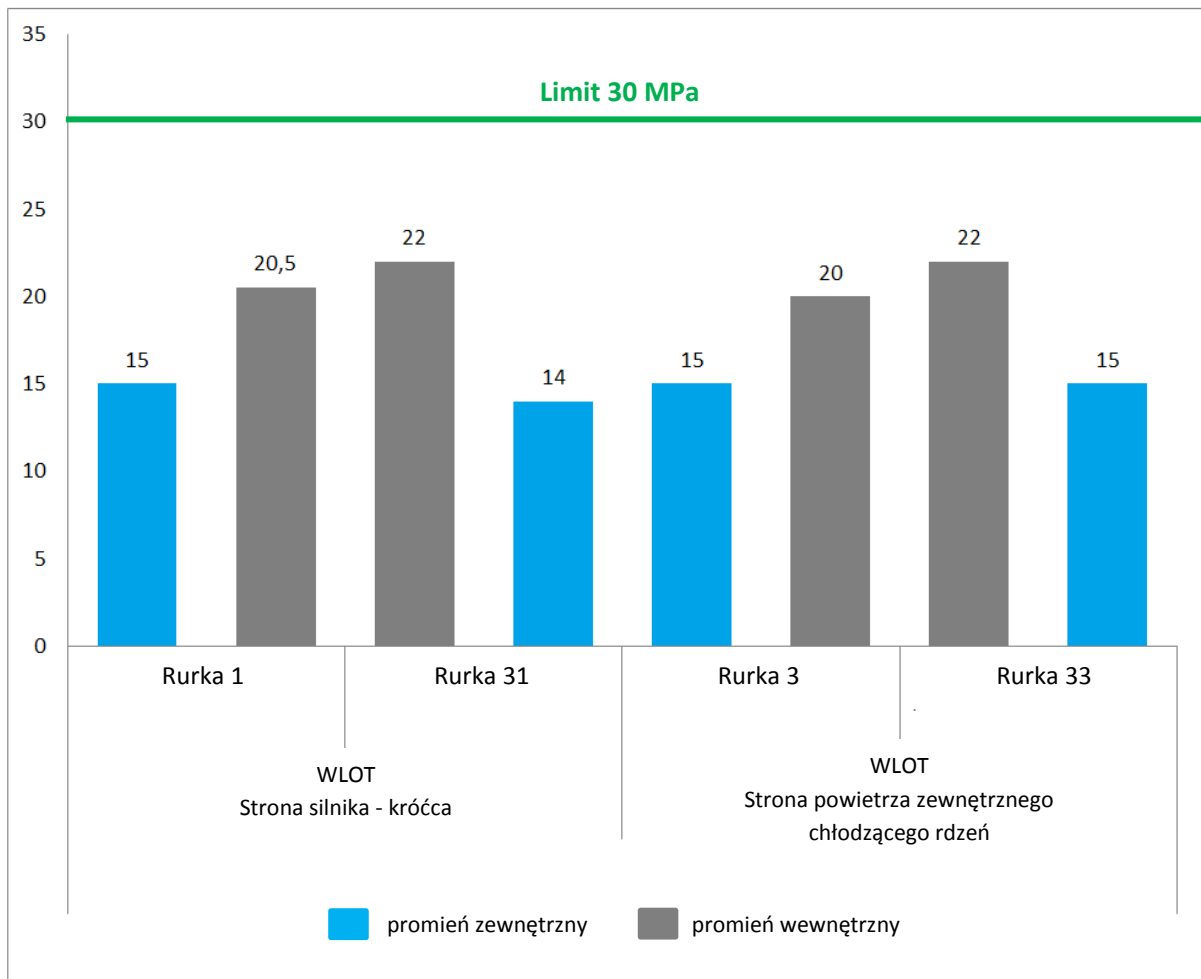


Rys. 7.3.25 Maksymalne naprężenia główne rurek po stronie wlotowej chłodnicy [MPa]

Tabela 7.3.5 Naprężenia zastępcze w rurek modelu podstawowego [MPa]

			Model podstawowy	
Naprężenia zastępcze [MPa]	WLOT Strona silnika - króćca	Rurka 1	promień zewnętrzny	15
			promień wewnętrzny <i>(przeciek)</i>	20,5
		Rurka 31	promień wewnętrzny <i>(przeciek)</i>	22
			promień zewnętrzny	14
	WLOT Strona powietrza zewnętrznego chłodzącego rdzeń	Rurka 3	promień zewnętrzny	15
			promień wewnętrzny	20
		Rurka 33	promień wewnętrzny	22
			promień zewnętrzny	15

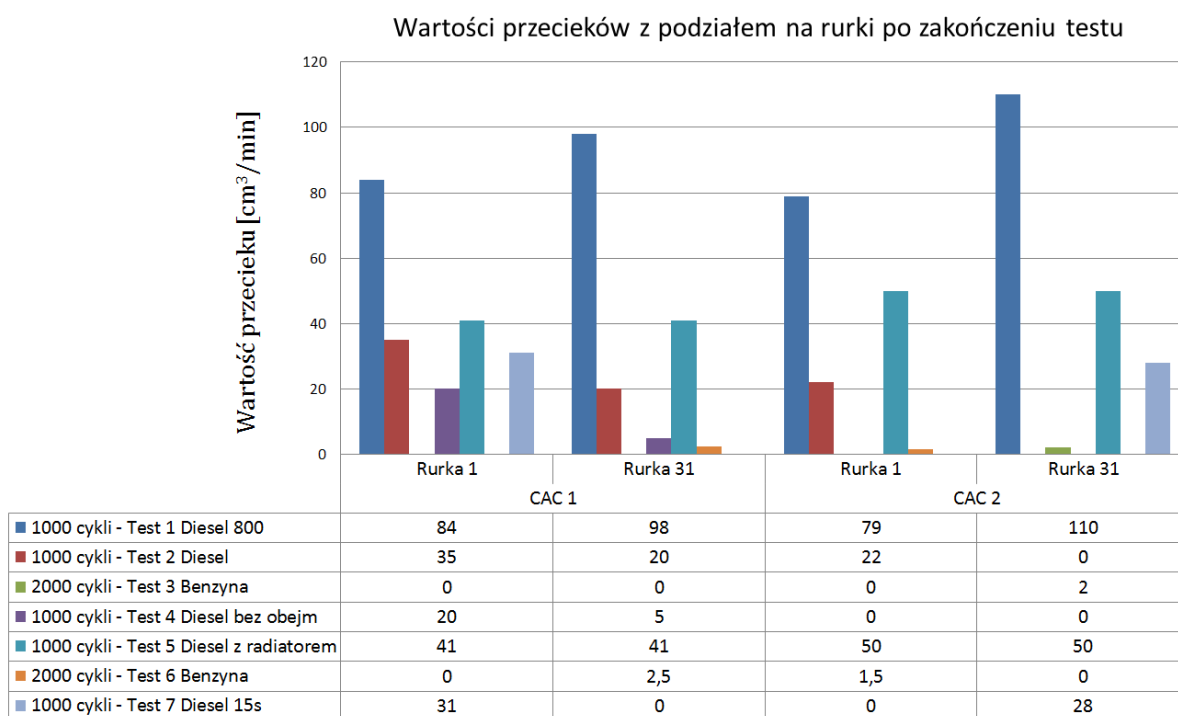
Naprężenia termiczne w chłodnicach powietrza
doładowanego powstające w procesie ich walidacji



Rys. 7.3.26 Naprężenia zastępcze w rurkach modelu podstawowego [MPa]

7.4. Weryfikacja modelu na podstawie testów walidacyjnych

Przeprowadzona symulacja komputerowa testu cykli termicznych chłodnicy powietrza doładowanego przedstawiona w podrozdziale 7.3 wskazała maksymalne naprężenia we wszystkich czterech skrajnych rurkach po stronie zbiornika wlotowego chłodnicy. Rezultaty jak zauważono podczas analizy wyników symulacji pokrywają się z wynikami rzeczywistych testów tylko dla skrajnych rurek po stronie silnika. Na rysunku 7.4.1 przedstawiono jeszcze raz zestawienie wartości przecieków pękniętych rurek z czternastu przetestowanych chłodnic podczas siedmiu testów cykli termicznych.

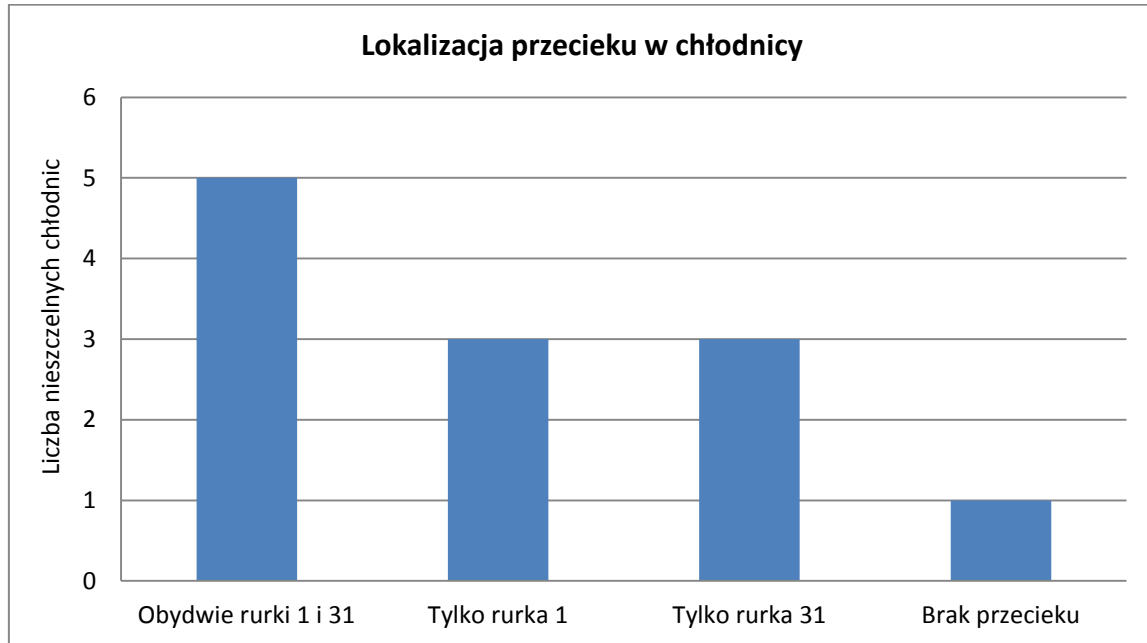


Rys. 7.4.1 Wartość przecieków rurek 1 i 31 po teście

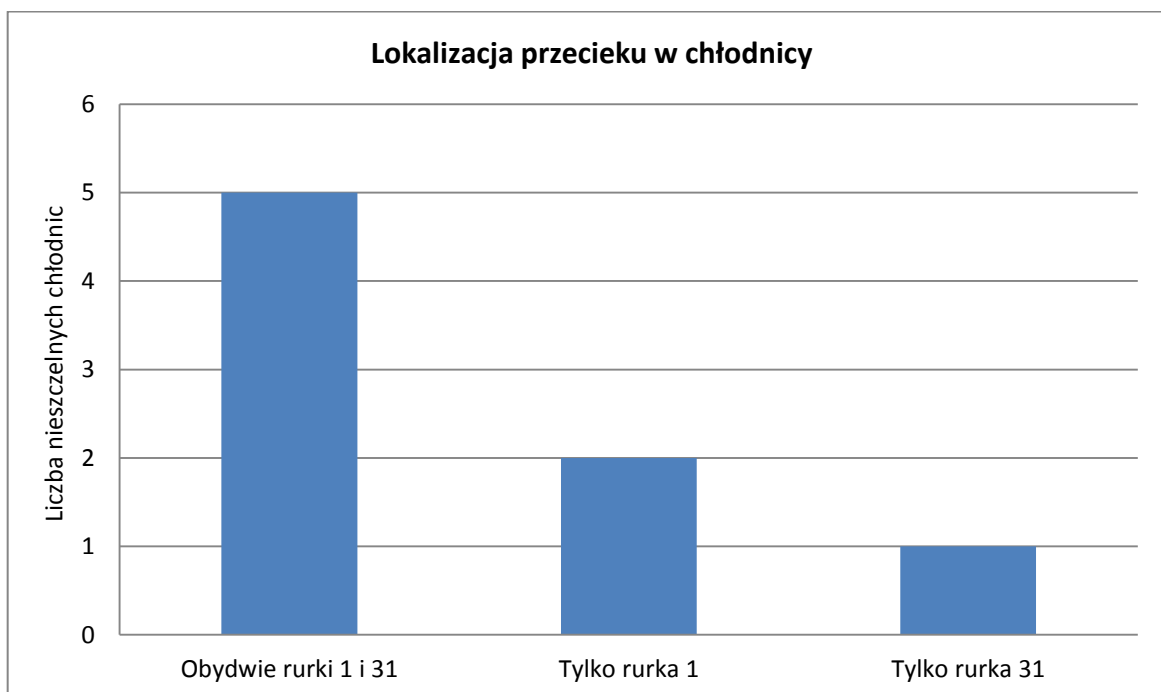
Jeżeli wykluczyć test numer 4 w przypadku którego chłodnica powietrza doładowanego nie posiadała obejm konstrukcyjnych w związku z czym ulegała zupełnie innym obciążeniom wówczas można zauważyć, że przeciek na obu rurkach jednocześnie wystąpił tylko w pięciu przypadkach. Trzykrotnie pękała tylko rurka numer 1 jak również rurka numer 31. Natomiast w przypadku testu numer 3 obie rurki dla CAC 1 pozostały szczelne (Rys. 7.4.2). Z kolei na rysunku 7.4.3 przedstawiono zestawienie miejsc przecieków po 1 000 cykli dla czterech testów wykonanych według specyfikacji diesla, w sumie dla ośmiu chłodnic. Przeciek na obu rurkach jednocześnie pojawił się w przypadku pięciu chłodnic, dwukrotnie przeciek pojawił się na rurce numer 1 i tylko raz na rurce numer 31.

W przypadku analizowanych rurek pęknięcia pojawiały się zawsze na ich wewnętrznych promieniach czyli tak jak wskazała to przeprowadzona symulacja. Niezależnie od specyfikacji testu najstabszą częścią konstrukcji chłodnicy są skrajne rurki po stronie silnika. Na podstawie wyników z przeprowadzonych testów można stwierdzić, że obciążenia zarówno rurki numer 1 jak i 31 są na podobnym poziomie i jeśli kontynuować dany test do zniszczenia to ostatecznie pękły by obydwie rurki niezależnie od specyfikacji testu cykli termicznych. Na rysunku 7.4.4a – b pokazano przykładowe zdjęcia przecieków z rurek numer 1 i 31 chłodnicy powietrza doładowanego po teście cykli termicznych z oficjalnych raportów testowych, wykonane podczas testu szczelności.

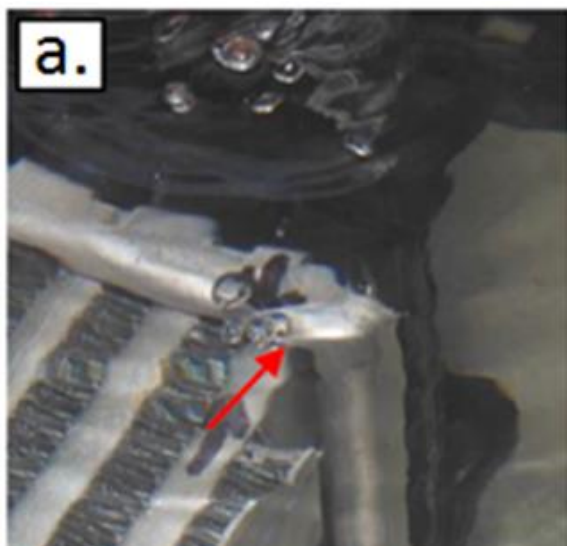
Z kolei na rysunku 7.4.5 przedstawiono przykładowe zdjęcie z analizy makrograficznej pękniętego promienia wewnętrznego rurki numer 1 chłodnicy po teście. Fioletowa barwa na rurce to pozostałości po czynniku chemicznym, używanym do szczegółowej detekcji miejsca przecieku. Stanowi to potwierdzenie miejsca nieszczelności układu wykrytego testem polegającym na aplikacji powietrza pod ciśnieniem do obiegu chłodnicy zanurzonej w wodzie.



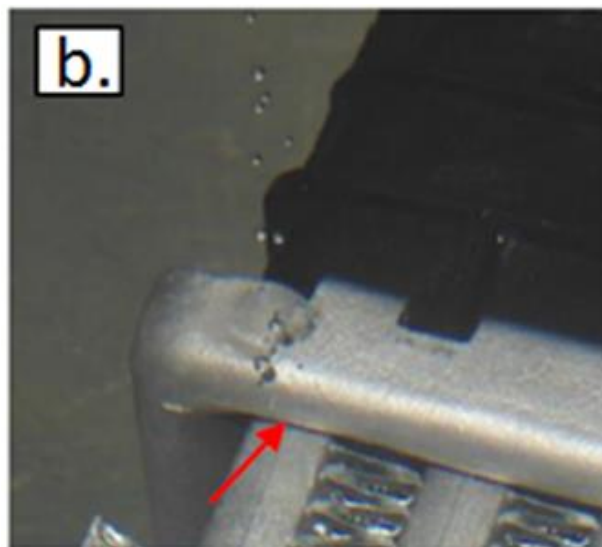
Rys. 7.4.2 Lokalizacja przecieków po testach numer 1-3 i 5-7



Rys. 7.4.3 Lokalizacja przecieków dla testów numer 1, 2, 5, 7 według specyfikacji diesla

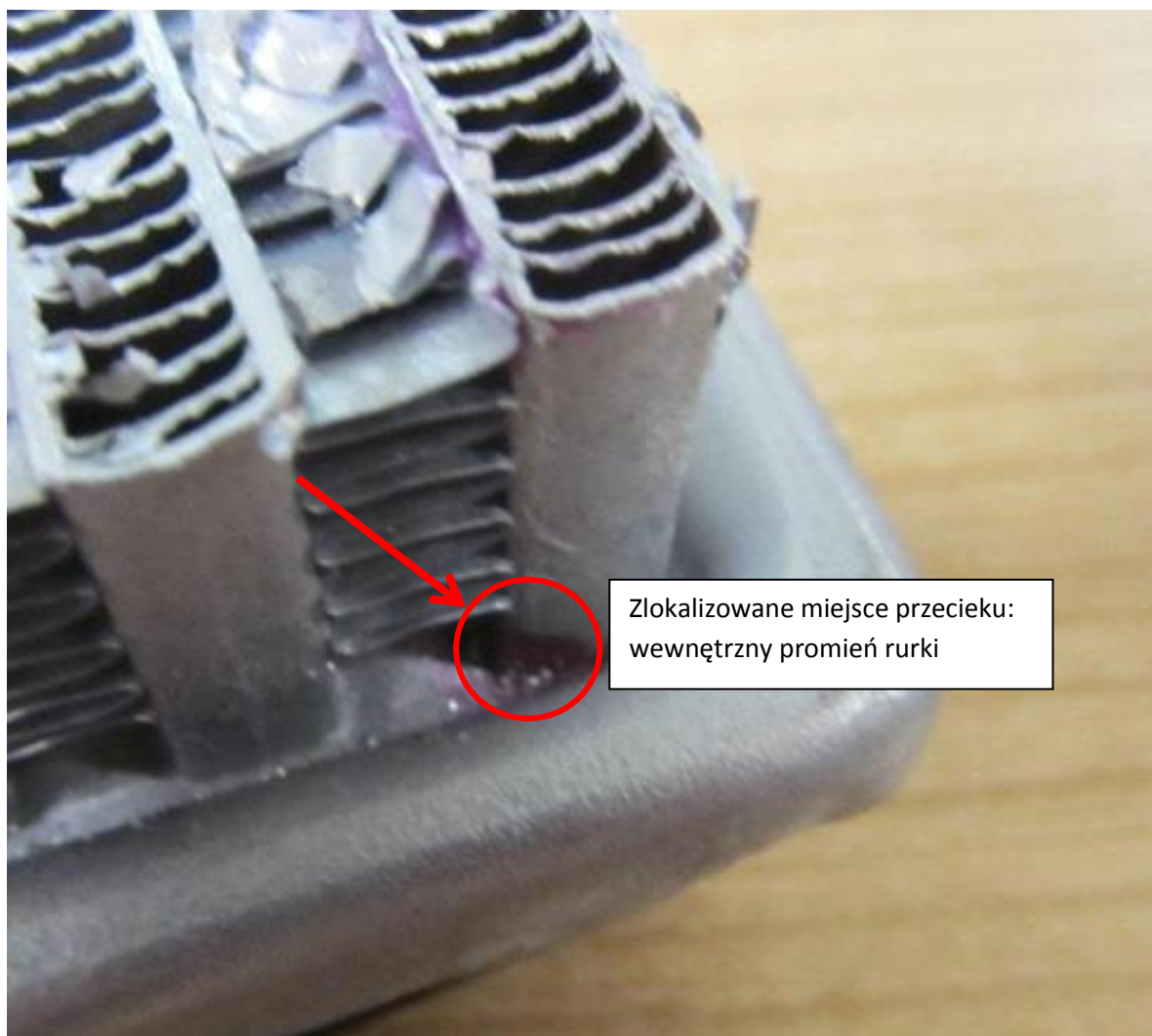


Rurka numer 31



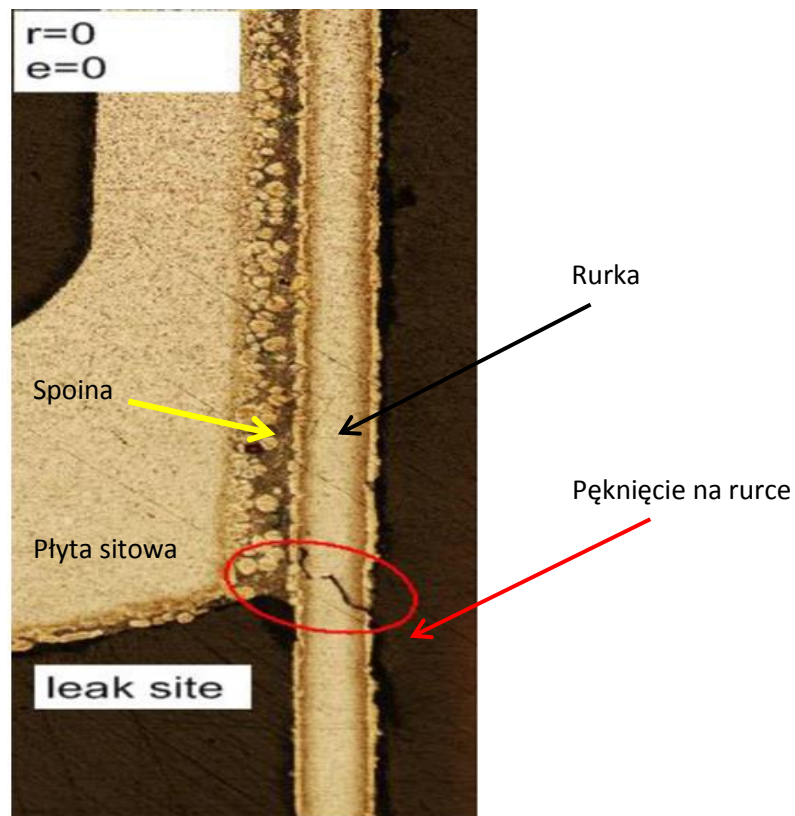
Rurka numer 1

Rys. 7.4.4 Zdjęcia przecieków z rurek po stronie silnika



Rys. 7.4.5 Pęknięcie promienia wewnętrznego rurki po teście cykli termicznych

Natomiast rysunek 7.4.6 przedstawia mikrografię pękniętego promienia rurki po zeszlifowaniu i trawieniu kwasem fluorowodorowym w celu uzyskania odpowiedniego poziomu kontrastu próbki do analizy jej struktury pod mikroskopem. Na podstawie otrzymanego obrazu próbki można stwierdzić brak jakichkolwiek wad materiałowych jak i nieprawidłowości wynikających z defektów procesów technologicznych wytwarzania chłodnicy. Jakość powstałej spoiny jest prawidłowa, brak jakiegokolwiek w niej nieciągłości i obszarów porowatych. Na żadnym z komponentów chłodnicy nie wystąpiła erozja i rozpuszczenie. Wszystkie komponenty chłodnicy zmierzono i były zgodne z normą. Zatem można stwierdzić, że główna przyczyna pęknięcia rurek jest natury termomechanicznej.



Rys. 7.4.6 Mikrografia pękniętej rurki po teście cykli termicznych w powiększeniu x 25

Brak korelacji pomiędzy rezultatami symulacji komputerowej i wynikami rzeczywistych testów dla rurek znajdujących się po stronie powietrza chłodzącego rdzeń może wynikać z przyjętego w symulacji założenia o równomiernym rozkładzie temperatury pomiędzy rurkami strony wlotowej. W związku z chłodzeniem rdzenia chłodnicy podczas testów cykli termicznych temperatura rurek po stronie powietrza chłodzącego może być niższa od temperatury rurek po stronie silnika. Z kolei wyższa temperatura rurek po stronie silnika będzie oznaczała również większe ich odkształcenia i naprężenia. Jeżeli modelowi chłodnicy zostanie przypisana wyższa temperatura rurek po stronie silnika od temperatury rurek po stronie powietrza chłodzącego rdzeń wówczas może nastąpić korelacja wyników symulacji komputerowej z wynikami rzeczywistych testów cykli termicznych. Warunki brzegowe modelu chłodnicy powietrza doładowanego zostaną zatem zaktualizowane o rzeczywiste wartości temperatur rurek jakie występują podczas testu, co odzwierciedli również efekt chłodzenia rdzenia chłodnicy. Temperatury rurek zostały zmierzone podczas planowanych badań doświadczalnych a opracowany model następnie powtórnie przeliczony.

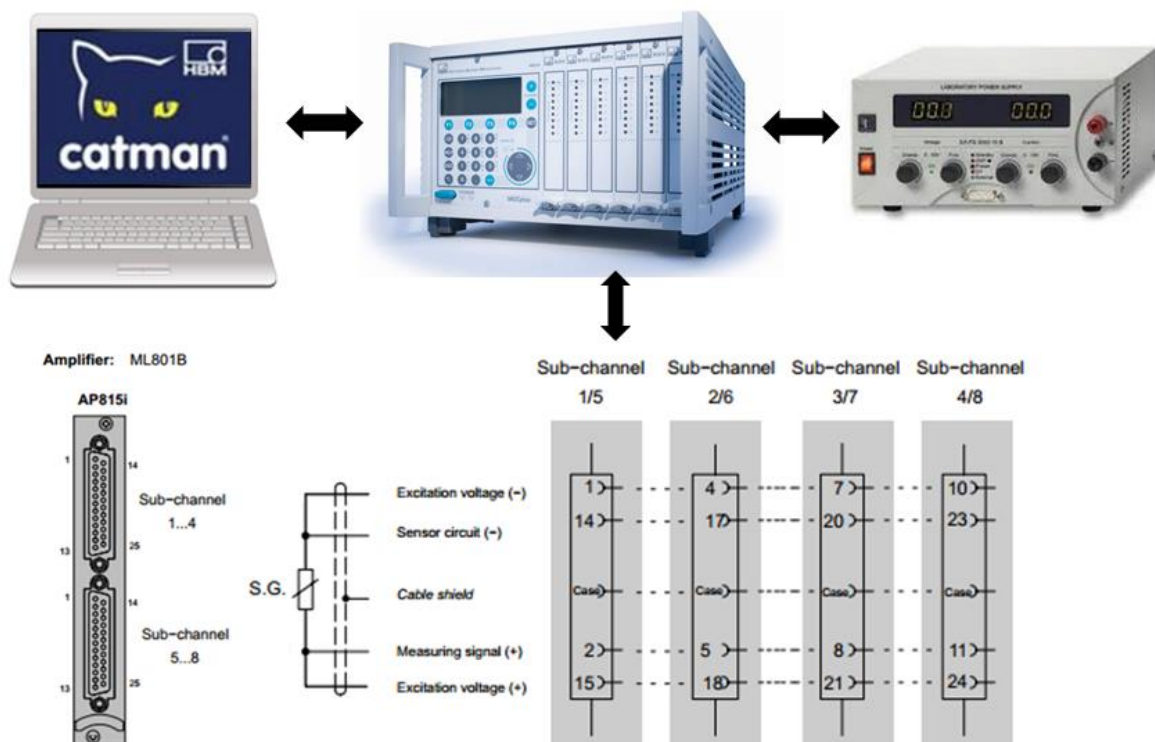
8. SZCZEGÓŁOWE BADANIA DOŚWIADCZALNE

8.1. Cel i założenie badań

Obecna konstrukcja chłodnicy powietrza doładowanego nie jest w stanie wytrzymać 2 000 cykli testu cykli termicznych według specyfikacji diesla. Przyczyną niezaliczenia testu jest pojawienie się nieszczelności układu po 1 000 cykli spowodowanego pęknięciem skrajnych rurek po stronie wlotowej chłodnicy. Celem badania jest określenie wartości odkształceń jakie występują w rurkach chłodnicy dla zadanych parametrów testu i konfiguracji stanowiska. Na chłodnicy w miejscach wskazanych przez symulację komputerową zostaną zainstalowane tensometry i termopary, z których aparatura pomiarowa będzie zbierała dane aby sprawdzić wpływ danego parametru testu na odkształcenia rurek chłodnicy. Umożliwi to nie tylko zrozumienie przyczyny pęknięcia rurek, ale także stworzy pewien rodzaj bazy danych określającej zależność pomiędzy konstrukcją chłodnicy a konkretną specyfikacją testu cykli termicznych.

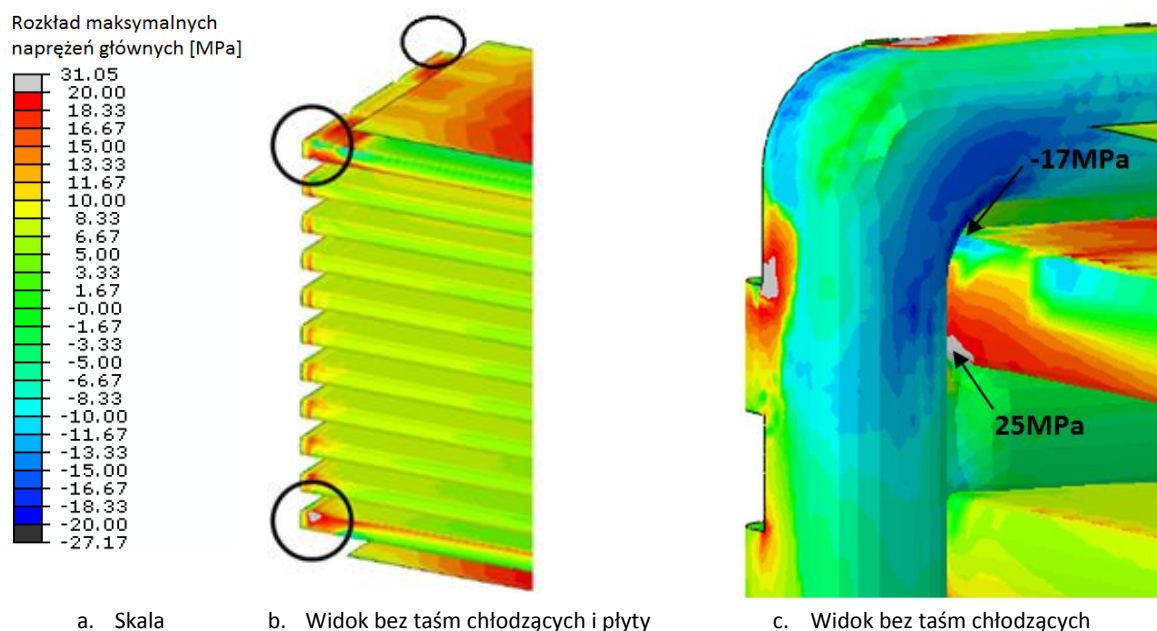
8.2. Opis środowiska testowego do badań doświadczalnych

Pomiar odkształceń w chłodnicy powietrza doładowanego został wykonany za pomocą urządzenia HBM Device MGCplus AB22A (Rys. 8.2.1) w układzie ćwierć mostka z czterema przewodami. Taki układ zapewni lepszą jakość sygnału niż układ z dwoma przewodami oraz eliminują potencjalne zakłócenia sygnału. Do pomiaru użyto tensometrów Vishay SG 350 Ohm WK-13-125BT-350.



