



POLITECHNIKA POZNAŃSKA
Wydział Inżynierii Lądowej i Transportu



ROZPRAWA DOKTORSKA

Autor:

Joanna KUSTOSZ

**Trójwarstwowy zbiornik ciśnieniowy o prostokątnym
przekroju poprzecznym do zastosowania
w pneumatycznym systemie zawieszenia pojazdów
szynowych**

Promotor:

prof. dr hab. inż. Krzysztof MAGNUCKI

Promotor pomocniczy:

dr inż. Damian GOLIWAŚ

Poznań, lipiec 2025 r.

Spis treści

STRESZCZENIE	4
1. WPROWADZENIE.....	5
2. CEL, TEZA I ZAKRES PRACY	12
3. PRZEGLĄD LITERATURY	15
3.1. Kompozytowe zbiorniki ciśnieniowe	15
3.2. Zbiorniki ciśnieniowe o prostokątnym przekroju poprzecznym	17
3.3. Struktury sandwiczowe	20
3.3.1. Modelowanie analityczne struktur sandwiczowych	23
3.3.2. Modelowanie numeryczne struktur sandwiczowych	26
4. PRZEDMIOT BADAŃ.....	29
4.1. Budowa zbiornika	29
4.2. Zakres i program badań.....	30
4.3. Model obliczeniowy	34
4.3.1. Płyta sandwiczowa.....	34
4.3.2. Sandwiczowy zbiornik ciśnieniowy o prostokątnym przekroju poprzecznym	38
5. WYNIKI BADAŃ	42
5.1. Płyta sandwiczowa	42
5.2. Sandwiczowy zbiornik ciśnieniowy o prostokątnym przekroju poprzecznym	44
5.2.1. Zmienne wymiary gabarytowe	44
5.2.2. Zmienny moduł Younga rdzenia płyt sandwiczowych	48
5.2.3. Zmienna grubość okładzin płyt sandwiczowych	52
5.2.4. Zmienna grubość rdzenia płyt sandwiczowych	57
5.2.5. Zmienna grubość płyt sandwiczowych (proporcjonalnie)	61
5.2.6. Zmienna liczba przegród	66
5.3. Analiza wyników.....	77
6. WNIOSKI I PODSUMOWANIE.....	81
LITERATURA	87
SUMMARY	91
ZAŁĄCZNIK 1. Wykaz zrealizowanych obliczeń numerycznych.....	92

STRESZCZENIE

Przedmiotem pracy jest opracowanie koncepcji zbiornika ciśnieniowego o prostokątnym przekroju poprzecznym z wykorzystaniem struktur sandwiczowych, który będzie możliwy do zastosowania w pneumatycznym systemie zawieszenia pojazdów szynowych. Inspiracją do podjęcia tego tematu był problem napotykaný podczas realizacji projektu badawczo-rozwojowego, którego celem było opracowanie prototypu pojazdu szynowego typu 227M. Ograniczona przestrzeń na podwoziu pojazdu uniemożliwiła zastosowanie klasycznego zbiornika cylindrycznego stanowiącego zbiornik wyrównawczy zawieszenia pneumatycznego pojazdu (komorę sztywną sprężyny pneumatycznej).

W ramach pracy rozważaniom poddano rodzinę sandwiczowych zbiorników ciśnieniowych o prostokątnym przekroju poprzecznym różniących się między sobą wymiarami geometrycznymi, właściwościami materiałowymi oraz budową. Zbiorniki te poddano statycznym badaniom wytrzymałościowym metodą elementów skończonych z wykorzystaniem systemu obliczeniowego ABAQUS 6.12-2. Wszystkie badane zbiorniki obciążono ciśnieniem wewnętrznym i analizowano wartości maksymalnych ugięć płyt sandwiczowych, z których zbudowane są zbiorniki oraz maksymalne naprężenia zredukowane Hubera-Misesa.

Opracowana koncepcja zbiorników może zostać zastosowana jako ciśnieniowe zbiorniki wyrównawcze w pneumatycznym układzie zawieszenia drugiego stopnia pojazdów szynowych. Na podstawie uzyskanych wyników badań numerycznych przeprowadzono analizę możliwości zastosowania zbiornika ciśnieniowego o prostokątnym przekroju poprzecznym w pneumatycznym układzie zawieszenia drugiego stopnia w pojazdach szynowych. Z analizy wynika, że opracowany i wskazany zbiornik ciśnieniowy może znaleźć swoje zastosowanie jako zbiornik wyrównawczy. Dzięki prostopadłościennemu kształtowi możliwe jest maksymalne wykorzystanie przestrzeni dostępnej do jego zabudowy na podwoziu pojazdów.

1. WPROWADZENIE

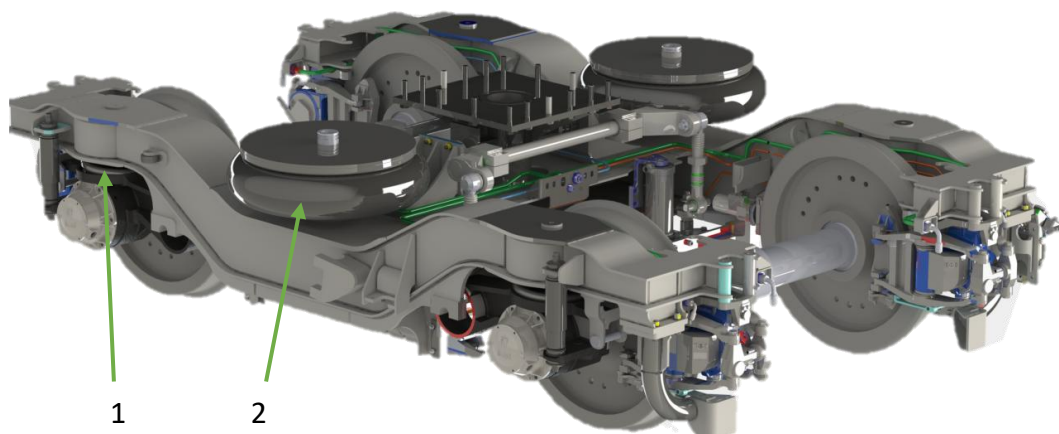
Inspiracją do podjęcia prac nad koncepcją sandwichowych zbiorników ciśnieniowych o prostokątnym przekroju poprzecznym (o kształcie graniastosłupa prostego) było zagadnienie napotkane podczas realizacji projektu badawczo-rozwojowego, którego celem było opracowanie prototypu hybrydowego zespołu trakcyjnego typu 227M. Projekt ten o nr PBS3/B6/26/2015 realizowany był w latach 2015-2021 przez konsorcjum H. Cegielski – Fabryka Pojazdów Szynowych oraz Łukasiewicz – Instytut Pojazdów Szynowych „TABOR” i uzyskał dofinansowanie z Narodowego Centrum Badań i Rozwoju w ramach Programu Badań Stosowanych. Pojazd ten jest obecnie w fazie eksploatacji. Jego prototyp został zaprezentowany m.in. na Międzynarodowych Targach Technologii Kolejowych w Berlinie w 2022 r. (rysunek 1).



Rysunek 1. Elektryczny Zespół Trakcyjny typu 227M

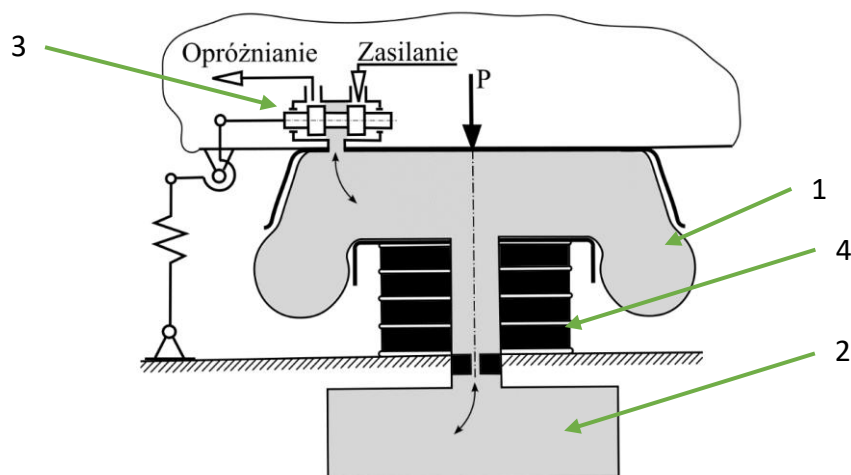
Pojazd 227M to hybrydowy zespół trakcyjny wyposażony w dwa rodzaje napędu: elektryczny i spalinowy, który może być eksploatowany z prędkością maksymalną 160 km/h (trakcja elektryczna) lub 120 km/h (trakcja spalinowa). Pojazd przeznaczony jest do ruchu regionalnego, a dzięki dwóm źródłom napędu może być eksploatowany zarówno na liniach zelektryfikowanych, jak i tych bez sieci trakcyjnej. Składa się on z dwóch członów z kabinami sterującymi. Każdy z członów jest wyposażony w jeden wózek napędny i jeden toczny. W jednym członie zabudowane są dwa agregaty prądotwórcze, a w drugim moduły przekształtnikowe i aparatura sterownicza.

System zawieszenia pojazdu 227M składa się z dwóch stopni usprężynowania. Pierwszy z nich stanowią naciskowe sprężyny walcowe zamontowane na wózkach (rysunek 2). Sprężyny te tłumią drgania przenoszone z zestawu kołowego na ramę wózka. Z kolei drugi stopień usprężynowania stanowi typowy układ zawieszenia pneumatycznego.



Rysunek 2. Wózek kolejowy pojazdu 227M: 1- naciskowe sprężyny walcowe (I stopień usprężynowania), 2- sprężyna pneumatyczna (II stopień usprężynowania)

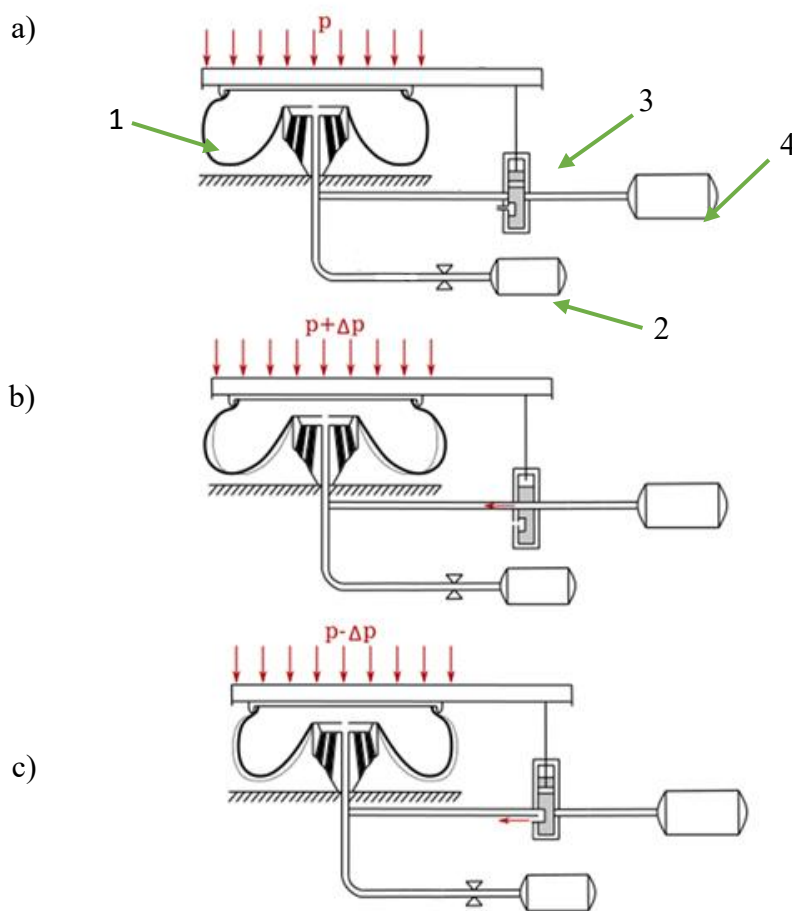
Głównym jego elementem jest sprężyna pneumatyczna (gazowa) składająca się z komory elastycznej, komory sztywnej (zbiornika wyrównawczego), zaworu poziomującego oraz sprężyny awaryjnej. Układ ten został przedstawiony na rysunku 3.



Rysunek 3. Sprężyna pneumatyczna: 1- komora elastyczna, 2- komora sztywna, 3- zawór poziomujący, 4- sprężyna awaryjna [16]

Zadaniem zaworu poziomującego jest utrzymywanie stałej, ustalonej odległości nadwozia pojazdu względem peronu. Funkcja ta realizowana jest poprzez kompensację ilości sprężonego powietrza zgromadzonego w sprężynie pneumatycznej. W sytuacji, gdy odległość ta maleje (ugięcie zawieszenia), na skutek przyrostu

przewożonego ładunku (m. in. pasażerów), zawór otwiera się powodując w ten sposób przepływ powietrza między zbiornikiem zasilającym, a sprężyną pneumatyczną. Na skutek napełniania się sprężyny sprężonym powietrzem, rozpoczyna się unoszenie nadwozia, aż do momentu, gdy odległość osiągnie wartość ustaloną. Natomiast w przypadku, gdy przewożony ładunek zmniejszy się (np. opuszczenie pojazdu przez pasażerów), zawór poziomujący łączy sprężynę pneumatyczną z wylotem do atmosfery i następuje jej opróżnianie ze sprężonego powietrza, które trwa do momentu osiągnięcia ustalonej odległości pomiędzy nadwoziem, a peronem. Opisane działanie systemu zawieszenia drugiego stopnia zostało zaprezentowane na rysunku 4.



Rysunek 4. Działanie systemu zawieszenia pneumatycznego II stopnia: 1- sprężyna pneumatyczna, 2- zbiornik wyrównawczy (komora sztywne), 3- zawór poziomujący, 4- zbiornik zasilający

W stanie równowagi, przedstawionym na rysunku 4a, zawór poziomujący (3) znajduje się w pozycji powodującej zamknięcie dopływu sprężonego powietrza ze zbiornika zasilającego (4) do sprężyny pneumatycznej (1) i zbiornika wyrównawczego (2). W tym stanie odległość nadwozia od ramy wózka nie ulega zmianom. Z kolei

w przypadku, gdy masa pojazdu P wzrośnie o ΔP (poprzez zwiększenie ładunku), sprężyna pneumatyczna (1) ulega ściśnięciu, co powoduje obniżenie pozycji zaworu poziomującego (3) i połączenie zbiornika zasilającego (4) ze zbiornikiem wyrównawczym (2) i sprężyną pneumatyczną (1). Przepływ powietrza ustępuje w chwili, gdy ciśnienie w sprężynie pneumatycznej wzrośnie do wartości, która spowoduje jego powrót do pozycji równowagi, czyli zamknięcia zaworu poziomującego (3). Sytuacja ta została przedstawiona na rysunku 4b. Natomiast w przypadku, gdy masa ładunku zmniejsza się o ΔP (rysunek 4c), sprężyna pneumatyczna (1) unosi się powodując przesunięcie zaworu poziomującego (3) w górę. W ten sposób sprężyna pneumatyczna (1) zostaje połączona z wylotem do atmosfery. W rezultacie ciśnienie sprężonego powietrza znajdującego się w sprężynie pneumatycznej (1) obniża się.

Pneumatyczny system zawieszenia drugiego stopnia pełni trzy istotne funkcje:

- dostarczenie informacji o przewożonym ładunku do systemu hamulcowego w celu ciągłego dostosowywania siły hamowania do aktualnych warunków eksploatacyjnych,
- kompensacja ustalonej wysokości nadwozia względem peronu, niezależnie od przewożonego ładunku,
- dostosowanie sztywności sprężyny pneumatycznej w taki sposób, by zmiana masy przewożonego ładunku nie powodowała zmiany częstotliwości drgań własnych układu (tłumienie drgań przenoszonych z wózka na nadwozie).

Pierwsza z wyżej wymienionych funkcji systemu zawieszenia ma istotny wpływ na bezpieczeństwo eksploatacji pojazdów szynowych, gdyż determinuje ona skuteczność hamowania pojazdu i pozwala zachować stałą drogę hamowania pojazdu. Dzięki informacjom o aktualnym ciśnieniu z pneumatycznego systemu zawieszenia drugiego stopnia, przekazywanym do układu hamulcowego, możliwa jest regulacja siły hamowania w zależności od przewożonego ładunku. Funkcja ta jest o tyle istotna, że ładunek przewożony przez zespół trakcyjny może wzrosnąć nawet o 40 ton. Z tego względu konieczne jest dostosowanie siły hamowania do aktualnego stanu załadowania w taki sposób, by pojazd zatrzymał się w określonej, wymaganej przepisami drodze hamowania. Hamowanie ze zbyt słabą siłą hamowania powoduje wydłużenie drogi zatrzymania pociągu. Zwiększenie masy przewożonego ładunku kompensowane jest wówczas zwiększonym ciśnieniem w cylindrach hamulcowych. Niebezpieczne jest nie tylko wydłużenie drogi hamowania pojazdu, ale również hamowanie pojazdu szynowego ze zbyt

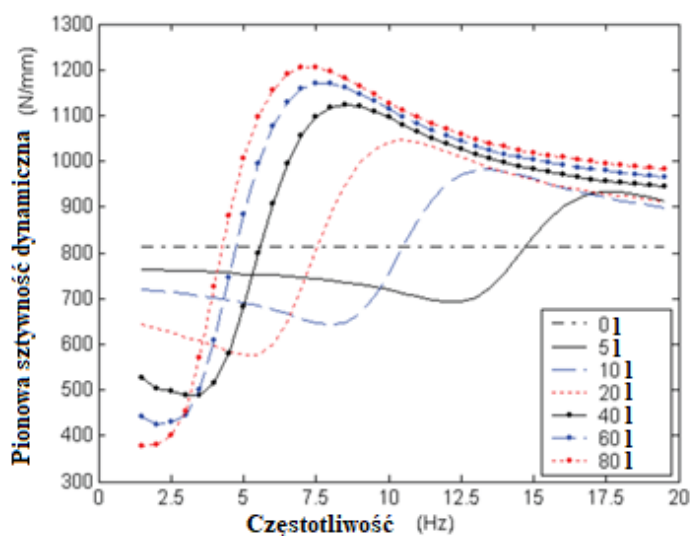
dużą siłą hamowania, co może skutkować zablokowaniem się zestawu kołowego pojazdu, a w konsekwencji do powstania płaskich miejsc (tzw. podkucia kół) na skutek poślizgu kół. Pomiaru ładunku przewożonego przez pojazd dokonuje system zawieszenia drugiego stopnia. Informacja o ciśnieniu w sprężynie pneumatycznej (sygnał pneumatyczny) przesyłana jest do przekładnika ciśnienia cylindrowego (elementu systemu hamulcowego). Urządzenie to reguluje ciśnienie w cylindrach hamulcowych dostosowując jego wartość w ten sposób, że niezależnie od przewożonego ładunku pojazd ma stałą, ustaloną skuteczność hamowania.

Zadaniem pneumatycznego zawieszenia drugiego stopnia jest również kompensacja ustalonej wysokości nadwozia względem peronu niezależnie od przewożonego ładunku. Umożliwia to pasażerom bezpieczne wsiadanie i wysiadanie z pojazdu. Za realizację tego zadania odpowiedzialny jest zawór poziomujący, który monitoruje aktualną wysokość nadwozia względem peronu i łączy sprężynę pneumatyczną ze zbiornikiem zasilającym (gdy ładunek się zwiększa) lub z atmosferą (gdy ładunek się zmniejsza).

Trzecia z wyżej wymienionych funkcji pneumatycznego systemu zawieszenia wpływa bezpośrednio na komfort jazdy pasażerów. Człowiek jest wrażliwy na drgania pionowe w zakresie 4-8 Hz. Częstotliwości drgań własnych pasażera i nadwozia muszą być różne. Z tego względu pneumatyczny system zawieszenia działa jak filtr dolnoprzepustowy, którego zadaniem jest tłumienie drgań przenoszonych z wózka na podwozie do wartości 0,9–1,1 Hz.

Regulacja sztywności dynamicznej sprężyny jest możliwa dzięki połączeniu jej z komorą sztywną, czyli tzw. zbiornikiem wyrównawczym. Zadaniem tego zbiornika jest obniżenie sztywności sprężyny pneumatycznej poprzez zwiększenie jej pojemności roboczej. Pojemność zbiornika wyrównawczego (komory sztywnej) ma znaczący wpływ na charakterystykę dynamiczną sprężyny pneumatycznej. Z badań przeprowadzonych przez Sayaadi i Shokouhi [46] wynika, że pojemność zbiornika wyrównawczego oraz instalacji pneumatycznej ma znaczący wpływ na działanie pneumatycznego systemu zawieszenia drugiego stopnia pojazdów szynowych. Autorzy przeprowadzili eksperyment, którego celem było określenie wpływu pojemności zbiornika wyrównawczego (komory sztywnej) i instalacji pneumatycznej na sztywność dynamiczną sprężyny pneumatycznej. Z badań wynika, że sprężyna pneumatyczna nie wykazywała zdolności tłumienia drgań, gdy pojemność zbiornika wynosiła zero. Wraz ze zwiększaniem pojemności zbiornika wyrównawczego pionowa sztywność dynamiczna sprężyny pneumatycznej malała

przy drganiach o niskiej częstotliwości. Natomiast w sytuacji, gdy drgania osiągały wysokie częstotliwości sztywność sprężyny zwiększała się (rysunek 5).



Rysunek 5. Wykres zależności pionowej sztywności dynamicznej sprężyny w zależności od pojemności zbiornika wyrównawczego [46]

Zatem zastosowanie sprężyn pneumatycznych wymaga zabudowania w pojeździe dodatkowych zbiorników wyrównawczych (komór sztywnych), które zwiększają jej pojemność roboczą.

Podczas realizacji wyżej opisanego projektu badawczo-rozwojowego napotkano problem z zabudową zbiorników wyrównawczych. Ze względu na wyposażenie zamontowane na podwoziu, przestrzeń dostępna do zamontowania tych zbiorników była bardzo ograniczona. Konieczne okazało się zastosowanie kombinacji dwóch klasycznych zbiorników walcowych oraz łączącego je prostopadłościennego kolektora o niewielkiej pojemności. Rozwiązanie to zostało przedstawione na rysunku 6.

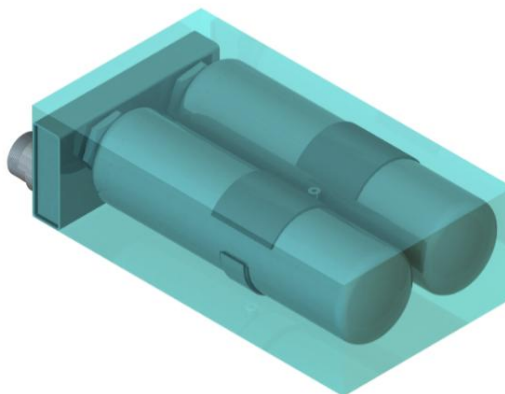


Rysunek 6. Zbiorniki wyrównawcze pojazdu 227M

Wyżej opisany problem występuje powszechnie w hybrydowych pojazdach szynowych. Ze względu na zastosowane dwa źródła napędu konieczne jest zamontowanie w nich wielu

dodatkowych urządzeń energoelektronicznych, silnika spalinowego, zbiornika na paliwo, chłodnic etc. Z tego względu producenci taboru kolejowego najczęściej decydują się na montaż zbiorników wyrównawczych na dachach pojazdów.

Ten problem stał się inspiracją do opracowania koncepcji zbiornika ciśnieniowego o prostokątnym przekroju poprzecznym, zbudowanego z płyt sandwiczowych, który mógłby znaleźć swoje zastosowanie jako zbiornik wyrównawczy w pneumatycznym systemie zawieszenia pojazdów szynowych. Koncepcję tę przedstawiono na rysunku 7.



Rysunek 7. Rozwiązanie ze zbiornikiem o prostokątnym przekroju poprzecznym

Takie rozwiązanie umożliwia efektywne wykorzystanie dostępnej przestrzeni do zabudowy zbiorników wyrównawczych na podwoziach pojazdów. Kształt takiego zbiornika umożliwia jego montaż w wolnych miejscach w ostoi pojazdu. Zaletą tego rozwiązania jest również ograniczona liczba potencjalnych miejsc nieszczelności. Dodatkowo możliwe jest zamontowanie takiego zbiornika na podwoziu pojazdu, a nie na jego dachu. Ponadto, jeśli możliwe będzie wytworzenie takiego zbiornika poprzez spawanie, to technologia jego wykonania jest prostsza niż skomplikowane i bardzo kosztowne wytworzenie dennic wypukłych do zbiorników walcowych. Kształt tych zbiorników ułatwia również ich transport.

2. CEL, TEZA I ZAKRES PRACY

Celem pracy jest opracowanie koncepcji budowy sandwichowego zbiornika ciśnieniowego o prostokątnym przekroju poprzecznym do zastosowania w pneumatycznym układzie zawieszania drugiego stopnia pojazdów szynowych jako zbiornik wyrównawczy.

Prace nad koncepcją tego zbiornika rozpoczęły się w odpowiedzi na zagadnienie napotkane podczas realizacji projektu badawczo-rozwojowego mającego na celu opracowanie hybrydowego zespołu trakcyjnego. Wzrost liczby urządzeń umieszczanych w podwoziach i nadwoziach takich pojazdów spowodował istotne ograniczenie przestrzeni dostępnej dla zabudowy zbiorników wyrównawczych, które są kluczowym komponentem pneumatycznego układu zawieszenia drugiego stopnia w pojazdach szynowych.

Na podstawie przeglądu literatury, analizy stanu techniki oraz zdobytego doświadczenia w projektowaniu podzespołów i komponentów pojazdów szynowych z wykorzystaniem metod numerycznych, sformułowano tezę: możliwe jest zastąpienie klasycznych cylindrycznych zbiorników wyrównawczych wykonanych z materiałów jednorodnych sandwichowym zbiornikiem ciśnieniowym o prostokątnym przekroju poprzecznym.

Realizacja postawionego celu obejmowała następujące zadania:

- przegląd literatury i zgromadzenie wiedzy dotyczącej:
 - zbiorników ciśnieniowych,
 - struktur sandwichowych,
 - metod analitycznego i numerycznego modelowania struktur sandwichowych,
- opracowanie koncepcji sandwichowego zbiornika ciśnieniowego o prostokątnym przekroju poprzecznym,
- opracowanie modelu numerycznego zbiornika w programie Abaqus,
- przeprowadzenie numerycznych badań statycznej wytrzymałości sandwichowych zbiorników o prostokątnym przekroju poprzecznym, których celem było określenie jaki wpływ na wytrzymałość zbiorników mają:
 - jego wymiary gabarytowe,
 - moduł Younga piany metalowej rdzenia płyt sandwichowych (z których zbudowane są zbiorniki),
 - grubość okładzin płyt sandwichowych,
 - grubość rdzenia płyt sandwichowych,
 - zastosowanie przegród wzmacniających.

Praca nie obejmuje zagadnień technologii wytworzenia zbiorników sandwiczowych o prostokątnym przekroju poprzecznym, regulacji prawnych w tym dopuszczenia takiego zbiornika do eksploatacji. Zagadnienia te stanowią kierunki dalszego rozwoju tematyki niniejszej pracy.

W pierwszym rozdziale opisano działanie pneumatycznego systemu zawieszenia drugiego stopnia pojazdów szynowych. Wskazane zostały jego główne elementy składowe tj. sprężyna pneumatyczna składająca się z komory elastycznej, komory sztywnej (tzw. zbiornika wyrównawczego), sprężyny awaryjnej oraz zaworu poziomującego. Opisano trzy istotne funkcje, które system ten realizuje: izolacja drgań przenoszonych z wózka na podwozie, utrzymywanie stałej wysokości nadwozia, dostosowanie sztywności sprężyny pneumatycznej tak, by częstotliwość drgań własnych układu nie ulegała zmianie, dostarczanie informacji o aktualnie przewożonym ładunku do systemu hamulcowego. W rozdziale tym wyjaśniono istotę stosowania zbiorników wyrównawczych (komory sztywnej) w systemie zawieszenia drugiego stopnia pojazdów szynowych. Opisano funkcję jaką zbiornik ten pełni w systemie zawieszenia oraz przedstawiono literaturowe wyniki badań wpływu pojemności tego zbiornika na zdolność tłumienia drgań przez sprężynę pneumatyczną.

Rozdział drugi poświęcono na przedstawienie celu, tezy oraz zakresu niniejszej dysertacji.

W rozdziale trzecim dokonano przeglądu literatury z zakresu zbiorników ciśnieniowych oraz struktur sandwiczowych. Przegląd obejmował aktualne dokonania w dziedzinie badań zbiorników ciśnieniowych o prostokątnym przekroju poprzecznym, które zostały wykonane z materiałów kompozytowych w tym o strukturze sandwiczowej. Przegląd literatury z zakresu struktur sandwiczowych dotyczył w szczególności metod ich analitycznego oraz numerycznego modelowania. Ponadto w rozdziale tym przedstawiono wyniki badania stanu techniki w zakresie sandwiczowych zbiorników ciśnieniowych o prostokątnym przekroju poprzecznym. Przedstawiono rozwiązanie, chronione przez prawo patentowe (pat. WO 2011/122960 A1) opisujące koncepcję zbiornika o prostokątnym przekroju poprzecznym i o strukturze kompozytowej służącego do magazynowania cieczy pod ciśnieniem.

W rozdziale czwartym przedstawiono opis opracowanej koncepcji sandwiczowego zbiornika ciśnieniowego o prostokątnym przekroju poprzecznym, który może zostać zastosowany jako zbiornik wyrównawczy w pneumatycznym systemie zawieszenia

drugiego stopnia pojazdów szynowych. W tej części pracy zdefiniowano również obiekt badawczy (model numeryczny płyty sandwiczowej oraz zbiornika) oraz metodykę badań.

Rozdział piąty poświęcono analizie wyników badań, a w szczególności maksymalnych naprężeń zredukowanych oraz ugięć płyt sandwiczowych, z których zbudowane zostały badane zbiorniki podczas prób ich obciążenia ciśnieniem wewnętrznym. W analizie uwzględniono wpływ wybranych parametrów (m.in. wymiarów gabarytowych, wartości modułu Younga rdzenia struktury sandwiczowej) na wytrzymałość sandwiczowych zbiorników ciśnieniowych o prostokątnym przekroju poprzecznym.

Rozdział szósty przeznaczono na podsumowanie pracy oraz wnioski. W tej części pracy przedstawiono sposób wyboru optymalnej budowy każdego z analizowanych sandwiczowych zbiorników ciśnieniowych o prostokątnym przekroju poprzecznym. W rozdziale zawarto wykaz sandwiczowych zbiorników o prostokątnym przekroju poprzecznym, które poddano numerycznym badaniom wytrzymałości statycznej oraz podano ich wartości maksymalnych naprężeń zredukowanych oraz ugięć płyt sandwiczowych z których zostały zbudowane. W rozdziale tym opisano również możliwości rozwoju tematyki niniejszej dysertacji.

3. PRZEGLĄD LITERATURY

3.1. Kompozytowe zbiorniki ciśnieniowe

Zbiorniki ciśnieniowe, do których zalicza się zbiorniki wyrównawcze, wykonywane są przede wszystkim ze stali i stopów aluminium. Jednakże coraz częściej materiałem stosowanym na zbiorniki ciśnieniowe są kompozyty w tym o struktury sandwiczowe. Literatura z obszaru kompozytowych zbiorników ciśnieniowych jest obszerna. Tematyką tą zajmował się m.in. Kabir [21], który w 2000 r. przeprowadził badania numeryczne zbiorników ciśnieniowych wzmocnionych włóknem i owiniętych metalową okładziną. Autor badał wytrzymałość zbiorników poddanych działaniu ciśnienia wewnętrznego. Kabir udowodnił, że zastosowanie metalowej okładziny zewnętrznej powoduje zmiany naprężeń osiowych i przemieszczeń z nich wynikających. W tym samym roku Chang [8] przedstawił wyniki badań analitycznych oraz eksperymentalnych kompozytowych zbiorników ciśnieniowych różniących się właściwościami materiałowymi, ilością warstw laminatu oraz współczynnikiem promienia do grubości. Autor badał optymalny kierunek układania włókien kompozytu (tzw. prepregu) w taki sposób, by zapewniona została wysoka wytrzymałość pierwszej warstwy materiału zastosowanego na zbiornik ciśnieniowy. Wyniki uzyskane przez autora z badań analitycznych różniły się od wyników eksperymentalnych o ok. 1 %. Z kolei Parnas i Katrici [41] w 2002 r. przedstawili procedurę analityczną, która umożliwia określenie zachowania się kompozytowych zbiorników ciśnieniowych wzmocnianych włóknami pod wpływem różnych warunków obciążenia. Opracowana przez autorów procedura bazuje na klasycznej teorii płyt laminowanych. Vasiliev i Krikanov [53] w 2003 r. rozważali zbiorniki ciśnieniowe wykonywane przez ciągłe nawijanie wzmocnionych taśm w kierunku wzdłużnym i poprzecznym. Opracowane przez autorów zbiorniki mogą zostać zastosowane w przemyśle jako alternatywa do klasycznych zbiorników metalowych. Z przeprowadzonych przez autorów badań wynika, że opracowane przez nich zbiorniki kompozytowe mogą charakteryzować się niezawodnością zbliżoną do cylindrycznych zbiorników metalowych. Bunsell [4] w 2006 r. przedstawił problem metod testowania kompozytowych zbiorników ciśnieniowych ze względu na charakterystykę procesu niszczenia tych materiałów. Autor wskazuje, że jedną ze skutecznych metod badania zbiorników kompozytowych jest technika emisji akustycznej. Bunsell w artykule podkreślił, że kompozytowe zbiorniki ciśnieniowe znajdują coraz częstsze zastosowanie w transporcie. Daghia et al. [11] w 2020 r. opisali

modele numeryczne wykorzystywane do analizy wytrzymałościowej kompozytowych zbiorników ciśnieniowych. Autor porównał modele pod względem ich szczegółowości oraz złożoności. W artykule zostały opisane takie modele numeryczne jak m. in. strukturalny model membranowy, dwuwymiarowy osiowo-symetryczny i trójwymiarowy model numeryczny.

