

**Artur Kopczyński  
Eugeniusz Rusiński**

**Bezpieczeństwo bierne.  
Pochłanianie energii  
przez profile cienkościenne**



Oficyna Wydawnicza Politechniki Wrocławskiej

Wrocław 2010

Recenzenci  
Andrzej BUCHACZ  
Mieczysław SZATA

Opracowanie redakcyjne  
Alina KACZAK

Korekta  
Agata KACZAK

Projekt okładki  
Marcin ZAWADZKI

Skład komputerowy  
Angelika WIATROWSKA

Wszelkie prawa zastrzeżone. Żadna część niniejszej książki, zarówno w całości, jak i we fragmentach, nie może być reprodukowana w sposób elektroniczny, fotograficzny i inny bez zgody wydawcy i właścicieli praw autorskich.

© Copyright by Oficyna Wydawnicza Politechniki Wrocławskiej, Wrocław 2010

OFICYNA WYDAWNICZA POLITECHNIKI WROCŁAWSKIEJ  
Wybrzeże Wyspiańskiego 27, 50-370 Wrocław  
<http://www.oficyna.pwr.wroc.pl>  
e-mail: [oficwyd@pwr.wroc.pl](mailto:oficwyd@pwr.wroc.pl)  
[zamawianie.ksiazek@pwr.wroc.pl](mailto:zamawianie.ksiazek@pwr.wroc.pl)

ISBN 978-83-7493-578-4

Drukarnia Oficyny Wydawniczej Politechniki Wrocławskiej. Zam. nr 1281/2010.



## SPIS TREŚCI

1. Wstęp.....	5
1.1. Wyboczenie globalne i lokalne .....	6
1.2. Inicjator zgniotu .....	14
1.3. Zgniatanie profili cienkościennych .....	17
1.4. Model numeryczny zgrzeiny punktowej .....	20
2. Model matematyczny zgniatanych profili cienkościennych .....	24
2.1. Kolumny o przekroju okrągłym .....	24
2.2. Belki cienkościenne o przekroju kwadratowym.....	28
2.3. Profile omegowe .....	34
2.3.1. Profile jednoomegowe .....	34
2.3.2. Profile dwuomegowe.....	37
3. Badania wytrzymałościowe .....	40
3.1. Próba rozciągania – wyznaczanie charakterystyk materiałowych.....	40
3.2. Wytrzymałość zgrzein punktowych .....	46
3.2.1. Przygotowanie próbek .....	47
3.2.2. Test na ścinanie .....	49
3.2.3. Test krzyżowy .....	51
3.2.4. Analiza wyników otrzymanych z testów wytrzymałościowych zgrzein punktowych.....	53
4. Badania profili omegowych ze zgrzeinami punktowymi.....	61
4.1. Parametry energochłonności .....	61
4.2. Podstawowe wymiary belek cienkościennych .....	64
4.3. Inicjator zgniotu i mocowanie profili .....	67
4.4. Ściskanie profili o przekroju jedno- i dwuomegowym.....	70
5. Analiza numeryczna .....	75
5.1. Model materiału .....	76
5.2. Model zgrzeiny .....	78
6. Analiza procesu zgniatania profili cienkościennych.....	82
6.1. Zgniatanie belek cienkościennych ze zgrzeiną ciągłą .....	82
6.2. Zgniatanie profili omegowych połączonych zgrzeinami punktowymi.....	84
6.2.1. Zgniatanie dźwigarów cienkościennych o przekroju podwójnej omegi DH.....	86
6.2.2. Zgniatanie dźwigarów cienkościennych o przekroju pojedynczej omegi TH.....	92
7. Analiza statystyczna wyników pomiarów.....	98
7.1. Analiza wpływu średnicy zgrzeiny na średnią siłę zgniatania – eksperyment .....	98
7.2. Analiza wpływu średnicy zgrzeiny na średnią siłę zgniatania – symulacje numeryczne .....	101
8. Podsumowanie.....	105
9. Elementy cienkościenne pochłaniające energię uderzenia w samochodach .....	108
9.1. Podłużnice samochodowe .....	112
9.2. Wzmocnienia boczne .....	120
9.3. Ochronne rozwiązania konstrukcyjne w samochodach rajdowych .....	125
9.4. Bezpieczeństwo bierne w autobusach .....	132
9.4.1. Symulacja numeryczna wywrócenia autobusu .....	142

10. Uderzenie głową w słupek .....	150
10.1. Budowa modelu głowy człowieka .....	152
10.1.1. Skalowanie.....	161
10.2. Opracowanie modelu słupka drzewowego .....	166
10.3. Symulacja numeryczna uderzenia głową w słupek C.....	171
10.3.1. Uderzenie w punkcie RP1 .....	175
10.3.2. Uderzenie w punkcie RP2.....	181
10.4. Ocena wyników badań .....	186
Literatura .....	189

## 1. WSTĘP

Główną zaletą elementów o konstrukcji cienkościennej jest ich mały ciężar w porównaniu z elementami o konstrukcji grubościenniej, ponieważ można uzyskać taką samą, a nawet większą nośność w przypadku podobnej masy. Dzięki temu możliwe jest stosowanie elementów cienkościennych zarówno do budowy samolotów, statków, zbiorników, jak i niektórych elementów maszyn roboczych [47].

Z istniejących obciążeń elementów o konstrukcji cienkościenniej interesujące są zwłaszcza te, które powodują ich ściskanie oraz zginanie. Uszkodzenie elementów, w których jeden z wymiarów jest wielokrotnie większy od pozostałych ( $l \gg h$ ,  $l \gg b$ , gdzie:  $l$  – długość,  $h$  – wysokość,  $b$  – szerokość elementu), następuje na ogół w wyniku utraty stateczności [16].

Nośność elementów o konstrukcji grubościenniej zależy w dużym stopniu od parametrów wytrzymałościowych materiału bezpośrednio wpływających na uplastycznienie jednego lub kilku przekrojów poprzecznych (powstanie mechanizmu plastycznego). W przypadku ustrojów cienkościennych jest ona uwarunkowana ich statecznością, natomiast w przypadku pracy po utracie stateczności – ich uplastycznieniem [47].

Utrata stateczności elementów o takiej konstrukcji wielokrotnie była przyczyną katastrof budowlanych, takich jak: zawalenie mostów, dźwigów czy masztów radiowych. Głównym kryterium wyznaczającym ich „odporność na zniszczenie” jest kryterium trwałości, a zatem wyboczenie jednego z elementów tworzących dany ustrój pociąga za sobą destrukcję kolejnych, prowadząc do jego nieodwracalnego fizycznego zniszczenia [16].

Lokalne wyboczenie dźwigarów cienkościennych w sposób istotny może zmienić charakter działania całego ustroju, jednak obciążenie działające podczas ich wyboczenia nie musi być i często nie jest obciążeniem niszczącym. O ile funkcjonalność wymienionych ustrojów nośnych (mostów, dźwigów, masztów radiowych itp.) zależy od niszczącego kryterium wytrzymałościowego, które nie powinno występować podczas ich eksploatacji, o tyle w przypadku pewnych grup obiektów o konstrukcji cienkościenniej wiadome jest, iż samo przekroczenie siły krytycznej nie oznacza wyczerpania

ich nośności ani ich zniszczenia [47]. Typowym przykładem pożądanej utraty stateczności lokalnej podzespołu o takiej konstrukcji są podłużnice samochodowe.

Podczas wypadku samochodowego podłużnice samochodowe poddawane są osiowemu zgniataniu, powodując tym samym zamianę kinetycznej energii uderzenia w energię odkształcenia. Lokalna utrata stateczności oraz duże deformacje ściskanych belek cienkościennych wręcz predysponuje je do pełnienia funkcji podłużnic samochodowych. Za sprawą dużych odkształceń plastycznych, towarzyszących pochłanianiu energii przez ściskane belki cienkościenne, zwiększono energochłonność ustroju nośnego pojazdu, a tym samym poprawiono bezpieczeństwo kierowcy i pasażerów samochodu [47].

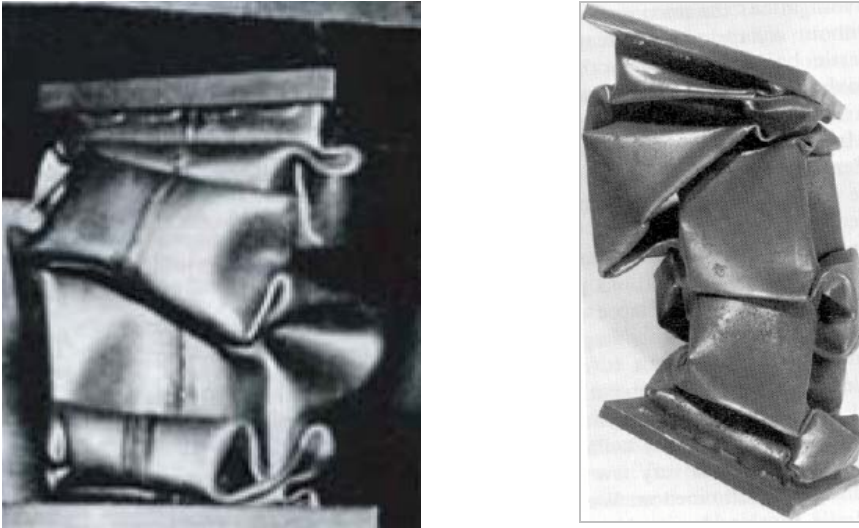
Energochłonność jest szczególnie ważna w przypadku projektowania bezpiecznych konstrukcji nadwozi samochodowych. Opis matematyczny cienkościennych elementów w stanie dużych odkształceń plastycznych staje się trudny lub wręcz niemożliwy do zrealizowania za pomocą metod analitycznych [47]. Uwzględnienie w obliczeniach elementów o konstrukcji cienkościennej zarówno nieliniowości geometrycznej, jak i fizycznej, złożonego stanu obciążenia, imperfekcji wstępnych oraz możliwie dowolnego kształtu konstrukcji, wymaga od konstruktora zbudowania złożonych modeli matematycznych, których analiza jest możliwa jedynie za pomocą metod numerycznych [51–53, 83, 92, 142].

## 1.1. WYBOCZENIE GLOBALNE I LOKALNE

W literaturze poruszono zagadnienia związane ze stabilnością zgniatania dźwigarów cienkościennych [58–66] przedstawiając utratę stabilności jako cechę charakterystyczną modeli obiektów o długości większej od dopuszczalnej [6]. Obiekty cienkościenne, narażone na ściskanie, mogą ulec przedwczesnemu globalnemu wyboczeniu (zginaniu), co może wpłynąć na znaczne zmniejszenie zdolności pochłaniania energii.

Mahmood i Paluszny [59] zidentyfikowali dwie przyczyny niezachowania stateczności podczas zgniatania. Pierwsza odnosi się do kompaktowości sekcji (ang. *compact* – zwartość, zwięzłość), druga – do stateczności prostokątnych kolumn skrzynkowych. W kolumnach tych sztywność na zginanie ściskanych profili może zostać zredukowana prawie do zera, jeśli szerokość powstającej fałdy przekroczy połowę szerokości przekroju profilu. Mała wytrzymałość przekroju na zwiotczenie (wystąpienie postaci niekompaktowej – ang. *non-compact*) odnosi się do współczynnika grubości blachy przez szerokość profilu ( $t/b$ ) oraz właściwości tworzywa. W przypadku bardzo małych współczynników,  $t/b = 0,0085–0,016$ , reprezentujących przekroje *non-compact*, sposób zdeformowania przekroju jest zależny przede wszystkim od geometrii, ponieważ

miejscowa wytrzymałość wyboczeniowa jest znacznie poniżej granicy plastyczności materiału. Postacie zdeformowanego przekroju typu *non-compact* zdeteminowane są przede wszystkim przez duże nieregularne fałdy przypominające zgniecenie (rys. 1).



Rys. 1. Postacie zdeformowanego profilu skrzynekowego o bardzo małym współczynniku  $t/b$  (grubość blachy do szerokości profilu) [60]



Rys. 2. Stabilna postać deformacji profilu typu *compact* [60]



Zdeformowana sekcja typu *compact*, charakterystyczna podczas stabilnego procesu zgniatania (rys. 2), występuje w przypadku dużych wartości współczynnika  $t/b$ , gdzie wytrzymałość na wyboczenie sprężyste jest większa od granicy plastyczności materiału. W tym przypadku deformacja profilu zależy przede wszystkim od parametrów wytrzymałościowych materiału i będzie ona stabilna nawet w razie obecności odchyłek geometrii lub obciążenia.

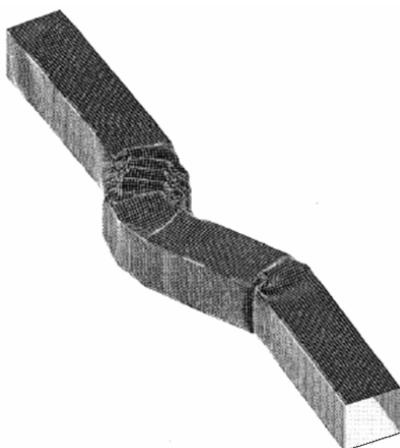
Ponieważ zwartość (ang. *compactness*) osiowo ściskanych dźwigarów cienkościennych w sposób istotny wpływa na stabilność procesu zgniatania, ważne jest, by określić warunki, w których nie występuje niekompaktowa postać zgniecionej belki cienkościennej.

Kompaktowość kolumny [59] zachodzi wtedy, gdy:

$$\left(\frac{t}{b}\right) < 0,48 \left[ \frac{\sigma_0 (1 - \nu^2)}{E} \right]^{1/2} \quad (1)$$

gdzie:  $E$  – moduł Younga,  $\nu$  – liczba Poissona,  $\sigma_0$  – granica plastyczności materiału.

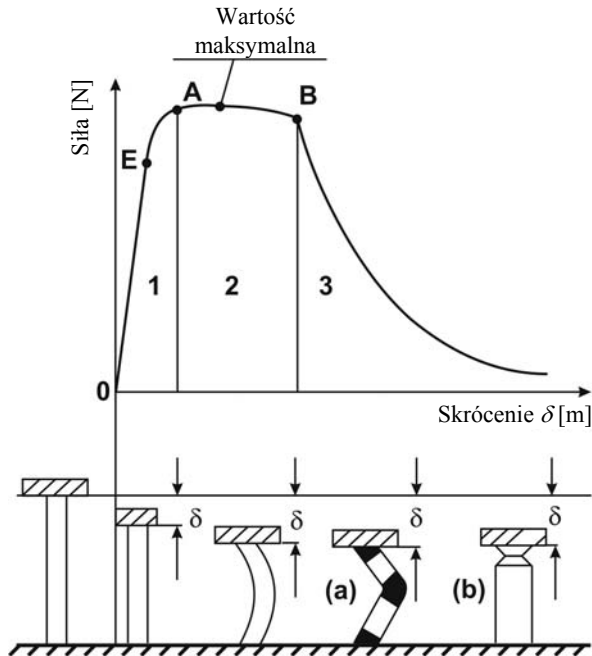
Oprócz bardzo ważnego parametru, jakim jest smukłość lokalna kolumny, duży wpływ na deformację profilu ma smukłość globalna. Zależy ona od współczynnika szerokości  $b$  boku profilu (w cienkościennych belkach o przekroju okrągłym – średnicy  $2R$ ) do jego długości  $l$ . Właściwy dobór tego współczynnika, podobnie jak we wcześniejszym przypadku, zagwarantuje stabilną postać zgniatania. W odróżnieniu od smukłości lokalnej, mimo iż proces deformacji dźwigara w początkowym okresie może przebiegać właściwie, po pewnym czasie może nastąpić jego globalne wyboczenie (rys. 3).



Rys. 3. Przejście ze stanu stabilnego zgniatania do wyboczenia globalnego [130]

Na podstawie analizy wpływu stosunku długość belki do szerokości ścianki  $l/b$  (dla profili o przekroju okrągłym – średnicy) można wyodrębnić [6] dwa zachowania zgniatanych profili:

1. Wyboczenie globalne – występujące w przypadku przebiegu siły w funkcji skrócenia, jak na rysunku 4 (zarówno w belkach kwadratowych, jak i okrągłych).

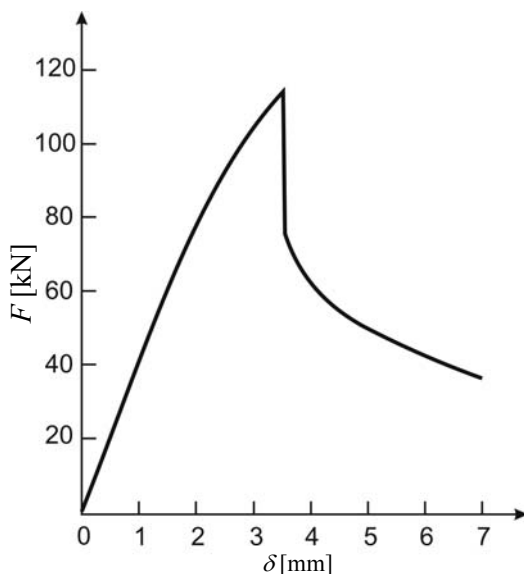


Rys. 4. Przebieg siły w funkcji skrócenia belek z wyboczeniem globalnym [6]

Proces statycznego zgniataania kolumny metalowej rozpoczyna się w punkcie E, gdzie kończą się odkształcenia sprężyste, a rozpoczynają odkształcenia sprężysto-plastyczne. Punkt A jest charakterystycznym punktem przejścia do globalnego stanu odkształceniowego belki. Po przekroczeniu tego punktu wartość siły zmienia się w niewielkim zakresie, w przeciwieństwie do dużego przemieszczenia przegubu (globalnego) belki w kierunku poprzecznym, z jednoczesnym znacznym skróceniem belki [6].

2. Wyboczenie lokalne – charakteryzuje się stabilnym zgniataaniem belek; można je opisać na przykładzie przebiegu siła–skrócenie profilu przedstawionego na rysunku 5.

Przebieg statycznego zgniataania belki z wyboczeniem lokalnym (rys. 5) różni się znacząco od tego z wyboczeniem globalnym (rys. 4). W początkowym okresie zgniataania rura odkształca się sprężystie, jednak w punkcie odnoszącym się do siły maksymalnej – na skutek pojawienia się pierwszej fali plastycznej – następuje jej nagłe załamanie o niewielkim skróceniu. W wyniku takiego zachowania możliwe jest powstawanie kolejnych fal plastycznych.