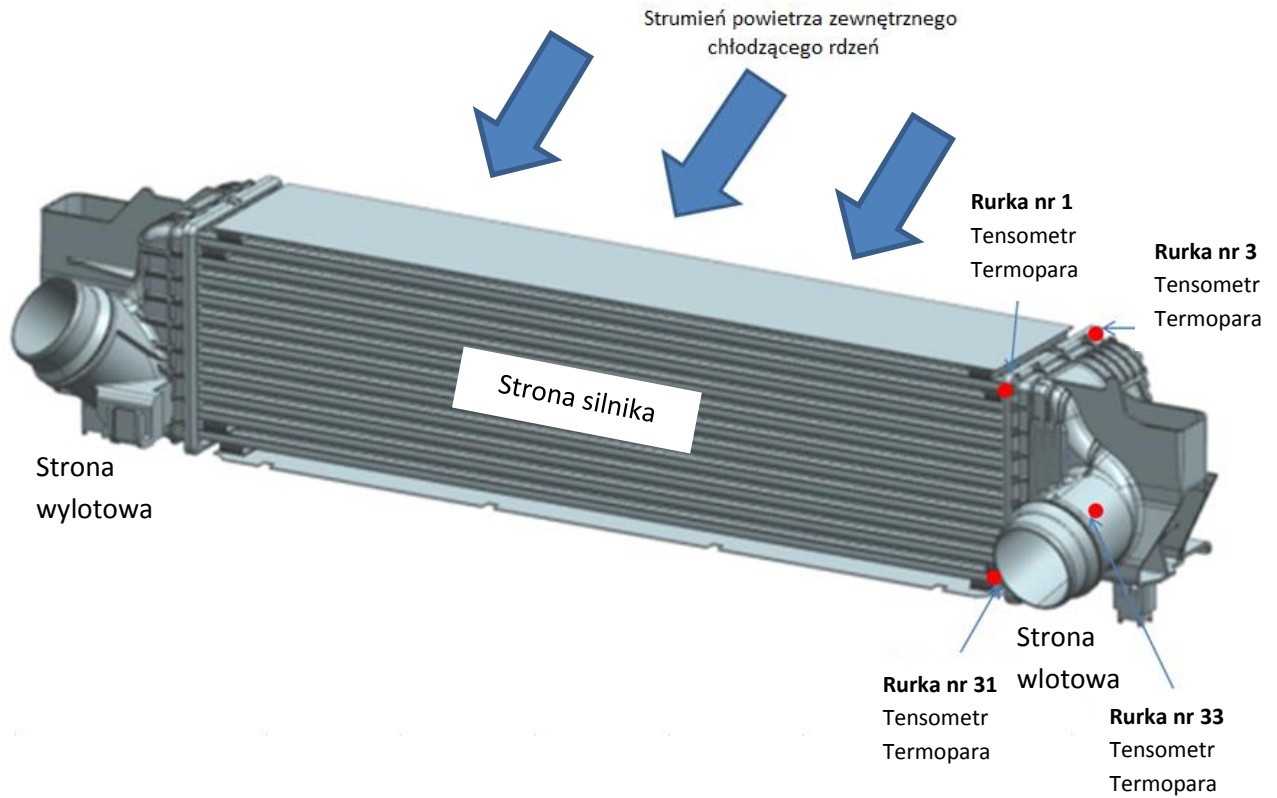
Rys. 8.2.1 System pomiarowy [www, 10]

System pomiarowy działał w oparciu o oprogramowanie catman Easy. Czas próbkowania ustawiono na 10 próbek na sekundę. Dane dla każdej z konfiguracji testu były zbierane w czasie od trzech do pięciu minut. Na podstawie wykonanej symulacji komputerowej (Rys. 8.2.2) oraz danych z testów stwierdzono, że najbardziej krytycznymi obszarami chłodnicy pod względem wytrzymałościowym są jej cztery skrajne rurki po stronie wlotowej w miejscu połączenia z płytą sitową, a dokładnie to ich zewnętrzne promienie. W tych miejscach postanowiono nakleić tensometry i termopary. Tensometry w związku ze zbyt małymi promieniami rurek nie mogły być naklejone bezpośrednio na nich, zostały więc umiejscowione na płaskiej powierzchni rurki przy płycie sitowej, tuż obok miejsc występowania największych naprężeń. Na cztery skrajne rurki po stronie wlotowej chłodnicy powietrza doładowanego według schematu przedstawionego na rysunku 8.2.3 zostały naklejone cztery tensometry (ang. *gage*) i przypisana do każdego z nich termopara. Ze względu na międzynarodową skalę badań, na rysunkach w pracy, szczególnie tych przedstawiających obrazy z systemu pomiarowego pojawiają się słowa pochodzące z języka angielskiego na przykład słowo *gage* oznaczające w języku polskim tensometr. Rysunek 8.2.4 przedstawia już finalnie zamontowane tensometry i termopary na skrajnych rurkach strony wlotowej chłodnicy powietrza doładowanego. Natomiast rysunek 8.2.5 przedstawia bardziej szczegółowy widok zamontowanego tensometru i termopary na przykładzie rurki numer 1. Pomiar odkształceń rurek chłodnicy powietrza doładowanego za pomocą tensometrów określi wpływ różnych parametrów testu cykli termicznych i konfiguracji stanowiska na wartość ich odkształceń. Podczas pomiaru będzie zmieniana maksymalna temperatura powietrza doładowanego, czas narostu i spadku temperatury, wartość przepływu powietrza doładowanego oraz prędkość i temperatura powietrza chłodzącego [Hoffman, 1989; Rolinski, 1981; Styburski, 1971]

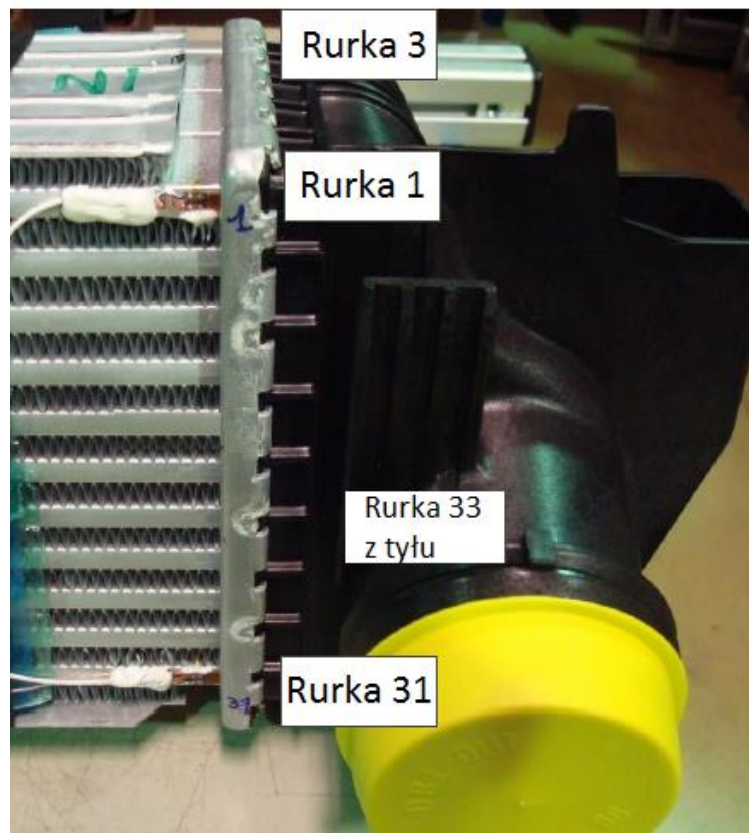


Rys. 8.2.2 Rozkład maksymalnych naprężeń głównych skrajnych rurek strony wlotowej [MPa]

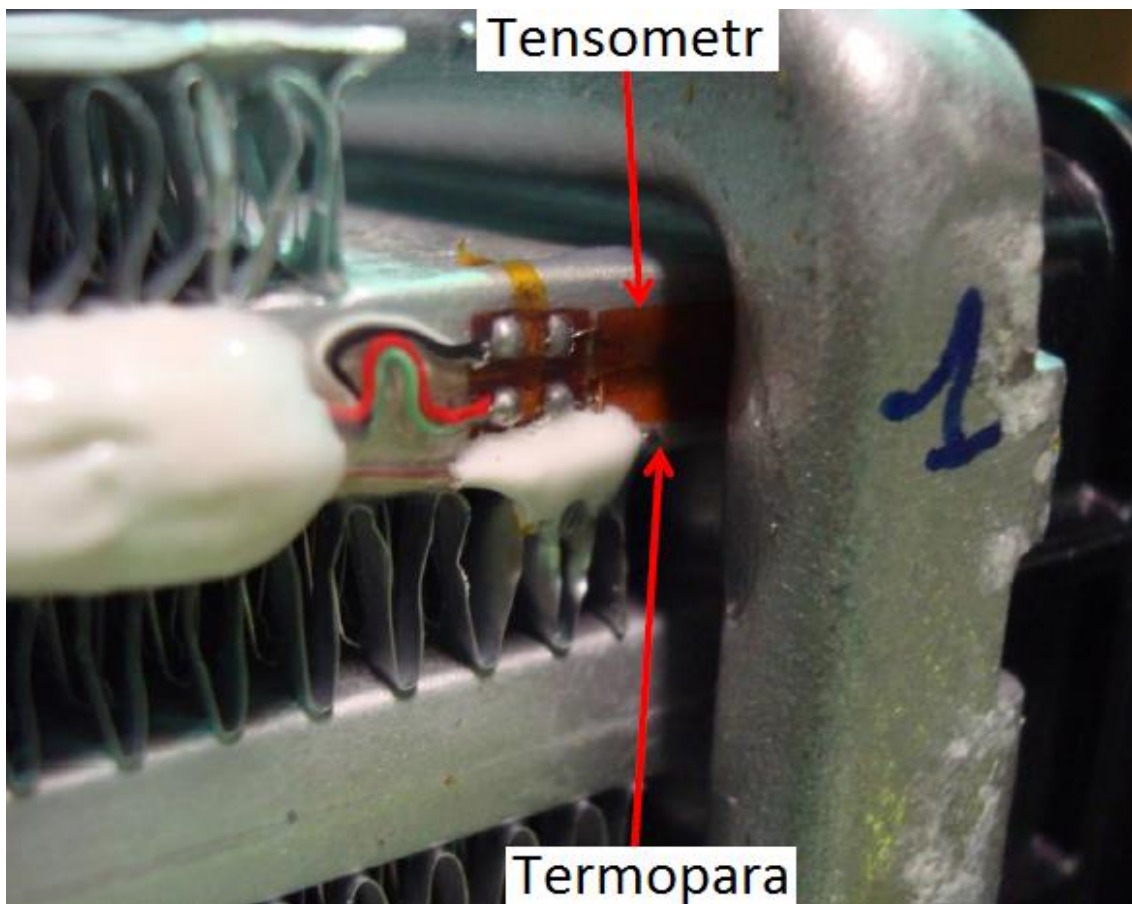
Naprężenia termiczne w chłodnicach powietrza
doładowanego powstające w procesie ich walidacji



Rys. 8.2.3 Lokalizacja tensometrów i termopar



Rys. 8.2.4 Zamontowane tensometry i termopary na skrajnych rurkach strony wlotowej chłodnicy



Rys. 8.2.5 Umiejscowienia tensometru i termopary na przykładzie rurki numer 1

Naprężenia termiczne w chłodnicach powietrza doładowanego powstające w procesie ich walidacji

8.3. Wyniki badań doświadczalnych i ich omówienie

Pomiar tensometryczny chłodnicy powietrza doładowanego podczas testu cykli termicznych miał na celu określenie wpływu różnych parametrów testu jak i konfiguracji stanowiska testowego na wartość odkształceń rurek chłodnicy. Pozwoliło to nie tylko zrozumieć przyczynę pękanie rurek skutkującą niezaliczeniem testu, ale również ocenić wyniku testu dla różnych jego parametrów. W tabelach 8.3.1 – 8.3.2 pokazano wyniki badań przeprowadzonych dla osiemnastu różnych parametrów testu i konfiguracji stanowiska. Podczas pomiaru zmieniano maksymalną temperaturę sprężonego powietrza, czasy wzrostu i spadku jego temperatury, wartość przepływu tego powietrza oraz prędkość i temperaturę powietrza chłodzącego. Jeżeli chodzi o konfiguracje stanowiska to dokonano modyfikacji wymiarów geometrycznych dyszy dostarczającego zimne powietrze z zewnątrz, którym był przedmuchiwany rdzeń.

Tabela 8.3.1 Pomiary odkształceń rurek chłodnicy Id 1 – 7

Id	Sprężone powietrze wewnątrz układu CAC				Powietrze zewnętrzne		Mierzone parametry: Odształcenie [-] Szybkość odkształcenia [1/s] Temperatura [°C]	Układ wlotowy CAC, strona:				Komentarz
	Dolna temp. [°C]	Górna temp. [°C]	Δ temp. [s]	Przepływ [kg/h]	Temperatura [°C]	Prędkość [m/s]		Powietrza chłodzącego		Silnika		
								Rurka nr 3	Rurka nr 33	Rurka nr 31	Rurka nr 1	
1	30	220	30*	600	20	8.1	Odształcenie	563	635	923	475	Standardowa konfiguracja stanowiska testu według parametrów silnika diesla, ale czasem zmiany temperatury sprężonego powietrza Δ temp. = 30 s
							Max odkształcenie +	538	506	888	427	
							Max odkształcenie -	-25	-129	-35	-48	
							Szybkość odkształcenia	563	671	807	412	
							Szybkość odkształcenia +	308	359	431	230	
							Szybkość odkształcenia -	-255	-312	-376	-182	
							Temperatura	130	145	175	170	
2	30	220	30*	600	-	-	Odształcenie	908	1493	1109	576	Brak zewnętrznego chłodzenia rdzenia
							Max odkształcenie +	765	1076	1003	395	
							Max odkształcenie -	-143	-417	-106	-181	
							Szybkość odkształcenia	631	867	828	321	
							Szybkość odkształcenia +	359	472	451	186	
							Szybkość odkształcenia -	-272	-395	-376	-136	
							Temperatura	200	200	200	200	
3	30	220	30*	600	20	8.1	Odształcenie	715	689	936	525	Brak zewnętrznego chłodzenia rdzenia podczas fazy chłodzenia sprężonego powietrza, przejścia do temp. minimalnej
							Max odkształcenie +	638	531	928	415	
							Max odkształcenie -	-77	-158	-8	-109	
							Szybkość odkształcenia	530	577	642	385	
							Szybkość odkształcenia +	330	349	395	207	
							Szybkość odkształcenia -	-200	-228	-248	-178	
							Temperatura	130	145	170	170	
4	30	220	30*	600	24	10	Odształcenie	585	605	843	472	Temperatura 24 °C i prędkość 10 m/s
							Max odkształcenie +	554	484	829	432	
							Max odkształcenie -	-31	-121	-13	-40	
							Szybkość odkształcenia	378	486	615	365	
							Szybkość odkształcenia +	200	256	329	201	
							Szybkość odkształcenia -	-178	-231	-286	-163	
							Temperatura	125	140	170	165	
5	30	190	30*	600	20	8.1	Odształcenie	527	575	778	436	Górna temperatura 190 °C
							Max odkształcenie +	497	441	761	388	
							Max odkształcenie -	-30	-134	-17	-48	
							Szybkość odkształcenia	487	590	698	365	
							Szybkość odkształcenia +	261	320	381	212	
							Szybkość odkształcenia -	-225	-270	-318	-153	
							Temperatura	115	125	150	147	
6	30	160	30*	600	20	8.1	Odształcenie	452	504	659	388	Górna temperatura 160 °C
							Max odkształcenie +	439	433	639	370	
							Max odkształcenie -	-13	-71	-20	-17	
							Szybkość odkształcenia	168	236	249	148	
							Szybkość odkształcenia +	168	236	249	148	
							Szybkość odkształcenia -	-144	-206	-223	-135	
							Temperatura	100	108	128	125	
7	30	220	30*	440	20	8.1	Odształcenie	533	552	828	418	Przepływ 440 kg/h
							Max odkształcenie +	498	425	808	368	
							Max odkształcenie -	-35	-127	-19	-50	
							Szybkość odkształcenia	392	523	529	274	
							Szybkość odkształcenia +	211	278	278	146	
							Szybkość odkształcenia -	-181	-245	-250	-128	
							Temperatura	125	140	170	165	

*Δ temp. = 30 s oznacza zmianę temperatury w czasie: od 30 °C do 210°C w 30 s, 10 s w 220 °C, od 220 °C do 40 °C w 30 s

Naprężenia termiczne w chłodnicach powietrza doładowanego powstające w procesie ich walidacji

Tabela 8.3.2 Pomiary odkształceń rurek chłodnicy Id 8 – 18

Id	Sprężone powietrze wewnątrz układu CAC				Powietrze zewnętrzne		Mierzone parametry: Odształcenie [-] Szybkość odkształcenia [1/s] Temperatura [°C]	Układ wlotowy CAC, strona:				Komentarz
	Dolna temp. [°C]	Górna temp. [°C]	Δ temp. [s]	Przepływ [kg/h]	Temperatura [°C]	Prędkość [m/s]		Powietrza chłodzącego		Silnika		
								Rurka nr 3	Rurka nr 33	Rurka nr 31	Rurka nr 1	
8	30	220	6	440	20	8.1	Odształcenie	530	749	838	517	Przepływ 440 kg/h
							Max odkształcenie +	521	614	810	502	
							Max odkształcenie -	-9	-135	-28	-16	
							Szybkość odkształcenia	582	685	1016	504	
							Szybkość odkształcenia +	293	344	537	268	
							Szybkość odkształcenia -	-289	-341	-479	-236	
							Temperatura	125	125	165	175	
9	30	190	6	440	20	8.1	Odształcenie	472	653	730	485	Test pozytywny według specyfikacji silnika benzynowego
							Max odkształcenie +	424	539	608	465	
							Max odkształcenie -	-48	-114	-122	-19	
							Szybkość odkształcenia	536	509	968	489	
							Szybkość odkształcenia +	262	241	514	259	
							Szybkość odkształcenia -	-274	-267	-454	-230	
							Temperatura	110	110	140	150	
10	30	190	6	600	20	8.1	Odształcenie	513	763	783	509	Górna temperatura 190 °C Przepływ 600 kg/h
							Max odkształcenie +	475	571	767	451	
							Max odkształcenie -	-39	-192	-15	-58	
							Szybkość odkształcenia	565	817	736	360	
							Szybkość odkształcenia +	283	427	387	186	
							Szybkość odkształcenia -	-282	-390	-349	-174	
							Temperatura	115	115	150	160	
11	30	220	6	600	20	8.1	Odształcenie	570	895	894	554	Standardowa konfiguracja stanowiska Test według specyfikacji silnika diesla Wynik negatywny po 1 000 cyklach
							Max odkształcenie +	560	727	846	534	
							Max odkształcenie -	-10	-168	-48	-19	
							Szybkość odkształcenia	694	536	1390	614	
							Szybkość odkształcenia +	311	232	696	287	
							Szybkość odkształcenia -	-383	-303	-694	-328	
							Temperatura	130	135	175	185	
12	30	220	6	600	20	10	Odształcenie	550	945	851	533	Test według specyfikacji silnika diesla Wpływ zwiększonej prędkości powietrza chłodzącego rdzeń do 10 km/h
							Max odkształcenie +	416	547	819	322	
							Max odkształcenie -	-133	-398	-32	-210	
							Szybkość odkształcenia	605	766	1194	514	
							Szybkość odkształcenia +	286	388	618	247	
							Szybkość odkształcenia -	-319	-378	-576	-267	
							Temperatura	125	130	170	180	
13	30	220	6	600	20	5	Odształcenie	632	837	919	635	Test według specyfikacji silnika diesla Wpływ zmniejszonej prędkości powietrza chłodzącego rdzeń do 5 km/h
							Max odkształcenie +	606	761	900	560	
							Max odkształcenie -	-26	-76	-19	-74	
							Szybkość odkształcenia	799	833	1394	655	
							Szybkość odkształcenia +	385	405	725	326	
							Szybkość odkształcenia -	-413	-428	-669	-329	
							Temperatura	140	145	185	195	
14	30	220	6	600	35	8.1	Odształcenie	549	876	835	528	Test według specyfikacji silnika diesla Wpływ zwiększonej temperatury powietrza chłodzącego rdzeń do 35 °C
							Max odkształcenie +	518	665	827	477	
							Max odkształcenie -	-30	-211	-7	-51	
							Szybkość odkształcenia	641	946	818	377	
							Szybkość odkształcenia +	327	495	439	198	
							Szybkość odkształcenia -	-314	-451	-379	-179	
							Temperatura	135	140	175	185	
15	30	220	6	600	35	10	Odształcenie	519	906	786	502	Test według specyfikacji silnika diesla Wpływ zwiększonej temperatury do 35 °C i prędkości do 10 km/h powietrza chłodzącego rdzeń
							Max odkształcenie +	454	651	773	414	
							Max odkształcenie -	-65	-255	-13	-88	
							Szybkość odkształcenia	601	485	1197	493	
							Szybkość odkształcenia +	278	221	617	236	
							Szybkość odkształcenia -	-323	-264	-580	-257	
							Temperatura	130	135	170	175	
16	30	220	6	600	35	12	Odształcenie	788	1060	897	717	Pomniejszony kanał chłodzący, brak chłodzenia strony wlotowej chłodnicy z zewnątrz
							Max odkształcenie +	729	848	855	505	
							Max odkształcenie -	-58	-212	-43	-212	
							Szybkość odkształcenia	1140	1371	1325	645	
							Szybkość odkształcenia +	575	721	700	341	
							Szybkość odkształcenia -	-565	-650	-625	-304	
							Temperatura	150	175	195	205	
17	30	220	6	600	35	10	Odształcenie	758	1067	894	713	Pomniejszony kanał chłodzący, brak chłodzenia strony wlotowej chłodnicy z zewnątrz
							Max odkształcenie +	748	949	847	615	
							Max odkształcenie -	-10	-118	-46	-98	
							Szybkość odkształcenia	941	1291	955	477	
							Szybkość odkształcenia +	498	700	509	263	
							Szybkość odkształcenia -	-442	-591	-446	-214	
							Temperatura	155	175	195	210	
18	30	220	6	600	20	10	Odształcenie	744	1058	882	714	Pomniejszony kanał chłodzący, brak chłodzenia strony wlotowej chłodnicy z zewnątrz
							Max odkształcenie +	630	771	800	427	
							Max odkształcenie -	-114	-287	-83	-288	
							Szybkość odkształcenia	1180	1296	1435	684	
							Szybkość odkształcenia +	574	660	734	347	
							Szybkość odkształcenia -	-607	-636	-700	-337	
							Temperatura	150	175	195	205	

Pomiar Id 1 odzwierciedla test według specyfikacji silnika diesla, ale z wydłużonym do 30 sekund czasem na zmianę temperatury sprężonego powietrza z 30 °C do 220 °C i od 220 °C do 40 °C. Wartości odkształceń rurek dla pomiaru Id 1 w porównaniu z obowiązującą specyfikacją diesla i zmianą temperatury 6 sekund (Id 11) zmalały dla rurek numer 1, 3 i 33. Natomiast w przypadku rurki 31 wzrosły o 29 jednostek do poziomu 923. Jednak za główny wyznacznik należy uznać szybkość odkształcenia rurek w kierunku dodatnim, które dla pękających rurek 1 i 31 zmniejszyła się o wartość odpowiednio o 265 i 57 jednostek. Uzyskane wartości szybkości odkształceń rurek są także mniejsze niż w przypadku pomiaru Id 9 odzwierciedlającego zaliczony test dla silnika benzynowego, dowodzi to pozytywnego wyniku dla testu według parametrów Id 1. Na rysunku 8.3.1 przedstawiono wykres odkształcenia rurek dla pomiaru Id 1 z tabeli 8.3.1.

Rysunek 8.3.2 przedstawia wykres odkształceń rurek dla pomiaru Id 2, w przypadku którego wyłączono całkowicie system chłodzenia rdzenia chłodnicy z zewnątrz. W wyniku tego wzrosły wartości odkształceń wszystkich czterech analizowanych rurek (Tabela 8.3.1). Bazując na tych danych można stwierdzić, że wyłączenie systemu chłodzenia jest niewskazane.

W przypadku pomiaru Id 3 wyłączono system zewnętrznego chłodzenia rdzenia chłodnicy podczas fazy chłodzenia sprężonego powietrza. Wyniki pomiaru odkształcenia rurek przedstawiono na rysunku 8.3.3. Na podstawie otrzymanych wyników, widać że poziom odkształceń rurek jest większy niż w przypadku standardowej konfiguracji stanowiska. Podejście to jest zatem również niewskazane, gdyż prowadzi do zwiększenia odkształceń rurek. Wyniki pomiarów Id 3 znajdują się w tabeli 8.3.1.

Pomiar Id 4 (Rys. 8.3.4) miał na celu sprawdzenie wpływu powietrza zewnętrznego chłodzącego rdzeń na poziom odkształceń rurek chłodnicy. W tym celu zwiększono wartość jego temperatury do 24 °C i prędkość do 10 m/s. W wyniku tego zaobserwowano spadek wartości odkształceń wszystkich rurek, a najbardziej znaczący dla pękającej rurki numer 31, gdzie poziom odkształceń spadł z 923 jednostek do 843. Z kolei szybkość odkształcenia w kierunku dodatnim w porównaniu z Id 1 dla rurki 1 i 31 zmalały odpowiednio o 29 i 102 jednostki. Wyniki pomiarów Id 4 znajdują się w tabeli 8.3.1.

Rysunek 8.3.5 przedstawia wykres odkształcenia rurek dla pomiaru Id 5, w przypadku którego zmniejszono wartość górnej temperatury sprężonego powietrza do 190 °C. W odniesieniu do pomiaru Id 1 widać spadek odkształceń rurek w związku z obniżeniem temperatury powietrza o 30 °C o 145 jednostek dla rurki numer 31 oraz o 39 jednostek dla rurki numer 1. Z kolei szybkość odkształcenia w kierunku dodatnim zmalała odpowiednio o 18 jednostek dla rurki 1 i 50 jednostek dla rurki 31 (Tabela 8.3.1).

W pomiarze Id 6 (Rys. 8.3.6) obniżono temperaturę sprężonego powietrza o kolejne 30 °C, uzyskując finalnie 160 °C. W odniesieniu do pomiaru Id 1 widać spadek odkształceń rurek, w przypadku rurki numer 31 o 264 jednostek osiągając wartość 659 oraz dla rurki numer 1 o 87 jednostek uzyskując finalnie wartość 388. Z kolei szybkość odkształcenia w kierunku dodatnim zmalała dla rurki 31 o 182 jednostek i o 82 dla rurki numer 1 (Tabela 8.3.1).

W przypadku pomiaru Id 7 (Rys. 8.3.7) w porównaniu z Id 1 zmniejszono wartość przepływu sprężonego powietrza z 600 kg/h do 440 kg/h, pozostawiając resztę parametrów niezmiennych. Nadal widziana jest wyraźna przewaga wartości odkształcenia rurki 31 w stosunku do pozostałych trzech, wynosząc w tym przypadku 828 jednostek, jednak szybkość odkształcenia w kierunku dodatnim zmalała dla rurki 31 o 153 jednostki i o 84 dla rurki numer 1 (Tabela 8.3.1).

W przypadku pomiaru Id 8 zmieniono układ doprowadzający sprężone powietrze do chłodnicy aby uzyskać zmianę temperatury w czasie 6 sekund. Rysunek 8.3.8 przedstawia wykres odkształcenia rurek dla pomiaru Id 8 odpowiadającemu specyfikacji silnika diesla, ale ze zmniejszonym przepływem sprężonego powietrza do 440 kg/h. Poziom odkształceń rurek utrzymuje się nadal na wysokim poziomie z wyraźną przewagą dla rurki 31, jednak występuje znaczący spadek uzyskanych wartości szybkości odkształcenia w kierunku dodatnim dla pękających rurek 1 i 31. Wyniki pomiarów dla Id 8 znajdują się w tabeli 8.3.2.

Wykonany pomiar Id 9 odzwierciedla test według specyfikacji silnika benzynowego dla której chłodnica przeszła pozytywnie zakładaną w specyfikacji liczbę cykli termicznych. Układ pomiarowy pomierzył znacząco mniejsze wartości odkształceń dla pękającej rurki 1 w porównaniu z również pękającą podczas testów rurką 31. Świadczy to o działaniu sił również w innych osiach rurki 1. Na podstawie uzyskanych wartości odkształceń dla tego typu konstrukcji chłodnicy można założyć, że jeśli odkształcenia na rurce 31 będą poniżej 730 jednostek oraz poniżej 485 jednostek dla rurki 1 oraz odpowiednio szybkość odkształcenia rurek nie przekroczy 514 i 259 jednostek wówczas chłodnica pozytywnie przejdzie zakładaną w teście liczbę 2 000 cykli. Na rysunku 8.3.9 przedstawiono wykres odkształcenia rurek dla pomiaru Id 9 z tabeli 8.3.2.

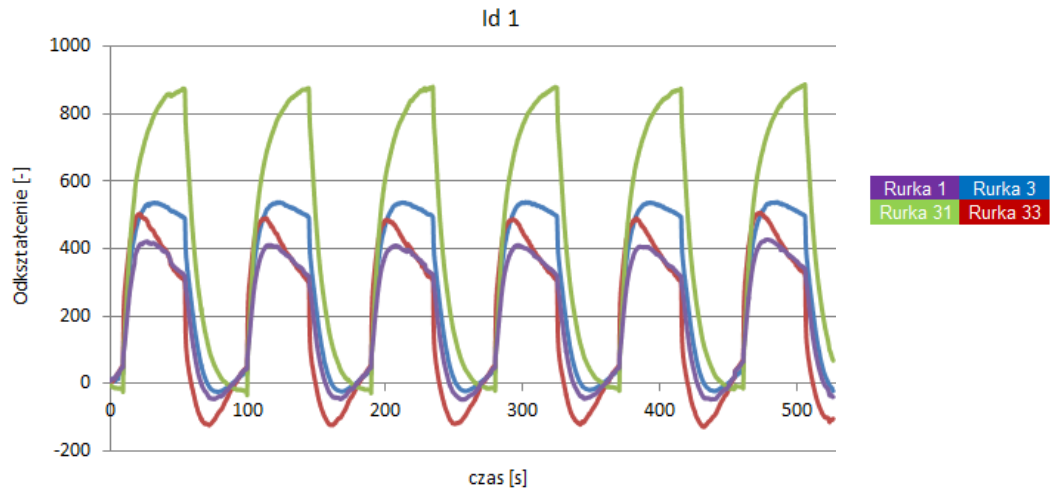
Podczas pomiaru Id 10 (Rys. 8.3.10) zwiększono wartość przepływu powietrza do 600 kg/h, nie zmieniając pozostałych parametrów specyfikacji silnika benzynowego. W wyniku tego otrzymano zwiększenie się poziomu odkształceń rurek 1 i 31 jak również szybkości odkształcenia w kierunku dodatnim. Wyniki pomiarów Id 10 znajdują się w tabeli 8.3.2.

Wartości odkształceń rurek dla pomiaru Id 11 (Tabela 8.3.2) odwzorowują niezaliczony test według specyfikacji silnika diesla. Przypadkiem, który ponownie nakazuje konieczność oceny nie tylko całkowitego odkształcenia a również jego szybkości jest wynik porównania rurki 33 z rurką 31. Otóż widać wyraźnie, że w obu przypadkach całkowite odkształcenie jest niemal na tym samym poziomie: 895 jednostek dla rurki 33 i 894 jednostek dla rurki 31, ale w przypadku rurki 31 szybkość odkształcenia w kierunku dodatnim w porównaniu z rurką 33 jest trzy razy większa (696 a 232) i ponad dwa razy większa w kierunku ujemnym (694 a 303). Z kolei jego całkowita wartość większa o 854 jednostek (1390 a 536). Rys. 8.3.11 przedstawia wykres odkształcenia rurek dla pomiaru Id 11.

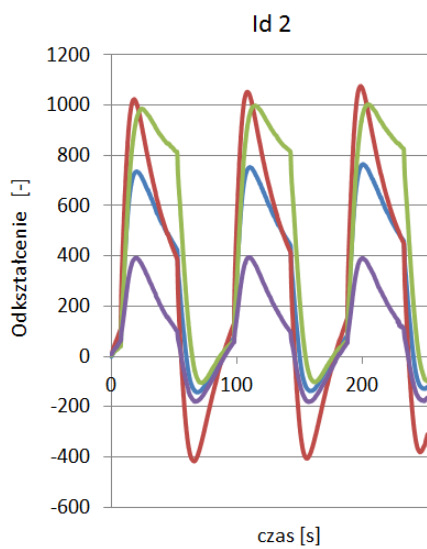
Na podstawie pomiarów przedstawionych w tabeli 8.3.2 dla Id 12 – 15 i odpowiadającym im wykresom z rysunków 8.3.11 – 8.3.15 widać pozytywny wpływ zwiększania prędkości i temperatury powietrza zewnętrznego chłodzącego rdzeń na zmniejszenie wartości odkształceń rurek. Zwiększenie temperatury powietrza chłodzącego rdzeń z 20 do 35 °C oraz prędkości z 5 do 10 m/s spowodowało zmniejszenie się odkształceń dla obu pękających rurek.

Na podstawie wyników przedstawionych w tabeli 8.3.2 oraz ilustrujących ich wykresu z rysunków 8.3.16 – 8.3.18 można stwierdzić, że pomniejszenie rozmiarów dyszy doprowadzającego powietrze chłodzące, w ten sposób że mniej go trafia na obszar płyty strony wlotowej chłodnicy jest niewskazane. Powoduje to wzrost odkształceń wszystkich rurek po stronie wlotowej.