Podejmowane są również próby stosowania struktur sandwichowych jako materiałów konstrukcyjnych zbiorników ciśnieniowych. W tym przypadku literatura nie jest już tak obszerna, choć pierwsze artykuły dotyczące tej tematyki pojawiły się już w 1964 r., kiedy to O'Brink [40] opisał konstrukcję sandwichowego zbiornika cylindrycznego obciążonego ciśnieniem zewnętrznym przeznaczonego do magazynowania wody. Autor przeprowadził badania analityczne wyboczenia tych zbiorników. Na podstawie uzyskanych wyników autor stwierdził, że sandwichowy zbiornik cylindryczny charakteryzuje się wyższą wytrzymałością niż klasyczny, niewzmocniony zbiornik cylindryczny. Malinowski i Magnucki [37] w 2005 r. przeprowadzili badania optymalizacyjne żebrowanej płyty sandwichowej stanowiącej przegrodę zbiornika ciśnieniowego, która dzieli go na dwie komory. Celem badań było wyznaczenie wymiarów żeber i okładzin oraz gabarytów płyty w taki sposób, by stosunek masy do wytrzymałości był optymalny. Autorzy badali również wpływ wyznaczonych parametrów na wytrzymałość przegrody zbiornika i wykorzystali do tego metodę elementów skończonych. Potluri [42] w 2015 r. przeprowadził analizę porównawczą zbiorników ciśnieniowych wykonanych z kompozytów ze zbiornikiem wykonanym z materiału o strukturze sandwichowej. Autor zaprojektował oraz przeprowadził badania tych zbiorników z wykorzystaniem metod numerycznych. Badania te zostały przeprowadzone przez autora w oprogramowaniu Ansys Workbench 15.0. Badania numeryczne zbiornika ciśnieniowego o strukturze sandwichowej przeprowadzili również Praveena et al. [43] w 2017 r. Cel ich badań stanowiło zaobserwowanie wpływu kształtu rdzenia struktury na płytę sandwichową. Autorzy rozważali zachowanie się pod obciążeniem czterech płyt sandwichowych o rdzeniach: prostokątnym, wydrążonym, okrągłym oraz eliptycznym. W artykule zostały przedstawione również wyniki badań numerycznych zbiorników wykonanych z tych płyt. Vivek et al. [56] w 2020 r. przedstawili zaprojektowany cienkościenny zbiornik ciśnieniowy o strukturze sandwichowej z rdzeniem falistym. Autorzy przeprowadzili porównawcze analizy numeryczne zaprojektowanego przez nich zbiornika, ze zbiornikiem cienkościennym wykonanym z typowych materiałów. Badania te zostały przeprowadzone z wykorzystaniem

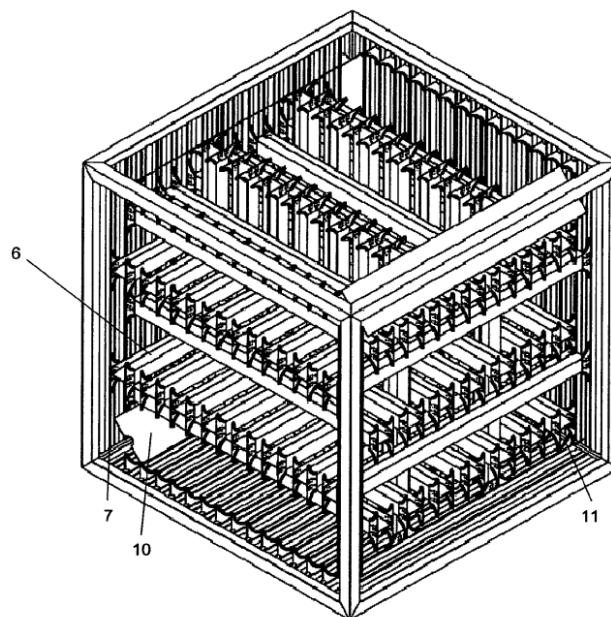
programu Ansys Workbench. W tym samym roku Al-Fatlawi et al. [2] opracowali strukturę sandwichową z rdzeniem z piany aluminiowej, która może zostać zastosowana jako materiał zbiornika ciśnieniowego. Cechą charakterystyczną tej struktury jest zastosowanie kompozytów wzmacnianych włóknami jako materiał okładziny górnej i dolnej. Autorzy przeprowadzili numeryczne badania tej struktury w programie Digimat-HC, w których rozważali dziewięć różnych materiałów okładzin. W artykule przedstawiono również optymalizację tej struktury, w której kryterium optymalizacyjne stanowiła najniższa masa. Jasion i Magnucki [20] w 2023 r. badali wytrzymałość oraz wyboczenie sandwichowego zbiornika cylindrycznego z superelipsoidalnymi wypukłymi dennicami, na który oddziaływało ciśnienie zewnętrzne. Autorzy przeprowadzili badania numeryczne tego zbiornika metodą elementów skończonych z ograniczeniem do zakresu liniowego. Z przeprowadzonych badań wynika, że zbiornik z superelipsoidalnymi wypukłymi dennicami charakteryzuje się korzystniejszym rozkładem naprężeń w porównaniu ze zbiornikami z dennicami kulistymi.

3.2. Zbiorniki ciśnieniowe o prostokątnym przekroju poprzecznym

Zbiorniki ciśnieniowe mają najczęściej kształt cylindryczny. Jednakże spotykane są również zbiorniki o prostokątnym przekroju poprzecznym. Tematyką zbiorników ciśnieniowych o kształcie prostopadłościanu zajmowali się m.in. Zeng et al. [57] w 1987 r. Autorzy zmodyfikowali procedurę obliczeniową dla prostokątnych zbiorników ciśnieniowych. Modyfikacja umożliwiła uzyskanie większej dokładności obliczeniowej w porównaniu z metodami numerycznymi oraz z procedurami obliczeniowymi Amerykańskiego Stowarzyszenia Inżynierów Mechaników (ASME). Zmodyfikowany wzór bazował na kompatybilności ścinanego narożnika zbiornika. Rezvani [45] w 1992 r. przeprowadził analizę strukturalną zbiornika ciśnieniowego o kwadratowym przekroju poprzecznym. Autorzy wykorzystując metodę elementów skończonych badali naprężenia wywołane ciśnieniem oddziałującym we wnętrzu zbiornika. Guo i Zeng [18] w 1997 r. zaproponowali nową metodę obliczeniową kwadratowych zbiorników ciśnieniowych o skończonej długości. Metoda ta bazuje na przecięciu się sześciu powłok. Wyniki obliczeń przeprowadzonych zgodnie z opracowaną przez autorów metodą, zostały porównane z rezultatami numerycznymi oraz z danymi eksperymentalnymi. Kausar i Prasad [22] w 2016 r. dokonali przeglądu literatury dotyczącej projektowania kwadratowych zbiorników ciśnieniowych oraz metod ich analizy. W tym samym roku Ahn et al. [1] przedstawili koncepcję zbiornika o prostokątnym przekroju poprzecznym,

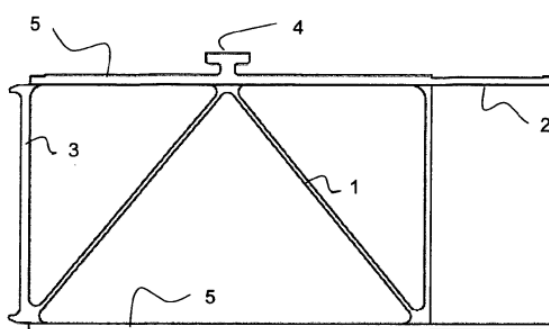
który zbudowany jest z płaskich skorup, usztywnień oraz konstrukcji belkowych. Autorzy przedstawili wyniki badań numerycznych opracowanego zbiornika, który został poddany działaniu ciśnienia wewnętrznego. Z przeprowadzonych badań wynika, że zbiornik ten może zostać wykorzystany do magazynowania paliwa gazowego na statkach. Choi et al. [9] w 2018 r. opracowali prototyp zbiornika o prostokątnym przekroju poprzecznym, który poddali badaniom numerycznym oraz eksperymentalnym. Celem tych badań była analiza wytrzymałości opracowanego prototypu zbiornika. Zbiornik ten składał się z płyt tworzących ściany zbiornika oraz elementów usztywniających znajdujących się w jego wnętrzu. Wyniki uzyskane przez autorów potwierdziły, że zbiornik ten może służyć do magazynowania skroplonego gazu. W tym samym roku Kotrasova [23] przeprowadziła badania drgań swobodnie podpartego szklanego zbiornika o prostokątnym przekroju poprzecznym służącego do magazynowania wody. Autorka przeprowadziła badania numeryczne metodą elementów skończonych. Cel badań stanowiła analiza reakcji płynu na przyspieszenia poziome dna zbiornika. Projekt oraz analizę zbiornika ciśnieniowego o kwadratowym przekroju poprzecznym przeprowadzili również Kumar et al. [27] w 2019 r. Autorzy poddali badaniom numerycznym zbiorniki, których długość zmieniała się w granicach od 1 000 mm do 10 000 mm. Zbiorniki zostały zaprojektowane w dwóch wersjach tj. bez i ze wzmocnieniami umieszczonymi na zewnątrz zbiornika. Badania zostały przeprowadzone w programie Ansys. Zhang et al. [58] w 2022 r. przedstawili metodę optymalizacji wielkoskalowych zbiorników kwadratowych, w której kryterium optymalizacyjne stanowiła maksymalna redukcja ich masy. Metoda ta opiera się na interpolacji punktowej, promieniowej w celu utworzenia modelu zastępczego. Autorzy przedstawili dokładność zaproponowanej metody. W pracy udowodniono, że wykorzystanie tej metody podczas optymalizacji wielkoskalowego zbiornika kwadratowego, umożliwia redukcję jego masy o ok. 10 %.

W literaturze jak dotąd nie opublikowano artykułów nt. sandwichowych zbiorników ciśnieniowych o prostokątnym przekroju poprzecznym. Natomiast w wyniku przeprowadzonego badania stanu techniki zidentyfikowano jedno rozwiązanie chronione przez prawo patentowe dotyczące zbiornika ciśnieniowego o prostokątnym przekroju poprzecznym składającego się z płyt o strukturze sandwichowej (rysunek 8).



Rysunek 8. Zbiornik ciśnieniowy o prostokątnym przekroju poprzecznym [59]

Jest to zbiornik o prostokątnym przekroju poprzecznym złożony z płyt, który służy do magazynowania cieczy pod ciśnieniem. W zbiorniku tym płyty mają strukturę sandwiczową i dodatkowo posiadają żebra, do których mocowane są wsporniki wzmacniające. Do budowy zbiornika zastosowano strukturę sandwiczową składającą się z dwóch metalowych okładzin oraz rdzenia trapezowego. Struktura ta (rysunek 9) składa się z płyt poziomych (5) połączonych ze sobą za pomocą płyt pionowych (3) oraz płyt skośnych (1). Do płyt poziomych (5) przymocowane są żebra (4).



Rysunek 9. Struktura sandwiczowa z rdzeniem trójkątnym [59]

W opisanym patencie [59] dokonano następujących zastrzeżeń:

- zbiornik o prostokątnym przekroju poprzecznym do magazynowania cieczy pod ciśnieniem złożony z płyt o strukturze sandwiczowej, charakteryzujący

się wzmocnieniami (żebami) przecinającymi się w trzech prostopadłych kierunkach znajdujące się wewnątrz zbiornika,

- wzmocnienia (żebra) charakteryzujące się przekrojem w kształcie litery „H”,
- wzmocnienia (żebra) przecinające się w trzech prostopadłych kierunkach,
- struktura sandwiczowa płyt zbiornika składa się z sztywnych i elastycznych sekcji oraz dołączonych do niej żebier w kształcie litery „T” pozwalających na ich połączenie ze wzmocnieniami (żebami).

3.3. Struktury sandwiczowe

Celem niniejszej pracy jest opracowanie zbiornika ciśnieniowego o prostokątnym przekroju poprzecznym złożonego z płyt o strukturze sandwiczowej. Z tego względu przeprowadzono przegląd literatury z zakresu struktur sandwiczowych oraz metod ich analitycznej i numerycznej analizy.

Jedną z pierwszych publikacji poświęconych tematyce struktur sandwiczowych jest artykuł Fairbairn [14] z 1896 r., w której opisano zastosowanie struktur sandwiczowych w czasach II Wojny Światowej. Jako przykład ich wykorzystania autor wskazał konstrukcję angielskiego samolotu bojowego de Havilland DH.98 Mosquito (rysunek 10).



Rysunek 10. Samolot bojowy de Havilland DH. 98 Mosquito [14]

Właściwości struktur sandwiczowych zostały opisane m.in. przez Noor et al. [39] już w 1996 r. Z artykułu wynika, że klasyczna struktura sandwiczowa składa się z 3 warstw: dwóch okładzin zewnętrznych (ang. facings) oraz rozdzielającego je rdzenia (ang. core) i została przedstawiona na rysunku 11. Początkowo okładziny struktur sandwiczowych wykonywane były ze sklejki, miazgi drzewnej i włókien. Z kolei materiałami stosowanymi na rdzeń były korek czy octan celulozy. Autorzy

podkreślili, że wykorzystanie tych materiałów ograniczało możliwości stosowania struktur sandwichowych w konstrukcjach ze względu na ich łatwopalność oraz brak odporności na wilgoć. Z tego względu zaczęto stosować materiały metalowe zarówno na rdzeń, jak i okładziny. O materiałach stosowanych na okładziny struktur sandwichowych pisali m.in. Feng et al. [15] w 2018 r. Wśród materiałów tych można wyróżnić m.in. stopy aluminium i polimery wzmocnione włóknami. Z kolei rdzeń struktur sandwichowych wykonywany jest z materiałów lekkich takich jak pianki metalowe.



Rysunek 11. Struktura sandwichowa

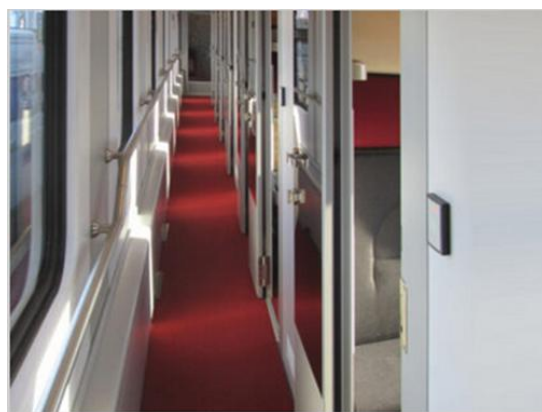
Właściwości oraz zachowanie się struktur sandwichowych pod obciążeniem zostały opisane m.in. przez Vinson [55] w 2001 r. Rdzeń jest odpowiedzialny za utrzymanie odpowiedniego dystansu między okładzinami, dlatego wymagana jest jego duża sztywność w kierunku prostopadłym do okładzin. Ponadto wymagane jest zapewnienie odpowiedniej sztywności na ścinanie. Dzięki temu uniemożliwione jest przemieszczanie się okładzin względem siebie podczas zginania. W przypadku, gdy sztywność rdzenia na ścinanie nie będzie odpowiednia, okładziny będą zachowywać się jak dwie, indywidualne belki, a co za tym idzie nie będzie zachowana struktura sandwichowa. Ponadto sztywność rdzenia musi zapewniać płaskość okładzin, które pod wpływem naprężeń ściskających mogą ulegać lokalnym odkształceniom. Okładziny struktur sandwichowych charakteryzują się grubością nieprzekraczającą kilku milimetrów i wykonywane są z takich materiałów jak stopy aluminium, polimery wmacniane włóknem węglowym. Początkowo rdzeń łączony był z okładzinami za pomocą cienkiej warstwy substancji klejącej. Niestety zastosowanie warstwy klejącej pomiędzy okładzinami zmniejsza sztywność struktury, utrudnia jej recykling oraz zwiększa jej masę. Z tego względu obecnie stosuje się metody wytłaczania lub walcowania proszkowego, dzięki którym warstwa rdzeniowa rozszerza się pomiędzy dwoma arkuszami blach aluminiowych poprzez ogrzewanie i dodanie środka spieniającego, co zostało opisane m.in. przez Smitha et al. [50]

w 2012 r. Autorzy wskazali, że główną zaletą struktur sandwichowych jest ich niska masa oraz duża sztywność. Płyta o strukturze sandwichowej złożona ze stalowych okładzin o grubości 1 mm i rdzenia (pianki metalowej) o grubości 14 mm jest lżejsza od litej płyty o grubości 10 mm o 35 % zachowując przy tym porównywalną sztywność. Inną zaletą struktur sandwichowych jest to, że charakteryzują się one dużą zdolnością absorpcji energii oraz wysoką odpornością na wyboczenia, w porównaniu z klasycznymi konstrukcjami, właściwościami izolacji termicznej i akustycznej o czym pisali m.in. Feng et al. [15] w 2018 r.

Liczne zalety struktur sandwichowych przyczyniły się do ich szerokiego zastosowania m.in. w przemyśle morskim, samochodowym, lotniczym oraz w kolejnictwie. O zastosowaniu struktur sandwichowych w inżynierii pisali m.in. Vinson [54][55] w 1999 r. oraz Carlson i Kardomateas [5] w 2011 r. Przykładem zastosowania struktur sandwichowych w kolejnictwie jest pociąg dużych prędkości Schinkansen, w którym zostały użyte jako materiał sufitów (rysunek 12) oraz pociąg Simens Mobility, którego ściany przedziałowe mają strukturę sandwichową (rysunek 13).



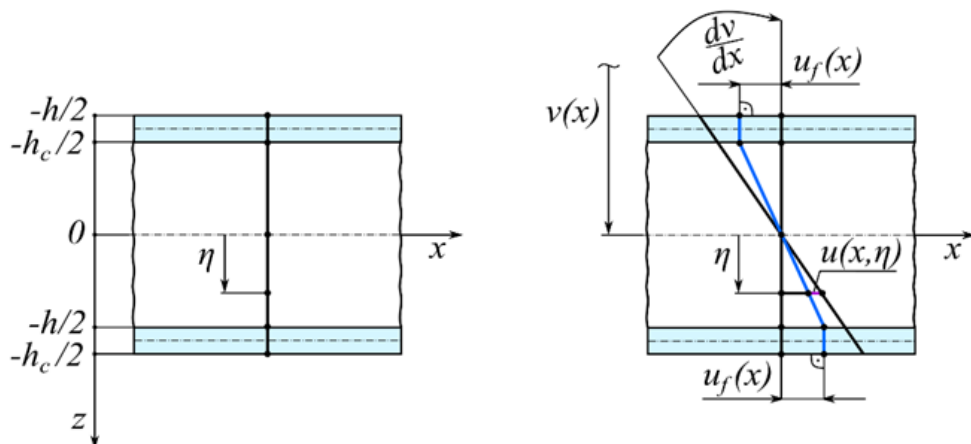
Rysunek 12. Sufit pociągu Schinkansen wykonany z materiału sandwichowego [61]



Rysunek 13. Ściany działowe pociągu Simens Mobility GMBH wykonane z materiału sandwichowego [61]

3.3.1. Modelowanie analityczne struktur sandwiczowych

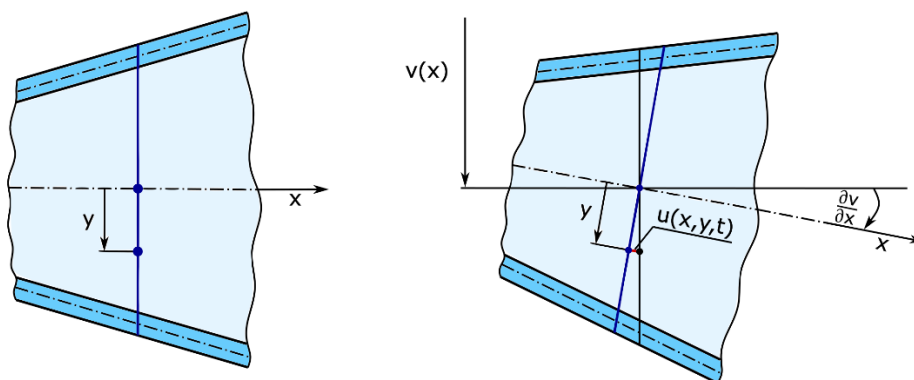
Modelowanie analityczne struktur sandwiczowych stanowi temat wielu publikacji naukowych. Jedną z nich jest artykuł opublikowany przez Magnuckiego i Magnucką-Blandzi [31] w 2021 r. Autorzy przedstawili uogólniony model struktury sandwiczowej, w którym odkształcenie prostej normalnej do powierzchni neutralnej oraz zmienność właściwości mechanicznych poszczególnych warstw zostały zamodelowane nieliniową funkcją ciągłą. W artykule opisano badania analityczne zginania i wyboczenia płyty prostokątnej z uwzględnieniem opracowanego modelu. Przedstawiony model analityczny znajduje swoje zastosowanie w badaniu wytrzymałości, stateczności oraz drgań belek, płyt i powłok. W 2017 r. przeglądu modeli analitycznych struktur sandwiczowych i kompozytowych dokonali Sayyad i Ghugal [49]. W swojej pracy autorzy rozważali zginanie, wyboczenie oraz drgania swobodne belek sandwiczowych i kompozytowych, skupiając się na opisujących je modelach analitycznych. W pracy opisali modele analityczne struktur sandwiczowych bazujące na teoriach: równoważnej, pojedynczej warstwy (ESL theory – Equivalent single layer), teoriach warstwowych (LW theories – layerwise theory) oraz krzywej łamanej (tzw. zigzag theory). Ta ostatnia stanowi klasyczną teorię stosowaną w modelowaniu analitycznym struktur sandwiczowych. Jej zasada została opisana m.in. przez Carrera [6] w 2003r. oraz Kustoszu et al. [24] w 2022 r. Zasada tej teorii została pokazana na rysunku 14. Prosta normalna po odkształceniu przyjmuje kształt krzywej łamanej, czego przyczyną jest zjawisko ścinania występujące na skutek znacznej różnicy w wartościach modułu Younga rdzenia i okładzin.



Rysunek 14. Teoria krzywej łamanej [24]

Na podstawie teorii krzywej łamanej autorzy wyznaczyli naprężenia, odkształcenia i przemieszczenia w poszczególnych warstwach struktury sandwiczowej tj. okładzinach dolnej i górnej oraz rdzeniu. W tym celu zastosowali prawo Hooke'a. Następnie zachowanie się badanej belki sandwiczowej opisali z wykorzystaniem zasady stacjonarności całkowitej energii potencjalnej. Dzięki zastosowaniu tej zasady autorzy uzyskali układ równań różniczkowych opisujących zachowanie się rozważanego układu pod zadaniem obciążeniem. Następnie układ ten został przez nich rozwiązywany analitycznie zgodnie z teorią równań różniczkowych.

W niektórych przypadkach do modelowania struktur sandwiczowych może zostać zastosowana klasyczna teoria Bernoulli-Euler, w której płaski przekrój poprzeczny pozostaje płaski po odkształceniu belki. Prosta normalna do przekroju poprzecznego po odkształceniu wciąż pozostaje prosta. Modelowanie struktur sandwiczowych z wykorzystaniem teorii Bernoulli-Euler opisali m.in. Wang et al. [51] w 2000 r. oraz Carrera et al. [7] w 2011 r. Zastosowanie teorii Bernoulli-Euler do modelowania belek sandwiczowych skutkować będzie pominięciem efektu ścinania, który w przypadku struktur sandwiczowych występuje na skutek znacznych różnic w sztywności poszczególnych warstw tj. okładziny górnej i dolnej oraz rdzenia. Modelowanie analityczne struktur sandwiczowych z wykorzystaniem teorii Bernoulli-Euler zostało przedstawione m.in. przez Magnuckiego et al. [32] w 2022 r. Autorzy opracowali model analityczny belki o rozszerzającym się przekroju z wykorzystaniem teorii Bernoulli-Euler (rysunek 15), który umożliwił przeprowadzenie badań drgań swobodnych belki swobodnie podpartej. Autorzy porównali wyniki uzyskane za pomocą modelu analitycznego z wynikami badań numerycznych. Otrzymane różnice w wynikach nie były większe niż 8 %.



Rysunek 15. Teoria Bernoulli- Euler [32]

Modelowanie analityczne elementów konstrukcyjnych o strukturze sandwiczowej zostały opisane również przez Magnucką-Blandzi i Magnuckiego [33] w 2007 r. Autorzy rozważali belkę swobodnie podpartą, której rdzeń stanowiła pianka metalowa, a właściwości mechaniczne zmieniały się wraz z głębokością. W artykule przedstawiony został model analityczny belki w postaci układu równań różniczkowych równowagi, który został wyznaczony z teorii minimum całkowitej energii potencjalnej. Autorzy przedstawili analityczne rozwiązanie tego układu równań. W 2011 r. Magnucka-Blandzi [34] przedstawiła sposób matematycznego modelowania prostokątnej płyty sandwiczowej swobodnie podpartej. Autorka rozważała płytę, której rdzeń wykonany jest z pianki metalowej o zmiennych właściwościach mechanicznych. Przedstawiony model płyty został opracowany z uwzględnieniem teorii krzywej łamanej (ang. broken-line theory). W artykule został przedstawiony układ równań różniczkowych wyprowadzony z zasady stacjonarności całkowitej energii potencjalnej. Matematyczny model 5-warstwowej belki sandwiczowej został opracowany przez Magnuckiego et al. [28] w 2012 r. Rozważana belka składała się z dwóch warstw aluminiowych (okładzina górna i dolna) które połączone były warstwą kleju z pianką aluminiową (rdzeniem). Model analityczny belki powstał z uwzględnieniem teorii krzywej łamanej (ang. broken-line theory). Autorzy przedstawili układ trzech równań różniczkowych cząstkowych uzyskanych na podstawie zasady stacjonarności całkowitej energii potencjalnej. Model analityczny belki sandwiczowej z rdzeniem falistym połączonym warstwą kleju z aluminiowymi warstwami został zaprezentowany przez Magnucki et al. [29] w 2013 r. Model dotyczył belki poddanej czteropunktowemu zginaniu. Model analityczny został opracowany z uwzględnieniem teorii zginania belek Euler-Bernoulliego. Wyniki uzyskane dzięki modelowaniu analitycznemu zostały porównane z badaniami numerycznymi i eksperymentalnymi. Różnice pomiędzy modelem analitycznym, a numerycznym wynosiły mniej niż 1,9 %. Z kolei wyniki badań eksperymentalnych różniły się o 3-12 % względem wyników uzyskanych z obliczeń analitycznych. Magnucki et al. [30] w 2014 r. przedstawili analityczny model kołowej płyty o strukturze sandwiczowej poddanej zginaniu. Autorzy opracowali układ równań różniczkowych równowagi bazując na zasadzie stacjonarności całkowitej energii potencjalnej. Zaproponowany model matematyczny płyty został porównany z opracowanym modelem numerycznym. Modele te zostały zweryfikowane dzięki przeprowadzonym badaniami eksperymentalnym. Autorzy porównali wartości ugięcia płyty oraz naprężeń w górnej okładzinie. W 2014 r. Magnucka-Blandzi i Magnucki [35] przedstawili sposób

modelowania belek sandwiczowych, których rdzeń ma kształt fali. Autorzy przeprowadzili badania analityczne belek, których rdzeń miał kształt łuków, fali sinus oraz trapezoidów. Autorzy porównali moduły ścinania rdzeni tych belek, gdyż jego wartość bezpośrednio wpływa na ich sztywność. Magnucka et al. [36] w 2015 r. przedstawili sposób modelowania belki sandwiczowej, której rdzeń jest falą sinusoidalną. Autorzy przedstawili dwa modele analityczne belek, które umożliwiły przeprowadzenie badań wpływu ścinania na ugięcia i obciążenia krytyczne belek. Model analityczny stopniowanej belki sandwiczowej został opracowany przez Kustos et al. [24] w 2022 r. Autorzy rozważali belkę z obustronnie utwierdzonymi końcami. Przedstawiony został układ dwóch równań różniczkowych opracowany na podstawie teorii stacjonarności całkowitej energii potencjalnej. Opracowany model analityczny został rozwiązany, a uzyskane wyniki maksymalnego ugięcia belki porównano z badaniami numerycznymi.

3.3.2. Modelowanie numeryczne struktur sandwiczowych

Przeglądu metod numerycznych modelowania płyt i powłok wykonanych ze struktur sandwiczowych dokonał Noor et al. [39] w 1996 r. Według autora modele numeryczne struktur sandwiczowych można podzielić na cztery kategorie: dokładne, trójwymiarowe modele ciągłe, dwuwymiarowe modele płytowe i powłokowe oraz modele uproszczone. W 1998 r. V. Manet [38] rozważał wpływ elementów skończonych na wyniki badań belki sandwiczowej swobodnie podpartej, poddanej działaniu równomiernie rozłożonego ciśnienia. Autor do analizy wykorzystał oprogramowanie ANSYS. Manet przeanalizował następujące rodzaje elementów skończonych: 8-węzłowe elementy czworoboczne, wielowarstwowe 8-węzłowe czworoboczne elementy powłokowe oraz wielowarstwowe 20-węzłowe elementy sześciennie. Dzięki przeprowadzonej analizie autor stwierdził, że najbardziej dokładne wyniki obliczeń uzyskał w symulacji, w której zastosował 8-węzłowe elementy czworoboczne. W 2008 r. Styles et al. [48] opracowali numeryczny model struktury sandwiczowej z rdzeniem z piany aluminiowej, który odzwierciedlał zachowanie się struktury podczas zginania. Autorzy do opracowania modelu wykorzystali solver LS-DYNA, który w programie Ansys wykorzystywany jest m.in. do symulacji dynamiki nieliniowej. Połączenie pomiędzy rdzeniem, a okładzinami zostało zamodelowane poprzez nadanie odpowiedniego wiązania pomiędzy nimi (ang. „tied contact”). Siatka elementów skończonych składała się z elementów sześciennych 8-węzłowych. Autorzy porównali model numeryczny z wynikami eksperymentalnymi.

Przeglądu literatury w zakresie modelowania numerycznego struktur sandwiczowych dokonał Kreja [26] w 2011 r. Autor przeanalizował 246 publikacji naukowych. Z przeprowadzonej analizy wynika, że nie istnieje jeden uniwersalny model numeryczny, który umożliwia analizowanie struktur kompozytowych i sandwiczowych. Kreja rozważał zarówno dwuwymiarowe, jak i trójwymiarowe modele struktur kompozytowych i sandwiczowych. Ponadto autor opisał strategię globalno-lokalną (ang. global-local strategy) analizy numerycznej tych struktur. Ivañez et al. [19] w 2011 r. opracowali model numeryczny płyty sandwiczowej, której rdzeń stanowiła piana metalowa. Model został opracowany w programie Abaqus. Rdzeń został zamodelowany przez autorów jako materiał piankowy kruchy. Natomiast zachowanie się okładzin zamodelowano za pomocą kryterium Hou (ang. Hou failure criteria) oraz procedury degradacji właściwości materiału. W 2013 r. Wang et al. [52] opracowali model numeryczny struktury sandwiczowej z rdzeniem wykonanym z piany metalowej. Trójwymiarowy model struktury został utworzony w oprogramowaniu Abaqus. Model ten został wykorzystany do badania postępującego zapadania się struktury sandwiczowej. W analizach numerycznych autorzy wykorzystali kryterium zniszczenia Hashina oraz kryterium maksymalnego naprężenia niszczącego. D'Alessandro et al. [12] w 2014 r. rozważali sandwiczowe płyty z rdzeniem z piany aluminiowej. Autorzy przeprowadzili badania eksperymentalne, które stanowiły odniesienie referencyjne do opracowania modelu numerycznego płyty. W opracowanym modelu masa i sztywność rdzenia były rozmieszczone losowo w jego pojemności. W 2016 r. Studziński i Pozorski [47] przedstawili sposób modelowania numerycznego płyt sandwiczowych z rdzeniem wykonanym z pianki poliuretanowej i wełny mineralnej oraz stalowych okładzin. Autorzy opracowali model numeryczny, który pozwala na obserwację zachowania się tych płyt w trakcie czteropunktowego zginania. Właściwości materiałów płyty zostały zdefiniowane na podstawie danych uzyskanych z badań eksperymentalnych. Autorzy opracowali model bryłowy trójwymiarowy z powłokowymi okładzinami w programie Abaqus. Czechowski et al. [10] w 2017 r. przedstawili model numeryczny belki sandwiczowej z rdzeniem z piany metalowej oraz z rdzeniem o strukturze plastra miodu. Autorzy opracowali modele numeryczne tych belek w programie Ansys 14.5. Modele te stanowiły trójwymiarowe belki, których warstwy (okładziny i rdzeń) zostały zamodelowane jako elementy przestrzenne typu solid, z tą różnicą, że struktura plastra miodu została odzwierciedlona za pomocą elementów powłokowych (ang. shell). Siatka elementów skończonych składała się z elementów powłokowych czterowęzłowych

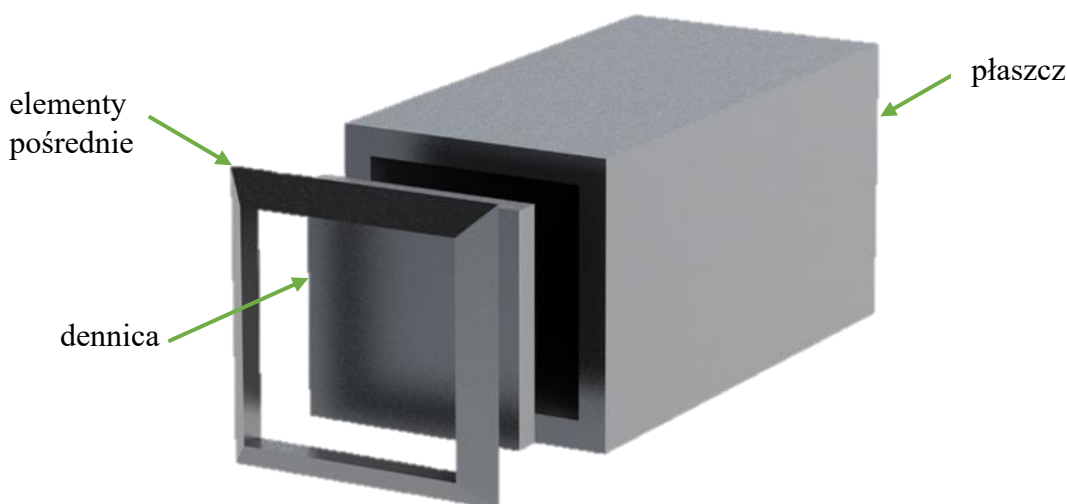
z możliwością rotacji i przesunięć w trzech kierunkach oraz elementów ośmiowęzłowych typu solid z możliwością przemieszczania się w trzech kierunkach. Wyniki otrzymane przez autorów z obliczeń numerycznych zostały porównane z wynikami badań eksperymentalnych. Metodę numerycznego modelowania struktur sandwiczowych z rdzeniem z piany metalowej i okładzinach z kompozytów wzmacnianych włóknami opisali Ramakarishnan et al. [44] w 2019 r. Autorzy opracowali model numeryczny płyty o tej strukturze w programie LS-Dyna. Do symulacji zachowania się okładzin pod obciążeniem zastosowali prawo kontinuum oparte na mechanice uszkodzeń ciągłych. Z kolei zachowanie się piankowego rdzenia zasymulowano z wykorzystaniem modelu kruchej pianki. Autorzy zweryfikowali poprawność opracowanego modelu poprzez porównanie uzyskanych wyników z analiz numerycznych z wynikami badań eksperymentalnych. Kustos et al. [24] w 2022 r. przedstawili model numeryczny stopniowanej belki sandwiczowej obustronnie utwierdzonej. Autorzy opracowali trójwarstwowy model bryłowy belki w programie Abaqus 6.12, której siatka elementów skończonych składała się z elementów typu C3D8R. Wyniki ugięcia belki otrzymane z obliczeń numerycznych porównano z wynikami obliczeń analitycznych. Różnica tych wartości była mniejsza niż 0,66 %.

4. PRZEDMIOT BADAŃ

4.1. Budowa zbiornika

Obecnie w pneumatycznym systemie zawieszenia pojazdów szynowych jako zbiorniki wyrównawcze stosowane są klasyczne cylindryczne zbiorniki ciśnienia. Ich pojemność wynosi zazwyczaj kilkadziesiąt litrów, przy pojemności sprężyny pneumatycznej (komory elastycznej) wynoszącej do 40 litrów. Pojemność zbiorników wyrównawczych wyznaczana jest do każdego pojazdu szynowego indywidualnie na podstawie obliczeń dynamicznych.

W niniejszej pracy opracowano koncepcję budowy zbiornika ciśnieniowego o prostokątnym przekroju poprzecznym i strukturze sandwiczowej, który może zostać zastosowany w pneumatycznym układzie zawieszenia drugiego stopnia pojazdów szynowych. Zbiornik ten składa się z połączonych ze sobą płyt sandwiczowych. W jego budowie można wyróżnić następujące elementy: płaszcz, dwie dennice oraz elementy pośrednie służące do połączenia dennic z płaszczem (rysunek 16).



Rysunek 16. Wizualizacja zbiornika i jego elementów składowych

Płaszcz tego zbiornika składa się z czterech płyty o strukturze sandwiczowej, których krawędzie są sfazowane pod kątem 45 stopni, co umożliwia ich połączenie pod kątem 90 stopni w taki sposób, że warstwę zewnętrzną stanowią okładziny ze stopu aluminium. Okładziny tych płyt wykonane są ze stopu aluminium, a ich rdzeń stanowi pianka aluminiowa. Płaszcz połączony jest z dennicami, które stanowią płyty sandwiczowe analogiczne do tych, z których zbudowany jest płaszcz. Połączenie to zrealizowane jest za pomocą elementów pośrednich, które również wykonane są z płyt sandwiczowych.

Ich przekrój poprzeczny stanowi trójkąt. Dzięki takiemu kształtowi wypełniają one przestrzeń pomiędzy dennicami, a płaszczem. Zastosowanie tych elementów umożliwia wykorzystanie technologii spawania do wytworzenia tych zbiorników.

