

Politechnika Poznańska

Wydział Inżynierii Mechanicznej

Praca Dyplomowa Inżynierska

**Jakub Szymankiewicz**

**Modelowanie i analiza właściwości mechanicznych  
felgi samochodowej**

Promotor:

**dr hab. Tomasz Stręk, prof. uczelni**

Poznań 2021

## Spis treści

1. Wstęp .....	3
1.1 Cel pracy .....	3
1.2 Wprowadzenie .....	3
2. Wprowadzenie do mechaniki i wytrzymałości materiałów .....	6
2.1 Naprężenia .....	7
2.2 Prawo Hooke'a .....	10
2.3 Uogólnione prawo Hooke'a w przestrzeni trójwymiarowej .....	12
2.4 Równanie Naviera .....	13
3. Materiały wykorzystywane do produkcji felg .....	14
3.1 Stal .....	14
3.2 Stopy aluminium .....	15
3.3 Stopy magnezu .....	16
4. Wspomaganie komputerowe .....	18
4.1 Zastosowanie .....	19
5. Metoda elementów skończonych .....	20
5.1 Równania bazowe w metodzie elementów skończonych .....	21
5.2 Przykłady dyskretyzacji .....	24
5.3 Zastosowanie .....	25
6. Proces tworzenia felgi .....	27
7. Model obliczeniowy .....	31
8. Wyniki symulacji .....	36
9. Podsumowanie i wnioski .....	46
Streszczenie .....	47
Abstract .....	47
Literatura .....	48
Specyfikacja techniczna .....	48
Źródła internetowe .....	48

# 1. Wstęp

## 1.1 Cel pracy

Tematem poniższej pracy jest poruszenie zagadnienia projektu modelowego oraz wytrzymałości mechanicznej felg samochodowych. Głównym problemem poddanym analizie będzie wpływ geometrii obręczy na jej wytrzymałość i walory użytkowe. Jest to bezpośrednio powiązane z obecnymi trendami modernizacji wyglądu samochodów, obniżaniem ich masy oraz ciągłym polepszaniem właściwości jezdnych i osiągów. Wyróżnić można dwa główne oprogramowania, będące podstawą powstania tejże pracy, pochodzące z grupy CAD (ang. computer aided design) - Projektowanie Wspomagane Komputerowo oraz MES – Metoda Elementów Skończonych (ang. Finite Element Method, w skrócie FEM).

## 1.2 Wprowadzenie

Powstanie koła, jako elementu tocznego, datuje się na połowę IV tysiąclecia przed naszą erą. Zostało wynalezione na Bliskim Wschodzie (obecnie tereny należące do Iraku), gdzie służyło jako mechanizm ułatwiający przemieszczanie elementów o znaczącej masie. Początkowo miało formę pełnych walców, które same w sobie były niezwykle ciężkie. Z biegiem czasu zaczęto drążyć oraz zmieniać bryły obrotowe, aby możliwie je odciążyć i usprawnić ich działanie, czego skutkiem jest dzisiejsza wizja „koła” jako elementu wszechobecnego w ludzkim życiu. Nawiązując do tematyki pracy, stosownym będzie podanie przykładów z dziedziny budowy maszyn, takich jak przekładnie (m.in. zębate, pasowe, łańcuchowe), łożyska (m.in. kulkowe, walcowe, igiełkowe) czy kołowrót (np. górniczy, wykorzystywany do transportowania dużych mas). Najlepiej znanymi kołami w budowie maszyn są natomiast te, które noszą nazwę kół tarczowych. Znajdują zastosowanie głównie w transporcie - samochody miejskie; motocykle; autobusy; ciągniki siodłowe, ale również wśród maszyn rolniczych. Bez koła, w różnych postaciach, dzisiejszy świat stworzony przez człowieka, nie miałby prawa funkcjonować [1].

Powołując się na normę PN ISO 4000\_2\_2006 felga samochodowa musi być wykonana w sposób uniwersalny oraz praktyczny. Obręcz felgi powinna być

oznaczona poprzez trzy parametry: kod nominalnej średnicy obręczy, kod nominalnej szerokości obręczy oraz typ obrzeża obręczy (na przykład 17 x 8 J). Niezwykle istotne jest również prawidłowe zaprojektowanie wymiarów oraz tolerancji obręczy, umiejscowienia oraz wykonania otworu na zawór oraz profilu zarysu obręczy z uwzględnieniem osadzenia opony w stopkach. Norma przypisuje również wymagane parametry dla średnicy obręczy, wygarbień płaskich czy okrągłych.

Zgodnie z normą PN-93/S91240.03. odnoszącą się do wytrzymałości zmęczeniowej kół tarczowych z ogumieniem pneumatycznym koła poddaje się dwóm próbom – wytrzymałości zmęczeniowej na zginanie oraz wytrzymałości zmęczeniowej na obciążenie promieniowe. Wytrzymałość zmęczeniowa jest to najwyższy poziom naprężenia cyklicznego, który nie powoduje zniszczenia próbki w wyznaczonej, granicznej liczbie cykli. Na podstawie normy można określić między innymi takie parametry jak:

- maksymalny rozmiar obręczy badanego koła [cal],
- maksymalna siła obciążająca [kN],
- maksymalna prędkość obrotowa [obr/min],
- maksymalna średnica opony badanego koła [mm],
- minimalna średnica opony badanego koła [mm],
- maksymalna szerokość opony [mm],
- maksymalna siła docisku badanego koła do bieżni [kN].

Koła jezdne samochodów są montowane do piast, przenoszą na elementy nośne wszystkie reakcje drogi. W zależności od funkcji dzielimy je na koła napędzane i nienapędzane, kierowane i niekierowane oraz pojedyncze i bliźniacze. Koła napędzane to takie, do których doprowadzany jest moment obrotowy, koła nienapędzane toczą się swobodnie – nie jest do nich dostarczany moment obrotowy. W samochodach osobowych konstrukcja opiera się na dwóch osiach,

stąd stosuje się napędy na tylną, przednią lub obydwie osie jednocześnie. Koła kierowane odpowiedzialne są za skręcanie pojazdu. Montuje się je na czopach zwrotnic (za pośrednictwem piast), w samochodach osobowych są osadzone na przednich osiach, natomiast w autobusach stosuje się je również na tylnej osi – szczególnie w przypadku autobusów przegubowych. Jako definicję koła bliźniaczego rozumiemy dwa pojedyncze koła osadzone na wspólnej piaście [2].

## **2. Wprowadzenie do mechaniki i wytrzymałości materiałów**

Główną ideą wytrzymałości materiałów, jako dziedziny nauki, jest badanie sił wewnętrznych oddziałujących w ciałach. Na podstawie analizy tych sił można odpowiedzieć na pytanie, czy pod wpływem zadanych obciążeń siły wewnętrzne nie osiągną zbyt dużych wartości i nie uszkodzą ciała – mówiąc w skrócie – czy ciało wytrzyma. Niemniej istotne są badania nad odkształcalnością ciał oraz konstrukcji. Bardzo często niezbędnym warunkiem dla inżyniera jest, aby geometria danej konstrukcji nie ulegała zmianie bądź przemieszczenie poszczególnych punktów danej bryły było na tyle małe, aby nie miało to wpływu na założenia konstrukcyjne.

Wytrzymałość materiałów to nauka, która na podstawie badań określa zależność odkształceń ciał stałych od sił zewnętrznych nań działających. Zależności te w wielu przypadkach umożliwiają obliczenia reakcji dla układów, w których nie jest to możliwe na podstawie statyki ciała doskonale sztywnego. Dzięki znajomości wytrzymałości materiałów, możemy określić rodzaje oraz wielkości sił wewnętrznych w różnych miejscach ciała stałego, analizując odkształcenia w nim występujące, co jest podstawą do wyznaczenia największych wartości sił. Mając z kolei do dyspozycji informacje o największych wartościach sił wewnętrznych w danym punkcie, możemy rozpatrywać pewność konstrukcji dla danego obciążenia [3].

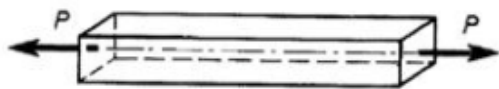
## 2.1 Naprężenia

Rozpatrując siłę  $P$  jako wypadkową wszystkich sił spójności, które oddziałują w danym przekroju, musimy mieć świadomość, iż nie określa ona wystarczająco, z jakimi siłami mamy do czynienia w poszczególnych punktach przekroju. Prawdopodobne jest, iż siły międzycząsteczkowe w różnych punktach będą się znacząco różnić względem siebie [3].

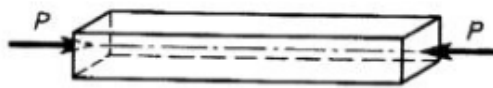
Jeśli nieskończenie małe pole przekroju oznaczmy jako  $dF$ , a wypadkową sił międzycząsteczkowych nań działającą jako  $dP$ , to iloraz siły  $dP$  przez pole  $dF$  równe będzie naprężeniu  $\sigma$  [3]:

$$\sigma = \frac{dP}{dF}. \quad (2.1.1)$$

W wytrzymałości materiałów niezwykle istotny jest sposób, w jaki przyłożone zostały siły wewnętrzne. Rozpatrując prosty stan naprężeń, możemy wyróżnić: rozciąganie, ściskanie, zginanie oraz skręcanie. W momencie, kiedy występuje kilka obciążeń prostych, mamy do czynienia ze stanem naprężeń złożonych. Rozciąganie oraz ściskanie powstaje podczas działania dwóch sił o równych wartościach, skierowanych w przeciwnych stronach, działających wzdłuż osi bryły - w tym przypadku pręta. Pręt jest to ciało, którego wymiar główny (długość) jest wielokrotnie większy od wymiarów poprzecznych, a środek ciężkości znajduje się w połowie wymiaru głównego. Podane przykłady rozciągania i ściskania znajdują zastosowanie w prętach prostych.

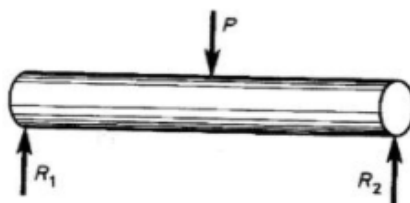


Rysunek 1.1.1 Rozciąganie pręta [2]



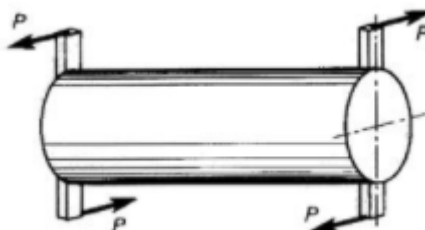
Rysunek 2.1.2 Ściskanie pręta [2]

Ze zginaniem pręta mamy do czynienia wówczas, gdy siły obciążające ciało są prostopadłe do jego osi, linie działania sił są od siebie oddalone o pewną wartość i leżą w jednej płaszczyźnie, która zawiera oś pręta.



Rysunek 2.1.2 Zginanie pręta [2]

Skrećanie pręta występuje w momencie oddziaływania dwóch par sił, w różnych płaszczyznach prostopadłych do jego osi.



Rysunek 2.1.3 Skrećanie pręta [2]

Poprzez analizę ciała pod obciążeniem można wywnioskować, iż jest możliwe podzielenie go na wiele bardzo małych elementów, które przemieszczają się względem danego układu odniesienia. Ciało odkształca się, co jest równoważne z przemieszczaniem się punktów materialnych wchodzących w jego skład. Rozpatrując ciało w układzie współrzędnych  $x, y, z$ , mamy do czynienia z pewnymi wartościami przemieszczenia jednostkowego, które zapisuje się jako  $u, v, w$  – w analogicznych kierunkach do układu współrzędnych. Uproszczając zapis matematyczny ciała, należy przyjąć pewien wycinek ciała jako bryłę w kształcie prostopadłościanu, wtedy możliwe jest zapisanie jej krawędzi jako  $dx, dy$  oraz  $dz$ . Dzięki temu możemy zapisać długość boków poddanych obciążeniu [4]:

$$(1 + \varepsilon_x)dx, \quad (1 + \varepsilon_y)dy, \quad (1 + \varepsilon_z)dz. \quad (2.1.2)$$



$\varepsilon_x, \varepsilon_y, \varepsilon_z$  stanowią pewne, bliżej nieokreślone zmiany długości krawędzi (odkształcenia liniowe). Poprzez działanie obciążenia na ciało stałe, powstają także odkształcenia postaciowe, które określają zmiany kątów pomiędzy krawędziami prostopadłościanu. Oznaczamy je jako  $\gamma_{xy}, \gamma_{yz}, \gamma_{xz}$ . Dzięki tym parametrom możliwy jest zapis tensora odkształcenia:

$$\varepsilon = \begin{bmatrix} \varepsilon_{xx} & \varepsilon_{xy} & \varepsilon_{xz} \\ \varepsilon_{yx} & \varepsilon_{yy} & \varepsilon_{yz} \\ \varepsilon_{zx} & \varepsilon_{zy} & \varepsilon_{zz} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \varepsilon_x & \frac{\gamma_{xy}}{2} & \frac{\gamma_{xz}}{2} \\ \frac{\gamma_{yx}}{2} & \varepsilon_y & \frac{\gamma_{yz}}{2} \\ \frac{\gamma_{zx}}{2} & \frac{\gamma_{zy}}{2} & \varepsilon_z \end{bmatrix} \quad (2.1.3)$$

Poprzez zastosowanie hipotezy von Misesa mamy możliwość wyznaczenia maksymalnych naprężeń zredukowanych wewnątrz ciała. Naprężenie zredukowane jest to naprężenie normalne zastępcze, które może zostać porównane z wytrzymałością materiału dla złożonego stanu naprężeń, np. wytrzymałością na rozciąganie lub naprężeniem zrywającym. Określa się je na podstawie hipotez wytrzymałościowych. Poprzez przekroczenie granicy naprężenia, materiał zaczyna płynąć. Dzięki hipotezie von Misesa możliwe jest wyznaczenie tej granicy zależnością:

$$\sigma_{red} = \frac{1}{\sqrt{2}} \sqrt{(\sigma_{xx} - \sigma_{yy})^2 + (\sigma_{yy} - \sigma_{zz})^2 + (\sigma_{zz} - \sigma_{xx})^2 + 6(\tau_{xy}^2 + \tau_{yz}^2 + \tau_{zx}^2)}. \quad (2.1.4)$$

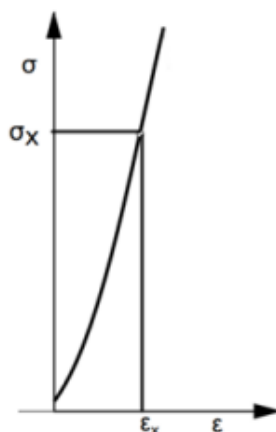
## 2.2 Prawo Hooke'a

Analizując rozciąganie prętów pryzmatycznych wyprodukowanych z różnych materiałów, Robert Hooke zauważył pewną zależność pomiędzy naprężeniem i odkształceniem. Doszedł do wniosku, iż odkształcenie pręta pod wpływem obciążenia jest proporcjonalne do siły nań działającej. Stosując prawo Hooke'a, często operuje się wydłużeniem  $\varepsilon$ , które nosi nazwę *wydłużenia względnego* bądź *jednostkowego*. Zapisując poniższe twierdzenie, otrzymujemy [3,4]:

$$\varepsilon = \frac{\Delta l}{l} \quad (2.2.1)$$

gdzie:  $\Delta l$  – wydłużenie,  $l$  – długość początkowa.