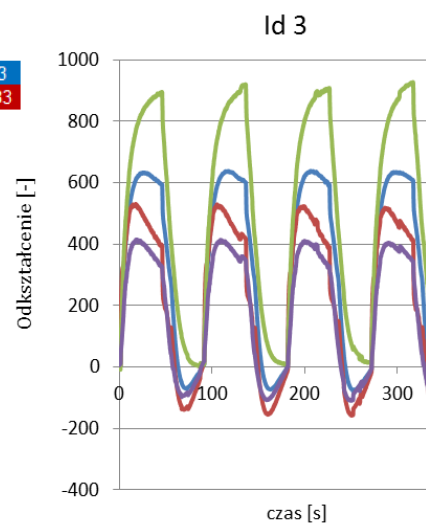
Naprężenia termiczne w chłodnicach powietrza
doładowanego powstające w procesie ich walidacji



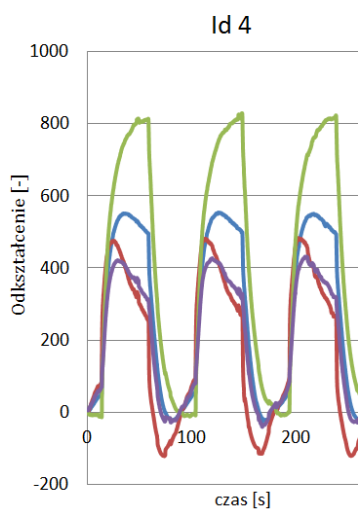
Rys. 8.3.1 Pomiar odkształcenia rurek Id 1



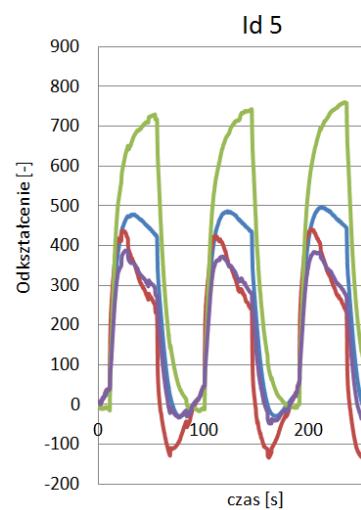
Rys. 8.3.2 Pomiar odkształcenia rurek Id 2



Rys. 8.3.3 Pomiar odkształcenia rurek Id 3

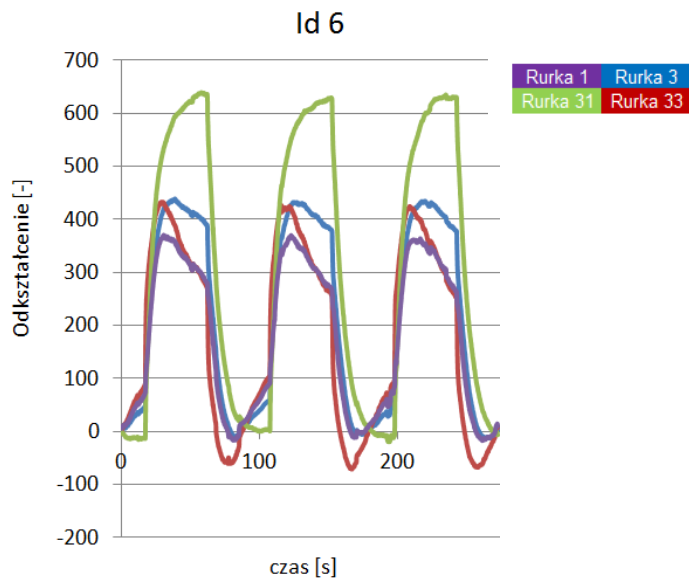


Rys. 8.3.4 Pomiar odkształcenia rurek Id 4

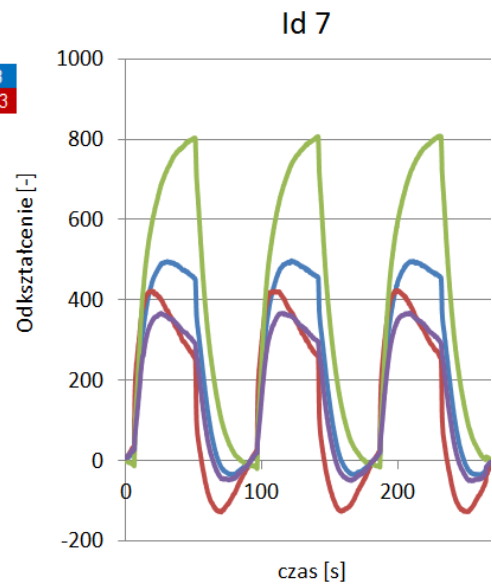


Rys. 8.3.5 Pomiar odkształcenia rurek Id 5

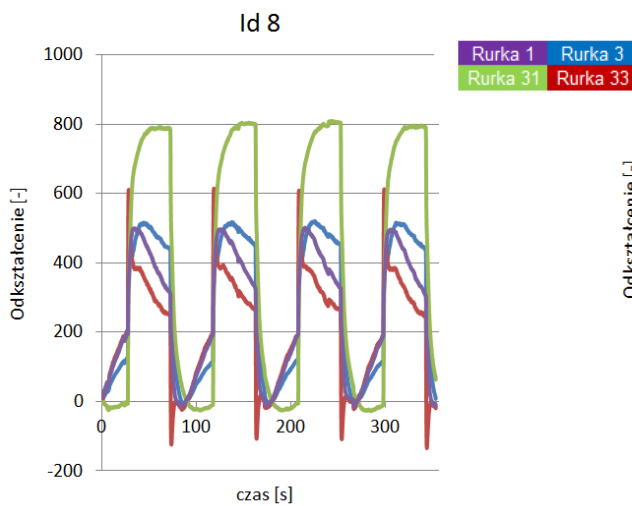
Naprężenia termiczne w chłodnicach powietrza
doładowanego powstające w procesie ich walidacji



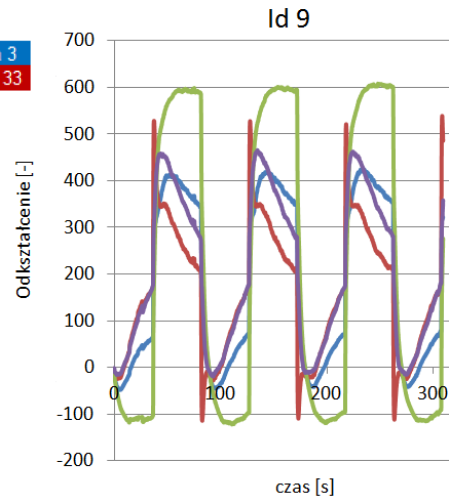
Rys. 8.3.6 Pomiar odkształcenia rurek Id 6



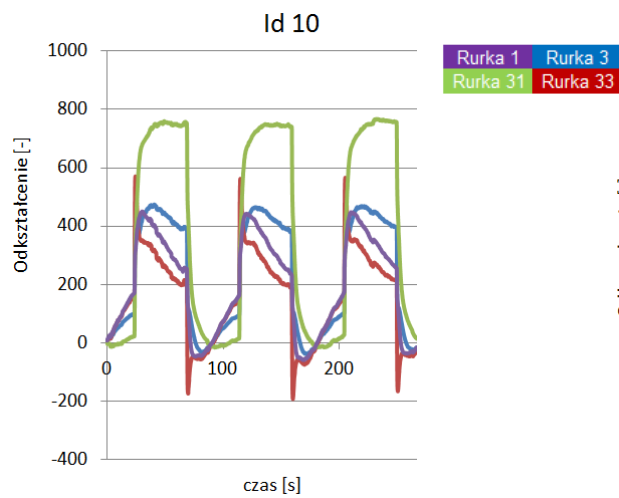
Rys. 8.3.7 Pomiar odkształcenia rurek Id 7



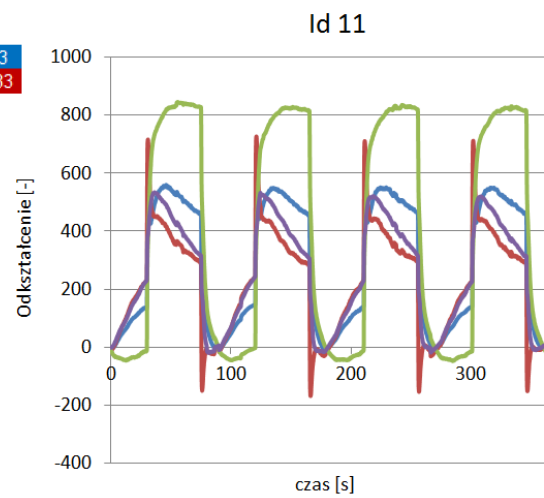
Rys. 8.3.8 Pomiar odkształcenia rurek Id 8



Rys. 8.3.9 Pomiar odkształcenia rurek Id 9: test zaliczony

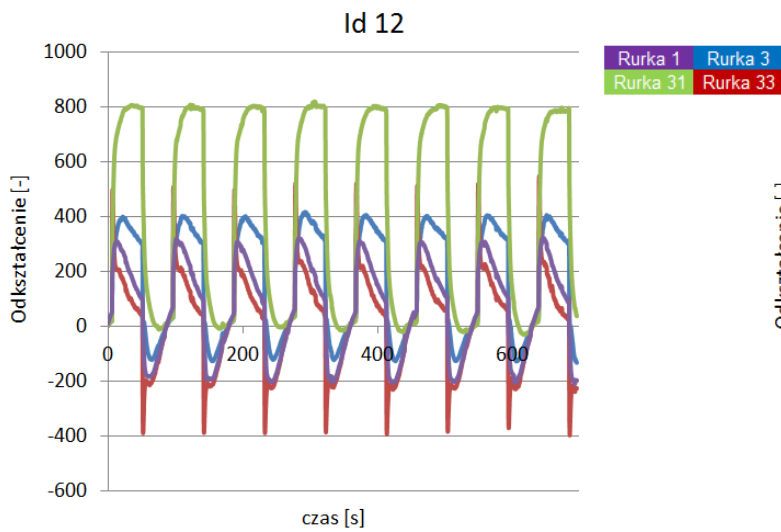


Rys. 8.3.10 Pomiar odkształcenia rurek Id 10

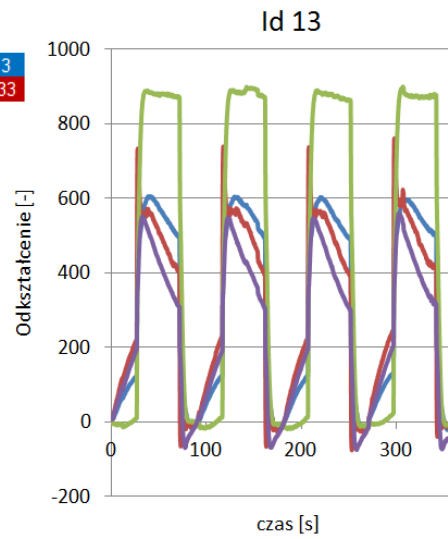


Rys. 8.3.11 Pomiar odkształcenia rurek Id 11:
test niezaliczony

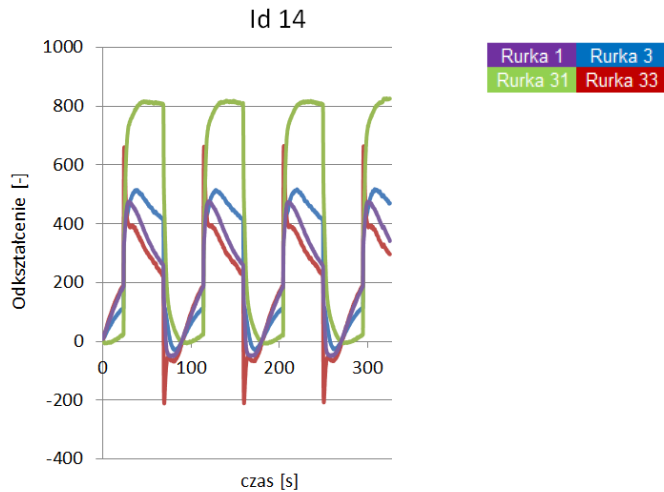
Naprężenia termiczne w chłodnicach powietrza
doładowanego powstające w procesie ich walidacji



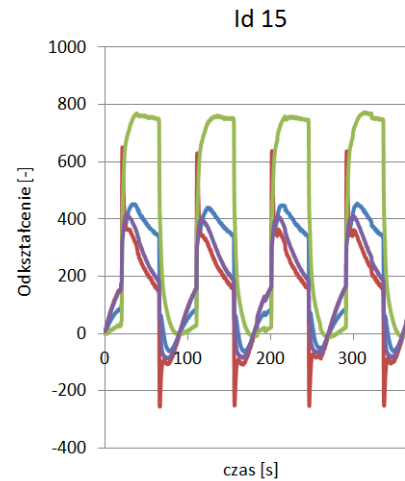
Rys. 8.3.12 Pomiar odkształcenia rurek Id 12



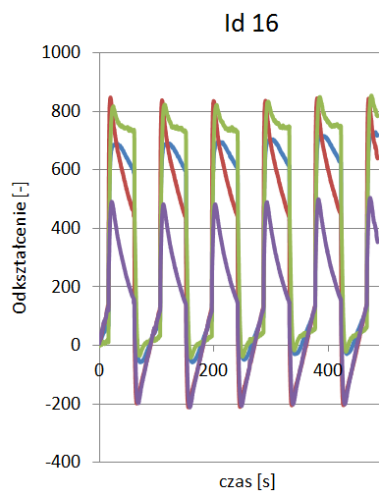
Rys. 8.3.13 Pomiar odkształcenia rurek Id 13



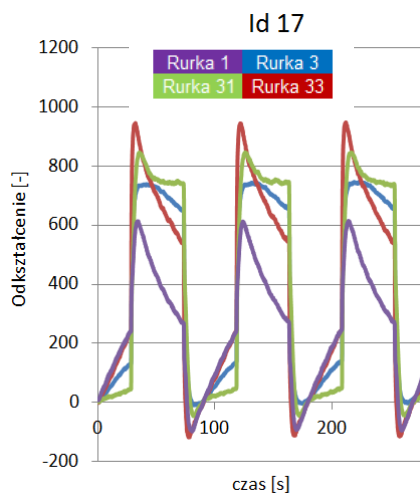
Rys. 8.3.14 Pomiar odkształcenia rurek Id 14



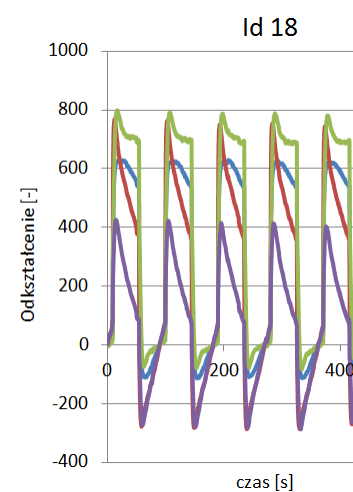
Rys. 8.3.15 Pomiar odkształcenia rurek Id 15



Rys. 8.3.16 Pomiar odkształcenia rurek Id 16



Rys. 8.3.17 Pomiar odkształcenia rurek Id 17



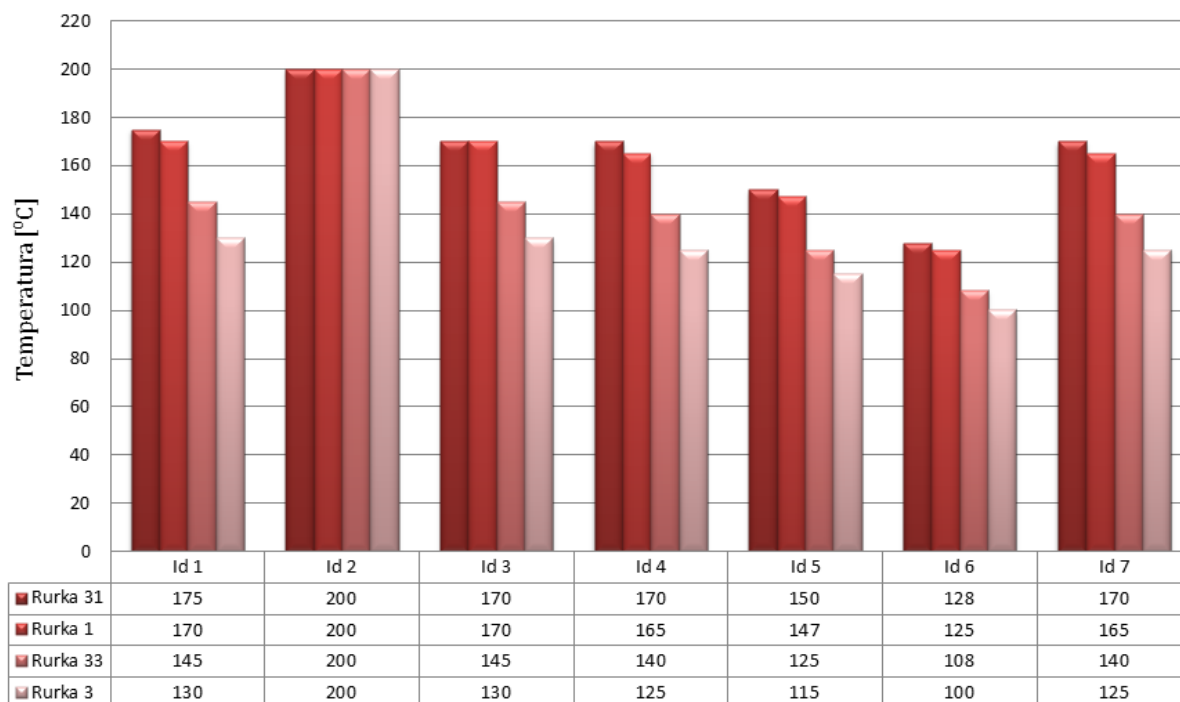
Rys. 8.3.18 Pomiar odkształcenia rurek Id 18

Każdy z czterech tensometrów został naklejony na płaskiej powierzchni rurki przy płycie sitowe, tuż obok miejsc występowania największych naprężeń. Tensometry mierzyły odkształcenia rurek w osi y. Pomiar odkształceń rurek nie mógł być wykonany na ich promieniach w związku z brakiem dostępności tak małych rozmiarów tensometrów jak i minimalnej wymaganej powierzchni płaskiej do uzyskania prawidłowego pomiaru. Instalacja tensometrów została wykonana przez wykwalifikowany zespół zajmujący się tensometrią na co dzień, w związku z tym błąd niepoprawnego montażu można wykluczyć. Można na tej podstawie wnioskować, że różnica w zmierzonych odkształceniach dla pękających podczas testów rurek 1 i 31 wynika z działania dużych sił również w innych kierunkach w przypadku rurki numer 1.

Pomimo, że system pomiarowy nie wykrył dużych wartości odkształceń w pękającej podczas testów rurce numer 1, ukazał zachowanie całej chłodnicy powietrza doładowanego podczas testu cykli termicznych jak również wpływu danego parametru testu i konfiguracji stanowiska na poziom odkształceń rurek. Bazując na wynikach rzeczywistych testów przeprowadzonych dla chłodnicy powietrza doładowanego: przypadku gdy chłodnica nie zaliczyła testu cykli termicznych według specyfikacji diesla oraz testu zaliczanego pozytywnie dla silnika benzynowego można założyć pewne dopuszczalne wartości odkształcenia rurek jak i szybkości jego zmiany. Następnie na tej podstawie oszacować wynik testu dla danych parametrów testowych.

Mierzone podczas badań odkształcenia rurek stanowiły wyłącznie wartość referencyjną pomiędzy poszczególnymi pomiarami. Tak opracowany system pomiarowy oparty na tensometrach może być stosowany do pomiaru odkształceń rurek chłodnic powietrza doładowanego podczas cykli termicznych. Na podstawie zdobytego doświadczenie podczas wykonanych badań tensometrycznych dla przyszłych pomiarów odkształceń rurek zaleca się stosować co najmniej dwa tensometry dla każdej rurki lub tensometr rozetowy, aby badać odkształcenia rurki w kilku kierunkach jednocześnie.

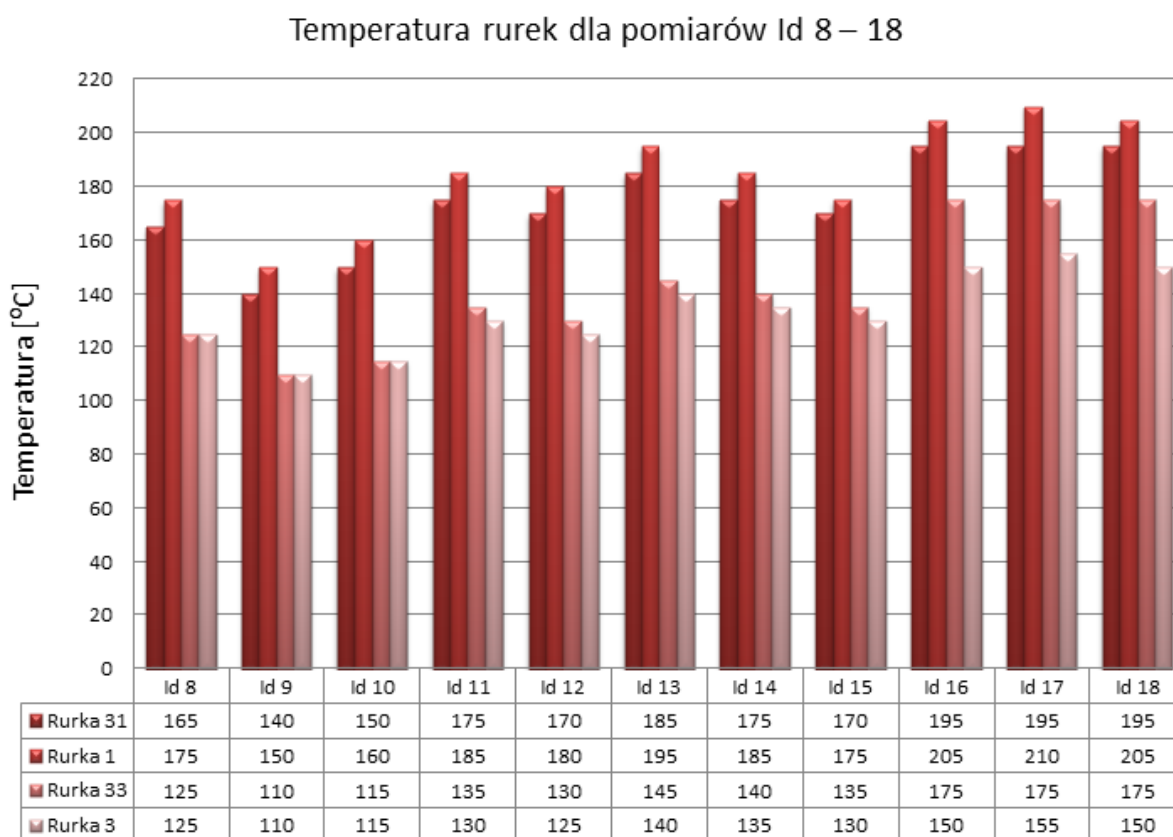
Temperatura rurek dla pomiarów Id 1 – 7



Rys. 8.3.19 Wartości maksymalnych temperatur rurek podczas pomiarów ID 1 – 7 dla Δ temp.= 30 sekund

Naprężenia termiczne w chłodnicach powietrza doładowanego powstające w procesie ich walidacji

Na rysunkach 8.3.19 i 8.3.20 przedstawiono wartość maksymalnych temperatur jakie osiągnęły cztery analizowane rurki strony wlotowej chłodnicy powietrza doładowanego podczas każdego z 18 wykonanych pomiarów. Widać wyraźnie wyższą o 35 °C temperaturę dla pękających podczas testu cykli termicznych rurek numer 1 (185 °C) i 31 (175 °C) według specyfikacji diesla (Id 11) w porównaniu z temperaturami rurek 1 (150 °C) i 31 (140 °C) dla przypadku pozytywnego wyniku testu według specyfikacji silnika benzynowego (Id 9). Można również zauważyć dużo niższe wartości temperatury pozostałych dwóch rurek numer 3 i 33 w porównaniu z rurkami 1 i 31 dla obu specyfikacji testowych. Ciekawym zjawiskiem jest również fakt, że rurka numer 31 dla zmiany temperatury sprężonego powietrza w ciągu 30 sekund osiągała na ogół większą lub w dwóch przypadkach równą wartość temperatury w porównaniu z temperaturą rurki numer 1. Natomiast dla zmiany temperatury sprężonego powietrza w ciągu 6 sekund to temperatura rurki numer 1 była zawsze większa od temperatury rurki 31.



Rys. 8.3.20 Wartości maksymalnych temperatur rurek podczas pomiarów ID 8 – 18 dla Δ temp.= 6 sekund

9. ZMIANY KONSTRUKCYJNE I EKSPOLATACYJNE W CHŁODNICACH POWIETRZA DOŁADOWANEGO

9.1. Model skorygowany

Model skorygowany jest zmodyfikowanym modelem chłodnicy powietrza doładowanego z podrozdziału 7.3 o warunki brzegowe dla temperatury. Kluczowe do jego opracowania były zmierzone podczas badań doświadczalnych wartości temperatur skrajnych rurek po stronie układu wlotowego. W pierwotnym modelu zakładano, że temperatura wszystkich rurek na wlocie jest jednakowa. Nie wzięto jednak pod uwagę wpływu powietrza zewnętrznego na wartość ich temperatur, którym rdzeń chłodnicy jest przedmuchiwany w celu otrzymania wymaganej w specyfikacji testu niskiej temperatury na wylocie. Temperatura rurek układu wlotowego od strony dyszy dostarczającego zimne powietrze jest zatem niższa od temperatury rurek po stronie króćca, które ulegają większym odkształceniom termicznym, w wyniku czego pękają. Potwierdza to weryfikacja modelu z podrozdziału 7.4, pokazująca pęknięcia właśnie tylko skrajnych rurek po stronie króćca zbiornika wlotowego. Na podstawie nowych warunków brzegowych uwzględniających rzeczywiste temperatury rurek wykonano cztery symulacje testu cykli termicznych według przedstawionych w tabeli 9.1.1 parametrów.

Tabela 9.1.1 Warunki brzegowe temperatury dla modeli skorygowanych

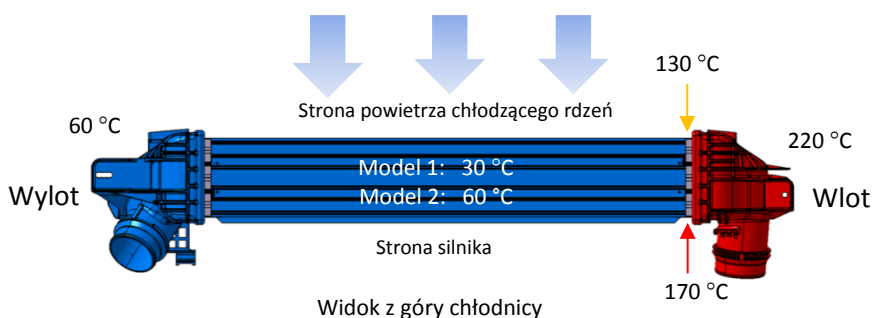
Specyfikacja diesla Test niezaliczony	Skorygowane warunki brzegowe wartości temperatur [°C]			
	Wlot		Wylot	Obejma
	Strona silnika - króćca	Strona powietrza chłodzącego rdzeń		
Model skorygowany 1	170	130	60	30
Model skorygowany 2	170	130	60	60
Model skorygowany 3	150	110	60	30
Model skorygowany 4	150	110	60	60

Specyfikacja benzyny
Test zaliczony

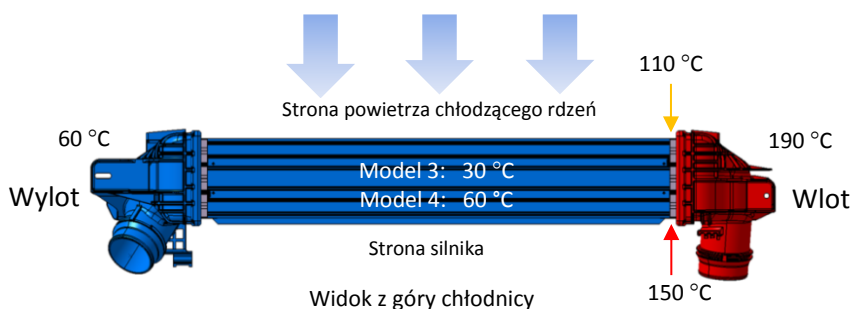
W symulacjach modeli skorygowanych 1 i 2 przyjęto temperaturę rurek po stronie silnika 170 °C, natomiast rurkom po stronie powietrza chłodzącego rdzeń przypisaną wartość temperatury równą 130 °C. Przypadek ten odzwierciedla symulację testu cykli termicznych według specyfikacji diesla (Rys. 9.1.1). W związku ze zmianą w specyfikacji przyjęto również nową temperaturę na wylocie chłodnicy równą 60 °C. W przypadku modelu skorygowanego numer 1 temperaturze obejm przypisano 30 °C a dla modelu skorygowanego numer 2 temperaturę 60 °C, aby sprawdzić również wpływ temperatury obejm na naprężenia rurek. Z kolei modelom skorygowanym numer 3 i 4 przypisano temperaturę rurek po stronie silnika 150 °C i 110 °C po stronie powietrza chłodzącego rdzeń, odzwierciedlając przypadek testu według specyfikacji silnika benzynowego, według której chłodnica zaliczyła test cykli termicznych (Rys. 9.1.2). Zmiana temperatury na wylocie chłodnicy dotyczyła również silnika benzynowego, dlatego w przypadku modeli numer 3 i 4 stronie wylotowej przypisano również temperaturę 60 °C. Analogicznie jak w przypadku symulacji modeli 1 i 2 postanowiono sprawdzić również wpływ temperatury obejm 30 °C i 60 °C na naprężenia rurek.

W przypadku wszystkich czterech modeli skorygowanych maksymalną temperaturę testu wynoszącą 220 °C dla specyfikacji diesla i 190 °C dla specyfikacji benzyny przypisano zbiornikowi wlotowemu i wewnętrznej części płyty sitowej. Na rysunku 9.1.3 przedstawiono przykład obliczonego rozkładu temperatury dla modelu skorygowanego numer 2. Przedstawia on orientację modelu w przestrzeni jaką użyto do prezentacji wyników obliczonych wartości maksymalnych naprężeń głównych dla rurek strony wlotowej chłodnicy. We wszystkich czterech modelach skorygowanych zbiornikowi wlotowemu oraz wnętrzu płyty sitowej strony wlotowej przypisano maksymalną temperaturę dla danej specyfikacji testu. Natomiast dla zewnętrznej części płyty oraz rurek strony wlotowej zdefiniowano funkcyjny rozkład temperatury pomiędzy stroną silnika a stroną powietrza chłodzącego rdzeń.

Głównym kryterium oceny wytrzymałości konstrukcji chłodnicy powietrza doładowanego na cykle termiczne jak uargumentowano w podrozdziale 7.3 są maksymalne naprężenia główne, dlatego to ich wartości były rozpatrywane podczas analizy wyników symulacji testu cykli termicznych. Wyniki symulacji dla każdego modelu skorygowanego zostały przedstawione za pomocą trzech rysunków: rysunku głównego przedstawiającego stan naprężenia wszystkich rurek po stronie wlotowej oraz dwóch bardziej szczegółowych rysunków, reprezentujących stan naprężenia skrajnych rurek po stronie silnika oraz po stronie powietrza chłodzącego rdzeń. W celu zwiększenia przejrzystości wyników analiz, w modelach ukryto wszystkie inne komponenty wchodzące w skład budowy chłodnicy, pozostawiając jedynie rurki. Na rysunkach 9.1.4 – 9.1.7 przedstawiono wyniki obliczonych wartości maksymalnych naprężeń głównych wszystkich rurek strony wlotowej chłodnicy dla czterech opracowanych modeli skorygowanych. Z kolei na rysunkach 9.1.8 – 9.1.15 zaprezentowano szczegółowe wyniki obliczonych wartości maksymalnych naprężeń głównych skrajnych rurek strony wlotowej silnika i powietrza chłodzącego rdzeń.