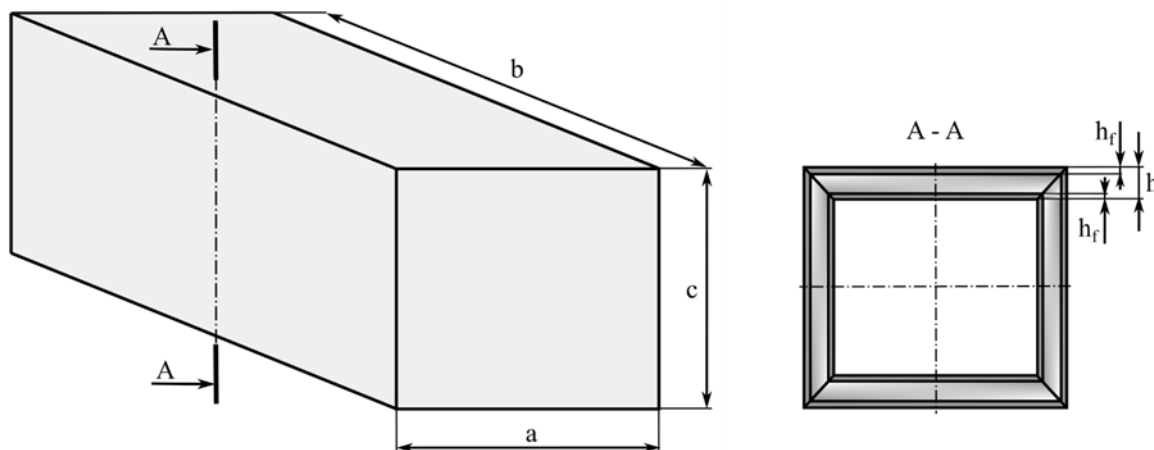
W pracy nie rozważano szczegółowych zagadnień technologii wytwarzania sandwiczowych zbiorników o prostokątnym przekroju poprzecznym. Jednakże oprócz wyżej opisanej technologii spawania rozważono również alternatywną metodą wytworzenia tych zbiorników. Rozwiązanie to polega na zastosowaniu połączeń śrubowych. Dzięki temu możliwy byłby demontaż zbiornika i przeprowadzenie inspekcji jego wnętrza. Zgodnie z tą koncepcją zbiornik składałby się z dwóch, równych części łączonych ze sobą doczołowo za pomocą uszczelnionego kołnierza połączonego śrubami.

Wyżej opisano propozycję wytworzenia zbiorników, jednakże właściwe opracowanie technologii wytworzenia sandwiczowych zbiorników ciśnieniowych o prostokątnym przekroju poprzecznym stanowi jeden z kierunków rozwoju tematyki niniejszej pracy. Aspektem kluczowym podczas prac nad technologią wytworzenia tych zbiorników jest zapewnienie odpowiedniej wytrzymałości oraz szczelności zbiornika.

4.2. Zakres i program badań

Obiektem badań jest rodzina sandwiczowych zbiorników ciśnieniowych o prostokątnym przekroju poprzecznym. Zbiorniki te różnią się wymiarami gabarytowymi. Ze względu na docelowe miejsce montażu tych zbiorników, jakim jest ostoja hybrydowych zespołów trakcyjnych, założono stałą wysokość zbiorników wynoszącą $h = 200 \text{ mm}$. Wartość ta odpowiada średniej wysokości wolnych przestrzeni w ostoje pojazdów szynowych, które mogłyby zostać wykorzystane do zabudowy tych zbiorników jako zbiorniki wyrównawcze (komora sztywna sprężyny pneumatycznej) układu zwieszenia drugiego stopnia. Wymiarami zmiennymi zbiorników była ich szerokość i długość, czyli odpowiednio wymiary a i b przedstawione na rysunku 17. Szerokość i długość zbiorników stanowiły wielokrotności wysokości zbiornika i zmieniały się w zakresie od 200 mm do 1200 mm. Zatem obiekt badań stanowiło 36 modeli obliczeniowych zbiorników, których pojemność wynosiła od 5 do 215 litrów. Wymiary badanych modeli zbiorników zestawiono w tabeli 1.

Cel badań stanowiło zbadanie statycznej wytrzymałości sandwiczowych zbiorników ciśnieniowych o prostokątnym przekroju poprzecznym, a w szczególności określenie możliwości ich zastosowania w pneumatycznym układzie zawieszenia drugiego stopnia w pojazdach szynowych jako zbiorniki wyrównawcze (komory sztywne sprężyn pneumatycznych).



Rysunek 17. Oznaczenia wymiarów gabarytowych badanych zbiorników

Zbiorniki zostały poddane działaniu ciśnienia wewnętrznego 1 MPa. Jest to ciśnienie większe, niż to występujące w warunkach eksploatacji hybrydowych zespołów trakcyjnych, w których ciśnienie zasilające zbiorniki wyrównawcze wynosi 0,8 MPa.

Analizowano maksymalne naprężenia zredukowane Hubera-Misesa oraz maksymalne ugięcia płyt sandwiczowych, z których zbudowane są zbiorniki. Do realizacji założonego celu badawczego wykorzystano badania numeryczne metodą elementów skończonych z wykorzystaniem oprogramowania Abaqus 6.2.12. W badaniach wykorzystano pakiet Abaqus/Standard służący do analiz metodą elementów skończonych ogólnego przeznaczenia, który do rozwiązywania zagadnień wykorzystuje tradycyjny schemat iteracji. Łącznie przeprowadzono 481 symulacji obciążenia zbiorników ciśnieniem wewnętrznym $p = 1$ MPa. Wykaz przeprowadzonych symulacji przedstawiono w Załączniku 1.

Zakres badań obejmował analizę statycznej wytrzymałości zbiorników sandwiczowych o prostokątnym przekroju poprzecznym. Przeprowadzono 6 rodzajów badań, w których analizowano wpływ zmienności poniższych cech zbiorników na ich wytrzymałość statyczną:

- wymiary gabarytowe,
- grubość okładzin płyt sandwiczowych,
- grubość rdzenia płyt sandwiczowych,
- grubość okładzin i grubość rdzenia płyt sandwiczowych,
- moduł Younga rdzenia płyt sandwiczowych,
- liczba przegród wzmacniających.

Tabela 1. Badane zbiorniki ciśnieniowe

L.p.	a x b x c	a	b	V
		mm	mm	dm ³
1	1x1x1	200	200	5,1
2	1x2x1	200	400	11,5
3	2x1x1	400	200	11,5
4	2x2x1	400	400	25,9
5	1x3x1	200	600	17,9
6	3x1x1	600	200	17,9
7	3x3x1	600	600	62,7
8	1x4x1	200	800	24,3
9	4x1x1	800	200	24,3
10	4x4x1	800	800	115,5
11	1x5x1	200	1000	30,7
12	5x1x1	1000	200	30,7
13	5x5x1	1000	1000	184,3
14	6x1x1	1200	200	37,1
15	1x6x1	200	1200	37,1
16	6x6x1	1200	1200	269,1
17	2x3x1	400	600	40,3
18	2x4x1	400	800	54,7
19	2x5x1	400	1000	69,1
20	2x6x1	400	1200	83,5
21	3x2x1	600	400	40,3
22	3x4x1	600	800	85,1
23	3x5x1	600	1000	107,5
24	3x6x1	600	1200	129,9
25	4x2x1	800	400	54,7
26	4x3x1	800	600	85,1
27	4x5x1	800	1000	145,9
28	4x6x1	800	1200	176,3
29	5x2x1	1000	400	69,1
30	5x3x1	1000	600	107,5
31	5x4x1	1000	800	145,9
32	5x6x1	1000	1200	222,7
33	6x2x1	1200	400	83,5
34	6x3x1	1200	600	129,9
35	6x4x1	1200	800	176,3
36	6x5x1	1200	1000	222,7

W pierwszym rodzaju badań przeprowadzono obliczenia numeryczne rodziny 36 modeli zbiorników, których wymiary gabarytowe tzn. szerokość i długość ulegały zmianie, a ich wysokość pozostawała niezmienna i wynosiła $h = 200$ mm. Szerokość

i długość zbiorników stanowiła wielokrotność jego wysokości i wynosiła od 200 mm do 1200 mm. W ramach tego rodzaju badań analizowano wpływ zmian wymiarów gabarytowych zbiorników na ich wytrzymałość statyczną podczas numerycznych prób obciążenia ich ciśnieniem wewnętrznym $p = 1$ MPa.

Celem drugiego rodzaju przeprowadzonych badań była obserwacja wpływu zmiany grubości okładzin płyt sandwichowych, z których zbudowane są zbiorniki, na ich wytrzymałość statyczną. W badaniach przyjęto grubość okładzin wynoszącą $h_{f1} = 1$ mm oraz $h_{f2} = 3$ mm. Przeprowadzono symulacje obciążenia rodziny zbiorników ciśnieniem wewnętrznym $p = 1$ MPa.

Trzecim rodzajem badań było sprawdzenie wpływu grubości rdzenia płyt sandwichowych zbiorników na wartości ich ugięcia oraz maksymalnych naprężeń zredukowanych podczas numerycznych prób statycznego obciążenia zbiorników ciśnieniem wewnętrznym $p = 1$ MPa. W badaniach przyjęto grubość rdzenia wynoszącą $h_{c1} = 25$ mm oraz $h_{c2} = 30$ mm.

Ze względu na to, że wytrzymałość struktur sandwichowych zależy istotnie od ich konfiguracji tzn. proporcji grubości rdzenia i okładzin przeprowadzono badania, w których zmieniano grubość zarówno okładzin, jak i rdzenia. Założono, że badania zostaną przeprowadzone dla zbiorników, których płyty sandwichowe mają całkowitą grubość $h = \{20, 25, 30, 35, 40, 45, 50\}$ mm. Wyznaczono współczynnik proporcji grubości okładziny względem całkowitej grubości płyty $i_1 = h_f/h$ oraz współczynnik proporcji grubości rdzenia względem całkowitej grubości płyty $i_2 = h_c/h$. Wartości tych współczynników wyznaczono na podstawie typowej struktury sandwichowej, w której grubość okładzin wynosi $h_f = 2$ mm, a grubość rdzenia $h_c = 16$ mm. Zatem współczynnik $i_1 = 0,1$ oraz $i_2 = 0,8$. Uwzględniając całkowitą grubość (h) płyt sandwichowych oraz współczynniki i_1 i i_2 wyznaczono siedem płyt sandwichowych różniących się grubościami okładzin oraz rdzeni. Badaniom poddano całą rodzinę analizowanych zbiorników. Zbiorniki zostały poddane obciążeniu ciśnieniem wewnętrznym $p = 1$ MPa.

Ze względu na dużą zmienność wartości modułu Younga piany metalowej z której wykonany jest rdzeń płyt, przeprowadzono badania wpływu jego zmienności na wytrzymałość sandwichowych zbiorników ciśnieniowych o prostokątnym przekroju poprzecznym. Badania polegały na przeprowadzeniu statycznych, numerycznych obliczeń wytrzymałościowych pod obciążeniem ciśnieniem wewnętrznym $p = 1$ MPa. Każdy badany zbiornik został poddany dwóm symulacjom, w których przyjęto różne wartości modułu

Younga piany metalowej. W badaniach parametr ten wynosił odpowiednio $E_{c1} = 1600$ MPa oraz $E_{c2} = 4800$ MPa. Wartości te przyjęto na podstawie danych literaturowych przedstawionych m.in. w [25].

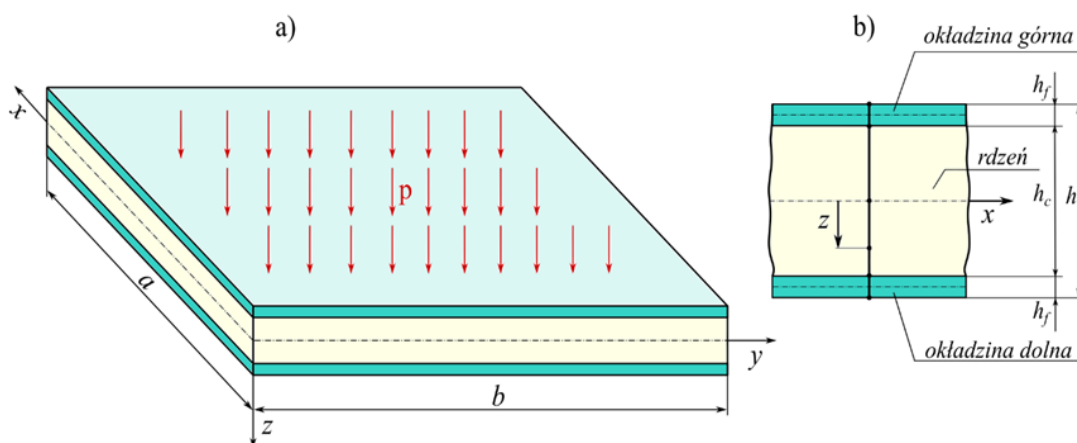
W szóstym, ostatnim rodzaju badań obserwowano wpływ zastosowania przegród wewnątrz zbiorników na ich wytrzymałość statyczną pod obciążeniem ciśnienia wewnętrznego $p = 1$ MPa. Analizie poddano 36 zbiorników, w których zastosowano jedną, dwie lub trzy przegrody.

4.3. Model obliczeniowy

4.3.1. Płyta sandwiczowa

Podstawowym elementem opracowanego zbiornika wyrównawczego jest płyta prostokątna o strukturze sandwiczowej (rysunek 18a), czyli dwuwymiarowy element konstrukcyjny charakteryzujący się tym, iż jeden wymiar jest istotnie mniejszy od dwóch pozostałych. W jej strukturze wyróżnić można rdzeń wykonany z pianki aluminiowej oraz okładzinę górną i dolną wykonaną ze stopu aluminium (rysunek 18b). Moduł Younga rdzenia wynosi $E_c = 3600$ MPa, a okładziny górnej i dolnej $E_f = 72000$ MPa.

Płytę poddano badaniom wytrzymałościowym z wykorzystaniem metody elementów skończonych. Do przeprowadzenia analiz użyto oprogramowania Abaqus 6.12-2. Badania polegały na wyznaczeniu maksymalnych wartości naprężeń zredukowanych oraz ugięć płyty poddanej działaniu ciśnienia o wartości $p = 1$ MPa.



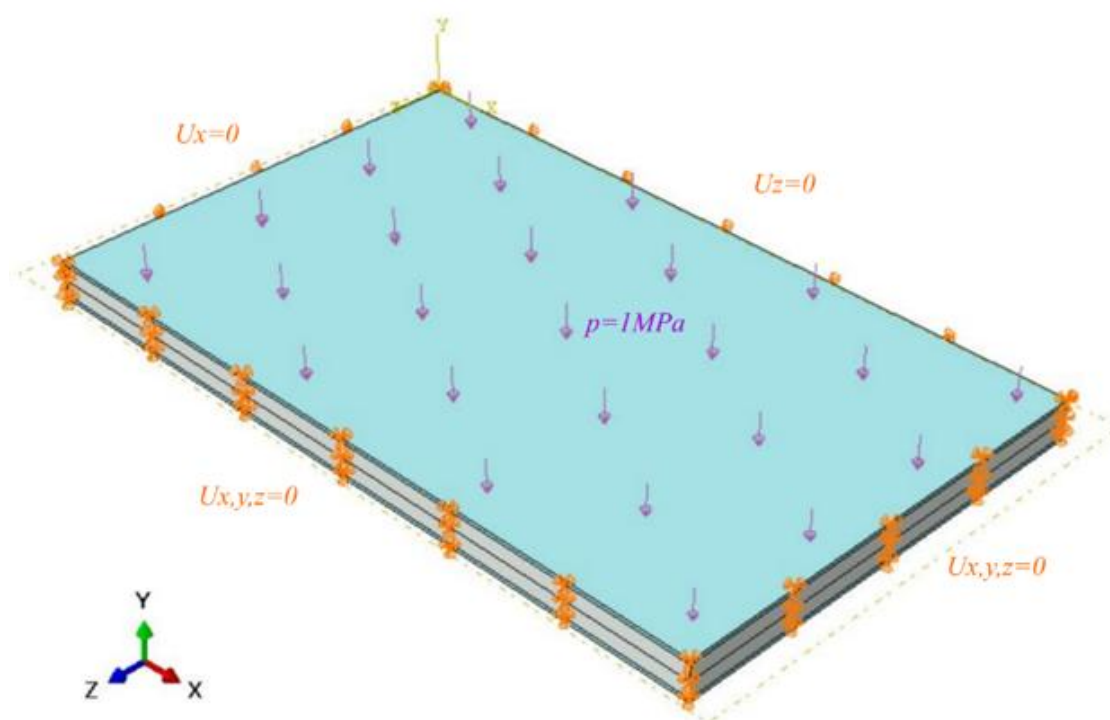
Rysunek 18. Płyta sandwiczowa

Badania rozpoczęto od opracowania modelu numerycznego płyty. Płytę zaprojektowano z wykorzystaniem modeli bryłowych dostępnych w programie Abaqus. Przyjęto następujące

wymiary gabarytowe płyty: długość $a = 750$ mm, szerokość $b = 450$ mm, wysokość $h = 20$ mm, grubość rdzenia $h_c = 16$ mm oraz grubość okładziny górnej i dolnej $h_f = 2$ mm.

Prostopadłościenny model wymagał zdefiniowania poszczególnych warstw tak, by odzwierciedlona została struktura sandwiczowa. Z tego względu wydzielono z niego komórki z wykorzystaniem funkcji „cell”. W ten sposób pierwotny model płyty został podzielony na trzy warstwy. Następnie poszczególnym warstwom płyty nadano własności materiałowe tj, moduł Younga oraz liczbę Poissona odpowiednie dla stopu aluminium (materiał okładziny górnej i dolnej) oraz piany aluminiowej (materiał rdzenia).

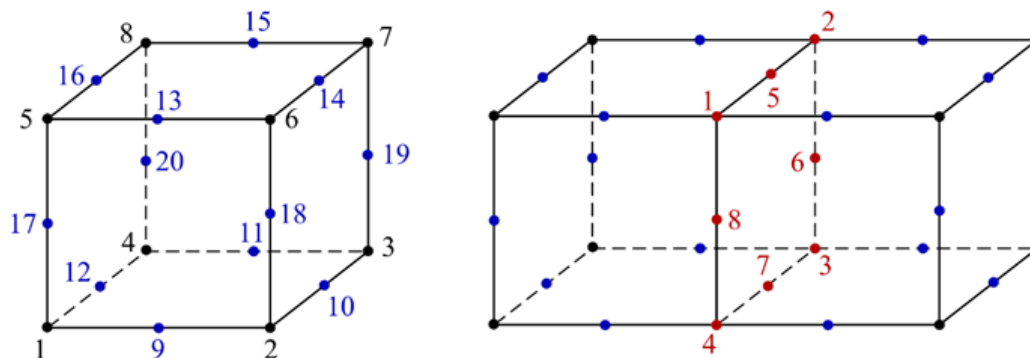
Kolejny etap tworzenia modelu stanowiło zdefiniowanie warunków obciążenia, utwierdzenia i symetrii. Płytę utwierdzono i poddano działaniu ciśnienia wewnętrznego o wartości $p = 1$ MPa. Dzięki uwzględnieniu warunków symetrii płyty model obliczeniowy ograniczono do ćwierci płyty (zamodelowano $\frac{1}{4}$ część), co skróciło czas obliczeń oraz ograniczyło moc obliczeniową komputera wymaganą do obliczeń. Model numeryczny płyty sandwiczowej wraz z warunkami brzegowymi, obciążenia oraz symetrii przedstawiono na rysunku 19.



Rysunek 19. Warunki utwierdzenia, obciążenia i symetrii, gdzie: U_x – przemieszczenie względem osi X , U_y – przemieszczenie względem osi Y , U_z – przemieszczenie względem osi Z

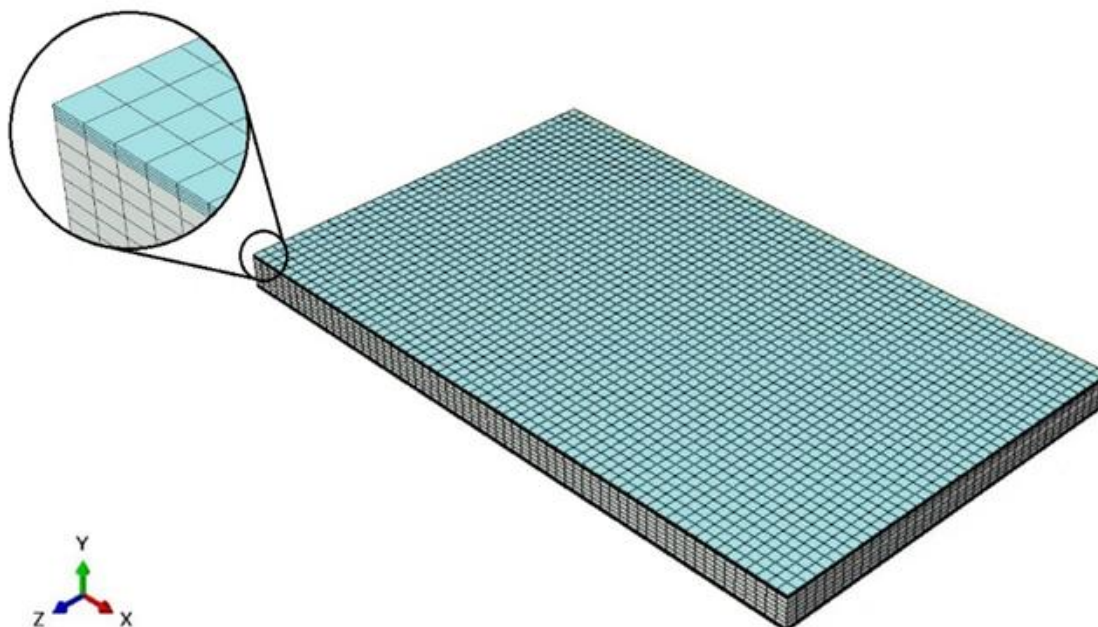
Następnie zdefiniowano siatkę elementów skończonych składającą się z heksagonalnych, 20-węzłowych elementów skończonych drugiego rzędu, typu C3D20R

ze zredukowaną liczbą punktów integrujących ($2 \times 2 \times 2$). Elementy te są wykorzystywane do ogólnych zastosowań obliczeniowych. Przykład elementu wraz z numeracją jego węzłów oraz sposób integracji dwóch elementem przedstawiono na rysunku 20.



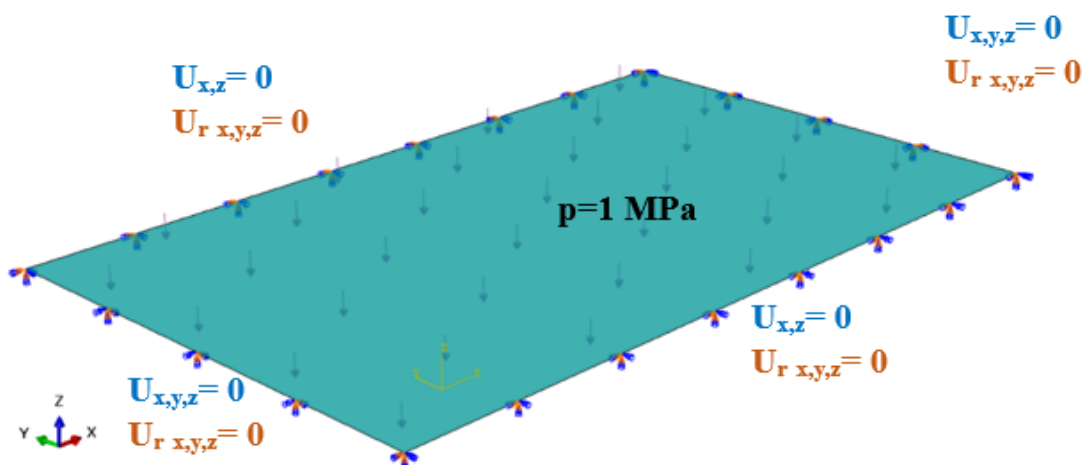
Rysunek 20. Element skończony typu C320DR oraz sposób jego integracji.

Zdefiniowaną siatkę elementów skończonych przedstawiono na rysunku 21. Ze względu na 10-krotnie mniejszą grubość okładzin w porównaniu z grubością rdzenia, siatka została lokalnie zagęszczona w taki sposób, by na każdą okładzinę przypadały min. 3 elementy skończone.



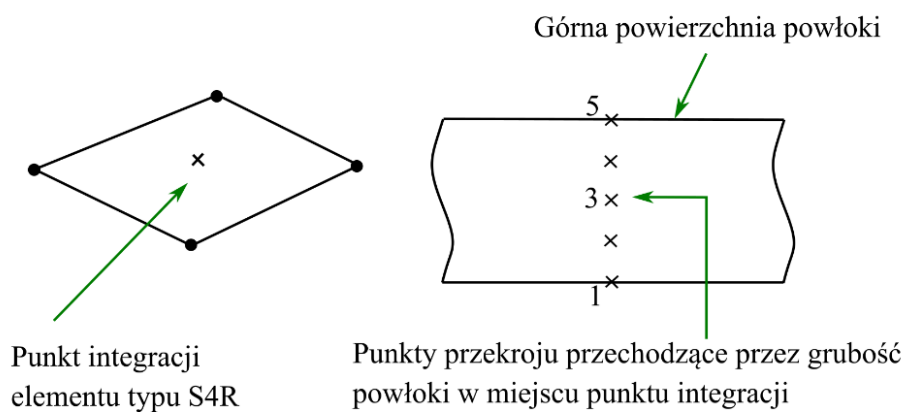
Rysunek 21. Siatka elementów skończonych

Opracowano również model powłokowy płyty sandwiczowej w celu porównania uzyskanych wyników badań z modelem bryłowym. Model ten przedstawiono na rysunku 22.

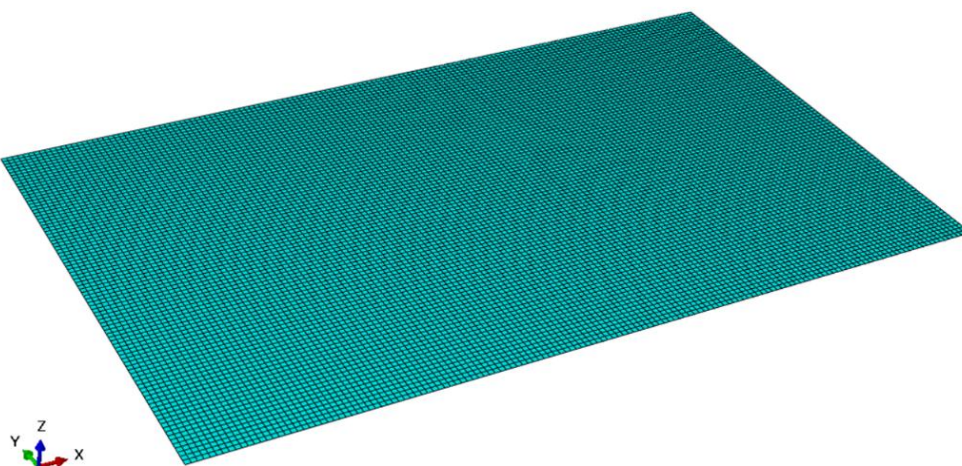


Rysunek 22. Model powłokowy płyty sandwiczowej

Zdefiniowano siatkę elementów skończonych dla modelu powłokowego płyty sandwiczowej składającą się z elementów typu S4R. Są to liniowe, czterowęzłowe elementy powłokowe o sześciu stopniach swobody. Ze względu na ich zdolność do działania zarówno jako cienkie, jak i grube powłoki elementy te można wykorzystywać do ogólnych zastosowań. Punkty integracji elementów typu S4R przedstawiono na rysunku 23.



Rysunek 23. Punkt integracji oraz punkty przekroju elementu typu S4R [60]

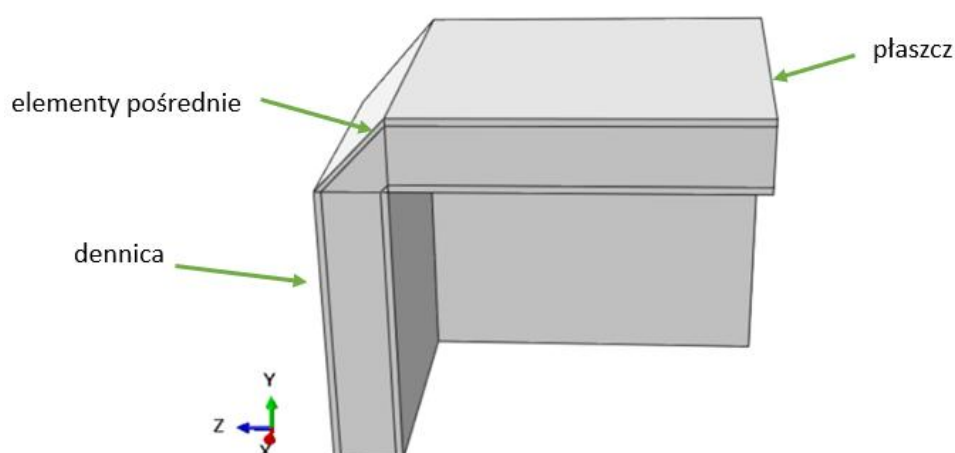


Rysunek 24. Siatka elementów skończonych płyty sandwiczowej- elementy S4R

Siatkę elementów skończonych powłokowego modelu płyty sandwiczowej, składającą się z elementów typu S4R, przedstawiono na rysunku 24.

4.3.2. Sandwiczowy zbiornik ciśnieniowy o prostokątnym przekroju poprzecznym

Model numeryczny badanych zbiorników ciśnieniowych opracowano w oprogramowaniu Abaqus 6.12-2. Zbiorniki zostały zamodelowane z wykorzystaniem modeli bryłowych. Symetryczna budowa zbiornika umożliwiła opracowanie modelu obliczeniowego, który reprezentował oktan zbiornika (rysunek 25). Dzięki temu skrócono czas przeprowadzanych symulacji numerycznych oraz ograniczono pamięć komputera wykorzystywaną do obliczeń.



Rysunek 25. Model bryłowy zbiornika

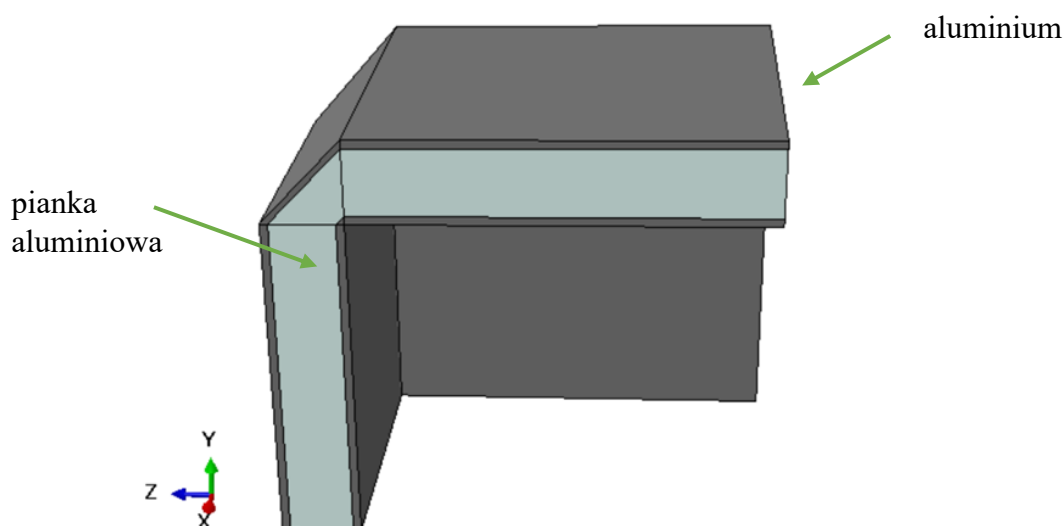
Bryłę zbiornika podzielono na komórki (*ang. cell*) reprezentujące poszczególne elementy strukturalne płyty sandwiczowej. Płaszcz zbiornika (rysunek 25) stanowią cztery płyty sandwiczowe połączone ze sobą doczołowo. Dennice wykonane są z płyty sandwiczowej, które połączone są elementem pośrednim z płaszczem. Elementy ten zostały wykorzystane ze względów technologicznych, gdyż umożliwiają one przyspawanie dennicy do płaszcza.

Dzięki wykorzystaniu tej samej funkcji podziału na komórki („cell”), w płytach sandwiczowych tworzących zbiornik wyszczególniono warstwy struktury tj. okładzinę górną i dolną oraz rdzeń. Warstwom tym nadano odpowiednie właściwości materiałowe. W tym celu zdefiniowano dwa materiały: aluminium oraz piankę aluminiową. Definicja tych materiałów zawierała dane dotyczące wartości modułu Younga oraz liczby Poissona. Dane te zestawiono w tabeli 2.

Tabela 2. Właściwości materiałowe

Materiał	Moduł Younga MPa	Liczba Poissona
Aluminium	72 000	0,3
Pianka aluminiowa	3 600	0,3

Model zbiornika z wyszczególnionymi materiałami (pianką aluminiową oraz aluminium) przedstawiono na rysunku 26.

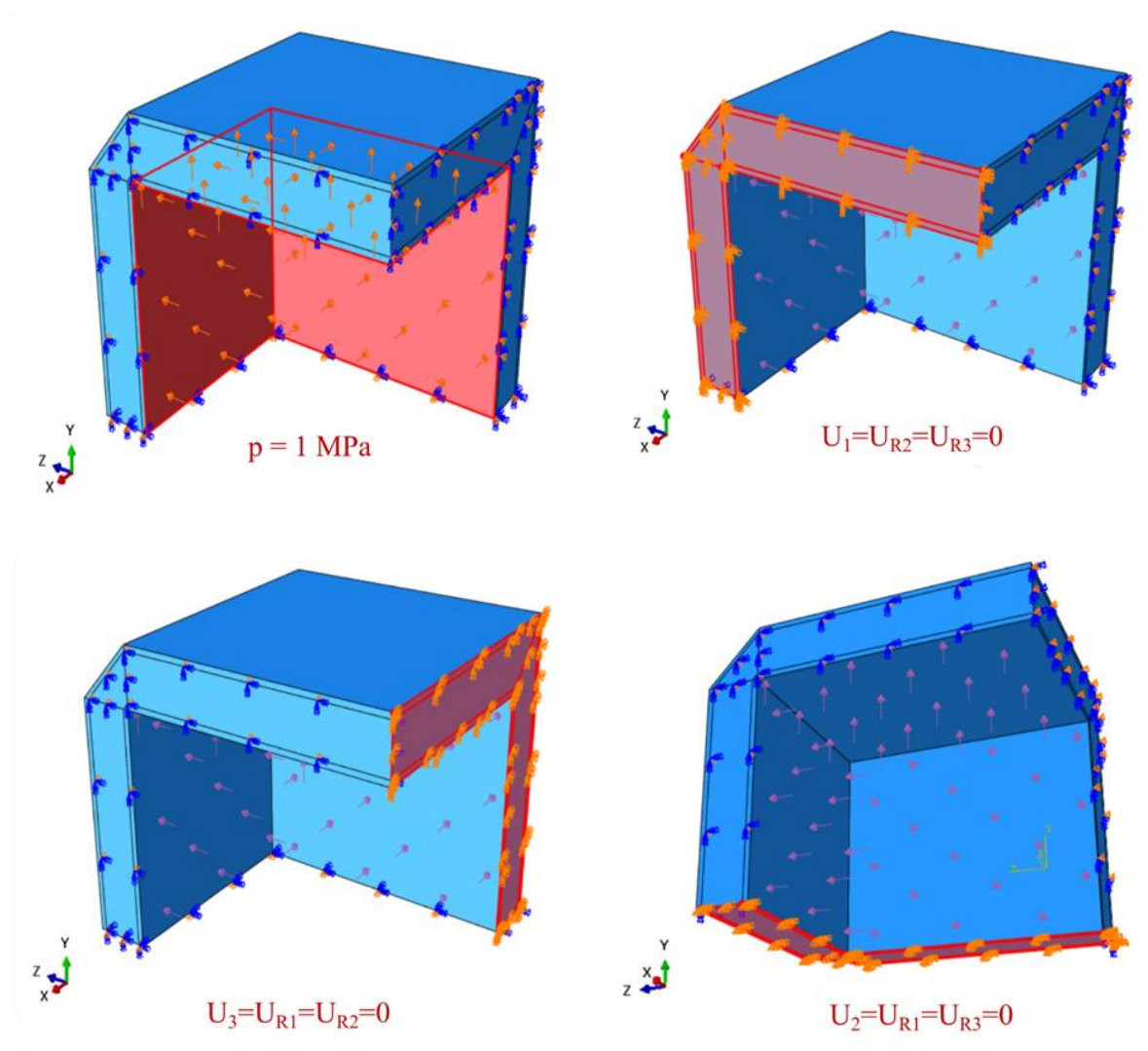


Rysunek 26. Struktura sandwiczowa płyt zbiornika i jej materiały

Po przypisaniu modelowi właściwości materiałowych zdefiniowano warunki symetrii i obciążenia, które przedstawiono na rysunku 27. Modelom nadano warunki symetrii wzdłuż

każdej z osi X, Y i Z. Każdy z badanych zbiorników został poddany obciążeniu ciśnieniem wewnętrznym $p = 1 \text{ MPa}$. Wartość ta jest wyższa niż maksymalne ciśnienie, jakie może wystąpić w systemie zawieszenia drugiego stopnia pojazdów szynowych, gdzie zbiorniki te mogłyby znaleźć swoje zastosowanie.