Rys. 5. Przebieg siły w funkcji skrócenia belki podczas wyboczenia lokalnego [6]

Krytyczna wartość współczynników [6] profili wykonanych ze stali wynosi:

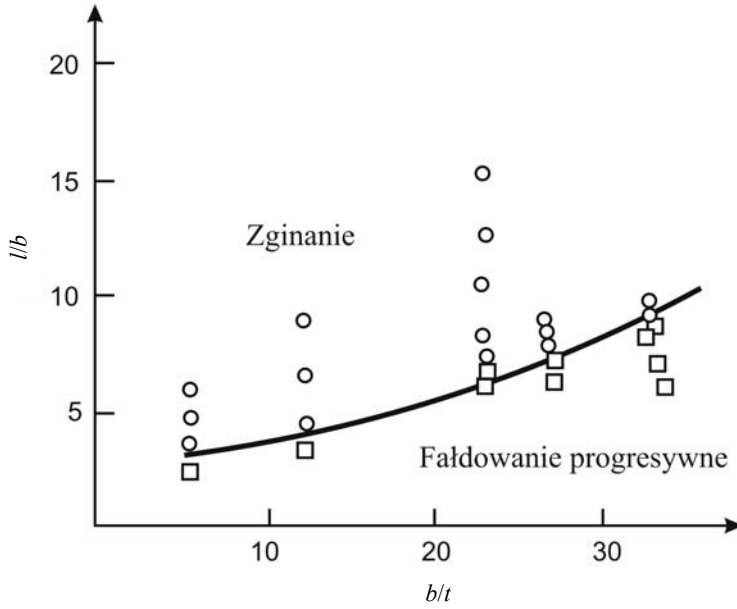
$$\left(\frac{l}{b}\right)_{cr} = 0,084 \left(\frac{b}{t}\right) \quad (2)$$

w przypadku aluminium natomiast:

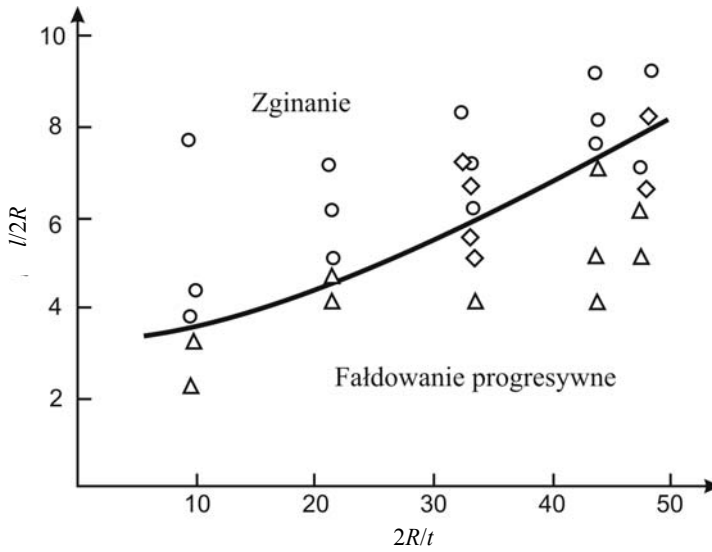
$$\left(\frac{l}{b}\right)_{cr} = 0,6 \left(\frac{b}{t}\right) \quad (3)$$

Mapy deformacji belek kwadratowych i okrągłych odnoszące się do współczynników (2), (3) przedstawiono na rysunkach 6 i 7.

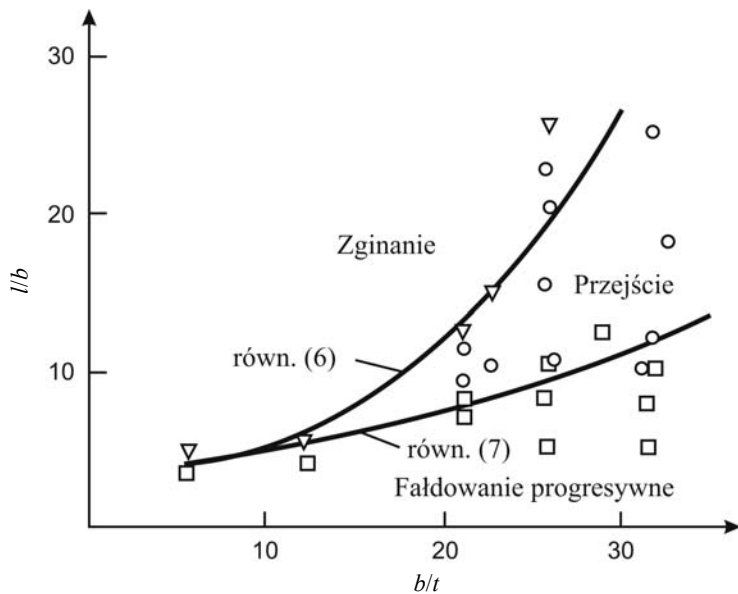
W przypadku dynamicznego obciążania belek cienkościennych stabilność zgniatania zależy w dużym stopniu od prędkości odkształcania oraz sił bezwładności [6]. Połączenie osiowej deformacji z poprzecznymi siłami bezwładności decyduje przede wszystkim o postaci deformacji profilu w początkowym okresie zgniatania. Dzięki pojawiającym się siłom poprzecznym, będącym wynikiem uderowego ściskania profili cienkościennych, zapobiega się wyboczeniu typu eulerowskiego. Może również wystąpić przypadek wyboczenia globalnego podłużnicy lub pojawienie się regularnych fal plastycznych, by w nieoczekiwanym momencie znowu nastąpiło wyboczenie globalne. Zachowanie to określane jest w literaturze mianem niestabilności procesu progresywnego zgniatania [6]. Mapę deformacji belek o przekroju poprzecznym kwadratowym i okrągłym w warunkach dynamicznego obciążania przedstawiono na rysunkach 8 i 9.



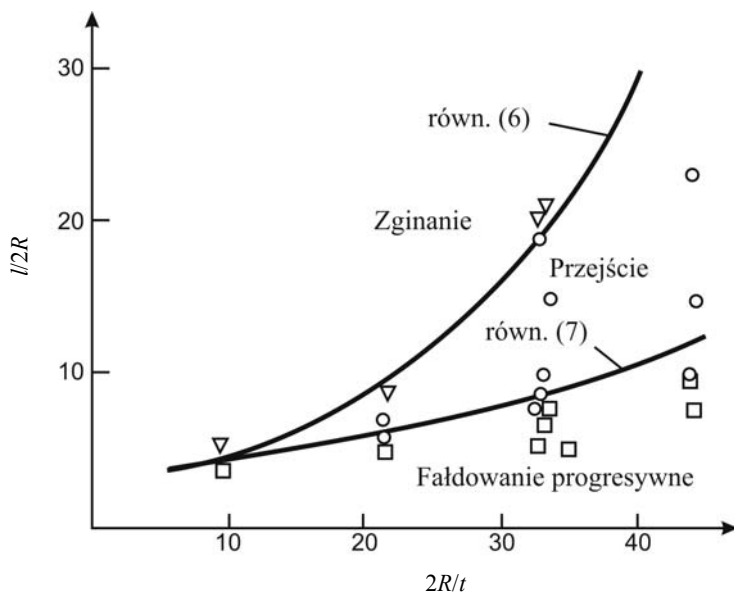
Rys. 6. Mapa deformacji podczas statycznego ściskania belek kwadratowych [6]



Rys. 7. Mapa deformacji podczas statycznego ściskania belek okrągłych [6]



Rys. 8. Mapa deformacji belek kwadratowych w warunkach dynamicznego obciążania [6]



Rys. 9. Mapa deformacji belek okrągłych w warunkach dynamicznego obciążania [6]

Wartości krytyczne współczynnika  $l/b$  wynoszą odpowiednio w przypadku belek kwadratowych:

$$\left(\frac{l}{b}\right)_{cr} = 2,453 \exp\left(0,08 \frac{b}{t}\right) \quad (4)$$

oraz belek okrągłych:

$$\left(\frac{l}{b}\right)_{cr} = 3,423 \exp\left(0,04 \frac{b}{t}\right) \quad (5)$$

gdzie przy belkach okrągłych  $b = 2R$ .

Kolejną przyczyną wystąpienia niestabilności zgniatania – oprócz wymienionych przypadków – może być niewłaściwy dobór szerokości ścian zgniatanego profilu. W przypadku profili prostokątnych o kącie wewnętrznym pomiędzy ścianami równym  $90^\circ$  i stosunku szerokości jednej ściany do drugiej  $a/b < 1$ , długość fali plastycznej  $l_x$  jest funkcją zależną od stosunku szerokości boków oraz kąta między ścianami,  $l_x = (a, a/b, \psi)$ .



Rys. 10. Globalne wyboczenie kolumny prostokątnej o małym stosunku szerokości boków [114]

Jeśli wartości współczynnika  $a/b$  są zbyt małe (wartość krytyczna  $a/b = 0,584$ ), to wystąpi skrócenie fali podłużnej na skutek zetknięcia przeciwległych ścian profilu

blokujących powstanie fali plastycznej. W wyniku takiego zachowania profil się wyboczy (rys. 10).

## 1.2. INICJATOR ZGNIOTU

Oprócz wspomnianych już sposobów zwiększania stabilności procesu zgniatania (kontrola długości i przekroju) inną metodą ochrony zgniatanego profilu przed globalnym wyboczeniem jest wprowadzenie lokalnych imperfekcji. Osłabienie przekroju zgniatanego profilu w miejscu pojawienia się pierwszego przegubu plastycznego zapobiega nagłemu przyrostowi siły, mogącej doprowadzić do przegięcia rury. Inicjator ułatwia powstanie pierwszej fali plastycznej, w wyniku czego jest możliwe stabilne powstawanie kolejnych fałd (przy spełnieniu wcześniejszych założeń  $b/t$ ,  $l/b$ ). Brak inicjatora powoduje, że proces zgniatania jest niestabilny, a wyboczenie globalne jest bardziej prawdopodobne (rys. 11).

a)

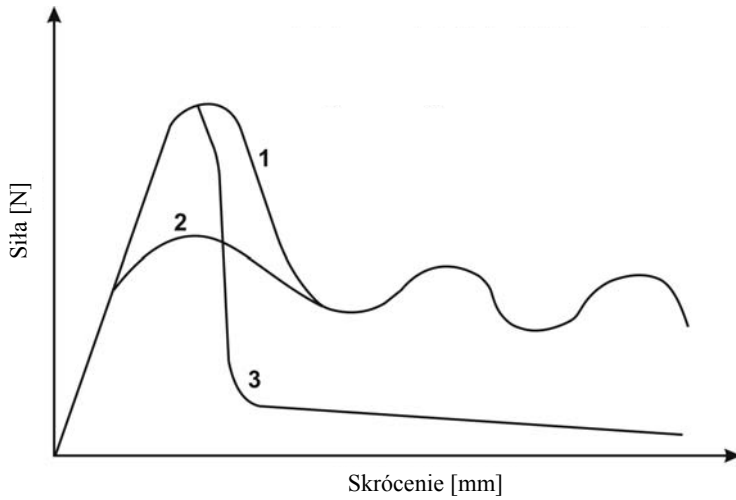


b)



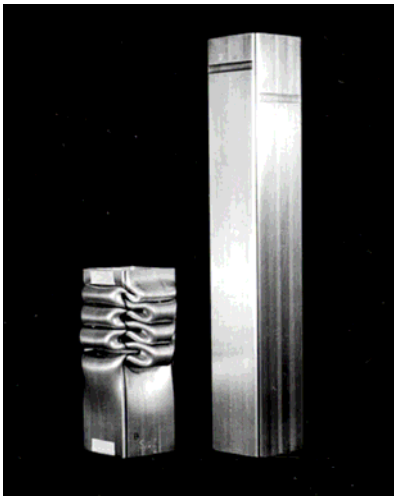
Rys. 11. Belka zgniatana: a) bez inicjatora, b) z imperfekcją wstępną [85]

W pierwszej fazie zgniatania belka bez inicjatora jest (relatywnie) sztywniejsza, w wyniku czego maksymalna siła zgniatania jest znacznie większa niż w profilu z imperfekcją (rys. 12).

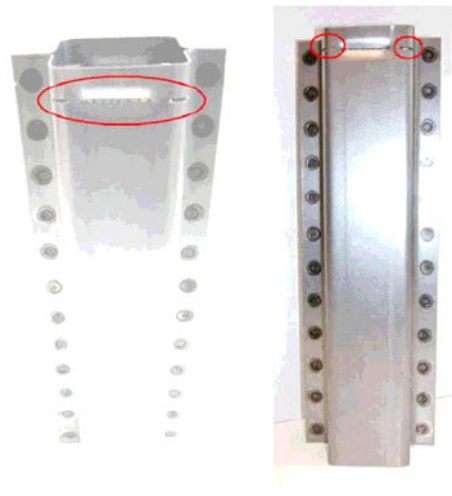


Rys. 12. Charakterystyki przebiegu siły w funkcji skrócenia belek cienkościennych z wykonanym inicjatorem i bez inicjatora [24]: 1 – osiowe zgniatanie bez inicjatora zgniotu, 2 – osiowe zgniatanie z inicjatorem zgniotu, 3 – wyboczenie globalne

a)



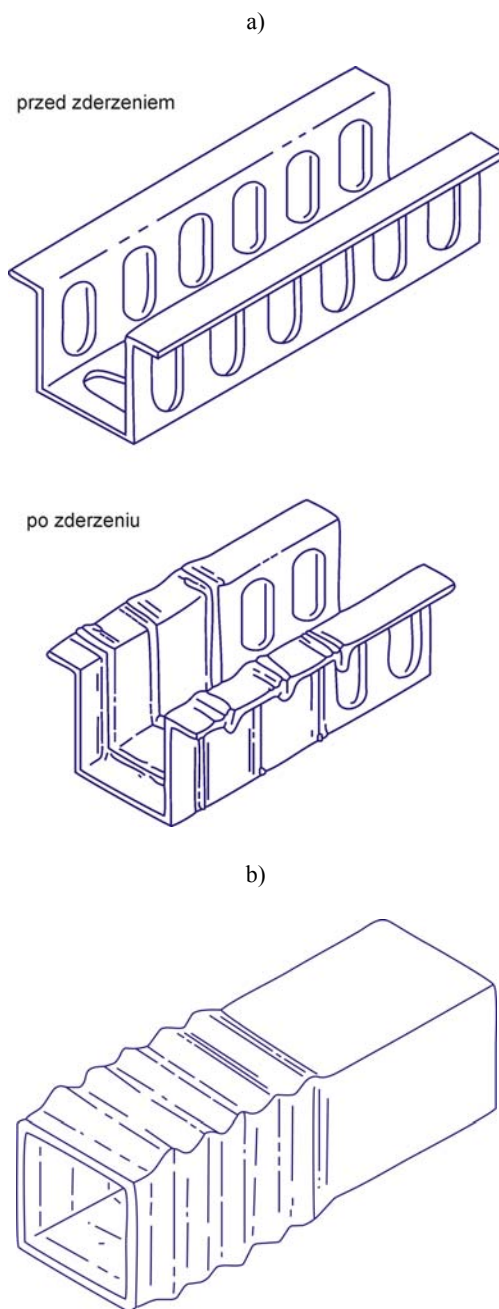
b)



Rys. 13. Przykłady stosowanych imperfekcji: a) przetłoczenia na przeciwległych bokach [25], b) nacięcie naroży profilu oraz wstępne przetłoczenie przedniej ścianki [85]

Wstępnie wprowadzone osłabienia (rys. 13 i 14) powinny znajdować się w miejscu ułatwiającym utworzenie pierwszej fali plastycznej. Długość fali plastycznej w dużym stopniu determinuje położenie inicjatora. Zależności określające długość fali przedstawiono w kolejnych rozdziałach.





Rys. 14. Zmniejszenie sztywności profilu przez: a) wykonanie otworów na jego ścianach, b) wykonanie kilku fal ułatwiających stabilne zgniecenie [24]

### 1.3. ZGNIATANIE PROFILI CIENKOŚCIENNYCH

W latach sześćdziesiątych i siedemdziesiątych ubiegłego wieku nastąpiło wzmożone zainteresowanie absorberami energii. Zwiększenie energochłonności dźwigarów cienkościennych, wykonanych z blach aluminiowych czy stalowych, było w owym czasie głównym przedmiotem badań wielu naukowców (Redwood [79], Soden i inni [101], Toda i inni [113]).

Sposób analizy zjawisk zachodzących podczas osiowego zgniatania rur cienkościennych oraz odpowiadających im właściwości wytrzymałościowych, zmieniał się przez lata, poczynając od rozważań czystoanalitycznych [37, 71, 117, 124], skończywszy na badaniach typowo eksperymentalnych [56, 118].

Pierwsze praktyczne próby opisanego procesu zgniatania cylindrycznych profili cienkościennych zostały podjęte przez Alexandera [12]. Autor w swoich rozważaniach zastosował model tworzywa sztywno-idealnie-plastycznego znajdującego się w stanie płaskiego odkształcenia. W pracy wykorzystał mechanizm ruchomych przegubów plastycznych. Dodatkowo założył, że cała energia pochłaniana podczas zgniatania jest absorbowana w przegubach plastycznych.

Postlethwaite i Mills [73] analizowali zachowanie prętów ściskanych i określili dla nich dwie fazy: przedwyboczeniową, objawiającą się sprężystym odkształceniem, oraz fazę powyboczeniową – występującą w regionach odkształconych plastycznie. W swojej pracy przedstawili również wyniki eksperymentów dotyczących zgniatania cienkościennych struktur, gdzie – podobnie jak w przypadku prętów – zauważyli fazy wcześniej opisane. W swoich rozważaniach przyjęli założenia Alexandera [12] na temat rozciągliwego zachowania w przegubach plastycznych struktur cienkościennych poddanych osiowemu ściskaniu.

W pracach późniejszych Johnson [38] analizował belki, pręty oraz powłoki obciążone udarowo, używając do tego modelu materiału sztywno-idealnie-plastycznego. Zdefiniował on bezwymiarową liczbę uszkodzenia, wykorzystywaną do oszacowania odpowiedzi plastycznej struktury poddanej dynamicznemu lub impulsowemu obciążeniu. Zauważył też, że dla quasi-statycznego zgniatania cienkościennej rury o przekroju okrągłym znaczący wpływ ma umocnienie materiału w przegubach plastycznych określających średnią siłę zgniatania.

Johnson i inni [37] rozwinęli teorię Alexandera [12] oraz Pugsleya i Macaulaya [76], proponując dwa rodzaje modeli deformacji opartych na stacjonarnych lub ruchomych przegubach plastycznych, powstających progresywnie wzdłuż osi zgniatanych profili.

Johnson i Reid w swojej pracy [36] zajmowali się przede wszystkim zagadnieniami udarowymi o stosunkowo małej prędkości uderzenia (do 50 m/s). Celem badań było rozpatrywanie kwestii związanych z rozproszeniem energii i jej zamiany w pracę odkształceń plastycznych. Van Kuren i Scott [115] analizowali wpływ prędkości od-

kształcania oraz powstawania ciepła w zgniatanych profilach o przekroju okrągłym. Ich prace miały na celu wyznaczenie dynamicznych właściwości materiału o dużych prędkościach uderzenia.

Magee i Thornton [56], przez zastosowanie tworzyw o zwiększonej wytrzymałości, opracowali możliwość zmniejszenia masy pojazdu. Wykorzystali do badań belki energochłonne o różnorodnych kształtach – od tych najprostszych aż po te bardziej skomplikowane, jak np. plastry miodu. Dokonując analizy ściskania kolumn metalowych, o kilkunastu geometriach kwadratowych i prostokątnych, określili zależność pomiędzy efektywnością strukturalną  $\eta$  poszczególnych przekrojów a gęstością względną  $\phi$ . Opisywali również zależność średniej siły zgniatania od grubości blachy, szerokości ściany i wytrzymałości badanych profili.