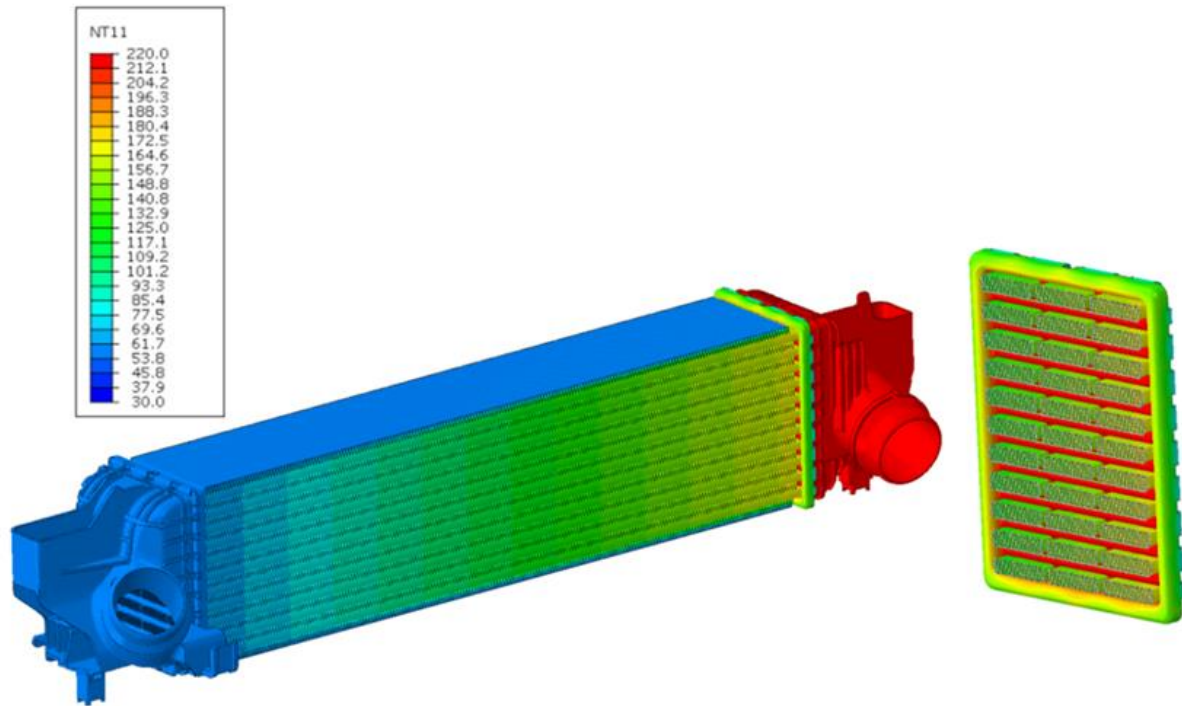


Rys. 9.1.1 Warunki brzegowe dla modeli 1 i 2 według specyfikacji diesla

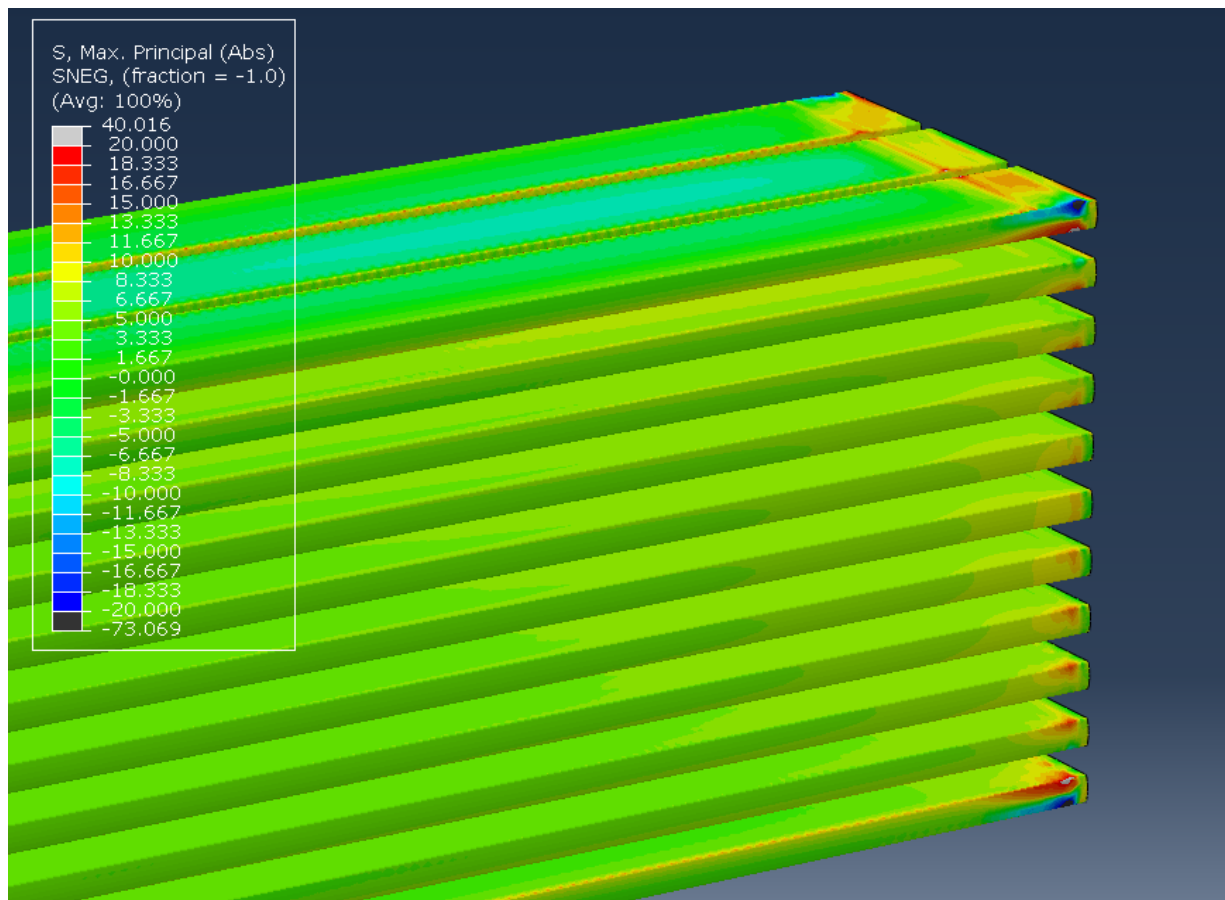


Rys. 9.1.2 Warunki brzegowe dla modeli 3 i 4 według specyfikacji benzyny

Naprężenia termiczne w chłodnicach powietrza
doładowanego powstające w procesie ich walidacji

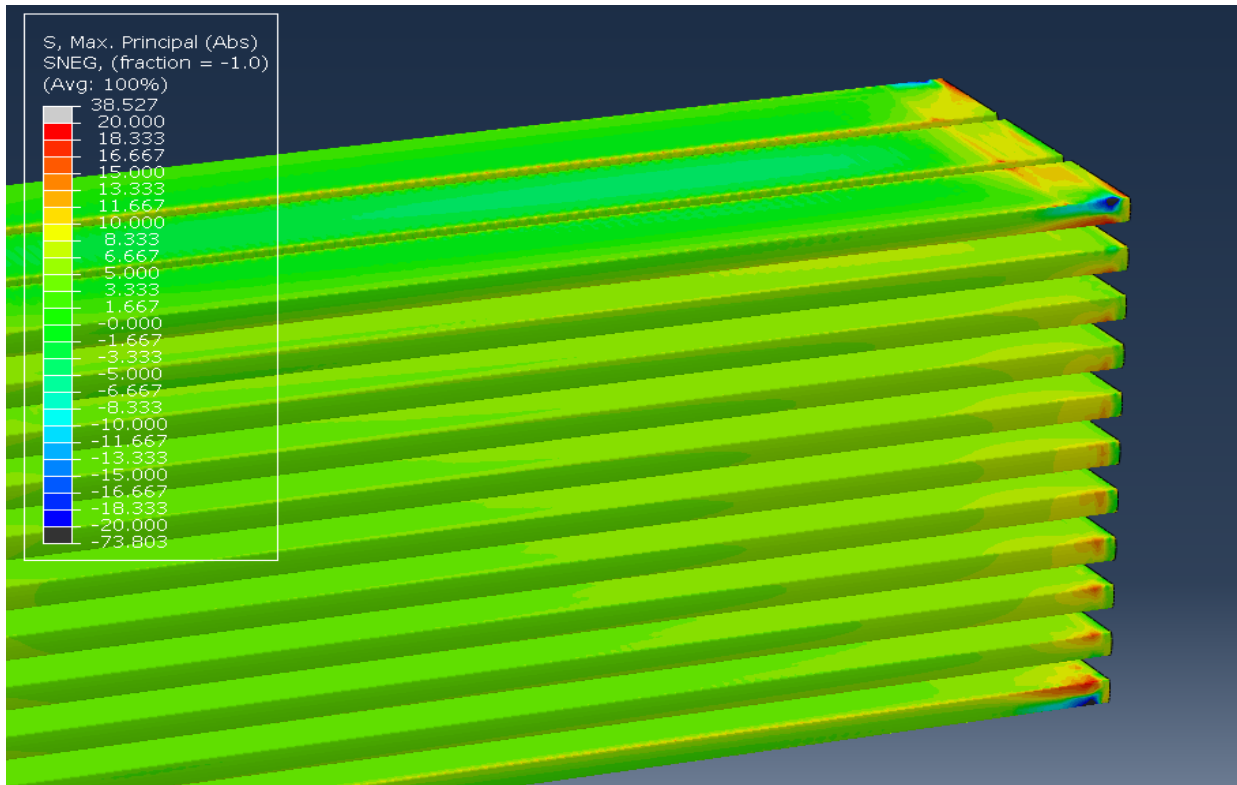


Rys. 9.1.3 Rozkład temperatury w chłodnicy powietrza doładowanego [°C]

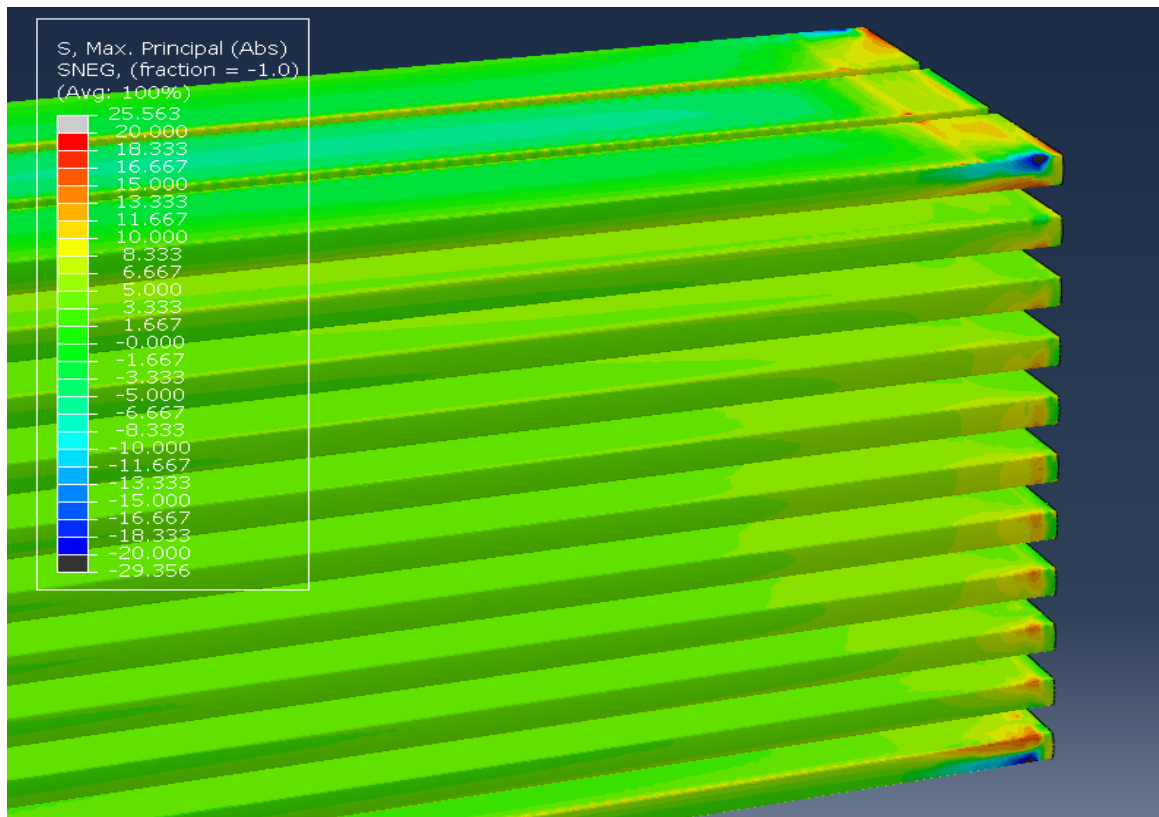


Rys. 9.1.4 Model skorygowany numer 1: maksymalne naprężenia główne rurek strony wlotowej [MPa]

Naprężenia termiczne w chłodnicach powietrza
doładowanego powstające w procesie ich walidacji

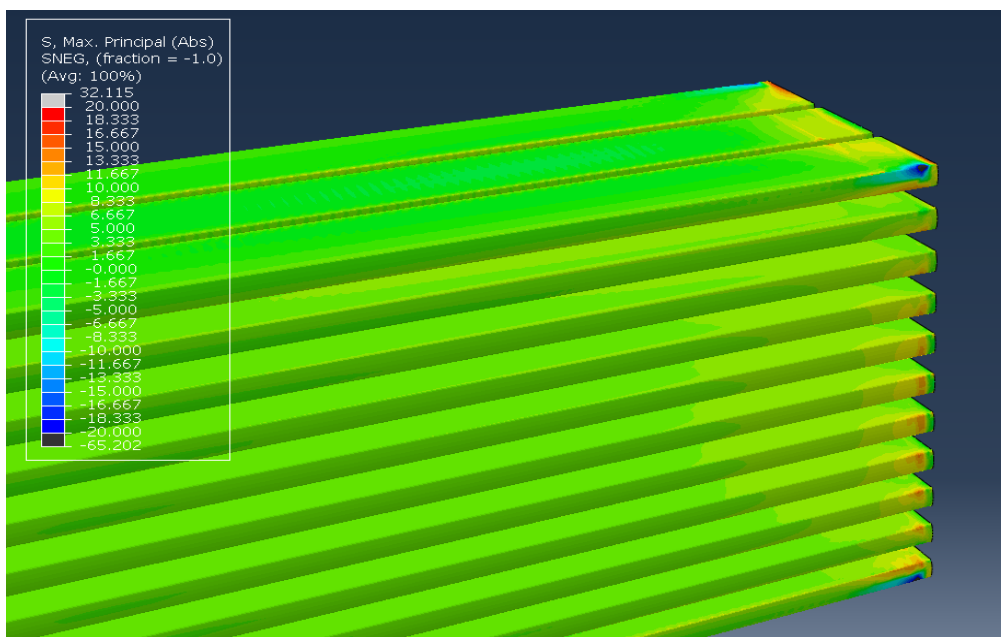


Rys. 9.1.5 Model skorygowany numer 2: maksymalne naprężenia główne rurek strony wlotowej [MPa]

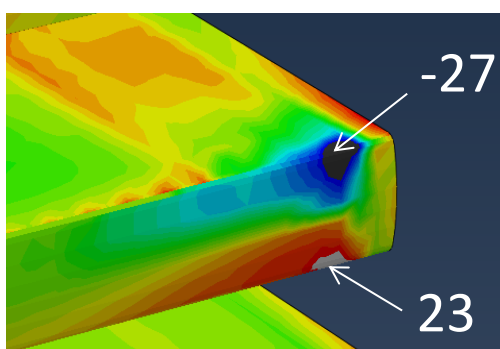


Rys. 9.1.6 Model skorygowany numer 3: maksymalne naprężenia główne rurek strony wlotowej [MPa]

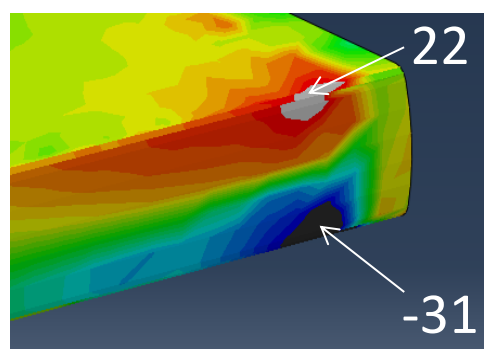
Naprężenia termiczne w chłodnicach powietrza
doładowanego powstające w procesie ich walidacji



Rys. 9.1.7 Model skorygowany numer 4: maksymalne naprężenia główne rurek strony wlotowej [MPa]

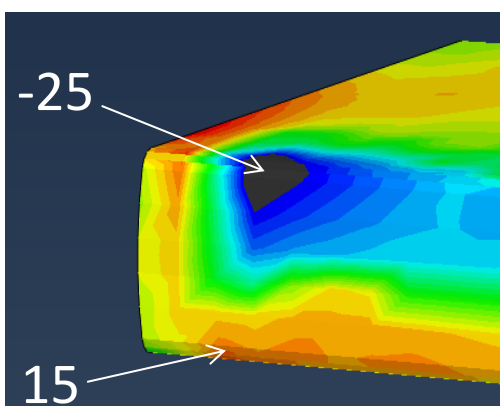


Rurka nr 1
Promień zewnętrzny -27 MPa
Promień wewnętrzny 23 MPa

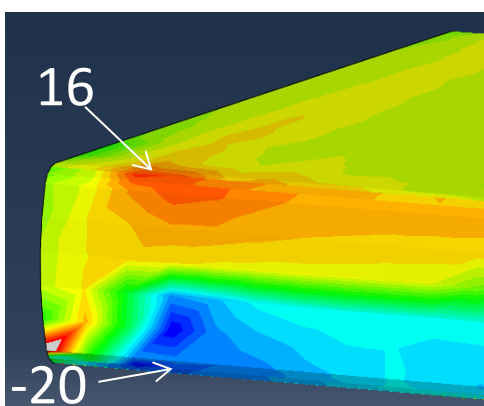


Rurka nr 31
Promień wewnętrzny 22 MPa
Promień zewnętrzny -31 MPa

Rys. 9.1.8 Model skorygowany 1: maksymalne naprężenia główne rurek po stronie silnika



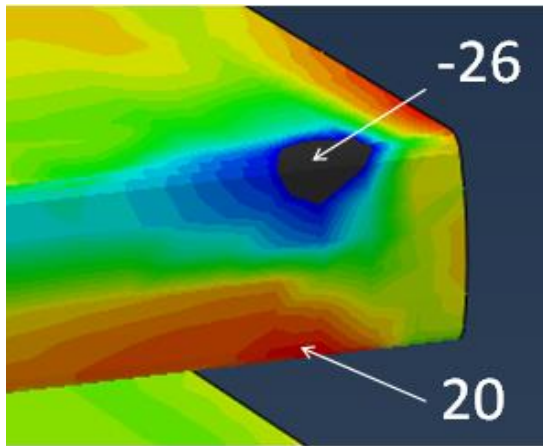
Rurka nr 3
Promień zewnętrzny -25 MPa
Promień wewnętrzny 15 MPa



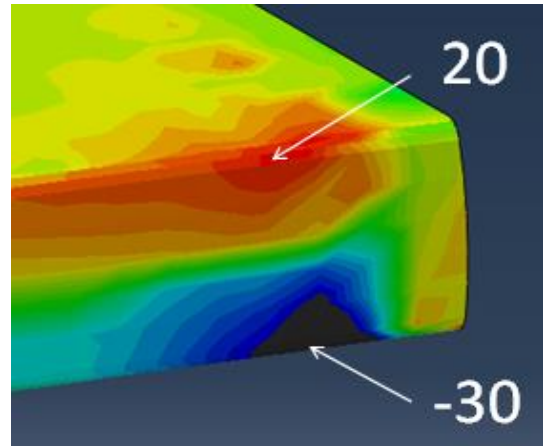
Rurka nr 33
Promień wewnętrzny 16 MPa
Promień zewnętrzny -20 MPa

Rys. 9.1.9 Model skorygowany 1: maksymalne naprężenia główne rurek po stronie powietrza chłodzącego

Naprężenia termiczne w chłodnicach powietrza
 doładowanego powstające w procesie ich walidacji

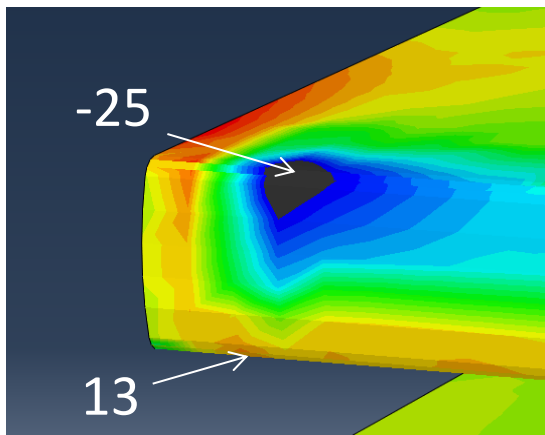


Rurka nr 1
 Promień zewnętrzny -26 MPa
 Promień wewnętrzny 20 MPa

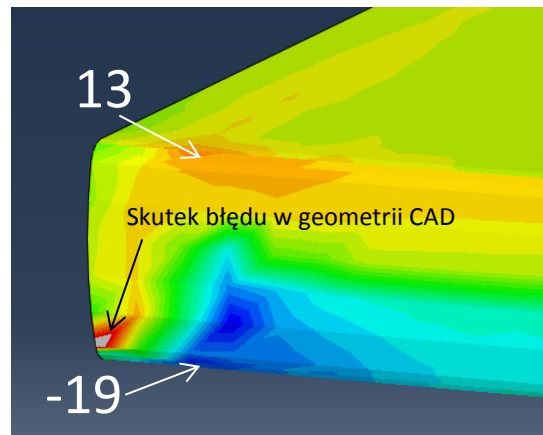


Rurka nr 31
 Promień wewnętrzny 20 MPa
 Promień zewnętrzny -30 MPa

Rys. 9.1.10 Model skorygowany 2: maksymalne naprężenia główne rurek po stronie silnika

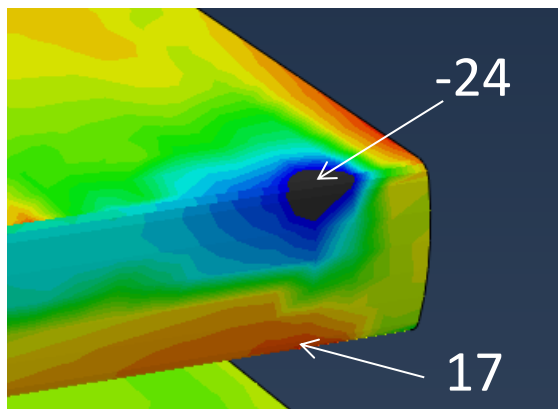


Rurka nr 3
 Promień zewnętrzny -25 MPa
 Promień wewnętrzny 13 MPa

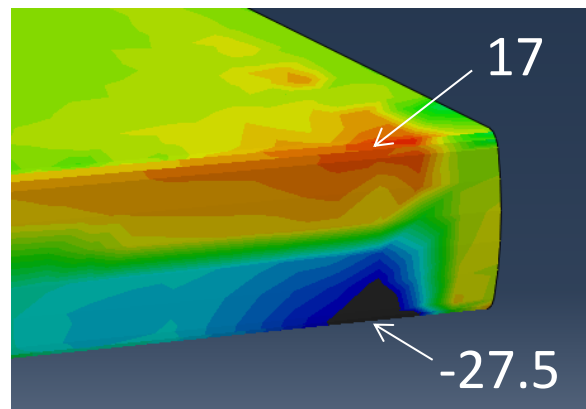


Rurka nr 33
 Promień wewnętrzny 13 MPa
 Promień zewnętrzny -19 MPa

Rys. 9.1.11 Model skorygowany 2: maksymalne naprężenia główne rurek po stronie powietrza chłodzącego



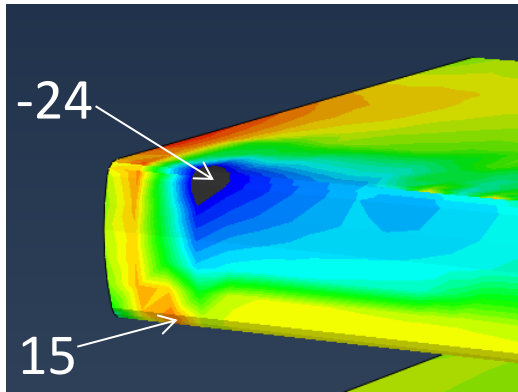
Rurka nr 1
 Promień zewnętrzny -24 MPa
 Promień wewnętrzny 17 MPa



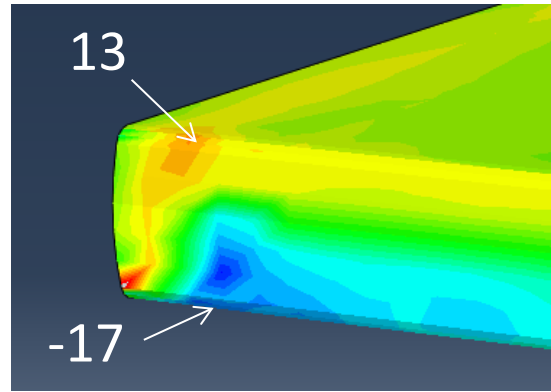
Rurka nr 31
 Promień wewnętrzny 17 MPa
 Promień zewnętrzny -27.5 MPa

Rys. 9.1.12 Model skorygowany 3: maksymalne naprężenia główne rurek po stronie silnika

Naprężenia termiczne w chłodnicach powietrza
 doładowanego powstające w procesie ich walidacji

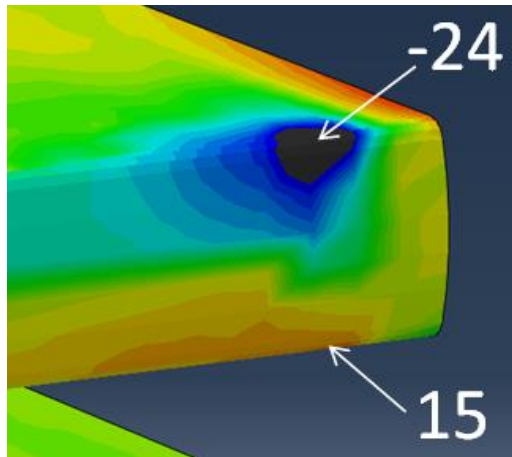


Rurka nr 3
 Promień zewnętrzny -24 MPa
 Promień wewnętrzny 15 MPa

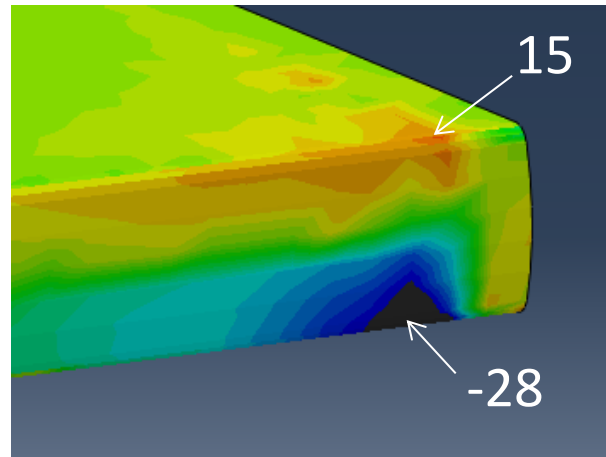


Rurka nr 33
 Promień wewnętrzny 13 MPa
 Promień zewnętrzny -17 MPa

Rys. 9.1.13 Model skorygowany 3: maksymalne naprężenia główne rurek strony powietrza chłodzącego

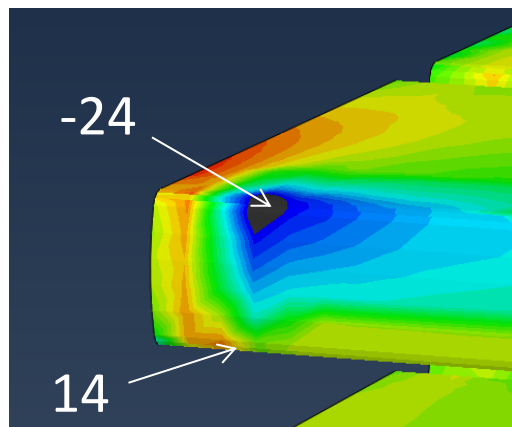


Rurka nr 1
 Promień zewnętrzny -24 MPa
 Promień wewnętrzny 15 MPa

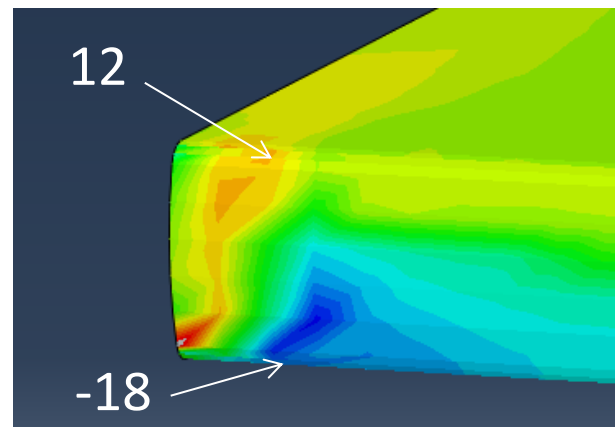


Rurka nr 31
 Promień wewnętrzny 15 MPa
 Promień zewnętrzny -28 MPa

Rys. 9.1.14 Model skorygowany 4: maksymalne naprężenia główne rurek po stronie silnika



Rurka nr 3
 Promień zewnętrzny -24 MPa
 Promień wewnętrzny 14 MPa



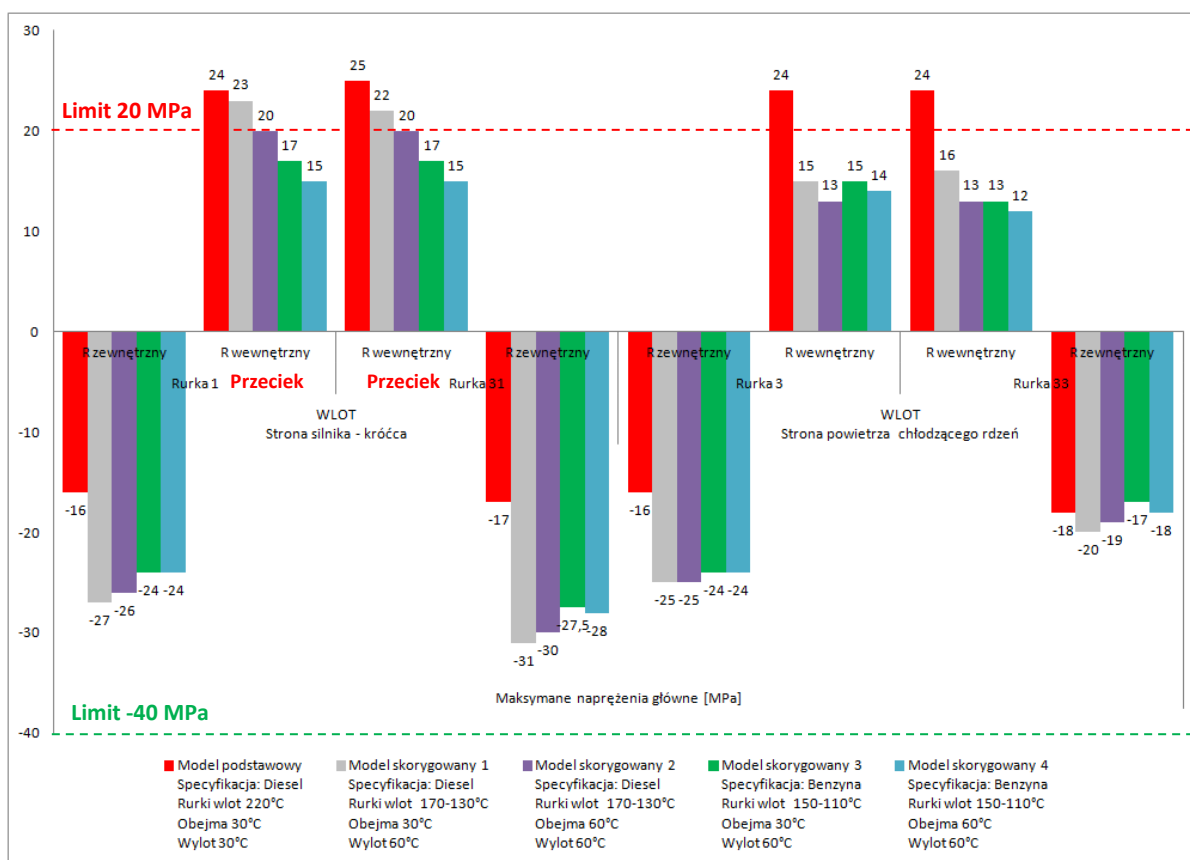
Rurka nr 33
 Promień wewnętrzny 12 MPa
 Promień zewnętrzny -18 MPa

Rys. 9.1.15 Model skorygowany 4: maksymalne naprężenia główne rurek strony powietrza chłodzącego

Naprężenia termiczne w chłodnicach powietrza doładowanego powstające w procesie ich walidacji

Na rysunku 9.1.16 zobrazowano obliczone wartości maksymalnych naprężeń głównych skrajnych rurek dla czterech modeli skorygowanych chłodnic. Umieszczono na nim również wartości naprężeń obliczonych dla rurek modelu podstawowego przedstawionego w podrozdziale 7.3 w celu porównania i weryfikacji ich wartości z otrzymanymi naprężeniami dla modeli skorygowanych. Wyniki obliczeń wszystkich czterech modeli skorygowanych wykazały znacząco większą wartość maksymalnych naprężeń głównych na rurkach po stronie silnika od wartości naprężeń na rurkach po stronie powietrza chłodzącego rdzeń. W przypadku opracowanych modeli skorygowanych występuje zatem korelacja pomiędzy rezultatami symulacji komputerowej i wynikami rzeczywistych testów. Brak takiej korelacji w modelu podstawowym dla rurek znajdujących się po stronie powietrza chłodzącego rdzeń wynikało z przyjętego w symulacji założenia o równomiernym rozkładzie temperatury pomiędzy rurkami strony wlotowej.

W przypadku modelu podstawowego odzwierciadlającego specyfikacja diesla testu cykli termicznych, poziom naprężeń na wszystkich wewnętrznych promieniach skrajnych rurek strony wlotowej został przekroczony, osiągając zbliżony poziom od 24 do 25 MPa. Natomiast model skorygowany numer 1 odzwierciadlający również specyfikacja testu według silnika diesla, ale zaktualizowaną o pomierzone wartości temperatur rurek wykazał przekroczenie limitu naprężeń głównych 20 MPa dokładnie w pękających podczas testu cykli termicznych rurkach numer 1 i 31 znajdujących się po stronie silnika. Poziom maksymalnych naprężeń głównych wyniósł na rurkach odpowiednio 23 i 22 MPa. Z kolei na rurkach od strony powietrza chłodzącego rdzeń, wartość maksymalnych naprężeń głównych promieni wewnętrznych wyniosła już tylko 15 i 16 MPa nie przekraczając ustalonego limitu naprężeń.



Rys. 9.1.16 Porównanie modeli: maksymalne naprężenia główne rurek strony wlotowej [MPa]

Naprężenia termiczne w chłodnicach powietrza doładowanego powstające w procesie ich walidacji

W modelach skorygowanych w związku ze zmianą warunków temperatury zarówno dla rurek jak i płyty wzrosły naprężenia wynikające z działania sił ściskających, jednak ustalony empirycznie limit wytrzymałości 40 MPa dla takich obciążeń w żadnym z przypadków nie został przekroczony. Model skorygowany numer 3 natomiast odzwierciedla specyfikacje testu cykli termicznych dla silnika benzynowego, zawierając również rzeczywiste wartości temperatur rurek jakie występują podczas testu cykli termicznych. W przypadku tego modelu maksymalne naprężenia główne wyniosły 17 MPa na wewnętrznych promieniach skrajnych rurek po stronie silnika. Obliczona wartość maksymalnych naprężeń głównych na rozciągania wyniosła zatem w tym przypadku o 3 MPa mniej od ustalonej granicy wymaganej do zaliczenia 2 000 cykli testu. Wartości naprężeń na promieniach wewnętrznych rurek od strony powietrza chłodzącego rdzeń również spadły o wartość od 2 do 4 MPa.

Na podstawie przeprowadzonych symulacji dla modeli skorygowanych widać szczególnie duży wpływ różnicy temperatury rzędu 20 °C pomiędzy specyfikacją diesla (model skorygowany 1) a silnika benzynowego (model skorygowany 3) na spadek wartości naprężeń w miejscach pęknięć, o 6 MPa dla rurki 1 i 5 MPa dla rurki 31. W przypadku symulacji modeli skorygowanych numer 2 i 4 reprezentujących odpowiednio test według specyfikacji diesla i silnika benzynowego sprawdzono również wpływ zwiększenia temperatury obejmującej z 30 °C do 60 °C na poziom naprężeń rurek. Dla temperatury obejmującej 30 °C podczas testów cykli termicznych otrzymuje się większe naprężenia rurek po stronie silnika na poziomie 2 – 3 MPa w porównaniu z przypadkiem, gdy temperatura obejmująca wynosiła 60 °C.