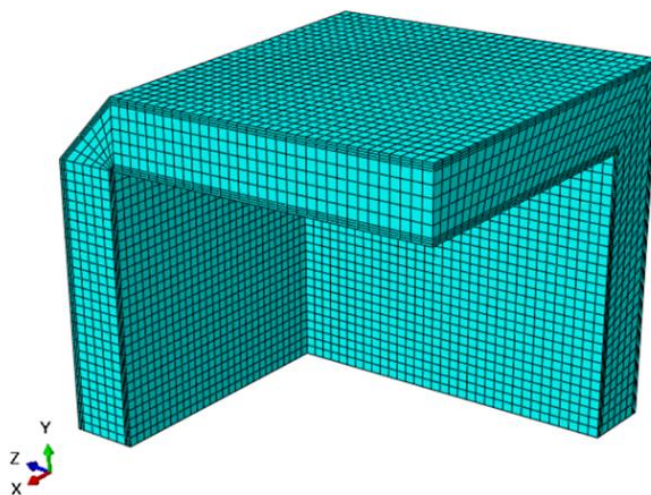
Opracowany model poddano dyskretyzacji definiując siatkę elementów skończonych. Siatka, którą przedstawia rysunek 28 składała się z elementów heksagonalnych, 20-węzłowych drugiego rzędu typu C3D20R ze zredukowaną liczbą punktów integrujących ($2 \times 2 \times 2$), których metodę integracji opisano w rozdziale 4.3.1 niniejszej pracy.



Rysunek 27. Warunki brzegowe i obciążenia

W zależności od wymiarów gabarytowych badanego zbiornika liczba elementów tworzących siatkę różniła się. Cechą wspólną opracowanych siatek elementów skończonych było to, iż na grubości okładzin dokonano jej zagęszczenia, w taki sposób by znajdowały się

tam min. 3 elementy skończone. Dokonano takiego zabiegu ze względu na znaczną różnicę grubości okładzin i rdzenia powodującą, iż na okładziny przypadał wyłącznie jeden element skończony, co mogłoby wpływać negatywnie na dokładność wyników symulacji. Dzięki zastosowaniu elementów typu C3D20R możliwe było lokalne zagęszczenie siatki, gdyż elementy te nie są wrażliwe na deformację elementów siatki. Przykładową siatkę przedstawiono na rysunku 28.



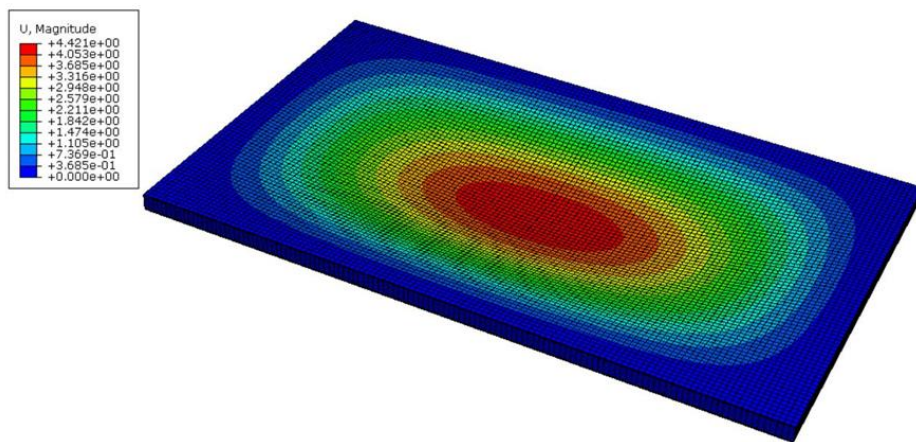
Rysunek 2828. Siatka elementów skończonych

Do analizy wybrano moduł ogólnych obliczeń statycznych (*ang. static general*). Ten rodzaj obliczeń stosowany jest w sytuacji, gdy w badanym przypadku możliwe jest pominięcie efektu bezwładności oraz zachowania materiałów zależnego od czasu, takich jak pełzanie.

5. WYNIKI BADAŃ

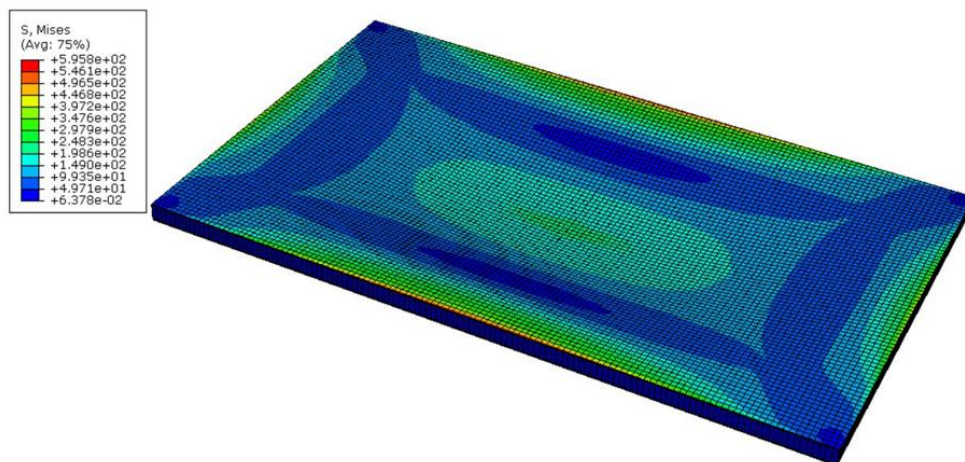
5.1. Płyta sandwiczowa

Dokonano analizy wytrzymałości statycznej płyty sandwiczowej obciążonej ciśnieniem $p = 1$ MPa oddziaływującym na jej górną powierzchnię. Uzyskany z obliczeń rozkład maksymalnych wartości ugięcia płyty (model bryłowy) przedstawiono na rysunku 29. Wynika z niego, że maksymalne ugięcie występuje w geometrycznym środku płyty i wynosi $u_{\max} = 4,4$ mm.



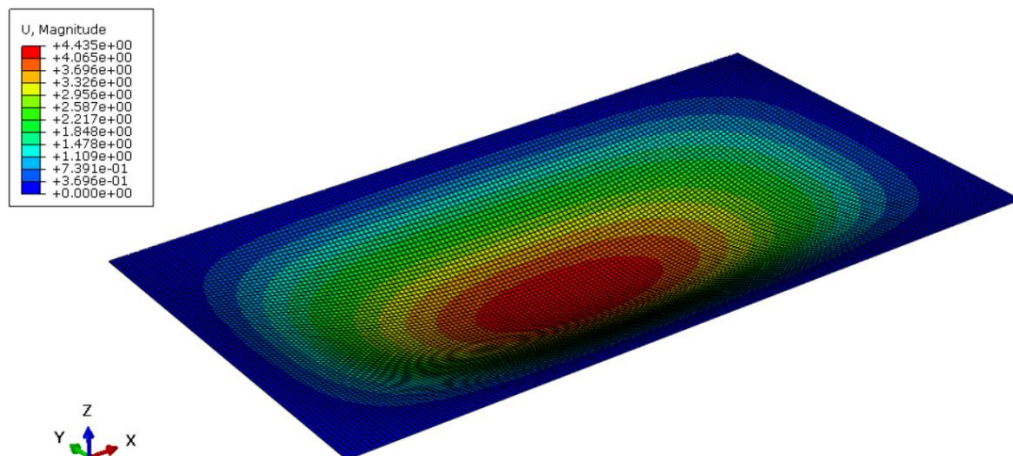
Rysunek 29. Rozkład wartości ugięcia badanej płyty sandwiczowej- model bryłowy

Z kolei rozkład wartości naprężeń zredukowanych Hubera-Mises'a σ_{H-M} (nazywanych zredukowanymi) przedstawiono na rysunku 30. Maksymalne ich wartości wystąpiły w pobliżu utwierdzenia płyty i wyniosły $\sigma_{H-M} = 595,8$ MPa. Natomiast w pozostałych miejscach wartości tych naprężeń zredukowanych były nie większe niż $\sigma_{H-M} < 397,2$ MPa.



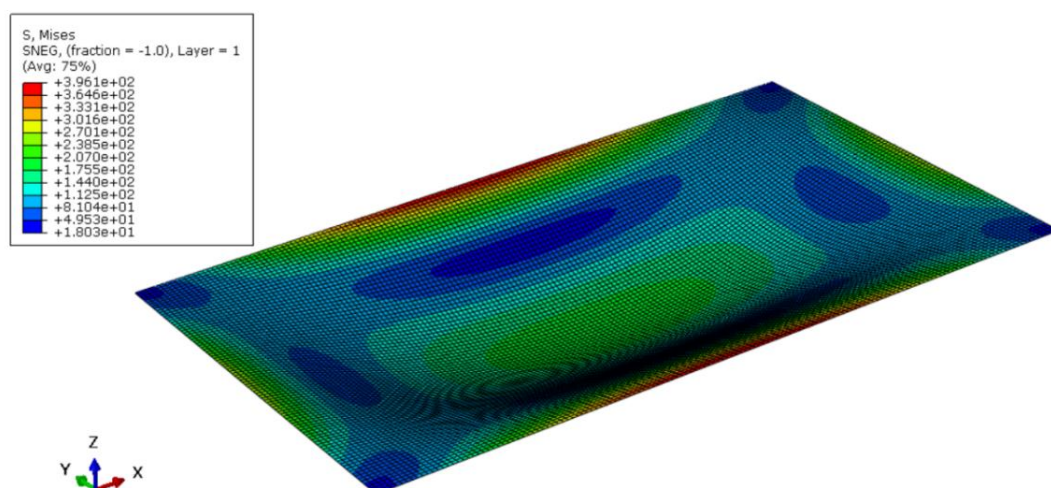
Rysunek 30. Rozkład naprężeń zredukowanych badanej płyty sandwiczowej- model bryłowy

Analogiczne badanie przeprowadzono z wykorzystaniem modelu powłokowego płyty. Rozkład wartości ugięcia tej płyty poddanej obciążeniu ciśnieniem $p = 1 \text{ MPa}$ przedstawiono na rysunek 31. Wynika z niego, że maksymalna wartość ugięcia występuje w geometrycznym środku płyty i wynosi $u_{\max} = 4,4 \text{ mm}$. Zatem różnica maksymalnych wartości ugięcia uzyskanych z modelu bryłowego i modelu powłokowego jest poniżej 1 %.



Rysunek 31. Rozkład wartości ugięcia płyty sandwiczowej- model powłokowy

Rozkład naprężeń w górnej warstwie płyty sandwiczowej (model powłokowy) przedstawiono na rysunek 32. Porównując wartości uzyskane z modelu bryłowego z modelem powłokowym można stwierdzić, że rozkład naprężeń jest podobny na całej powierzchni płyty poza wartościami naprężeń występującymi przy krawędziach płyty (miejscach utwierdzenia). W obu przypadkach wartości naprężeń zredukowanych na powierzchni płyty są $\sigma_{H-M} < 400 \text{ MPa}$.



Rysunek 32. Rozkład naprężeń zredukowanych na górnej warstwie płyty sandwiczowej- model powłokowy 32

5.2. Sandwiczowy zbiornik ciśnieniowy o prostokątnym przekroju poprzecznym

5.2.1. Zmienne wymiary gabarytowe

Pierwszy rodzaj przeprowadzonych badań stanowiły statyczne badania wytrzymałościowe (w zakresie sprężystym, liniowym) sandwiczowych zbiorników ciśnieniowych o przekroju prostokątnych, których wymiary gabarytowe tzn. długość i szerokość były zmienne i stanowiły wielokrotność wysokości zbiornika będącej wartością stałą wynoszącą 200 mm. Badaniom poddano 36 zbiorników, które zostały wymienione w tabeli 1. Polegały one na przeprowadzeniu symulacji numerycznych, w których każdy ze zbiorników został poddany działaniu ciśnienia wewnętrznego $p = 1$ MPa. Analizowano wartości maksymalnych naprężeń zredukowanych Hubera-Mises'a oraz maksymalne wartości ugięć płyt sandwiczowych, z których zbudowane są zbiorniki.

Na podstawie uzyskanych wyników dokonano selekcji zbiorników na te, które spełniają przyjęte kryterium: $\sigma_{H-M} < 400$ MPa. Kryterium to zostało określone na podstawie danych literaturowych dotyczących granicy plastyczności stopów aluminium, z których mogą zostać wykonane okładziny płyt sandwiczowych. Przykłady tych stopów oraz ich wybrane właściwości fizyczno-mechaniczne przedstawiono w tabeli 3.

Tabela 3. Właściwości fizyczno-mechaniczne wybranych stopów aluminium [13]

Stop	Gęstość	Granica wytrzymałości	Granica plastyczności	Moduł Younga
	g/cm ³	MPa	MPa	GPa
2014-T6	2,8	483	414	72,4

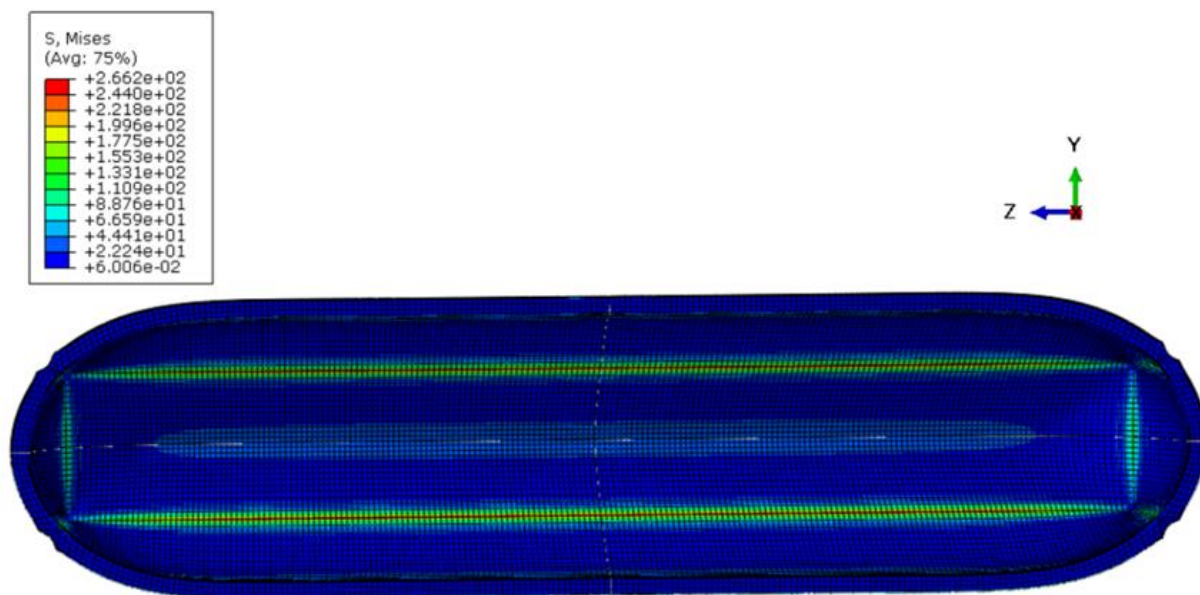
2023-T4	2,78	469	324	73,1
2124-T851	2,78	483	441	73,1
6061-T6	2,7	310	276	68,9
7075-T6	2,81	572	503	71,7

Na podstawie powyższych danych przyjęto, że do dalszych analiz zakwalifikowane zostaną zbiorniki, których maksymalne naprężenia zredukowane nie przekraczają wartości $\sigma_{H-M} = 400$ MPa, podczas symulacji obciążenia ciśnieniem wewnętrznym $p = 1$ MPa. Zbiorniki, których maksymalne naprężenia zredukowane nie przekroczyły tej wartości przedstawiono w tabeli 4.

Tabela 4. Wyniki badań

L.p.	V dm ³	axbxc -	a mm	b mm	c mm	u _{max} mm	σ_{H-M} MPa
1.	4	1x1x1	200	200	200	0,17	261,4
2.	9	1x2x1	200	400	200	0,26	242,4
3.	9	2x1x1	400	200	200	0,24	340,0
4.	14	1x3x1	200	600	200	0,27	246,7
5.	14	3x1x1	600	200	200	0,25	345,0
6.	20	1x4x1	200	800	200	0,27	234,4
7.	20	4x1x1	800	200	200	0,24	294,0
8.	25	1x5x1	200	1000	200	0,27	248,7
9.	25	5x1x1	1000	200	200	0,24	294,0
10.	30	1x6x1	200	1200	200	0,27	235,4
11.	30	6x1x1	1200	200	200	0,24	311,4

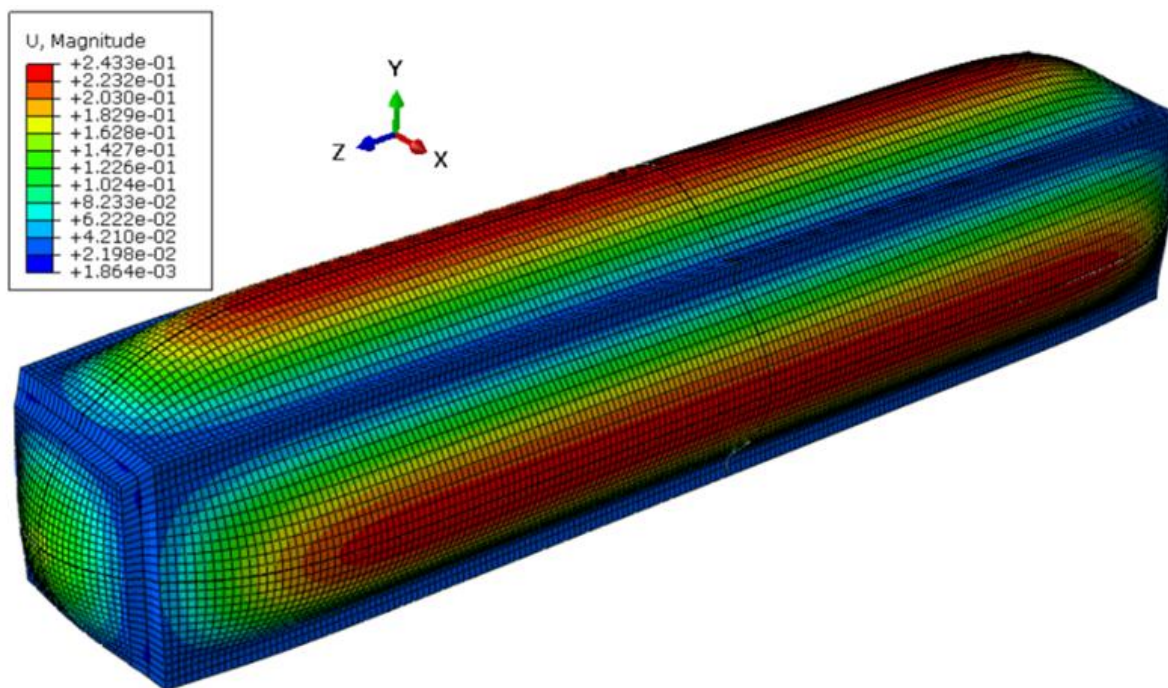
Spośród 36 badanych zbiorników, tylko 11 z nich spełniło kryterium $\sigma_{H-M} < 400$ MPa. Zaliczają się do nich zbiorniki o pojemnościach od $V_{min} = 4$ dm³ do $V_{max} = 29,7$ dm³. Na rysunku 33 przedstawiono rozkład wartości naprężeń zredukowanych Hubera- Mises'a zbiornika o $V_{max} = 29,7$ dm³ (widok półprzekroju; postać odkształcona zbiornika).



Rysunek 3333. Rozkład wartości maksymalnych naprężeń zredukowanych zbiornika 6x1x1

Można zaobserwować, że wartości maksymalne naprężeń zredukowanych skupiają się w okolicy połączenia płyt płaszcza oraz w miejscu połączenia płaszcza z dennicami. Wartości naprężeń zredukowanych w tych miejscach wynoszą od $\sigma_{H-M} = 111$ MPa do $\sigma_{H-M} = 266$ MPa. Natomiast w pozostałych obszarach zbiornika (tzn. na powierzchni płyt tworzących płaszczy i dennice) wartości naprężeń nie przekraczają $\sigma_{H-M} = 66,5$ MPa.

Wartości ugięć płyt sandwiczowych tworzących ten zbiornik zostały przedstawione na rysunku 34. Wartości maksymalne ugięć występują w płytach tworzących płaszczy i znajdują się w ich środkach geometrycznych płyt i wynoszą $u_{\max} = 0,24$ mm. Z kolei obszary, w których wartości ugięć są najmniejsze, stanowią miejsca łączenia płyt sandwiczowych.

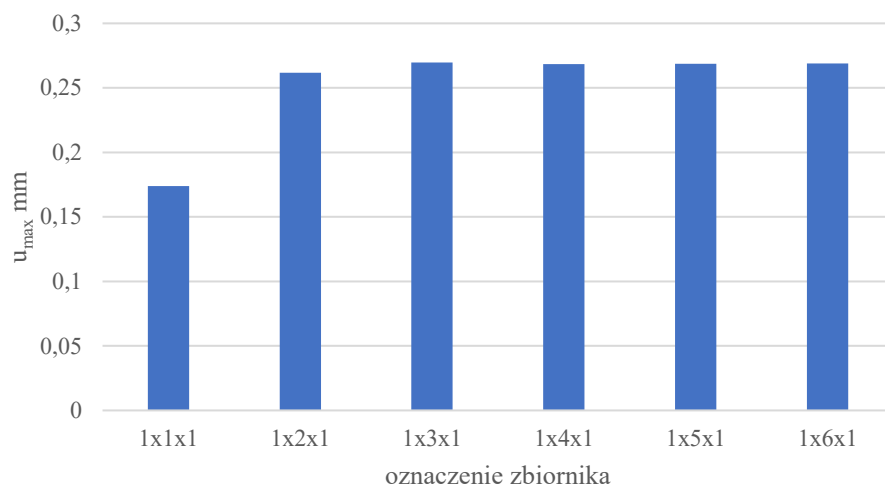


Rysunek 34. Rozkład maksymalnych wartości ugięcia zbiornika 6x1x1

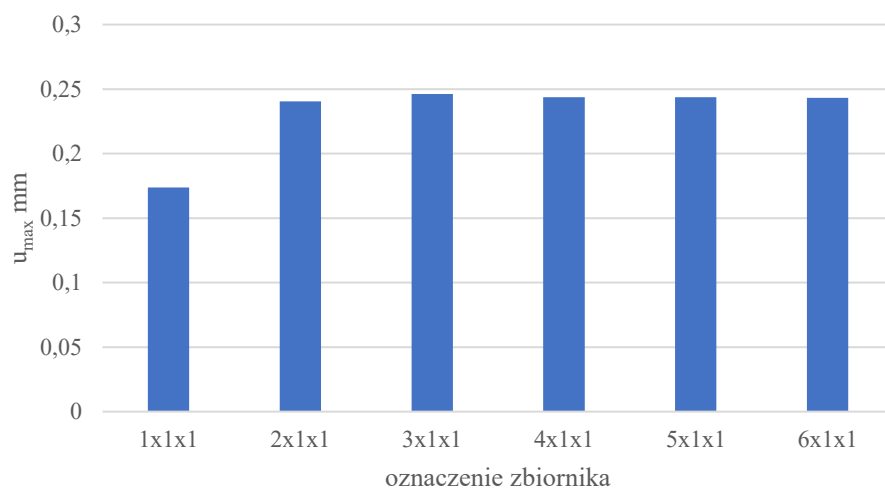
Analogiczny rozkład wartości maksymalnych naprężeń zredukowanych i ugięć uzyskano dla pozostałych zbiorników.

Analizie poddano wpływ zmiany długości i szerokości zbiorników na wartości naprężeń zredukowanych Hubera-Mises'a i maksymalne wartości ugięć płyt. Na rysunku 35 przedstawiono wykres zależności wartości maksymalnych ugięć płyt poszczególnych zbiorników poddanych działaniu ciśnienia wewnętrznego $p = 1$ MPa od jego wymiarów gabarytowych. Wynika z niego, że zmiana wymiarów gabarytowych zbiorników (długości i szerokości) sandwiczowego o prostokątnym przekroju poprzecznym powoduje wzrost wartości ugięcia płyt sandwiczowych tworzących zbiornik.

a)

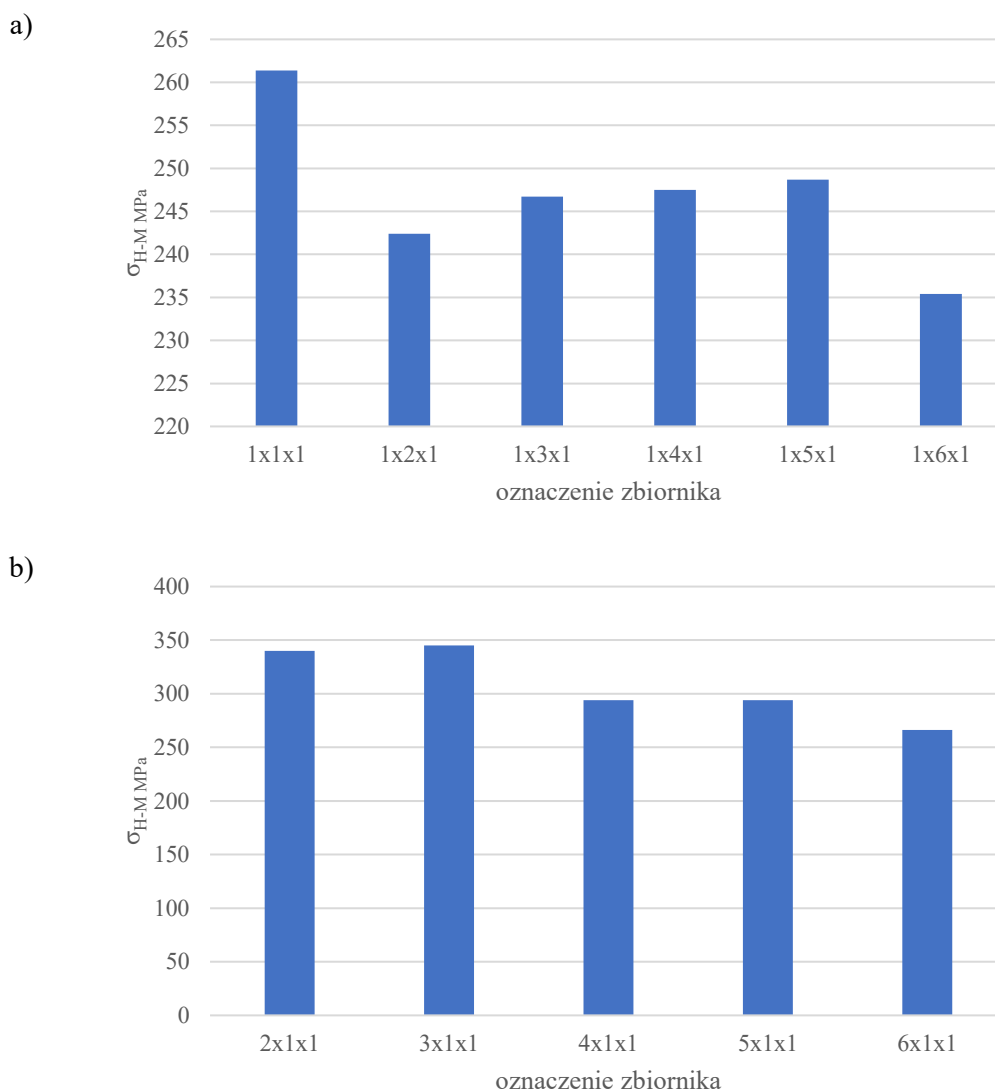


b)



Rysunek 35. Wykres zależności maksymalnych ugięć płyt zbiorników od ich długości

Na rysunku 36 przedstawiono wykres zależności wartości maksymalnych naprężeń zredukowanych Hubera-Mises'a od długości zbiornika sandwiczowego o prostokątnym przekroju poprzecznym. Z wykresów wynika, że wartości maksymalnych naprężeń zredukowanych maleją wraz ze wzrostem wymiarów gabarytowych (szerokości i długości) względem zbiornika o stosunku wymiarów gabarytowych 1x1x1.



Rysunek 3636. Wykres zmiany wartości maksymalnych naprężeń zredukowanych zbiorników od ich długości

Z przeprowadzonych badań wynika, że jedynie 11 z 36 badanych zbiorników spełniło zdefiniowane kryterium wytrzymałościowe. Z tego względu przeprowadzono kolejne badania w celu analizy wpływu wartości modułu Younga rdzenia na wytrzymałość statyczną sandwiczowych zbiorników ciśnieniowych o prostokątnym przekroju poprzecznym.

5.2.2. Zmienny moduł Younga rdzenia płyt sandwiczowych

Moduł Younga rdzenia płyty sandwiczowej (piany metalowej) charakteryzuje się zmiennością wartości wzdłuż jego grubości, co wynika z porowatości i ze zmiany gęstości pianki. Zależność pomiędzy względną gęstością pianki metalowej, a jej modułem Younga opisali m.in. Gibson i Ashby w 1999 r. [17]. Z tego względu przeprowadzono badania wpływu zmiany własności materiałowych rdzenia na wytrzymałość sandwiczowych zbiorników ciśnieniowych o prostokątnym przekroju poprzecznym. Badania polegały

na przeprowadzeniu symulacji obciążenia zbiorników ciśnieniem wewnętrznym $p = 1$ MPa, przy czym przyjęto następujące wartości modułu Younga pianki metalowej rdzenia $E_c = \{1600, 3200, 4800\}$. W tabeli 5 przedstawiono zbiorniki, które spełniły zdefiniowane kryterium $\sigma_{H-M} < 400$ MPa.

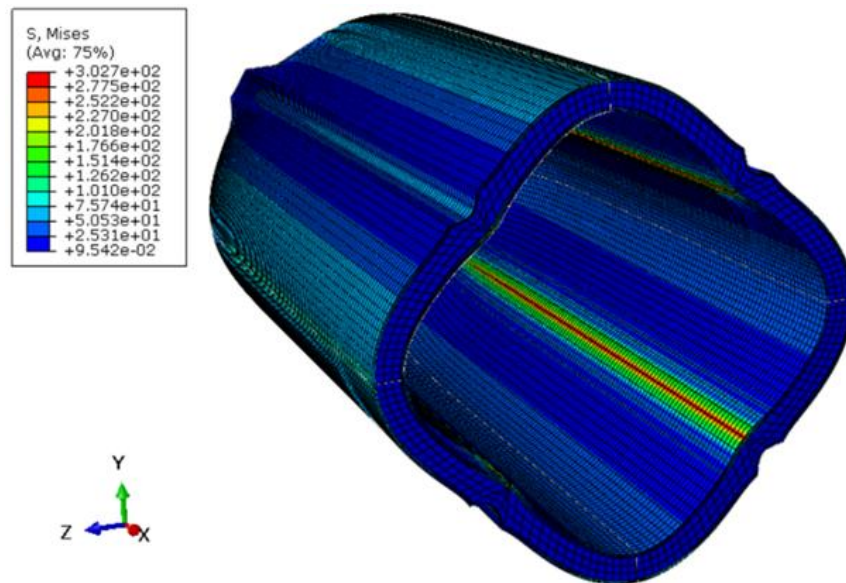
Tabela 5. Wyniki badań

L.p.	V dm ³	axbxc -	a mm	b mm	c mm	E _c MPa	u _{max} mm	σ _{H-M} MPa
1	4	1x1x1	200	200	200	1600	0,29	321,3
						4800	0,15	242,8
2	9	1x2x1	200	400	200	1600	0,42	321,0
						4800	0,22	221,4
3	9	2x1x1	400	200	200	1600	0,40	362,4
						4800	0,20	315,3
4	14	1x3x1	200	600	200	1600	0,44	315,6
						4800	0,23	214,8
5	14	3x1x1	600	200	200	1600	0,41	370,1
						4800	0,21	271,2
6	19	1x4x1	200	800	200	1600	0,44	314,9
						4800	0,30	213,0
7	19	4x1x1	800	200	200	1600	0,41	368,2
						4800	0,21	270,5
8	25	1x5x1	200	1000	200	1600	0,44	303,0
						4800	0,30	198,0
9	25	5x1x1	1000	200	200	1600	0,41	337,0
						4800	0,21	271,0
10	30	1x6x1	200	1200	200	1600	0,44	303,0
						4800	0,23	198,0
11	30	6x1x1	1200	200	200	1600	0,41	387,4
						4800	0,21	287,2

Z tabeli 5 wynika, że 11 z 36 badanych zbiorników spełnia założone kryterium wytrzymałościowe. W tej grupie znajdują się zbiorniki o pojemności od $V_{\min} = 4$ dm³ do $V_{\max} = 30$ dm³.

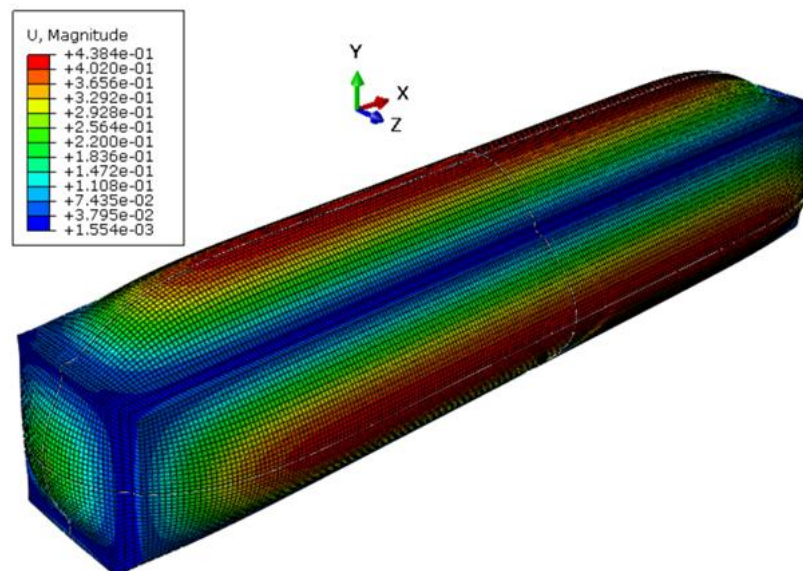
Rozkład wartości naprężeń zredukowanych zbiornika o $V_{\max} = 30$ dm³ przedstawiono na rysunku 37, na którym zaprezentowany został widok przekroju odkształconego zbiornika. Koncentracja największych wartości naprężeń występuje w miejscach połączenia płyt sandwiczowych tworzących płaszczy oraz dennice zbiornika. W miejscach tych, naprężenia

osiągają wartości wynoszące od $\sigma_{H-M} = 151 \text{ MPa}$ do $\sigma_{H-M} = 303 \text{ MPa}$. Najniższe naprężenia występują na powierzchniach centralnych płyt sandwiczowych.