Zależność odkształcenia od naprężenia w formie wykresu została przedstawiona na rysunku 2.2.1



Rysunek 2.2.1 zależność odkształcenia od naprężenia [6]

Prawo Hooke'a wyrażone wartością naprężenia przyjmuje postać:

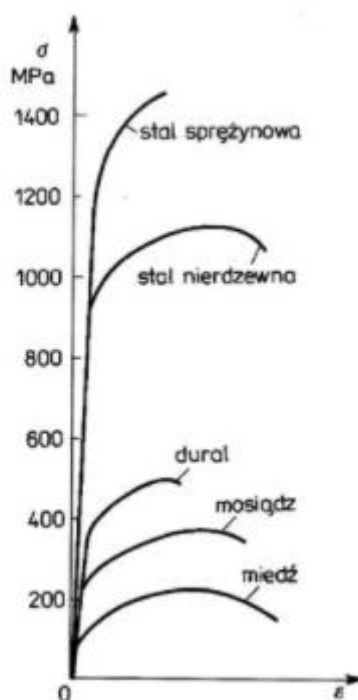
$$\sigma = \varepsilon E \quad (2.2.2)$$

gdzie:  $\sigma$  – naprężenie,  $E$  – moduł Younga.

Moduł Younga znany również pod nazwą modułu odkształcalności liniowej bądź sprężystości podłużnej jest wielkością, która określa sprężystość materiału dla rozciągania oraz ściskania. Jest zależnością charakterystyczną materiałów wyrażaną w paskalach [N/m<sup>2</sup>]. Dla stali w temperaturze pokojowej moduł Younga wynosi:

$$E = 2.1 \cdot 10^5 \text{ MPa}.$$

Różnice w sprężystości różnych materiałów idealnie ilustruje poniższy wykres.



2.2.2 Wykres rozciągania niektórych materiałów [2]

### 2.3 Uogólnione prawo Hooke'a w przestrzeni trójwymiarowej

Analizując materiały znajdujące się w zakresie liniowej sprężystości, istnieje związek opisujący zależności zachodzące pomiędzy naprężeniami i odkształceniami. Związek ten nazywamy konstytutywnym, a jego postać dla uogólnionego prawa Hooke'a wygląda następująco [5]:

$$\boldsymbol{\sigma} = \mathbf{D}\boldsymbol{\varepsilon} \quad (2.3.1)$$

gdzie:  $\boldsymbol{\sigma}$  – tensor odkształceń,  $\mathbf{D}$  - macierz sprężystości (tensor konstytutywny),  
 $\boldsymbol{\varepsilon}$  – tensor małych odkształceń

$$\boldsymbol{\varepsilon} = \frac{1}{2}(\nabla\mathbf{u} + (\nabla\mathbf{u})^T) \quad (2.3.2)$$

gdzie:  $\mathbf{u}$  – wektor przemieszczenia.

Do zapisania konstytutywnej macierzy sprężystości dla materiałów izotropowych można zastosować stałe Lamego ( $\lambda$  i  $\mu$ ). Otrzymujemy wówczas:

$$\mathbf{D} = \begin{bmatrix} \lambda + 2\mu & \lambda & \lambda & 0 & 0 & 0 \\ \lambda & \lambda + 2\mu & \lambda & 0 & 0 & 0 \\ \lambda & \lambda & \lambda + 2\mu & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & \mu & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & \mu & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & \mu \end{bmatrix}.$$

Rysunek 2.3.1 Macierz sprężystości [9]

Matematyczna postać stałych Lamego:

$$\lambda = \frac{E \cdot \nu}{(1-2\nu)(1+\nu)}, \quad \mu = G = \frac{E}{2(1+\nu)}, \quad (2.3.3)$$

gdzie:  $E$  – moduł Younga,  $\nu$  – współczynnik Poissona,  $G$  – moduł Kirchhoffa.

## 2.4 Równanie Naviera

Rozpatrując izotropową, sprężystą i liniową bryłę, możliwe jest sformułowanie układu składającego się z trzech równań różniczkowych cząstkowych dla wektora przemieszczenia  $\mathbf{u}$ , który będzie obejmował całą złożoność problemu. Zapisując równanie za pomocą stałych Lamego, uzyskujemy [12]:

$$(\lambda + \mu)\nabla(\nabla \cdot \mathbf{u}) + \mu\nabla^2\mathbf{u} + \mathbf{f} = \rho \frac{\partial^2\mathbf{u}}{\partial t^2} \quad (2.4.1)$$

gdzie:  $\rho$  – gęstość płynu,  $t$  – czas,  $\mathbf{f}$  – wektor sił masowych.

Możliwe jest również zapisanie równania Naviera w oparciu o współczynnik Poissona oraz moduł Younga:

$$\frac{E}{2(1+\nu)} \left( \frac{1}{(1-2\nu)} \nabla(\nabla \cdot \mathbf{u}) + \nabla^2\mathbf{u} \right) + \mathbf{f} = \rho \frac{\partial^2\mathbf{u}}{\partial t^2}. \quad (2.4.2)$$

### **3. Materiały wykorzystywane do produkcji felg**

Analizując rolę felg samochodowych w dzisiejszych czasach, można stwierdzić, iż muszą one spełniać szereg założeń oraz wymagań. Najważniejsza jest oczywiście ich trwałość oraz niezawodność, ale również wpływ na prowadzenie się samochodu, co w tym przypadku podyktowane jest rozmiarem. Mniejsza obręcz prowadzi do zastosowania wyższego profilu opony i zwiększenia komfortu jazdy. Niestety zmniejszenie rozmiaru felgi przekłada się na utratę sterowności samochodu, szczególnie na zakrętach. Bardzo dużą rolę odgrywa również masa felgi, która powinna być jak najmniejsza, zachowując przy tym swoje właściwości technologiczne. Oprócz aspektów praktycznych, istotny jest również wygląd po zamontowaniu na piaście. W ciągu ostatnich lat niezwykle popularne stają się felgi o bardzo dużej średnicy (np. Porsche w modelu 911 z 2019 roku stosuje felgi o średnicy 21 cali), z wieloma wcięciami. Jest to celowy zabieg prezentujący część układu hamulcowego (tarcze oraz klocki hamulcowe) oraz odprowadzający z niego ciepło, które wytwarza się podczas hamowania [6].

#### **3.1 Stal**

Jednym z dwóch najpopularniejszych materiałów (obok stopów aluminium), z których produkuje się obręcze kół, jest stal. Mimo upływu czasu wciąż cieszy się dużym zainteresowaniem. Jest to spowodowane jej prostotą, która stanowi zarówno zaletę jak i wadę. Przede wszystkim felgi stalowe są wytrzymałe, cechują się dużą odpornością na uszkodzenia mechaniczne, a ich ewentualna naprawa nie należy do trudnych. Stal jest tania, łatwa w eksploatacji, a proces wykonania felgi stalowej nie jest skomplikowany. Cieszy się największym zainteresowaniem wśród samochodów niskiej oraz średniej klasy, a także jako obręcze kół zimowych, pomimo faktu, iż jest podatna na działanie korozji. Ma to związek z wysokim profilem opon zimowych, które lepiej współpracują z felgami o mniejszej wielkości średnicy. Pospolite felgi stalowe są szeroko dostępne do średnicy wynoszącej 16 cali, powyżej tego wymiaru opłacalność produkcyjna drastycznie spada. Do głównych wad felg stalowych można zaliczyć wysoką masę ( $7,9\text{g/cm}^3$ ), niską plastyczność i małą różnorodność w wyglądzie. „Stalówki” produkuje się w kilku etapach. Część czołowa felgi (ang. disc), łącząca obręcz

(ang. rim) od strony wewnętrznej felgi, jest wytłaczana, a następnie wycina się w niej otwory wentylacyjne oraz na śruby mocujące. Obręcz tworzy się za pomocą walcowania blachy na kształt okręgu, zespawanej ze sobą na końcach. Zamkniętą oraz odpowiednio wyprofilowaną obręcz poddaje się działaniu temperatury, w celu rozszerzenia się stali i mocuje w niej część czołową. Obydwa elementy są ze sobą spawane, a nadmiar spoin jest usuwany [6,13,14].

### **3.2 Stopy aluminium**

Obecnie do produkcji felg montowanych w nowych samochodach najczęściej stosuje się stopy metali lekkich. Znaczącą przewagę w popularności mają stopy aluminium. Aluminium jako czysty pierwiastek jest zbyt plastyczny i podatny na uszkodzenia, dlatego łączy się go w techniczne stopy z takimi pierwiastkami jak: Cu, Si, Mg, Mn czy Zn. Do stopów wprowadza się również dodatkowo pierwiastki: Fe, Sn, Ni, Cr, Co, Ti i wiele innych. Najczęściej stosuje się stopy aluminium z krzemem – AlSi7 oraz AlSi11. Różnica między nimi jest znikoma, jednakże AlSi7 poddaje się dodatkowej obróbce cieplnej, której celem jest podniesienie twardości. Niewątpliwą zaletą felg aluminiowych jest zmniejszona masa (gęstość aluminium wynosi  $2.7 \text{ g/cm}^3$ ), którą można uzyskać, stosując metodę rozciągania obrotowego (flow-forming) bądź poprzez kucie. Przekłada się to na zmniejszenie zużycia zawieszenia samochodu - mniejsza masa nieresorowana samochodu. Oprócz wspomnianych metod stosuje się także odlewanie niskociśnieniowe oraz grawitacyjne i skręcanie (najdroższe felgi aluminiowe). Obecnie za najlepszą metodę produkcyjną felg ze stopów aluminium uznaje się skręcanie. Proces skręcania składa się z wytworzenia kilku elementów, które są następnie ze sobą mocowane połączeniem śrubowym. Stosowanie stopów AlSi7 i AlSi11 znajduje również zastosowanie ze względu na plastyczność materiału, który podczas warunków ekstremalnych nie ulegnie całkowitemu uszkodzeniu, lecz odkształci się, umożliwiając dalsze funkcjonowanie pojazdu, zależne od rozmiaru uszkodzeń. Cechą charakterystyczną stopów metali lekkich, wykorzystywanych do produkcji elementów narażonych na działanie warunków zewnętrznych w motoryzacji, jest częściowa odporność na korozję. Technologia

wytwarzania felg ze stopów aluminium gwarantuje dobrą dokładność wykonania (dokładność do 0.3 mm - dla stali 0.7mm), dlatego możliwe jest tworzenie wzorów o skomplikowanych kształtach. Są również bardzo konkurencyjne cenowo, droższe od odpowiednika stalowego, natomiast znacznie tańsze od innych stopów metali lekkich wykorzystywanych w przemyśle [6,13,14].

### **3.3 Stopy magnezu**

W XXI wieku znacząco wzrosło zainteresowanie najlżejszym z metali trwałych w warunkach atmosferycznych – magnezem. Stopy magnezu (gęstość na poziomie 1.75-1.85 g/cm<sup>3</sup>) znajdują zastosowanie w lekkich konstrukcjach, o wysokiej wytrzymałości właściwej. Są łatwo obrabialne, charakteryzują się dobrą kształtowością ubytkową, a produkcja wyrobów jest szybka i ekonomiczna. Biorąc stal jako materiał stanowiący odniesienie, w łatwy sposób możemy scharakteryzować jedną z głównych zalet magnezu (biorąc pod uwagę sytuację, w której stosowany jest sam magnez, która nie występuje w przemyśle) [6].

Porównując te same felgi pod względem gęstości materiałów, felga stalowa zastąpiona magnezową będzie ponad czterokrotnie cięższa. Przełoży się to bezpośrednio na obciążenie elementów zawieszenia, zdolności trakcyjne pojazdu oraz spalanie paliwa, bez konieczności zmiany kształtu szprych. Jednym ze stopów magnezu wykorzystywanych w produkcji sportowych felg magnezowych jest ZK60A wykonane za pomocą kucia fabrykatu ZK60A-T5, co pozwala zmaksymalizować zalety stopu. Zawartość cynku oraz cyrkonu w stopie wynosi kolejno: 4.8-6.2% oraz co najmniej 0.65%. Poprzez połączenie magnezu z innymi pierwiastkami oraz obróbkę plastyczną znacząco zmniejsza się główną wadę materiałową magnezu, czyli niską udurowalność i poprawia się parametry wytrzymałościowe, w tym wytrzymałość na rozciąganie. Znajdują zastosowanie głównie w motosporcie, ze względu na bardzo dobre odprowadzanie ciepła z układu hamulcowego, zdolność pochłaniania drgań oraz znakomity stosunek wytrzymałości do wagi. Zmniejszają drogę hamowania, emisję CO<sub>2</sub> oraz zużycie paliwa, wydłużają żywotność opon oraz układu kierowniczego. Wadą stosowania stopów magnezu w produkcji felg samochodowych jest ich wysoka cena oraz



monopol na rynku globalnym. Produkcją zajmują się firmy SMW Engineering (Rosja), Washi Beam i TWS (Japonia). Felgi ze stopu magnezu wykonuje się poprzez kucie w matrycach zamkniętych na gorąco (ang. hot closed die forging), są dzięki temu lżejsze, bardziej ciągliwe oraz mocniejsze. Ponadto nie ulegają pękaniu, lecz wyginają się, dzięki czemu możliwe jest ich późniejsze naprostowanie [6,7,16,17].

## 4. Wspomaganie komputerowe

CAD (Computer Aided Design) – projektowanie wspomagane komputerowo – jest to metoda oparta na zamyśle projektowania technicznego z zastosowaniem komputera oraz specjalistycznego oprogramowania, stanowiących wirtualne narzędzia pracy. Historia komputerowego wspomaganie projektowania jest wynikiem postępu techniki komputerowej. W początkowej fazie powstawania, systemy CAD służyły jako szybsze i wygodniejsze, z dzisiejszego punktu widzenia, następstwa standardowych technik kreślarskich. Dzięki temu ówcześni twórcy zyskali nie tylko zmodernizowaną oraz szybszą metodę, ale również możliwość nanoszenia zmian oraz poprawek, co wcześniej było niemożliwe. Zainteresowanie będące integralną częścią rozwoju oprogramowania, doprowadziło do pierwszych prób modelowania przestrzennego 3D. To z kolei stanowiło impuls do zmiany postrzegania dokumentacji płaskiej, która stała się sposobem zapisywania rzutów, generowanych na podstawie modelu. Powstały programy specjalizowane, ukierunkowane dla konkretnych tworów. Analizując historię CAD, można przywołać kilka ważniejszych dat [8]:

- 1954 rok – pierwszy program graficznych do interaktywnej pracy – stworzony przez D.T. Ross'a.
- 1957 rok – Institute of Technology (MIT) rozpoczął pracę nad numerycznym sterowaniem obrabiarek – Patrick J. Hanratty – program PRONTO.
- 1963 rok – Ivan Sutherland – praca doktorska nt. układu projektant – komputer. Pierwszy program (Sketchpad) pozwalający tworzyć grafikę bezpośrednio na ekranie monitora zamiast procedur wpisywanych na klawiaturze.

W latach osiemdziesiątych doszło do gwałtownego spadku cen sprzętu komputerowego, co wspomogło rozwój kolejnych programów:

- 1982 rok – CATIA (Dassault Systemes) – kompleksowe zarządzanie cyklem życia produktów (PLM – Product Lifecycle Management)

- 1982 rok – AutoCAD (Autodesk) – standard w projektowaniu komputerowym
- 1989 – TopCAD (Top Systems) – pierwszy udany program parametryczny (obecnie T-FLEX)
- 1993 rok – SolidWorks – modelowanie 3D.