Należy również zwrócić uwagę na przypadek, który wystąpił na rurce numer 33, gdzie nie usunięty błąd geometryczny z poziomu modelu CAD (Rys. 9.1.11) skutkuje pojawieniem się fałszywego naprężenia w obszarze górnej części rurki, gdzie pęknięcie nigdy nie wystąpi. W tabeli 9.1.2 zebrano obliczone wartości maksymalnych naprężeń głównych skrajnych rurek wszystkich porównywanych modeli. Na podstawie otrzymanych wyników symulacji można stwierdzić, że opracowany model skorygowany jest prawidłowy i rozwiązywania zagadnień związanych z cyklami termicznymi dla chłodnic powietrza doładowanego może być wykonywane za pomocą tak zbudowanego modelu.

Tabela 9.1.2 Maksymalne naprężenia główne rurek strony wlotowej

Maksymalne naprężenia główne [MPa]				Model podstawowy	Model skorygowany 1	Model skorygowany 2	Model skorygowany 3	Model skorygowany 4
				Specyfikacja: Diesel Rurki wlot 220°C Obejma 30°C Wylot 30°C	Specyfikacja: Diesel Rurki wlot 170-130°C Obejma 30°C Wylot 60°C	Specyfikacja: Diesel Rurki wlot 170-130°C Obejma 60°C Wylot 60°C	Specyfikacja: Benzyna Rurki wlot 150-110°C Obejma 30°C Wylot 60°C	Specyfikacja: Benzyna Rurki wlot 150-110°C Obejma 60°C Wylot 60°C
WLOT	Strona silnika - króćca	Rurka 1	Promień zewnętrzny	-16	-27	-26	-24	-24
			Promień wewnętrzny	24	23	20	17	15
		Rurka 31	Promień wewnętrzny	25	22	20	17	15
			Promień zewnętrzny	-17	-31	-30	-27,5	-28
WLOT	Strona powietrza chłodzącego rdzeń	Rurka 3	Promień zewnętrzny	-16	-25	-25	-24	-24
			Promień wewnętrzny	24	15	13	15	14
		Rurka 33	Promień wewnętrzny	24	16	13	13	12
			Promień zewnętrzny	-18	-20	-19	-17	-18

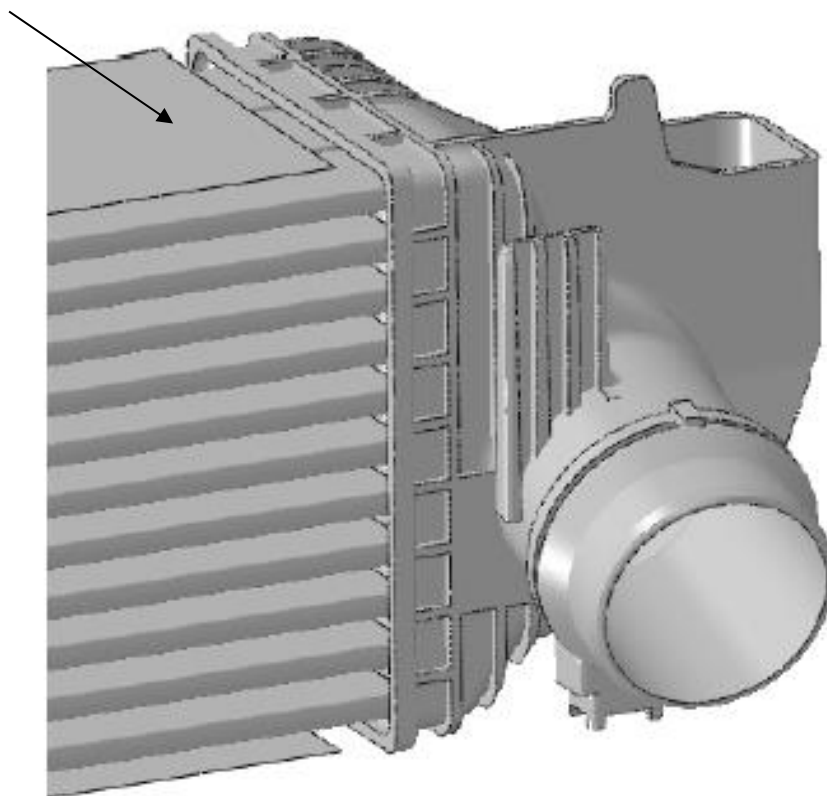
9.2. Zalecenia do zmian eksploatacyjnych i konstrukcyjnych

Na podstawie zdobytego doświadczenia podczas badań i symulacji komputerowych przeprowadzonych dla chłodnicy powietrza doładowanego będącą przedmiotem tej rozprawy doktorskiej opracowano kilka koncepcji zmian konstrukcyjnych poprawiających wytrzymałość tego typu konstrukcji chłodnic powietrza doładowanego na cykle termiczne.

Poniżej przedstawiono analizę konstrukcyjną dla trzech modeli chłodnicy powietrza doładowanego: modelu podstawowego chłodnicy powietrza doładowanego będącej przedmiotem tej rozprawy doktorskiej (Rys. 9.2.1), modelu drugiego w którym obejma konstrukcyjna jest połączona z płytą sitową (Rys. 9.2.2) oraz trzeciego modelu, w którym dodatkowo wprowadzono obustronne przecięcie obejmy po stronie wlotowej na odległości 50 mm od płyty sitowej (Rys. 9.2.3).

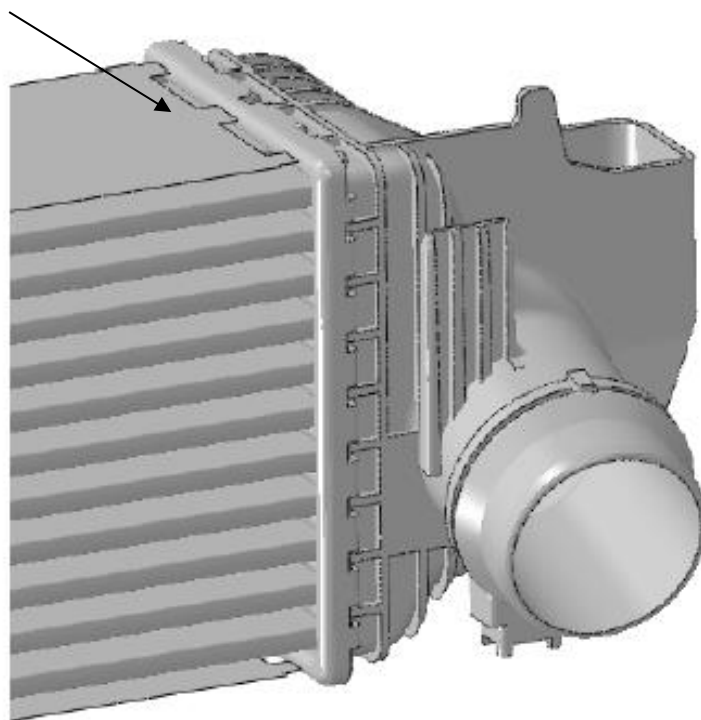
Na rysunku 9.2.4 przedstawiono pierwsze porównanie rozkładu maksymalnych naprężeń głównych dla trzech analizowanych modeli chłodnicy powietrza doładowanego na podstawie wniosków z analizy dla rurki numer 31. W modelu podstawowym, jak wiemy z poprzednich podrozdziałów, wartości maksymalnych naprężeń głównych wewnętrznego promienia rurki numer 31 wyniosły 25 MPa oraz -17 MPa dla promienia zewnętrznego. W modelu drugim w wyniku połączenia obejmy z płytą sitową nastąpił wzrost naprężeń na promieniu zewnętrznym o 11 MPa i spadek o 4 MPa na promieniu wewnętrznym w stosunku do modelu podstawowego. Model z połączoną obejmą i obustronnym przecięciem po stronie wlotowej mającym pozwolić rurkom swobodnie się rozszerzać w wyniku wzrostu temperatury pokazuje najbardziej obiecujące wyniki, mianowicie unifikację typu naprężeń do rozciągających oraz spadek ich wartości do poziomu 13 MPa w miejscu występowania pęknięć rurki.

Model podstawowy
obejma nie połączona z płytą



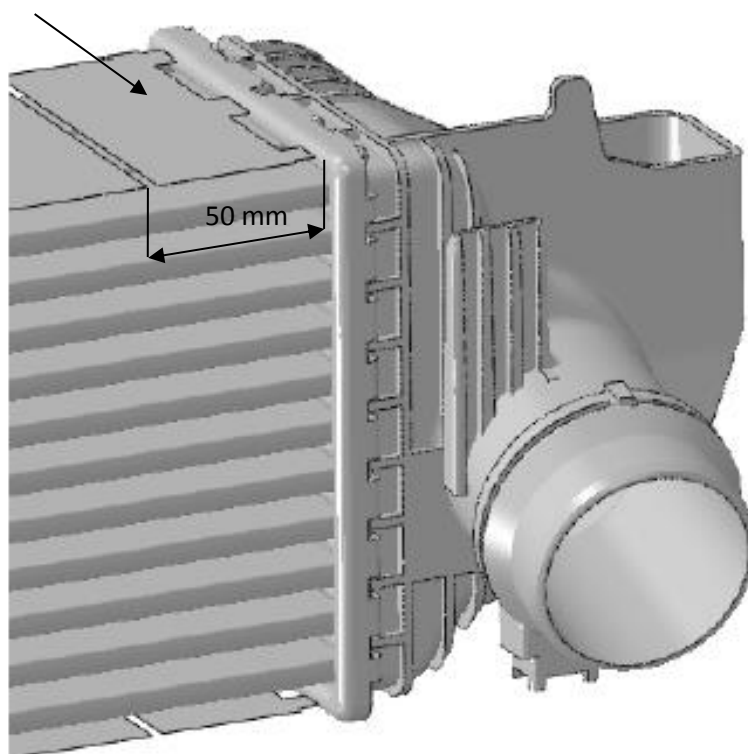
Rys. 9.2.1 Model podstawowy

Nowa obejma połączona z płytą



Rys. 9.2.2 Model z połączoną obejmą

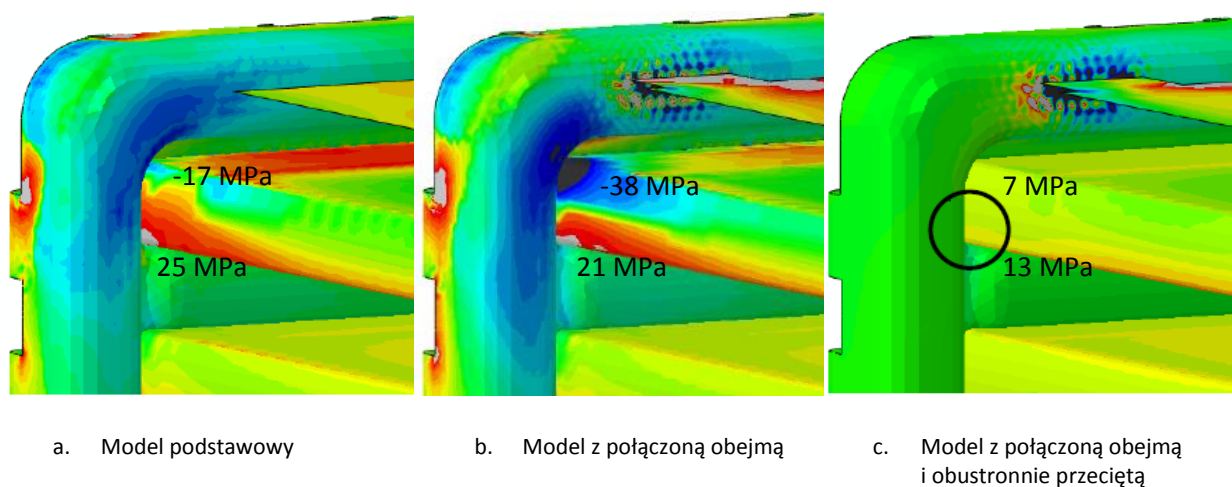
Nowa obejma połączona z płytą,
obustronnie przecięta na odległości
50 mm od płyty



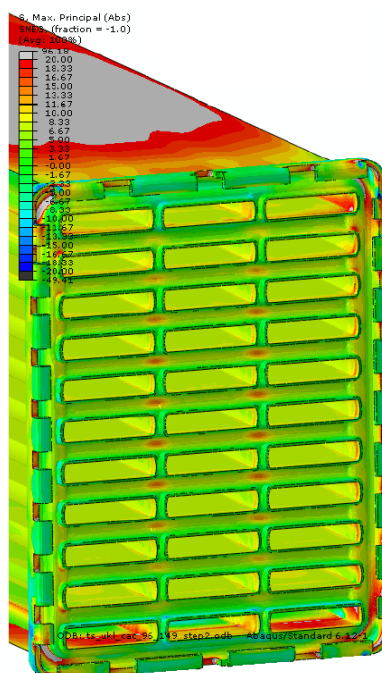
Rys. 9.2.3 Model z połączoną obejmą i przecięciem po stronie wlotowej

Na rysunkach 9.2.5 – 9.2.7 przedstawiono rozkład maksymalnych naprężeń głównych w rdzeniach chłodnic dla każdego z analizowanych modeli. Brak przecięcia na górnej i dolnej obejmie po stronie wlotowej chłodnicy powoduje również pojawienie się wysokich wartości naprężeń głównych na płycie sitowej (Rys. 9.2.6). W takim przypadku ryzyko pęknięcia płyty sitowej jest bardzo wysokie. Maksymalne naprężenia główne pękających podczas testów cykli termicznych rurek numer 1 i 31 dla trzech analizowanych modeli przedstawiono na rysunkach 9.2.8 – 9.2.10.

Z kolei w tabeli 9.2.1 zaprezentowano zestawienie otrzymanych wartości maksymalnych naprężeń głównych tych rurek, a na rysunku 9.2.11 je zobrazowano. Jak widać wyłącznie konstrukcja z połączoną obejmą i obustronnym przecięciem po stronie wlotowej chłodnicy umożliwi przejście 2 000 cykli testu cykli termicznych.

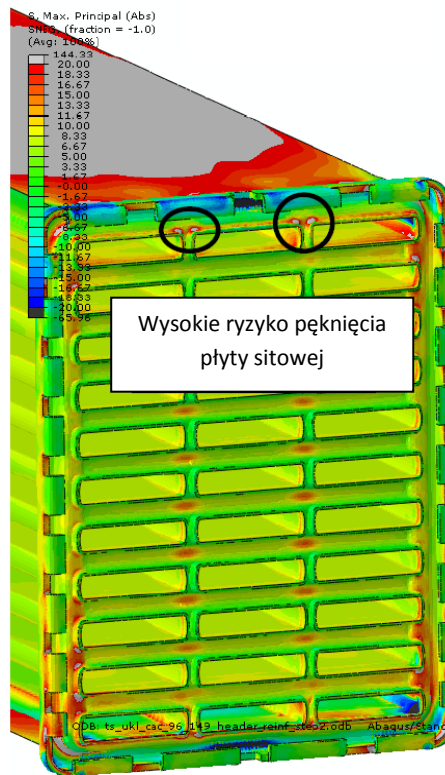


Rys. 9.2.4 Wyniki porównań uzyskanych naprężeń głównych rurek dla analizowanych modeli chłodnicy [MPa]

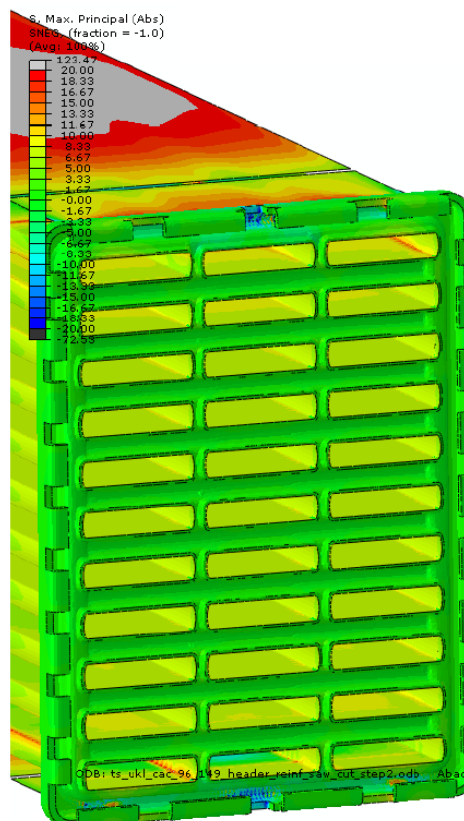


Rys. 9.2.5 Model podstawowy: maksymalne naprężenia główne strony wlotowej chłodnicy [MPa]

Naprężenia termiczne w chłodnicach powietrza
doładowanego powstające w procesie ich walidacji

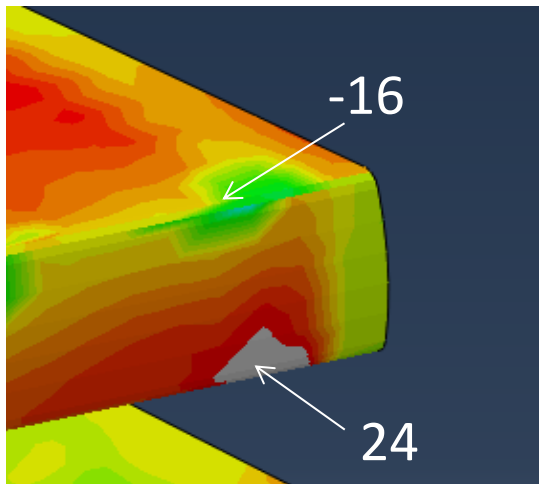


Rys. 9.2.6 Model z połączoną obejmą: maksymalne naprężenia główne strony wlotowej chłodnicy [MPa]

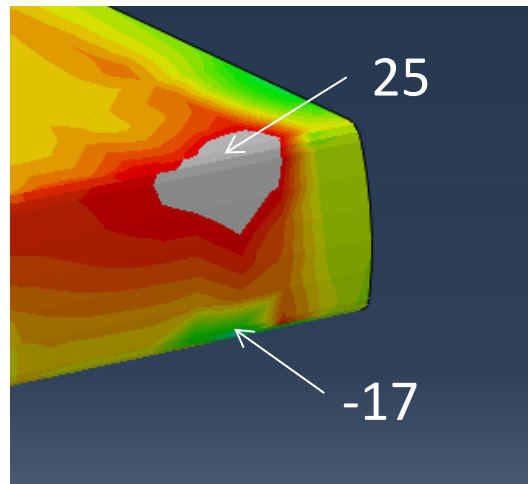


Rys. 9.2.7 Model z połączoną obejmą i przecięciem: maksymalne naprężenia główne strony wlotowej chłodnicy [MPa]

Naprężenia termiczne w chłodnicach powietrza
doładowanego powstające w procesie ich walidacji

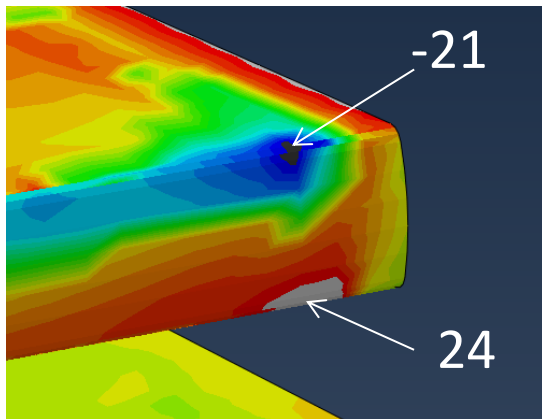


Rurka 1
Promień zewnętrzny -16 MPa
Promień wewnętrzny 24 MPa

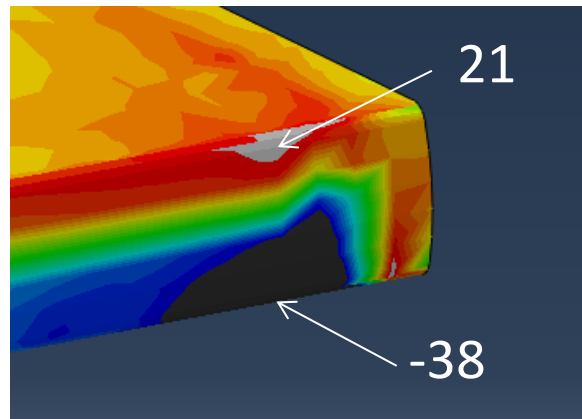


Rurka 31
Promień wewnętrzny 25 MPa
Promień zewnętrzny -17 MPa

Rys. 9.2.8 Model podstawowy: maksymalne naprężenia główne rurek po stronie silnika

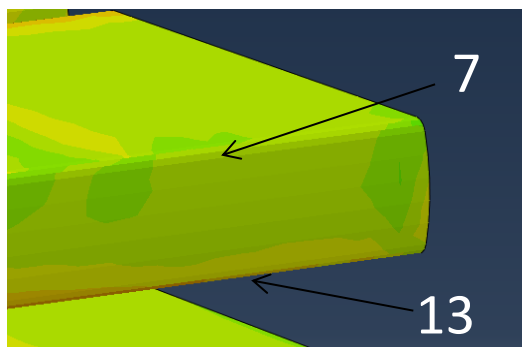


Rurka 1
Promień zewnętrzny -21 MPa
Promień wewnętrzny 24 MPa

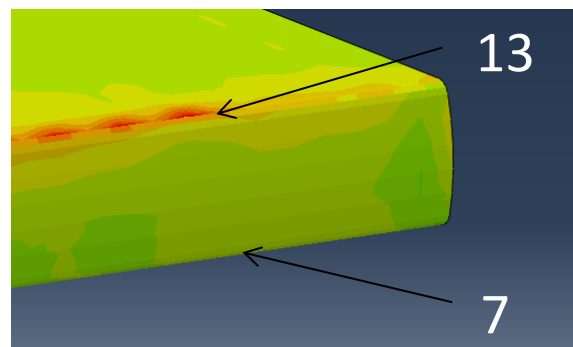


Rurka 31
Promień wewnętrzny 21 MPa
Promień zewnętrzny -38 MPa

Rys. 9.2.9 Model z nową obejmą: maksymalne naprężenia główne rurek po stronie silnika



Rurka 1
Promień zewnętrzny 7 MPa
Promień wewnętrzny 13 MPa



Rurka 31
Promień wewnętrzny 13 MPa
Promień zewnętrzny 7 MPa

Rys. 9.2.10 Model z przeciętą nową obejmą: maksymalne naprężenia główne rurek po stronie silnika

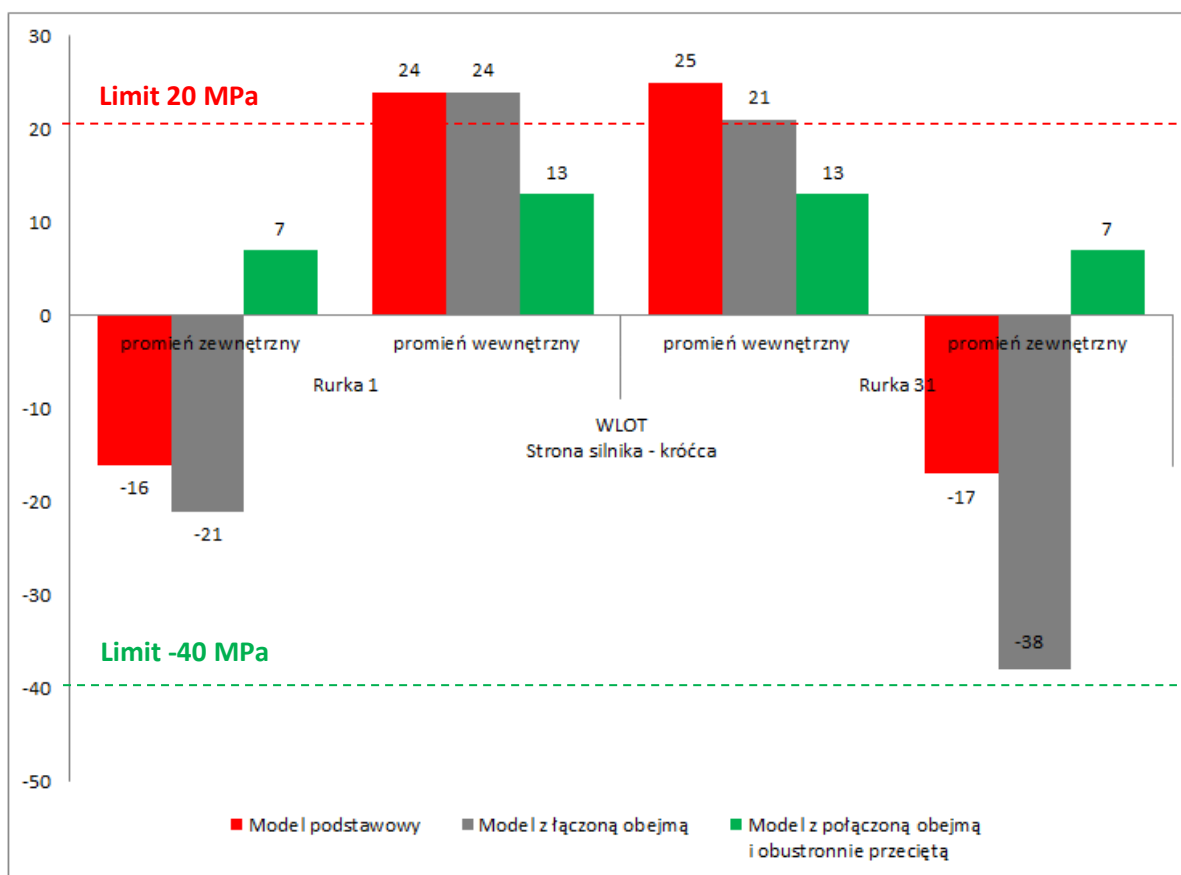
Naprężenia termiczne w chłodnicach powietrza doładowanego powstające w procesie ich walidacji

Na podstawie wykonanych symulacji analizujących wpływ połączenia obejmy z płytą sitową na wytrzymałość chłodnicy na szoki termiczne generowane podczas testu cykli termicznych widać wyraźny spadek poziomu naprężeń głównych rurek w przypadku, gdy obejma jest połączona z płytą. Jednakże w przypadku takiego rozwiązania konstrukcyjnego konieczne jest wykonanie przecięcia na górnej i dolnej obejmie w odległości 50 mm od płyty sitowej w celu wyeliminowania powstającego w wyniku połączenia obejmy z płytą zginania rurki.

Ponieważ test cykli termicznych był ostatnim testem jaki należy zaliczyć dla będącej przedmiotem tej rozprawy doktorskiej chłodnicy powietrza doładowanego a całkowity czas związany z wdrożeniem nowej obejmy wynosił 27 tygodni, zdecydowano podczas rozmowy z klientem dla którego chłodnice powietrza doładowanego będą dostarczane, aby wstrzymać się na razie ze wszelkimi zmianami konstrukcyjnymi. Istniały bowiem przesłanki, że warunki panujące w samochodzie są niższe od parametrów wymaganych w specyfikacji testu cykli termicznych.

Tabela 9.2.1 Maksymalne naprężenia główne pękających rurek strony wlotowej [MPa]

			Model podstawowy	Model z łączoną obejmą	Model z połączoną obejmą i obustronnie przeciętą
WLOT Strona silnika - króćca	Rurka 1	promień zewnętrzny	-16	-21	7
		promień wewnętrzny	24	24	13
	Rurka 31	promień wewnętrzny	25	21	13
		promień zewnętrzny	-17	-38	7

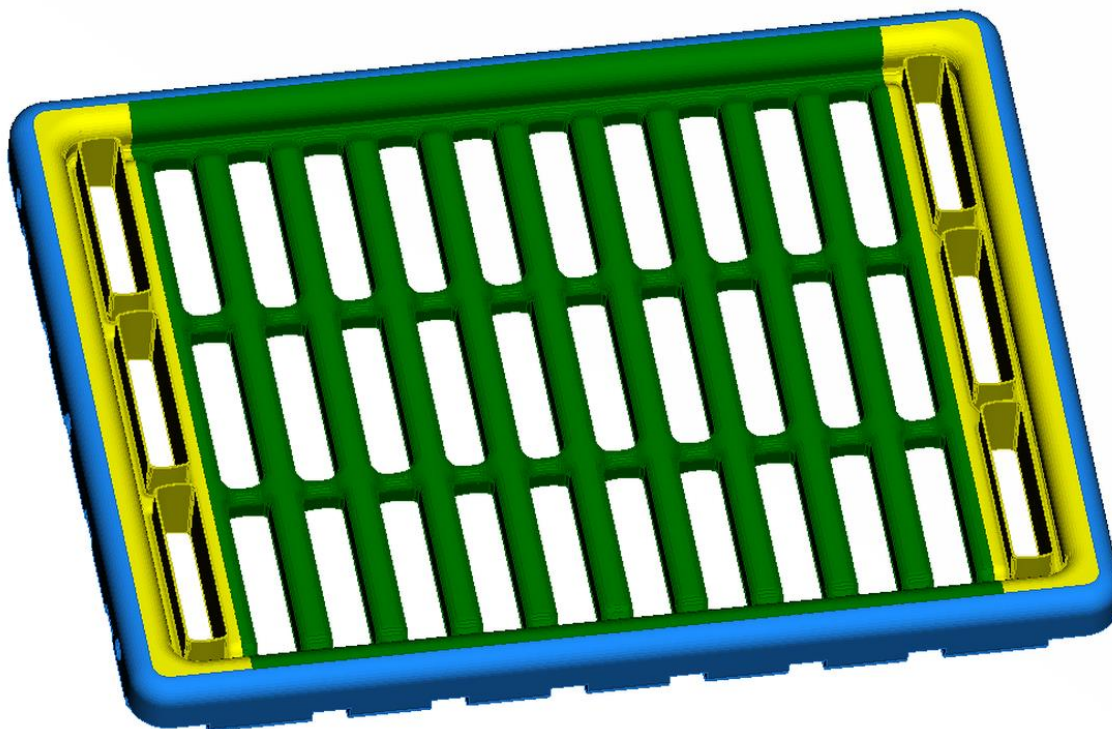


Rys. 9.2.11 Maksymalne naprężenia główne rurek strony wlotowej [MPa]

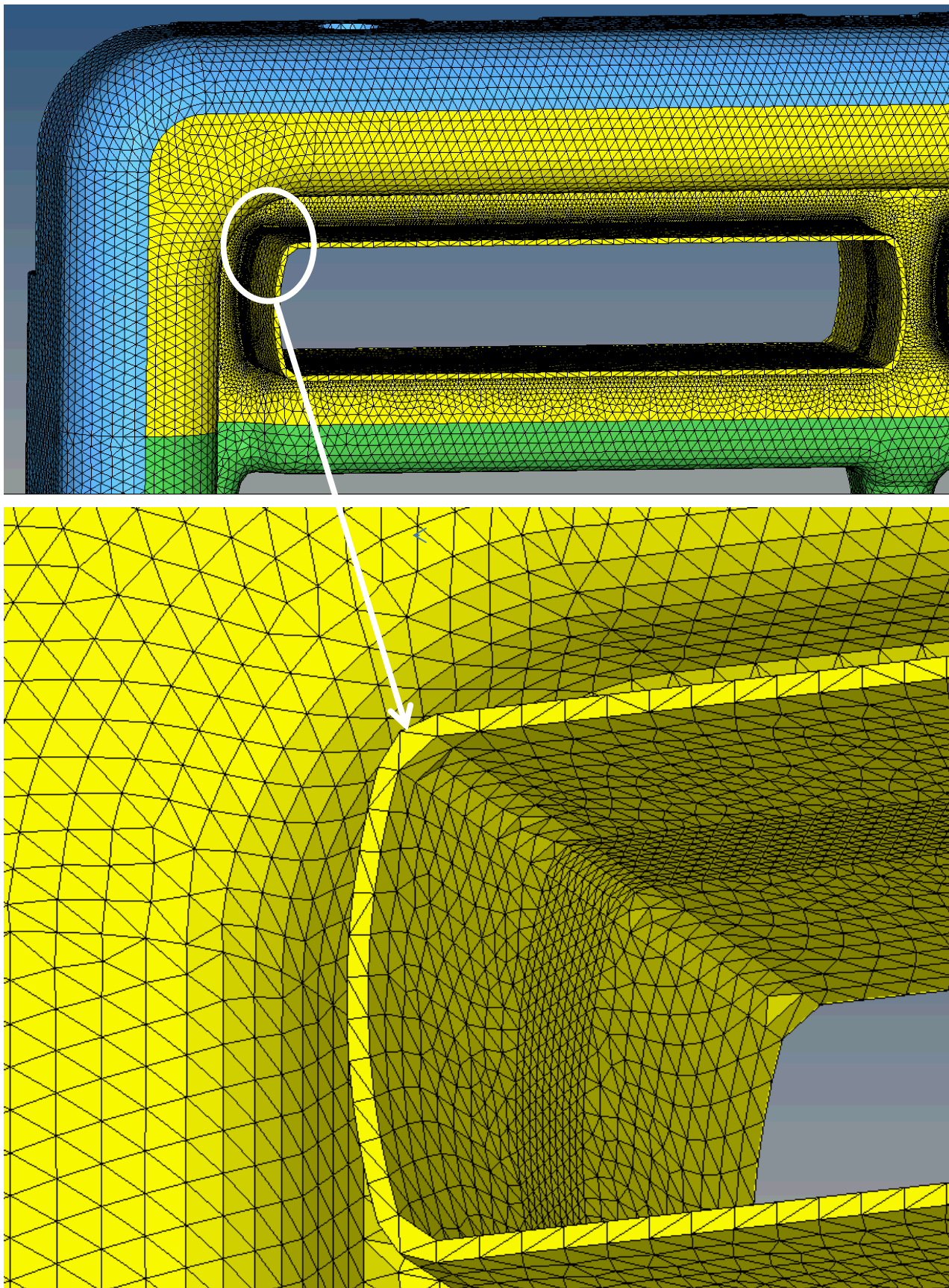
Postanowiono skupić się obecnie na rozwoju następczej generacji konstrukcji chłodnicy powietrza doładowanego do nowej platformy samochodów, której rdzeń z przyczyn wydajnościowych urosł o jeden rząd rurek w porównaniu do obecnego, co z kolei znacząco wpłynęło na wzrost wartości działających sił i momentów w takiej konstrukcji. Rozwiązania konstrukcyjne oraz doświadczenie autora zdobyte podczas prac z obecną konstrukcją chłodnicy zaimplementowano do nowej generacji chłodnicy powietrza doładowanego a efekty wykonanej pracy przedstawiono w dalszej części tego podrozdziału.