Mahmood i Fileta [60] analizowali efektywność strukturalną, którą uzależnili od średniej siły zgniatania, wytrzymałości na rozciąganie, gęstości względnej i pola przekroju badanych profili.

Pugsley [76] wyróżnił dwie fazy osiowego zgniatania profili cienkościennych. Fazą wstępną jest sprężysta odpowiedź „układu” na obciążenie, tj. do czasu pojawienia się siły maksymalnej  $F_{\max}$ . Następuje po niej formowanie pierwszych fałd plastycznych (przegubów), objawiające się zmniejszaniem i zwiększaniem wartości siły niezbędnej do ich utworzenia obserwowanej na wykresie siły zgniatającej w funkcji skrócenia belki cienkościennej. W drugiej fazie następuje powtarzalny (ustalony) proces tworzenia przegubów plastycznych. Podczas tej fazy poszczególne fałdy wchodzi w kontakt ze sobą, przez co uzyskuje się w przybliżeniu jednakową długość fali pomiędzy poszczególnymi przegubami plastycznymi.

Alexander [12], Pugsley [76] i Macaulay [55], Johnson [37], Mamalis [65, 66] opracowali model deformacji belki cienkościennej profili okrągłych o wyboczeniu osiowosymetrycznym. Pugsley [76] i Macaulay [55] oszacowali również wartość średniej siły zgniatania, stosując model materiału sztywno-idealnie-plastycznego. Całkowitą energię pochłoniętą w procesie zgniatania podzielili na energię rozpraszaną podczas plastycznego zginania krawędzi fałdowanych płatów powierzchniowych oraz energię uzyskiwaną podczas plastycznego rozciągania materiału.

Mahmood i Paluszny [59], Reid i Reddy [80], Wierzbicki i Abramowicz [123] przedstawili uproszczone modele osiowego zgniatania cienkościennych profili kwadratowych, okrągłych oraz kapeluszowych. Abramowicz i Jones [4, 5], Hayduk i Wierzbicki [35], Reid i inni [81], Wierzbicki [127] przeprowadzili badania eksperymentalne zgniatania kolumn kwadratowych, a otrzymane wyniki porównali z wynikami otrzymanymi z rozważań analitycznych.

Struktury cienkościenne poddane osiowemu ściskaniu są narażone na globalne wyboczenie (zginanie), przez co uzyskuje się mniejsze pochłanianie energii. Przedwczesna utrata globalnej stabilności zgniatanych profili przyczynia się do zmiany sposobu ich deformacji, która w tym przypadku może odbywać się w zupełnie nieprzewidywalny sposób. W związku z tym konieczne jest zrozumienie mechanizmów

i przyczyn takiego zachowania, a dzięki spełnieniu odpowiednich kryteriów zapobieganie ich występowaniu, Wierzbicki [128], Wierzbicki i Abramowicz [122].

W literaturze poruszono zagadnienia związane ze stabilnością zgniatania dźwigarów cienkościennych (Mahmood i inni [58–62], Mamalis i inni [63–66]) i przedstawiono utratę stabilności jako cechę charakterystyczną struktur o długości większej od dopuszczalnej. Abramowicz [6] analizował wpływ stosunku długość belki do szerokości ścianki (w odniesieniu do profili o przekroju okrągłym – średnicy) i podobnie jak Wierzbicki [124] badał przyczyny pojawiania się deformacji belek cienkościennych w postaci zginania (globalnego wybożenia) oraz zgniatania osiowego (osiowosymetrycznego).

Inicjatory zgięcia są wprowadzane w celu właściwego zainicjowania zgniatania profili cienkościennych. Mogą to być zarówno zmiany w materiale, polegające na jego osłabieniu, jak i modyfikacje geometryczne. Thornton i Magee [109], Tani i Funahashi [107] oraz DiPaolo [25] podejmowali tę tematykę w swoich pracach.

Grzebieta i Murray [29, 30] dokonali analizy rozpraszania i energii w strukturach z wykonaną imperfekcją wstępną, wykorzystywaną do kontrolowania deformacji profilu, a więc wpływu na wielkość pochłanianej energii, maksymalnej siły ściskającej oraz stopnia opóźnienia masy uderzającej.

Superelement (Abramowicz i Jones [5], Abramowicz i Wierzbicki [7], Abramowicz i Jones [4], Wierzbicki i Abramowicz [121]) jest podstawowym elementem deformacji charakteryzującym zgniatane cienkościennie rury wielonarożnikowe. Symetryczną i niesymetryczną deformację zgniatanych kolumn metalowych opisano, korzystając z kinematyki podstawowego elementu deformacji, zakładając model materiału sztywno-idealnie-plastycznego oraz stałe naprężenia w strefach odkształcanych plastycznie. W rzeczywistości naprężenie zmienia się w każdym uplastycznianym obszarze. Wierzbicki i Abramowicz [120] określili jego średnią wartość w przypadku stali miękkiej jako 92% wytrzymałości na rozciąganie.

Podłużnice samochodowe, wykorzystywane w strefach energochłonnych, wykonywane są z profili omegowych łączonych zgrzeinami punktowymi. Ohkubo i inni [71] zaprezentowali w swojej pracy przybliżoną metodę wyznaczania pochłanianej energii profili kapeluszowych (pojedyncza omega) poddanych osiowemu ściskaniu. W sposób analityczny wyznaczyli statyczną średnią siłę zgniatania profili jednoomegowych. Otrzymane wyniki zweryfikowano eksperymentalnie, uzyskując dużą zbieżność. W kolejnych latach Tani i Funahashi [107] opisali metody mające na celu wyznaczenie średniej siły zgniatania oraz określenie energii pochłanianej podczas statycznego zgniatania profili omegowych. Wyniki uzyskane z rozważań teoretycznych zweryfikowali z wynikami eksperymentalnymi. W swoich analizach zwrócili uwagę na umocnienie materiału na skutek wzrostu prędkości odkształcania, co wpływa na zwiększenie energochłonności badanych struktur cienkościennych.

White i Jones [117, 118] są autorami prac, w których opisano badania doświadczalne oraz zawarto rozważania analityczne na temat ściskania podłużnic jedno-

i dwuomegowych. Prace badaczy stały się podstawą do sporządzenia modelu zgniatania struktur kapeluszowych ze zgrzeinami punktowymi, nieuwzględnianymi w rozważaniach teoretycznych. Modele teoretyczne [117] zgniatanych profili jedno- i dwuomegowych opracowano jednak dla pewnych założeń:

- model z tworzywa sztywno-idealnie-plastycznego,
- długość fali plastycznej, wynoszącej  $2H$  nie zmienia się podczas całej analizy zgniatania,
- profile wykonano z zastosowaniem technologii łączenia metodą zgrzewania punktowego,
- żadna ze zgrzein punktowych podczas osiowego zgniatania profili dwuomegowych nie uległa zerwaniu,
- wielkość zgrzein oraz sposób ich rozmieszczenia nie mają wpływu na proces deformacji belki,
- w żadnej z próbek nie nastąpiło wyrwanie zgrzein z materiału rodzimego,
- połączenia zgrzewane rozpatrywane były jako spoina ciągła na całej długości próbki.

Mimo iż w literaturze można odnaleźć wiele prac na temat zgniatania dźwigarów cienkościennych, tylko niewielka część rozważań dotyczy analizy pochłaniania energii przez profile cienkościenne ze zgrzeinami punktowymi. Fay i Suthurst [26], McGregor i inni [67], Rivett i Riches [82] w swoich pracach przedstawili badania eksperymentalne, mające na celu określenie wpływu łączenia profili na efektywność zgniatania, rozważania na temat zgniatania aluminiowych struktur kapeluszowych podjął natomiast w swojej pracy McGregor i inni [68].

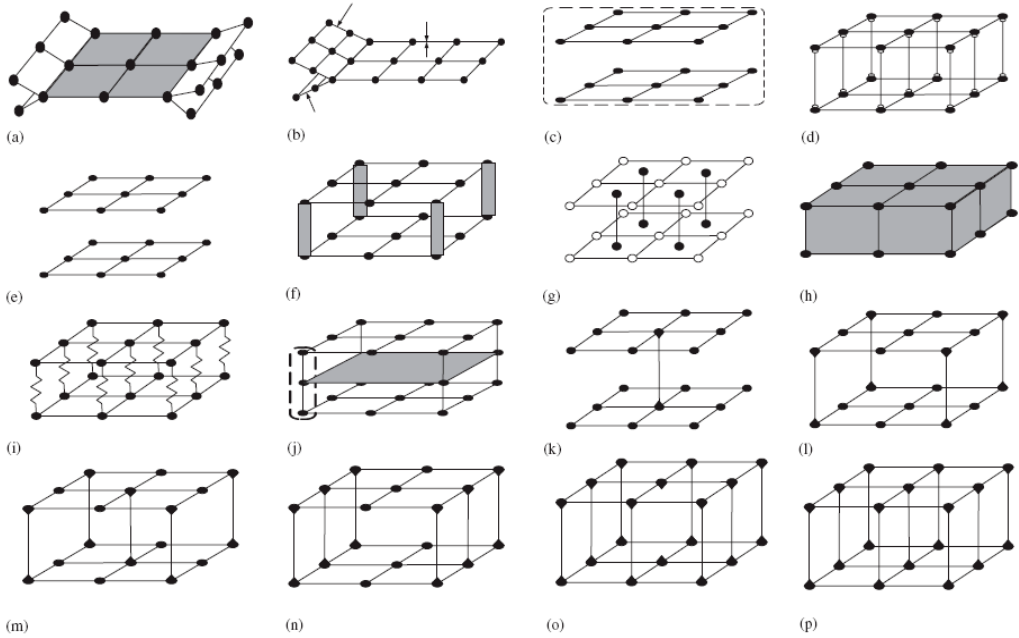
Nie zdefiniowano dotychczas wielkości pochłanianej energii z uwzględnieniem średnicy lub też rozstawu zgrzein punktowych. Symulacja numeryczna, wykorzystująca metodę elementów skończonych [51–53, 92, 142], a następnie weryfikacja wyników badaniami eksperymentalnymi jest obecnie jedyną metodą, która umożliwia oszacowanie energii rozpraszanej przez zgniatane profile z połączeniami punktowymi.

#### 1.4. MODEL NUMERYCZNY ZGRZEINY PUNKTOWEJ

Jedną z podstawowych metod łączenia komponentów w przemyśle samochodowym jest zgrzewanie oporowe punktowe. Wytrzymałość zgrzein punktowych może zdecydować o nośności łączonych elementów, a więc model numeryczny takich połączeń spełnia ważną rolę w procesie numerycznego modelowania pojazdów samochodowych.

W przemyśle samochodowym stosuje się zazwyczaj uproszczone modele dyskretne połączeń zgrzewanych, wykorzystując do tego zarówno elementy sztywne

(RIGID), jak i sprężyste (SPRING), czy też belki (BEAM). Definiowanie takich połączeń odbywa się także poprzez wstawienie elementu bryłowego typu SOLID pomiędzy łączone elementy powłokowe, jak również elementu typu FASTENER, które łączą węzły w obszarze występowania zgrzeiny punktowej (rys. 15).



Rys. 15. Uproszczone modele zgrzeiny punktowej [133]

W większości prac o tematyce numerycznego modelowania zgrzein punktowych, opisano metody ułatwiające określenie lokalnych koncentracji naprężeń pojedynczych połączeń zgrzewanych [116, 139, 140]. W innych opracowaniach porównano wyniki otrzymane z badań dotyczących modelowania zgrzein z użyciem elementów powłokowych, z wynikami otrzymanymi dla elementów bryłowych [20]. Opisuje się zachowanie zgrzein punktowych obciążonych siłami ścinającymi lub normalnymi [23], jak również obciążenie złożone, będące kombinacją obu tych obciążeń [19, 48, 49]. Model zgrzeiny punktowej uwzględniający złożony stan obciążenia materiału wokół połączenia punktowego przedstawiono w pracy [95]. Autorzy studium [135] opisują zjawiska występujące podczas procesu zgrzewania punktowego za pomocą kodu numerycznego. W pracy [138] przedstawiono natomiast zachowanie połączeń zgrzewanych w wyniku złożonego stanu obciążania, wykorzystując do tego mechanikę pękania.

Nieliniowy model matematyczny połączeń punktowych narażonych na ścinanie (w wyniku rozciągania lub ściskania próbki) przedstawiono w pracy [77], natomiast

rozważania na temat doboru krytycznych wartości średnicy zgrzeiny obciążonej siłami normalnymi i ścinającymi opisano w pracach [137, 72].

Dużą zaletą uproszczonych numerycznych modeli zgrzein punktowych, stosowanych w przemyśle samochodowym, jest krótki czas obliczeń, wadą zaś jest brak możliwości zastosowania efektywnego kryterium zniszczenia, odnoszącego się do parametrów wytrzymałościowych zgrzein.

Odwzorowanie zachowania połączeń punktowych w warunkach dynamicznego zniszczenia [103, 104] jest głównym celem analizy zderzenia pojazdów samochodowych [14, 15]. Szczegółowe odwzorowywanie połączeń zgrzewanych w złożonych analizach numerycznych często jest bardzo niepraktyczne ze względu na ograniczone moce obliczeniowe komputerów.

Wspólną cechą większości prac powstających w ostatnich latach jest zastosowanie modelu numerycznego połączenia symulującego zgrzeinę, które to połączenie ulega uszkodzeniu w określonych warunkach dynamicznych. Autorzy zwykle posługują się określonymi parametrami, decydującymi o zerwaniu (uszkodzeniu) zgrzeiny, jak np. maksymalna siła w warunkach czystego rozciągania (połączenie krzyżowe), czy też maksymalna siła w warunkach czystego ścinania.

Kryterium wytrzymałościowe, odnoszące się do maksymalnych wartości sił poprzecznych i krzyżowych [84–86, 88], jest możliwe do wykorzystania w systemie ABAQUS [1], opartym na metodzie elementów skończonych, gdzie warunek zniszczenia zgrzeiny jest opisany zależnością:

$$\left( \frac{\max(F^n, 0)}{F_f^n} \right)^2 + \left( \frac{F^s}{F_f^s} \right)^2 \leq 1,0 \quad (6)$$

gdzie:  $F_f^n$  – maksymalna siła prostopadła, powodująca uszkodzenie zgrzeiny podczas czystego rozciągania,  $F_f^s$  – maksymalna siła tnąca, powodująca uszkodzenie zgrzeiny podczas czystego ścinania,  $F^n$  – siła prostopadła,  $F^s$  – siła tnąca.

Zgrzeina punktowa jest obciążona siłą prostopadłą do powierzchni  $F^n$  oraz dwiema siłami poprzecznymi stycznymi,  $F_\alpha^s, \alpha=1,2$ . Wypadkowa siła tnąca zdefiniowana jest jako:

$$F^s = \sqrt{(F_1^s)^2 + (F_2^s)^2} \quad (7)$$

Zakłada się, że zgrzeina nie przenosi momentu gnącego i skręcającego.

W innych przypadkach [131, 132] uszkodzenie połączenia zgrzewanego opisano po uwzględnieniu dodatkowo momentu skręcającego i momentu gnącego:

$$\left(\frac{f_s}{F_s}\right)^\alpha + \left(\frac{m_b}{M_b}\right)^\gamma + \left(\frac{f_n}{F_n}\right)^\mu + \left(\frac{m_t}{M_t}\right)^\beta = 1 \quad (8)$$

gdzie:  $F_s$  – siła tnąca,  $M_b$  – moment gnący,  $F_n$  – siła rozciągająca,  $M_t$  – moment skręcający, działający na połączenie punktowe.

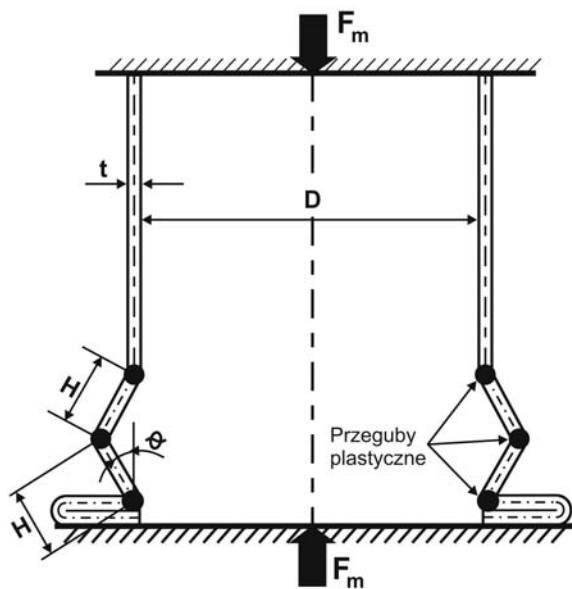
Wartości parametrów  $f_s$ ,  $m_b$ ,  $f_n$ ,  $m_t$  opisują wytrzymałość zgrzeiny dla poszczególnych rodzajów zniszczenia. Współczynniki  $\alpha$ ,  $\gamma$ ,  $\mu$  i  $\beta$  wyznacza się eksperymentalnie [114].



## 2. MODEL MATEMATYCZNY ZGNIATANYCH PROFILI CIENKOŚCIENNYCH

### 2.1. KOLUMNY O PRZEKROJU OKRĄGLYM

W wyniku statycznego ściskania cienkościennego profilu okrągłego powstaje fala plastyczna oraz trzy obwodowe przeguby plastyczne (rys. 16).



Rys. 16. Uproszczony model zgniatania podłużnic o przekroju okrągłym [12]

Alexander [12] opisał zgniatanie belek cienkościennych o przekroju okrągłym, zakładając, że pierwsza fałda powstaje całkowicie na zewnątrz profilu, a materiał znajdujący się pomiędzy przegubami jest obwodowo rozciągany, natomiast w przegubach plastycznych materiał jest zginany. Uznał on, że materiał profilu jest sztyw-

ny, idealnie plastyczny i odkształca się w wyniku czystego zginania lub rozciągania (brak interakcji).

Energię pochłanianą podczas zginania pojedynczego przegubu określił jako:

$$E_Z = 2M_0 \pi D \frac{\pi}{2} + 2M_0 \int_0^{\pi/2} \pi(D + 2H \sin \theta) d\theta \quad (9)$$

Ponieważ kąt  $\theta$  zmienia się w zakresie od 0 do  $\pi/2$ , pochłaniana energia wynosi:

$$E_Z = 2\pi M_0(\pi D + 2H) \quad (10)$$

gdzie:  $H$  – połowa długości faldy (fali plastycznej),  $D$  – średnica belki,  $M_0$  – moment pełnego zgięcia plastycznego pasma o jednakowej szerokości.

Energia rozciągania została natomiast wyrażona jako:

$$E_R = 2 \int_0^H \sigma_0 \pi D t \ln \frac{D + 2s \sin \theta}{D} ds \quad (11)$$

gdzie  $\sigma_0$  – naprężenie uplastyczniające.