## 4.1 Zastosowanie

CAD używa się do cyfrowego modelowania geometrycznego, którego celem jest stworzenie oraz określenie postaci konstrukcyjnej danego obiektu bądź złożenia składającego się z wielu obiektów różnego rodzaju. Na postać konstrukcyjną składają się cechy: geometryczne, dynamiczne oraz technologiczne – w tym materiałowe. CAD jako program, jest podsystemem wspomaganego wytwarzania CIM (Computer Integrated Manufacturing), który z kolei jest częścią wspomnianego powyżej PLM. Dzięki dostosowaniu do siebie i współgraniu systemów inżynier ma możliwość między innymi [8]:

- zarządzać informacjami
- modelować cyfrowo (np. wirtualne prototypowanie, wizualizacja, obliczenia wytrzymałościowe)
- tworzyć dokumentację techniczną
- wspomagać decyzje (w oparciu o bazy danych, analizy itd.)

Podział PLM został przedstawiony na rysunku 4.1.1.



Rysunek 4.1.1 Schemat zarządzania cyklem życia produktu [8]

## 5. Metoda elementów skończonych

Metodę elementów skończonych MES (ang. FEM – Finite Element Method) uznaje się za jedno z podstawowych narzędzi wykorzystywanych do wspomagania wszelkiego rodzaju badań, analiz, obliczeń o bardzo wielu zastosowaniach. Łączy ze sobą m.in. takie działy nauki jak matematyka, fizyka, mechanika, analizując właściwości materiałowe badanych przedmiotów. Jest metodą aproksymacji (uzyskuje się dzięki niej rozwiązanie przybliżone zależne od poprawności wykonania szeregu czynności) równań różniczkowych cząstkowych czy też zwyczajnych. Równania różniczkowe odzwierciedlają model matematyczny procesu lub stanu zachodzącego w układzie, wskazują zależności między funkcjami położenia w przestrzeni, a także czasu. Niezbędne do przeprowadzenia komputerowej analizy opartej o elementy skończone jest stworzenie modelu obliczeniowego (najczęściej w programach CAD, które następnie są konwertowane do programów MES), na którym możliwe będzie rozwiązanie danego problemu [9].

Jak wskazuje idea metody elementów skończonych, głównym aspektem jest podział analizowanego obszaru (zwany również dyskretyzacją) na pewną, skończoną liczbę mniejszych podobszarów, nazywanych elementami. Elementy te posiadają węzły, które zawarte mogą być w wierzchołkach bądź bokach danej geometrii płaskiej. Węzły są wspólne dla elementów sąsiednich, stąd po dyskretyzacji obszar staje się siatką elementów (ang. mesh). Z węzłami związane są szukane wielkości polowe – takie punkty siatki, w których jest poszukiwana bądź znana dana wielkość, np. warunki brzegowe typu Dirichleta. [10]

## 5.1 Równania bazowe w metodzie elementów skończonych [10]

Istotą metody elementów skończonych jest podział na podobszary zwane jako elementy skończone. Wówczas funkcja  $\varphi$  interpoluje się w każdym elemencie obszaru  $\Omega$  jako:

$$\hat{\varphi} = \sum_{i=1}^n N_i \varphi_i, \quad (5.1.1)$$

gdzie:  $\varphi_i$  – poszukiwane wartości funkcji  $\varphi$  w węzłach elementu,  $N_i$  – bazowe funkcje interpolacji,  $n$  – liczba węzłów w elemencie.

Wspomniane powyżej funkcje bazowe interpolacji odznaczają się charakterem lokalny, czyli przyjmują wartość równą zero poza swoim obszarem. Kolejną ich cechą jest zapewnienie ciągłości funkcji pola  $\varphi$  tylko na granicy sąsiadujących elementów.

W celu otrzymania równania bazowego MES niezbędne będzie nawiązanie do metody residuów ważonych oraz wzoru opisującego w sposób przybliżony całki ważone:

$$\begin{aligned} R = \alpha(\hat{\varphi}) + f &= \int_{\Omega} \alpha(\hat{\varphi}) w d\Omega + \int_{\Omega} f w d\Omega = \int_{\Gamma_2} (\hat{q} - \bar{q}) w d\Gamma + \\ &+ \int_{\Gamma_1} (\hat{\varphi} - \bar{\varphi}) \frac{\partial w}{\partial n} dT, \end{aligned} \quad (5.1.2)$$

gdzie:

$\hat{\varphi}$  – funkcja interpolująca,

$$\hat{q} = \frac{\partial \hat{\varphi}}{\partial n}.$$

Następnie do wzoru (5.1.2) należy użyć metodę Galerkina, której celem jest przyjęcie funkcji bazowych  $N_i$  zamiast funkcji wagowych.

Również ze wzoru (5.1.2) niezbędne jest wyodrębnienie postaci odpowiadającym funkcjom wagi  $N_i$ , związanym z elementami nieprzylegającymi do brzegu, zwanymi elementami wewnętrznymi. Wyodrębniona postać wzoru:

$$\sum_{e=1}^l \int_{\Omega^e} f N_i d\Omega + \sum_{e=1}^l \int_{\Omega^e} \alpha(\hat{\varphi}) N_i d\Omega = \sum_{e=1}^l \oint_{\Gamma^e} (\hat{q} - \bar{q}^e) N_i d\Gamma, \quad (5.1.3)$$

Gdzie  $\Omega^e$ -  $\Gamma^e$  odpowiednio obszar oraz brzeg elementu  $e$ ,  $l$  – liczba elementów, wchodząca w skład węzła  $i$ .

Analizując wzór (5.1.3)  $\bar{q}^e$  jest to warunek brzegowy pochodzący z rozkładu funkcji  $\hat{\varphi}$ , na brzegu elementu  $e$ , w elementach z nim graniczących. Ponadto nie posiada on składnika  $\int_{\Gamma_1} (\hat{\varphi} - \bar{\varphi}^e) \frac{\partial N_i}{\partial n} d\Gamma$  ponieważ funkcje  $N_i$  zapewniają ciągłość  $\varphi$  na granicy elementów.

Stosując pierwszą formułę Greena do wzoru (5.1.3) otrzymuje się równanie bazowe dla elementów wewnętrznych:

$$\sum_{e=1}^l \int_{\Omega^e} f N_i d\Omega + \sum_{e=1}^l \int_{\Omega^e} (\text{grad} \hat{\varphi} \text{grad} N_i + k^2 \hat{\varphi} N_i) d\Omega = 0. \quad (5.1.4)$$

We wzorze (5.1.4) całki  $\int_{\Gamma^e} \bar{q}^e d\Gamma$  redukują się na skutek zmiany znaku pochodnej normalnej podczas przejścia do sąsiadującego elementu. Jeśli funkcja wagi  $N_i$  jest związana z elementami przylegającymi do brzegu  $\Gamma_1(\Gamma_1^e)$  lub  $\Gamma_2(\Gamma_2^e)$ , to postać równania metodą residuów ważonych ma postać:

$$\begin{aligned} \sum_{e=1}^l \int_{\Omega^e} f N_i d\Omega + \sum_{e=1}^l \int_{\Omega^e} \alpha(\hat{\varphi}) N_i d\Omega &= \sum_{e=1}^l \int_{\Gamma_2^e} (\hat{q} - \bar{q}) N_i d\Gamma + \\ + \sum_{e=1}^l \int_{\Gamma_1^e} (\hat{\varphi} - \bar{\varphi}) \frac{\partial N_i}{\partial n} d\Gamma + \sum_{e=1}^l \int_{\Gamma_3^e} (\hat{q} - \bar{q}^e) N_i d\Gamma, \end{aligned} \quad (5.1.5)$$

gdzie:  $\Gamma^e = \Gamma_1^e \cup \Gamma_2^e \cup \Gamma_3^e$  a  $\Gamma_3^e$  jest częścią brzegu elementu, która nie przylega do brzegu rozpatrywanego obszaru.

Stosując pierwszą formułę Greena do wzoru (5.1.5) równanie wygląda następująco:

$$\begin{aligned} \sum_{e=1}^l \int_{\Omega^e} f N_i d\Omega - \sum_{e=1}^l \int_{\Omega^e} (\text{grad} \hat{\varphi} \text{grad} N_i + k^2 \hat{\varphi} N_i) d\Omega + \\ + \sum_{e=1}^l \int_{\Gamma_1^e} N_i \frac{\partial \hat{\varphi}}{\partial n} d\Gamma = - \sum_{e=1}^l \int_{\Gamma_2^e} \bar{q} N_i d\Gamma + \sum_{e=1}^l \int_{\Gamma_1^e} (\hat{\varphi} - \bar{\varphi}) \frac{\partial N_i}{\partial n} d\Gamma. \end{aligned} \quad (5.1.6)$$

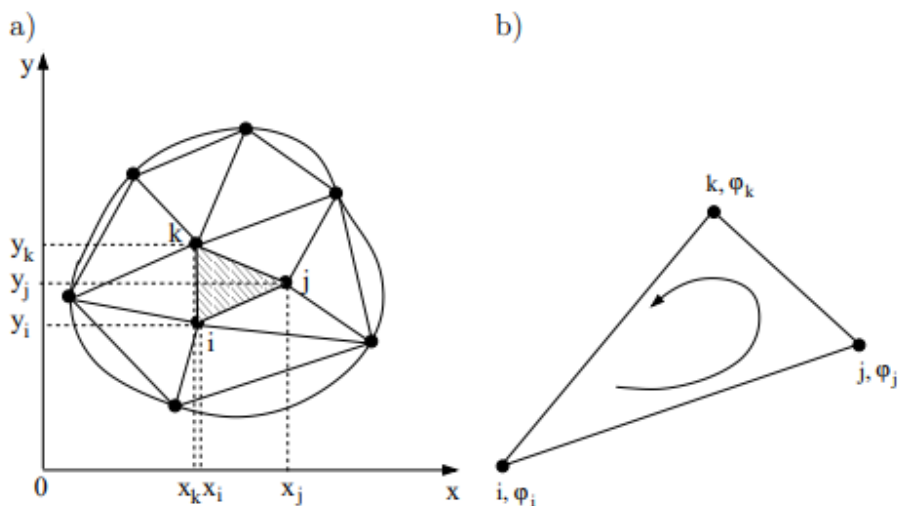
Jeśli indeks  $i$  będzie zmienny od pierwszego do ostatniego węzła obszaru  $n$ , wtedy z powyższego równania powstanie układ równań algebraicznych.

Częstym zabiegiem jest pominięcie składnika zawierającego wyrażenie  $(\hat{\varphi} - \bar{\varphi})$ , w celu uproszczenia obliczeń numerycznych. Warunki brzegowe Dirichleta natomiast wyprowadzane są w inny sposób. Założeniem jest eliminacja zmiennych, o nadanych warunkach brzegowych Dirichleta albo modyfikuje się wiersze macierzy współczynników i elementy wektora, aby spełnić warunek

brzegowy. Pozwala to również pominąć składnik  $\int_{\Gamma_1^e} N_i \frac{\partial \varphi}{\partial n} d\Gamma$  w równaniu bazowym (5.1.7). Wzory (5.1.6) oraz (5.1.5) wyprowadzono zakładając, iż wartości w sąsiednich elementach są równe, lecz innego znaku, co jest nieprawdą ze względu na brak ciągłości pochodnej normalnej funkcji  $\varphi$  do brzegu obszaru. Jest to jedno ze źródeł błędów metody elementów skończonych.

## 5.2 Przykłady dyskretyzacji

Do dyskretyzacji obszarów dwuwymiarowych najczęściej stosuje się elementy o geometrii trójkąta bądź prostokąta, natomiast w analizie obszarów trójwymiarowych będą to elementy czworościenne lub sześciocienne (prostopadłościowe).

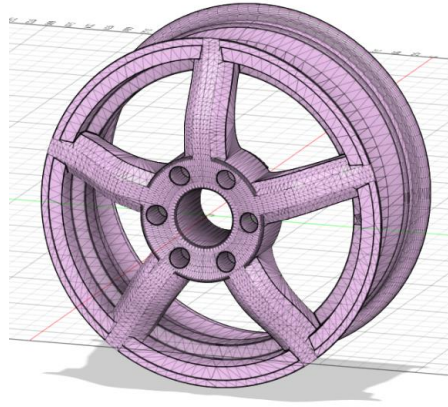


Rysunek 4.2.1 [10] a) Dyskretyzacja obszaru dwuwymiarowego elementami trójkątnymi

b) element trójkątny

Poprawnie wygenerowana siatka powinna pokrywać analizowany element w pełni, nie posiadać defektów spowodowanych niewłaściwą geometrią, ani luk wynikających z szeregu błędów podczas jej tworzenia (rysunek 5.2.2).





Rysunek 5.2.2 Wygenerowana siatka na modelu felgi w programie Fusion360

### 5.3 Zastosowanie

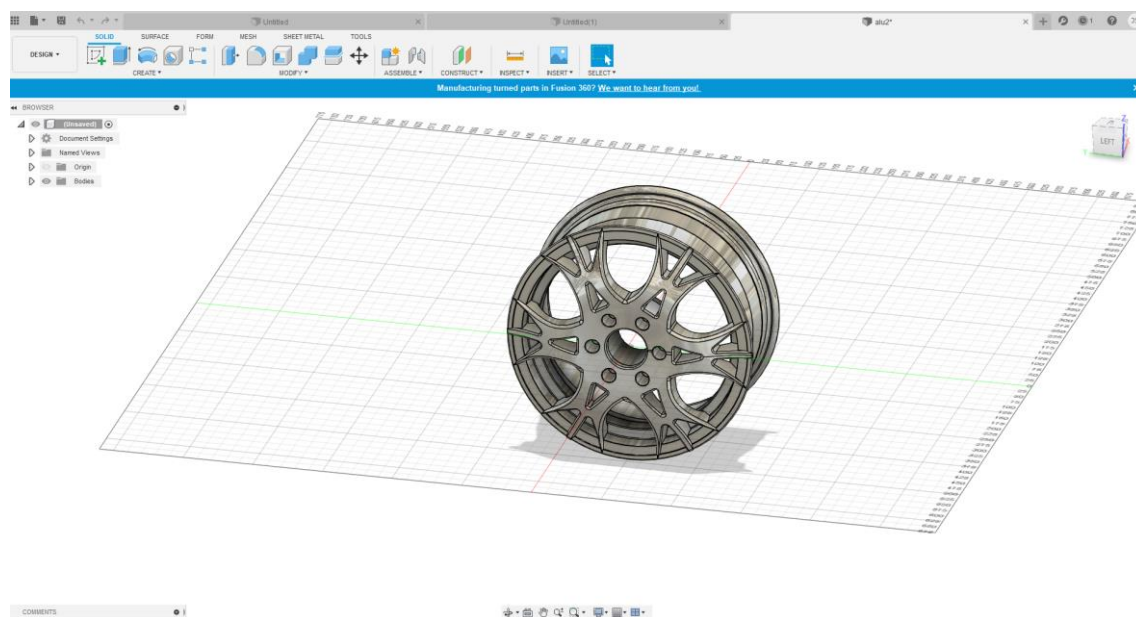
W zależności od potrzeb i założeń analizy metodą elementów skończonych, złożoność procesu może być skrajnie zróżnicowana. Przyjmując, iż chcemy uzyskać jak najbardziej dokładne wyniki, musimy wziąć pod uwagę złożoność badanego obiektu oraz moc obliczeniową wykorzystywanego komputera. Im bardziej skomplikowana geometria i wymagane dokładniejsze wyniki, tym zapotrzebowanie na moc obliczeniową wzrasta. Ma to również przełożenie na czas, w którym analiza zostanie uzyskana. Może ona wynosić kilka sekund dla małych, niezłożonych elementów, lub tygodnie, kiedy mam do czynienia z bardzo złożonymi procesami. Za pomocą MES analizuje się między innymi:

- wytrzymałość konstrukcji, w tym: odkształcenia, naprężenia, przemieszczenia;
- statykę, kinematykę, dynamikę;
- przepływy ciepła, cieczy;
- oddziaływania, w tym: elektromagnetyczne, elektrostatyczne, magnetostatyczne;
- akustykę.