Pierwsze ulepszenie modelu dla nowej generacji chłodnicy powietrze doładowanego polegało na dyskretyzacji obszarów skrajnych rurek w których występowały pęknięcia za pomocą elementów bryłowych tetra, zastępując nimi w tym obszarze elementy powłokowe. Zrealizowano to w ten sposób, że końce skrajnych rurek były integralną częścią płyty sitowej, oznaczone kolorem żółtym na rysunku 9.2.12. Umożliwiło to również wyeliminowanie błędów związanych z dopasowaniem elementów powierzchniowych do krzywizn slotów płyty.

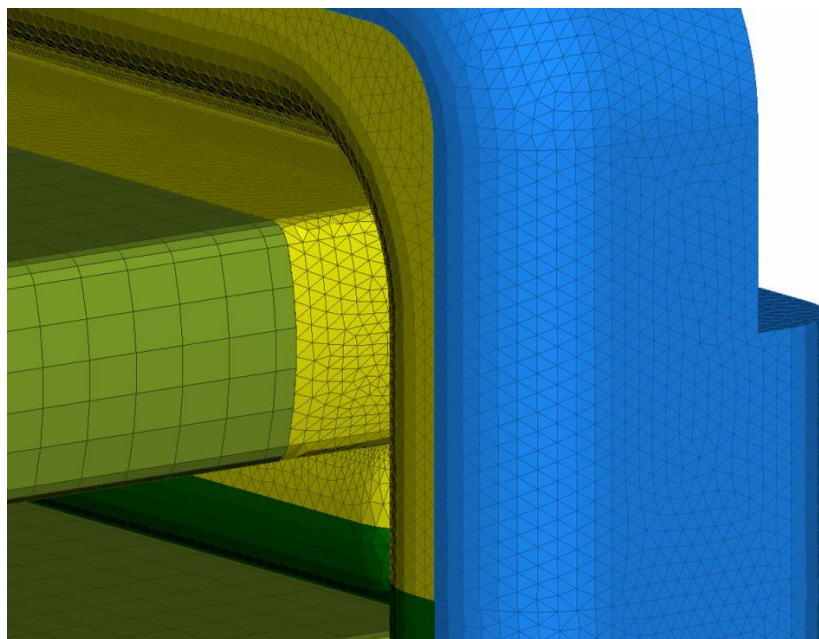
Ponadto podczas dyskretyzacji modelu końcówki rurki reprezentowanego przez część płyty sitowej użyto trzech rozmiarów elementów tetra. Na rysunku 9.2.13 przedstawiono zagęszczenie siatki dla przykładowej końcówki rurki za pomocą elementów tetra o długości krawędzi 0.1 mm w miejscach występowania pęknięć, poprzez elementy o rozmiarze 0.2 mm, aż do osiągnięcia wymiaru ogólnego 0.5 mm elementów bryłowych, które następnie wchodzi w kontakt z elementami powłokowymi. Tak zagęszczona i wygenerowana siatka rurki w porównaniu z przypadkiem, gdy całą rurkę tworzą wyłącznie elementy powłokowe, przyczynia się do wzrostu dokładności otrzymanego wyniku naprężeń w obszarze występowania pęknięć oraz nie powoduje nadmiernego zwiększenia czasu obliczeń w przypadku gdy całą rurkę tworzą wyłącznie elementy trójwymiarowe. Pozostałą część rurki zdyskretyzowano elementami powłokowymi (Rys. 9.2.14), gdzie jako parametr offset wprowadzono wartość 0.13 mm, będącą połową grubości ścianki rurki (Rys. 9.2.15).



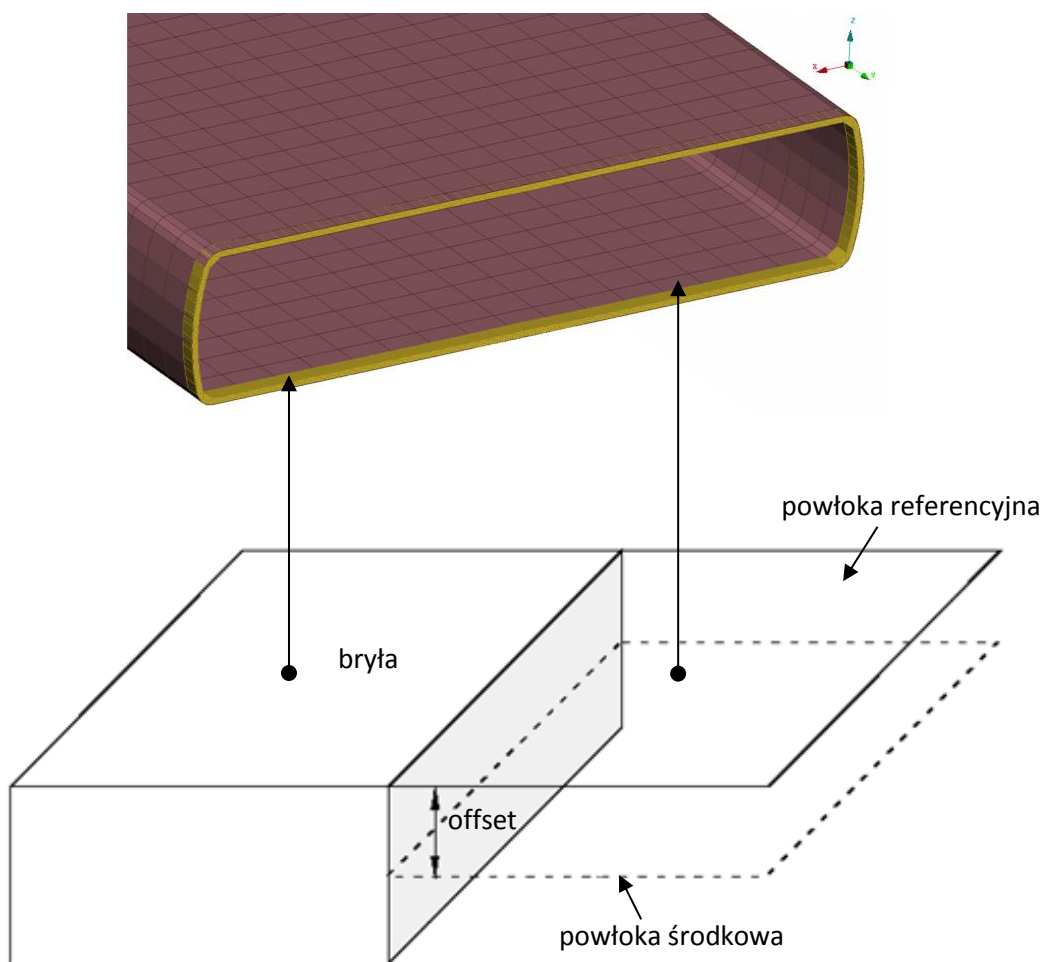
Rys. 9.2.12 Ulepszony model MES płyty sitowej



Rys. 9.2.13 Zagęszczenie siatki w obszarze pęknięcia rurki chłodnicy



Rys. 9.2.14 Ulepszony model MES rdzenia chłodnicy

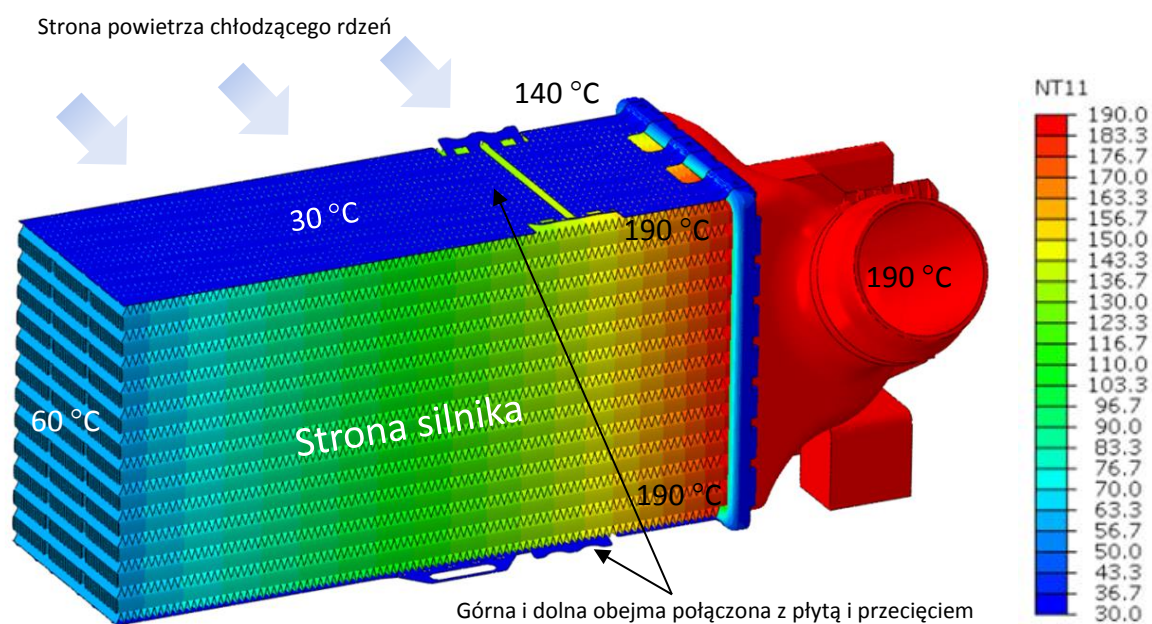


Rys. 9.2.15 Kontakt elementów powłokowych i bryłowych dla modelu rurki

W nowym modelu chłodnicy powietrza doładowanego (Rys. 9.2.16) wprowadzono również proponowane rozwiązanie konstrukcyjne polegające na połączeniu obejmy z płytą wraz z jej obustronnym przecięciem na odległości 50 mm od płyty sitowej po stronie wlotowej. Warunki brzegowe temperatury w nowym modelu przyjęto na podstawie interpolacji pomiędzy wartością temperatury zmierzonej podczas badań doświadczalnych dla chłodnicy będącej przedmiotem tej rozprawy doktorskiej a temperaturą wymaganą w nowej specyfikacji testu cykli termicznych.

W wyniku interpolacji rurkom po stronie silnika i zbiornikowi wlotowemu przypisano temperaturę 190 °C, natomiast rurkom po stronie powietrza chłodzącego rdzeń przypisaną temperaturą 140 °C. W związku z brakiem uszkodzeń po stronie wylotowej chłodnicy oraz w celu przyspieszenia obliczeń, symulację ograniczono do strony wlotowej chłodnicy. Obejmom przypisano temperaturę 30 °C, natomiast powierzchniom czołowym rurek, turbulatorów i taśm chłodzących reprezentującą w ramach przyjętych uproszczeń część wylotową chłodnicy temperaturę 60 °C. Nowa specyfikacja cykli termicznych wymaga przejścia 1 500 cykli przy ciśnieniu wewnętrznym układu 2 Bar(g).

W związku z poufnością danych dotyczących zarówno samej budowy chłodnicy jak i parametrów testu więcej informacji nie zostanie ujawnionych w tej rozprawie. System materiałowy konstrukcji nie uległ zmianie a symulacja komputerowa została przeprowadzona w sposób analogiczny jak dla analizowanej w pracy chłodnicy powietrza doładowanego.

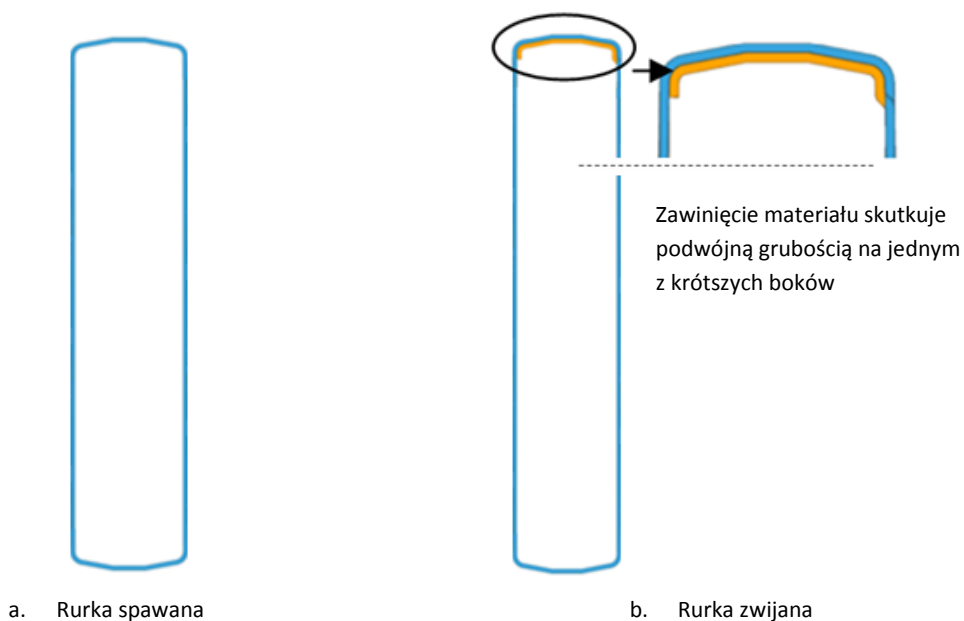


Rys. 9.2.16 Model MES kolejnej generacji chłodnicy powietrza doładowanego: rozkład temperatury [°C]

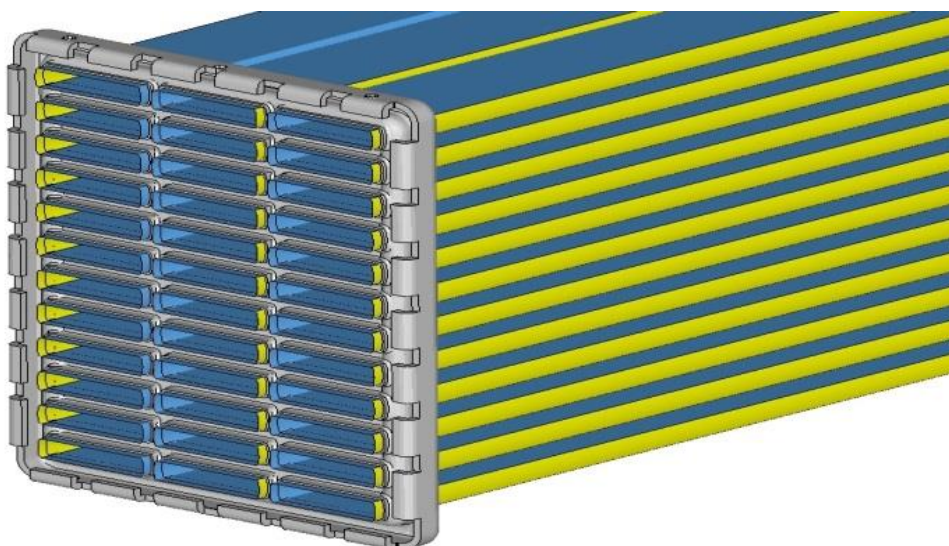
Celem symulacji było sprawdzenie wpływu grubości ścianki rurki chłodnicy na wartość maksymalnych naprężeń głównych skrajnych rurek strony wlotowej. Na rysunku 9.2.17a i b przedstawiono modele dwóch analizowanych rurek. Rysunek 9.2.17a przedstawia model rurki spawanej powszechnie używanej w chłodnicach powietrza doładowanego. Drugi model pokazany na rysunku 9.2.17b reprezentuje rurkę zwijaną, której geometrie oznaczono kolorem niebieski i pomarańczowym, ma niemal identyczny kształt jak rurka spawana, ale dodatkowo na jednym z krótszych boków jest zawinięta. W związku z tym obszar posiada podwójną grubość materiału.

Na rysunku 9.2.18 przedstawiono stronę wlotową modelu chłodnicy z rurką zwijaną zorientowaną w taki sposób, że strona rurki z podwójną grubością materiału (oznaczona kolorem żółtym) została ulokowana w miejscach występowania pęknięć rurek podczas testu cykli termicznych.

Na rysunkach 9.2.19 i 9.2.20 przedstawiono wyniki obliczonych wartości maksymalnych naprężeń głównych na wszystkich rurkach strony wlotowej odpowiednio dla modelu podstawowego chłodnicy z rurką spawaną oraz modelu z rurką zwijaną. W celu lepszej prezentacji modelu rdzenia chłodnicy wyłączono widok turbulatora, taśmy chłodzącej i obejmy. Na rysunkach 9.2.21 – 9.2.24 zaprezentowano szczegółowe wyniki obliczonych wartości maksymalnych naprężeń głównych skrajnych rurek strony wlotowej silnika 1, 31 oraz 3, 33 strony powietrza chłodzącego rdzeń. Na rysunku 9.2.25 przedstawiono porównanie wartości maksymalnych naprężeń głównych skrajnych rurek modelu podstawowego z rurką spawaną i rurką zwijaną.

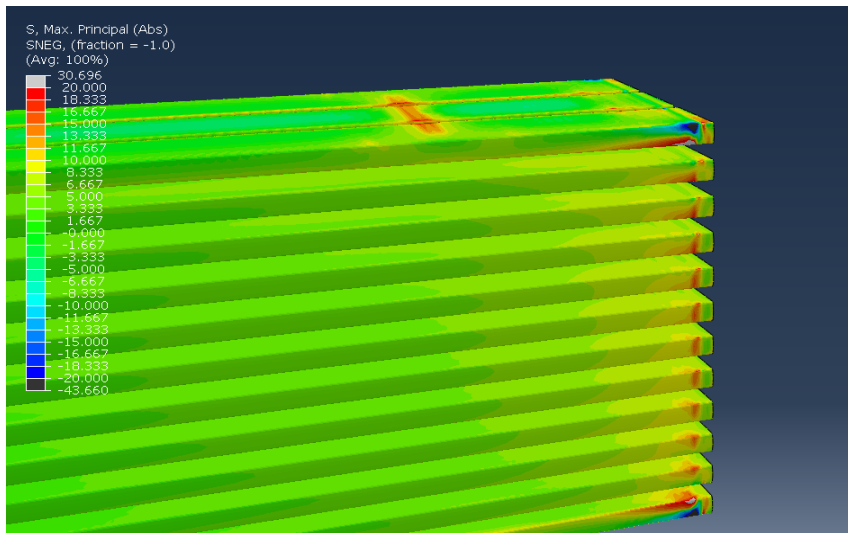


Rys. 9.2.17 Modele analizowanych rurek: spawanej i zwijanej

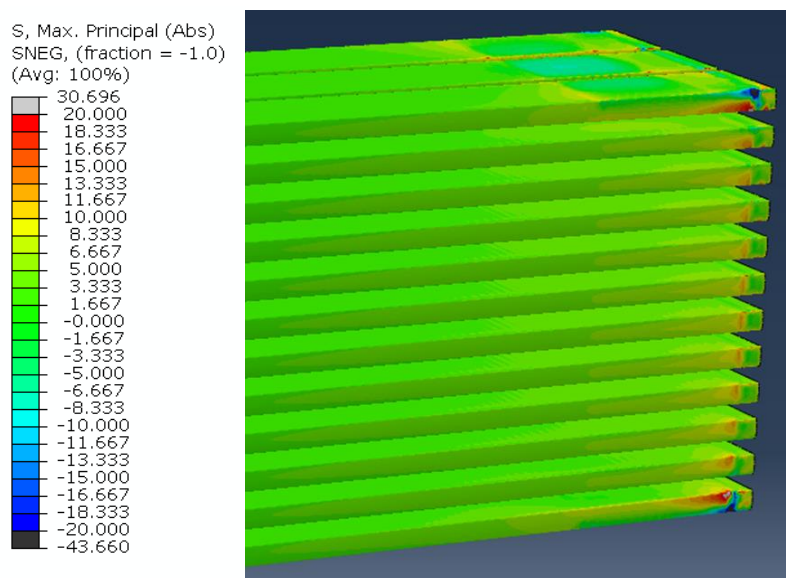


Rys. 9.2.18 Model chłodnicy powietrza doładowanego z rurką zwijaną

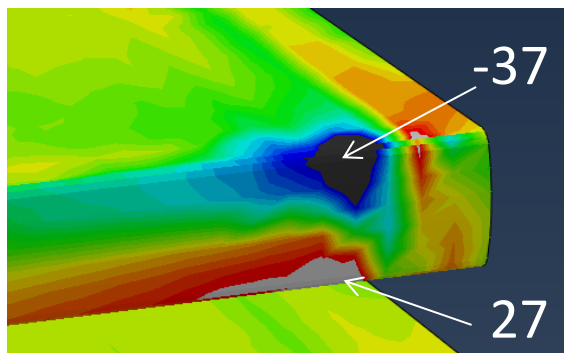
Naprężenia termiczne w chłodnicach powietrza
 doładowanego powstające w procesie ich walidacji



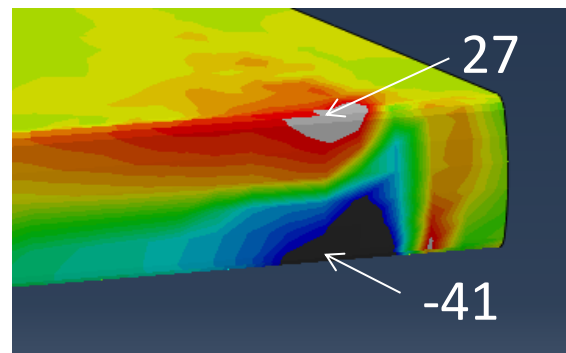
Rys. 9.2.19 Model podstawowy: maksymalne naprężenia główne rurek po stronie silnika [MPa]



Rys. 9.2.20 Model rurka zwijana: maksymalne naprężenia główne rurek po stronie silnika [MPa]



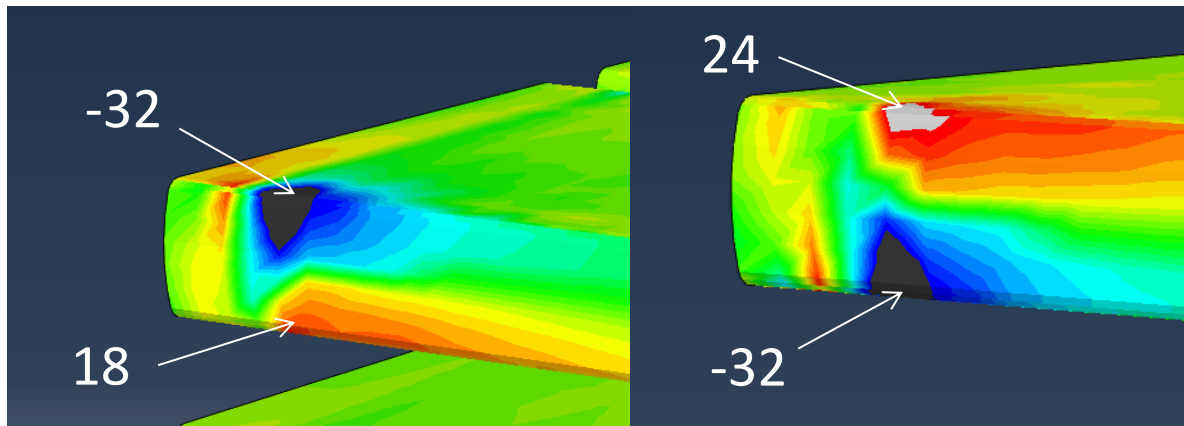
Rurka 1
 Promień zewnętrzny -37 MPa
 Promień wewnętrzny 27 MPa



Rurka 31
 Promień wewnętrzny 27 MPa
 Promień zewnętrzny -41 MPa

Rys. 9.2.21 Model podstawowy: maksymalne naprężenia główne rurek po stronie silnika

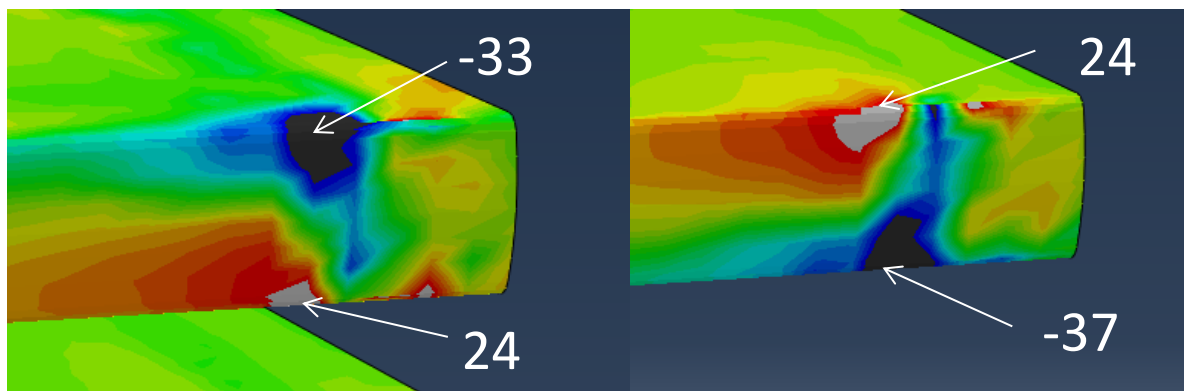
Naprężenia termiczne w chłodnicach powietrza
 doładowanego powstające w procesie ich walidacji



Rurka 3
 Promień zewnętrzny -32 MPa
 Promień wewnętrzny 18 MPa

Rurka 33
 Promień wewnętrzny 24 MPa
 Promień zewnętrzny -32 MPa

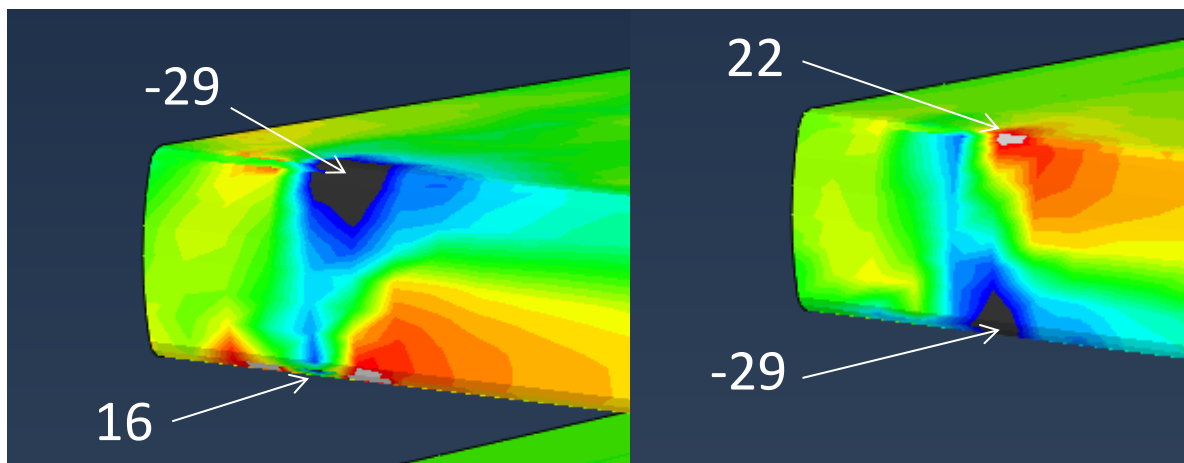
Rys. 9.2.22 Model podstawowy: maksymalne naprężenia główne rurek strony powietrza chłodzącego



Rurka 1
 Promień zewnętrzny -33 MPa
 Promień wewnętrzny 24 MPa

Rurka 31
 Promień wewnętrzny 24 MPa
 Promień zewnętrzny -37 MPa

Rys. 9.2.23 Model rurka zwijana: maksymalne naprężenia główne rurek po stronie silnika



Rurka 3
 Promień zewnętrzny -29 MPa
 Promień wewnętrzny 16 MPa

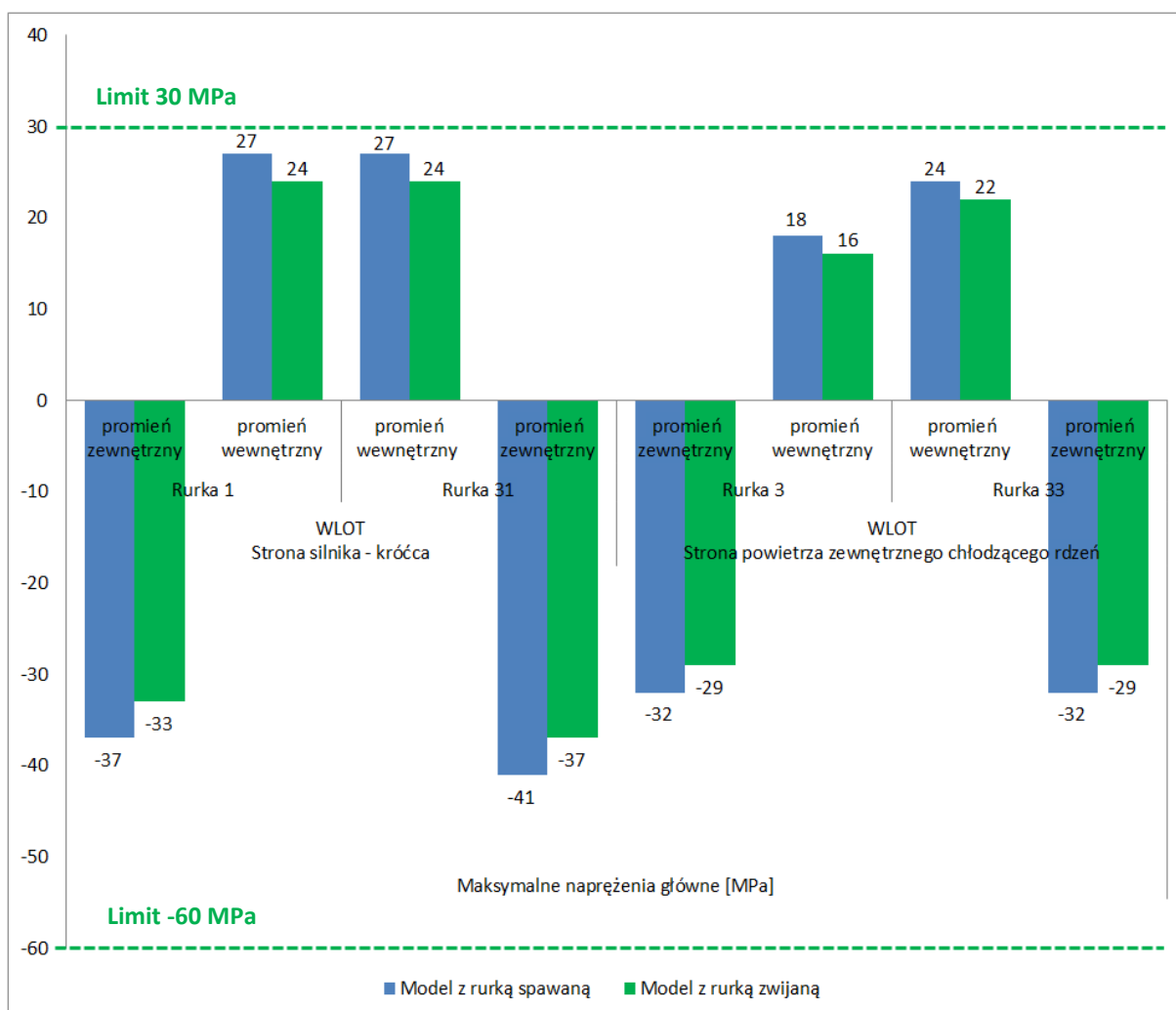
Rurka 33
 Promień wewnętrzny 22 MPa
 Promień zewnętrzny -29 MPa

Rys. 9.2.24 Model rurka zwijana: maksymalne naprężenia główne rurek strony powietrza chłodzącego

Naprężenia termiczne w chłodnicach powietrza doładowanego powstające w procesie ich walidacji

Na podstawie otrzymanych rezultatów symulacji widać wpływ dwukrotnego zwiększenia miejscowej grubości ścianki rurki na zmniejszenie poziomu maksymalnych naprężeń głównych we wszystkich analizowanych rurkach chłodnicy. W miejscach występowania pęknięć rurek podczas testów cykli termicznych nastąpił spadek naprężeń z wartości 27 MPa do 24 MPa (poprawa na poziomie 13 %).

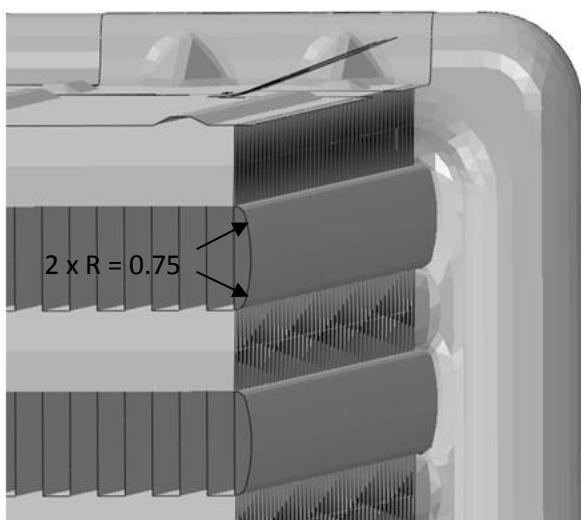
Zwiększenie rozmiaru chłodnicy powietrza doładowanego o jeden rząd rurek wiąże się ze wzrostem sił i momentów działających w takiej konstrukcji. Wynik obliczeń dla tak dużej chłodnicy powietrza doładowanego nawet dla przypadku połączenia obejmy z płytą i przecięciem pokazał wartość maksymalnych naprężeń głównych rurek powyżej ustalonego limitu materiału rurki 20 MPa na rozciąganie i 40 MPa na ściskanie, wymaganych aby zaliczyć 2 000 cykli. Jednak nowa specyfikacja testu cykli termicznych wymaga wykonania jedynie 1 500 cykli. Opracowany limit maksymalnych naprężeń głównych dla takiej liczby cykli wynosi 30 MPa na rozciąganie i 60 MPa na ściskanie. Zatem można uznać, że zaprojektowana koncepcja konstrukcji jest prawidłowa i powinna zaliczyć test cykli termicznych dla zdefiniowanych parametrów testu.