Gdy kąt  $\theta$  wynosi  $\theta = \pi/2$ , wtedy energia  $E_R$  jest równa

$$E_R = 2\pi \sigma_0 t H^2 \quad (12)$$

gdzie  $t$  – grubość blachy.

Z zasady zachowania energii wynika, że praca zewnętrzna musi być rozproszona podczas zginania i rozciągania, zatem:

$$F_m 2H = E_Z + E_R \quad (13)$$

gdzie  $F_m$  – średnia siła zginatania pojedynczej fali.

Moment plastyczny  $M_0$  [23] określa się jako:

$$M_0 = \frac{2\sigma_0 t^2}{4\sqrt{3}} \quad (14)$$

Po podstawieniu zależności (10) i (12) do równania (13) otrzymuje się:

$$F_m 2H = 2 \left( \frac{2}{\sqrt{3}} \sigma_0 \frac{t^2}{4} \right) \pi (\pi D + 2H) + 2\sigma_0 \pi t H^2 \quad (15)$$

$$\frac{F_m}{\sigma_0} = \frac{\pi t^2}{\sqrt{3}} \left( \frac{\pi D}{2H} + 1 \right) + \pi H t \quad (16)$$

Długość półfali uzyskuje się po zminimalizowaniu wartości siły  $F_m$  względem  $H$ , czyli:

$$\frac{\partial}{\partial H} \left( \frac{F_m}{\sigma_0} \right) = \frac{\pi t^2}{\sqrt{3}} \left( \frac{-\pi D}{2H^2} \right) + \pi t = 0 \quad (17)$$

$$H = \sqrt{\left( \frac{\pi}{2\sqrt{3}} \right)} \sqrt{Dt} \approx 0,95\sqrt{Dt} \quad (18)$$

Po podstawieniu równania (18) do równania (16) otrzymuje się:

$$F_m = \sigma_0 (6t\sqrt{Dt} + 1,8t^2) \quad (19)$$

przy założeniu, że materiał deformuje się na zewnątrz profilu.

W przypadku deformacji do wewnątrz średnia siła zgniatania wynosi:

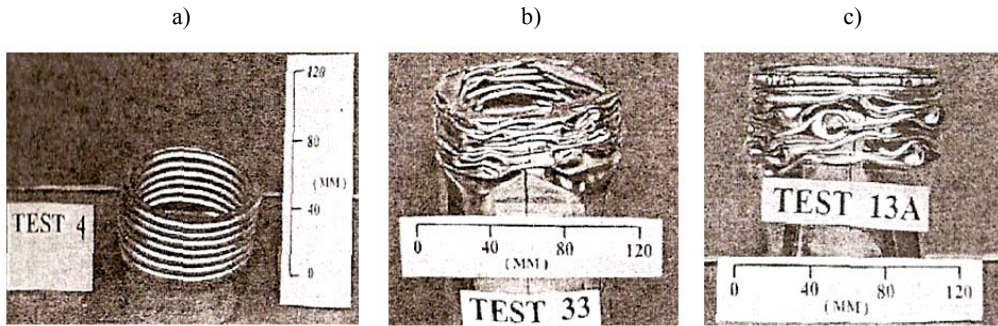
$$F_m = \sigma_0 (6t\sqrt{Dt} - 1,8t^2) \quad (20)$$

W praktyce materiał ulega deformacjom zarówno do wewnątrz, jak i na zewnątrz. Po uwzględnieniu równań (19) i (20) uzyskuje się:

$$F_m = 6\sigma_0 t\sqrt{Dt} \quad (21)$$

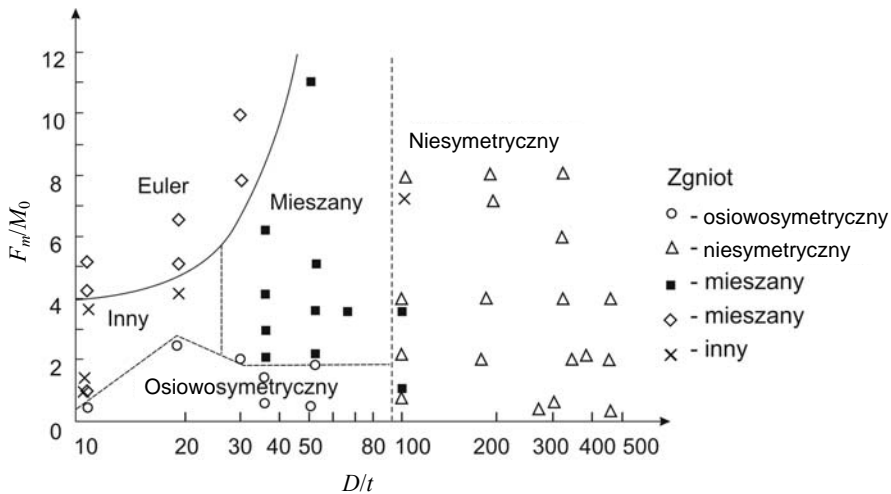
Model Alexandra [12] był udoskonalany, wynikiem czego były kolejne publikacje. Abramowicz i Jones [2, 4, 5, 10] analizowali pochłanianie energii przez belki cienkościenne o przekroju okrągłym i kwadratowym zarówno w warunkach statycznego, jak i dynamicznego zgniatania. Singace, Elsobky i Reddy [99], wykorzystując metodę elementów skończonych, badali wpływ mimośrodów na pochłanianie energii przez cienkościenne profile o przekroju okrągłym. Wierzbiński [125] analizował wpływ współczynnika  $D/t$  (średnica/grubość ścianki profilu) na deformację profili o przekroju okrągłym. Grzebieta [31] zgniatł belki grubościennymi o przekroju okrągłym, natomiast Lu [38, 54] w sposób bardzo szczegółowy opisał pochłanianie energii w warunkach statycznego i dynamicznego zgniatania belek cienkościennych.

Rury cienkościenne o przekroju kołowym mogą deformować się w sposób osiowo-symetryczny lub niesymetryczny (rys. 17), a zależy to od współczynnika stosunku średnicy zewnętrznej profilu do grubości blachy ( $D/t$ ) [32]. Zgniot osiowo-symetryczny często określany jest mianem pierścieniowego (ang. *ring mode*) lub harmonijkowego (ang. *concertina*), niesymetryczny natomiast nazywany jest rombownym (ang. *diamond*).



Rys. 17. Charakterystyczne postacie zgniatanych struktur o przekroju okrągłym:  
 a) zgniot pierścieniowy, b) zgniot rombowy, c) zgniot mieszany [54]

Deformacja typu *diamond* odpowiada współczynnikowi  $D/t$  większego od 80. W przypadku gdy parametr  $D/t$  jest mniejszy od 50,  $l/D$  zaś jest mniejszy od 2, otrzymuje się zgniot pierścieniowy. W przypadku współczynników  $l/D$  większych od 2 postać wybočenja ma charakter mieszany (rys. 18).

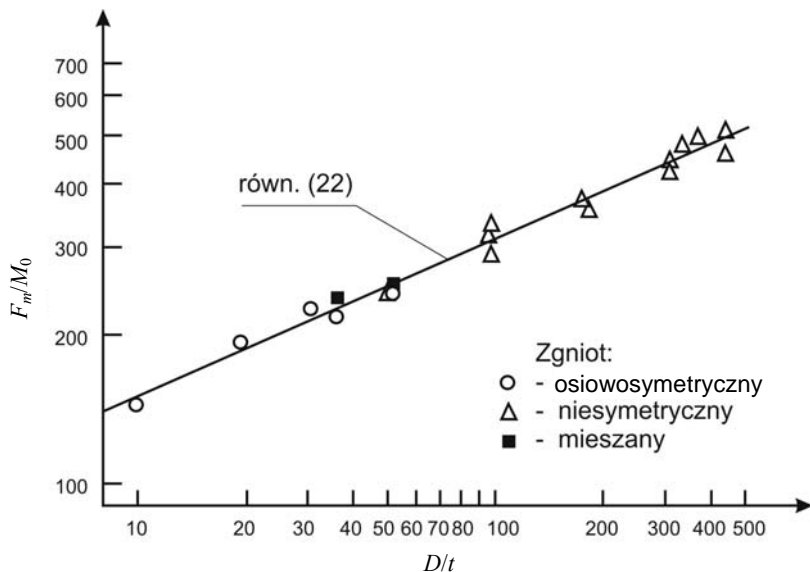


Rys. 18. Deformacje cienkościennych profili o przekroju okrągłym zdefiniowane wartościami współczynników  $l/D$  i  $D/t$  [32]

Po przedstawieniu funkcji:

$$\frac{F_m}{M_0} = 72,3 \left( \frac{D}{t} \right)^{0,3} \quad (22)$$

w postaci charakterystyki w skali logarytmicznej (rys. 19) uzyskuje się prostą przebiegającą przez wszystkie punkty odpowiadające właściwym postaciom deformacji [32].



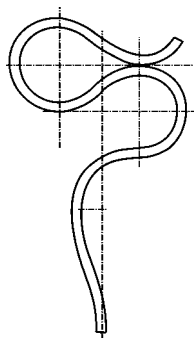
Rys. 19. Punkty charakteryzujące odpowiednią postać deformacji aproksymowano funkcją opisaną równaniem (22) w skali logarytmicznej [32]

## 2.2. BELKI CIENKOŚCIENNE O PRZEKROJU KWADRATOWYM

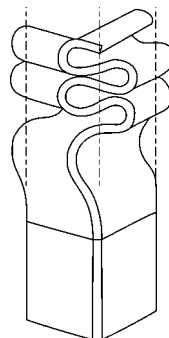
Proces pochłaniania energii przez dźwigary cienkościenne jest w większości przypadków inicjowany sprężystym lub sprężysto-plastycznym wybočeniem jednej lub kilku ścianek absorbera, po którym następuje propagacja obszarów uplastycznionych, zlokalizowanych w tzw. przegubach plastycznych. Przeguby te są swoistego rodzaju węzłami plastycznego mechanizmu zniszczenia, dlatego miarą efektywności absorbera jest wielkość rozpraszanej energii w procesie deformacji tego mechanizmu [9, 50].

Postać końcowa zgniatanych cienkościennych profili zależy w dużym stopniu od rzeczywistych lub celowo wprowadzonych niedoskonałości. Lokalna utrata stateczności (wyboczenie lokalne) występuje w miejscu imperfekcji, w rezultacie czego powstaje pierwsza fala plastyczna (rys. 20).

Deformacja rury cienkościennej w postaci powtarzających się fal plastycznych (rys. 21) jest wynikiem względnych obrotów sztywnych płatów powierzchniowych wokół linii stacjonarnych przegubów plastycznych [9].



Rys. 20. Schemat powstawania pierwszej fali plastycznej [60]



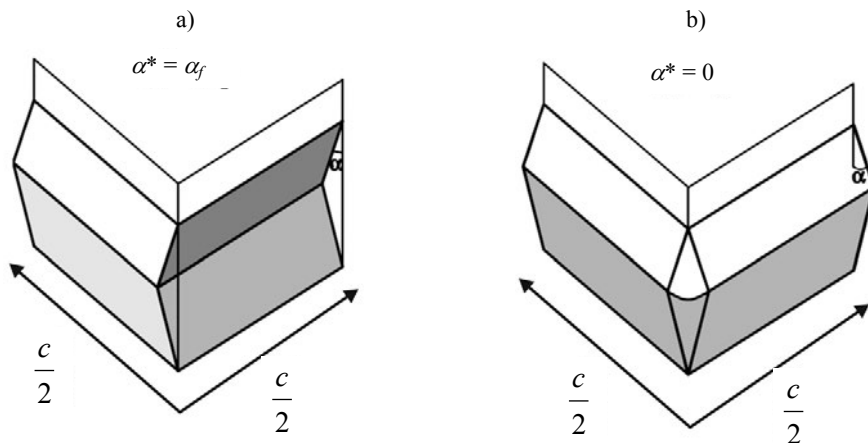
Rys. 21. Schemat idealnej deformacji rury prostokątnej [60]

Proces zgniatania kolumn cienkościennych, w wyniku którego następuje całkowite „złożenie” kolumny na skutek „domknięcia” ostatniej fali wyboczenia lokalnego (rys. 22), jest często określany idealnym lub progresywnym.



Rys. 22. Belki prostokątne w stanie częściowego i całkowitego złożenia [6]

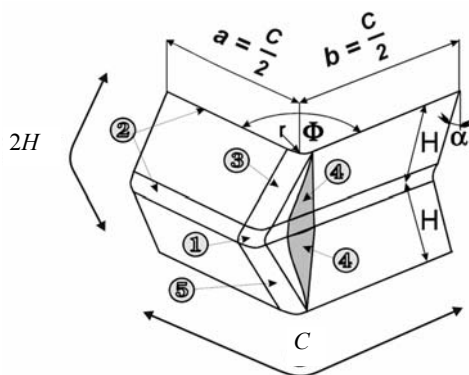
Element podstawowy mechanizmu faldowania może ulec deformacji w sposób symetryczny – rozciągliwy lub asymetryczny – quasi-nierozciągliwy (rys. 23).



Rys. 23. Mechanizmy deformacji elementu podstawowego:  
a) typ I – deformacja asymetryczna, b) typ II – deformacja symetryczna [11]

Zarówno deformacja typu I, jak i deformacja typu II zawierają się w przedziale  $0 \leq \alpha^* \leq \alpha_f$ . W początkowym okresie zgniatania kąt  $\alpha^*$  wynosi zero stopni, a w fazie końcowej  $\alpha = \alpha_f = \pi/2$ . Deformacja superelementu przyjmie postać symetryczną, gdy kąt środkowy  $\theta$  mieści się w przedziale  $\theta \leq \pi/2$ , natomiast gdy kąt  $\theta$  będzie większy od  $120^\circ$ , wtedy postać deformacji będzie symetryczna.

Podstawowe parametry energochłonności kwadratowych belek cienkościennych można wyznaczyć za pomocą uproszczonego modelu kinematycznego superelementu (rys. 24) [4, 5, 7, 11, 121].



Rys. 24. Schemat superelementu [11]

Kinematyczny model superelementu wyznaczono za pomocą pięciu charakterystycznych obszarów deformacji:

① deformacja ciągła sekcji „płynącej“ powierzchni toroidalnej w tak zwanym punkcie wierzchołkowym,

② zginanie wzdłuż stacjonarnych linii przegubów plastycznych,

③ deformacja związana z przewijaniem materiału wzdłuż przemieszczających się linii przegubów,

④ deformacje rozciągające powierzchnię stożkową w fazie unieruchomienia podczas procesu zgniatania,

⑤ deformacje powstałe podczas zginania wzdłuż pochyłych linii przegubów stacjonarnych na skutek unieruchomienia przegubów ruchomych wewnątrz elementu.

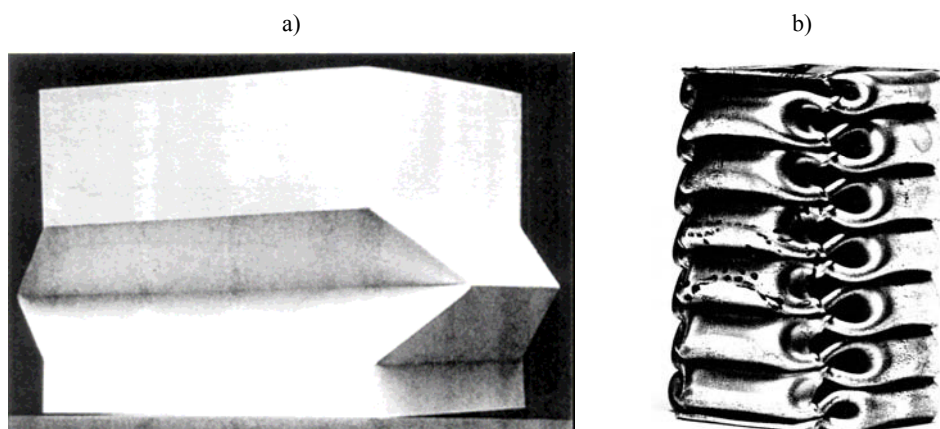
Energia absorbowana podczas statycznego zgniatania elementu podstawowego o deformacji asymetrycznej [5] ma postać równania:

$$E_I = M_0 \left( 16H A_1 \frac{r}{t} + 2\pi C + 4A_3 \frac{H^2}{r} \right) \quad (23)$$

gdzie:  $A_1 = 0,555$ ,  $A_3 = 1,148$ ,  $t$  – grubość ścianki,  $C$  – całkowita długość dwóch ramion elementu  $C = a + b$ ,  $M_0 = \sigma_0 t^2/4$  – moment pełnego zgięcia plastycznego pasma o jednostkowej szerokości,  $H$  – odległość między sąsiednimi przegubami plastycznymi,  $r$  – promień powierzchni toroidalnej,  $\sigma_0$  – naprężenie w obszarze plastycznego odkształcenia.

Energię rozproszoną podczas statycznego zgniatania elementu podstawowego o deformacji symetrycznej [5] przedstawiono za pomocą wzoru:

$$E_{II} = M_0 \left( 2\pi \frac{H^2}{t} + 2\pi C + \pi H \right) \quad (24)$$



Rys. 25. Deformacja symetryczna: a) model papierowy, b) rura rzeczywista [5]



Całkowicie złożony pojedynczy mod symetrycznie ściskanej belki prostokątnej (rys. 25) ma długość równą długości fali plastycznej  $2H$ . Składa się on z czterech super-elementów, dzięki którym absorbowana jest energia  $E_{II}$ .

Średnią siłę zgniatania  $F_m$  belki cienkościennej o symetrycznej postaci deformacji [5] wyznacza się z zależności:

$$\frac{F_m}{M_0} = 38,12 \left( \frac{C}{t} \right)^{1/3} \quad (25)$$

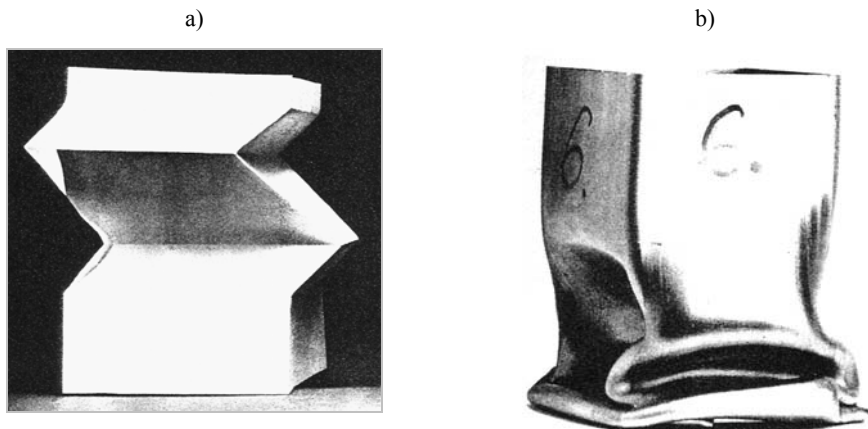
a długość fali plastycznej  $2H$  można wyznaczyć za pomocą równania:

$$\frac{H}{t} = 0,99 \left( \frac{C}{t} \right)^{2/3} \quad (26)$$

natomiast promień powierzchni toroidalnej  $r$  określa się jako:

$$\frac{r}{t} = 0,72 \left( \frac{C}{t} \right)^{1/3} \quad (27)$$

Pojedyncza warstwa asymetrycznie zgniezionej belki prostokątnej (typ A) składa się z dwóch modów o całkowitej długości początkowej  $4H$  (sześć podstawowych elementów typu I oraz dwóch podstawowych elementów typu II) (rys. 26).