Programem stosowanym podczas analizy będzie Fusion360 (Autodesk). Jest to nowe i rozwojowe oprogramowanie, opierające swoje działanie o dyski zewnętrzne producenta, tzw. chmurę (z ang. Cloud) - wszystkie dane projektowe

są w niej przechowywane. Dzięki temu możliwa jest również jednoczesna praca wielu osób, w czasie rzeczywistym, nad tym samym projektem. Oprócz analizy MES, program oferuje możliwości CAD, CAM oraz CAE (Computer Aided Engineering – z ang. komputerowe wspomaganie prac inżynierskich) [18]. Oferuje takie moduły jak:

Projekt, Projekt Generatywny, Renderowanie, Animacje, Symulacje, Produkcja, Rysowanie.



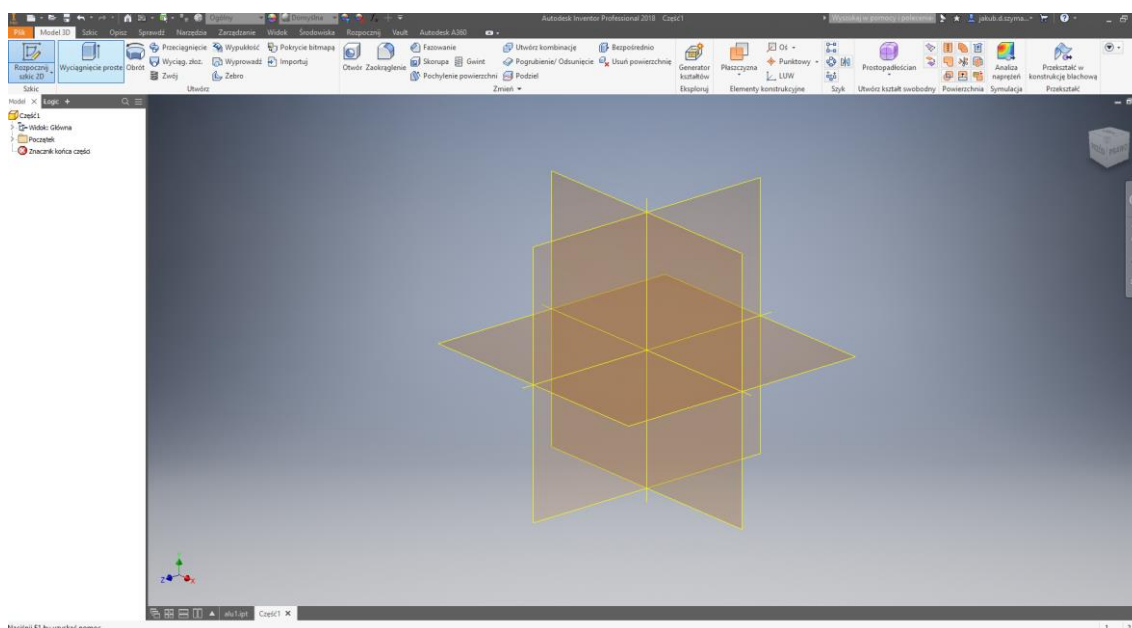
Rysunek 5.3.1 Główne okno programu z załadowanym modelem felgi

## 6. Proces tworzenia felgi

Programem stosowanym podczas procesu modelowania felg był Inventor 2017 – oprogramowanie typu CAD stworzone przez firmę Autodesk w 1999 roku. Jest to modeler (określenie programu lub stanowiska) bryłowy, służący do tworzenia komponentów 3D. Posiada trzy podstawowe moduły:

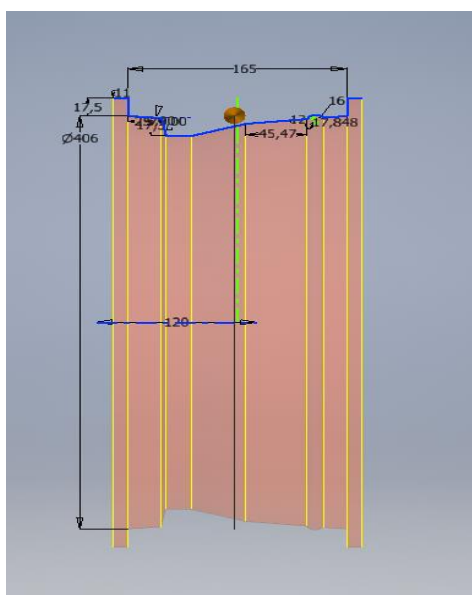
- Tworzenie części format (.ITP)
- Tworzenie złożeń format (.IAM)
- Tworzenie dokumentacji 2D (.IDW)

Inventor odczytuje również takie rozszerzenia jak DWG czy DWF, posiada własną bibliotekę części, dzięki czemu możliwe jest pobieranie gotowych elementów konstrukcyjnych i dostosowanie ich wymiarów według potrzeb. Autodesk zadbał o funkcjonalność i przejrzystość interfejsu (rysunek 6.1) oraz szeroki zakres doboru narzędzi, co przełożyło się na popularność oprogramowania [18].



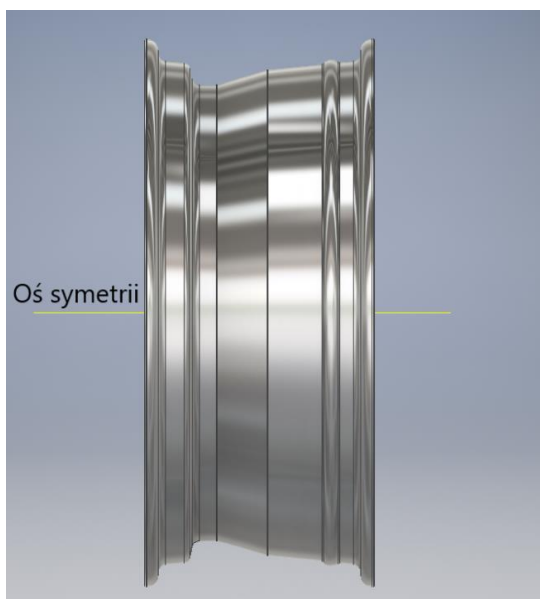
Rysunek 6.1 Wygląd interfejsu modułu tworzenia części

Ze względu na skomplikowaną budowę oraz bardzo wiele złożonych operacji, w pracy ukazano jedynie niektóre zabiegi, zastosowane w procesie budowy modeli 3D felgi samochodowej. Rozpoczęto od stworzenia uproszczonego zarysu obręczy - na podstawie normy PN-ISO 4000-2:2006 - w formie szkicu (rysunek 6.2), który następnie jest zamieniany w formę owalną. Nadaje się jej odpowiednią grubość, tworząc bryłę.

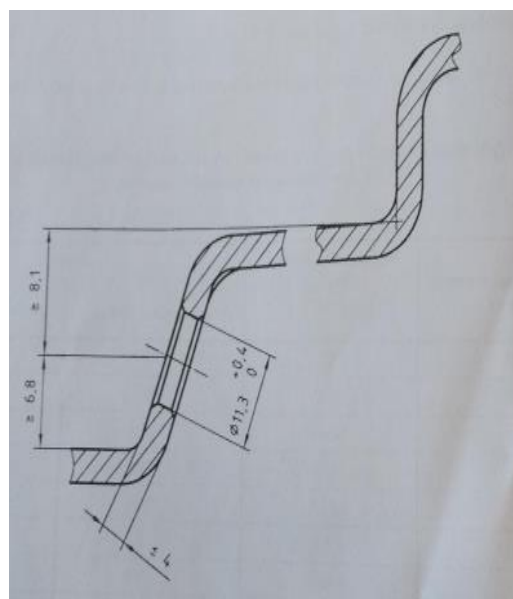


Rysunek 6.2 Szkic zarysu obręczy

Kolejnym etapem budowy modelu jest zastosowanie określonych wymiarów i tolerancji. Wykonuje się *zaokrąglenia* krawędzi (rysunek 6.3) i *wycina* otwór na zawór (rysunek 6.4), stosując wytyczne zawarte w normie.

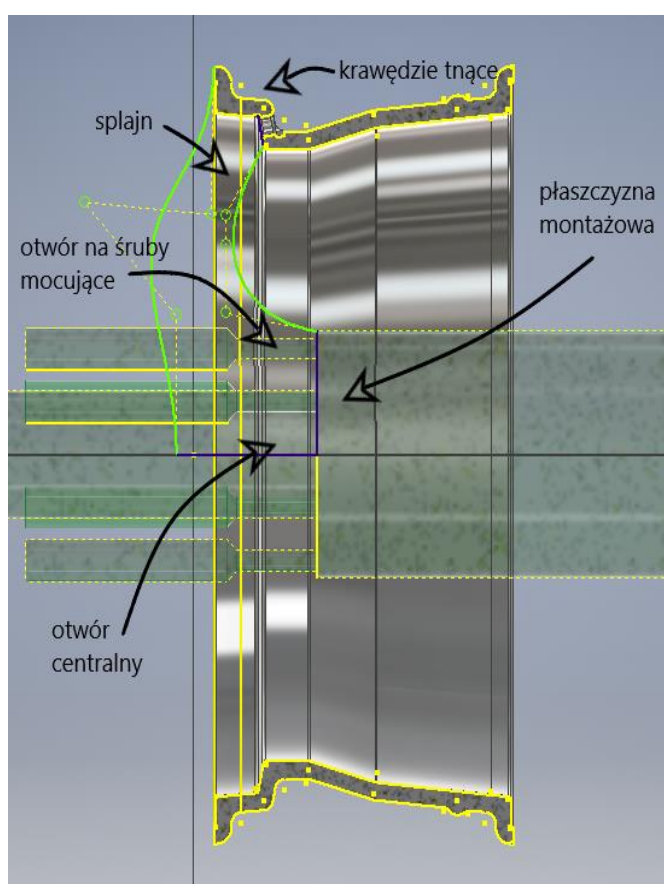


Rysunek 6.3 Obręcz po naniesieniu zaokrągleń



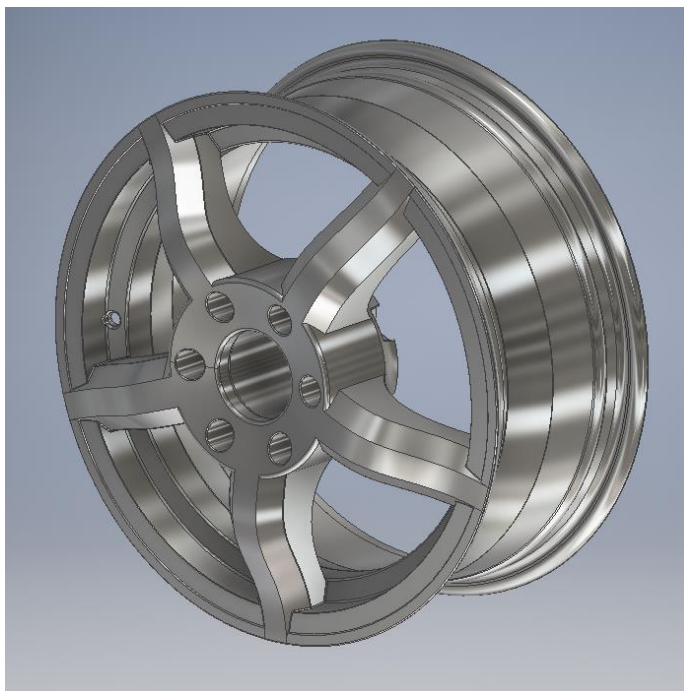
Rysunek 6.4 Wymiary otworu na zawór wciskany [11]

Po utworzeniu trójwymiarowego modelu obręczy, zaprojektowana została część czołowa felgi, z uwzględnieniem otworu centralnego, otworów na śruby do mocowania koła z piastą oraz płaszczyzny montażowej. Głównym narzędziem stosowanym podczas tej operacji był *splajn* (linia krzywa sklejana, przechodząca przez ciąg wskazanych, regulowanych punktów), który połączono z wyodrębnionymi *krawędziami tnącymi* obręczy w przekroju. Po zastosowaniu *obrotu* powstała obręcz połączona z pełną powierzchnią czołową, z której za pomocą walców *wycięto* otwory i ukształtowano zgrubny wygląd felgi (rysunek 6.5).



Rysunek 6.5 Etap łączenia obręczy z częścią czołową felgi

W końcowym etapie modelowania zaprojektowano szprychy, wycięto otwory mocujące piastę i nadano pożądany kształt. Dopracowując szczegóły, powstały dwie felgi o różnej geometrii i wyglądzie. Pierwsza (rysunek 6.6) o prostszej i bardziej klasycznej geometrii szprych oraz druga (rysunek 6.7) o niestandardowych i nieregularnych kształtach.