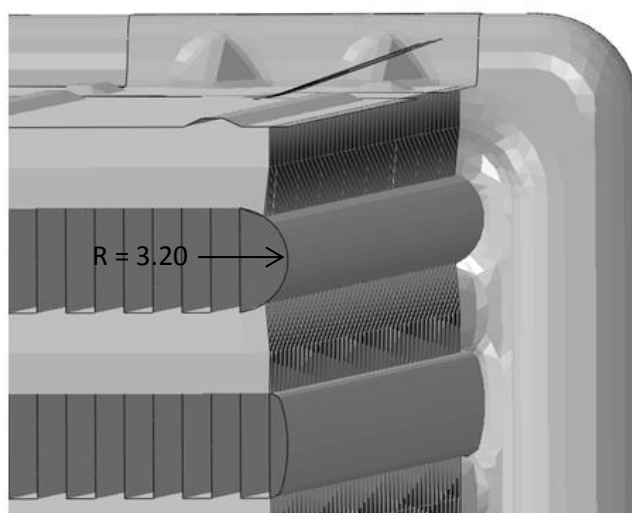
Rys. 9.2.25 Maksymalne naprężenia główne rurek strony wlotowej [MPa]

Następny model komputerowy chłodnicy powietrza doładowanego został opracowany w celu sprawdzenia również wpływu wartości samego promienia rurki spawanej na poziom naprężeń. Rurka chłodnicy powietrza doładowanego według standardowej konstrukcji posiada na swoim krótki boku dwa promienie o wartości 0.75 mm (Rys. 9.2.26). Natomiast wartość proponowanego promienia całkowitego rurki to 3.20 mm (Rys. 9.2.27). Jest to maksymalna wartość promienia rurki jaką można zastosować ze względu na wymaganą minimalną rozpiętość w rurce turbulatora mającego fundamentalny wpływ na wydajność cieplną całej chłodnicy powietrza doładowanego.

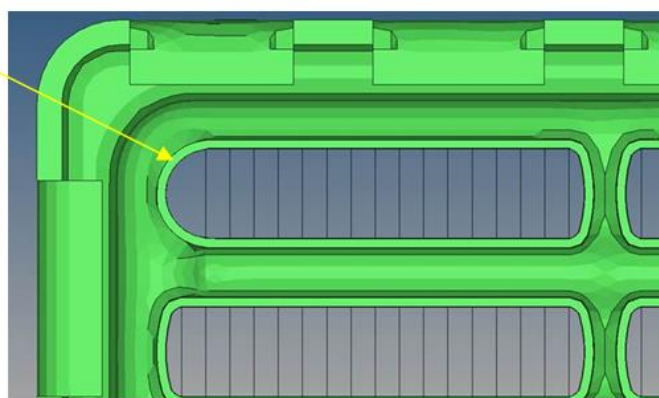
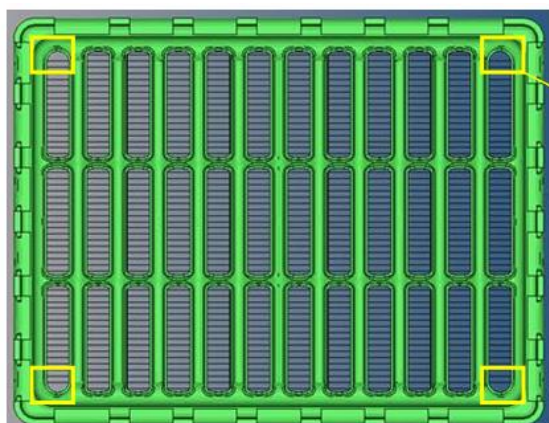
Na rysunku 9.2.28 przedstawiono opracowany model komputerowy dla promienia rurki 3.20 mm. W celu optymalizacji czasu symulacji modyfikacji uległy jedynie zewnętrzne promienie czterech skrajnych rurek. Na rysunku 9.2.29 przedstawiono wyniki obliczonych wartości maksymalnych naprężeń głównych na wszystkich rurkach strony wlotowej dla modelu podstawowego chłodnicy z całkowitym promieniem zewnętrznym skrajnych rurek 3.20 mm. Z kolei rysunki 9.2.30 – 9.2.31 prezentują szczegółowe wyniki obliczonych wartości naprężeń dla strony wlotowej. W tabeli 9.2.2 oraz na rysunku 9.2.32 przedstawiono odpowiednio zestawienie i porównanie obliczonych wartości maksymalnych naprężeń głównych skrajnych wlotowych rurek po stronie silnika i powietrza chłodzącego rdzeń modelu podstawowego ze standardowym promieniem rurki spawanej 0.75 mm oraz zmodyfikowanym całkowitym promieniem rurki 3.20 mm.



Rys. 9.2.26 Standardowy promień rurki 0.75 mm



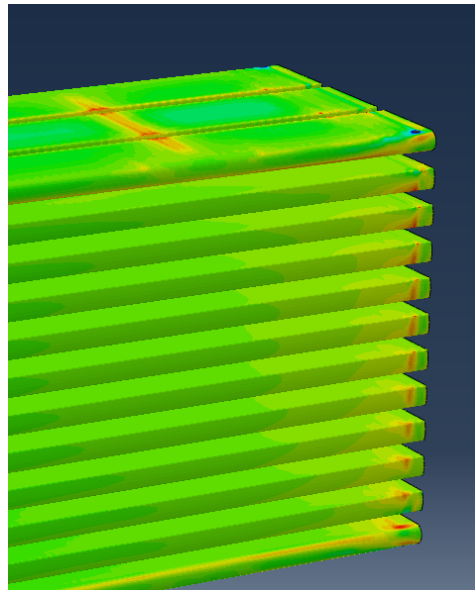
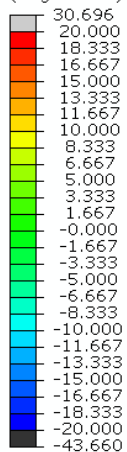
Rys. 9.2.27 Proponowany promień całkowity rurki 3.20 mm



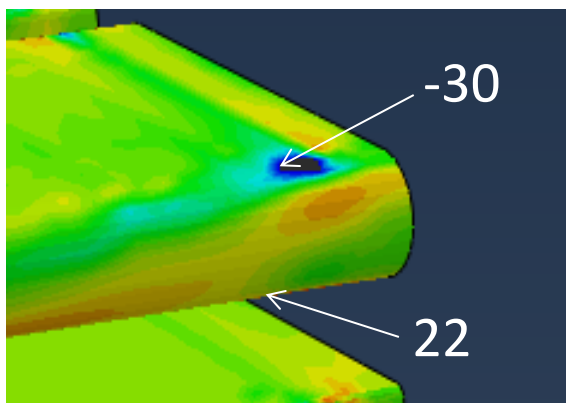
Rys. 9.2.28 Model komputerowy dla rurki spawanej o promieniu 3.20 mm

Naprężenia termiczne w chłodnicach powietrza
doładowanego powstające w procesie ich walidacji

S, Max. Principal (Abs)
SNEG, (fraction = -1.0)
(Avg: 100%)

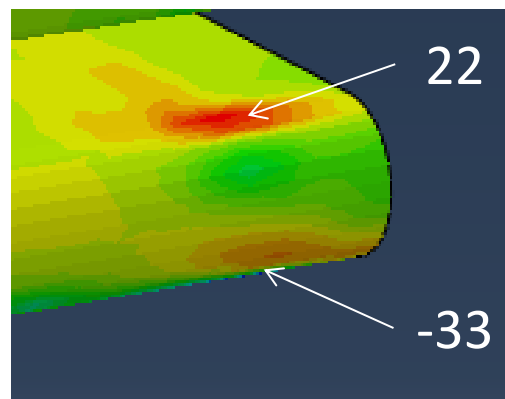


Rys. 9.2.29 Model z rurką spawaną $r = 3.20$ mm: maksymalne naprężenia główne rurek po stronie silnika [MPa]



Rurka 1

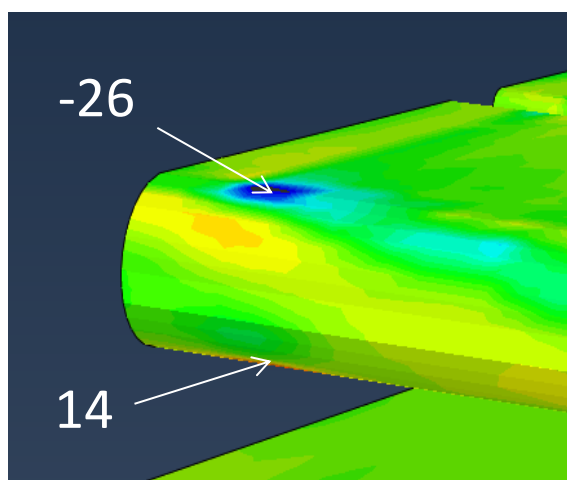
Promień zewnętrzny -30 MPa
Promień wewnętrzny 22 MPa



Rurka 31

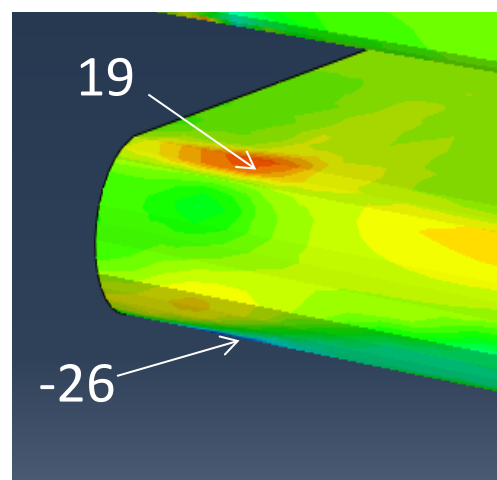
Promień wewnętrzny 22 MPa
Promień zewnętrzny -33 MPa

Rys. 9.2.30 Model z rurką spawaną $r = 3.20$ mm: maksymalne naprężenia główne rurek po stronie silnika



Rurka 3

Promień zewnętrzny -26 MPa
Promień wewnętrzny 14 MPa



Rurka 33

Promień wewnętrzny 19 MPa
Promień zewnętrzny -26 MPa

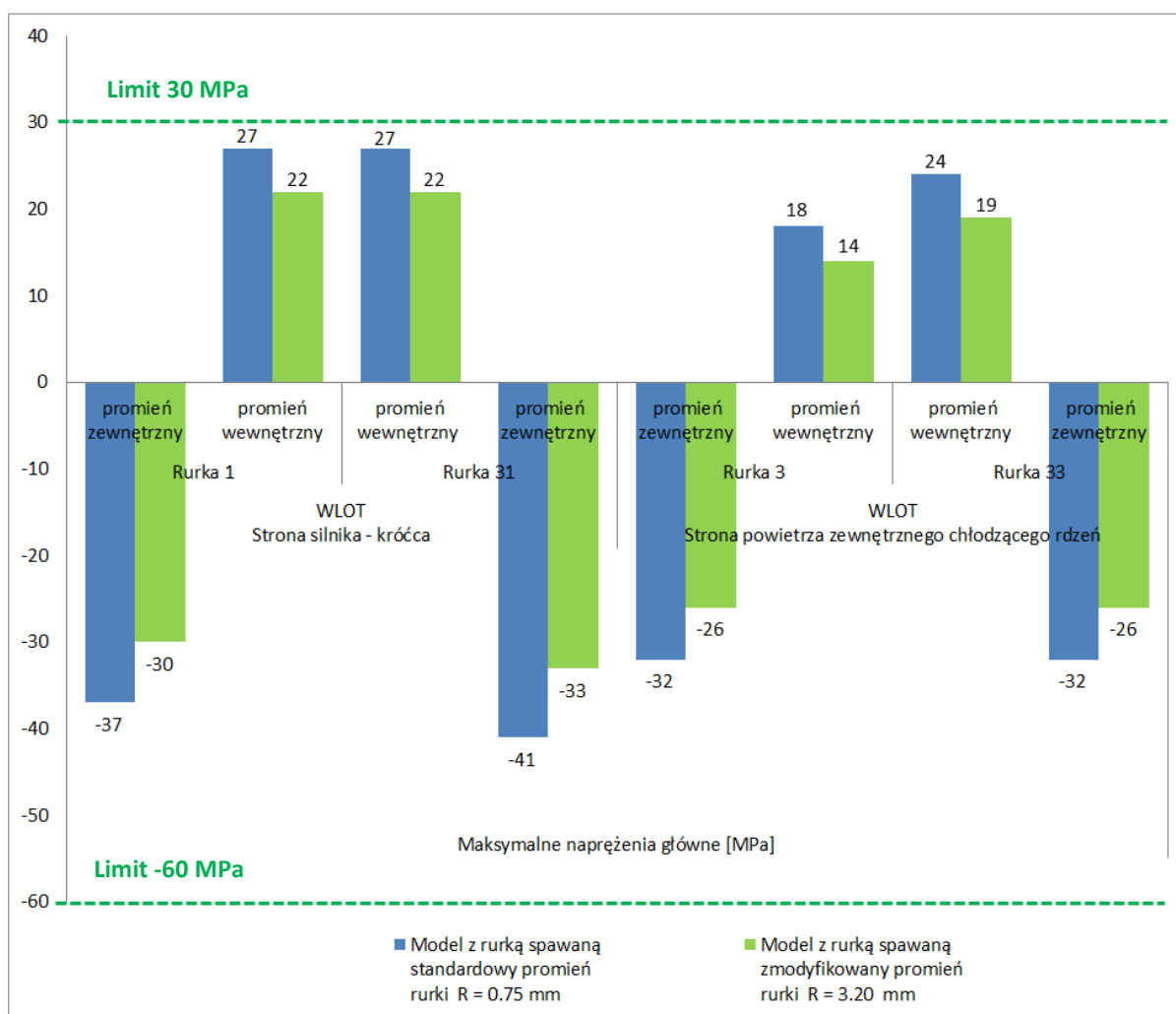
Rys. 9.2.31 Model z rurką spawaną $r = 3.20$ mm: maksymalne naprężenia główne rurek strony powietrza chłodzącego

Naprężenia termiczne w chłodnicach powietrza doładowanego powstające w procesie ich walidacji

Na podstawie otrzymanych rezultatów symulacji widać wpływ zwiększenia promienia rurki na zmniejszenie poziomu maksymalnych naprężeń głównych we wszystkich analizowanych rurkach chłodnicy a w miejscach występowania pęknięć rurek podczas testów cykli termicznych spadek naprężeń z wartości 27 MPa do 22 MPa oznaczając poprawę na poziomie 26 %.

Tabela 9.2.2 Maksymalne naprężenia główne rurek strony wlotowej [MPa]

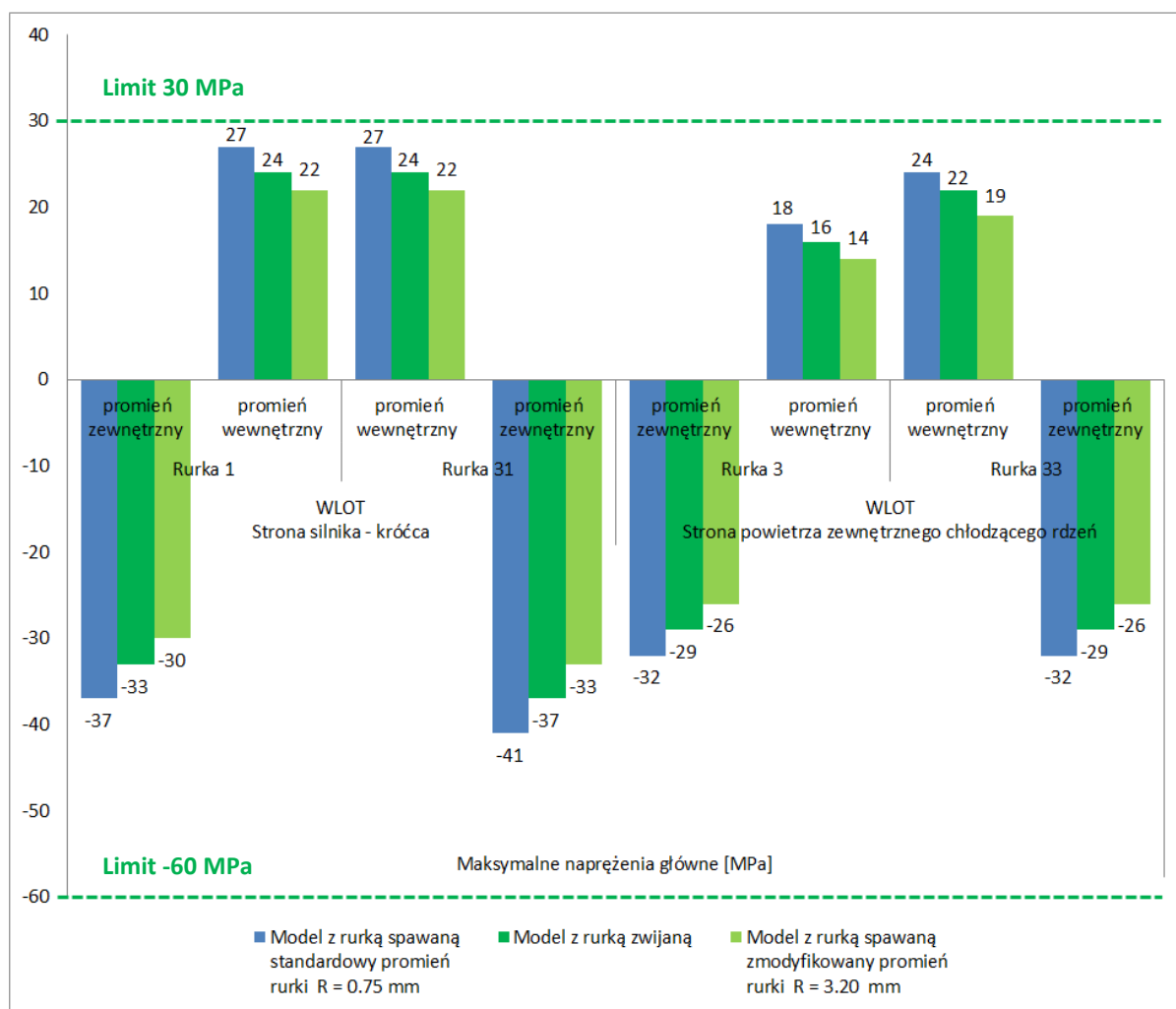
				Model z rurką spawaną standardowy promień rurki R = 0.75 mm	Model z rurką spawaną zmodyfikowany promień rurki R = 3.20 mm
Maksymalne naprężenia główne [MPa]	WLOT Strona silnika - króćca	Rurka 1	promień zewnętrzny	-37	-30
			promień wewnętrzny	27	22
		Rurka 31	promień wewnętrzny	27	22
			promień zewnętrzny	-41	-33
	WLOT Strona powietrza zewnętrznego chłodzącego rdzeń	Rurka 3	promień zewnętrzny	-32	-26
			promień wewnętrzny	18	14
		Rurka 33	promień wewnętrzny	24	19
			promień zewnętrzny	-32	-26



Rys. 9.2.32 Maksymalne naprężenia główne rurek strony wlotowej [MPa]

Naprężenia termiczne w chłodnicach powietrza doładowanego powstające w procesie ich walidacji

Na rysunku 9.2.33 przedstawiono końcowe porównanie wpływu zarówno rurki zwijanej jak i zmodyfikowanego promienia rurki spawanej na poziom maksymalnych naprężeń głównych. Jak widać najlepsze rezultaty uzyskano dla zmodyfikowanego promienia rurki spawanej 3.20 mm, gdzie nastąpił spadek maksymalnych naprężeń głównych dla pękających rurek numer 1 i 31 o 5 MPa w odniesieniu do rurki spawanej ze standardowym promieniem 0.75 mm oraz spadek o 2 MPa w porównaniu z rurką zwijaną, której promień z powodu ograniczeń technologicznych nie mógł być zmodyfikowany. Uzyskane wyniki z symulacji komputerowych są bardzo obiecujące a nowe prototypy będą zbudowane do fazy testów. Wszystko po to aby sprostać coraz to większym wymaganiom stawianym chłodnicom powietrza doładowanego w specyfikacjach testów cykli termicznych.



Rys. 9.2.33 Maksymalne naprężenia główne rurek strony wlotowej [MPa]

9.3. Wyniki badań statystycznych

W związku z brakiem możliwości kontrolowania czasu wzrostu i spadku temperatury w pierwszych sekundach testu cykli termicznych dla chłodnicy powietrza, zarówno dla pierwotnej specyfikacji 6 sekund jak i nowej, gdzie czas wzrostu temperatury od 30 °C do 210 °C i spadku temperatury z 220 °C do 40 °C wynosi 15 sekund, postanowiono sprawdzić jaki będzie wynik testu rzeczywistego jeśli zastosuje się czas zmiany temperatury 30 sekund dla której problem gwałtownych wzrostów i spadków temperatury nie występuje.

W tym celu wykonano test numer 8 (Tabela 9.3.1) w którym szybkość wzrostu temperatury od 30 °C do 210 °C i jej spadku z 220 °C do 40 °C wynosiła 30 sekund, odwzorowując tym samym czas zmiany temperatury z przeprowadzonych badań doświadczalnych z podrozdziału 8.3.

Tabela 9.3.1 Test numer 8

Numer testu i data wykonania		Test numer 8 2014-03-29	
Grupa specyfikacji		Grupa 6	
Opis testu		Specyfikacja diesla ze zmniejszonym tempem zmiany temperatury do "30 sekund"	
Górna temperatura medium [°C]		220	
Dolna temperatura medium [°C]		30	
Przepływ medium [kg/h]		600	
Czas wzrostu/spadku temperatury medium [s]		od 30 °C do 210°C w 30 s, 10 s w 220 °C, od 220 °C do 40 °C w 30 s	
Szybkość wzrostu temperatury		od 30 °C do 210 °C w 30 s	
Szybkość spadku temperatury		od 220 °C do 40 °C w 30 s	
Wykres wzrostu i spadku temperatury medium			
Prędkość powietrza chłodzącego rdzeń z zewnątrz [m/s]		10	
Temperatura powietrza chłodzącego rdzeń z zewnątrz [°C]		36.3 - 43.5	
ID Chłodnicy powietrza doładowanego		#16	#29
Wartość przecieku z chłodnicy [cm3/min] podczas testu szczelności po cyklach	500	0	0
	1000	0	0
	1500	0	0
	2000	0	0
Zdjęcie przecieku z chłodnicy		Brak zdjęcia	Brak zdjęcia
Wynik testu		Pozytywny	Pozytywny

Dodatkowo w teście numer 8 na podstawie wniosków wyciągniętych z przeprowadzonych badań doświadczalnych określono tolerancje dla wartości i prędkości powietrza chłodzącego rdzeń chłodnicy. Tolerancja dla prędkości powietrza zewnętrznego wynosiła od 8 do 10 m/s oraz od 35 do 45 °C dla jego temperatury. W rezultacie obie chłodnice przeszły pozytywnie 2 000 cykli z czasem zmiany temperatury 30 sekund według specyfikacji diesla, pozostając całkowicie szczelnymi.

Naprężenia termiczne w chłodnicach powietrza doładowanego powstające w procesie ich walidacji

W związku z przyjętymi ustaleniami dotyczącymi systemu chłodzenia rdzenia przeprowadzono test numer 9 z czasem zmiany temperatury 15 sekund (Tabela 9.3.2). W wyniku zmian systemu chłodzenia rdzenia oraz złagodzenia szybkości zmiany temperatury sprężonego powietrza w porównaniu z testem numer 7, chłodnice wykonały dodatkowe 500 cykli testu. Jednak ze względu na ciągle występujące szoki termiczne generowane w pierwszych sekundach testu, obecna konstrukcja nadal nie potrafi wytrzymać 2 000 cykli testu. Pierwsze przecieki z rurek pojawiły się już po 1 000 cyklach, wynosząc sumarycznie w chłodnicy numer 1, 19 cm³/min i 6 cm³/min w chłodnicy numer 2 oraz odpowiednio 59 i 98 cm³/min po kolejnych 500 cyklach, po których test został zakończony.

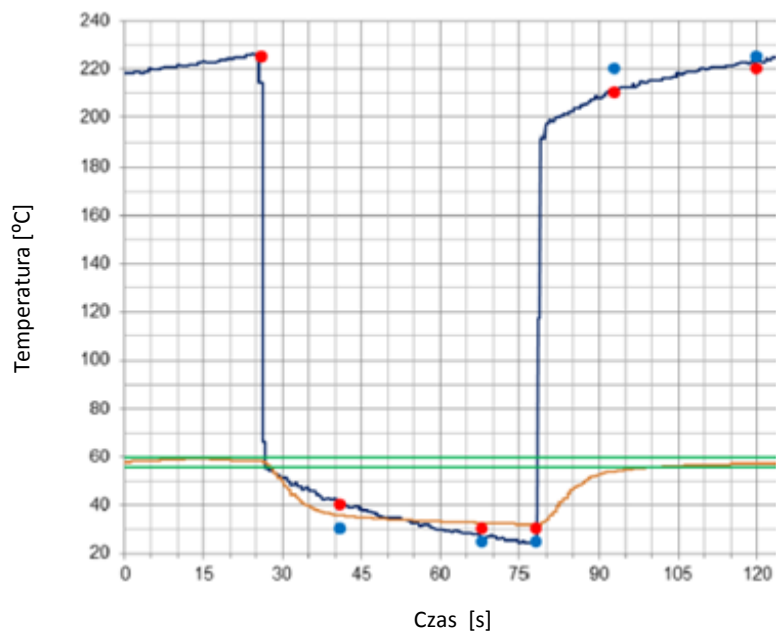
Tabela 9.3.2 Test numer 9

Numer testu i data wykonania	Test numer 9 2014-08-14	
Grupa specyfikacji	Grupa 5	
Opis testu	Specyfikacja diesla ze zmniejszonym tempem zmiany temperatury do "15 sekund"	
Górna temperatura medium [°C]	220	
Dolna temperatura medium [°C]	30	
Przepływ medium [kg/h]	600	
Czas wzrostu/spadku temperatury medium [s]	od 30 °C do 210 °C w 15 s, 10 s w 220 °C, od 220 °C do 40 °C w 15 s	
Szybkość wzrostu temperatury	od 30 °C do 200 °C w 7 s	
Szybkość spadku temperatury	od 220 °C do 50 °C w 8 s	
Wykres wzrostu i spadku temperatury medium		
Prędkość powietrza chłodzącego rdzeń z zewnątrz [m/s]	8.27	
Temperatura powietrza chłodzącego rdzeń z zewnątrz [°C]	36.3 - 39.8	
ID Chłodnicy powietrza doładowanego	#1	#2
Wartość przecieku z chłodnicy [cm ³ /min] podczas testu szczelności po cyklach	500	0
	1000	19 (5 z rurki nr 1 i 14 z rurki nr 31)
	1500	59 (40 z rurki nr 1 i 19 z rurki nr 31)
	2000	98 (78 z rurki nr 1 i 20 z rurki nr 31)
Zdjęcie przecieku z chłodnicy		
Wynik testu	Negatywny	Negatywny

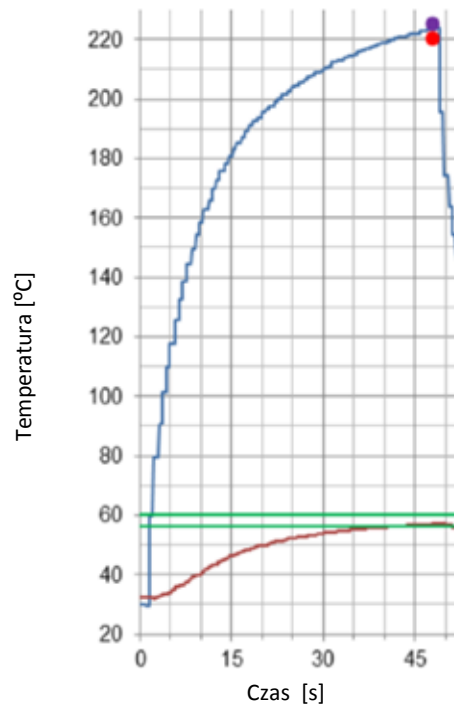
Na podstawie wygenerowanych podczas badań doświadczalnych wykresów czasu zmiany temperatury sprężonego (doładowanego) powietrza przepływającego przez układ wewnętrzny chłodnicy powietrza doładowanego dokonana porównania wpływu czasu zmiany temperatury 6 i 30 sekund na wynik testu pod względem zmęczeniowym.

Naprężenia termiczne w chłodnicach powietrza doładowanego powstające w procesie ich walidacji

Rysunki 9.3.1 i 9.3.2 przedstawiają porównanie charakterystyki czasów zmian temperatury 6 i 30 sekund. Jako wartość referencyjną dla obliczeń zmęczeniowych przyjęto temperaturę 180 °C. Dla czasu zmiany temperatury 30 sekund, temperatura 180 °C została osiągnięta po 13 sekundach, spełniając tym samym założoną liczbę 2 000 cykli specyfikacji. Dla czasu zmiany temperatury 6 sekund, temperatura 180 °C została osiągnięta już po jednej sekundzie, a przeciek wykluczający dalszą kontynuację testu pojawił się już po 1 000 cykli.



Rys. 9.3.1 Charakterystyka wzrostu temperatury dla czasu 6 sekund

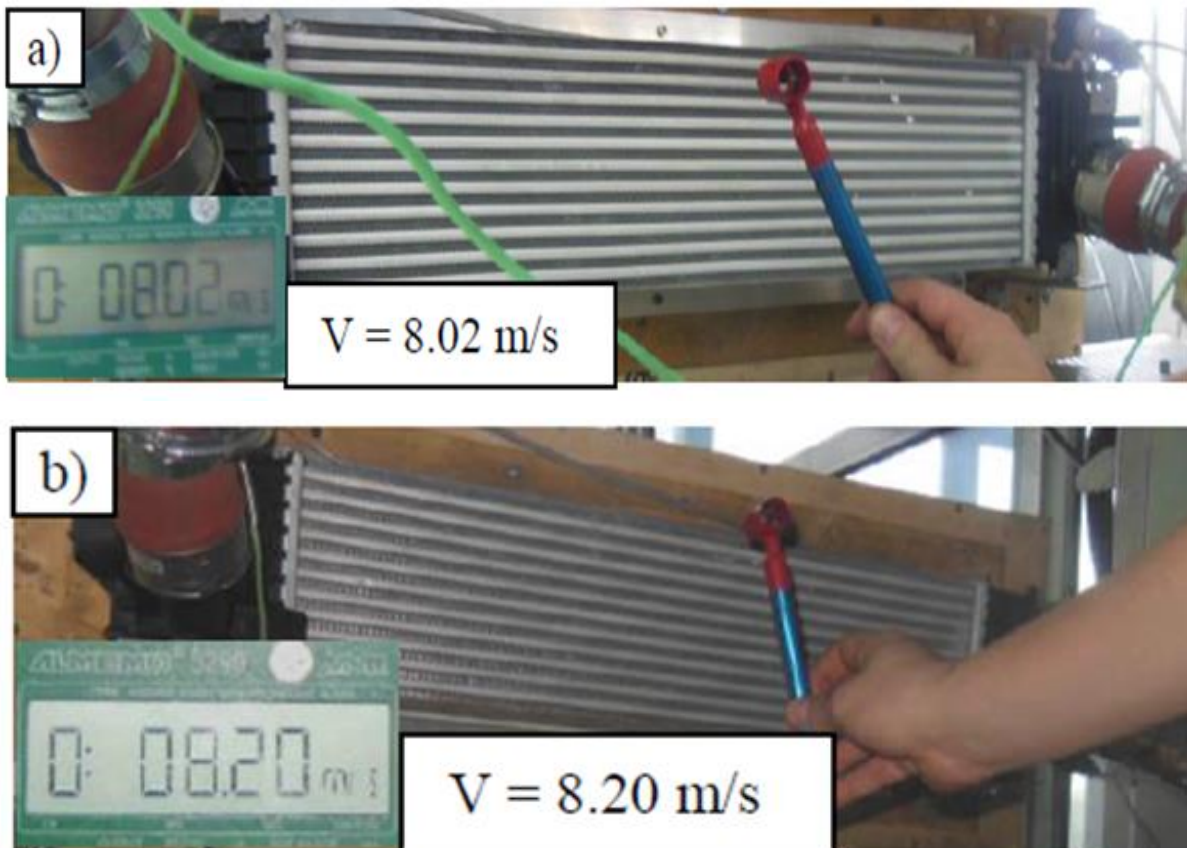


Rys. 9.3.2 Charakterystyka wzrostu temperatury dla czasu 30 sekund

Na podstawie modyfikacji Norrisa-Landsberga równania Coffina-Mansona [www, 11] wyprowadzono wzór akceleracyjny AF stanowiący zależność pomiędzy tymi dwoma wartościami temperaturowymi z którego wynika, że czas zmiany temperatury ΔT_6 wynoszący 6 sekund jest 2.35 razy bardziej niekorzystny do chłodnicy pod względem wytrzymałości od czasu zmiany temperatury ΔT_{30} wynoszącego 30 sekund:

$$AF = \left(\frac{\Delta T_6}{\Delta T_{30}}\right)^{\frac{1}{3}} = \left(\frac{13}{1}\right)^{\frac{1}{3}} = 2.35. \quad (9.3.1)$$

Po analizie wyników czasów wzrostów i spadków temperatur występujących w prototypowych pojazdach oraz na podstawie rezultatów z przeprowadzonych testów i badań doświadczalnych zatwierdzono nowy 30 sekundowy czas zmian temperatury według, której rozpoczęto ostateczny test. Test ten jednak musiał być wykonany do zniszczenia, czyli zatrzymania testu dopiero w momencie pojawienia się przecieku przekraczającego ustalony limit 20 cm³/min. W związku z zachowaniem warunków panujących w aucie zmniejszono również prędkość powietrza chłodzącego rdzeń do poziomu 8.50 m/s (Rys. 9.3.3) oraz jego wartości temperatury do 20 °C.