Rysunek 3737. Rozkład naprężeń zredukowanych zbiornika 1x6x1

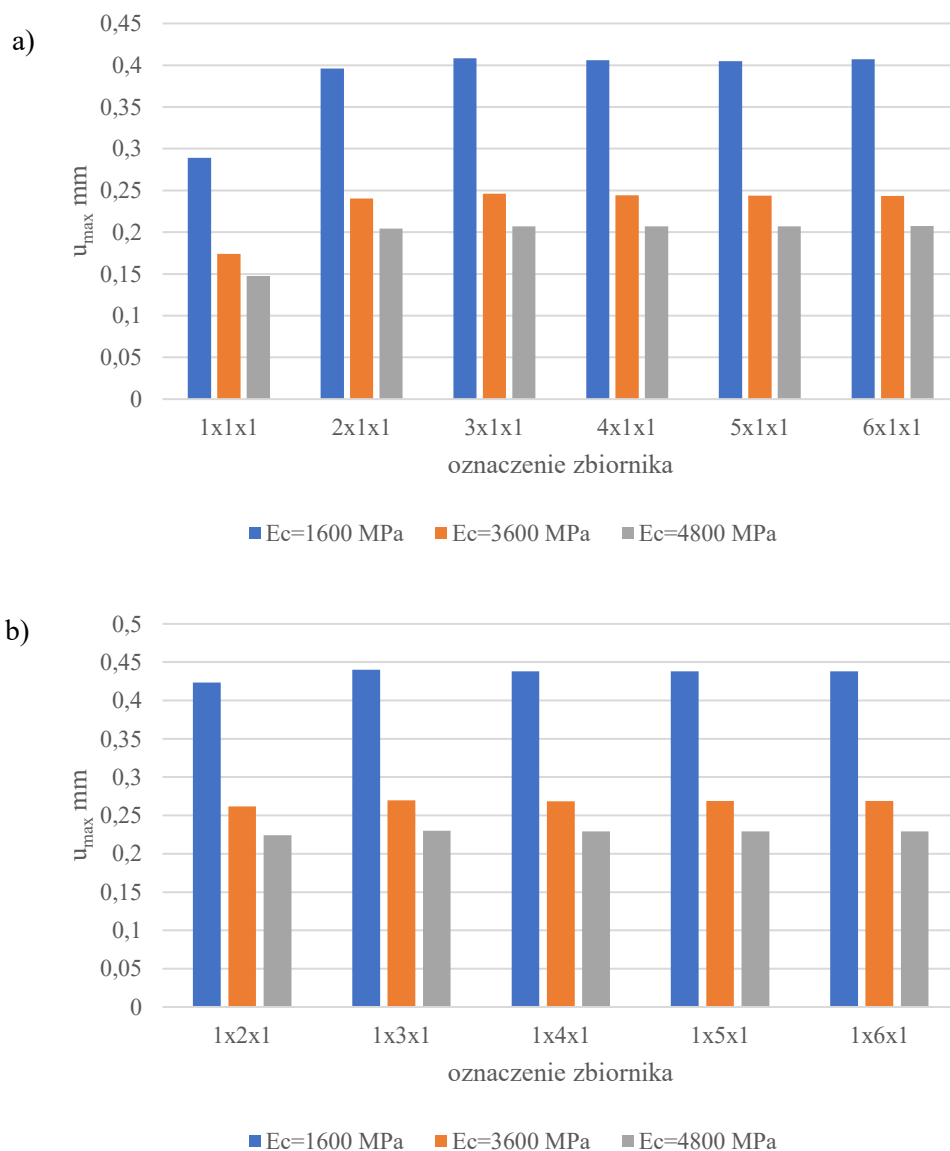
Z kolei na tych powierzchniach, ugięcia osiągają wartość maksymalną $u_{\max} = 0,44 \text{ mm}$. Natomiast w miejscach łączeniach płyt płaszcza oraz dennic wartości ugięć są najmniejsze tj. $u_{\min} = 0,002 \text{ mm}$. Rozkład wartości ugięć przedstawiono na rysunku 38Rysunek 3838.



Rysunek 3838. Rozkład wartości ugięć płyt sandwiczowych zbiornika 1x6x1

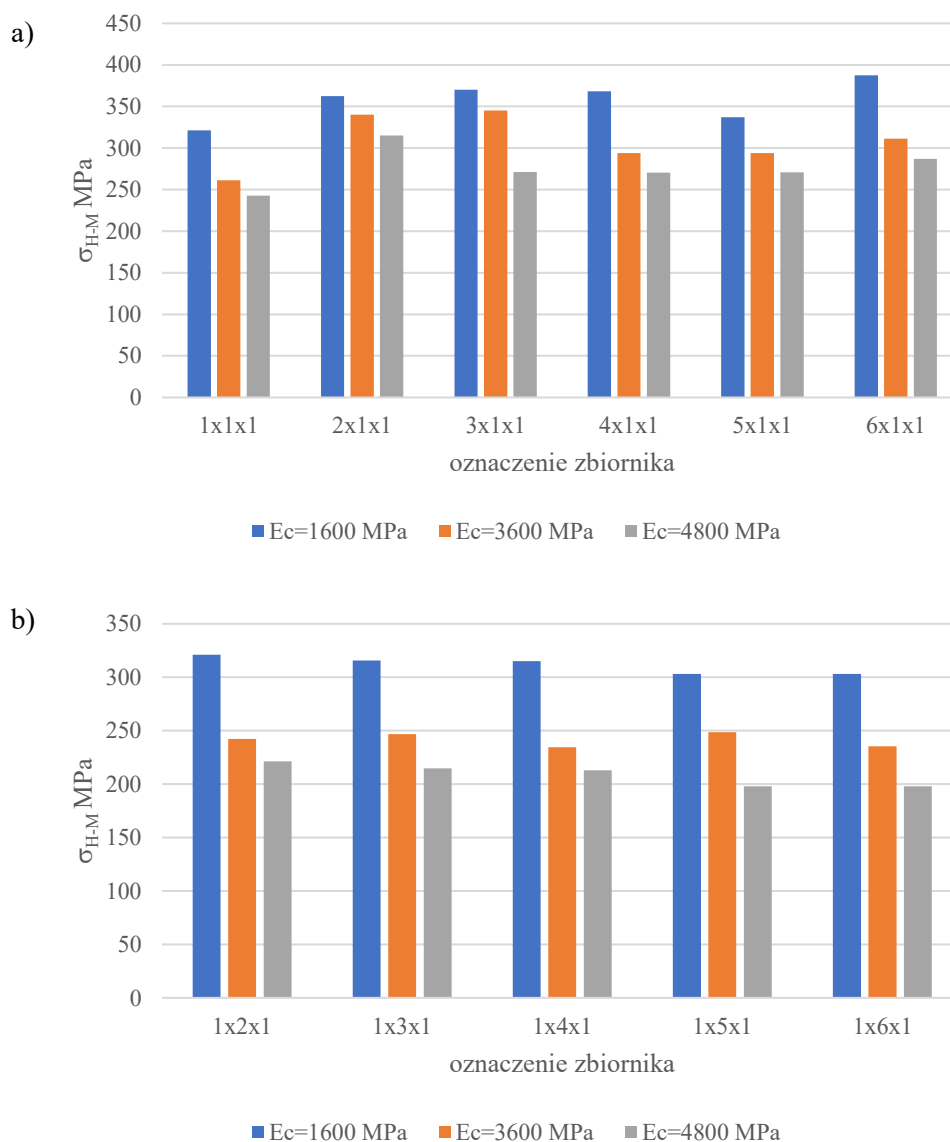
Na rysunku 39 przedstawiono wykresy obrazujące wpływ wartości modułu Younga na maksymalne ugięcia płyt sandwiczowych zbiorników o różnych wymiarach

gabarytowych. Wynika z niego, że wzrost wartości modułu Younga rdzenia z $E_{c1} = 1\,600\text{ MPa}$ do $E_{c2} = 3\,600\text{ MPa}$ powoduje zmniejszenie ugięcia płyt sandwichowych zbiornika średnio o ok. 40 %. Natomiast zwiększenie modułu Younga pianki metalowej do wartości $E_{c3} = 4\,800\text{ MPa}$ pozwala na obniżenie ugięcia płyt sandwichowych zbiornika średnio o ok. 49 % (względem E_{c1}).



Rysunek 3939. Wykres zależności maksymalnego ugięcia płyt w zależności od modułu Younga rdzenia

Wzrost modułu Younga rdzenia powoduje również obniżenie wartości maksymalnych naprężeń zredukowanych Hubera-Mises'a zbiorników poddanych działaniu ciśnienia wewnętrznego, co zostało przedstawione na wykresach na rysunku 40.



Rysunek 4040. Wykres zależności wartości modułu Younga rdzenia płyt na wartość naprężeń zredukowanych

Z przeprowadzonych badań wynika, że wzrost wartości modułu Younga rdzenia płyty sandwichowej (z której zbudowane są zbiorniki) powoduje zmniejszenie wartości maksymalnych ugięć płyt oraz obniżenie wartości maksymalnych naprężeń zredukowanych zbiornika sandwichowego o prostokątnym przekroju poprzecznym. Zwiększenie modułu Younga pianki aluminiowej z $E_c = 1\ 600$ MPa do $E_c = 4\ 800$ MPa spowodowało średni wzrost wytrzymałości zbiorników (obniżenie maksymalnej wartości naprężeń zredukowanych) o ok. 23 %.

5.2.3. Zmienna grubość okładzin płyt sandwichowych

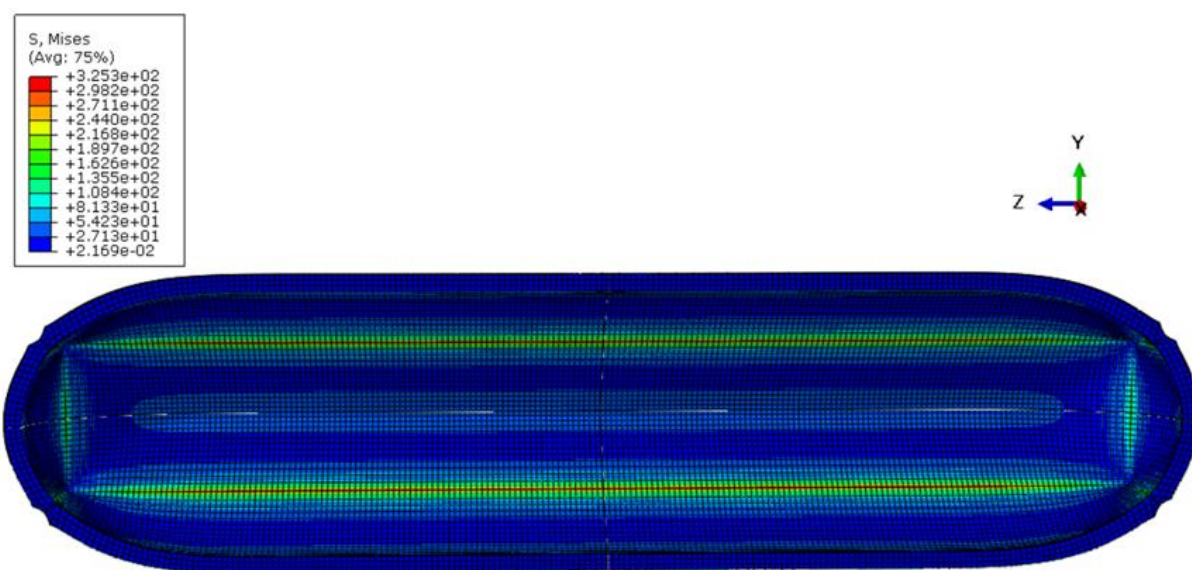
W ramach badań przeprowadzono analizę wpływu grubości okładzin płyt sandwichowych na statyczną wytrzymałość zbiorników ciśnieniowych o prostokątnym

przekroju poprzecznym poddanych działaniu ciśnienia wewnętrznego $p = 1$ MPa. Celem badań było porównanie wartości maksymalnych naprężeń zredukowanych oraz maksymalnych ugięć płyt zbiorników, w których grubość okładzin zmieniała się i wynosiła $h_f = \{1, 2, 3\}$. Symulacjom poddano całą rodzinę badanych zbiorników (patrz tabela 1). Otrzymane wyniki poddano analizie i dokonano selekcji zbiorników biorąc pod uwagę przyjęte kryterium $\sigma_{H-M} < 400$ MPa. Zbiorniki ciśnieniowe, które spełniły to kryterium zestawiono w tabeli 6.

Tabela 6. Wyniki badań

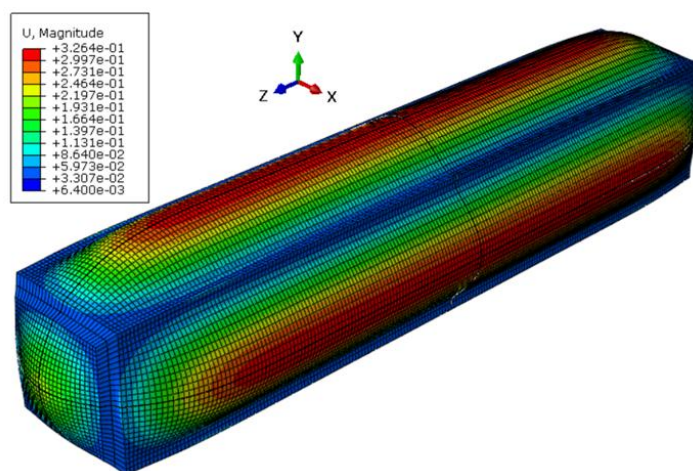
L.p.	V	axbxc	a	b	c	h_f	u_{max}	σ_{H-M}
	dm ³	-	mm	mm	mm	mm	mm	MPa
1	4	1x1x1	200	200	200	1	0,23	368,8
						3	0,15	203,6
2	9	1x2x1	200	400	200	1	0,36	344,9
						3	0,24	215,2
3	9	2x1x1	400	200	200	1	0,32	392,9
						3	0,20	246,9
4	14	1x3x1	200	600	200	1	0,37	351,6
						3	0,22	191,0
5	14	3x1x1	600	200	200	1	0,32	397,1
						3	0,20	239,6
6	20	1x4x1	200	800	200	1	0,36	353,4
						3	0,22	187,7
7	20	4x1x1	800	200	200	1	0,33	396,2
						3	0,20	238,7
8	25	1x5x1	200	1000	200	1	0,36	362,9
						3	0,22	190,2
9	25	5x1x1	1000	200	200	1	0,33	325,3
						3	0,20	238,7
10	30	1x6x1	200	1200	200	1	0,36	347,4
						3	0,22	190,2
11	30	6x1x1	1200	200	200	1	0,33	325,3
						3	0,20	216,3

Z powyższej tabeli wynika, że 11 spośród 36 badanych zbiorników spełniło postawione kryterium. Można zauważyć, że są to te same zbiorniki, które wykazano w badaniach z rozdziału 5.2.1 (tabela 3) oraz 5.2.2 (tabela 5). Oznacza to, że zwiększanie grubości samych okładzin płyt sandwichowych spowodowało wzrost wytrzymałości zbiorników, lecz nie w takim stopniu, by postawione kryterium zostało spełnione przez zbiorniki o pojemności większej niż $V_{max} = 29,7$ dm³.



Rysunek 4141. Rozkład naprężeń zredukowanych zbiornika 6x1x1

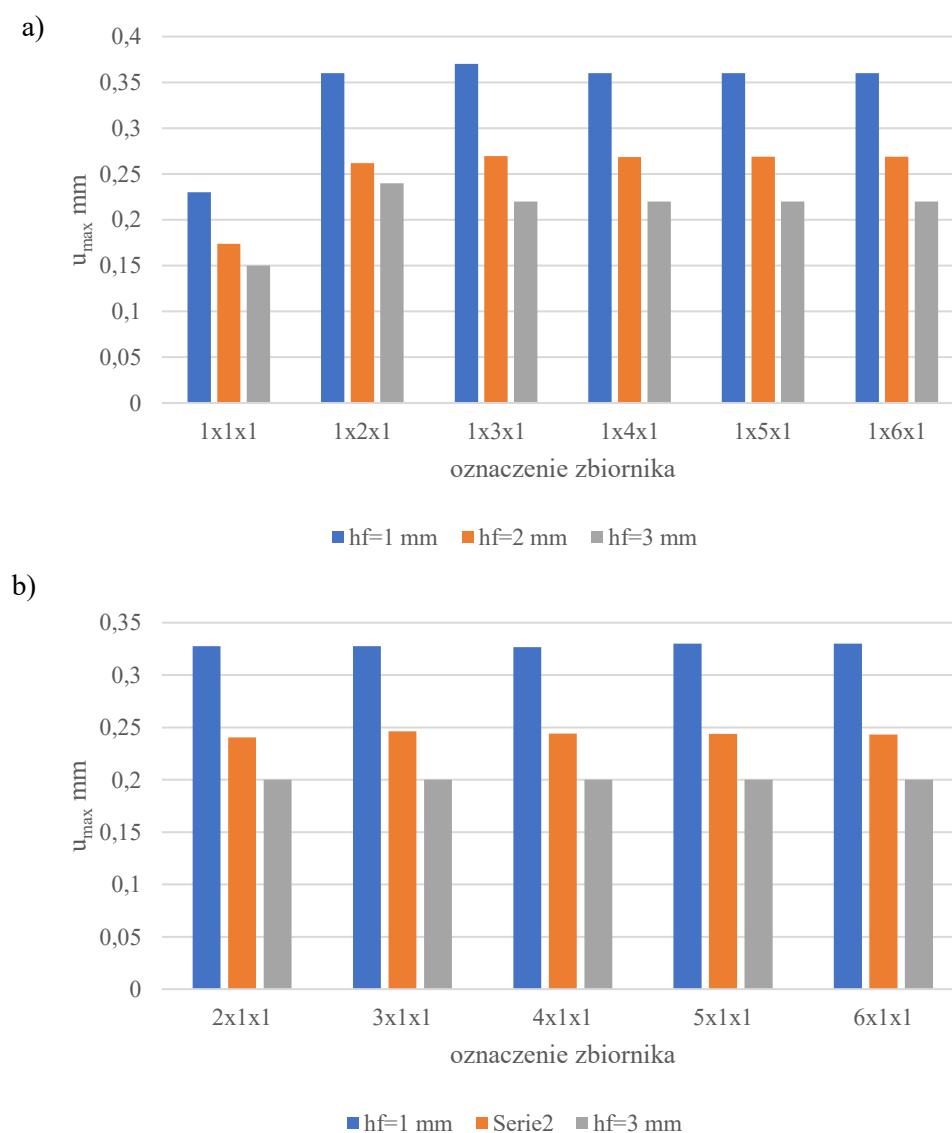
Na rysunku 41 przedstawiono rozkład wartości naprężeń zredukowanych zbiornika o stosunku wymiarów gabarytowych 6x1x1 (widok półprzekroju). Jest to zbiornik o największej pojemności ($V_{\max} = 29,7 \text{ dm}^3$), który w tych badaniach spełnił postawione kryterium wytrzymałościowe $\sigma_{H-M} < 400 \text{ MPa}$. Można zauważyć, że maksymalne wartości naprężeń zredukowanych występują w miejscach łączenia płyt sandwiczowych tworzących płaszcz tego zbiornika z jego dennicami. W tych obszarach naprężenia przyjmują wartości od $\sigma_{H-M} = 162,6 \text{ MPa}$ do $\sigma_{H-M} = 325,3 \text{ MPa}$. Natomiast w pozostałych miejscach naprężenia wynoszą średnio $\sigma_{H-M} = 30 \text{ MPa}$. Podobnym rozkładem naprężeń charakteryzowały się wszystkie badane zbiorniki tzn. największe wartości naprężeń zredukowanych występowały w okolicy łączenia płyt sandwiczowych.



Rysunek 4242. Rozkład wartości ugięć zbiornika 6x1x1

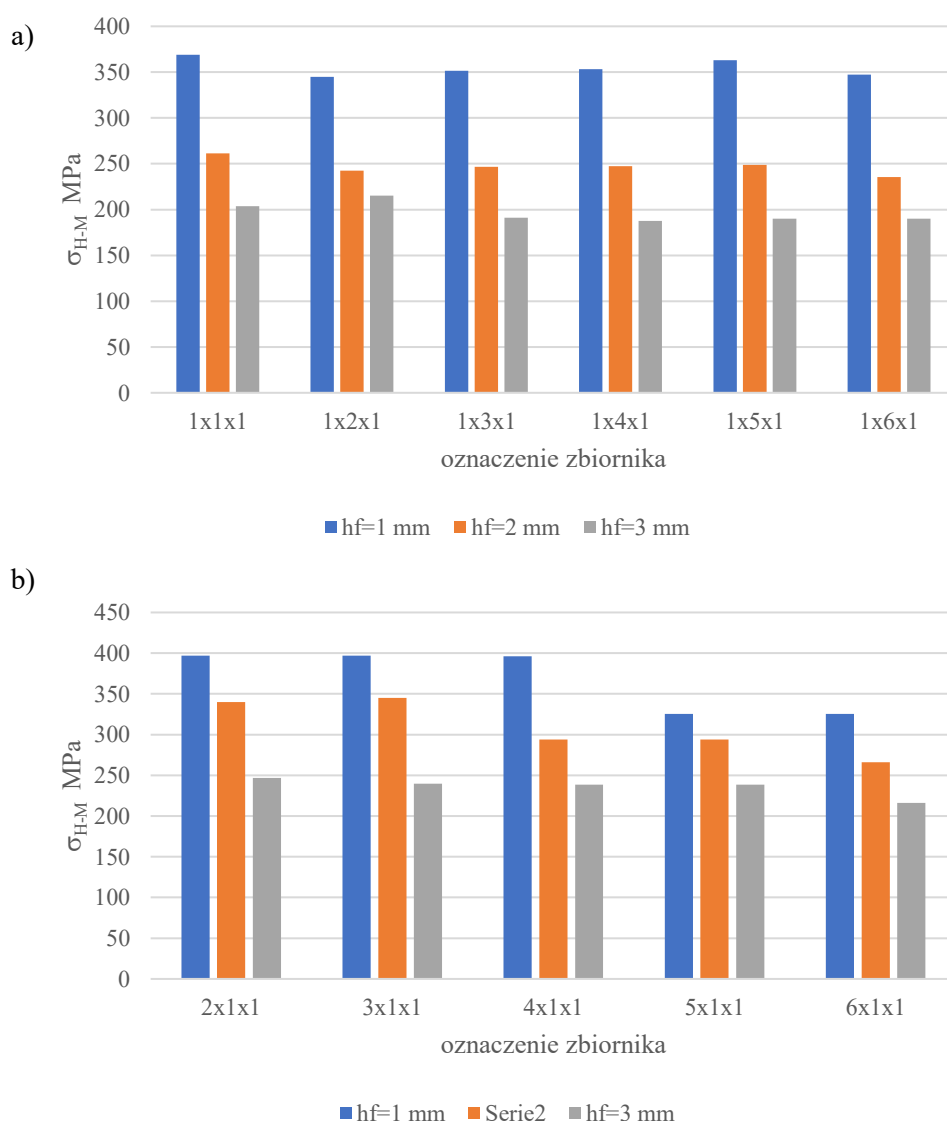
Na rysunku 42 przedstawiono rozkład wartości ugięć płyt sandwiczowych tego zbiornika. Maksymalne wartości ugięcia wyniosły $u_{\max} = 0,32$ mm i wystąpiły one w środku geometrycznym płyt sandwiczowych tworzących płaszczyznę zbiornika. Natomiast najniższe wartości ugięcia odnotowano w narożnikach zbiornika oraz w obszarach łączenia płyt tworzących płaszczyznę zbiornika. Ugięcia osiągają tam wartości $u_{\min} = 0,02$ mm.

Rysunek 43 przedstawia wykresy zależności maksymalnych wartości ugięć płyt zbiorników od wartości grubości okładzin (górnej i dolnej). Wynika z nich, że wzrost grubości okładzin powoduje zmniejszenie wartości ugięcia płyt sandwiczowych tworzących zbiornik.



Rysunek 4343. Wykres zależności wartości maksymalnych ugięć od grubości okładzin płyt

Przykładowo dla zbiornika o stosunku wymiarów 1x6x1 maksymalna wartość ugięcia płyt przy okładzinach o grubości $h_{f1} = 1$ mm wynosi $u_{\max1} = 0,36$ mm, $h_{f2} = 2$ mm wynosi $u_{\max2} = 0,27$ mm, a gdy $h_{f3} = 3$ mm to $u_{\max3} = 0,22$ mm. Wynika z tego, że zwiększenie grubości okładzin o 1 mm spowodowało obniżenie maksymalnego ugięcia płyt tworzących ten zbiornik o ponad 15%. Analogicznie zwiększenie grubości okładziny górnej i dolnej płyty zbiornika spowodowało zmniejszenie maksymalnych wartości naprężeń zredukowanych tego zbiornika poddanego działaniu ciśnienia wewnętrznego $p = 1$ MPa. Wykresy zależności wartości naprężeń zredukowanych od grubości okładzin zbiorników przedstawiono na rysunku 44.



Rysunek 44. Wykres zależności wartości naprężeń zredukowanych od grubości okładzin płyt

Zbiornik ten (oznaczenie 1x6x1) poddany działaniu ciśnienia wewnętrznego $p = 1$ MPa osiągnął maksymalne wartości naprężeń zredukowanych $\sigma_{H-M} = 347,4$ MPa,

gdy $h_{f1} = 1 \text{ mm}$, $\sigma_{H-M} = 235,4 \text{ MPa}$, gdy $h_{f2} = 2 \text{ mm}$ oraz $\sigma_{H-M} = 190,2 \text{ MPa}$, gdy $h_{f3} = 3 \text{ mm}$. Oznacza to, że w przypadku tego zbiornika, zwiększenie grubości okładziny górnej i dolnej o 1 mm , spowodowało, że maksymalne naprężenia zredukowane zmalały o min. 19% .

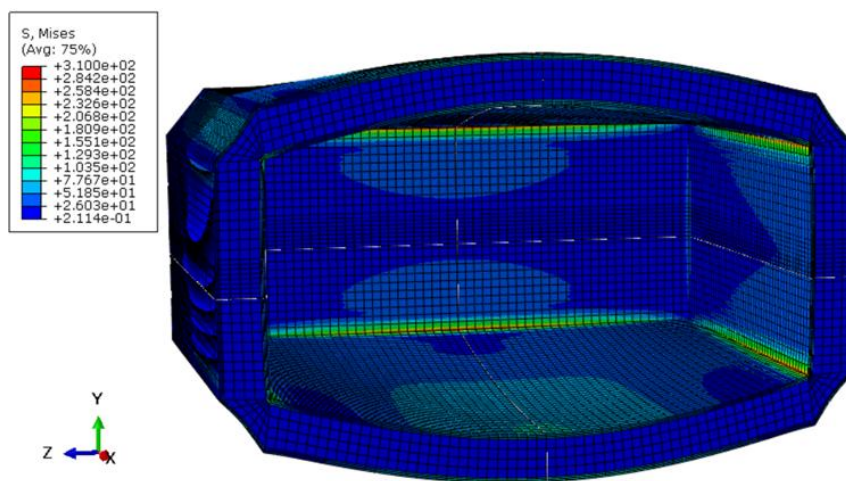
5.2.4. Zmienna grubość rdzenia płyt sandwichowych

Przeprowadzono również analizę wpływu zmiany grubości rdzenia płyt sandwichowych na wytrzymałość badanej rodziny zbiorników ciśnieniowych. Z przeprowadzonej analizy wartości maksymalnych naprężeń zredukowanych wynika, że 13 spośród 36 badanych zbiorników spełniło zdefiniowane kryterium: $\sigma_{H-M} < 400 \text{ MPa}$. Parametry tych zbiorników oraz wyniki obliczeń wytrzymałości statycznej pod obciążeniem ciśnieniem wewnętrznym $p = 1 \text{ MPa}$ przedstawiono w tabeli 7.

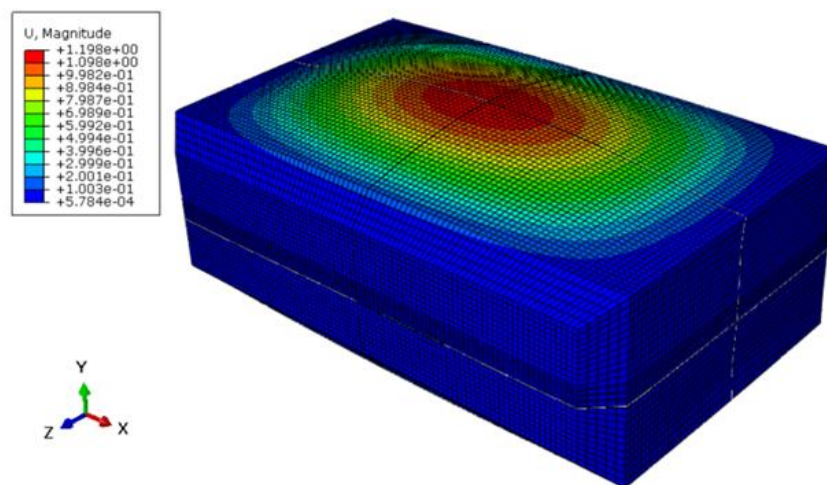
Tabela 7. Wyniki symulacji

L.p.	V dm ³	axbxc	a mm	b mm	c mm	h mm	u _{max} mm	σ_{H-M} MPa
1	3	1x1x1	200	200	200	30	0,07	110,0
	3					25	0,09	136,1
2	7	2x1x1	400	200	200	30	0,15	192,3
	8					25	0,18	227,0
3	7	1x2x1	200	400	200	30	0,16	152,2
	8					25	0,20	184,1
4	11	1x3x1	200	600	200	30	0,17	143,1
	12					25	0,21	178,3
5	11	3x1x1	600	200	200	30	0,16	195,7
	12					25	0,19	231,5
6	15	1x4x1	200	800	200	30	0,17	136,1
	17					25	0,21	170,6
7	15	4x1x1	800	200	200	30	0,16	196,6
	17					25	0,19	225,7
8	16	2x2x1	400	400	200	30	0,81	343,9
9	18	1x5x1	200	1000	200	30	0,11	122,0
	21					25	0,17	158,5
10	18	5x1x1	1000	200	200	30	0,16	180,9
	21					25	0,19	212,1
11	22	6x1x1	1200	200	200	30	0,10	159,7
	26					25	0,15	196,6
12	22	1x6x1	200	1200	200	30	0,17	128,8
	26					25	0,21	161,9
13	26	2x3x1	400	600	200	30	1,19	381,6

Z powyższej tabeli wynika, że dzięki zwiększeniu grubości rdzenia płyt sandwichowych, 13 spośród 36 badanych zbiorników spełniło założone kryterium wytrzymałościowe. Do tej grupy należą zbiorniki o pojemnościach od $V_{\min}=2,7 \text{ dm}^3$ do $V_{\max}=25,7 \text{ dm}^3$. Rozkład naprężeń zredukowanych zbiornika o największej pojemności $V_{\max}=25,7 \text{ dm}^3$, który spełnił kryterium $\sigma_{H-M} < 400 \text{ MPa}$ przedstawiono na rysunku 45. Podobnie jak w przypadku wcześniej opisanych wyników badań największe wartości naprężeń zredukowanych wystąpiły w miejscach łączenia płyt sandwichowych tworzących ten zbiornik. W tych obszarach, na skutek obciążenia ciśnieniem wewnętrznym, powstały naprężenia o największych wartościach sięgających $\sigma_{H-M}=310 \text{ MPa}$. Natomiast najmniejsze wartości naprężeń zredukowanych zaobserwowano na powierzchni płyt. Wartości te nie przekroczyły $\sigma_{H-M}=103 \text{ MPa}$.

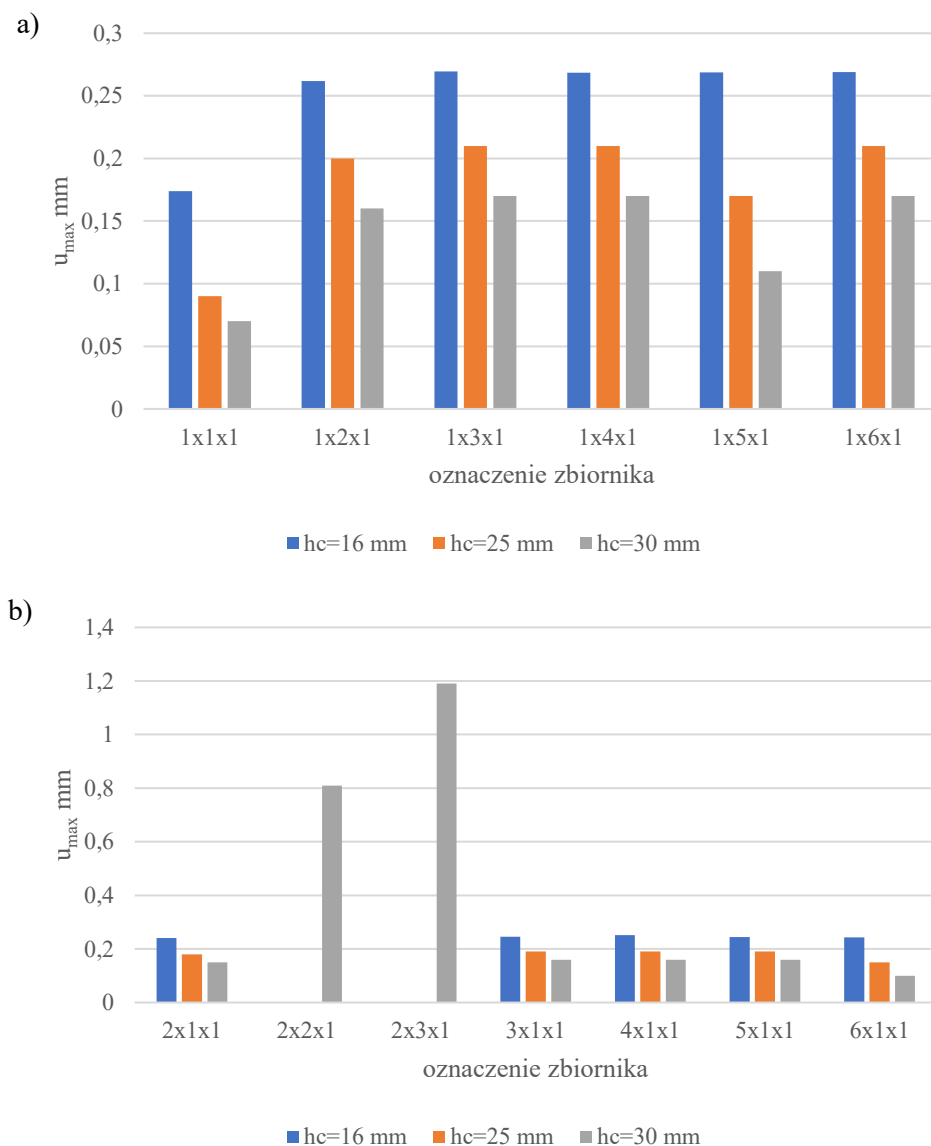


Rysunek 45. Rozkład naprężeń zredukowanych zbiornika 2x3x1



Rysunek 46. Rozkład wartości ugięcia płyt sandwichowych zbiornika 2x3x1

Rysunek 46 przedstawia rozkład wartości ugięcia płyt sandwiczowych analizowanego zbiornika. Można zauważyć, że największe ugięcia wystąpiły w środku geometrycznym płyt sandwiczowych tworzących płaszczyznę tego zbiornika i wyniosły $u_{\max} = 1,2$ mm. Natomiast pozostałe płyty tworzące zbiornik nie ugięły się o więcej niż $u = 1$ mm.