Rys. 26. Deformacja asymetryczna typu A: a) model papierowy, b) zgnieciona rura cienkościenna [5]

Wartość statycznej siły zgniatania  $F_m$  belki o asymetrycznej postaci deformacji typu A ma postać równania:

$$\frac{F_m}{M_0} = 33,05 \left( \frac{C}{t} \right)^{1/3} + 2,44 \left( \frac{C}{t} \right)^{2/3} + \frac{\pi}{2} \quad (28)$$

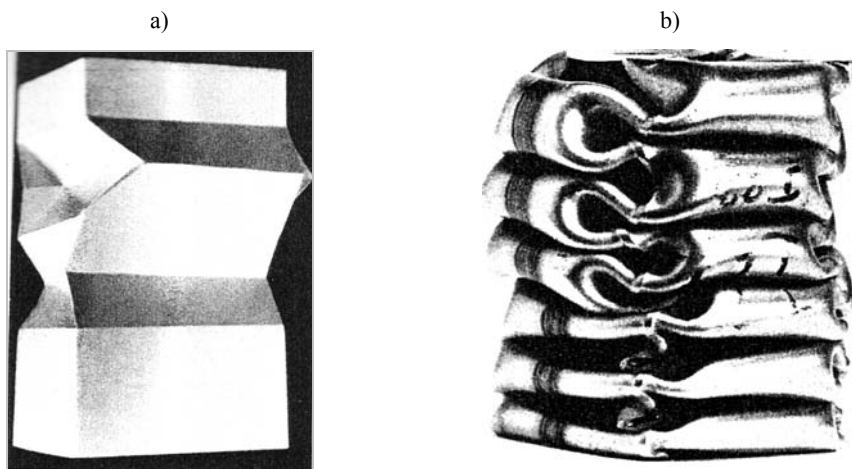
Długość połowy fali plastycznej  $H$  wynosi:

$$\frac{H}{t} = 0,78 \left( \frac{C}{t} \right)^{2/3} \quad (29)$$

promień powierzchni toroidalnej  $r$  jest określany jako:

$$\frac{r}{t} = 0,63 \left( \frac{C}{t} \right)^{1/3} \quad (30)$$

Pojedyncza warstwa asymetrycznie zgniezionej cienkościennej belki prostokątnej (typ B) jest zbudowana z dwóch modów o całkowitej długości początkowej  $4H$  oraz siedmiu elementów podstawowych typu I i jednego typu II (rys. 27).



Rys. 27. Deformacja asymetryczna typu B: a) model papierowy, b) zgnieciona rura cienkościenna [5]

Wartość statycznej siły zgniatania  $F_m$  belki cienkościennej o asymetrycznej postaci deformacji typu B określa równanie:

$$\frac{F_m}{M_0} = 35,34 \left( \frac{C}{t} \right)^{1/3} + 1,35 \left( \frac{C}{t} \right)^{2/3} + \frac{\pi}{4} \quad (31)$$

Długość fali plastycznej  $2H$  wyznacza się z równania:

$$\frac{H}{t} = 0,86 \left( \frac{C}{t} \right)^{2/3} \quad (32)$$

a promień powierzchni toroidalnej  $r$  wynosi:

$$\frac{r}{t} = 0,67 \left( \frac{C}{t} \right)^{1/3} \quad (33)$$

## 2.3. PROFILE OMEGOWE

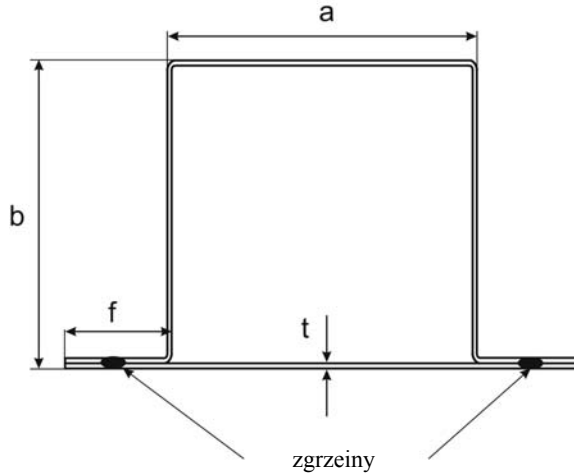
Rozważania teoretyczne na temat zgniatania profili omegowych opisane w niniejszym rozdziale, przedstawiono na podstawie prac [117, 118].

Modele teoretyczne zgniatanych profili jedno- i dwuomegowych [117] opisano przy uwzględnieniu następujących uproszczeń:

- model materiału belek cienkościennych jest sztywno-idealnie-plastyczny,
- długość fali plastycznej, wynoszącej  $2H$ , nie zmienia się podczas całej analizy zgniatania,
- profile wykonane są metodą zgrzewania oporowego punktowego (pomimo występowania połączeń punktowych są one traktowane jako spoina ciągła na całej długości próbki),
- żadna ze zgrzein punktowych nie ulega zerwaniu podczas osiowego zgniatania profili,
- wielkość zgrzein oraz sposób ich rozmieszczenia nie wpływa na proces deformacji profili.

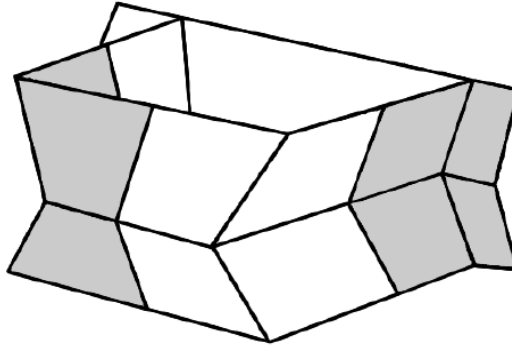
### 2.3.1. PROFILE JEDNOOMEGOWE

Jednoomegowa belka cienkościenna jest zbudowana z profilu omegowego połączonego z płaską blachą zgrzeinami punktowymi (rys. 28).



Rys. 28. Przekrój belki jednooskowej z podstawowymi wymiarami

Pojedynczy mod belki jednooskowej składa się z czterech superelementów [7] oraz blachy domykającej (rys. 29).



Rys. 29. Mod belki kapeluszowej, składający się z czterech superelementów oraz blachy domykającej [117]

Średnia siła zgniatania  $F_m$  pojedynczego modu belki jednooskowej wynosi:

$$F_m = \frac{t^2}{4} \left\{ \sigma_0^{(1)} A_1 \frac{r}{t} + \sigma_0^{(2)} A_2 \frac{C}{H} + \sigma_0^{(3)} A_3 \frac{H}{r} + \sigma_0^{(4)} A_4 \frac{H}{t} + \sigma_0^{(5)} A_5 \right\} \frac{2H}{\delta_e} \quad (34)$$

gdzie:  $\delta_e = 0,73 \times (2H)$  – efektywna długość zgniatania,  $\sigma_0^{(i)}$  – naprężenie uplastyczniające w  $i$ -tym regionie plastycznego płynięcia,  $2H$  – długość fali plastycznej,  $r$  – promień powierzchni toroidalnej,  $C = (a + 2b + 2f)/4$  – całkowita długość boku superelementu.

Energia pochłaniana podczas ściskania superelementu asymetrycznego [120] jest przedstawiona za pomocą równania:

$$E_s = F_m \delta_e = \frac{t^2}{4} \left\{ \sigma_0^{(1)} 8I_1 \frac{r}{t} + \sigma_0^{(2)} \pi \frac{C}{H} + \sigma_0^{(3)} 2I_3 \frac{H}{r} \right\} 2H \quad (35)$$

gdzie:  $A_1 = 8I_1$ ,  $A_2 = \pi$ ,  $A_3 = 2I_3$ .

Energia pochłaniana przez blachę zamykającą pojedynczy mod belki kapeluszowej (rys. 34) jest równa:

$$E_Z = \frac{\pi}{2} 4M_0(a+2f) = \frac{t^2}{4} \sigma_0^{(2)} 2\pi(a+2f) \quad (36)$$

gdzie  $\sigma_0^{(2)}$  – naprężenie uplastyczniające podczas zginania blachy.

Struktura pojedynczego modu składa się z „kapelusza” oraz blachy zamykającej, dlatego całkowita energia rozpraszana w wyniku asymetrycznego zgniatania pojedynczego modu  $E_T$  równa jest sumie  $E_S$  i  $E_Z$ :

$$E_T = \frac{t^2}{4} \left\{ 4\sigma_0^{(1)} 8I_1 \frac{r}{t} + \sigma_0^{(2)} \pi \frac{(2a+2b+f)}{H} + 4 \times 2\sigma_0^{(3)} I_3 \frac{H}{r} \right\} 2H \quad (37)$$

Po uproszczeniu równania (37) otrzymuje się:

$$E_T = \frac{t^2}{4} \left\{ 32\sigma_0^{(1)} I_1 \frac{r}{t} + \sigma_0^{(2)} \pi \frac{L}{H} + 8\sigma_0^{(3)} I_3 \frac{H}{r} \right\} 2H \quad (38)$$

gdzie:  $E_T$  – całkowita energia rozpraszana podczas asymetrycznego zgniatania pojedynczego modu jednoosowego,  $L = (2a + 2b + 4f)$  – obwód przekroju.

Ponieważ:

$$F_m \delta_e = E_T \quad (39)$$

oraz zgodnie z [4]  $I_1 = 0,555$ ,  $I_3 = 1,148$ , średnia siła zgniatania  $F_m$  pojedynczego modu belek jednoosowych o deformacji asymetrycznej wynosi:

$$F_m = \frac{t^2}{4} \left\{ \sigma_0^{(1)} 17,76 \frac{r}{t} + \sigma_0^{(2)} \pi \frac{L}{H} + \sigma_0^{(3)} 9,184 \frac{H}{r} \right\} \frac{2H}{\delta_e} \quad (40)$$

Równanie (40) upraszcza się, po założeniu, że naprężenie uplastyczniające  $\sigma_0$  jest jednakowe we wszystkich strefach zgniotu. W materiale sztywno-idealnie-plastycznym, o granicy plastyczności  $\sigma_0$ , otrzymuje się wówczas

$$\sigma_0^{(i)} = \sigma_0 \quad (41)$$

Po uproszczeniu:

$$\frac{F_m}{M_0} = \left\{ A_1 \frac{r}{t} + A_2 \frac{L}{H} + A_3 \frac{H}{r} \right\} \frac{2H}{\delta_e} \quad (42)$$

gdzie:  $A_1 = 17,76$ ,  $A_2 = \pi$ ,  $A_3 = 9,184$ .

Podobne równania [[121] uzyskano w przypadku belek kwadratowych, jednak ze względu na wpływ kołnierzy usztywniających otrzymano inne wartości współczynników  $A_1$ ,  $A_2$  i  $A_3$ .

Minimalizując równanie (42) względem promienia  $r$  i długości połowy fali  $H$ , otrzymuje się zależności określające:

- średnią siłę zgniatania  $F_m$ :

$$F_m = 8,22 \sigma_0 t^2 \left( \frac{L}{t} \right)^{1/3} \quad (43)$$

$$\frac{F_m}{M_0} = 32,89 \left( \frac{L}{t} \right)^{1/3} \quad (44)$$

- długość połowy fali plastycznej  $H$ :

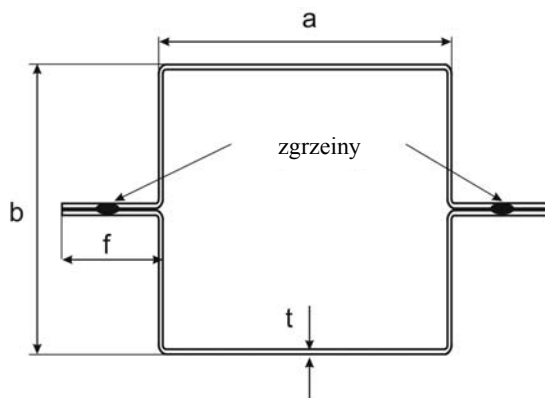
$$\frac{H}{t} = 0,39 \left( \frac{L}{t} \right)^{2/3} \quad (45)$$

oraz promień powierzchni toroidalnej  $r$ :

$$\frac{r}{t} = 0,45 \left( \frac{L}{t} \right)^{1/3} \quad (46)$$

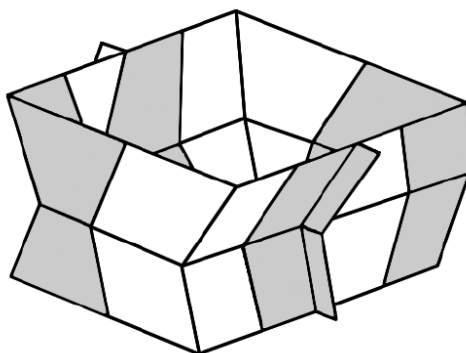
### 2.3.2. PROFILE DWUOMEGOWE

Cienkościenna belka dwuomegowa składa się z dwóch profili omegowych połączonych zgrzeinami punktowymi (rys. 30).



Rys. 30. Przekrój belki cienkościennej dwuomegowej (podwójny kapelusz) z podstawowymi wymiarami

Pojedynczy mod kolumny dwuomegowej zbudowano z ośmiu identycznych asymetrycznych superelementów (rys. 31).



Rys. 31. Mod zgniatanej kolumny zbudowany z ośmiu superelementów [117]

Energia pochłaniana podczas ściskania pojedynczego modu dwuomegowego  $E_T$  równa jest ośmiokrotnej energii absorbowanej przez jeden superelement o całkowitej długości boku  $C$ :

$$E_T = \frac{t^2}{4} \left\{ 64 \sigma_0^{(1)} I_1 \frac{r}{t} + \sigma_0^{(2)} 8\pi \frac{C}{H} + 16 \sigma_0^{(3)} I_3 \frac{H}{r} \right\} 2H \quad (47)$$

Średnia siła zgniatania modu dwuomegowego wynosi:

$$F_m = \frac{t^2}{4} \left\{ \sigma_0^{(1)} 35,52 \frac{r}{t} + \sigma_0^{(2)} \pi \frac{L}{H} + \sigma_0^{(3)} 18,368 \frac{H}{r} \right\} \frac{2H}{\delta_e} \quad (48)$$

gdzie:  $L$  – obwód przekroju profilu dwuomegowego (rys. 35),  $L = 2a + 2b + 4f$ ,  $C$  – długość boku superelementu,  $C = L/8$ ,  $2H$  – wysokość superelementu (rys. 29),  $\sigma_0$  – średnie naprężenie plastycznego płynięcia w  $i$ -tym regionie plastycznego odkształcenia,  $r$  – promień zaokrąglenia w obszarze 4 (rys. 29),  $t$  – grubość ścianki absorbera,  $\delta_e$  – efektywne skrócenie.

Po założeniu, podobnie jak w belce cienkościennej jednoomegowej, że naprężenie uplastyczniające  $\sigma_0$  jest jednakowe we wszystkich strefach zgniotu, otrzymuje się:

$$\sigma_0^{(i)} = \sigma_0 \quad (49)$$

Średnią siłę zgniatania  $F_m$  określa się zatem jako:

$$\frac{F_m}{M_0} = 52,20 \left( \frac{L}{t} \right)^{1/3} \quad (50)$$

długość połowy fali plastycznej  $H$  przedstawia:

$$\frac{H}{t} = 0,247 \left( \frac{L}{t} \right)^{2/3} \quad (51)$$

natomiast promień powierzchni toroidalnej  $r$  wyznacza się z następującej zależności:

$$\frac{r}{t} = 0,358 \left( \frac{L}{t} \right)^{1/3} \quad (52)$$

Minimalizując równanie (48) względem  $H$  i  $r$ , otrzymano:

$$F_m = 13,05 \sigma_0 t^2 \left( \frac{L}{t} \right)^{1/3} \quad (53)$$

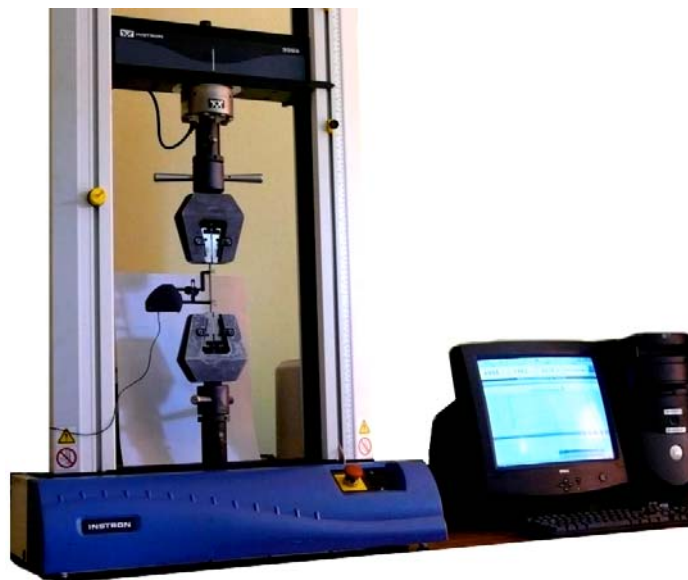
Wartości współczynników  $I_1$  oraz  $I_3$  wynoszą odpowiednio  $I_1 = 0,58$ ,  $I_3 = 1,11$ .



## 3. BADANIA WYTRZYMAŁOŚCIOWE

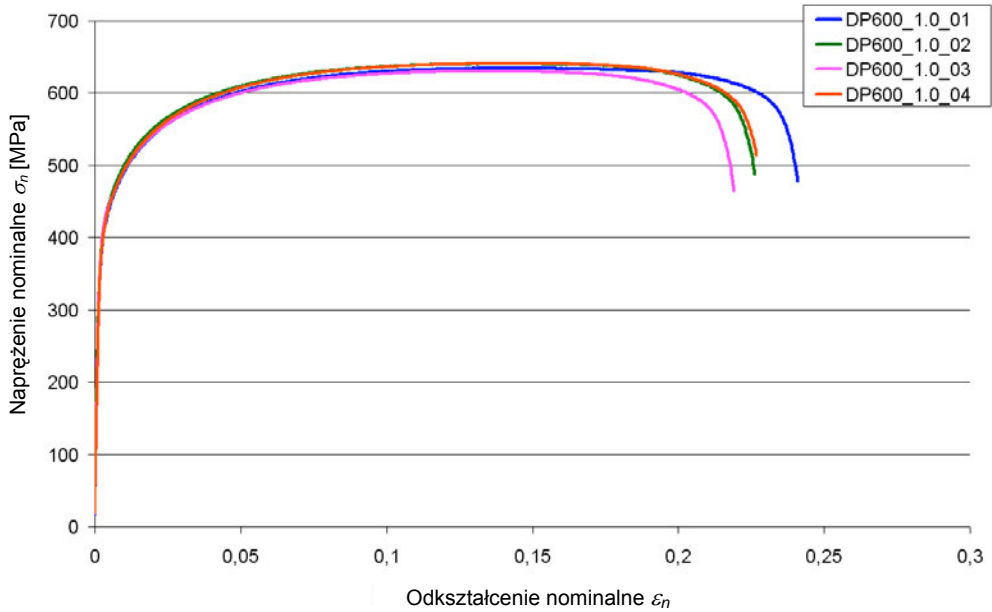
### 3.1. PRÓBA ROZCIĄGANIA – WYZNACZANIE CHARAKTERYSTYK MATERIAŁOWYCH

Zgodnie z normą PN-71/H-04310 przeprowadzono statyczne badania wytrzymałościowe na rozciąganie stali DC01, DP600 i DP800. Testy wytrzymałościowe zrealizowano na maszynie wytrzymałościowej firmy INSTRON (rys. 32), o maksymalnym zakresie pomiarowym równym 10 kN.