*Rysunek 6.6 Model obręczy numer 1*

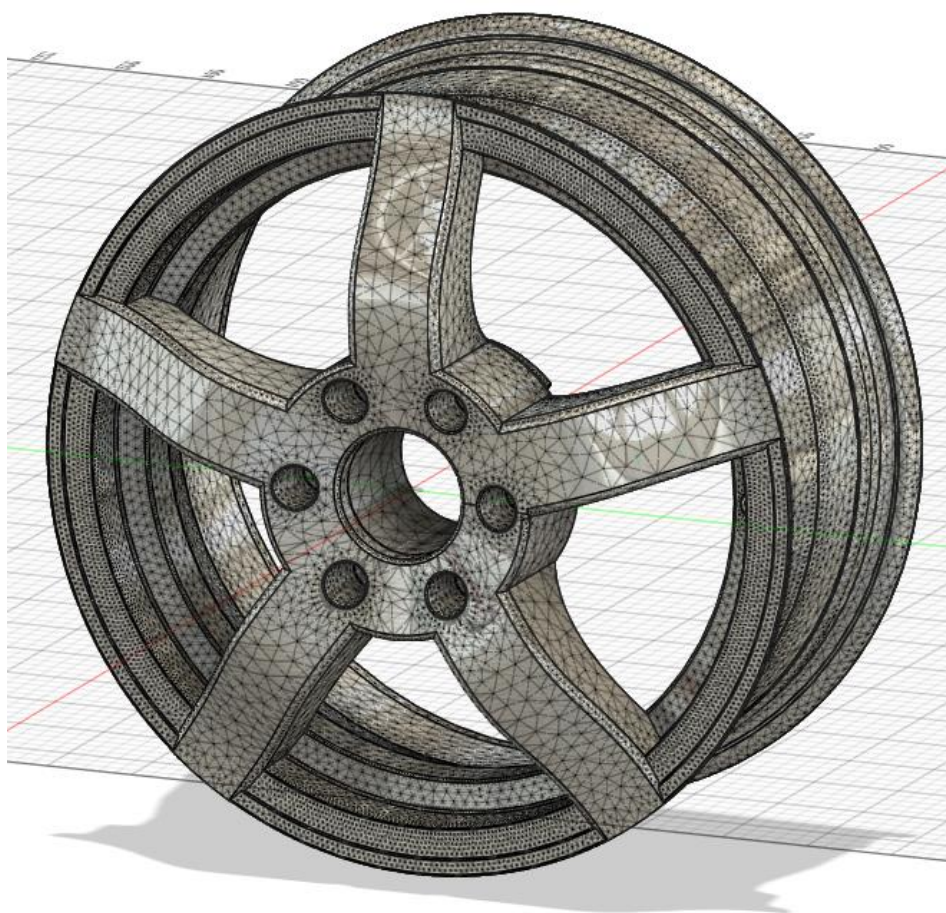


*Rysunek 6.7 Model obręczy numer 2*

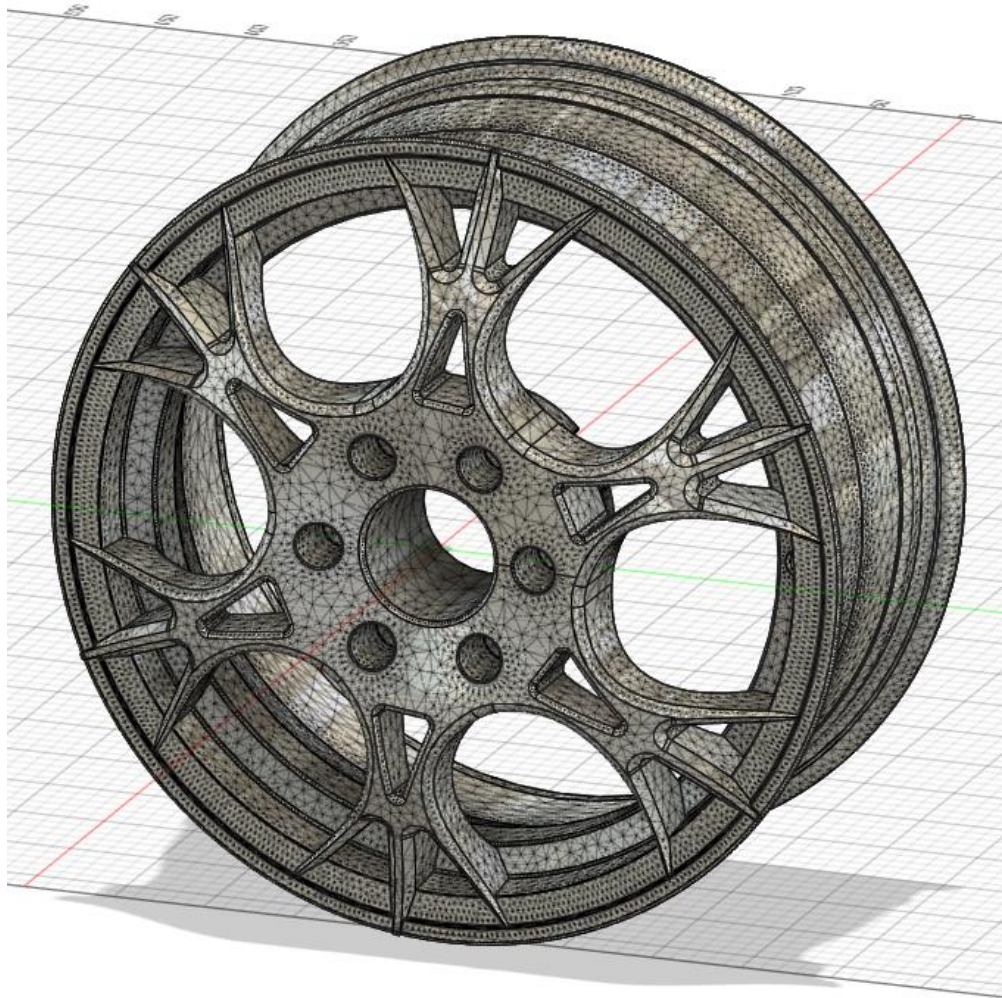


## 7. Model obliczeniowy

Analizie poddane zostały obydwie modele obręczy samochodowej, wygenerowana siatka została stworzona z tą samą dokładnością (rysunek 7.1-7.2). Również wielkości obciążające felgę zostały naniesione w tych samych punktach, kierunkach oraz o tej samej wartości.

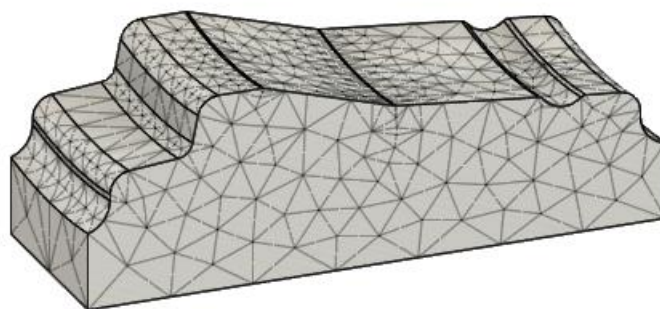


*Rysunek 7.1 Siatka modelu pierwszego o łącznej ilości 377875 elementów skończonych*



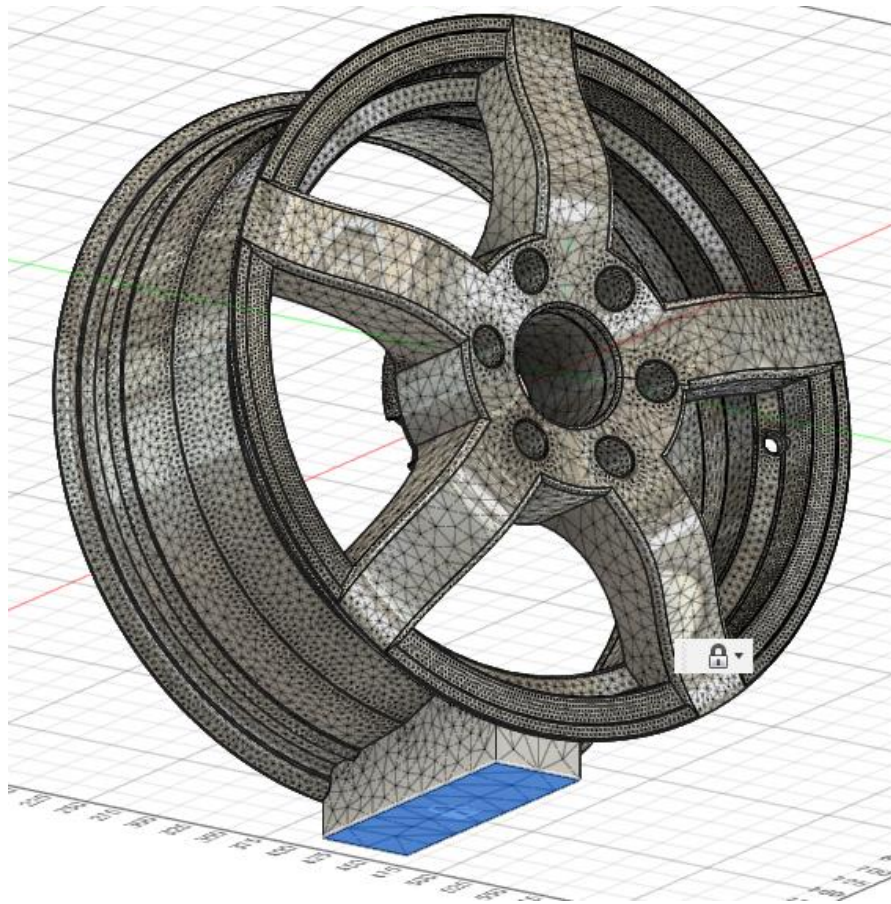
*Rysunek 7.2 Siatka modelu 2 o łącznej ilości 338531 elementów skończonych*

Obydwa modele zostały utwierdzone z podłożem, za pomocą specjalnej podstawy, odpowiadającej kształtem do profilu obręczy (rysunek 7.3). Jest to nieunikniony zabieg, będący uproszczeniem podczas przeprowadzania analizy.



*Rysunek 7.3 Podstawa wiążąca*





Rysunek 7.4 Utwierdzenie funkcją Constraint Fixed z podłożem

Materiałem stosowanym podczas symulacji było utwardzane aluminium, którego właściwości mechaniczne przedstawiono na rysunku 7.5.

Moduł Younga	73,080 GPa
Współczynnik Poissona	0,33
Moduł Kirchhoffa	27473,684 MPa
Gęstość	2,780 g/cm <sup>3</sup>
Tłumienie	0,00
Granica sprężystości	324,054 MPa
Wytrzymałość na rozciąganie	468,843 MPa

Rysunek 7.5 Dane materiałowe

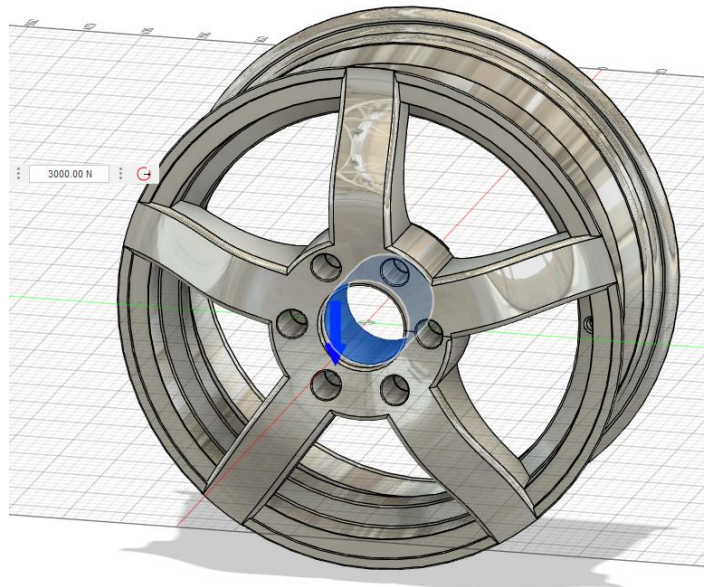
Obręcze obciążono:

- Siłą grawitacji z przyspieszeniem ziemskim wynoszącym w przybliżeniu  $9.81[\frac{m}{s^2}]$



Rysunek 7.6 Felga obciążona siłą grawitacji

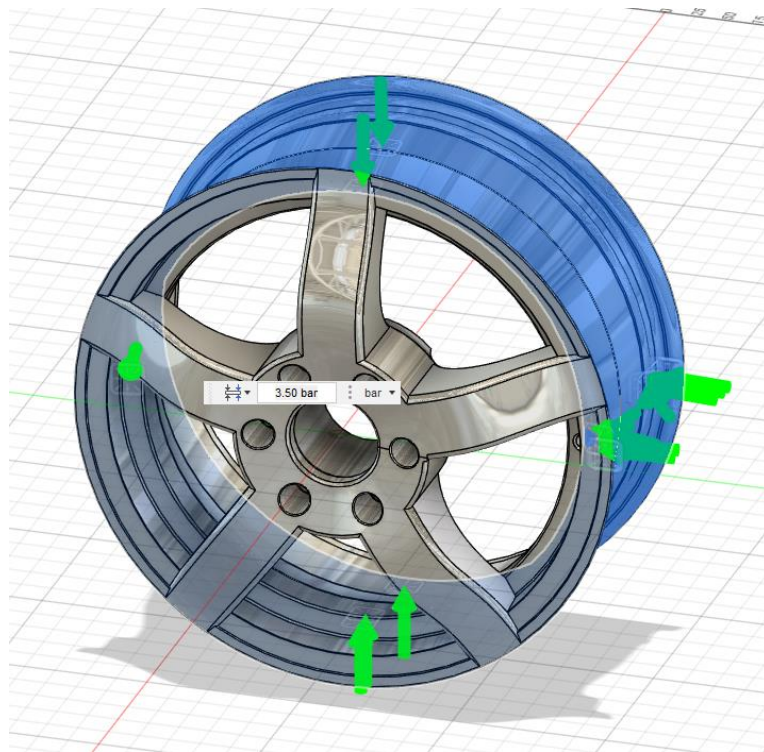
- Siłą działającą zgodnie z kierunkiem grawitacji, o wartości 3000 [N], przyłożoną w otworze centralnym.



Rysunek 7.7 Felga obciążona siłą zewnętrzną

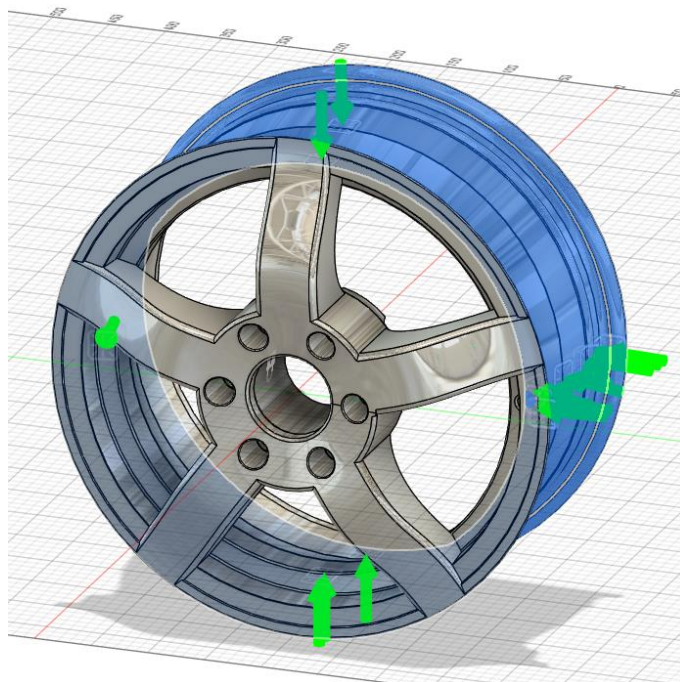


- Ciśnieniem działającym na profil obręczy, w kierunku środka o wartości 0.35 [MPa].



Rysunek 7.8 Felga obciążona ciśnieniem

- Ciśnieniem działającym na profil obręczy, w kierunku środka o wartości 0.5 [MPa], z utwierdzeniem obręczy w otworze centralnym.

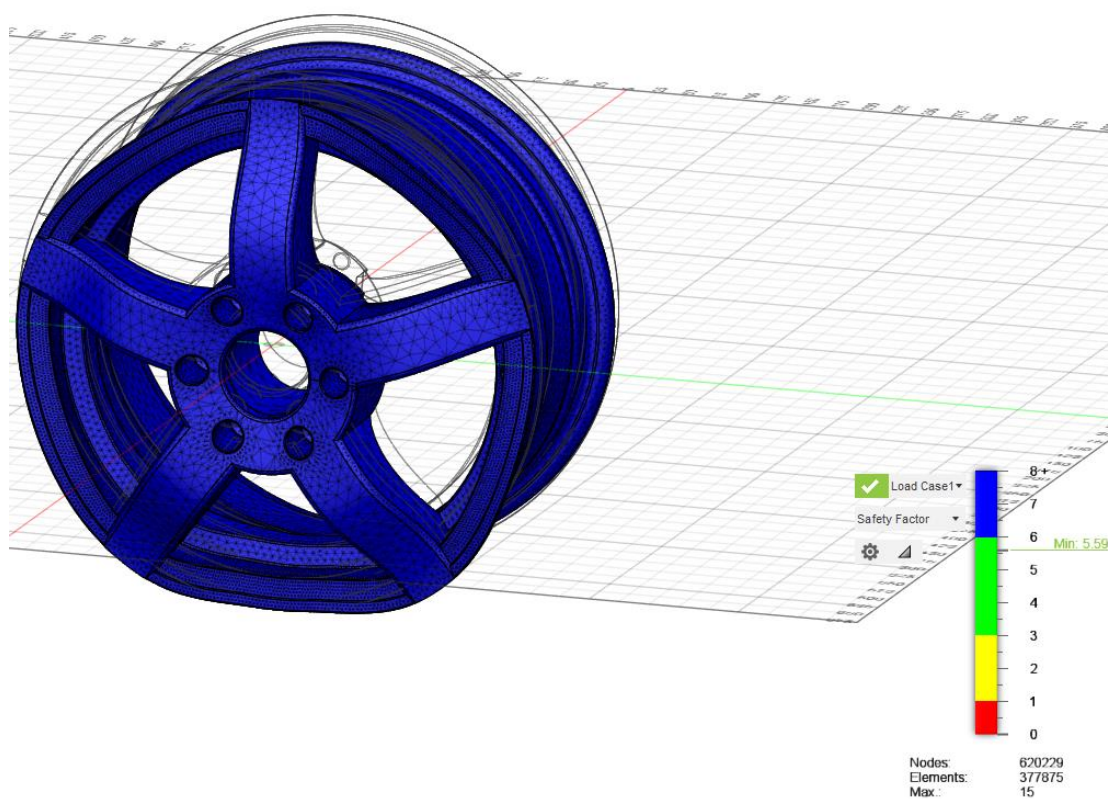


Rysunek 5.9 Felga obciążona ciśnieniem, utwierdzona w otworze centralnym

## 8. Wyniki symulacji

Obliczenia numeryczne, dotyczące właściwości mechanicznych dwóch typów felg, wykonano w programie Fusion 360 z użyciem metody elementów skończonych. Rozpatrywano je ze względu na parametry: współczynnika bezpieczeństwa, naprężeń, przemieszczeń, odkształceń oraz ciśnienia kontaktowego.