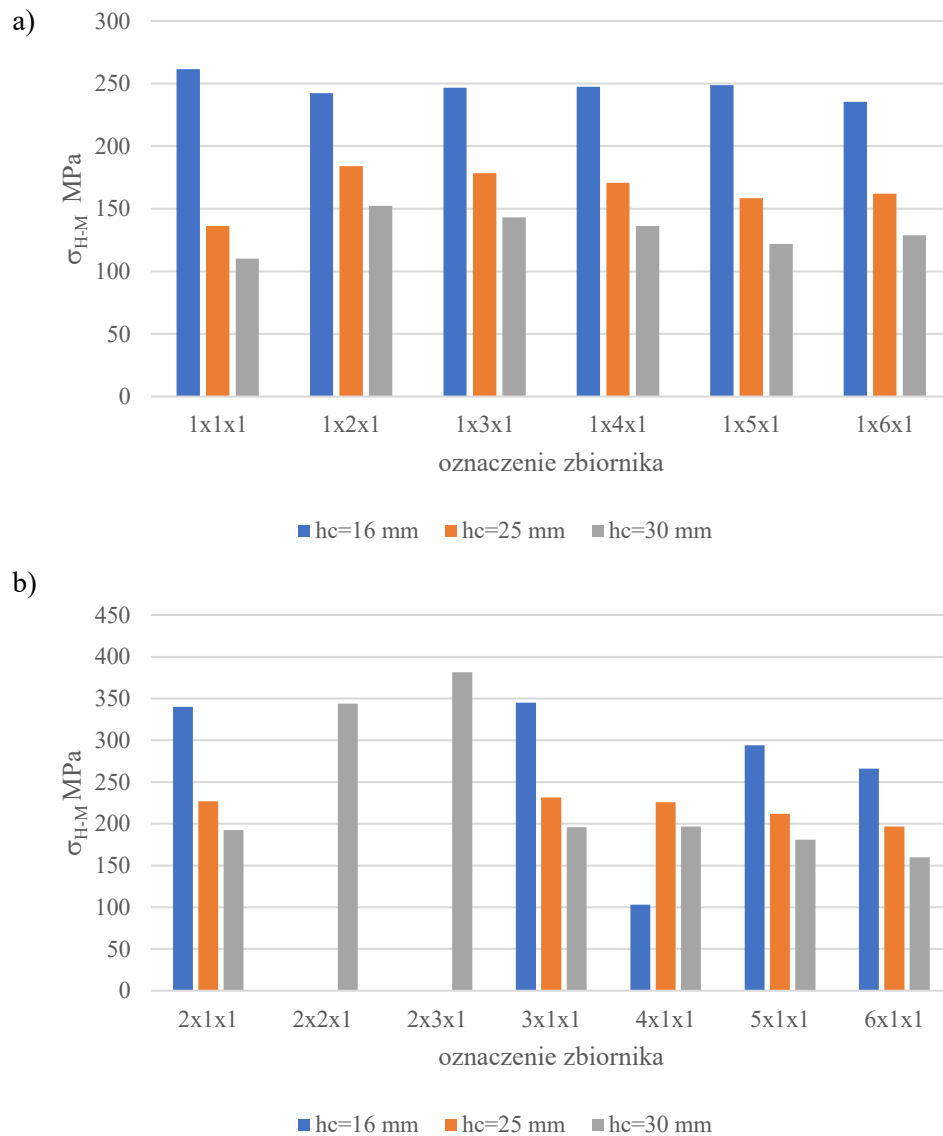


Rysunek 47. Wykres zależności maksymalnych wartości ugięć płyt zbiornika od grubości rdzenia

Na rysunku 47 przedstawiono wykresy wpływu grubości rdzenia na maksymalną wartość ugięcia płyt sandwiczowych tworzących badane zbiorniki. Z wykresów wynika, że wzrost grubości rdzenia powoduje obniżenie wartości ugięcia płyt zbiornika. Przykładowo zbiornik o wymiarach $a = 200$ mm, $b = 1\,200$ mm i $c = 200$ mm (oznaczenie 1x6x1) charakteryzuje się ugięciem płyt $u_{\max 1} = 0,27$ mm, gdy grubość rdzenia wynosi $h_{c1} = 16$ mm, $u_{\max 2} = 0,21$ mm przy $h_{c2} = 25$ mm oraz $u_{\max 3} = 0,17$ mm, gdy $h_{c3} = 30$ mm.

Z tego wynika, że zwiększenie grubości rdzenia o $\Delta h_c = 9$ mm spowodowało zmniejszenie ugięcia płyt tego zbiornika o ok. 22 %, a zwiększenie grubości rdzenia o $\Delta h_c = 14$ mm dało spadek o ok. 37 %.

Zwiększenie grubości rdzenia płyt sandwichowych, z których wykonane są zbiorniki powoduje również zmniejszenie wartości maksymalnych naprężeń zredukowanych, co zostało przedstawione na rysunku 48.



Rysunek 48. Wykres zależności maksymalnych naprężeń zredukowanych od grubości rdzenia

Porównując wartości maksymalnych naprężeń zredukowanych zbiornika o oznaczeniu 1x6x1 można zauważyć, że zwiększenie grubości rdzenia o $\Delta h_c = 9$ mm spowodowało obniżenie ich wartości o ok. 30 %, a o $\Delta h_c = 14$ mm o ok. 45 %. Ponadto z wykresu wynika, że dwa zbiorniki (o oznaczeniach 2x2x1 i 2x3x1) dzięki zastosowaniu płyt sandwichowych

o grubości rdzenia $h_c = 30$ mm, osiągają maksymalne naprężenia zredukowane $\sigma_{H-M} < 400$ MPa podczas obciążenia ciśnieniem wewnętrznym $p = 1$ MPa. Natomiast stosując w tych zbiornikach płyty o grubości rdzenia $h_c < 30$ mm uniemożliwiło spełnienie zdefiniowanego kryterium wytrzymałościowego.

Z przeprowadzonych badań wynika, że dzięki zwiększeniu grubości rdzenia płyt sandwichowych tworzących zbiornik zwiększa się jego wytrzymałość statyczna na oddziaływanie ciśnienia wewnętrznego. Jednakże zwiększanie grubości rdzenia płyt sandwichowych powoduje zwiększenie całkowitej grubości płyt, co przy założonych wymiarach gabarytowych, powoduje zmniejszenie pojemności zbiornika.

5.2.5. Zmienna grubość płyt sandwichowych (proporcjonalnie)

Na podstawie wniosków z badań przedstawionych w rozdziałach 5.2.3 i 5.2.4, postanowiono przeprowadzić badania, w których grubość okładzin oraz grubość rdzenia struktur sandwichowych będą zmienne, lecz przy zachowaniu założonej proporcji. Proporcje te wyznaczono na podstawie referencyjnej struktury sandwichowej, w której grubość okładzin wynosi $h_f = 2$ mm, a grubość rdzenia $h_c = 16$ mm. Całkowita grubość tej struktury wynosi $h = 20$ mm. Na podstawie tych danych wyznaczono stosunek grubości okładzin do całkowitej grubości płyty sandwichowej, który wynosi $h_f/h = 0,1$ oraz stosunek grubości rdzenia do całkowitej grubości płyty wynoszący $h_c/h = 0,8$. W tabeli 8 przedstawiono wymiary rozważanych płyt sandwichowych tworzących badane zbiorniki.

Tabela 8. Wymiary płyt sandwichowych

L.p.	h mm	h_f mm	h_c mm
1	20	2,0	16
2	25	2,5	20
3	30	3,0	24
4	35	3,5	28
5	40	4,0	32
6	45	4,5	36
7	50	5,0	40

Badania polegały na przeprowadzeniu symulacji statycznej wytrzymałości rodziny 36 zbiorników ciśnieniowych obciążonych ciśnieniem wewnętrznym $p = 1$ MPa. Badanie danego zbiornika rozpoczynano od struktury, w której całkowita grubość płyty wynosiła $h = 20$ mm. Jeśli po symulacji obciążenia takiego zbiornika ciśnieniem wewnętrznym $p = 1$ MPa, zbiornik nie spełnił kryterium $\sigma_{H-M} < 400$ MPa, to zbiornik modelowano

z wykorzystaniem kolejnej struktury zgodnie z kolejnością przedstawioną w tabeli 8. Grubość rdzenia płyt sandwichowych zwiększano, aż do momentu, gdy warunek $\sigma_{H-M} < 400$ MPa został spełniony, lub gdy wartość grubości całkowitej płyty sandwichowej osiągnęła $h = 50$ mm.

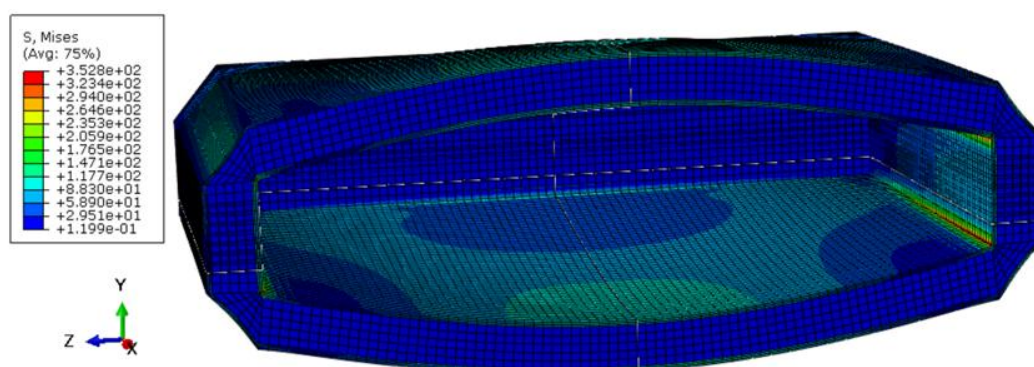
W tabeli 9 przedstawiono wyniki badań, przy czym dla każdego z analizowanych zbiorników przedstawiono wyłącznie jedną konfigurację wymiarów płyty sandwichowej, która zapewniła spełnienie postawionego kryterium $\sigma_{H-M} < 400$ MPa.

Tabela 9. Wyniki symulacji

L.p.	V dm ³	axbxc	a mm	b mm	c mm	h mm	h _f mm	h _c mm	u _{max} mm	σ_{H-M} MPa
1	4	1x1x1	200	200	200	20	2	16	0,17	261,4
2	9	1x2x1	200	400	200	20	2	16	0,26	242,4
3	9	2x1x1	400	200	200	20	2	16	0,24	340,0
4	14	1x3x1	200	600	200	20	2	16	0,27	246,7
5	14	3x1x1	600	200	200	20	2	16	0,25	345,0
6	18	2x2x1	400	400	200	25	2,5	20	1,09	354,7
7	20	1x4x1	200	800	200	20	2	16	0,27	247,5
8	20	4x1x1	800	200	200	20	2	16	0,25	102,9
9	25	1x5x1	200	1000	200	20	2	16	0,27	248,7
10	25	5x1x1	1000	200	200	20	2	16	0,24	294,0
11	26	2x3x1	400	600	200	30	3	24	1,20	310,0
12	26	3x2x1	600	400	200	30	3	24	1,15	359,8
13	30	1x6x1	200	1200	200	20	2	16	0,27	235,4
14	30	6x1x1	1200	200	200	20	2	16	0,24	266,2
15	32	3x3x1	600	600	200	40	4	32	1,43	323,4
16	35	2x4x1	400	800	200	30	3	24	1,45	307,8
17	35	4x2x1	800	400	200	30	3	24	1,38	373,1
18	40	4x3x1	800	600	200	45	4,5	36	1,57	349,2
19	45	2x5x1	400	1000	200	30	3	24	1,58	320,5
20	45	5x2x1	1000	400	200	30	3	24	1,47	383,9
21	45	3x4x1	600	800	200	40	4	32	2,25	361,9
22	49	4x4x1	800	800	200	50	5	40	2,29	380,4
23	51	5x3x1	1000	600	200	45	4,5	36	1,91	387,4
24	54	2x6x1	400	1200	200	30	3	24	1,62	324,8
25	54	6x2x1	1200	400	200	30	3	24	1,51	376,2
26	55	6x3x1	1200	600	200	50	5	40	1,56	337,9
27	57	3x5x1	600	1000	200	40	4	32	2,80	388,3
28	62	3x6x1	600	1200	200	45	4,5	36	2,24	334,6
29	81	5x5x1	1000	1000	200	50	5	40	3,17	352,8

Z przeprowadzonej analizy wynika, że 29 spośród 36 badanych zbiorników spełniło kryterium $\sigma_{H-M} < 400$ MPa, dzięki jednoczesnemu, proporcjonalnemu zwiększaniu grubości rdzenia i okładzin płyt sandwichowych. Zbiorniki te charakteryzują się pojemnością od $V_{\min} = 4$ dm³ do $V_{\max} = 81$ dm³. Można zauważyć, że zwiększanie wyłącznie grubości okładzin lub tylko rdzenia nie wpłynęło istotnie na zwiększenie wytrzymałości statycznej badanych zbiorników. Z wyników badań przedstawionych w rozdziałach 5.2.3 i 5.2.4 wynika, że odpowiednio 11 i 13 zbiorników spełniło zdefiniowane kryterium wytrzymałościowe dzięki zwiększaniu grubości okładzin lub rdzenia. Natomiast wyniki badań przedstawione w niniejszym rozdziale pokazują, że wzrost wytrzymałości zbiorników sandwichowych o prostokątnym przekroju poprzecznym można osiągnąć, dzięki jednoczesnemu zwiększeniu grubości rdzenia i okładzin z zachowaniem odpowiedniej proporcji.

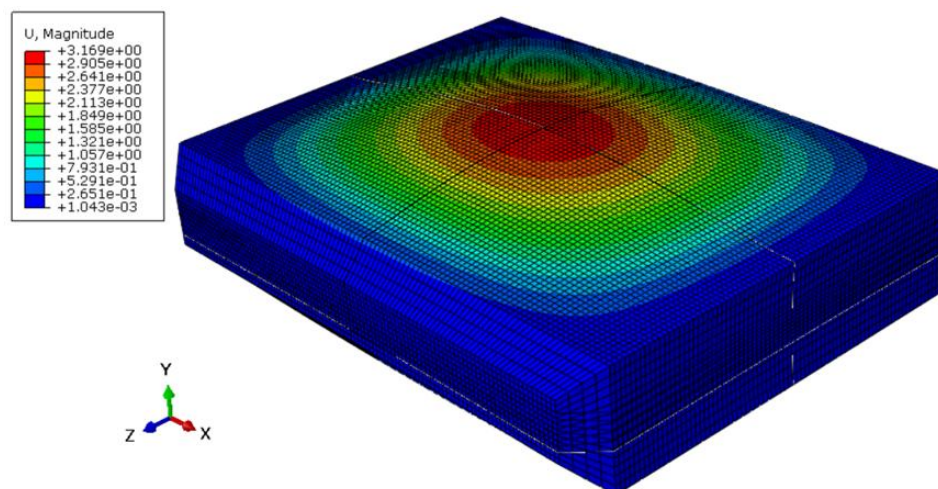
Na Rysunek 49 zobrazowano rozkład naprężeń zredukowanych zbiornika (poddanego działaniu ciśnienia wewnętrznego $p = 1$ MPa) o największej pojemności $V_{\max} = 81$ dm³, który w badaniach spełnił warunek $\sigma_{H-M} < 400$ MPa. Zbiornik ten spełnił zdefiniowany warunek wytrzymałościowy dzięki zastosowaniu w nim płyt sandwichowych o grubości całkowitej $h = 50$ mm, grubości okładzin $h_f = 5$ mm oraz rdzenia $h_c = 40$ mm. Na przedstawionym przekroju zbiornika (rysunek 49) widoczne jest, iż maksymalne wartości naprężeń zredukowanych występują w miejscach łączenia płyt sandwichowych płaszcza zbiornika i wynoszą $\sigma_{H-M} = 353$ MPa. W pozostałych miejscach tj. na powierzchni płyt tworzących zbiornik naprężenia zredukowane nie przekraczają wartości $\sigma_{H-M} = 235$ MPa.



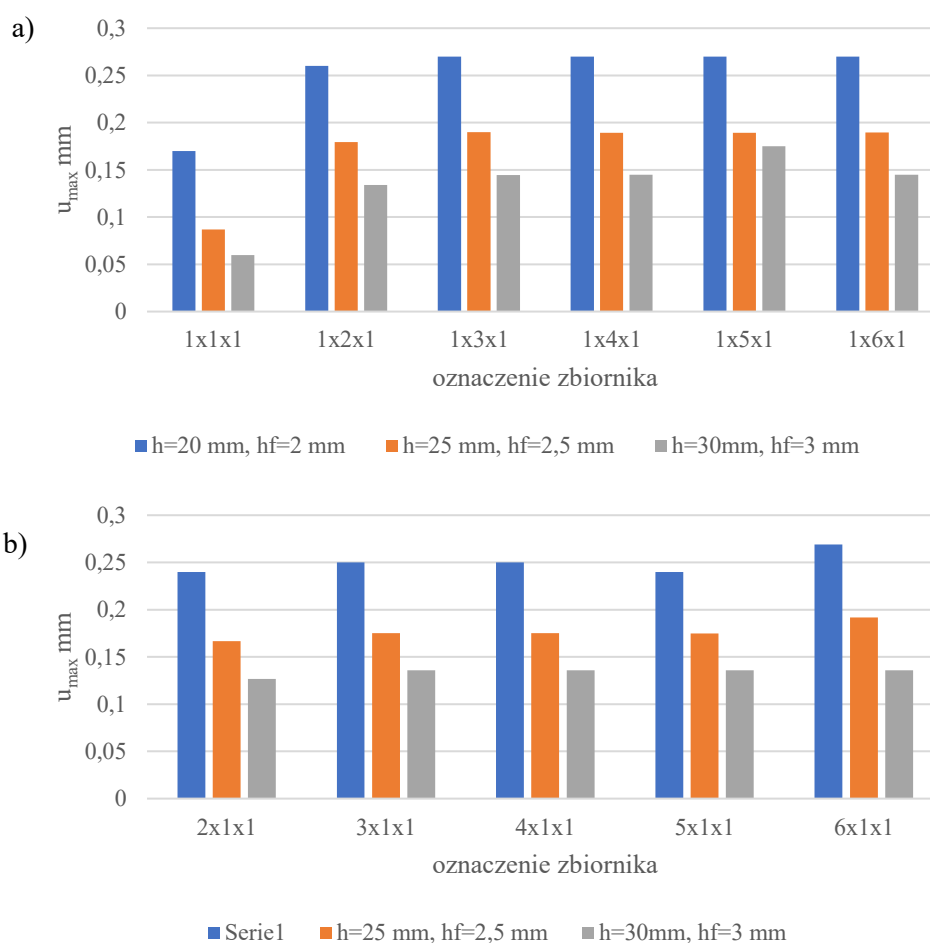
Rysunek 49. Rozkład naprężeń zbiornika 5x5x1

Z kolei rozkład wartości ugięć płyt tworzących ten zbiornik został zaprezentowany na rysunku 50. Największe ugięcie osiągnęły płyty płaszcza o wymiarach 1000 x 1000 mm,

a ich wartość wyniosła $u_{\max} = 3,2$ mm. Natomiast pozostałe płyty zbiornika ugięły się o nie więcej niż $u = 0,5$ mm.

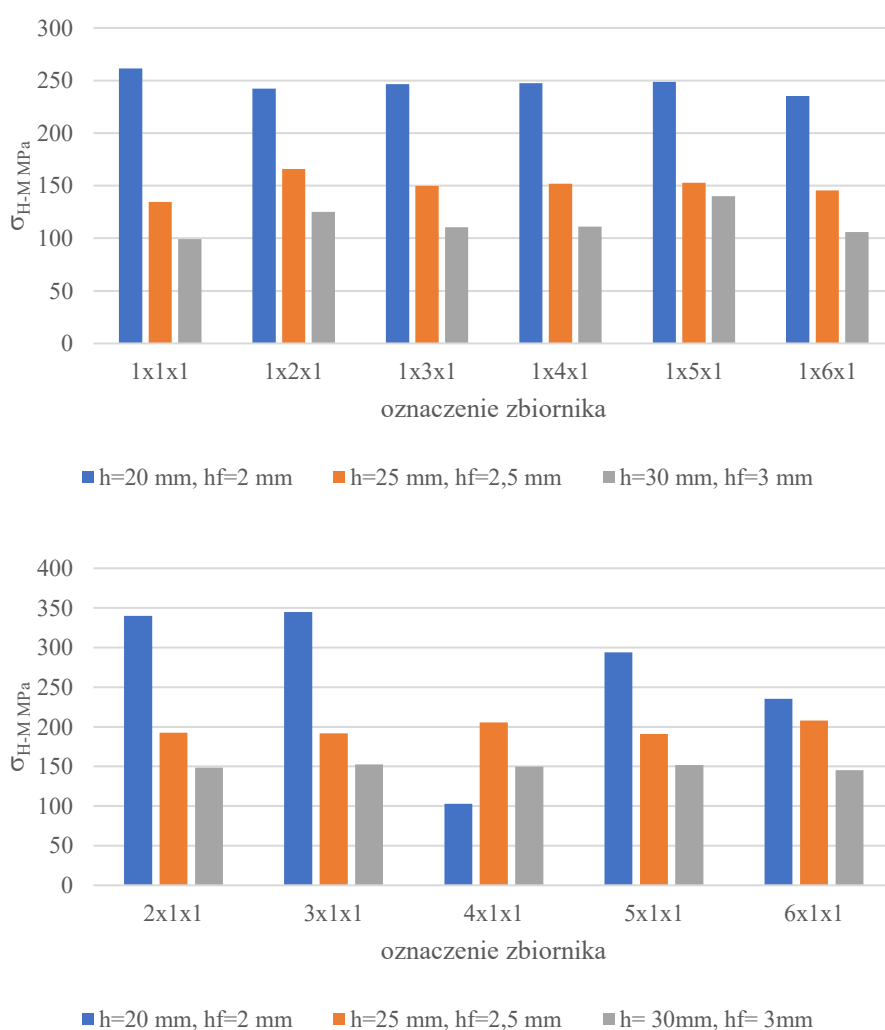


Rysunek 5050. Rozkład wartości ugięć zbiornika 5x5x1



Rysunek 5151. Wpływ zmian grubości struktury sandwichowej na ugięcie płyt zbiorników

Na rysunku 51 przedstawiono wpływ zmiany parametrów (grubości rdzenia i okładzin) płyt sandwiczowych na wartość maksymalnego ugięcia się płyt wybranych jedenastu zbiorników. Z wykresów wynika, że zmiana (zwiększenie) wymiarów płyt sandwiczowych zgodnie z wyznaczoną proporcją, powoduje wzrost sztywności zbiornika i zmniejszenie wartości maksymalnego ugięcia. Z wykresów tych wynika, że zwiększenie grubości płyty sandwiczowej o $\Delta h = 5$ mm, z której zbudowane są te zbiorniki, spowodowało zmniejszenie maksymalnego ugięcia płyt średnio o 33 %. Z kolei zwiększenie grubości płyt sandwiczowych do $h = 30$ mm umożliwiło obniżenie wartości maksymalnego ugięcia średnio o 53 %.



Rysunek 5252. Wpływ zmian grubości struktury sandwiczowej na maksymalne naprężenia zredukowane zbiorników

Rysunek 52 przedstawia wykres zależności maksymalnych naprężeń zredukowanych zbiorników poddanym działaniu ciśnienia wewnętrznego od parametrów (grubości rdzenia i okładzin) płyt sandwiczowych, z których zbudowane zostały wybrane zbiorniki. Można

zauważyć, że zwiększenie grubości płyt sandwiczowych (zarówno rdzenia, jak i okładzin) powoduje wzrost sztywności zbiornika i zmniejszenie wartości maksymalnych naprężeń zredukowanych. Zwiększenie grubości całkowitej o $\Delta h = 5$ mm oraz grubości okładzin o $\Delta h_f = 0,5$ mm spowodowało spadek wartości maksymalnych naprężeń zredukowanych średnio o 39 %. Z kolei zastosowanie płyt sandwiczowych o grubości $h = 30$ mm i okładzinach o grubości $h = 3$ mm pozwala na obniżenie wartości maksymalnych naprężeń zredukowanych średnio o 53 %.

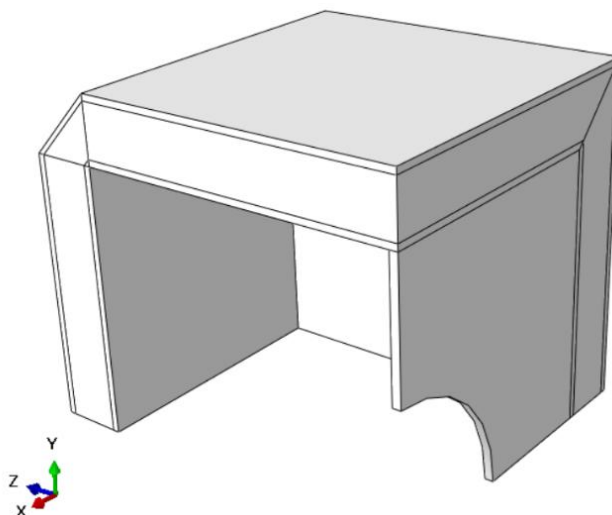
Z przeprowadzonych badań wynika, że dzięki jednoczesnemu zwiększeniu grubości rdzenia i okładzin płyt sandwiczowych tworzących zbiorniki, rośnie ich wytrzymałość statyczna tj. zmniejszają się wartości maksymalnych ugięć i naprężeń zredukowanych podczas symulacji ich obciążenia ciśnieniem wewnętrznym $p = 1$ MPa. Z badań wynika również, że stosunek grubości rdzenia do okładzin w strukturach sandwiczowych istotnie wpływa na ich wytrzymałość, a w konsekwencji na wytrzymałość zbiorników z nich zbudowanych.

5.2.6. Zmienna liczba przegród

Z wyżej opisanych badań wynika, że jedną ze skutecznych metod zwiększenia wytrzymałości statycznej sandwiczowych zbiorników ciśnieniowych o prostokątnym przekroju poprzecznym, jest zwiększanie grubości rdzenia i okładzin płyt sandwiczowych, z których jest on zbudowany. Istotnym jest zwiększanie obu tych parametrów jednocześnie z zachowaniem odpowiedniej proporcji. Dzięki zastosowaniu grubszych płyt sandwiczowych większa liczba zbiorników spośród badanej rodziny spełniła zdefiniowane kryterium wytrzymałościowe $\sigma_{H-M} < 400$ MPa. Jednakże zwiększanie grubości całkowitej płyt sandwiczowych, z których zbudowane są badane zbiorniki, powoduje zmniejszenie ich pojemności przy założeniu, że wymiary gabarytowe zbiornika nie ulegają zmianie. Z tego względu opracowano inną koncepcję, dzięki której możliwe jest zwiększenie wytrzymałości statycznej sandwiczowych zbiorników ciśnieniowych o prostokątnym przekroju poprzecznym, bez dużej ingerencji w ich pojemność.

Rozwiązanie to polega na zastosowaniu wewnętrznej przegrody wzmacniającej o grubości $h_p = 5$ mm wykonanej ze stopu aluminium o właściwościach identycznych, jak materiał okładzin płyt sandwiczowych tworzących zbiornik. Przeprowadzono zatem badania wytrzymałości zbiorników złożonych z klasycznych płyt sandwiczowych o całkowitej grubości $h = 20$ mm, lecz wyposażonych w jedną, dwie lub trzy przegrody

wzmacniające. Przegrody te posiadają w środku geometrycznym otwór kołowy o dużej średnicy. Jego przeznaczeniem jest eliminowanie możliwości wystąpienia podciśnienia po obu stronach przegrody oraz zapewnienie przepływu powietrza pomiędzy komorami zbiornika. Model oktanu zbiornika z jedną przegrodą wzmacniającą przedstawiono na rysunku 53.



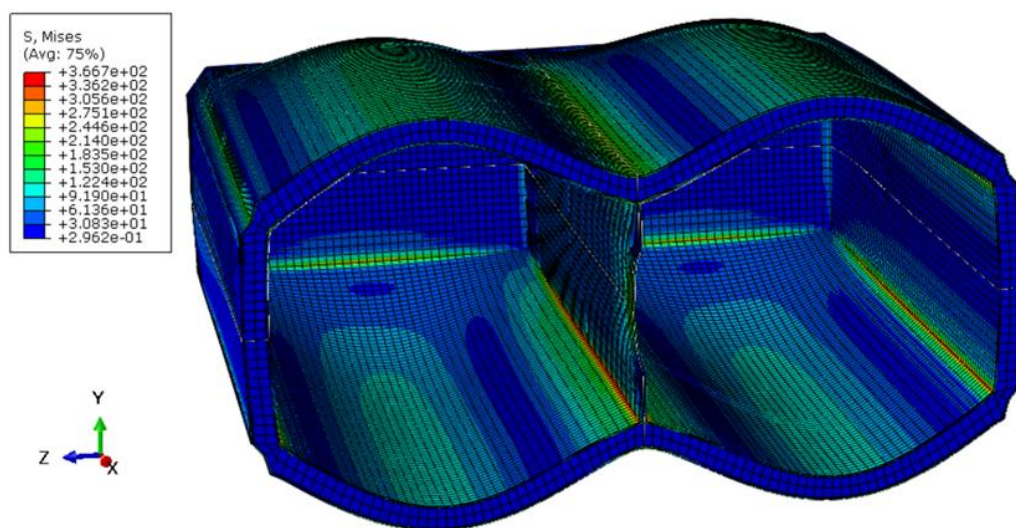
Rysunek 53. Model bryłowy oktanu zbiornika z przegrodą

Badaniom poddano rodzinę 36 zbiorników wyposażonych w jedną przegrodę wzmacniającą w środku ich wnętrza. Przeprowadzono analizę wartości naprężeń zredukowanych zbiorników oraz maksymalne wartości ugięcia płyt tego zbiornika podczas symulacyjnej próby obciążenia ich ciśnieniem wewnętrznym $p = 1$ MPa. W tabeli 10 przedstawiono zbiorniki, które spełniły założone kryterium $\sigma_{H-M} < 400$ MPa. Spośród 36 analizowanych zbiorników 21 spełniło to kryterium, dzięki zastosowaniu jednej przegrody wzmacniającej. Zbiorniki te charakteryzują się pojemnościami od $V_{\min} = 4$ dm³ do $V_{\max} = 102,7$ dm³.

Rozkład naprężeń zbiornika o największej pojemności ($V_{\max} = 103$ dm³), który spełnił zdefiniowane kryterium $\sigma_{H-M} < 400$ MPa, przedstawiono na rysunku 54. Największe wartości naprężeń występują w obszarach połączeń płyt sandwiczowych tworzących płaszczyznę tego zbiornika oraz w miejscu połączenia przegrody z okładzinami płyt zbiornika. W tych miejscach naprężenia zredukowane osiągnęły wartości maksymalne wynoszące $\sigma_{H-M} = 366$ MPa. W pozostałych obszarach zbiornika naprężenia zredukowane nie przekroczyły wartości $\sigma_{H-M} = 270$ MPa.

Tabela 10. Wyniki symulacji

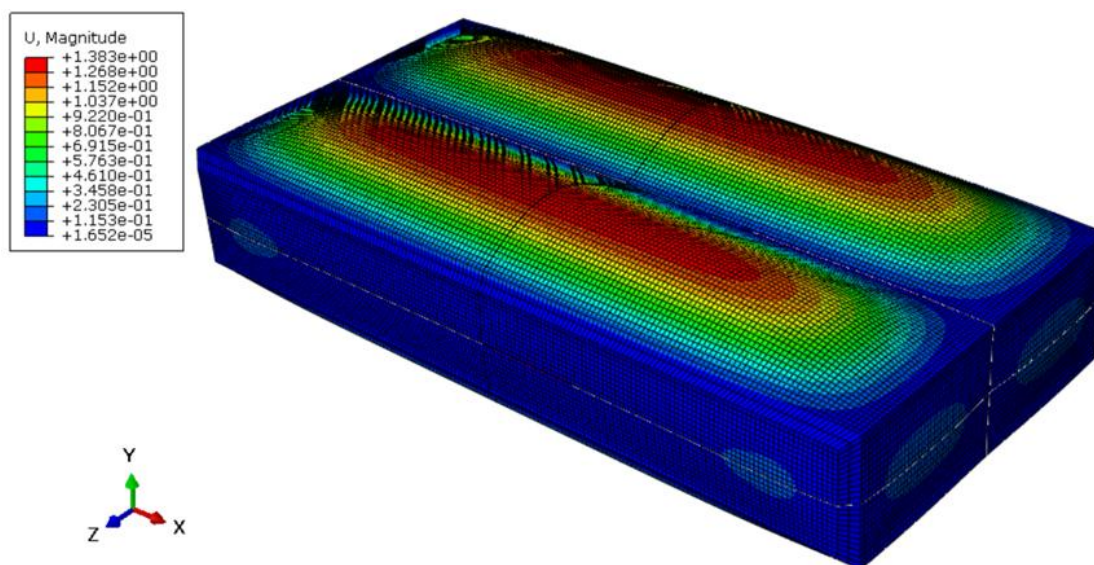
L.p.	V dm ³	axbxc	a mm	b mm	c mm	u _{max} mm	σ _{H-M} MPa
1	4	1x1x1	200	200	200	0,15	198,4
2	9	1x2x1	200	400	200	0,32	159,6
3	9	2x1x1	400	200	200	0,15	192,2
4	14	1x3x1	200	600	200	0,35	167,0
5	14	3x1x1	600	200	200	0,22	260,1
6	19	1x4x1	200	800	200	0,35	166,7
7	19	4x1x1	800	200	200	0,24	93,69
8	20	2x2x1	400	400	200	0,33	221,5
9	24	1x5x1	200	1000	200	0,35	166,8
10	24	5x1x1	1000	200	200	0,24	287,0
11	29	1x6x1	200	1200	200	0,35	166,4
12	30	6x1x1	1200	200	200	0,24	286,5
13	32	2x3x1	400	600	200	0,34	229,0
14	32	3x2x1	600	400	200	1,01	347,1
15	43	2x4x1	400	800	200	0,34	227,1
16	50	3x3x1	600	600	200	1,32	399,2
17	54	2x5x1	400	1000	200	0,34	224,2
18	66	2x6x1	400	1200	200	0,34	224,1
19	67	3x4x1	600	800	200	1,39	383,6
20	85	3x5x1	600	1000	200	1,39	367,7
21	103	3x6x1	600	1200	200	1,38	366,7



Rysunek 54. Rozkład naprężeń zredukowanych zbiornika 3x6x1

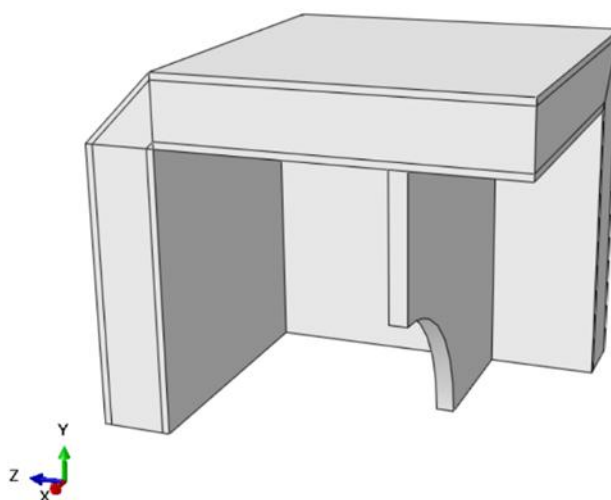
Rozkład wartości ugięcia płyt sandwichowych tworzących ten zbiornik przedstawiono na rysunku 55. Największe wartości ugięcia osiągnęły płyty tworzące płaszcz i wynosiły

one $u_{\max} = 1,38 \text{ mm}$. W pozostałych obszarach ugięcia nie przekraczały wartości $u = 0,23 \text{ mm}$.



Rysunek 55. Rozkład wartości ugięć zbiornika 3x6x1

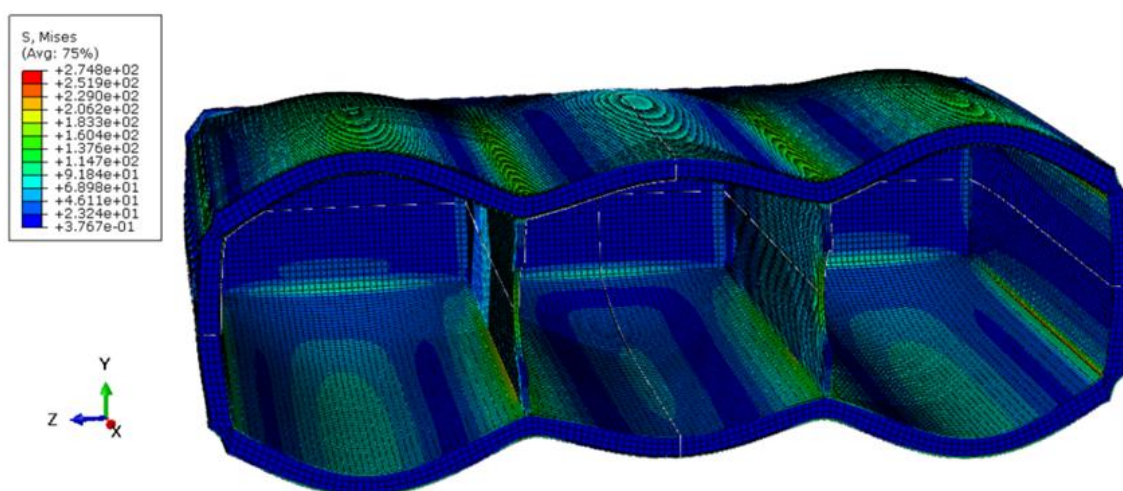
Ze względu na fakt, iż 15 spośród 36 badanych zbiorników wyposażonych w jedną przegrodę wzmacniającą wciąż nie spełniło zdefiniowanego kryterium $\sigma_{H-M} < 400 \text{ MPa}$, postanowiono przeprowadzić badania statycznej wytrzymałości statycznej zbiorników z dwoma przegrodami obciążonych ciśnieniem wewnętrznym $p = 1 \text{ MPa}$. Model przedstawiający oktan zbiornika z dwoma przegrodami wzmacniającymi został przedstawiony na rysunku 56.