Rys. 32. Próbką umieszczoną w maszynie wytrzymałościowej przygotowaną do próby rozciągania

Wybrane charakterystyki wytrzymałościowe (krzywe inżynierskie) naprężenia nominalnego  $\sigma_n$  w funkcji odkształcenia nominalnego  $\varepsilon_n$  otrzymane z próby rozciągania w przypadku materiału DP600 przedstawiono na rysunku 33.



Rys. 33. Charakterystyki wytrzymałościowe (krzywe inżynierskie) otrzymane w wyniku prób rozciągania materiału DP600 i grubości blachy  $t = 1,0$  mm

Odształcenie rzeczywiste  $\varepsilon$  zdefiniowano jako sumę nieskończenie małych przyrostów długości

$$\varepsilon = \sum \frac{\Delta l_j}{l_j} \quad (54)$$

gdzie:  $\Delta l_1, \Delta l_2, \Delta l_3, \dots$  – zmiana długości próbki mierzona w małych przyrostach,  $l_1, l_2, l_3, \dots$  – aktualna długość pomiarowa użyta do obliczenia odkształcenia dla każdego przyrostu próbki.

Gdy przyrosty  $\Delta l_j$  są bardzo małe, wtedy odkształcenie rzeczywiste  $\varepsilon$  wynosi:

$$\varepsilon = \int_{l_0}^l \frac{dl}{l} = \ln \frac{l}{l_0} \quad (55)$$

gdzie:  $l_0$  – długość początkowa próbki,  $l$  – długość końcowa próbki.

Gdy  $l = l_0 + \Delta l$ , wówczas:

$$\varepsilon = \ln \frac{l_0 + \Delta l}{l_0} = \ln \left( 1 + \frac{\Delta l}{l_0} \right) \quad (56)$$

Odształcenie nominalne  $\varepsilon_n$  (odnoszone do początkowej długości próbki) wynosi:

$$\varepsilon_n = \frac{\Delta l}{l_0} \quad (57)$$

Po podstawieniu do równania (56) odkształcenie rzeczywiste  $\varepsilon$  równa się:

$$\varepsilon = \ln(1 + \varepsilon_n) \quad (58)$$

Naprężenie rzeczywiste  $\sigma$  jest to stosunek siły rozciągającej próbkę do rzeczywistego pola przekroju części pomiarowej próbki, czyli:

$$\sigma = \frac{F}{A} \quad (59)$$

gdzie  $A$  – rzeczywista powierzchnia pola przekroju części pomiarowej próbki.

Po przyjęciu niezmienniej objętości próbki, tzn.

$$Al = A_0 l_0 \quad (60)$$

naprężenie rzeczywiste  $\sigma$  wynosi

$$\sigma = \frac{F}{A_0} \frac{l_0}{l} \quad (61)$$

gdzie  $A_0$  – początkowa powierzchnia pola przekroju części pomiarowej próbki.

Ponieważ naprężenie nominalne  $\sigma_n$  jest określone jako:

$$\sigma_n = \frac{F}{A_0} \quad (62)$$

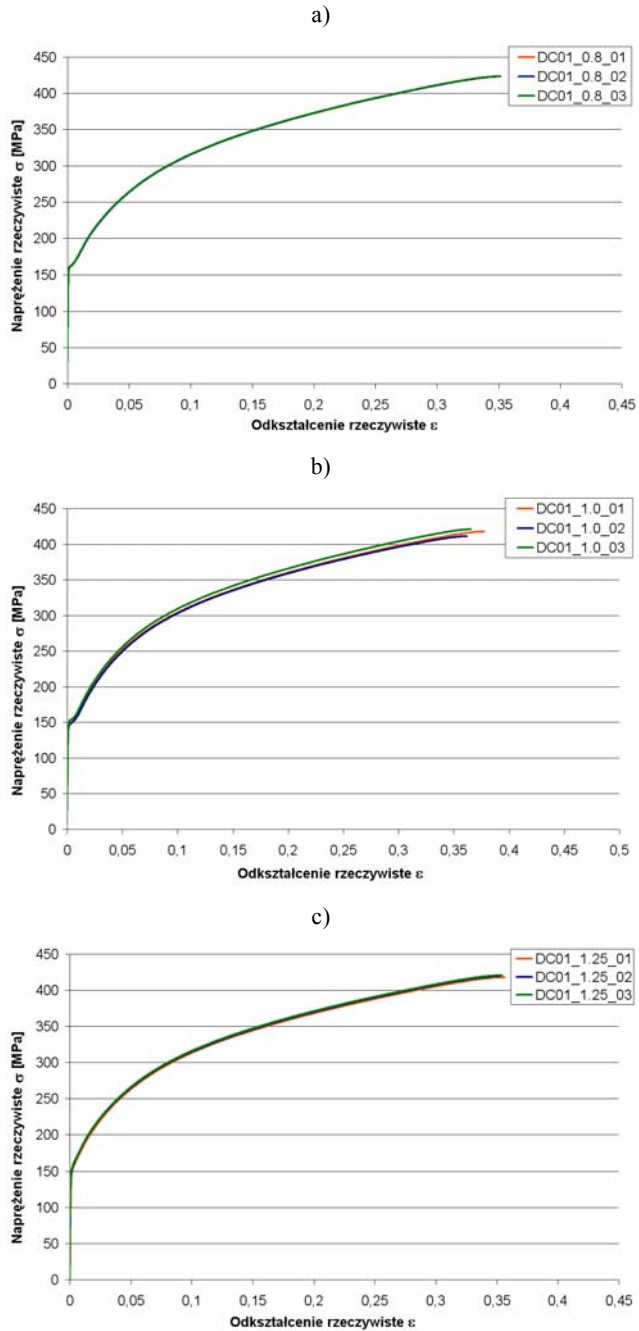
długość rzeczywista próbki  $l$  wynosi natomiast  $l = l_0 + \Delta l$ , zatem:

$$\frac{l_0}{l} = \frac{l_0 + \Delta l}{l_0} = (1 + \varepsilon_n) \quad (63)$$

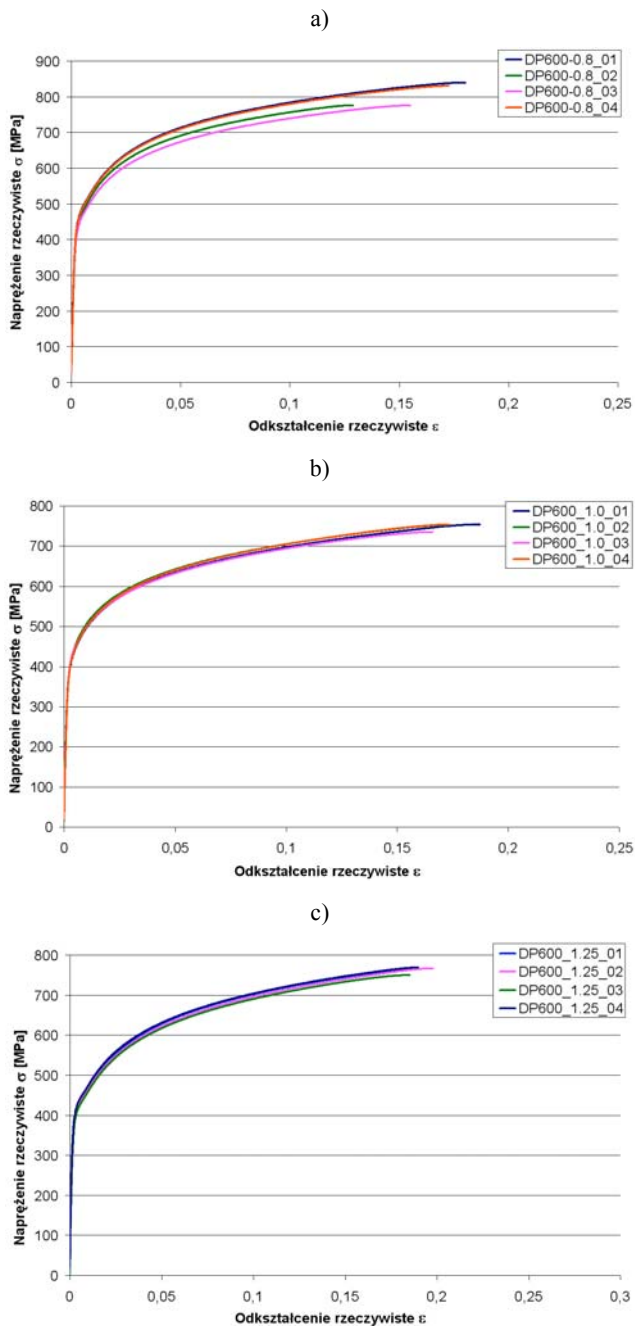
Po podstawieniu do równań (62) i (63) do (61) otrzymuje się naprężenie rzeczywiste  $\sigma$ , określane jako:

$$\sigma = \sigma_n (1 + \varepsilon_n) \quad (64)$$

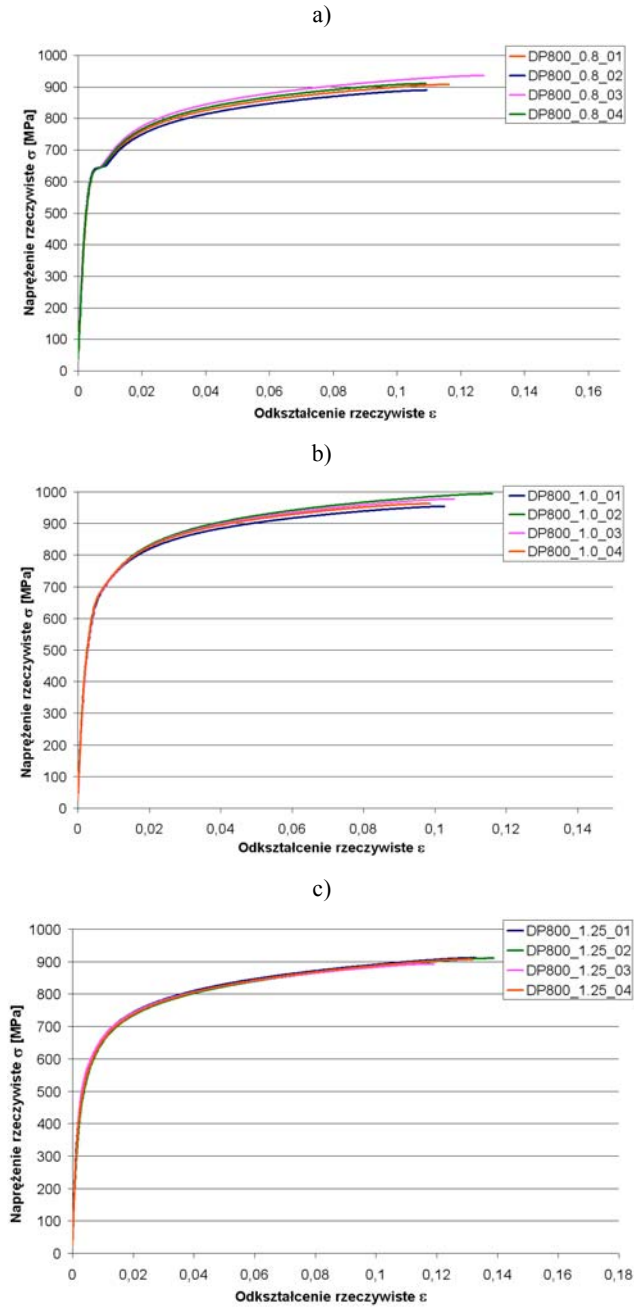
Charakterystyki rzeczywiste badanych materiałów naprężenia rzeczywistego w funkcji odkształcenia rzeczywistego  $\sigma = f(\varepsilon)$ , otrzymane w wyniku przekształcenia krzywych inżynierskich, przedstawiono na rysunkach 34–36.



Rys. 34. Charakterystyki rzeczywiste materiału DC01 blachy o grubości:  
a)  $t = 0,8$  mm, b)  $t = 1,0$  mm, c)  $t = 1,25$  mm



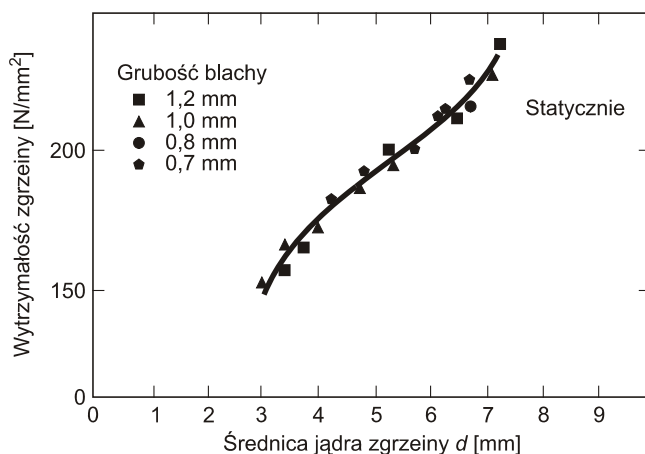
Rys. 35. Charakterystyki rzeczywiste materiału DP600 blachy o grubości:  
a)  $t = 0,8$  mm, b)  $t = 1,0$  mm, c)  $t = 1,25$  mm



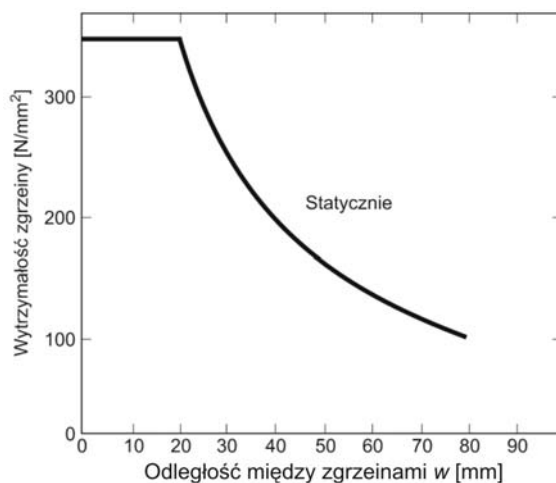
Rys. 36. Charakterystyki rzeczywiste materiału DP800 blachy o grubości:  
a)  $t = 0,8$  mm, b)  $t = 1,0$  mm, c)  $t = 1,25$  mm

### 3.2. WYTRZYMAŁOŚĆ ZGRZEIN PUNKTOWYCH

Projektowanie energochłonnych ustrojów nośnych jest zadaniem szczególnie trudnym, gdyż ich zdolność do pochłaniania energii w dużej mierze zależy od czynników, takich jak: kształt, materiał, grubość blachy, technologia łączenia itd. Wyniki badań opublikowanych na przestrzeni ostatnich lat [26, 43, 84–86, 97, 108, 111] dowodzą jak duży wpływ ma wytrzymałości zgrzein punktowych na postać deformacji oraz ilość rozpraszanej energii zginiatanych dźwigarów cienkościennych.



Rys. 37. Charakterystyka obrazująca zależność wytrzymałości zgrzein punktowych w stosunku do średnicy jądra zgrzeiny [85]



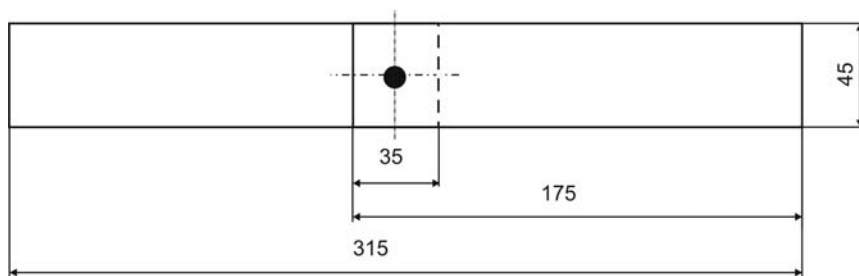
Rys. 38. Wytrzymałość zgrzein punktowych zależna odwrotnie proporcjonalnie od odległości między zgrzeinami [85]

Uwzględnwszy średnicę jądra zgrzeiny widać, że wytrzymałość połączeń punktowych wzrasta proporcjonalnie do średnicy jądra zgrzeiny (rys. 37).

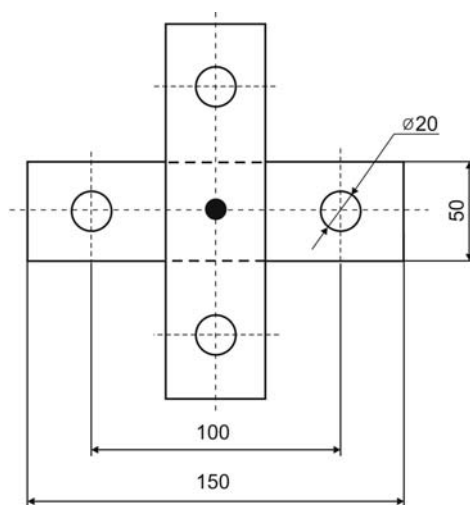
Innym czynnikiem, w sposób istotny wpływającym na wytrzymałość zgrzein punktowych, jest podziałka zgrzein  $w$ . Z przeprowadzonych badań doświadczalnych [85] wynika, że wytrzymałość zgrzein punktowych zależy odwrotnie proporcjonalnie do podziałki zgrzein  $w$  – zwiększenie wartości  $w$  powoduje zmniejszenie wytrzymałości połączeń zgrzewanych (rys. 38).