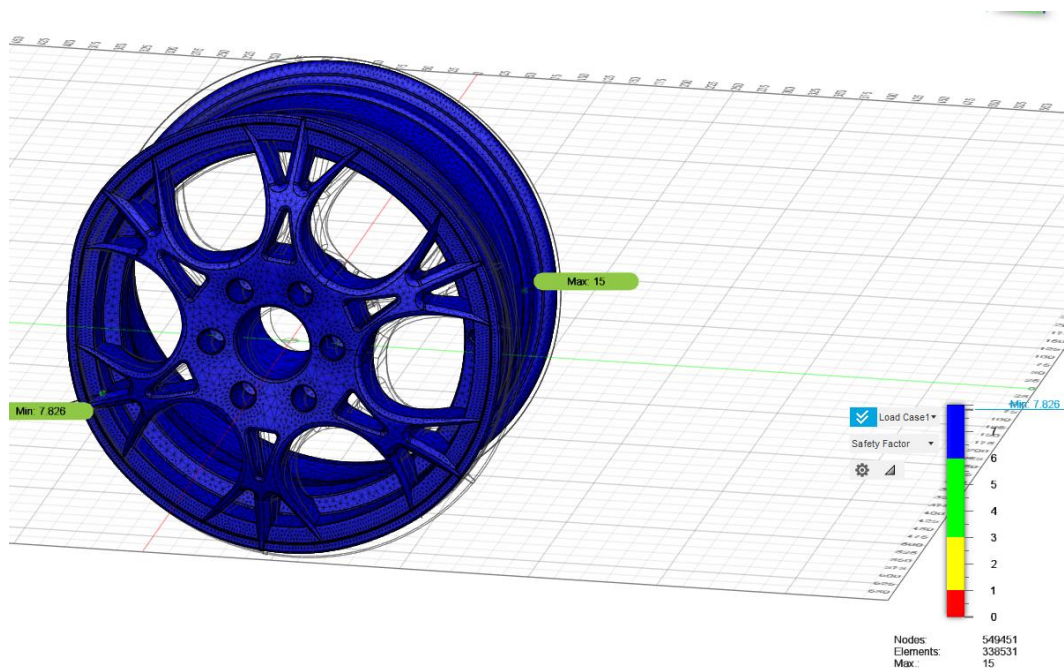
Minimalna wartość współczynnika bezpieczeństwa modelu pierwszego na poziomie 5.59 – wartość bezpieczna (rysunek 8.1).



Rysunek 8.1 Współczynnik bezpieczeństwa modelu pierwszego

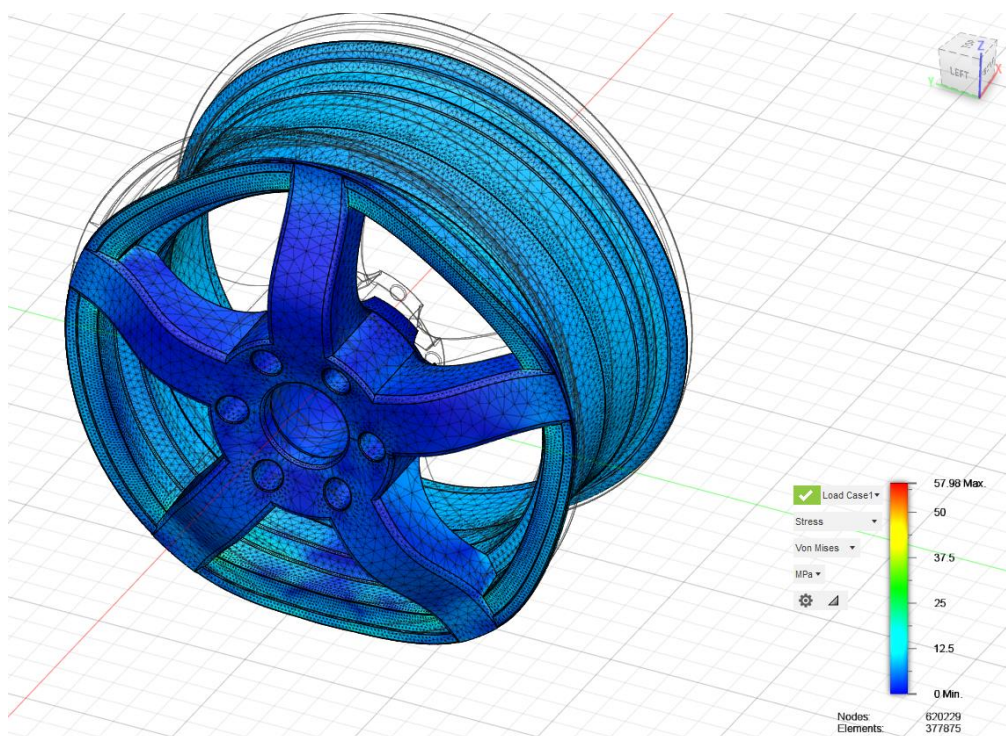


Minimalna wartość współczynnika bezpieczeństwa modelu drugiego na poziomie 7.826 – wartość bezpieczna (rysunek 8.2).



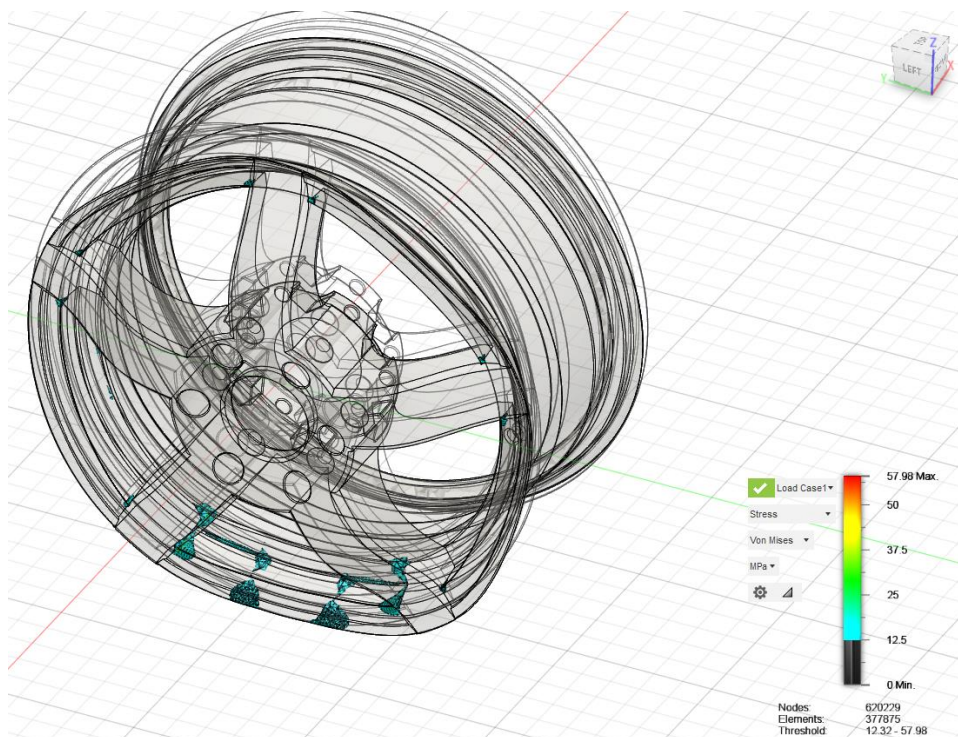
Rysunek 8.2 Współczynnik bezpieczeństwa modelu drugiego

Rozkład naprężeń modelu pierwszego o wartości maksymalnej 57.98 [MPa] (rysunek 8.3).



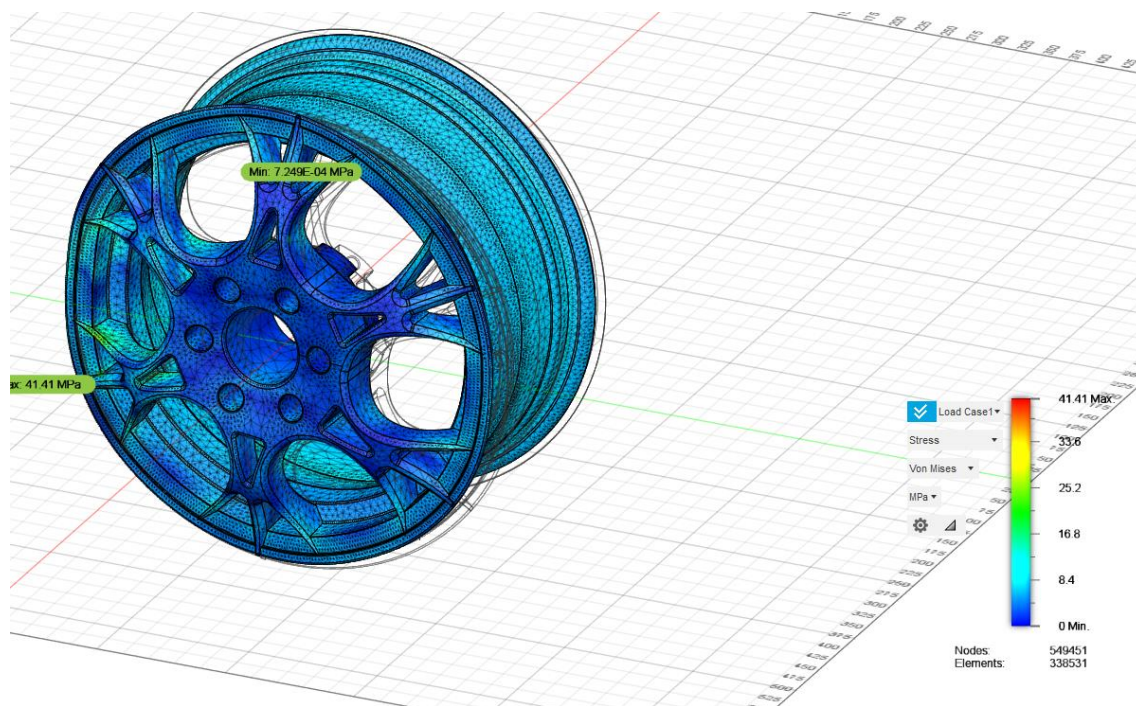
Rysunek 8.3 Rozkład naprężeń obręczy 1

Miejsca charakterystyczne, odznaczające się największymi wartościami naprężenia (rysunek 8.4).



Rysunek 8.4 Miejsca o największej wartości naprężeń obręczy 1

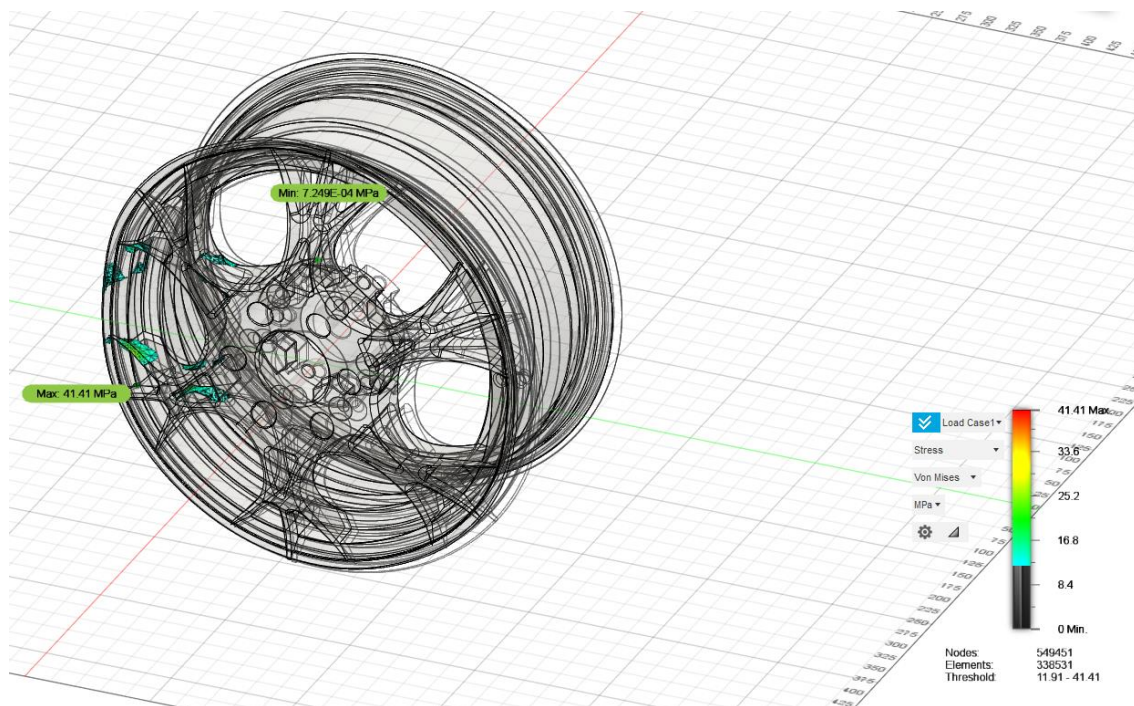
Rozkład naprężeń modelu drugiego o wartości maksymalnej 41.41 [MPa] (rysunek 8.5).



Rysunek 8.5 Rozkład naprężeń obręczy 2

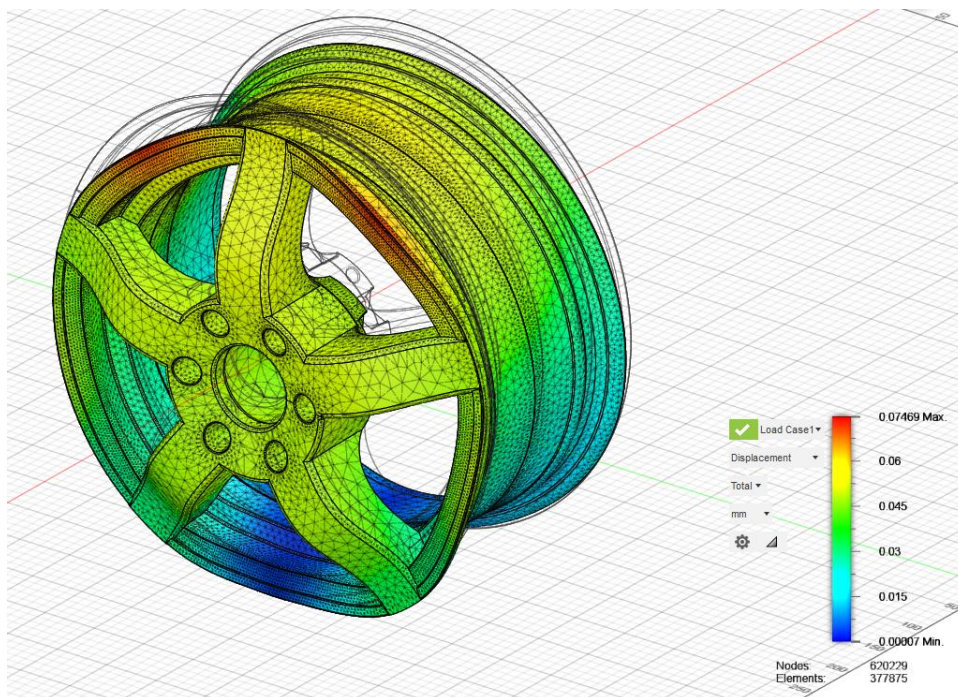


Miejsca charakterystyczne, odznaczające się największymi wartościami naprężenia (rysunek 8.6).