Rysunek 5654. Model bryłowy oktanu zbiornika z dwoma przegrodami

Wyniki tych badań, czyli maksymalne wartości naprężeń zredukowanych i ugięć przedstawiono w tabeli 11, przy czym uwzględniono wyłącznie zbiorniki, które spełniły zdefiniowane kryterium $\sigma_{H-M} < 400$ MPa. Można zauważyć, że 25 spośród 35 badanych zbiorników spełniło to kryterium. Zbiorniki z dwoma przegrodami charakteryzują się wyższą wytrzymałością statyczną w porównaniu ze zbiornikami z jedną przegrodą. Zastosowanie dwóch przegród umożliwia skonstruowanie sandwichowego zbiornika ciśnieniowego o prostokątnym przekroju poprzecznym, który obciążony ciśnieniem wewnętrznym $p = 1$ MPa, może charakteryzować się pojemnościami w zakresie od $V_{\min} = 3,7$ dm³ do $V_{\max} = 145,5$ dm³.

Na rysunku 57 przedstawiono rozkład naprężeń zredukowanych zbiornika o $V_{\max} = 146$ dm³ wyposażonego w dwie przegrody wzmacniające, a który spełnił zdefiniowane kryterium wytrzymałościowe. Z analizy wynika, że koncentracja największych wartości naprężeń zredukowanych występuje w miejscach łączenia płyt sandwichowych tworzących płaszczyznę zbiornika oraz w obszarach połączenia przegród wzmacniających z okładzinami płyt. W tych obszarach naprężenia zredukowane osiągają wartości maksymalne wynoszące $\sigma_{H-M} = 274,8$ MPa. Natomiast w pozostałych obszarach naprężenia nie przekroczyły wartości $\sigma_{H-M} = 190$ MPa.

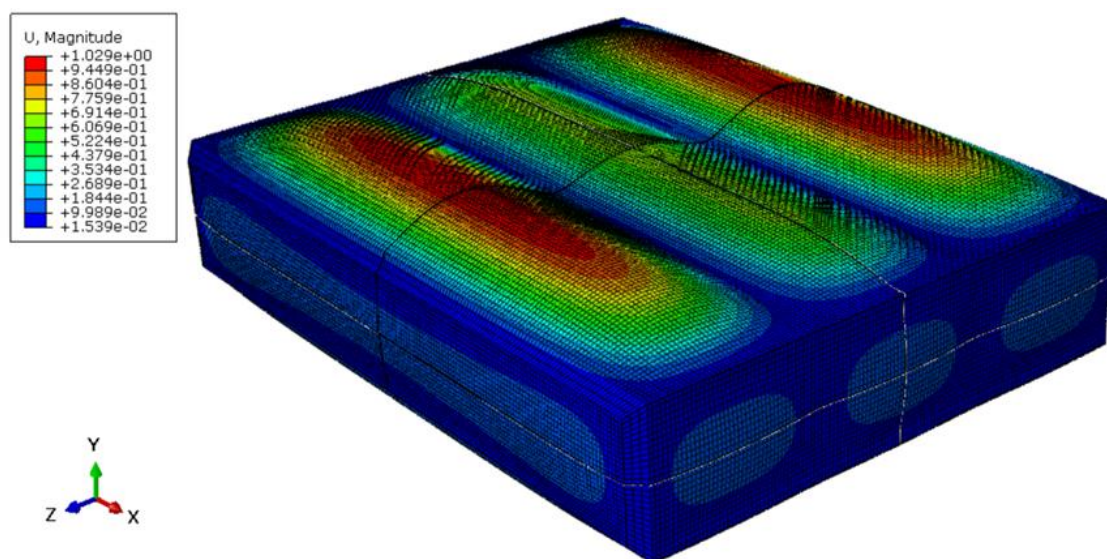


Rysunek 5755. Rozkład naprężeń zredukowanych zbiornika 5x5x1

Tabela 11. Wyniki symulacji

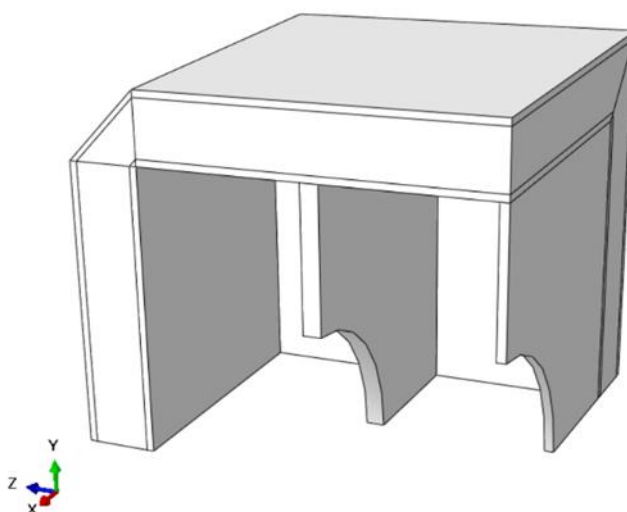
L.p.	V dm ³	axbxc	a mm	b mm	c mm	u _{max} mm	σ _{H-M} mm
1	4	1x1x1	200	200	200	0,16	118,4
2	8	1x2x1	200	400	200	0,33	179,7
3	9	2x1x1	400	200	200	0,15	123,4
4	13	1x3x1	200	600	200	0,36	185,4
5	14	3x1x1	600	200	200	0,15	198,1
6	18	1x4x1	200	200	200	0,36	186,7
7	19	4x1x1	800	200	200	0,21	92,4
8	20	2x2x1	400	400	200	0,31	189,9
9	23	1x5x1	200	1000	200	0,36	172,5
10	24	5x1x1	1000	200	200	0,23	272,0
11	27	1x6x1	200	1200	200	0,36	172,5
12	29	6x1x1	1200	200	200	0,24	263,8
13	31	2x3x1	400	600	200	0,34	196,6
14	32	3x2x1	600	400	200	0,40	229,0
15	42	2x4x1	400	800	200	0,34	196,5
16	43	4x2x1	800	400	200	0,81	331,6
17	49	3x3x1	600	600	200	0,40	253,4
18	53	2x5x1	400	1000	200	0,34	186,8
19	64	2x6x1	400	1200	200	0,34	195,6
20	67	3x4x1	600	800	200	0,40	252,4
21	67	4x3x1	800	600	200	1,03	337,3
22	84	3x5x1	600	1000	200	0,39	252,0
23	102	3x6x1	600	1200	200	0,39	239,8
24	115	4x5x1	800	1000	200	1,08	333,3
25	146	5x5x1	1000	1000	200	1,03	274,8

Rysunek 58 prezentuje rozkład wartości ugięć płyt sandwiczowych tworzących ten zbiornik podczas symulacji obciążenia ciśnieniem wewnętrznym $p = 1$ MPa. Wynika z niego, że największe wartości ugięć występują na powierzchni płyt o wymiarach $a = 1000$ mm, $b = 1000$ mm i osiągają one wartości $u_{\max} = 1$ mm. Natomiast pozostałe płyty zbiornika nie ugięły się o więcej niż $u = 0,5$ mm.



Rysunek 58. Rozkład wartości ugięć zbiornika 5x5x1

Pomimo zastosowania dwóch przegród wzmacniających wciąż 9 zbiorników nie spełniło zdefiniowanego kryterium wytrzymałościowego $\sigma_{H-M} < 400 \text{ MPa}$. Z tego względu przeprowadzono badania wpływu zastosowania trzech przegród wzmacniających na wytrzymałość statyczną analizowanych zbiorników ciśnieniowych poddanych działaniu ciśnienia wewnętrznego $p = 1 \text{ MPa}$. Z tego względu przeprowadzono badania wpływu zastosowania trzech przegród wzmacniających na wytrzymałość statyczną analizowanych zbiorników ciśnieniowych poddanych działaniu ciśnienia wewnętrznego $p = 1 \text{ MPa}$. Model bryłowy oktanu zbiornika z trzema przegrodami przedstawiono na rysunku 59.



Rysunek 59. Model bryłowy oktanu zbiornika z trzema przegrodami

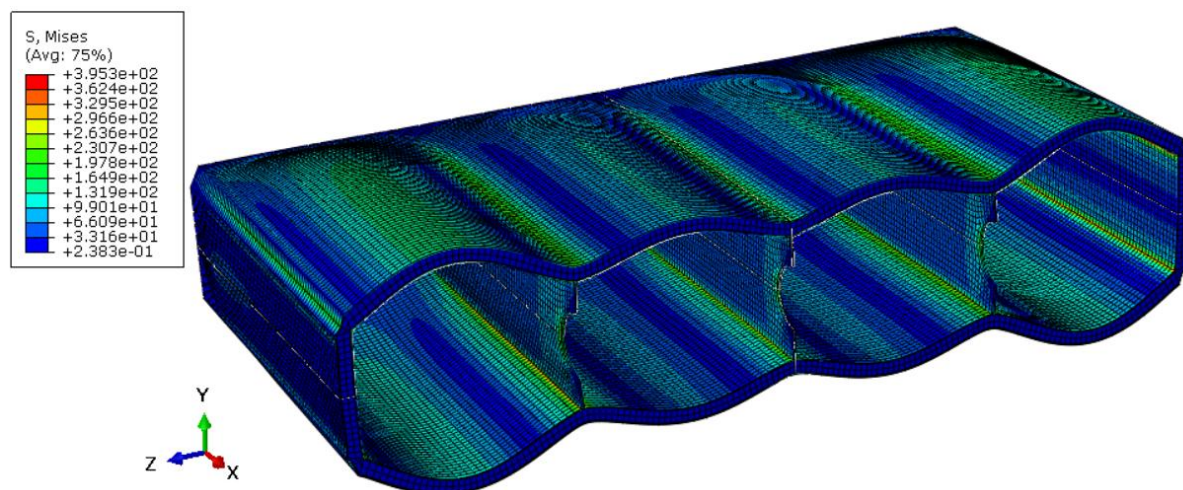
Tabela 12. Wyniki symulacji

L.p.	V dm ³	axbxc	a mm	b mm	c mm	u _{max} mm	σ _{H-M} MPa
1	4	1x1x1	200	200	200	0,17	97,7
2	9	1x2x1	200	400	200	0,34	159,8
3	9	2x1x1	400	200	200	0,16	110,7
4	14	1x3x1	200	600	200	0,36	192,6
5	14	3x1x1	600	200	200	0,16	146,6
6	19	1x4x1	200	800	200	0,36	163,5
7	19	4x1x1	800	200	200	0,16	200,3
8	21	2x2x1	400	400	200	0,33	162,6
9	25	1x5x1	200	1000	200	0,36	192,8
10	25	5x1x1	1000	200	200	0,20	239,2
11	30	1x6x1	200	1200	200	0,36	163,1
12	30	6x1x1	1200	200	200	0,22	263,1
13	32	2x3x1	400	600	200	0,36	169,8
14	32	3x2x1	600	400	200	0,31	188,8
15	44	2x4x1	400	800	200	0,36	170,0
16	44	4x2x1	800	800	200	0,38	230,2
17	50	3x3x1	600	600	200	0,34	197,0
18	55	2x5x1	400	1000	200	0,36	169,9
19	55	5x2x1	1000	400	200	0,70	285,3
20	67	2x6x1	400	1200	200	0,36	169,9
21	67	6x2x1	1200	400	200	1,10	367,7
22	68	3x4x1	600	800	200	0,34	194,0
23	68	4x3x1	800	600	200	0,40	239,8
24	86	3x5x1	600	1000	200	0,34	193,7
25	86	5x3x1	1000	600	200	0,84	308,8
26	92	4x4x1	800	800	200	0,41	240,9
27	104	3x6x1	600	1200	200	0,34	193,6
28	104	6x3x1	1200	600	200	1,51	392,2
29	117	4x5x1	800	1000	200	0,40	237,2
30	117	5x4x1	1000	800	200	0,87	312,7
31	141	4x6x1	800	1200	200	0,40	237,5
32	141	6x4x1	1200	800	200	1,63	397,0
33	147	5x5x1	1000	1000	200	0,40	227,6
34	178	5x6x1	1000	1200	200	0,87	308,0
35	178	6x5x1	1200	1000	200	1,65	398,3
36	215	6x6x1	1200	1200	200	1,65	395,3

Wyniki badań numerycznych statycznej wytrzymałości sandwichowych zbiorników ciśnieniowych o prostokątnym przekroju poprzecznym przedstawiono w tabeli 12. Dzięki

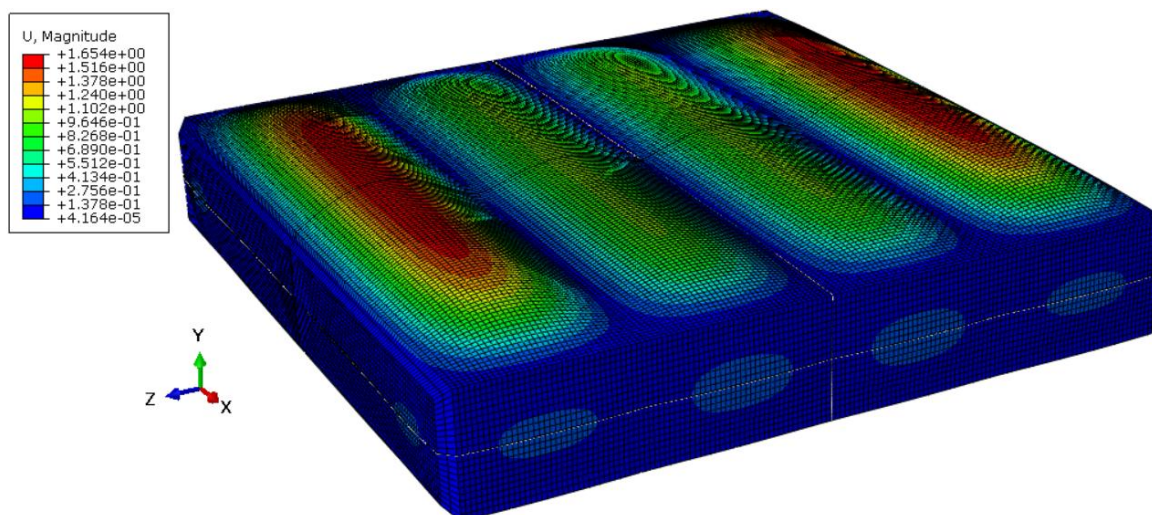
zastosowaniu trzech przegród wzmacniających wszystkie 36 badanych zbiorników spełniły zdefiniowane kryterium wytrzymałościowe $\sigma_{H-M} < 400$ MPa.

Zbiornikiem o największej pojemności ($V_{\max} = 215$ dm³), który dzięki zastosowaniu trzech przegród wzmacniających spełnił zdefiniowane kryterium wytrzymałościowe jest zbiornik o wymiarach $a = 1200$ mm, $b = 1200$ mm i $c = 200$ mm. Rozkład wartości naprężeń zredukowanych tego zbiornika przedstawiono na rysunku 60Rysunek . Koncentracja największych wartości naprężeń zredukowanych występuje w miejscach łączenia płyt sandwiczowych tworzących płaszczy oraz w obszarze połączenia tych płyt z przegrodami wzmacniającymi. W tych obszarach naprężenia osiągają wartości maksymalne $\sigma_{H-M} = 395$ MPa. Natomiast w pozostałych miejscach wartości naprężeń są mniejsze niż $\sigma_{H-M} = 263$ MPa.



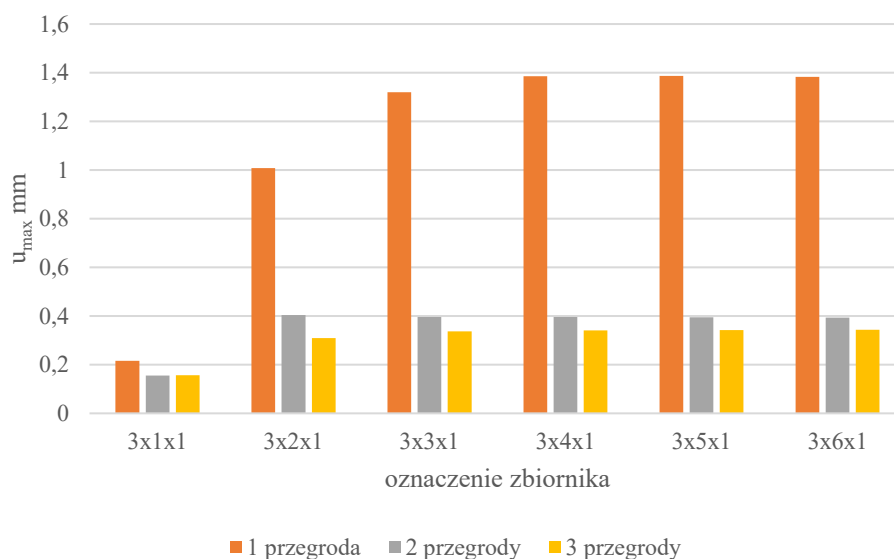
Rysunek 60. Rozkład naprężeń zredukowanych zbiornika 6x6x1

Na rysunku 61 przedstawiono rozkład wartości ugięcia płyt tworzących ten zbiornik (charakteryzujący się $V_{\max} = 215$ dm³). Maksymalną wartość ugięcia osiągnęły płyty o wymiarach $a = 1200$ mm, $b = 1200$ mm i wyniosły one $u_{\max} = 1,65$ mm. Ugięcia pozostałych płyt tworzących zbiornik nie przekraczają $u = 0,5$ mm.



Rysunek 61. Rozkład wartości ugięcia zbiornika 6x6x1

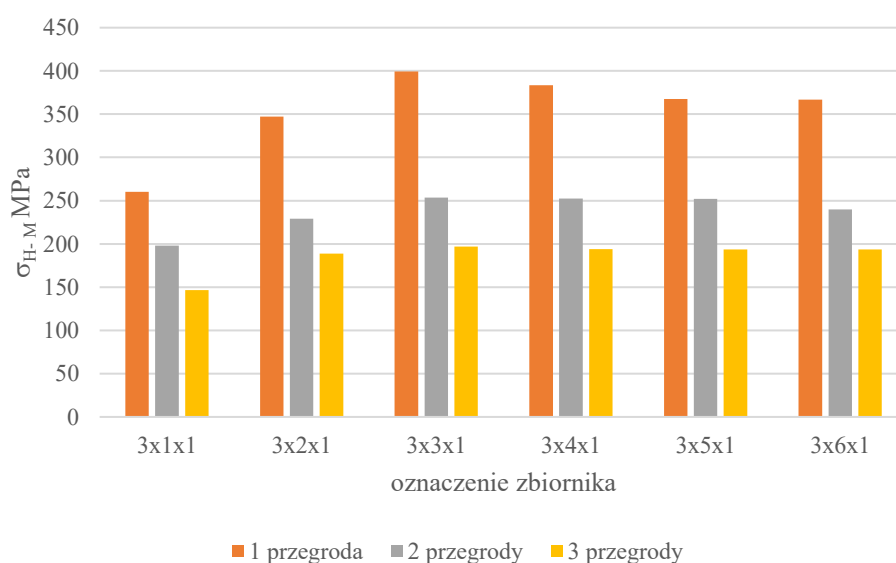
Na poniższym wykresie (rysunek 62) przedstawiono wpływ liczby przegród na wartości maksymalnych ugięć płyt sandwiczowych wybranych sześciu zbiorników, które bez przegród wzmacniających nie spełniają postawionego kryterium tzn. $\sigma_{H-M} < 400$ MPa.



Rysunek 62. Wykres zależności maksymalnych ugięć od liczby przegród zbiornika

Z wykresu wynika, że wraz ze wzrostem liczby przegród, wartość maksymalnych ugięć płyt zbiornika maleje. Dodanie jednej przegrody wzmacniającej do konstrukcji wybranych zbiorników spowodowało spadek wartości ugięć przedstawionych zbiorników średnio o 75 %. Z kolei zastosowanie dwóch przegród pozwoliło na dalsze obniżenie wartości ugięcia płyt średnio o 62 %. Dodanie kolejnej przegrody obniżyło wartość ugięcia płyt tworzących te zbiorniki o 12 % względem zbiorników z dwoma przegradami.

Na rysunku 63 przedstawiono wykres maksymalnych wartości naprężeń zredukowanych sześciu wybranych zbiorników w zależności od liczby przegród wzmacniających. Wynika z niego, że zastosowanie już jednej przegrody wzmacniającej umożliwia zwiększenie wytrzymałości statycznej zbiorników. Przedstawione na wykresie zbiorniki bez przegród wzmacniających charakteryzowały się wartościami naprężeń zredukowanych przekraczającymi $\sigma_{H-M} < 400$ MPa, przy obciążeniu ciśnieniem wewnętrznym $p = 1$ MPa. Dzięki zastosowaniu w tych zbiornikach jednej przegrody wzmacniającej, wartości maksymalnych naprężeń zredukowanych były $\sigma_{H-M} < 400$ MPa. Zastosowanie jednej przegrody wzmacniającej spowodowało spadek maksymalnych wartości naprężeń zredukowanych tych zbiorników o 64 %. Natomiast dwie przegrody zamontowane we wnętrzu zbiornika spowodowały spadek wartości maksymalnych naprężeń zredukowanych o 61 % względem zbiorników z jedną przegrodą. Zastosowanie trzech przegród wzmacniających spowodowało zmniejszenie wartości naprężeń zredukowanych średnio o 22 % w porównaniu z analogicznymi zbiornikami z dwoma przegrodami.



Rysunek 63. Wykres zależności maksymalnych naprężeń zredukowanych od liczby przegród zbiornika

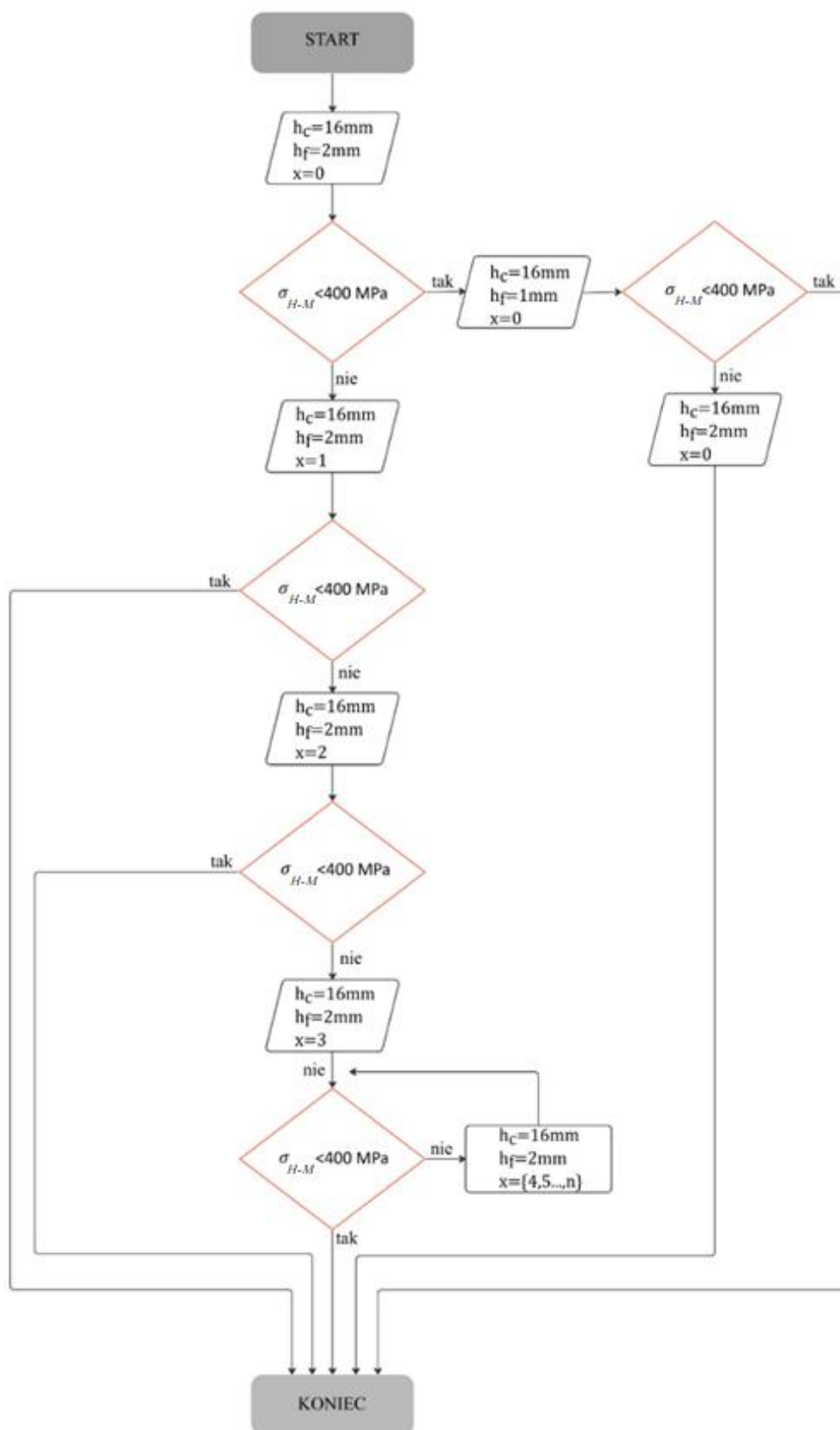
Z przeprowadzonych badań wynika, że dodanie przegród wzmacniających do konstrukcji sandwiczowego zbiornika o prostokątnym przekroju poprzecznym, znacząco zwiększa jego wytrzymałość statyczną podczas działania ciśnienia wewnętrznego $p = 1$ MPa. Taka metoda zwiększenia wytrzymałości tych zbiorników nie wpływa negatywnie na pojemność zbiorników w porównaniu ze zwiększaniem grubości płyt

sandwiczowych, co również umożliwia zwiększenie wytrzymałości zbiorników. Dzięki zastosowaniu przegród wzmacniających możliwe jest skonstruowanie sandwiczowego zbiornika ciśnieniowego o prostokątnym przekroju poprzecznym charakteryzującego się $V_{\max} = 215 \text{ dm}^3$, którego wymiary gabarytowe wynoszą $a = 1200 \text{ mm}$, $b = 1200 \text{ mm}$ i $c = 200 \text{ mm}$.

5.3. Analiza wyników

W oparciu o wyniki przeprowadzonych badań, dla każdego z 36 badanych zbiorników, wybrano jedną konfigurację. Wybór ten oparto na kryteriach maksymalizacji objętości zbiornika przy jednoczesnym utrzymaniu maksymalnych naprężeń zredukowanych Hubera-Misesa poniżej 400 MPa. Algorytm wyboru takiej konfiguracji zbiorników przedstawiono na rysunku 64. Zgodnie z przedstawionym algorytmem wybór konfiguracji zbiornika o danych wymiarach geometrycznych rozpoczęto od analizy wartości naprężeń zredukowanych, jakie zbiornik ten osiąga podczas obciążenia ciśnieniem wewnętrznym $p = 1 \text{ MPa}$.

W pierwszej kolejności rozpatrywana była konfiguracja, w której płyty sandwiczowe zbiornika charakteryzowały się grubościami rdzenia i okładzin odpowiednio $h_c = 16 \text{ mm}$ i $h_f = 2 \text{ mm}$ oraz brakiem przegród wzmacniających ($x = 0$). Jeżeli taki zbiornik spełnił kryterium $\sigma_{H-M} < 400 \text{ MPa}$, to przeprowadzana była analiza, czy możliwe jest zmniejszenie grubości okładzin tego zbiornika o 1 mm. Gdy kryterium to zostało spełnione to uznano, że jest to najbardziej odpowiednia spośród wszystkich badanych konfiguracji zbiornika. Natomiast w przypadku, gdy zbiornik o parametrach: $h_c = 16 \text{ mm}$, $h_f = 2 \text{ mm}$ i $x = 0$ nie spełnił przyjętego kryterium to analizowano wartości naprężeń zbiornika wyposażonego w przegrody. Jeżeli zbiornik z jedną przegrodą ($x = 1$) nie spełnił postawionego kryterium wytrzymałościowego to analizowano jego wytrzymałość z dwoma przegrodami i kolejno z trzema. W ten sposób przeanalizowano 36 zbiorników poddanych badaniom.



Rysunek 64. Algorytm wyboru zbiornika

Z analizy tej wykluczono wyniki badań, w których zmieniano grubość płyt sandwichowych. Wynika to z faktu, iż ta metoda zwiększania wytrzymałości statycznej zbiorników powoduje zmniejszanie ich pojemności.

Tabela 13. Wybrana konfiguracja badanych zbiorników

L.p.	V dm ³	axbxc	a mm	b mm	c mm	h _c mm	h _f mm	h mm	liczba przegród
1	4	1x1x1	200	200	200	16	1	18	0
2	8	2x2x1	400	400	200	21	2	25	0
3	9	1x2x1	200	400	200	16	1	18	0
4	9	2x1x1	400	200	200	16	2	20	0
5	14	1x3x1	200	600	200	16	1	18	0
6	14	3x1x1	600	200	200	16	2	20	0
7	20	1x4x1	200	800	200	16	1	18	0
8	20	4x1x1	800	200	200	16	1	18	0
9	25	1x5x1	200	1000	200	16	1	18	0
10	25	5x1x1	1000	200	200	16	1	18	0
11	30	6x1x1	1200	200	200	16	1	18	0
12	30	1x6x1	200	1200	200	16	1	18	0
13	32	2x3x1	400	600	200	16	2	20	1
14	32	3x2x1	600	400	200	16	2	20	1
15	43	2x4x1	400	800	200	16	2	20	1
16	43	4x2x1	800	400	200	16	2	20	2
17	50	3x3x1	600	600	200	16	2	20	1
18	54	5x2x1	1000	400	200	16	2	20	3
19	54	2x5x1	400	1000	200	16	2	20	1
20	66	2x6x1	400	1200	200	16	2	20	1
21	66	6x2x1	1200	400	200	16	2	20	3
22	67	4x3x1	800	600	200	16	2	20	2
23	67	3x4x1	600	800	200	16	2	20	1
24	84	5x3x1	1000	600	200	16	2	20	3
25	85	3x5x1	600	1000	200	16	2	20	1
26	90	4x4x1	800	800	200	16	2	20	3
27	102	6x3x1	1200	600	200	16	2	20	3
28	103	3x6x1	600	1200	200	16	2	20	1
29	114	5x4x1	1000	800	200	16	2	20	3
30	115	4x5x1	800	1000	200	16	2	20	2
31	138	4x6x1	800	1200	200	16	2	20	3
32	141	6x4x1	1200	800	200	16	2	20	3
33	146	5x5x1	1000	1000	200	16	2	20	2
34	175	5x6x1	1000	1200	200	16	2	20	3
35	178	6x5x1	1200	1000	200	16	2	20	3
36	212	6x6x1	1200	1200	200	16	2	20	3

Z opracowanej tabeli wynika, że sandwiczowe zbiorniki ciśnieniowe o prostokątnym przekroju poprzecznym i pojemnościach $V < 32 \text{ dm}^3$ nie wymagają stosowania przegród wzmacniających, gdy obciążane są ciśnieniem wewnętrznym $p = 1 \text{ MPa}$. Wszystkie zbiorniki o większych pojemnościach wymagają zastosowania w nich przegród wzmacniających.

6. WNIOSKI I PODSUMOWANIE

W ramach niniejszej pracy opracowano koncepcję sandwiczowego zbiornika ciśnieniowego o prostokątnym przekroju poprzecznym, który może znaleźć swoje zastosowanie w systemie zawieszenia pneumatycznego pojazdów szynowych, jako tzw. zbiornik wyrównawczy (komora sztywna sprężyn pneumatycznych).

Inspiracją do podjęcia tej pracy był projekt badawczo-rozwojowy, którego celem było zaprojektowanie, wytworzenie i przeprowadzenie badań zespołu trakcyjnego o napędzie hybrydowym. W pojeździe tym, z uwagi na ograniczoną przestrzeń do zabudowy zbiorników ciśnieniowych zostało zastosowane rozwiązanie polegające na połączeniu dwóch zbiorników cylindrycznych z prostopadłościennym kolektorem. Zauważono, że możliwe jest, by w dostępnej na podwoziu przestrzeni, zabudować jeden zbiornik o prostokątnym przekroju poprzecznym, zamiast kombinacji trzech połączonych ze sobą zbiorników. Z tego względu opracowano koncepcję zbiornika ciśnieniowego zbudowanego z płyt sandwiczowych o prostokątnym przekroju poprzecznym. Koncepcję tę zweryfikowano dzięki przeprowadzonym numerycznym badaniom statycznej wytrzymałości zbiorników z wykorzystaniem metody elementów skończonych. Do badań wykorzystano oprogramowanie Abaqus 6.12-2. W środowisku tym zamodelowano obiekt badawczy, który stanowił model obliczeniowy zbiorników.

W ramach pracy przeprowadzono sześć rodzajów badań statecznej wytrzymałości zbiorników, w których analizowano wartości maksymalnych naprężeń zredukowanych Hubera-Misesa oraz maksymalnego ugięcia płyt z których zbudowane zostały zbiorniki. W badaniach rozważano rodzinę 36 zbiorników różniących się wymiarami gabarytowymi dla których wykonano 481 obliczeń numerycznych. Poszczególne rodzaje badań różniły się względem siebie charakterystycznymi parametrami zbiorników. W pierwszej grupie badań, zmieniano wymiary gabarytowe zbiorników i obserwowano ich wpływ na wytrzymałość statyczną zbiorników. Drugi rodzaj badań polegał na obserwacji wpływu zmian grubości okładzin płyt sandwiczowych na wartości naprężeń i ugięcia zbiorników. Z kolei w trzeciej grupie badań zmiennym parametrem była grubość rdzenia płyt sandwiczowych. W kolejnym rodzaju badań, zmieniano grubość okładzin i rdzenia jednocześnie. Piąty rodzaj badań pozwolił na określenie wpływu zastosowania jednej, dwóch i trzech przegród na wytrzymałość sandwiczowych zbiorników ciśnieniowych o prostokątnym przekroju poprzecznym. W ostatnim rodzaju badań, zmiennym parametrem

była wartość modułu Younga pianki aluminiowej stanowiącej materiał rdzenia płyt sandwichowych. W każdym z rodzajów badań zbiorniki zostały obciążone ciśnieniem wewnętrznym $p = 1$ MPa. Na podstawie uzyskanych wartości naprężeń i ugięć, dla każdego rodzaju badań określono grupę zbiorników, która spełniała zdefiniowanych warunków wytrzymałościowy $\sigma_{H-M} < 400$ MPa.