### 3.2.1. PRZYGOTOWANIE PRÓBEK

Belka cienkościenna ze zbyt dużym rozstawem zgrzein  $w$  podczas osiowego zgniatania ma tendencję do „otwierania się”, co jest zjawiskiem niepożądanym



Rys. 39. Wymiary próbek poddanych obciążeniom ścinającym

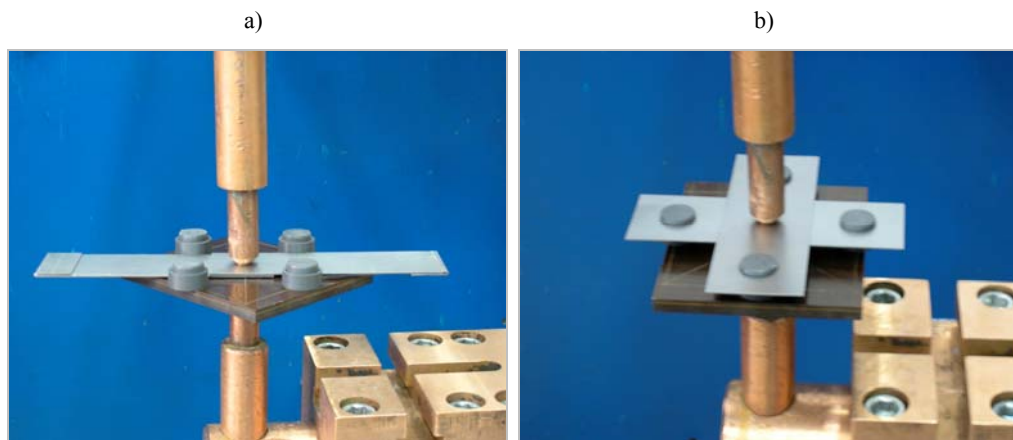


Rys. 40. Wymiary próbek poddanych obciążeniom krzyżowym



[26, 43, 84–86, 88, 97, 98, 108, 111]. Zgrzeiny punktowe, znajdujące się na kołnierzu w pobliżu otwieranej podłużnicy, są poddawane zarówno siłom rozciągającym, jak i siłom prostopadłym do powierzchni. W celu określenia wytrzymałości połączeń punktowych działających na ścinanie i zrywanie krzyżowe wykonano paski blach o znormalizowanych wymiarach połączone zgrzeinami punktowymi (rys. 39 i 40).

W Zakładzie Spawalnictwa Politechniki Wrocławskiej wykonano próbki do testów wytrzymałościowych. Paski blach połączone zgrzeinami punktowymi za pomocą zgrzewarki stacjonarnej ZPa-80, wyposażonej w elektrody kłowe o płaskiej powierzchni roboczej. Na elektrodach zamontowano odpowiednie przyrządy pozycjonujące próbki (rys. 41).



Rys. 41. Stanowisko do zgrzewania próbek:  
a) do próby ścinania, b) do próby rozciągania poprzecznego

Charakterystyczną cechą stali głęboko tłocznych (np. DC01) jest ich dobra zgrzewalność. Proces ich łączenia oparty jest na prostym programie zgrzewania z wykorzystaniem parametrów twardych z jednym impulsem prądowym i stałą siłą docisku elektrod zgrzewarki. Podczas zgrzewania nie są wymagane dodatkowe zabiegi mające na celu wspomaganie procesu łączenia.

Duży wpływ na wytrzymałość i późniejszą eksploatację połączeń stali dwufazowych DP mają: zgrzewalność, dobór odpowiednich elektrod podczas zgrzewania, wyposażenie zgrzewarki, sposób pęknięcia złącza podczas prób technologicznych. Wybór właściwego programu zgrzewania oraz ściśle przestrzeganie parametrów prądowych procesu łączenia, zarówno czasu, siły docisku, jak i stanu powierzchni roboczych elektrod, wpłynie na jakość wykonanego złącza.

Zgrzewanie blach ze stali DP600 i DP800 może odbywać się za pomocą programu prostego. Materiał różni się od stali DC01 tym, że wykazuje znacznie lepsze właściwości wytrzymałościowe, jak również twardość oraz mniejszą przewodność elektryczną i cieplną. Z tego względu wskazane jest użycie do zgrzewania

prądu elektrycznego o mniejszym natężeniu i większej sile docisku elektrod zgrzewarki.

W celu przeanalizowania wpływu wymienionych obciążeń na wytrzymałość zgrzein punktowych przeprowadzono statyczne próby wytrzymałościowe połączeń zgrzewanych pasków blach wykonanych ze stali stosowanych na belki cienkościenne. Testy wytrzymałościowe zgrzein punktowych na ścinanie wykonano według zaleceń normy PN-EN ISO 14273:2005, natomiast testy na rozciąganie poprzeczne według normy PN-EN ISO 14272:2002 (U).

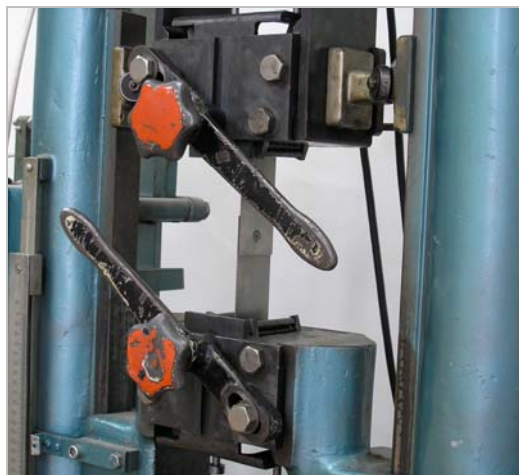
### 3.2.2. TEST NA ŚCINANIE

Próby wytrzymałościowe zgrzein punktowych na obciążenia ścinające (rys. 42 i 43) wykonano w laboratorium Zakładu Spawalnictwa Politechniki Wrocławskiej.

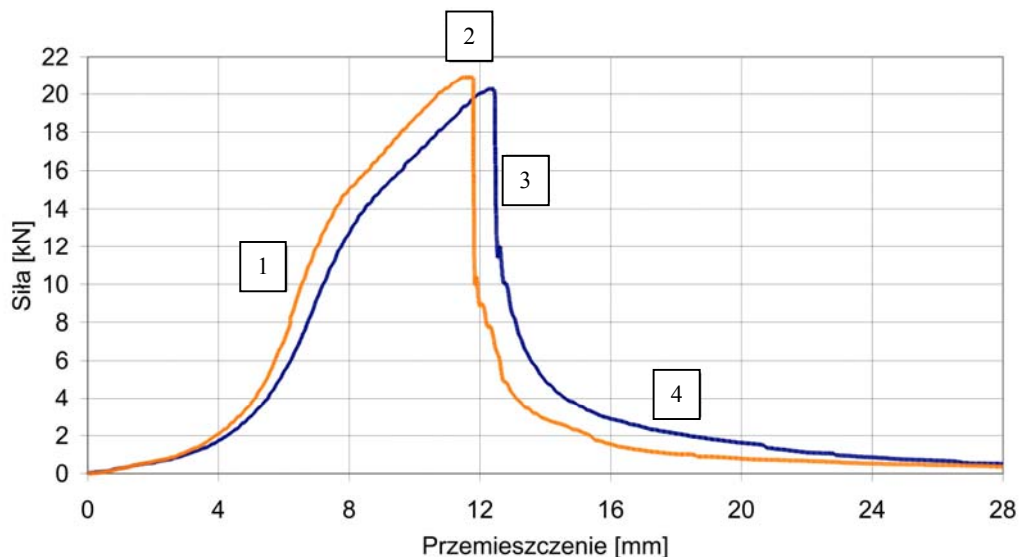


Rys. 42. Schemat obciążania próbek na ścinanie

Z przeprowadzonych testów na ścinanie badanych zgrzein punktowych otrzymano charakterystyki siły w funkcji przemieszczenia. Przykładowe przebiegi siła–przemieszczenie uzyskane w przypadku blach o grubości  $t = 1,25$  mm, wykonanych ze stali DP600, połączonych zgrzeiną punktową o średnicy  $d = 8$  mm, przedstawiono na rysunku 44.



Rys. 43. Paski blach połączone zgrzeiną punktową zamocowane w maszynie wytrzymałościowej



Rys. 44. Charakterystyki wytrzymałościowe siła–przemieszczenie otrzymane z testu wytrzymałościowego na ścinanie zgrzein punktowych o średnicy  $d = 8$  mm, blacha DP 600 o grubości  $t = 1,25$  mm

Na podstawie wyznaczonych charakterystyk można określić cztery etapy przebiegu siły. Pierwszy z nich charakteryzuje dynamiczne zwiększenie siły w funkcji przemieszczenia, co odpowiada dużemu nachyleniu krzywej (zakres 1). W zakresie tym złącze działa na zginanie. Po osiągnięciu maksymalnej wartości siły  $F_{\max}$  w punkcie 2 następuje nagle załamanie charakterystyki i drastyczne zmniejszenie siły (zakres 3). Po osiągnięciu  $F_{\max}$  złącze ulega rozerwaniu, a przebieg siła–przemieszczenie (zakres 4) ma łagodny charakter – dużym przemieszczeniom odpowiada nieznaczne zmniejszenie siły.

Charakterystykę zniszczenia zgrzeiny punktowej przedstawiono na rysunku 44 jako ścisłą postać deformacji i zniszczenia zgrzanych punktowo pasków blach (rys. 45).



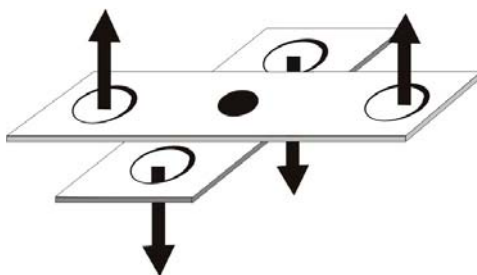
Rys. 45. Postać deformacji i zniszczenia zgrzanych punktowo pasków blach otrzymane w wyniku przeprowadzonego testu na ścinanie

W początkowym okresie połączone punktowo paski blach działają przede wszystkim na zginanie, o czym świadczą wygięte na zewnątrz próbki (odpowiada to zakresowi 1 charakterystyki siła–przemieszczenie przedstawionej na rys. 44). Rozerwanie materiału ro-

dzimego wokół zgrzeiny punktowej oznacza osiągnięcie maksymalnej wartości siły rozciągającej (punkt 2). Gwałtowne zmniejszenie siły zrywającej (zakres 3) oraz propagujące plastyczne rozrywanie paska blachy (rys. 45) odpowiada łagodnemu spadkowi siły dla dużych przemieszczeń uchwytów mocujących maszyny wytrzymałościowej (zakres 4).

### 3.2.3. TEST KRZYŻOWY

Kolejnymi testami, którym poddano próbki połączone zgrzeinami punktowymi, były próby wytrzymałościowe na rozciąganie krzyżowe (odrywanie). Schemat przeprowadzania takich badań przedstawiono na rysunku 46, natomiast próbkę zamocowaną w maszynie wytrzymałościowej – na rysunku 47.

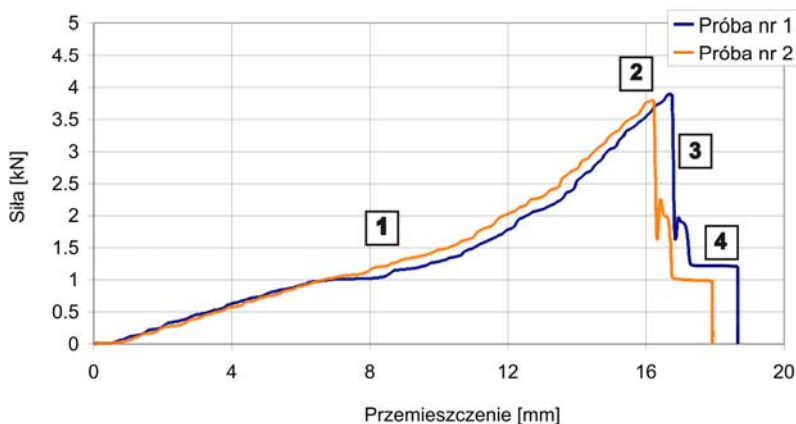


Rys. 46. Schemat obciążania próbek na odrywanie



Rys. 47. Paski blach połączonych punktowo zamocowane w uchwytach mocujących maszyny wytrzymałościowej przed próbą na rozciąganie krzyżowe

Wybrane przebiegi siły w funkcji przemieszczenia, otrzymane z testów krzyżowych pasków blach o grubości  $t = 0,8$  mm, materiału DP600 połączonych zgrzeinami o średnicy  $d = 4$  mm, przedstawiono na rysunku 48.



Rys. 48. Wykresy siła–przemieszczenie otrzymane z testu krzyżowego dwóch prób wytrzymałościowych w przypadku zgrzein punktowych o średnicy  $d = 4$  mm



Rys. 49. Wyrwane jądro zgrzeiny punktowej z materiału rodzimego w wyniku przeprowadzonego testu krzyżowego

Charakterystyka wytrzymałościowa siła–przemieszczenie, wyznaczona na podstawie testów krzyżowych (rys. 48), różni się znacząco od otrzymanej z testów na ścinanie (rys. 44). Początkowy przebieg siły w funkcji przemieszczenia jest łagodny (zakres 1). Paski blach są od początku testu wyginane (rys. 48) – odpowiada to dużym przemieszczeniom uchwytów mocujących przy małym przyroście siły rozciągającej. Po osiągnięciu wartości maksymalnej w punkcie 2 następuje nagłe załamanie przebiegu (zakres 3). W przeciwieństwie do testu na ścinanie zakres pomiarowy 4 jest bardzo krótki – brak jest dalszego łagodnego zmniejszenia siły w funkcji przemieszczenia. Szybsze uszkodzenie połączenia, po przekroczeniu wartości krytycznej, można bezpośrednio wytlu-

maczyć na podstawie otrzymanej postaci uszkodzonych próbek (rys. 49). Uszkodzenie zgrzeiny, niezależnie od jej średnicy, następowało zawsze przez wyrwanie jej z materiału rodzimego. Nie występowało tutaj plastyczne ciągnięcie materiału po osiągnięciu maksymalnej siły zrywającej, co jest charakterystyczne w testach na ścinanie.

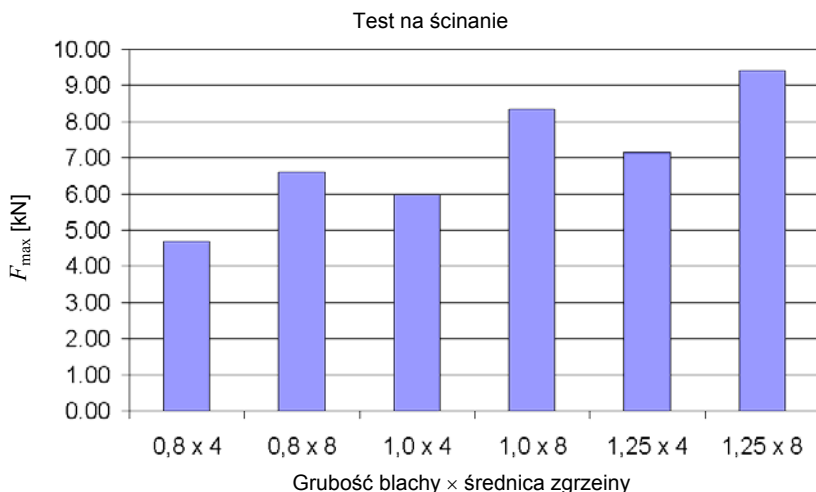
### 3.2.4. ANALIZA WYNIKÓW OTRZYMANYCH Z TESTÓW WYTRZYMAŁOŚCIOWYCH ZGRZEIN PUNKTOWYCH

W tabeli 1 przedstawiono maksymalne siły zrywające zgrzeiny punktowe otrzymane z badań doświadczalnych próbek wykonanych z blachy DC01.

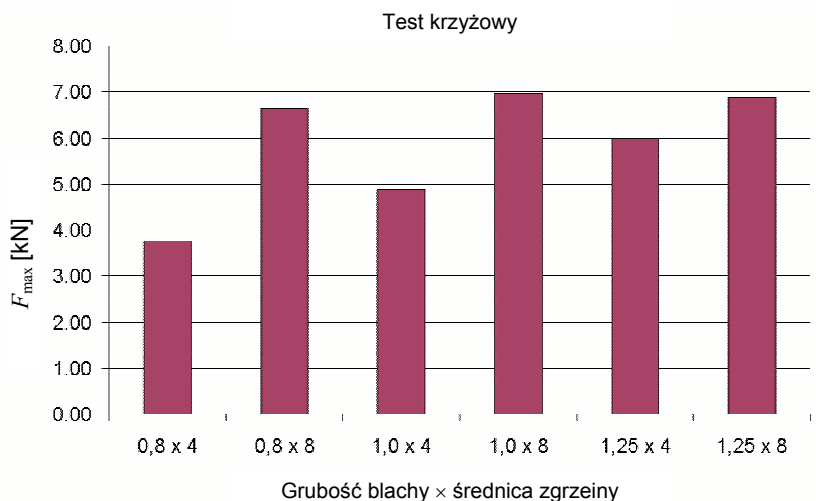
Tabela 1. Siły niszczące zgrzeiny punktowe próbek wykonanych z blachy DC01

Grubość blachy $t$ , mm	Średnica zgrzeiny $d$ , mm	Siła niszcząca	
		Ścinanie $F_{s \max}$ , N	Zrywanie krzyżowe $F_{N \max}$ , kN
0,8	4	4,72	3,90
0,8	4	4,68	3,63
wartość średnia		$F_s = 4,70$	$F_N = 3,77$
0,8	8	6,64	6,59
0,8	8	6,57	6,69
wartość średnia		$F_s = 6,61$	$F_N = 6,64$
1,0	4	6,00	4,84
1,0	4	5,99	4,93
wartość średnia		$F_s = 6,00$	$F_N = 4,89$
1,0	8	8,33	6,25
1,0	8	8,39	7,70
wartość średnia		$F_s = 8,36$	$F_N = 6,98$
1,25	4	7,17	5,87
1,25	4	7,10	6,11
wartość średnia		$F_s = 7,14$	$F_N = 5,99$
1,25	8	9,51	7,01
1,25	8	9,31	6,75
wartość średnia		$F_s = 9,41$	$F_N = 6,88$

Wartości średnie  $F_{s \text{ SR}}$  i  $F_{N \text{ SR}}$  sił zrywających zgrzeiny punktowe otrzymane z testów na ścinanie i testów krzyżowych, którym poddano materiał DC01, przedstawiono odpowiednio na rysunkach 50 i 51.