Rysunek 8.6 Miejsca o największej wartości naprężeń obręczy 2

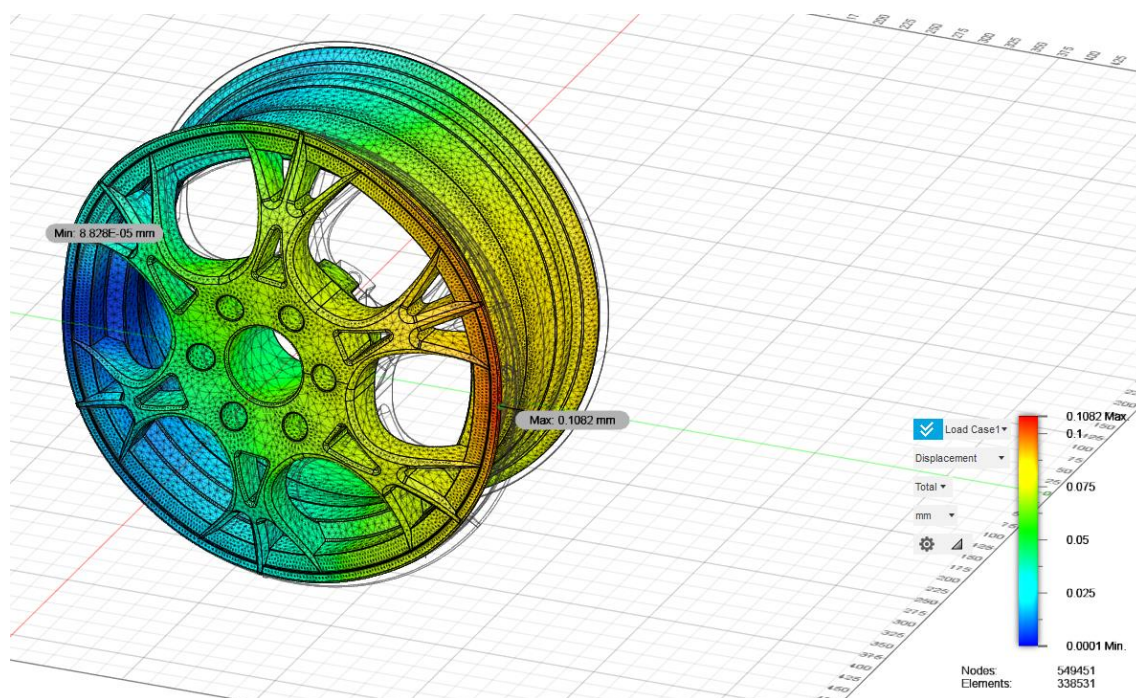
Miejsca charakterystyczne, w których doszło do największych przemieszczeń, wartość maksymalna wynosząca 0.07469 [mm] (rysunek 8.7).



Rysunek 8.7 Przemieszczenia obręczy 1

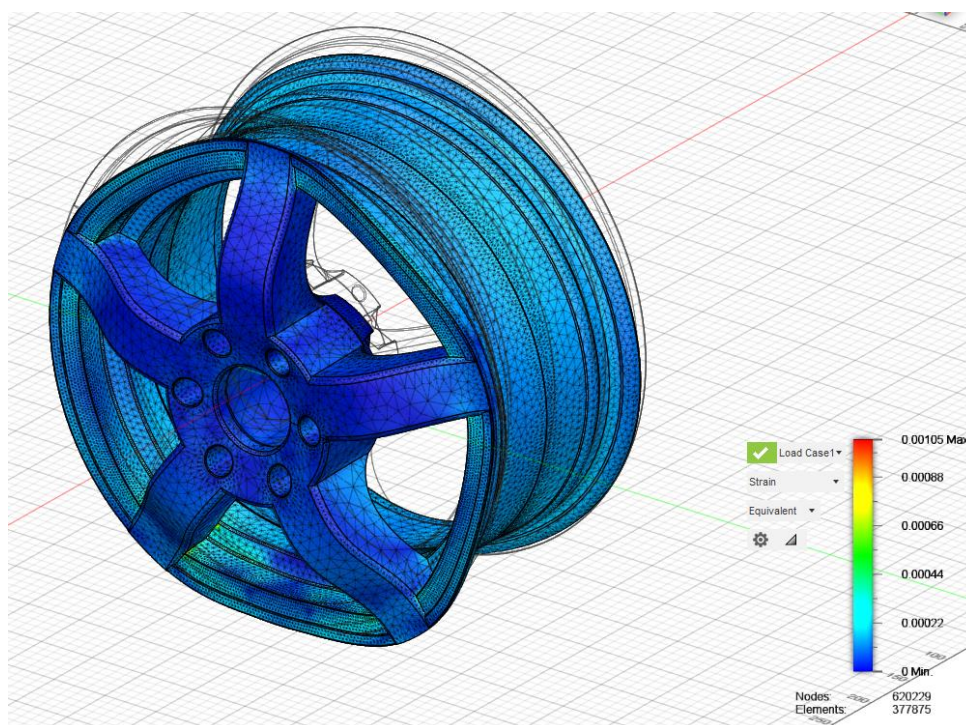


Miejsca charakterystyczne, w których doszło do największych przemieszczeń, wartość maksymalna wynosząca 0.1062 [mm] (rysunek 8.8).



Rysunek 8.8 Przemieszczenia obręczy 2

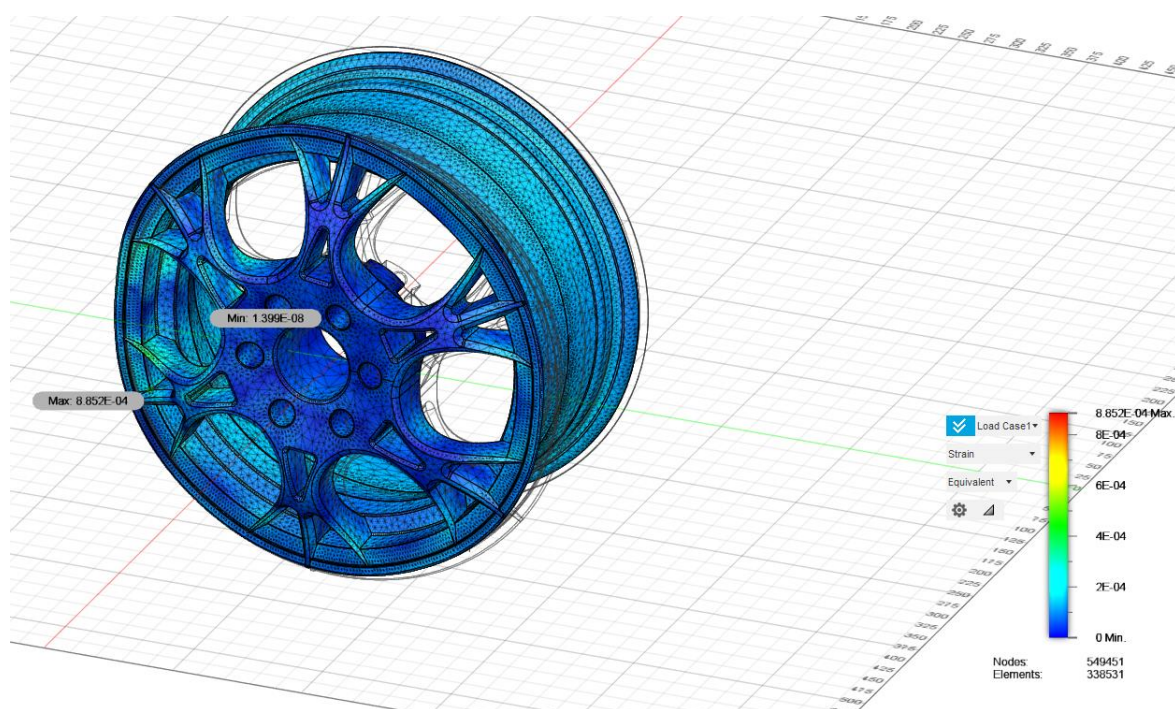
Elementy felgi najbardziej narażone na odkształcenia, wartość maksymalna odkształcenia 0.00105 (rysunek 8.9).



Rysunek 8.9 Odkształcenia obręczy 1

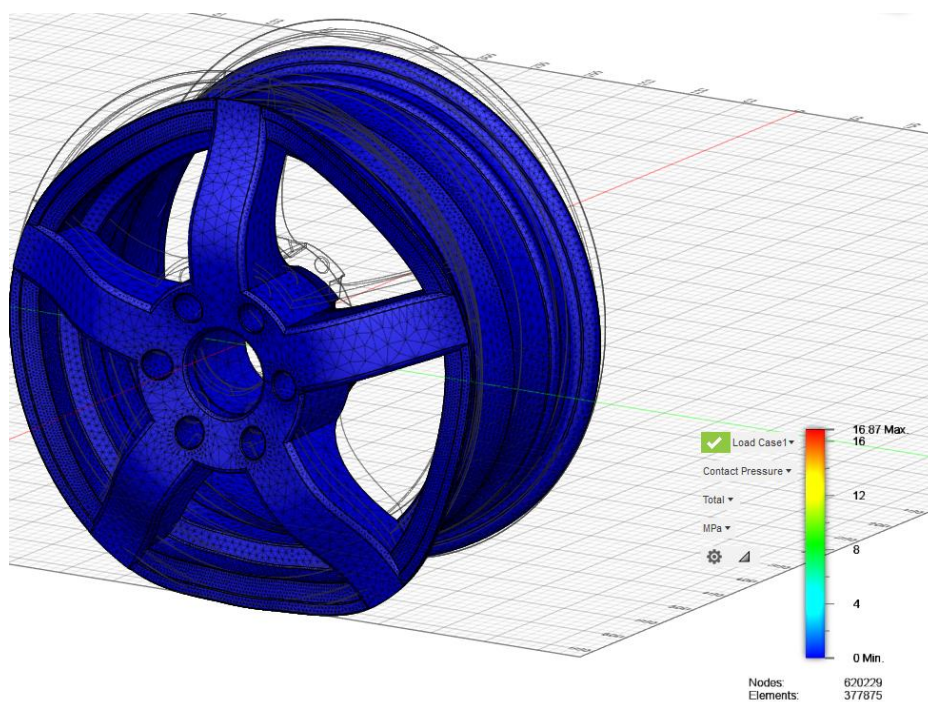


Elementy felgi najbardziej narażone na odkształcenia, wartość maksymalna odkształcenia  $8.852E^{-04}$  (rysunek 8.10).



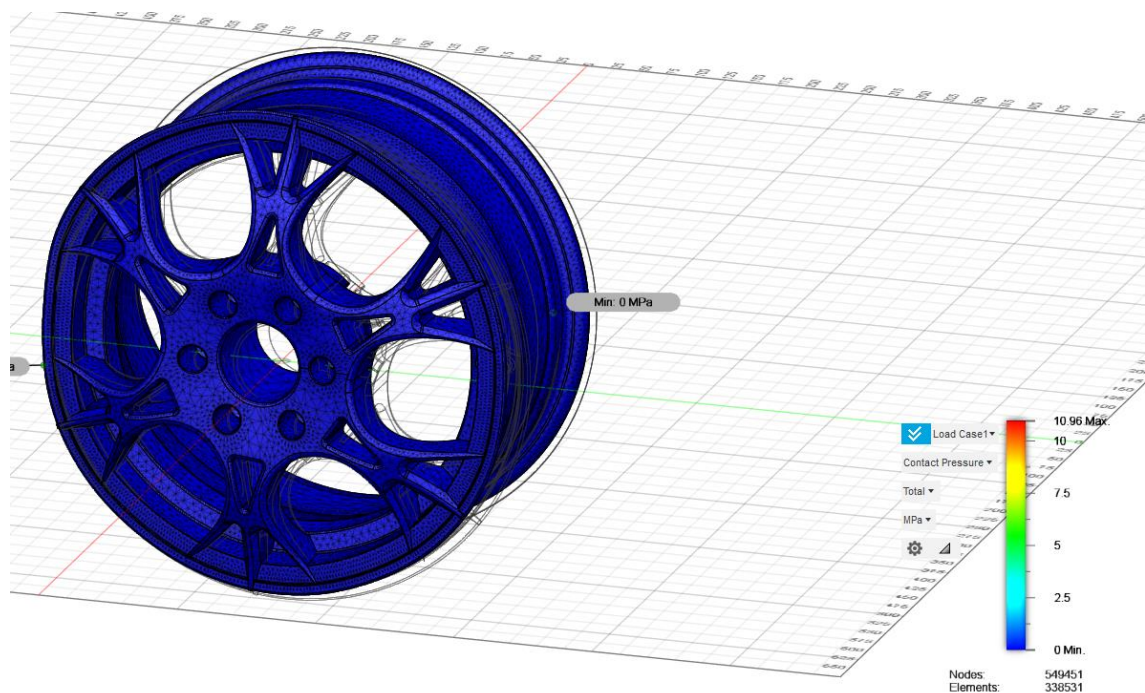
Rysunek 8.10 Odkształcenia obręczy 2

Maksymalne ciśnienie kontaktowe obręczy wyniosło 16.87 [MPa] (rysunek 8.11)



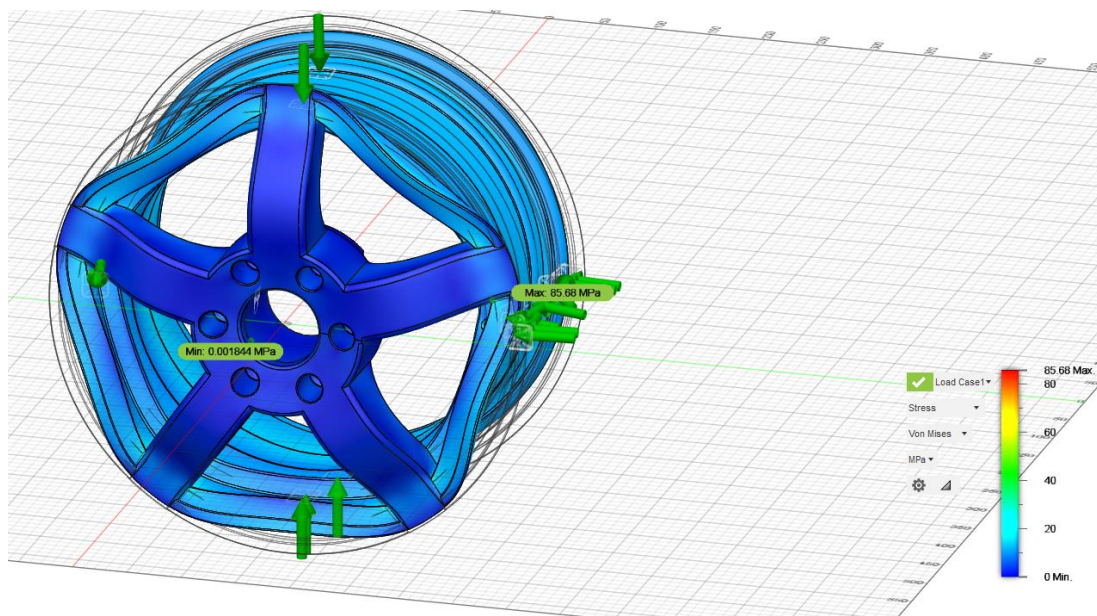
Rysunek 8.11 Ciśnienie kontaktowe obręczy 1