Na podstawie przeprowadzonych badań (obciążenia zbiorników ciśnieniem wewnętrznym $p = 1$ MPa) można sformułować następujące wnioski:

1. Wzrost wymiarów gabarytowych zbiornika powoduje wzrost maksymalnego ugięcia płyt sandwichowych, z których wykonany jest zbiornik.
2. Koncentracja największych naprężeń występuje w miejscach łączenia płyt sandwichowych tworzących zbiorniki.
3. Maksymalne ugięcia występują w środku geometrycznym płyt sandwichowych tworzących badane zbiorniki.
4. Wzrost wartości modułu Younga rdzenia z $E_{c1} = 1\ 600$ MPa do $E_{c2} = 3\ 600$ MPa powoduje zmniejszenie ugięcia płyt sandwichowych tworzących badane zbiorniki średnio o 40 %.
5. Wzrost wartości modułu Younga rdzenia z $E_{c1} = 1\ 600$ MPa do $E_{c3} = 4\ 800$ MPa powoduje zmniejszenie ugięcia płyt sandwichowych tworzących badane zbiorniki średnio o 49 %.
6. Wzrost grubości okładzin płyt sandwichowych tworzących badane zbiorniki o 1 mm powoduje obniżenie maksymalnego ugięcia płyt średnio o 15 %.
7. Wzrost grubości okładzin płyt sandwichowych tworzących badane zbiorniki o 1 mm powoduje obniżenie maksymalnych naprężeń zredukowanych średnio o 19%.
8. Zwiększenie grubości rdzenia płyt sandwichowych tworzących zbiornik o $\Delta h_c = 9$ mm powoduje zmniejszenie ugięcia płyt tego zbiornika średnio o 22 %, a zwiększenie grubości rdzenia o $\Delta h_c = 14$ mm powoduje obniżenie ugięcia średnio o 37 %.
9. Zwiększenie grubości rdzenia płyt sandwichowych tworzących zbiornik o $\Delta h_c = 9$ mm powoduje spadek maksymalnych naprężeń zredukowanych średnio o 30 %, a o $\Delta h_c = 14$ mm średnio o 45 %.
10. Zwiększenie grubości płyty sandwichowej o $\Delta h = 5$ mm (przy zachowaniu odpowiednich proporcji grubości okładzin do grubości rdzenia) powoduje

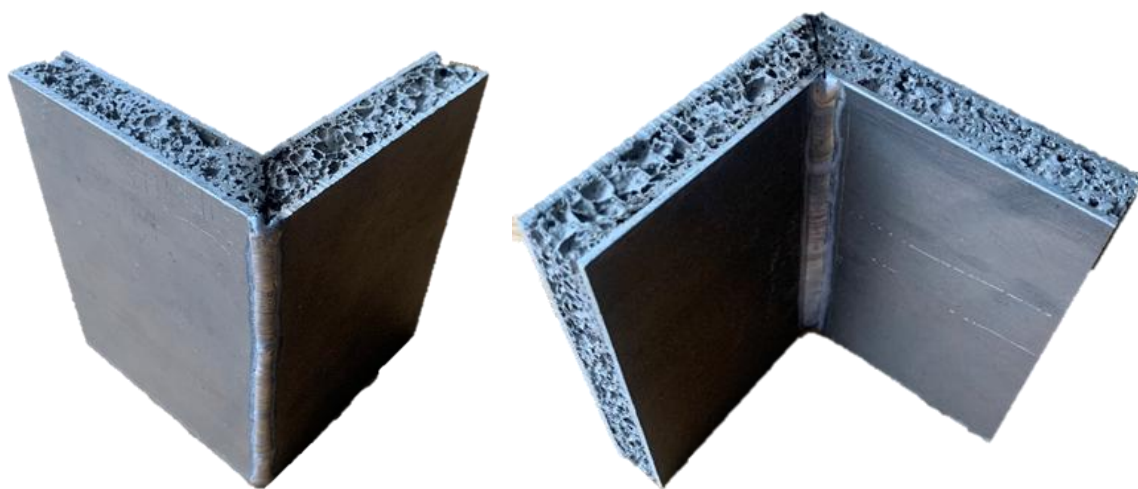
zmniejszenie maksymalnego ugięcia płyt tworzących zbiornik średnio o 33 %. Z kolei zwiększenie grubości płyt sandwiczowej do $h = 30$ mm umożliwia obniżenie wartości maksymalnego ugięcia średnio o 53 %.

11. Zwiększenie grubości całkowitej płyty sandwiczowej o $\Delta h = 5$ mm (przy zachowaniu odpowiednich proporcji grubości okładzin do grubości rdzenia) powoduje spadek wartości maksymalnych naprężeń zredukowanych zbiornika średnio o 39 %. Z kolei zastosowanie płyt sandwiczowych o grubości $h = 30$ mm pozwala na obniżenie wartości maksymalnych naprężeń zredukowanych średnio o 53 %.
12. Efektywnym sposobem na zwiększenie wytrzymałości statycznej badanych zbiorników jest zastosowanie przegród. Zastosowanie jednej przegrody wzmacniającej powoduje spadek maksymalnych wartości naprężeń zredukowanych średnio o 64 %. Zastosowanie trzech przegród wzmacniających powoduje zmniejszenie wartości naprężeń zredukowanych średnio o 22 % w porównaniu ze zbiornikami z dwoma przegradami.
13. Wraz ze wzrostem liczby przegród, wartość maksymalnych ugięć płyt zbiornika maleje. Dodanie jednej przegrody wzmacniającej do konstrukcji zbiorników powoduje spadek wartości ugięć płyt zbiorników średnio o 75 %. Zastosowanie dwóch przegród pozwala na dalsze obniżenie wartości ugięcia płyt średnio o 62 %. Dodanie trzeciej przegrody obniża wartość ugięcia płyt tworzących te zbiorniki o 12 % względem zbiorników z dwoma przegradami.

Na podstawie wyników z przeprowadzonych badań opracowano tabelę 13, w której przedstawiono wybrane konfiguracje budowy 36 badanych zbiorników. Kryterium wyboru konfiguracji stanowiła maksymalizacja pojemności zbiornika, przy zachowaniu odpowiedniej jego wytrzymałości tzn. $\sigma_{H-M} < 400$ MPa.

W niniejszej pracy nie rozważano technologii wytworzenia sandwiczowych zbiorników ciśnieniowych o prostokątnym przekroju poprzecznym, jednakże przedstawiono możliwe rozwiązania połączeń płyt sandwiczowych tworzących te zbiorniki. Jednym z tych rozwiązań jest zastosowanie połączeń spawanych. Przeprowadzono ocenę możliwości połączenia płyt sandwiczowych za pomocą spawania na podstawie badań eksperymentalnych. Obiektem badawczym były dwie płyty sandwiczowe, których grubość rdzenia wynosiła $h_c = 16$ mm, a okładzin $h_f = 2$ mm. Materiał ich rdzenia stanowiła piana aluminiowa, a okładzin - stop aluminium. Krawędzie tych płyt poddano ukosowaniu

pod kątem 45° . Następnie wykonano spoinę pachwinową w części wewnętrznej oraz zewnętrznej. Na zdjęciach (rysunek 65) przedstawiono wykonane połączenie spawane dwóch płyt sandwiczowych. Takie połączenie mogłoby zostać wykorzystane do wytworzenia m.in. płaszcza zbiorników, który składa się z 4 połączonych ze sobą płyt sandwiczowych. Z przeprowadzonego eksperymentu wynika, że zastosowanie procesu spawania do wytworzenia zbiorników sandwiczowych o prostokątnym przekroju poprzecznym jest technologicznie możliwe do wykonania.



Rysunek 65. Połączenie spawane płyt sandwiczowych

Główną zaletą opracowanych sandwiczowych zbiorników ciśnieniowych o prostokątnym przekroju poprzecznym jest ich kształt, który umożliwia wykorzystanie w pełni przestrzeni dostępnych w podwoziach pojazdów szynowych. Dzięki temu możliwe jest zastosowanie opracowanych zbiorników jako zbiorniki wyrównawcze (komory sztywne sprężyn pneumatycznych) w pneumatycznym układzie zawieszenia drugiego stopnia zespołów trakcyjnych. Takie zbiorniki ciśnieniowe mogłyby być stosowane w każdym pojeździe szynowym, w którym przestrzeń dostępna do zabudowy urządzeń pneumatycznych jest bardzo ograniczona, ze względu na inne układy montowane w podwoziu jak np. system wentylacji, urządzenia energoelektroniczne etc. Ponadto taki zbiornik ciśnieniowy posiadałby wyłącznie jedno przyłącze łączące go z instalacją pneumatyczną pojazdu, co ogranicza potencjalne miejsca nieszczelności. Dodatkowo transport tych zbiorników jest prostszy w porównaniu ze zbiornikami cylindrycznymi, dzięki ich prostopadłościennemu kształtowi, który umożliwia ułożenie zbiorników na sobie.

Wśród wad sandwiczowych zbiorników o prostokątnym przekroju poprzecznym można wyróżnić np. problem z utrzymaniem czystości takiego zbiornika, w którym występują narożniki, w których mogą gromadzić się zanieczyszczenia.

Opracowana koncepcja sandwiczowego zbiornika o prostokątnym przekroju poprzecznym oraz uzyskane wyniki badań wskazują, że cele pracy zostały osiągnięte, a teza potwierdzona tzn. możliwym jest zastąpienie klasycznych zbiorników wyrównawczych o kształcie walca – zbiornikami prostopadłościennymi wykonanymi z materiałów sandwiczowych i możliwym jest ich zastosowanie w pneumatycznym systemie zawieszenia drugiego stopnia pojazdów szynowych.

Przedstawiona dysertacja wnosi wkład w rozumienie statycznej wytrzymałości sandwiczowych zbiorników ciśnieniowych o prostokątnym przekroju poprzecznym, które mogą znaleźć zastosowanie jako zbiorniki wyrównawcze w pneumatycznym układzie zawieszenia pojazdów szynowych. Zakres niniejszej pracy nie wyczerpuje jednak w całości zagadnienia i posiada możliwości dalszego rozwoju.

Na podstawie opracowanej koncepcji oraz uzyskanych wyników numerycznych badań, możliwe jest opracowanie projektu konstrukcyjnego oraz technologicznego tego zbiornika. W projekcie konstrukcyjnym powinno zostać dobrane przyłącze pneumatyczne, które zapewni odpowiednie natężenie przepływu pomiędzy zbiornikiem a sprężyną pneumatyczną, bez tłumienia przepływu.

Rozwojem technologii produkcji zbiornika jest badanie metody spojenia płyt sandwiczowych, takie jak spawanie okładzin aluminiowych. Należy przeprowadzić badania ultradźwiękowe złączy spawanych oraz badania ultrasonografem, aby ocenić ich wytrzymałość i szczelność. Warto również przeprowadzić dalsze badania nad dynamiką zbiorników pod obciążeniem w warunkach eksploatacyjnych oraz zaprojektowanie i wykonanie prototypów, które zostaną przetestowane w rzeczywistych warunkach eksploatacji pojazdów szynowych.

Celowe jest także przeprowadzenie badań statycznej wytrzymałości zbiorników z rdzeniem o innej strukturze, na przykład plastra miodu lub falistej. Warto też przeprowadzić badania symulacyjne z wykorzystaniem metody elementów skończonych dla różnych konfiguracji materiałowych. Po opracowaniu dokumentacji konstrukcyjnej i technologicznej, należy opracować program prób i badań, który uwzględni testy wytrzymałości i szczelności pod ciśnieniem wewnętrznym $p = 1 \text{ MPa}$, a także eksploatację nadzorowaną.

Ze względu na innowacyjność opracowanych rozwiązań, możliwym jest złożenie wniosku o dofinansowanie dalszych prac badawczo-rozwojowych, na przykład w ramach programu LIDER organizowanego przez Narodowe Centrum Badań i Rozwoju.

LITERATURA

- [1] Ahn, J., Choi, Y., Jo, C., Cho, Y., Chang, D., Chung, H., Bergan, P. Design of a prismatic pressure vessel with internal x-beam structures for application in ships. *Ships and Offshore Structures*. 2016; 12(6), 781-792.
- [2] Al-Fatlawi, A., Jármai, K., & Kovács, G. Theoretical and numerical analysis of an aluminum foam sandwich structure. *Pollack Periodica*. 2020; 15(3), 113-124.
- [3] Banhart J., Seeliger H.W. Aluminium foam sandwich panels: metallurgy. *Manufacture and applications*. *Advanced Engineering Materials*. 2008; 10.
- [4] Bunsell A. R. Composite pressure vessels supply an answer to transport problems. *Reinforced Plastics*. 2006; 50(2).
- [5] Carlsson L.A, Kardomateas G.A. Structural and failure mechanics of sandwich structures. *Solid Mechanics and Its Applications*- Springer. 2011; 121.
- [6] Carrera E. Historical review of Zig-Zag theories for multilayered plates and shells, *Applied Mechanics Reviews*. 2003; 56(3).
- [7] Carrera E., Giunta G., Petrolo M. Beam structures. Classical and advanced theories. Wiley. 2011.
- [8] Chang R.R. Experimental and theoretical analyses of first-ply failure of laminated composite pressure vessels. *Composite Structures*. 2000; 49(2).
- [9] Choi, Y., Ahn, J., You, H., Jo, C., Cho, Y., Noh, Y., Bergan, P. Numerical and experimental study of a plate-stiffened prismatic pressure vessel. *Ocean Engineering*. 2018; 164, 367-376.
- [10] Czechowski L., Jankowski J., Kotelko M. Experimental and numerical three-point bending test for sandwich beam. *Journal of KONES*, 2017; 24(3).
- [11] Daghia, F., Baranger, E., Tran, D., Pichon, P. A hierarchy of models for the design of composite pressure vessels. *composite Structures*. 2020; 235.
- [12] D'Alessandro V., Petronea G., De Rosab S., Franco F. Modelling of aluminium foam sandwich panels. *Smart Structures and Systems*. 2014; 13(4).
- [13] Dursun T., Soutis C., Recent developments in advanced aircraft aluminium alloys. *Materials & Design*. 2014; 56.
- [14] W. Fairbairn. An Account of the construction of the Britannia and Conway tubular bridges. 1849.
- [15] Feng Y., Qiu H., Gao Y., Zheng H. Creative design for sandwich structures: a review. *International Journal of Advanced Robotic Systems*, 2018.
- [16] Grajnert J.. Zawieszenia pneumatyczne pojazdów szynowych. Część 2: Właściwości dynamiczne elementarnego układu zawieszenia. *Pojazdy Szynowe*. 1999; 2.
- [17] Gibson L.J., Ashby M.F. Cellular solids: structure and properties. Cambridge University Press, Cambridge. 1999.
- [18] Guo I.Z., Zeng Z.J. The six plate analytical method for rectangular pressure vessels of finite length. *International Journal of Pressure Vessels and Piping*, 1997; 74(1).
- [19] Ivañez I., Santiuste C., Barbero E., Sanchez-Saez S. Numerical modelling of foam-cored sandwich plates under high-velocity impact. *Composite Structures*, 2011; 93(9).
- [20] Jasion, P., Magnucki, K. Strength and elastic buckling of a sandwich cylindrical pressure vessel with dished heads. *International Journal of pressure Vessels and Piping*. 2023; 205.

- [21] Kabir M. Z. Finite element analysis of composite pressure vessels with a load sharing metallic liner. *Composite Structures*. 2000; 49(3).
- [22] Kausar S., Prasad R.B. A review paper on design of rectangular pressure vessel. *Elk Asia Pacific Journal of Mechanical engineering and research – special issue*. 2016.
- [23] Kotrasova, K. Vibration analysis of simply supported rectangular tank partially filled with water. *Matec Web of Conferences*. 2018; 210.
- [24] Kustos J., Magnucki K., Goliwas D. Bending of a stepped sandwich beam: the shear effect. *Engineering Transactions*. 2022; 70(4).
- [25] Kustos J., Magnucki K., Goliwas D., Strength of a bent sandwich beam with clamped ends. *Rail Vehicles/ Pojazdy Szynowe*. 2023; 1-2.
- [26] Kreja I. A literature review on computational models for laminated composite and sandwich panels. *Central European Journal of Engineering*. 2011; 1(1).
- [27] Kumar S., Gupta S. S., Singh A. K. An experimental design of rectangular pressure vessel & estimate total deformation and equivalent stresses using ANSYS. *International Research Journal of Engineering and Technology*. 2019; 6(6).
- [28] Magnucki K., Smyczynski M., Jasion P. A mathematical model of a five layer sandwich beam. *The Eleventh International Conference on Computational Structures Technology- Proceedings*. 2012; 42.
- [29] Magnucki K., Jasion P., Kruś M., Kuligowski P., Wittenbeck L. Strength and buckling of sandwich beams with corrugated core. *Journal of Theoretical and Applied Mechanics*. 2013; 51(1).
- [30] Magnucki K., Jasion P., Magnucka-Blandzi E., Wasilewicz P. Theoretical and experimental study of a sandwich circular plate under pure bending. *Thin-Walled Structures*. 2014; 79.
- [31] Magnucki K., Magnucka-Blandzi E. Generalization of a sandwich structure model: Analytical studies of bending and buckling problems of rectangular plates. *Composite Structures*, 2021; 255.
- [32] Magnucki K., Kustos J., Goliwas D. Free flexural vibrations of an expanded-tapered sandwich beam. *Vibrations in Physical Systems*. 2022; 33(1).
- [33] Magnucka-Blandzi E., Magnucki K. Effective design of a sandwich beam with a metal foam core. *Thin-Walled Structures*. 2007; 45(4).
- [34] Magnucka-Blandzi E. Mathematical modelling of a rectangular sandwich plate with a metal foam core. *Journal of Theoretical and Applied Mechanics*. 2011; 49(2).
- [35] Magnucka-Blandzi E., Magnucki K. Transverse shear modulus of elasticity for thin-walled corrugated cores of sandwich beams – theoretical study. *Journal of Theoretical and Applied Mechanics*. 2014; 52(4).
- [36] Magnucka-Blandzi E., Magnucki K., Wittenbek L. Mathematical modelling of shearing effect for sandwich beams with sinusoidal corrugated cores. *Applied Mathematical Modelling*. 2015; 39.
- [37] Malinowski, M., Magnucki, K. Optimal design of sandwich ribbed flat baffle plates of a circular cylindrical tank. *International Journal of pressure Vessels and Piping*, 2005; 82(3), 227-233.
- [38] Manet V. The use of ANSYS to calculate the behaviour of sandwich structures, *Composites Science & Technology* 1998; 58.
- [39] Noor A. K., Burton W. S., Bert C. W. Computational models for sandwich panels and shells. *Applied Mechanics Reviews*. 1996; 49.

- [40] O' Brink N. Sandwich cylinder construction for underwater pressure vessels. *Naval Engineers Journal*. 1964; 76(6), 951-954.
- [41] Parnas L., Katirci N. Design of fiber-reinforced composite pressure vessels under various loading conditions. *Composite Structures*. 2002; 58(1).
- [42] Potluri R. Comparative study of pressure vessels made from laminated composite material (COPV) with pressure vessels made with sandwich core composite material. *Journal of Material Science and Mechanical Engineering*. 2015; 2 (3).
- [43] Praveena G.L., Eshwari S., Kumar K.K., Mamilla V.R. Structural analysis of Multilayer pressure vessels for different shapes of cross sections by using FEM. *International Journal of Innovative Research in Science*. 2017; 6(8).
- [44] Ramakrishnan, K., Guérard, S., Zhang, Z., Shankar, K., & Viot, P. Numerical modelling of foam-core sandwich panels with nano-reinforced composite facesheets. *Journal of sandwich Structures & Materials*. 2019; 23(4).
- [45] Rezvani M.A, Ziada H.H., Shurab M.S. Stress analysis and evaluation of a rectangular pressure vessel. *International Journal of Research in Engineering and Technology*. 2012; 1(4).
- [46] Sayaadi H., Shokouhi N. Effect of air reservoir volume and connecting pipes' length and diameter on the air spring behavior in rail-vehicles. *Iranian Journal of Science & Technology- Transaction B: Engineering*. 2010; 34(B5).
- [47] Studziński, R. and Pozorski, Z. Experimental and numerical analysis of sandwich panels with hybrid core. *Journal of sandwich Structures & Materials*. 2016; 20(3), 271-286.
- [48] Styles M., Compston P., Kalyanasundaram S. Finite element modelling of core thickness effects in aluminium foam/composite sandwich structures under flexural loading. *Composite Structures*. 2008; 86(1-3).
- [49] Sayyad A.S., Ghugal Y.M. Bending, buckling and free vibration of laminated composite and sandwich beams: A critical review of literature. *Composite Structures*. 2017.
- [50] Smith B. H., Szyniszewski S., Hajjar J. F., Schafer B.W., Arwade S. R. Steel foam for structures: a review of applications, manufacturing and material properties. *Journal of Constructional Steel Research*. 2012; 71(1-10).
- [51] Wang C.M., Reddy J.N., Lee K.H. Shear deformable beams and plates relationships with classical solutions. Elsevier Science. 2000.
- [52] Wang, P., Li, X., & Yue, Z. Experimental and numerical evaluation of fatigue behavior of foam core sandwich structure. *International Journal of Aerospace and Lightweight Structures (Ijals)*. 2013; 3(3), 337.
- [53] Vasiliev V.V., Krikanov A.A. New generation of filament-wound composite pressure vessels for commercial applications. *Composite Structures*. 2003; 62(3-4).
- [54] Vinson J R. The Behavior of Sandwich Structures of Isotropic and Composite Materials. Technomic Publishing Company Inc. 1999.
- [55] Vinson J.R. Sandwich Structures. *Applied Mechanical Review*. 2001; 54(3).
- [56] Vivek T.N.S.K., Sri Rama Murthy K., Venkata R. M. Application of corrugated core sandwich structures in thin cylindrical pressure vessels. *International Journal of Innovative Technology and Exploring Engineering*. 2020; 9(9).
- [57] Zeng Z.J., Gao J.J., Gu Q. S. The stress analysis of rectangular pressure vessels having thin-walled reinforcing members. *International Journal of Pressure Vessels and Piping*. 1987; 30(3).

- [58] Zhang L., Yu C., Liu B. Surrogate-based structural optimization design of large-scale rectangular pressure vessel using radial point interpolation method. International Journal of Pressure Vessels and Piping. 2022; 197.
- [59] A. Barrett, Pressure Vessel. World Intellectual Property Organization. WO 2011/122960 A1. 2011.
- [60] <https://classes.engineering.wustl.edu/2009/spring/mase5513/abaqus/docs/v6.5/books/gsa/default.htm?startat=ch05s01.html> (dostęp: 16.04.2024)
- [61] https://www.metawell.com/en/applications/rail-vehicles/#_ (dostęp: 16.04.2024)

SUMMARY

A THREE-LAYER PRESSURE TANK WITH A RECTANGULAR CROSS-SECTION FOR USE IN THE PNEUMATIC SUSPENSION SYSTEM OF RAIL VEHICLES

Joanna KUSTOSZ

The subject of this dissertation is the development of a conceptual design for a pressure vessel with a rectangular cross-section, utilizing sandwich structures, intended for use in the pneumatic suspension systems of rail vehicles. The motivation to pursue this topic arose from a problem encountered during the implementation of a research and development project aimed at developing a prototype of the 227M rail vehicle. Limited space on the vehicle chassis made it impossible to install a conventional cylindrical expansion tank (rigid chamber of the air spring) used in the air suspension system.

As part of the study, a series of sandwich-structured pressure vessels with rectangular cross-sections- varying in geometric dimensions, material properties, and structural configurations- were examined. These tanks were subjected to static strength tests using the finite element method using the Abaqus 6.12-2 program. All tested tanks were loaded with internal pressure and the values of the maximum deflections of the sandwich panels from which the tanks are built and the maximum reduced stresses were analyzed.

The developed tank concept can be applied as a pressure equalization chamber in the second-stage pneumatic suspension system of rail vehicles. Based on the results of the numerical simulations, an analysis was carried out to assess the feasibility of implementing a rectangular pressure vessel in the second-stage pneumatic suspension of the 227M PLUS electric multiple unit. The analysis indicates that the proposed and selected pressure vessel can effectively serve as an expansion tank. Its rectangular geometry enables optimal use of the limited space available on the vehicle chassis.

ZAŁĄCZNIK 1. Wykaz zrealizowanych obliczeń numerycznych

Wykaz obliczeń							
L.p.	axbxh	a mm	b mm	Ec MPa	hf mm	h mm	liczba przegród
1	1x1x1	200	200	3600	2	20	0
2				3600	1	20	0
3				3600	3	20	0
4				3600	2	25	0
5				3600	2	30	0
6				1600	2	20	0
7				4800	2	20	0
8				3600	2	20	1
9				3600	2	20	2
10				3600	2	20	3
11				3600	2,5	25	0
12				3600	3	30	0
11	1x2x1	200	400	3600	2	20	0
12				3600	1	20	0
13				3600	3	20	0
14				3600	2	25	0
15				3600	2	30	0
16				1600	2	20	0
17				4800	2	20	0
18				3600	2	20	1
19				3600	2	20	2
20				3600	2	20	3
21				3600	2,5	25	0
22				3600	3	30	0
21	2x1x1	400	200	3600	2	20	0
22				3600	1	20	0
23				3600	3	20	0
24				3600	2	25	0
25				3600	2	30	0
26				1600	2	20	0
27				4800	2	20	0
28				3600	2	20	1
29				3600	2	20	2
30				3600	2	20	3
31				3600	2,5	25	0
32				3600	3	30	0
31	2x2x1	400	400	3600	2	20	0

32				3600	1	20	0
33				3600	3	20	0
34				3600	2	25	0
35				3600	2	30	0
36				1600	2	20	0
37				4800	2	20	0
38				3600	2	20	1
39				3600	2	20	2
40				3600	2	20	3
41				3600	2,5	25	0
42				3600	3	30	0
43	1x3x1	200	600	3600	2	20	0
44				3600	1	20	0
45				3600	3	20	0
46				3600	2	25	0
47				3600	2	30	0
48				1600	2	20	0
49				4800	2	20	0
50				3600	2	20	1
51				3600	2	20	2
52				3600	2	20	3
53				3600	2,5	25	0
54				3600	3	30	0
55	3x1x1	600	200	3600	2	20	0
56				3600	1	20	0
57				3600	3	20	0
58				3600	2	25	0
59				3600	2	30	0
60				1600	2	20	0
61				4800	2	20	0
62				3600	2	20	1
63				3600	2	20	2
64				3600	2	20	3
65				3600	2,5	25	0
66				3600	3	30	0
67	3x3x1	600	600	3600	2	20	0
68				3600	1	20	0
69				3600	3	20	0
70				3600	2	25	0
71				3600	2	30	0
72				1600	2	20	0
73				4800	2	20	0
74				3600	2	20	1

75				3600	2	20	2
76				3600	2	20	3
77				3600	2,5	25	0
78				3600	3	30	0
79				3600	3,5	35	0
80				3600	4	40	0
81	1x4x1	200	800	3600	2	20	0
82				3600	1	20	0
83				3600	3	20	0
84				3600	2	25	0
85				3600	2	30	0
86				1600	2	20	0
87				4800	2	20	0
88				3600	2	20	1
89				3600	2	20	2
90				3600	2	20	3
91				3600	2,5	25	0
92				3600	3	30	0
93	4x1x1	800	200	3600	2	20	0
94				3600	1	20	0
95				3600	3	20	0
96				3600	2	25	0
97				3600	2	30	0
98				1600	2	20	0
99				4800	2	20	0
100				3600	2	20	1
101				3600	2	20	2
102				3600	2	20	3
103				3600	2,5	25	0
104				3600	3	30	0
105	4x4x1	800	800	3600	2	20	0
106				3600	1	20	0
107				3600	3	20	0
108				3600	2	25	0
109				3600	2	30	0
110				1600	2	20	0
111				4800	2	20	0
112				3600	2	20	1
113				3600	2	20	2
114				3600	2	20	3
115				3600	2,5	25	0
116				3600	3	30	0
117				3600	3,5	35	0

118				3600	4	40	0
119				3600	4,5	45	0
120				3600	5	50	0
121				3600	2	20	0
122				3600	1	20	0
123				3600	3	20	0
124				3600	2	25	0
125				3600	2	30	0
126	1x5x1	200	1000	1600	2	20	0
127				4800	2	20	0
128				3600	2	20	1
129				3600	2	20	2
130				3600	2	20	3
131				3600	2,5	25	0
132				3600	3	30	0
133				3600	2	20	0
134				3600	1	20	0
135				3600	3	20	0
136				3600	2	25	0
137				3600	2	30	0
138	5x1x1	1000	200	1600	2	20	0
139				4800	2	20	0
140				3600	2	20	1
141				3600	2	20	2
142				3600	2	20	3
143				3600	2,5	25	0
144				3600	3	30	0
145				3600	2	20	0
146				3600	1	20	0
147				3600	3	20	0
148				3600	2	25	0
149				3600	2	30	0
150				1600	2	20	0
151				4800	2	20	0
152	5x5x1	1000	1000	3600	2	20	1
153				3600	2	20	2
154				3600	2	20	3
155				3600	2,5	25	0
156				3600	3	30	0
157				3600	3,5	35	0
158				3600	4	40	0
159				3600	4,5	45	0
160				3600	5	50	0

161	6x1x1	1200	200	3600	2	20	0
162				3600	1	20	0
163				3600	3	20	0
164				3600	2	25	0
165				3600	2	30	0
166				1600	2	20	0
167				4800	2	20	0
168				3600	2	20	1
169				3600	2	20	2
170				3600	2	20	3
171				3600	2,5	25	0
172				3600	3	30	0
173	1x6x1	200	1200	3600	2	20	0
174				3600	1	20	0
175				3600	3	20	0
176				3600	2	25	0
177				3600	2	30	0
178				1600	2	20	0
179				4800	2	20	0
180				3600	2	20	1
181				3600	2	20	2
182				3600	2	20	3
183				3600	2,5	25	0
184				3600	3	30	0
185	6x6x1	1200	1200	3600	2	20	0
186				3600	1	20	0
187				3600	3	20	0
188				3600	2	25	0
189				3600	2	30	0
190				1600	2	20	0
191				4800	2	20	0
192				3600	2	20	1
193				3600	2	20	2
194				3600	2	20	3
195				3600	2,5	25	0
196				3600	3	30	0
197				3600	3,5	35	0
198				3600	4	40	0
199				3600	4,5	45	0
200				3600	5	50	0
201	2x3x1	400	600	3600	2	20	0
202				3600	1	20	0
203				3600	3	20	0

204				3600	2	25	0
205				3600	2	30	0
206				1600	2	20	0
207				4800	2	20	0
208				3600	2	20	1
209				3600	2	20	2
210				3600	2	20	3
211				3600	2,5	25	0
212				3600	3	30	0
213	2x4x1	400	800	3600	2	20	0
214				3600	1	20	0
215				3600	3	20	0
216				3600	2	25	0
217				3600	2	30	0
218				1600	2	20	0
219				4800	2	20	0
220				3600	2	20	1
221				3600	2	20	2
222				3600	2	20	3
223				3600	2,5	25	0
224				3600	3	30	0
225	2x5x1	400	1000	3600	2	20	0
226				3600	1	20	0
227				3600	3	20	0
228				3600	2	25	0
229				3600	2	30	0
230				1600	2	20	0
231				4800	2	20	0
232				3600	2	20	1
233				3600	2	20	2
234				3600	2	20	3
235				3600	2,5	25	0
236				3600	3	30	0
237	2x6x1	400	1200	3600	2	20	0
238				3600	1	20	0
239				3600	3	20	0
240				3600	2	25	0
241				3600	2	30	0
242				1600	2	20	0
243				4800	2	20	0
244				3600	2	20	1
245				3600	2	20	2
246				3600	2	20	3

247				3600	2,5	25	0
248				3600	3	30	0
249	3x2x1	600	400	3600	2	20	0
250				3600	1	20	0
251				3600	3	20	0
252				3600	2	25	0
253				3600	2	30	0
254				1600	2	20	0
255				4800	2	20	0
256				3600	2	20	1
257				3600	2	20	2
258				3600	2	20	3
259				3600	2,5	25	0
260				3600	3	30	0
261	3x4x1	600	800	3600	2	20	0
262				3600	1	20	0
263				3600	3	20	0
264				3600	2	25	0
265				3600	2	30	0
266				1600	2	20	0
267				4800	2	20	0
268				3600	2	20	1
269				3600	2	20	2
270				3600	2	20	3
271				3600	2,5	25	0
272				3600	3	30	0
273				3600	3,5	35	0
274				3600	4	40	0
275	3x5x1	600	1000	3600	2	20	0
276				3600	1	20	0
277				3600	3	20	0
278				3600	2	25	0
279				3600	2	30	0
280				1600	2	20	0
281				4800	2	20	0
282				3600	2	20	1
283				3600	2	20	2
284				3600	2	20	3
285				3600	2,5	25	0
286				3600	3	30	0
287				3600	3,5	35	0
288				3600	4	40	0
289	3x6x1	600	1200	3600	2	20	0

290				3600	1	20	0
291				3600	3	20	0
292				3600	2	25	0
293				3600	2	30	0
294				1600	2	20	0
295				4800	2	20	0
296				3600	2	20	1
297				3600	2	20	2
298				3600	2	20	3
299				3600	2,5	25	0
300				3600	3	30	0
301				3600	3,5	35	0
302				3600	4	40	0
303				3600	4,5	45	0
304	4x2x1	800	400	3600	2	20	0
305				3600	1	20	0
306				3600	3	20	0
307				3600	2	25	0
308				3600	2	30	0
309				1600	2	20	0
310				4800	2	20	0
311				3600	2	20	1
312				3600	2	20	2
313				3600	2	20	3
314				3600	2,5	25	0
315				3600	3	30	0
316	4x3x1	800	600	3600	2	20	0
317				3600	1	20	0
318				3600	3	20	0
319				3600	2	25	0
320				3600	2	30	0
321				1600	2	20	0
322				4800	2	20	0
323				3600	2	20	1
324				3600	2	20	2
325				3600	2	20	3
326				3600	2,5	25	0
327				3600	3	30	0
328				3600	3,5	35	0
329				3600	4	40	0
330				3600	4,5	45	0
331	4x5x1	800	1000	3600	2	20	0
332				3600	1	20	0

333				3600	3	20	0
334				3600	2	25	0
335				3600	2	30	0
336				1600	2	20	0
337				4800	2	20	0
338				3600	2	20	1
339				3600	2	20	2
340				3600	2	20	3
341				3600	2,5	25	0
342				3600	3	30	0
343				3600	3,5	35	0
344				3600	4	40	0
345				3600	4,5	45	0
346				3600	5	50	0
347	4x6x1	800	1200	3600	2	20	0
348				3600	1	20	0
349				3600	3	20	0
350				3600	2	25	0
351				3600	2	30	0
352				1600	2	20	0
353				4800	2	20	0
354				3600	2	20	1
355				3600	2	20	2
356				3600	2	20	3
357				3600	2,5	25	0
358				3600	3	30	0
359				3600	3,5	35	0
360				3600	4	40	0
361				3600	4,5	45	0
362				3600	5	50	0
363	5x2x1	1000	400	3600	2	20	0
364				3600	1	20	0
365				3600	3	20	0
366				3600	2	25	0
367				3600	2	30	0
368				1600	2	20	0
369				4800	2	20	0
370				3600	2	20	1
371				3600	2	20	2
372				3600	2	20	3
373				3600	2,5	25	0
374				3600	3	30	0
375	5x3x1	1000	600	3600	2	20	0

376				3600	1	20	0
377				3600	3	20	0
378				3600	2	25	0
379				3600	2	30	0
380				1600	2	20	0
381				4800	2	20	0
382				3600	2	20	1
383				3600	2	20	2
384				3600	2	20	3
385				3600	2,5	25	0
386				3600	3	30	0
387				3600	3,5	35	0
388				3600	4	40	0
389				3600	4,5	45	0
390	5x4x1	1000	800	3600	2	20	0
391				3600	1	20	0
392				3600	3	20	0
393				3600	2	25	0
394				3600	2	30	0
395				1600	2	20	0
396				4800	2	20	0
397				3600	2	20	1
398				3600	2	20	2
399				3600	2	20	3
400				3600	2,5	25	0
401				3600	3	30	0
402				3600	3,5	35	0
403				3600	4	40	0
404				3600	4,5	45	0
405				3600	5	50	0
406	5x6x1	1000	1200	3600	2	20	0
407				3600	1	20	0
408				3600	3	20	0
409				3600	2	25	0
410				3600	2	30	0
411				1600	2	20	0
412				4800	2	20	0
413				3600	2	20	1
414				3600	2	20	2
415				3600	2	20	3
416				3600	2,5	25	0
417				3600	3	30	0
418				3600	3,5	35	0

419				3600	4	40	0
420				3600	4,5	45	0
421				3600	5	50	0
422	6x2x1	1200	400	3600	2	20	0
423				3600	1	20	0
424				3600	3	20	0
425				3600	2	25	0
426				3600	2	30	0
427				1600	2	20	0
428				4800	2	20	0
429				3600	2	20	1
430				3600	2	20	2
431				3600	2	20	3
432				3600	2,5	25	0
433				3600	3	30	0
434	6x3x1	1200	600	3600	2	20	0
435				3600	1	20	0
436				3600	3	20	0
437				3600	2	25	0
438				3600	2	30	0
439				1600	2	20	0
440				4800	2	20	0
441				3600	2	20	1
442				3600	2	20	2
443				3600	2	20	3
444				3600	2,5	25	0
445				3600	3	30	0
446				3600	3,5	35	0
447				3600	4	40	0
448				3600	4,5	45	0
449				3600	5	50	0
450	6x4x1	1200	800	3600	2	20	0
451				3600	1	20	0
452				3600	3	20	0
453				3600	2	25	0
454				3600	2	30	0
455				1600	2	20	0
456				4800	2	20	0
457				3600	2	20	1
458				3600	2	20	2
459				3600	2	20	3
460				3600	2,5	25	0
461				3600	3	30	0

462				3600	3,5	35	0
463				3600	4	40	0
464				3600	4,5	45	0
465				3600	5	50	0
466	6x5x1	1200	1000	3600	2	20	0
467				3600	1	20	0
468				3600	3	20	0
469				3600	2	25	0
470				3600	2	30	0
471				1600	2	20	0
472				4800	2	20	0
473				3600	2	20	1
474				3600	2	20	2
475				3600	2	20	3
476				3600	2,5	25	0
477				3600	3	30	0
478				3600	3,5	35	0
479				3600	4	40	0
480				3600	4,5	45	0
481				3600	5	50	0