Rys. 9.3.3 Prędkość powietrza chłodzącego rdzeń dla czasu zmiany temperatury 30 sekund

Naprężenia termiczne w chłodnicach powietrza doładowanego powstające w procesie ich walidacji

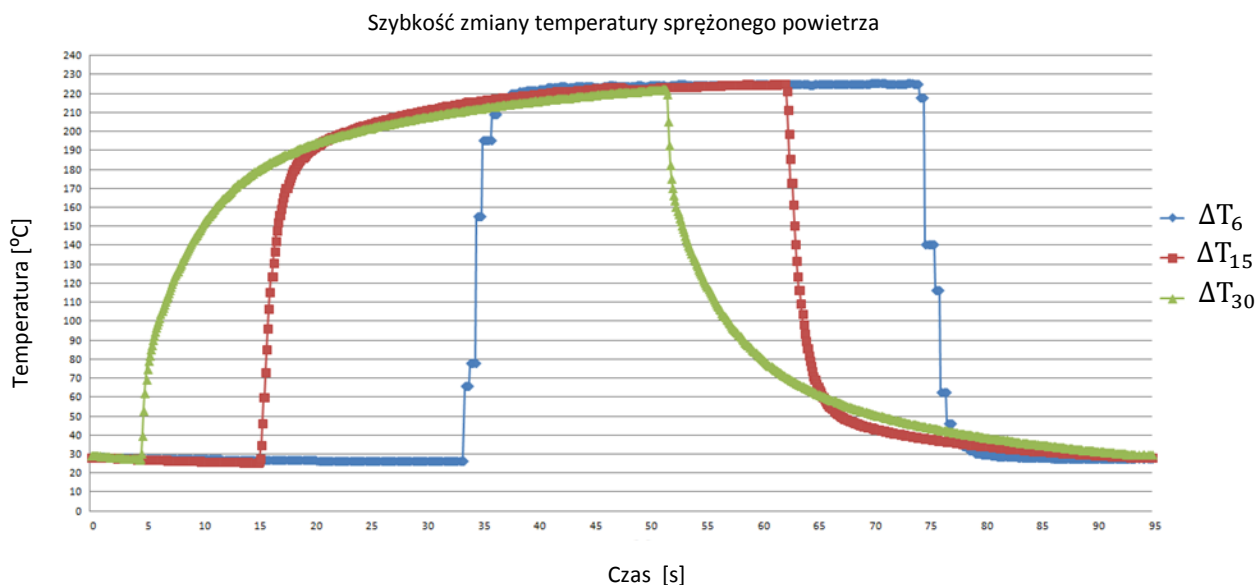
Test numer 10 (Tabela 9.3.3) został uruchomiony według nowo zatwierdzonego czasu zmiany temperatury. Obie testowane chłodnice powietrza doładowanego z czasem zmiany temperatury 30 sekund według specyfikacji testu cykli termicznych dla silnika diesla przeszły pozytywnie 8 000 cykli, uzyskując tym samym zatwierdzenie analizowanej konstrukcji chłodnicy powietrza doładowanego do produkcji seryjnej dla wszystkich typów silnika.

Tabela 9.3.3 Test numer 10

Numer testu i data wykonania		Test numer 10 2014-12-12	
Grupa specyfikacji		Grupa 6	
Opis testu		Specyfikacja diesla z łagodniejszym rampem "30s"	
Górna temperatura medium [°C]		220	
Dolna temperatura medium [°C]		30	
Przepływ medium [kg/h]		600	
Czas wzrostu/spadku temperatury medium [s]		od 30 °C do 210°C w 30 s, 10 s w 220 °C, od 220 °C do 40 °C w 30 s	
Szybkość wzrostu temperatury		od 30 °C do 210 °C w 25 s	
Szybkość spadku temperatury		od 220 °C do 40 °C w 24 s	
Wykres narostu/spadku temperatury			
Prędkość powietrza chłodzącego rdzeń z zewnątrz [m/s]		8.02 - 8.20	
Temperatura powietrza chłodzącego rdzeń z zewnątrz [°C]		19.9 - 20.8	
ID Chłodnicy powietrza doładowanego		#1	#2
Wartość przecieku z chłodnicy [cm3/min] podczas testu szczelności po cyklach	500	0	0
	1000	0	0
	1500	0	0
	2000	0	0
	2500	0	0
	3000	0	0
	3500	0	0
	4000	0	0
	4500	0	0
	5000	0	0
	5500	0	0
	6000	0	0
	6500	0	< 1 (rurka nr 1)
	7000	0	< 1 (rurka nr 1)
	7500	2.5 (rurka nr 31)	< 1 (rurka nr 1)
8000	< 20 (< 1 z rurki nr 1 i 19 z rurki nr 31)	< 1 (rurka nr 1)	
8500	25 (2 z rurki nr 1 i 23 z rurki nr 31)	3 (rurka nr 1)	
Zdjęcie przecieku z chłodnicy			
Wynik testu		Pozytywny	Pozytywny

Naprężenia termiczne w chłodnicach powietrza doładowanego powstające w procesie ich walidacji

Na rysunku 9.3.4 przedstawiono charakterystyki zmian temperatury powietrza doładowanego według specyfikacji diesla dla czasu zmiany temperatury sześciu ΔT_6 , piętnastu ΔT_{15} i trzydziestu sekund ΔT_{30} . Na podstawie wygenerowanych wykresów z częstotliwością próbkowania 10 Hz widać wyraźnie gwałtowne skoki temperatury dla czasu zmiany temperatury sześciu sekund. Nieco łagodniejsza zmiana temperatury występuje dla czasu piętnastu sekund, ale z nadal występującym efektem gwałtownych skoków temperatury. Bardzo łagodną zmianę temperatury uzyskuje się dopiero dla czasu trzydziestu sekund dla których chłodnica powietrza doładowanego przeszła pozytywnie 8 000 cykli.



Rys. 9.3.4 Porównanie charakterystyk czasów zmiany temperatury sprężonego powietrza

Na podstawie finalnego testu według specyfikacji diesla z czasem zmiany temperatury trzydziestu sekund oraz przeprowadzonych analiz widać, że to naprężenia termiczne spowodowane gwałtownymi skokami temperatury w pierwszych sekundach wzrostu i spadku temperatury sprężonego powietrza przepływającego przez układ chłodnicy powietrza doładowanego były główną przyczyną pęknięcia jej skrajnych rurek podczas testów cykli termicznych.

10. PODSUMOWANIE I WNIOSKI KOŃCOWE

Niniejsza rozprawa doktorska stanowi zwieńczenie kilkuletnich badań, jakie autor prowadził w zakresie zagadnień związanych z problemem pękających rurek chłodnicy powietrza doładowanego podczas testu cykli termicznych. Problem pękających rurek w analizowanej konstrukcji chłodnicy pojawił się w momencie wykonania testu cykli termicznych z wymaganą zmianą w czasie 6 sekund pomiędzy minimalną a maksymalną temperaturą sprężonego powietrza przepływającego przez układ chłodnicy. Wcześniejsze specyfikacje testów cykli termicznych nie zakładały tak gwałtownych zmian temperatury jak również jej maksymalnej wartości jak zaktualizowana w 2011 roku specyfikacja testu cykli termicznych, według której został wykonany niezaliczony test. Z kolei test cykli termicznych który zatwierdził konstrukcję prototypu chłodnicy został wykonany według czasu zmiany temperatury medium 35 sekund w związku z brakiem w tym czasie stanowiska, które mogłoby generować czas zmiany 6 sekund dla tak określonych pozostałych wartości parametrów testu. Ponieważ test cykli termicznych nigdy wcześniej nie stanowił problemu dla tak projektowanych konstrukcji chłodnic uznano, że czas zmiany temperatury 6 sekund i tym razem nie powinien stanowić żadnego zagrożenia konstrukcyjnego, a ostateczny test potwierdzający z czasem zmiany temperatury medium 6 sekund zostanie wykonany na budowanym równolegle nowym stanowisku badawczym. Nie przewidziano jednak wówczas, że najbardziej krytycznym parametrem testu dla konstrukcji chłodnicy będzie właśnie szybkość zmiany temperatury medium. Ze względu na inercje całego układu oraz krótki czas 6 sekund na osiągnięcie zarówno maksymalnej jak i minimalnej temperatury sprężonego powietrza nie można osiągnąć zbliżonej do liniowej charakterystyki wzrostu i spadku tej temperatury a w rezultacie otrzymuje się gwałtowne jej skoki w pierwszych sekundach wzrostu i spadku.

W celu rozwiązania problemu pękających rurek chłodnicy postanowiono opracować model komputerowy symulujący test cykli termicznych oraz wykonać równolegle badania doświadczalne dostarczające informacji o zachowaniu się rurek chłodnicy podczas takiego testu. Efektem tych działań jest niniejsza rozprawa doktorska. Potwierdzono postawioną w pracy tezę o możliwości opracowania modelu komputerowego chłodnicy powietrza doładowanego symulującego test cykli termicznych, który wraz z wykonywanymi badaniami doświadczalnymi pozwoli ulepszyć jakość produkowanych chłodnic i otrzymać pozytywny wynik testu. Rozwiązanie tego problemu oparto na możliwości wykorzystaniu pewnych uproszczeń w symulacji komputerowej, dostępu do szczegółowych danych materiałowych i pomiarowych oraz zrozumieniu mechanizmu generującego naprężenia powodujące pękanie rurek chłodnicy podczas testów cykli termicznych.

Opracowany model komputerowy chłodnicy powietrza doładowanego wskazał jako najbardziej obciążone miejsca w konstrukcji skrajne rurki po stronie wlotowej króćca, które pękają podczas rzeczywistych testów. Ze względu na przyjęte w pierwszej symulacji założenie o równomiernym rozkładzie temperatury na wszystkich rurkach strony wlotowej chłodnicy, wyniki analizy wskazały największe odkształcenia i naprężenia na wszystkich cztery skrajnych rurkach strony układu wlotowego. Dopiero dane pomiarowe z przeprowadzonych badań doświadczalnych pokazały rzeczywisty rozkład temperatury w rurkach na podstawie których zaktualizowano warunki brzegowe modelu komputerowego otrzymując w rezultacie właściwy wynik, wskazujący maksymalne naprężenia na skrajnych rurkach po stronie króćca wlotowego chłodnicy. W przeprowadzonej symulacji pokazano również zastosowaną metodykę rozwiązywania problemu pękających rurek za pomocą programu komputerowego wraz z zastosowanymi uproszczeniami mającymi na celu optymalizację wyników analizy. Wykonana symulacja stanowiła uproszczenie rzeczywistego testu cykli termicznych. Nie mniej jednak lokalizacja największych naprężeń wskazana przez model

skorygowany pokryła się z miejscami występowania pęknięć chłodnicy podczas rzeczywistego testu, co zatem potwierdza słuszność opracowanego modelu do symulacji testów cykli termicznych.

Przeprowadzone badania doświadczalne umożliwiły nie tylko określenie wpływu danego parametru testu na odkształcenia rurek, ale także stworzyły pewien rodzaj bazy danych określającej zależność pomiędzy konstrukcją chłodnicy a konkretną specyfikacją testu cykli termicznych. W badaniach pokazano jak na poziom odkształcenia rurek wpływają: temperatura powietrza doładowanego, jej czas narostu i spadku, wartość przepływającego powietrza doładowanego oraz prędkość i temperatura powietrza chłodzącego.

Obliczenia wytrzymałościowe konstrukcji jak widać na podstawie przedstawionych w pracy przykładów nie są nigdy przeprowadzane jednorazowo. Jest to cykl analiz składających się ulepszeń konstrukcyjnych wprowadzonych na podstawie uzyskanych wyników testów i wcześniejszych symulacji. Takie czynności są realizowane tak długo aż wynik symulacji będzie zadawalający a wytrzymałość konstrukcji potwierdzona przez rzeczywisty test. Uzyskiwane wyniki symulacji komputerowych należy korelować z danymi z rzeczywistych testów, które z kolei należy kontynuować aż do zniszczenia obiektu, aby wykryć wszelkie potencjalne wady jakie mogą wystąpić w konstrukcji.

Szereg wykonanych symulacji, fizycznych testów, przeprowadzonych badań doświadczalnych uzupełnionych o dane pomiarowe z samochodów pozwoliły nie zmieniać konstrukcji analizowanej w rozprawie doktorskiej chłodnicy powietrza doładowanego. Czas zmiany temperatury powietrza doładowanego został finalnie zmieniony na 30 sekund, gdyż specyfikacja testowa od początku nie oddawała warunków panujących w aucie. Spełnienie wymogów zmiany temperatury medium pomiędzy minimalną a maksymalną wartością w czasie 6 sekund skutkowałoby diametralnymi zmianami nie tylko w konstrukcji chłodnicy, ale i całym oprzyrządowaniu technologicznym do jej produkcji. Według zatwierdzonego czasu zmiany temperatury powietrza doładowanego (30 sekund) konstrukcja chłodnicy przeszła pozytywnie 8 000 cykli testu i została zatwierdzona do produkcji seryjnej. Wykonane symulacje komputerowe i badania przyczyniły się do rozwoju następnych generacji chłodnic powietrza doładowanego i są dalej rozwijane i testowane, aby produkować coraz to lepsze i tańsze chłodnice powietrza doładowanego.

Wyniki pracy można podsumować poprzez następujące wnioski:

1. Opracowano skuteczny model komputerowy chłodnicy powietrza doładowanego pozwalający wykonać symulację testu cykli termicznych.
2. Wyniki symulacji zostały potwierdzone przez testy wykonane fizycznie, gdyż pęknięcia pojawiły się w miejscach wskazanych przez symulację komputerową.
3. Przeprowadzone badania doświadczalne pokazały wpływ różnych parametrów testu cykli termicznych i konfiguracji stanowiska badawczego na poziom odkształceń rurek.
4. Na podstawie przeprowadzonych symulacji i badań doświadczalnych stworzono bazę danych pozwalającą ocenić wynik fizycznego testu cykli termicznych chłodnicy powietrza doładowanego dla określonych parametrów testu.
5. Opracowano nowe koncepcje konstrukcji chłodnicy powietrza doładowanego poprawiające jej wytrzymałość mechaniczną i podnosząc jednocześnie jakość produkowanego wyrobu.

LITERATURA

- [Akin, 1998] Akin J.E., *Finite Elements for Analysis and Design*, Academic Press-Harcourt Brace & Company, London, 1998
- [Abaqus, 2008] ABAQUS, *v6.5 User Manual*. Simulus Inc., 2008
- [Abhishek, 2014] Abhishek S., *Advance Engine Cooling System*, International Journal of Advanced Technology and Engineering Research, pages 103-106, 2014
- [Aliabadi, 1992] Aliabadi M., Brebbia C.A., *Computational methods in contact mechanics*, CMP and Elsevier Applied Science, London, 1992
- [Anderson, 1997] Anderson D.A., Tannehill J.C., Pletcher R.H., *Computational Fluid Mechanics and Heat Transfer*, McGraw-Hill, New York, 1997
- [Anderson, 1982] Anderson T., Person B., *The boundary element method to two-dimensional contact problems*, Pentech Press, London, 1982
- [Arslanturk, 2006] Arslanturk C., Feridum A., *Optimization of Central heating radiator*, Applied Eng., Volume 83, issue 11, pages 1190 – 1197, 2006
- [Banerjee, 1981] Banerjee P.K., Butterfield R., *Boundary method in engineering science*, McGraw-Hill, London, 1981
- [Banerjee, 1984] Banerjee P.K., Cathie D.N., Davies T.G., *Two- and three-dimensional problems of elasto-plasticity*, Elsevier Applied Science Publisher, London, 1984
- [Basmadjin, 1999] Basmadjin D., *The Art of Modeling in Science and Engineering*, Chapman & Hall-CRC, 1999
- [Bathe, 1982] Bathe K.J., *Finite Element Procedures in Engineering Analysis*, Prentice-Hall Inc., Englewood Cliffs, New Jersey, 1982
- [Beatenbough, 1992] Beatenbough PK., *Radiator Design and Material recommendation Based on Failure Mode Analysis*, Society of Automotive Engineers, pages 1 – 8, 1992
- [Becker, 1992] Becker A.A., *The boundary element method in engineering*, McGraw-Hill, London, 1992
- [Bejan, 1993] Bejan A., *Heat Transfer*, Wiley, New York, 1993
- [Bennett, 2008] Bennett S., *Medium and Heavy Duty Truck Engines*, Fuel & Computerized Management Systems, Cengage Learning, 2008
- [Bohdar, 2000] Bohdar T., Charun H., Czap M., Dutkowski K., *Ćwiczenia laboratoryjne z termodynamiki*, WUPK, Koszalin, 2000
- [Bossak, 1976] Bossak M., *Metoda elementów skończonych*, Wydawnictwo Uczelniane Politechniki Rzeszowskiej, Rzeszów, 1976
- [Bower, 2010] Bower A.F., *Applied Mechanics of Solids*, CRC Press, Boca Raton, 2010
- [Burchyński, 1995] Burchyński T., *Metoda elementów brzegowych w mechanice*, WNT, Warszawa, 1995
- [Burnett, 1988] Burnett D.S., *Finite Element Analysis*, Addison-Wesley Publishing Company, Reading, 1988
- [Carslaw, 1959] Carslaw H.S., Jaeger J.C., *Conduction of Heat in Solids*, Oxford University Press, London, 1959
- [Cichon, 2010] Cichoń Cz., *Metody komputerowe w liniowej mechanice konstrukcji*, Wydawnictwo PK, Kraków, 2010

- [Champion, 1992] Champion E.R., *Finite Element Analysis in Manufacturing Engineering*, McGraw-Hill, New York, 1992.
- [Chavan, 2013] Chavan D., Tasgaonkar G., *Study, Analysis And Design Of Automobile Radiator (Heat Exchanger) Proposed With Cad Drawings And Geometrical Model Of The Fan*, International Journal Of Mechanical And Production Engineering Research And Development, Volume 3, Issue 2, pages 137 – 146, 2013
- [Cook, 2002] Cook R.D., *Concepts and applications of Finite Element Analysis*, J. Wiley & Sons, New Jersey, 2002
- [Dave, 1984] Dave D. J., *Matrix and finite element displacement analysis of structures*, Clarendon Press, Oxford, 1984
- [Dziubak, 2009] Dziubak C., Rećko W.M., *Szok cieplny w tworzywach ceramicznych. Część 1 - Współczesne teorie szoku cieplnego*, Prace Instytutu Szkła, Ceramiki, Materiałów Ogniotrwałych i Budowlanych, numer 4, strony 9 – 28, 2009
- [Dziubak, 2013] Dziubak C., Rećko W., *Szok cieplny w tworzywach ceramicznych*, INICJATYWA TECHNOLOGICZNA nr KB/60/12973/II=B/U/08, 2013
- [Eitel, 1999] Eitel J., Gerald T., Woerner W., Horoho S., *The Aluminum Radiators for Heavy Duty Trucks*, Society of Automotive Engineers, pages 1 – 10, 1999
- [Fan, 2010] Fan S., Li C., *Preparation of CAD Model for Finite Element Analysis*, International Conference on Computer Mechatronics, Changchun, 2010
- [Fluent, 2008] FLUENT, v6.3 User Manual. *Fluent Inc.*, New Lebanon, NH, 2008
- [Fraas, 1989] Fraas A., *Heat Exchanger Design (II Edition)*, John Wiley & Sons, New York, 1989
- [Gabryszewski, 2001] Gabryszewski Z. *Teoria sprężystości i plastyczności*, Oficyna Wydawnicza Politechniki Wrocławskiej, 2001
- [Ganga, 1999] Ganga C., Singh D., Sharma J.K., *Performance Evaluation of a Radiator in a Diesel Engine: A Case Study*, Applied Thermal Engineering, Volume 19, pages 625 – 639, 1999
- [Gerald, 1994] Gerald C.F., Wheatley P.O., *Applied Numerical Analysis*, Addison-Wesley, Reading, 1994
- [Gerle, 2011] Gerle A., Wałęga-Chwastek H., Kalarus A., *Badania porównawcze odporności na wstrząsy cieplne materiału magnezytowego*, Praca badawcza, Instytut Ceramiki i Materiałów Budowlanych w Warszawie, Oddział Materiałów Ogniotrwałych w Gliwicach, Gliwice, 2011
- [Gustof, 2001] Gustof P., *Definition of the temperatures course in cylinder of turbocharged Diesel engine for full working*, Scientific exercise books of Silesian University of Technology, Series Transportation, book 43, Gliwice, 2001
- [Gustof, 2014] Gustof P., Hornik A., *Modelowanie naprężeń cieplnych w cylindrze doładowanego silnika z zapłonem samoczynnym w początkowej fazie jego pracy*, Logistyka/6, strony 4353 – 4361, 2014
- [Gutkowski, 1988] Gutkowski W., *Metody skończone w projektowaniu wytrzymałościowym*, PWN, Warszawa, 1988
- [Hasselman, 1969] Hasselman D.P.M., *Strength Behavior of Polycrystalline Alumina Subjected to Thermal Shock*, J. Am. Ceram. Soc. 1970, Volume 53, No. 9, pages 490 – 495, 1969

- [Haller, 1964] Haller H., *Analysis of a Double Fin Tube Flat Condenser - radiator and comparison with a central fin - tube radiator*, NASA Technical report, pages 1 – 45, 1964
- [Hartnett, 1973] Hartnett J.P., Rohsenow W.M., *Basic concept of Heat transfer*, McGraw-Hill, New York, 1973
- [Hobler, 1986] Hobler T., *Ruch ciepła i wymienniki*, WNT, Warszawa, 1986
- [Hoffman, 1989] Hoffman K., *An Introduction to Measurements using Strain Gauges*, HBM GmbH, Darmstadt, 1989
- [Holman, 1973] Holman J.P., *Heat Transfer*, McGraw-Hill, New York, 1973
- [Huebner, 1975] Huebner K.H., *The Finite Element Method for Engineers*, Wiley, New York, 1975
- [Jakubowicz, 1978] Jakubowicz A., Orłoś Z., *Wytrzymałość materiałów*, WNT, Warszawa, 1978
- [Jaskolski, 2003] Jaskólski J., Budzik G., *Stacjonarny przepływ ciepła w tłoku silnika spalinowego*, Politechnika Krakowska, Kraków 2003
- [Jaworski, 2000] Jaworski A., *Metoda elementów brzegowych*, Oficyna Wyd. PW, Warszawa, 2000
- [Jenkins, 1969] Jenkins W.M., *Matrix and Digital Computer Methods Structural Analysis*, McGraw-Hill, New York, 1969
- [Joel, 1997] Joel R., *Engineering Thermodynamics*, Longman, Harlow, 1997
- [Jones, 1981] Jones W. P., *Klimatyzacja*, Arkady, Warszawa, 1981
- [Laxmikant, 2013] Laxmikant Ch., Niranjana P., *Thermal Analysis of Pin Fin using Different Materials and Form*, International Journal of Science and Research, Volume 4(12), pages 2024 – 2027, 2013
- [Incropera, 2002] Incropera F., DeWitt D., *Fundamentals of Heat and mass transfer*, John Wiley & Sons, New York, 2002
- [Ismael, 2016] Ismael T., Yun S., Ulugbek F., *Radiator Heat Dissipation Performance*, Journal of Electronics Cooling and Thermal Control, Volume 6, pages 88 – 96, 2016
- [Kakac, 2002] Kakac S., Liu H., *Heat Exchangers*, 2nd Edition, CRC, page 1446, 2002
- [Kays, 1984] Kays W.M, London A.L., *Compact Heat Exchangers*, 3rd Edition, McGraw-Hill, New York, 1984
- [Kędziora, 2005] Kędziora S., *Finite Element Analysis of 28 mm Aluminum Radiator for Fuel Cell Activity Subjected to Thermal Cycles*, Delphi Technical report, Luxemburg, 2005
- [Kingery, 1955] Kingery W.D., *Factors Affecting Thermal Stress Resistance of Ceramic Materials*, Journal of the American Ceramic Society, Volume 38, No. 1, pages 3 – 15, 1955
- [Kleiber, 1989] Kleiber M., *Wprowadzenie do metody elementów skończonych*, PWN, Warszawa, 1989
- [Kleiber, 1995] Kleiber M., *Komputerowe metody mechaniki ciał stałych*, PWN, Warszawa, 1995
- [Kumar, 2012] Kumar S., Dhinakarraj C. K., Babu N. M., *Modification and Analysis of Compressor Intercooler Fin in Turbocharger Using FEM*, Procedia Engineering, Volume 38, pages 379 – 384, 2012
- [Kuppan, 2013] Kuppan T., *Heat Exchanger Design Hand book*, CRC Press, Boca Raton, pages 145 – 160, 2013

- [Kwasniewski, 1999] Kwaśniewski S., Sroka Z., Zabłocki W., *Modelowanie obciążeń cieplnych w elementach silników spalinowych*, Oficyna wydawnicza Politechniki Wrocławskiej, Wrocław, 1999
- [Lewis, 1991] Lewis E., Ward J.P., *Finite Element Method. Principle and Applications*, Addison-Wesley, Wokingham, 1991
- [Lin, 2000] Lin C. , Saunders J., Watkins, S., *The Effect of Changes in Ambient and Coolant Radiator Inlet Temperatures and Coolant Flow Rate on Specific Dissipation*, SAE Technical Paper Series (2000-01-0579), pages 1 – 12, 2000
- [Livesley, 1964] Livesley R.K., *Matrix Methods in Structural Analysis*, McGraw-Hill, New York, 1964
- [Maddiptla, 2002] Maddiptla S., Guessous L., *Shape optimization of vehicle radiator using CFD*, American Physical Society, Division of Fluid Dynamics, 55th Annual meeting, Volume 2, pages 213 –222, 2002
- [Magnucki, 2000] Magnucki K., Szyk W., *Wytrzymałość materiałów w zadaniach* , PWN, Warszawa, 2000
- [Maoa, 2010] Maoa S., Changrui Ch., Xianchang L., Efstathios E., *Thermal/structural analysis of radiators for heavy-duty trucks*, Applied Thermal Engineering Volume 30, pages 1438 – 1446, August 2010
- [Milenin, 2010] Milenin A., *Podstawy Metody Elementów Skończonych. Zagadnienia termodynamiczne*, AGH, Kraków, 2010
- [Nowacki, 1970] Nowacki W., *Teoria sprężystości*, PWN, Warszawa, 1970
- [Orłos, 1977] Orłoś Z., *Doświadczalna analiza odkształceń i naprężeń*, PWN, Warszawa, 1977
- [Orłos, 1991] Orłoś Z., *Naprężenia cieplne*, PWN, Warszawa, 1991
- [Pietrzak, 1986] Pietrzak J., Rakowski G., Wrześniowski K., *Macierzowa analiza konstrukcji*, PWN, Warszawa, 1986
- [Pezzuti, 2014] Pezzuti E. , Giampiero D., *FEM analysis for critical components in engines systems*, ARPN Journal of Engineering and Applied Sciences, Volume 9, pages 1672 – 1679, 2014
- [Priyadharshini, 2016] Priyadharshini K., *Finite Element Analysis of Radiator Fins to increase the Convection Efficiency of Radiator by using Al Alloy, Cu and Brass material*, Journal of Advanced Engineering Research , Volume 3, Issue 1, pages 78 – 82, 2016
- [Reddy, 1994] Reddy J.N., Gartling D.K., *The Finite Element Method in Heat Transfer and Fluid Dynamics*, CRC Press, Boca Raton, 1994
- [Rakowski, 1977] Rakowski G., *Komputerowa mechanika konstrukcji*, Wydawnictwo Politechniki Warszawskiej, Warszawa, 1977
- [Ralston, 1975] Ralston A., *Wstęp do analizy numerycznej*, PWN, Warszawa, 1975
- [Ramesh, 2003] Ramesh K., Sekulic D., *Fundamentals of Heat Exchanger Design*, John Wiley & Sons, New York, pages 150 – 175, 2003
- [Robert, 1988] Robert D., Cook C., David S., Malkus M., *Concepts and application of Finite element analysis*, 3rd edition, John Wiley & Sons, 1988
- [Rolinski, 1981] Roliński Z., *Tensometria oporowa*, WNT, Warszawa, 1981

- [Roy, 2016] Roy P., Hariram V., Subramanian M., *Fatigue Life Prediction of a Commercial Vehicle Radiator under Internal Pressure cycling Loading*, Indian Journal of Science and Technology Volume 9, September 2016
- [Sachin, 2015] Sachin K. G., Harishchandra T., Divyank D., *Analyzing Thermal Properties of Engine Cylinder Fins by Varying Slot Size and Material*, International Journal of Technology Innovations and Research, Volume 14, pages 1 – 9, 2015
- [Shome, 2006] Shome B., Joshi R., *CFD based air-to-boil temperature prediction for vehicle radiator*, SAE Paper 2006-01-3266, 2006
- [Styburski, 1971] Styburski W., *Przetworniki tensometryczne*, WNT, Warszawa, 1971
- [Szada, 2016] Szada-Borzykowski W., *Symulacja zmiany temperatury cieczy w chłodnicy samochodowej*, Politechnika Koszalińska, Koszalin, 2016
- [Szmelter, 1973] Szmelter J., Dacko M., Dobrociński S., Wieczorek M., *Programy metody elementów skończonych*, Arkady, Warszawa, 1973
- [Szmelter, 1980] Szmelter J., *Metody komputerowe w mechanice*, PWN, Warszawa, 1980
- [Srodka, 2004] Śródka W. *Trzy lekcje metody elementów skończonych*, Oficyna Wydawnicza Politechniki Wrocławskiej, Wrocław, 2004
- [Tarnowski, 2000] Tarnowski W., *Symulacja i optymalizacja w Matlabie*, Intergraf, Sopot, 2001
- [Tarnowski, 2001] Tarnowski W., Bartkiewicz S., *Modelowanie matematyczne i symulacja komputerowa dynamicznych procesów ciągłych*, WUPK, Koszalin, 2000
- [Teodorczyk, 1987] Teodorczyk A., *Termodynamika Techniczna*, Wydawnictwo Szkolne i Pedagogiczne, Warszawa, 1987
- [Tutak, 2014] Tutak P., *Application of Strain Gauges In Measurements Of Strain Distribution in Complex Objects*, JACSM Volume 6, No. 2, pages 135 – 145, 2014
- [Wilczyński, 1993] Wilczyński B., *Wybrane metody komputerowe w mechanice. Algorytmy i opis programów*, Wydawnictwo Uczelniane Wyższej Szkoły Inżynierskiej, Koszalin, 1993
- [Wisniewski, 2012] Wiśniewski S., *Wymiana ciepła*, WNT, Warszawa, 2012
- [Wojas, 2003] Wojas J., Wrona A., Czechowska K., *Sprawozdanie nr 3416/100250/DN/BL /BT /2003 Instytutu Materiałów Ogniotrwałych w Gliwicach*, Gliwice, 2003
- [Yang, 2002] Yang Z., Bozeman J., CFRM concept for vehicle thermal system, SAE Paper 2002-01-1207, 2002
- [Zagrajek, 2005] Zagrajek T., Krześciński G., Marek P., *Metoda elementów skończonych w mechanice konstrukcji*, Oficyna Wyd. PW, Warszawa, 2005
- [Zielnica, 1999] Zielnica J., *Wytrzymałość materiałów*, Wydawnictwo Politechniki Poznańskiej, Poznań, 1999
- [Zienkiewicz, 1981] Zienkiewicz O.C., *Finite Element Method In Thermal Problems*, John Wiley & Sons, 1981
- [www, 01] Pickup_Truck_FEM_Model, www.youtube.com/watch?v=6vWbfKKJUD8 (dostęp 21.04.2016)
- [www, 02] www.thetruthaboutcars.com,
www.thetruthaboutcars.com/2014/07/saturation-dive-manual-transmission-gear-design (dostęp 21.04.2016)
- [www, 03] www.bme.lth.se, www.bme.lth.se/research-pages/biomechanics/research/functional-imaging-of-bone/?no_cache=1 (dostęp 21.04.2016)

- [www, 04] www.y-rocket.blogspot.com,
www.y-rocket.blogspot.com/2009/09/bike-tech-aerodynamic-helmets.html
(dostęp 21.04.2016)
- [www, 05] www.tonex.com,
www.tonex.com/training-courses/cfd-training (dostęp 21.04.2018)
- [www, 06] www.simscale.com,
www.simscale.com/blog/2016/10/front-wing-f1-car-optimize
(dostęp 19.03.2016)
- [www, 07] www.dsportmag.com,
www.dsportmag.com/the-tech/bolt-on-basics-cooling-systems
(dostęp 19.03.2016)
- [www, 08] <http://home.agh.edu.pl>,
http://home.agh.edu.pl/~zmsz/pl/pliki/os/OS_symulacja_przeplywu.pdf
(dostęp 22.04.2019)
- [www, 09] www.dydaktyka.polsl.pl,
www.dydaktyka.polsl.pl/kwmimkm/WM_17_Teoria_spr.pdf
(dostęp 22.04.2019)
- [www, 10] www.hbm.com (dostęp 22.04.2019)
- [www, 11] NIST/SEMATECH e- Handbook of Statistical Methods. NIST (2003),
www.itl.nist.gov/div898/handbook/index.htm (dostęp 22.05.2019)