Maksymalne ciśnienie kontaktowe obręczy wyniosło 10.96 [MPa] (rysunek 8.12)



Rysunek 8.12 Ciśnienie kontaktowe obręczy 2

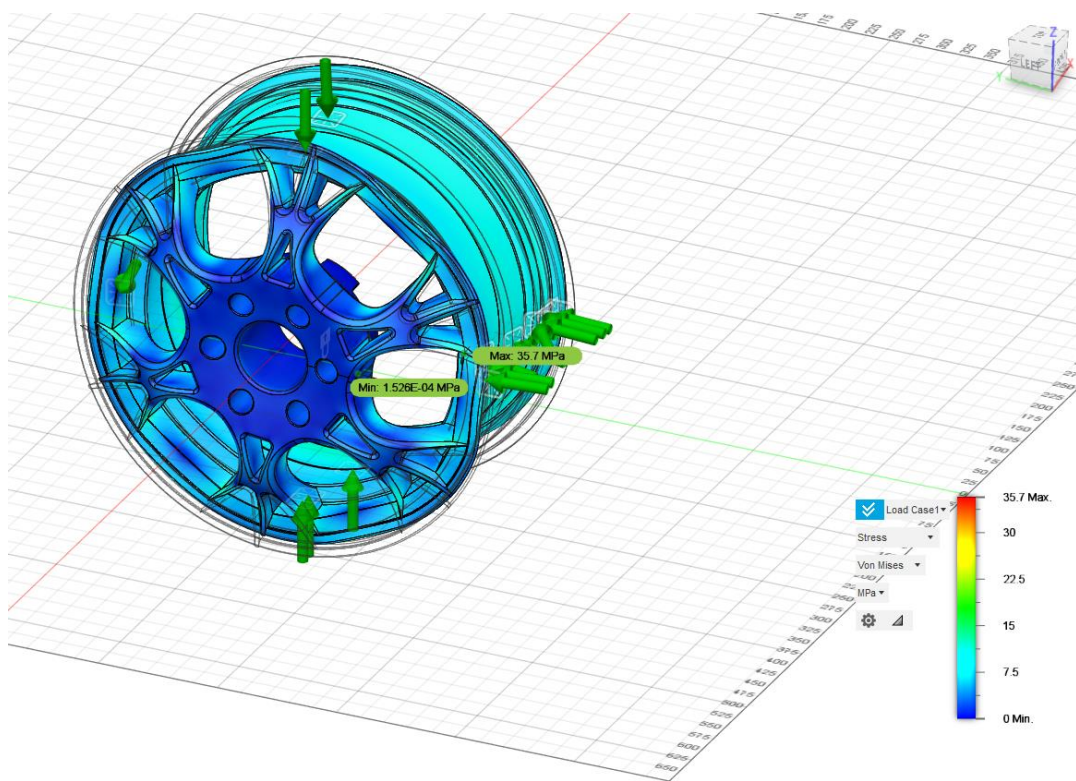
Naprężenia maksymalne o wartości 85.68 [MPa] felgi utwierdzonej w otworze centralnym, wywołane działaniem ciśnienia o wartości 0.5 [MPa] (rysunek 8.13).



Rysunek 6.13 Naprężenia obręczy 1

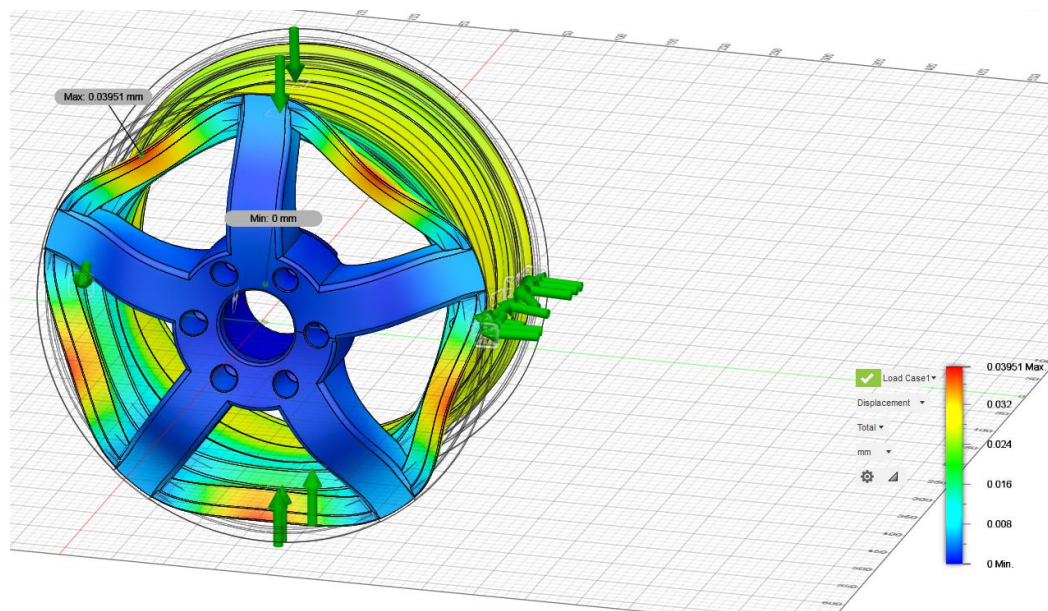
Naprężenia maksymalne o wartości 35.7 [MPa] felgi utwierdzonej w otworze centralnym, wywołane działaniem ciśnienia o wartości 0.5 [MPa] (rysunek 8.14).





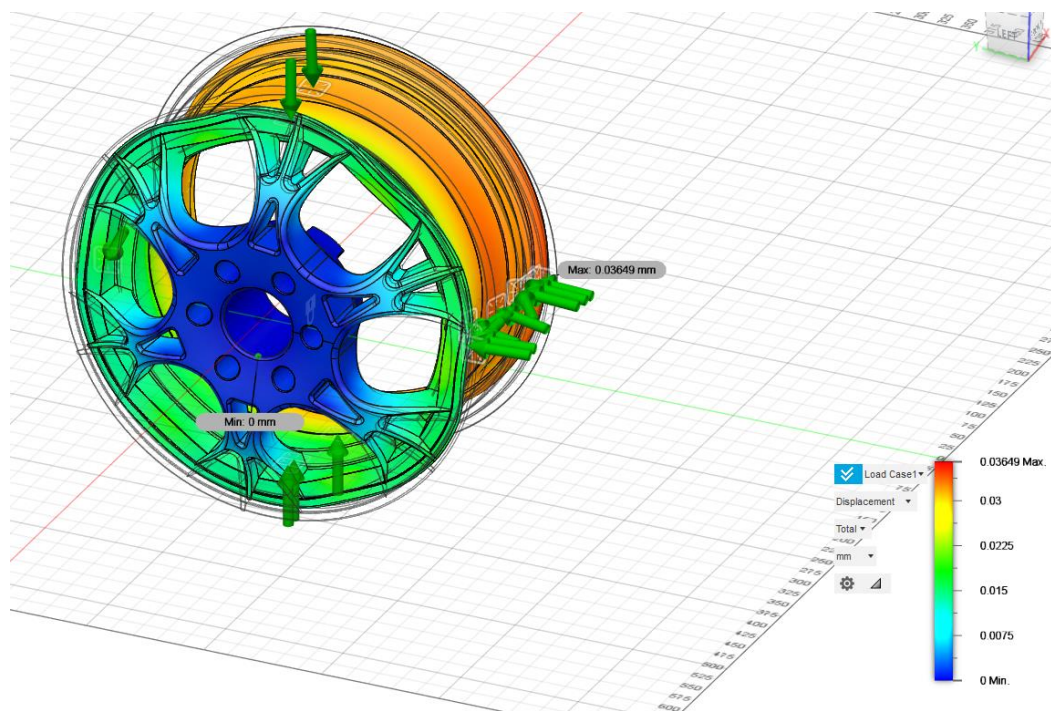
Rysunek 8.14 Naprężenia obręczy 2

Przemieszczenia elementów felgi utwardzonej w otworze centralnym, o wartości maksymalnej 0.03951 [mm], wywołane działaniem ciśnienia o wartości 0.5 [MPa] (rysunek 8.15).



Rysunek 8.15 Przemieszczenia obręczy 1

Przemieszczenia elementów felgi utwardzonej w otworze centralnym, o wartości maksymalnej 0.03649 [mm], wywołane działaniem ciśnienia o wartości 0.5 [MPa] (rysunek 8.16).



Rysunek 8.16 Przemieszczenia obręczy 2

Analizując obydwa modele, można jasno stwierdzić, iż felgi spełniają wymagania techniczne. Istotne jest, aby zwrócić uwagę na wykresy i ich skale, gdyż wielkość odkształceń oraz przemieszczeń jest wyolbrzymiona względem rzeczywistości, aby możliwe było łatwe rozpoznanie punktów krytycznych modelu. Otrzymane wartości są bezpieczne, wskaźnik bezpieczeństwa również jasno określa prawidłowe wykonanie felg. Różnice w odkształceniach modeli wynikają z różnego umiejscowienia podstawy – w pierwszym przypadku wzdłuż osi Z, natomiast w drugim przypadku wzdłuż osi Y. Dzięki temu widać analogię wynikową, która jest bezpośrednim skutkiem utwierdzenia obręczy w innym miejscu. Największe naprężenia (von Misesa) oraz wartości odkształcenia ułożone są po stronie utwierdzenia z podłożem, w miejscu zastosowania podpory. Z kolei do największych przemieszczeń dochodzi po stronie przeciwnej - względem utwierdzenia, gdzie wartości maksymalne znajdują się na największej średnicy obręczy. Wartości maksymalne ciśnienia kontaktowego również oscylują w okolicy podpory. Widoczna jest znacząca różnica wytrzymałości na korzyść modelu 2. Wynikać może to ze względu na zdecydowanie większą liczbę miejsc styku szprych z profilem obręczy. Również wpływ może na to mieć sama geometria szprych, która choć bardziej efektywna - w tym wypadku, nie zawsze jest opłacalna (lub nawet możliwa) do zrealizowania w rzeczywistych warunkach.

## 9. Podsumowanie i wnioski

Niewątpliwie napisanie rzetelnej i szczegółowej pracy inżynierskiej nie jest najprostszym z zadań podczas studiów politechnicznych. Jednakże jest to moment, w którym należy skumulować dotychczas przyswojoną wiedzę i udowodnić, iż potrafi się ją odpowiednio wykorzystać. W dobie dwudziestego pierwszego wieku na pomoc przychodzi wszechobecny dostęp do informacji, możliwość korzystania z wielu pomocnych oprogramowań i przyrządów. Trzeba jednak pamiętać, że są to wyłącznie dodatkowe możliwości, do obsługi których potrzeba wiedzy oraz doświadczenia.

Napisanie pracy zajęło niemalże pięć miesięcy, zakres wiedzy obejmował zagadnienia z dziedziny mechaniki, wytrzymałości materiałów, materiałoznawstwa, CAD, MES oraz wielu umiejętności w szukaniu informacji oraz ich odpowiednim użyciu. Na wstępie przedstawiono genezę koła, które stopniowo ewoluowało, aż do dnia dzisiejszego. Następnie zapoznano z pojęciami odnoszącymi się do mechaniki oraz wytrzymałości materiałów, uzasadniono na jakiej podstawie analizuje się właściwości ciał. Zaprezentowano materiały stosowane podczas produkcji felg samochodowych, ich wady i zalety oraz metody wytwarzania. Przybliżono znaczenie wspomagania komputerowego i Metody Elementów Skończonych, a także funkcje i zastosowania programów na nich opartych. Szczegółowo wskazano kolejne kroki podczas modelowania dwóch modeli obręczy samochodowych w programie Inventor. Przeprowadzono symulację wytrzymałościową, wyjaśniając otrzymane wyniki i korelacje między dwoma felgami.

Reasumując meritum pracy było wskazanie różnic wytrzymałościowych dwóch felg samochodowych wynikających z ich cech geometrycznych. Założenia zostały w pełni zrealizowane, obydwa modele obręczy samochodowych spełniły wymagania, a różnice wynikające z różnych geometrii zostały wskazane i opisane.

## **Streszczenie**

Tematem niniejszego tekstu było zamodelowanie oraz sprawdzenie wytrzymałości dwóch modeli felgi samochodowej. Pracę rozpoczęto od przybliżenia historii powstania i zastosowania koła oraz wprowadzono do pojęcia od strony technicznej na podstawie norm. Następnie zaprezentowano podstawową wiedzę z zakresu Mechaniki i Wytrzymałości Materiałów, która była niezwykle pomocna w procesie tworzenia pracy. Wskazano oraz opisano najczęściej stosowane materiały służące do produkcji felg. Powołano się na metody komputerowe CAD i MES, przybliżając proces tworzenia za pomocą konkretnych programów. Wyszczególniono kolejne etapy modelowania felgi oraz tworzenia symulacji elementów skończonych. Zaprezentowano wyniki badań będące efektem połączenia wiedzy i umiejętności zdobytych w procesie kształcenia oraz podczas pracy eksperymentalnej, co udowodniono na kartach niniejszej rozprawy.

## **Abstract**

The subject of this text was modeling and checking the durability of two models of a car rim. The work began with the presentation of the history of the wheel's creation and application, and introduced the concept from the technical point of view, based on standards. Then, basic knowledge in the field of Mechanics and Strength of Materials was presented, which was extremely helpful in the process of creating the Engineering work. The most commonly used materials for the production of rims are indicated and described. CAD and FEM computer methods were referred to, bringing the creation process closer to specific programs. The subsequent stages of modeling the rim and creating finite element simulations are specified. The research results are presented as a result of combining the knowledge and skills acquired in the process of education and during experimental work, which has been proved in the pages of this dissertation.

## **Literatura**

- [1] Praca zbiorowa, Wielka Historia Świata, t.1, Polskie Media Amer.Com., 2005.
- [2] Seweryn Orzełowski, Budowa podwozi i nadwozi samochodowych, Wydawnictwo Szkolne i Pedagogiczne, Warszawa 1998.
- [3] Niezgodziński Michał E., Niezgodziński T., Wytrzymałość materiałów, Wydawnictwo Naukowe PWN, Warszawa 2004.
- [4] Zielnica J., Wytrzymałość materiałów, Wydawnictwo Politechniki Poznańskiej, Poznań 2001.
- [5] Ameen M., Computational elasticity, Alpha Science, UK, 2005.
- [6] Andrzej Kawalec, Oczos Kazimierz E., Kształtowanie metali lekkich, Wydawnictwo Naukowe PWN, Warszawa 2012.
- [7] Ewa Kubińska-Jabcoń, Mariusz Niekurzak, Wykorzystanie nowoczesnych materiałów stosowanych w motoryzacji w celu poprawy jakości i bezpieczeństwa użytkowania pojazdów mechanicznych, Autobusy 10-11, strony 47-52, 2019.
- [8] Sydor M., Wprowadzenie do CAD. Podstawy komputerowo wspomaganego projektowania, Wydawnictwo Naukowe PWN, Warszawa 2009.
- [9] Krzysztof Banaś, Wprowadzenie do MES, 2020.
- [10] Jan Sikora, Numeryczne metody rozwiązywania zagadnień brzegowych, Wydawnictwo Politechniki Lubelskiej, Lublin 2011.

## **Specyfikacja techniczna**

- [11] PN-ISO 4000-2:2001 – Opony i obręcze do samochodów osobowych, część druga.

## **Źródła internetowe**

- [12] comsol.com
- [13] felgido.pl
- [14] pronar.pl
- [15] inventor.pl
- [16] autocar.co.uk
- [17] realmags.com
- [18] inventor.pl