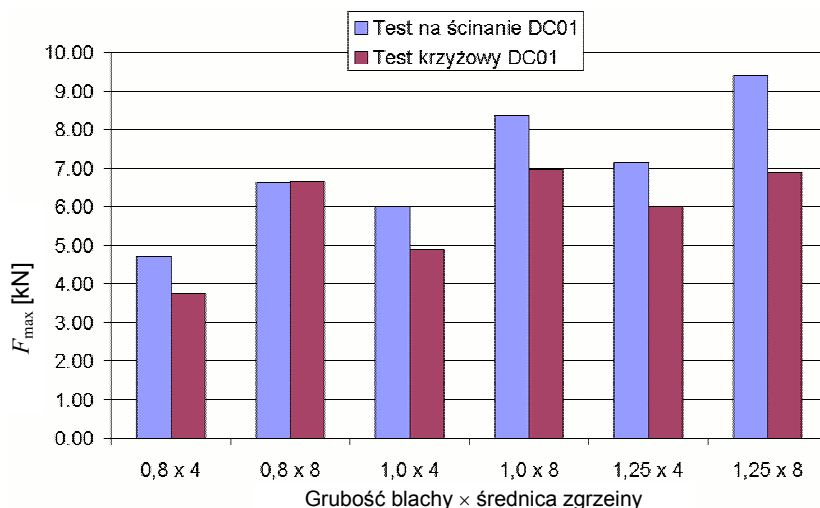
Rys. 50. Uśrednione wartości sił  $F_{s,SR}$  otrzymane dla trzech grubości blachy DC01 ( $t = 0,8$  mm,  $t = 1$  mm,  $t = 1,25$  mm), dwóch średnic ( $d = 4$  mm,  $d = 8$  mm) oraz dwóch rozstawów zgrzeiny ( $w = 25$  mm,  $w = 50$  mm)



Rys. 51. Uśrednione wartości  $F_{N,SR}$  otrzymane przy trzech grubościach blachy DC01 ( $t = 0,8$  mm,  $t = 1$  mm,  $t = 1,25$  mm), dwóch średnic ( $d = 4$  mm,  $d = 8$  mm) oraz dwóch rozstawów zgrzeiny ( $w = 25$  mm,  $w = 50$  mm)

Zarówno w przypadku testu na ścinanie, jak i testu krzyżowego jest widoczny regularny trend wskazujący na zależność między średnicą zgrzeiny  $d$  i grubością blachy  $t$  a uśrednionymi wartościami sił  $F_{s,SR}$  i  $F_{N,SR}$ .

Na rysunku 52 porównano uśrednione wartości sił zrywających zgrzeiny punktowe na podstawie testu krzyżowego i testu na ścinanie.



Rys. 52. Średnie wartości sił zrywających zgrzeiny punktowe otrzymanych dla materiału DC01

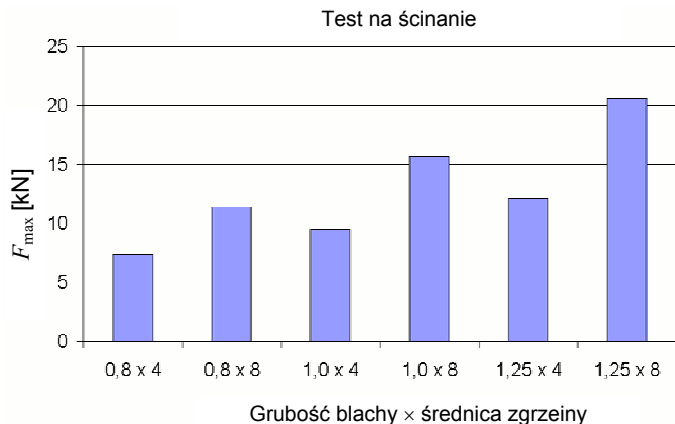
Tabela 2. Siły niszczące zgrzeiny punktowe próbek wykonanych z blachy DP600

Grubość blachy $t$ , mm	Średnica zgrzeiny $d$ , mm	Siła niszcząca	
		Ścinanie $F_s$ max, kN	Zrywanie krzyżowe $F_N$ max, kN
0,8	4	7,36	3,88
0,8	4	7,34	3,80
wartość średnia		$F_s = 7,35$	$F_N = 3,84$
0,8	8	11,11	5,97
0,8	8	11,67	5,94
wartość średnia		$F_s = 11,39$	$F_N = 5,96$
1,0	4	9,49	5,82
1,0	4	9,51	5,91
wartość średnia		$F_s = 9,50$	$F_N = 5,87$
1,0	8	15,48	8,12
1,0	8	15,73	7,84
wartość średnia		$F_s = 15,61$	$F_N = 7,98$
1,25	4	12,40	7,52
1,25	4	11,80	7,35
wartość średnia		$F_s = 12,10$	$F_N = 7,44$
1,25	8	20,26	10,74
1,25	8	20,91	11,23
wartość średnia		$F_s = 20,59$	$F_N = 10,99$

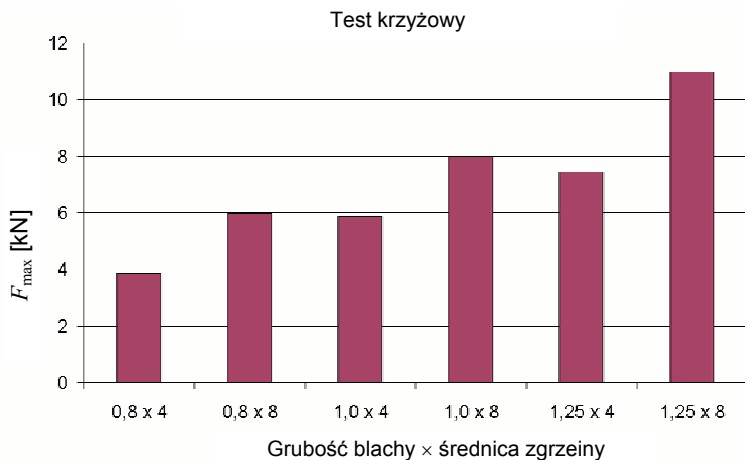


W tabeli 2 podano wartości maksymalne sił zrywających zgrzeiny punktowe otrzymane z badań doświadczalnych w przypadku próbek wykonanych z blachy DP600.

Na rysunkach 53 i 54 przedstawiono odpowiednio wartości średnie sił  $F_{sSR}$  i  $F_{NSR}$  otrzymane z testów wytrzymałościowych zgrzein punktowych na ścinanie i testów krzyżowych, którym poddano materiał DP600.



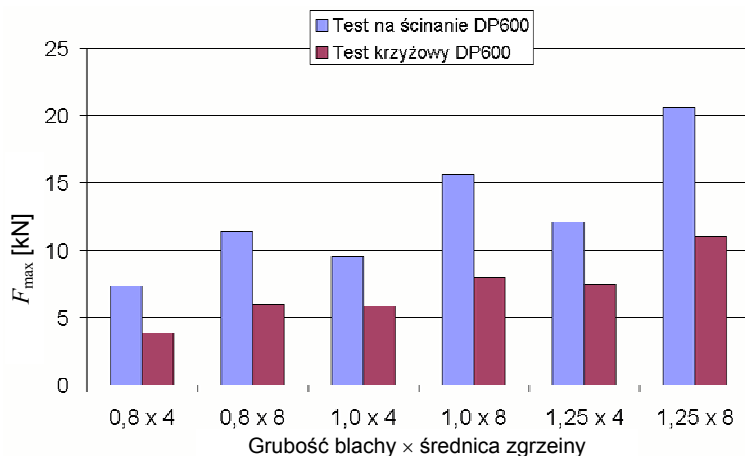
Rys. 53. Uśrednione wartości sił  $F_{sSR}$  otrzymane dla trzech grubości blach DP600 ( $t = 0,8$  mm,  $t = 1$  mm,  $t = 1,25$  mm), dwóch średnic ( $d = 4$  mm,  $d = 8$  mm) oraz dwóch rozstawów zgrzein ( $w = 25$  mm,  $w = 50$  mm)



Rys. 54. Uśrednione wartości sił  $F_{NSR}$  otrzymane dla trzech grubości blachy DP600 ( $t = 0,8$  mm,  $t = 1$  mm,  $t = 1,25$  mm), dwóch średnic ( $d = 4$  mm,  $d = 8$  mm) oraz dwóch rozstawów zgrzein ( $w = 25$  mm,  $w = 50$  mm)

Z analizy wykresów otrzymanych w odniesieniu do materiału DP600 widać, że wytrzymałość połączeń zgrzewanych zależy wprost proporcjonalnie od średnicy

zgrzeiny  $d$  oraz grubości blachy  $t$  (rys. 53 i 54). Ponadto zauważalne są prawie dwukrotnie większe siły ścinające niż siły krzyżowe (rys. 56).



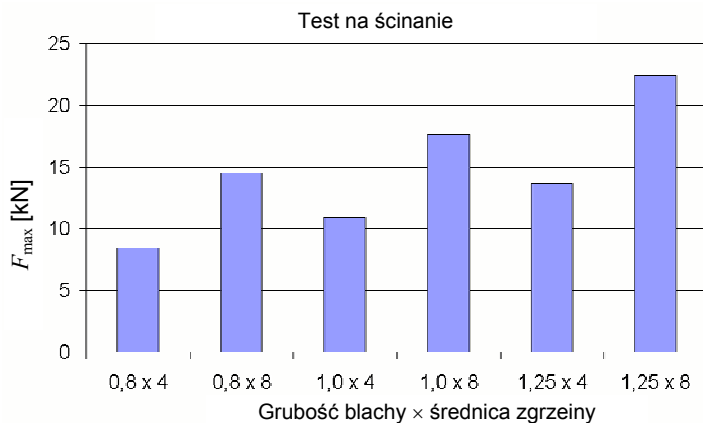
Rys. 55. Dwukrotnie większe siły ścinające na siły krzyżowe otrzymane dla materiału DP600

Tabela 3. Siły niszczące zgrzeiny punktowe dla próbek wykonanych z blachy DP800

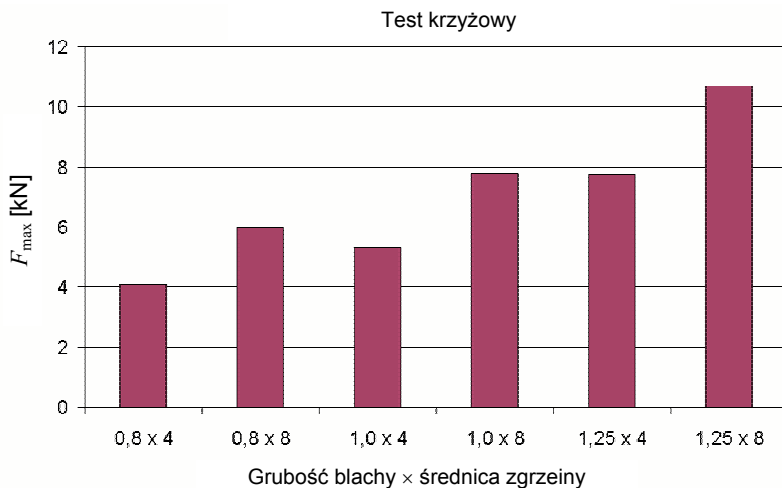
Grubość blachy $t$ , mm	Średnica zgrzeiny $d$ , mm	Siła niszcząca	
		Ścinanie $F_s$ max, kN	Zrywanie krzyżowe $F_N$ max, kN
0,8	4	8,41	4,13
0,8	4	8,50	4,05
wartość średnia		$F_s = 8,46$	$F_N = 4,09$
0,8	8	14,70	5,72
0,8	8	14,34	6,24
wartość średnia		$F_s = 14,52$	$F_N = 5,98$
1,0	4	10,84	5,31
1,0	4	10,97	5,30
wartość średnia		$F_s = 10,91$	$F_N = 5,31$
1,0	8	17,70	8,27
1,0	8	17,54	7,33
wartość średnia		$F_s = 17,62$	$F_N = 7,80$
1,25	4	13,63	7,35
1,25	4	13,78	8,14
wartość średnia		$F_s = 13,71$	$F_N = 7,75$
1,25	8	22,27	10,64
1,25	8	22,53	10,74
wartość średnia		$F_s = 22,40$	$F_N = 10,69$

W tabeli 3 przedstawiono wartości maksymalne sił niszczących zgrzeiny punktowe, otrzymane z testów na ścinanie i testów krzyżowych dla pasków blach z materiału DP800.

Uśrednione wartości siły  $F_{s,SR}$  i  $F_{N,SR}$  przedstawiono na rysunkach 56 i 57, a następnie porównano na rysunku 58.



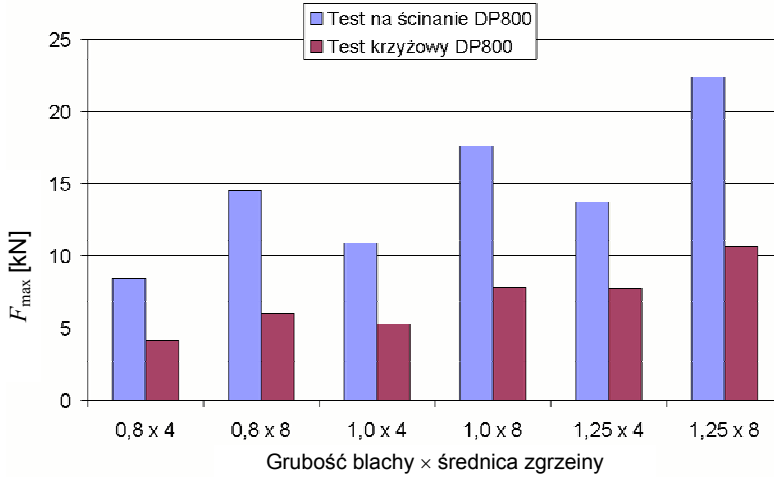
Rys. 56. Uśrednione wartości siły  $F_s$  otrzymane dla trzech grubości blachy DP800 ( $t = 0,8$  mm,  $t = 1$  mm,  $t = 1,25$  mm), dwóch średnic ( $d = 4$  mm,  $d = 8$  mm) oraz dwóch rozstawów zgrzein ( $w = 25$  mm,  $w = 50$  mm)



Rys. 57. Uśrednione wartości siły  $F_N$  otrzymane dla trzech grubości blachy DP800 ( $t = 0,8$  mm,  $t = 1$  mm,  $t = 1,25$  mm), dwóch średnic ( $d = 4$  mm,  $d = 8$  mm) oraz dwóch rozstawów zgrzein ( $w = 25$  mm,  $w = 50$  mm)

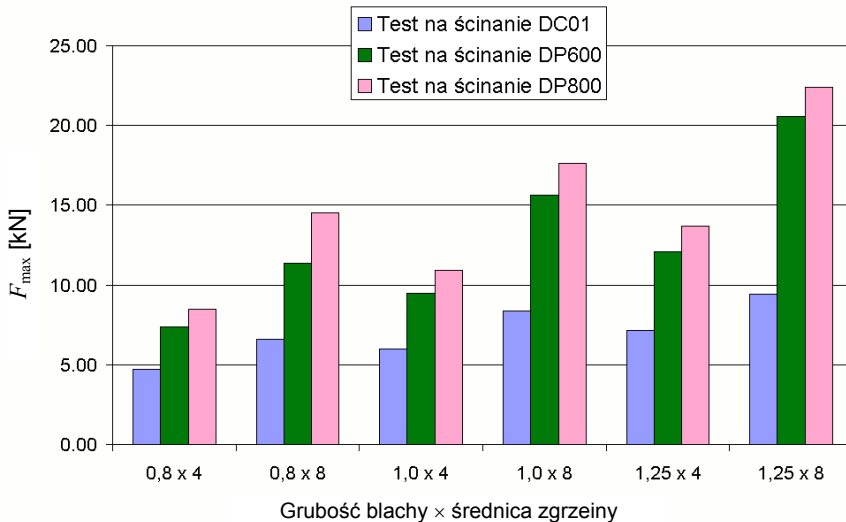
Za pomocą wykresów wytrzymałościowych połączeń punktowych, podobnie jak we wcześniejszych badaniach, przedstawiono wprost proporcjonalną zależność sił

niszczących od średnicy zgrzeiny  $d$  oraz grubości blachy  $t$  (rys. 56 i 57). Dwukrotnie większe wartości sił ścinających niż sił krzyżowych (rys. 58) potwierdzają słuszność projektowania połączeń punktowych na obciążenia ścinające.



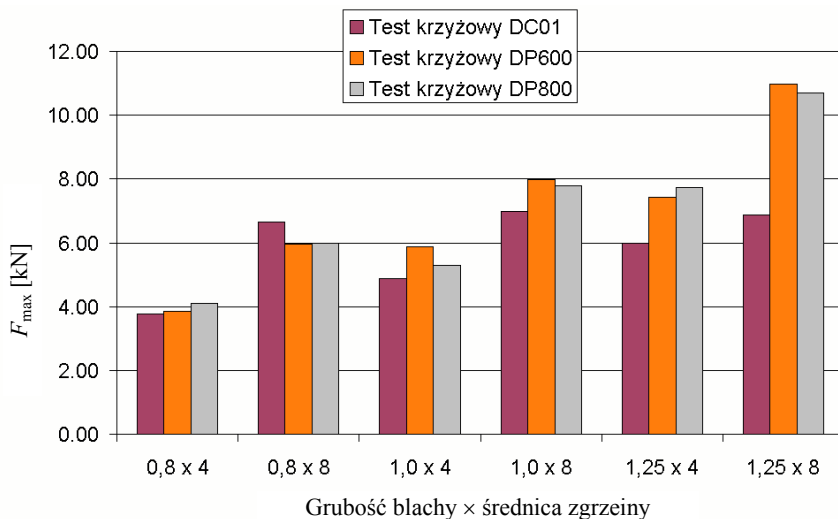
Rys. 58. Porównanie sił ścinających i krzyżowych otrzymanych w przypadku materiału DP800

Wyniki otrzymane z testów na ścinanie (rys. 59) jednoznacznie wskazują na wprost proporcjonalną zależność wytrzymałości zgrzeiny punktowej od granicy plastyczności  $R_e$  materiału stosowanych próbek (im większe  $R_e$  materiału, tym większa siła  $F_s$  niezbędna do uszkodzenia połączenia).



Rys. 59. Wprost proporcjonalna zależność wytrzymałości zgrzein punktowych od granicy plastyczności  $R_e$  materiałów (test na ścinanie)

W przypadku testów krzyżowych (rys. 60) granica plastyczności  $R_e$  materiału nie wpłynęła w sposób znaczący na wzrost wartości siły  $F_N$  wymaganej do zniszczenia połączenia punktowego. Tylko w przypadku najgrubszej blachy ( $t = 1,25$  mm) i największej średnicy zgrzeiny ( $d = 8$  mm) granica plastyczności istotnie zwiększa wartość siły niszczonej.



Rys. 60. Wytrzymałość zgrzein punktowych a granica plastyczności  $R_e$  materiału (test krzyżowy)

Żadna ze zgrzein punktowych nie uległa zerwaniu przez ścięcie jądra zgrzeiny, a więc zgodnie z normą PN-M-69020:1974 wszystkie omawiane połączenia zgrzewane można zakwalifikować do klasy jakości A.

## 4. BADANIA PROFILI OMEGOWYCH ZE ZGRZEINAMI PUNKTOWYMI

### 4.1. PARAMETRY ENERGOCHŁONNOŚCI

Za właściwie zaprojektowaną i wykonaną konstrukcję energochłonną uważa się taką, w której absorbowanie energii odbywa się w prawidłowy i kontrolowany sposób, siły zaś występujące w układzie nie przekraczają dopuszczalnych wartości. Porównanie oraz ocena konstrukcji obiektów różniących się parametrami geometrycznymi i materiałowymi, jak również ich optymalizacja, możliwe są do przeprowadzenia dzięki wskaźnikom.

*Średnia siła zgniatania*  $F_m$  – jako bezpośredni wskaźnik energochłonności [118]:

$$F_m = \frac{E_a}{\delta_f} \quad (65)$$

wiąże się bezpośrednio ze skróceniem podłużnicy  $\delta_f$ , w wyniku czego otrzymuje się ilość pochłanianej energii:

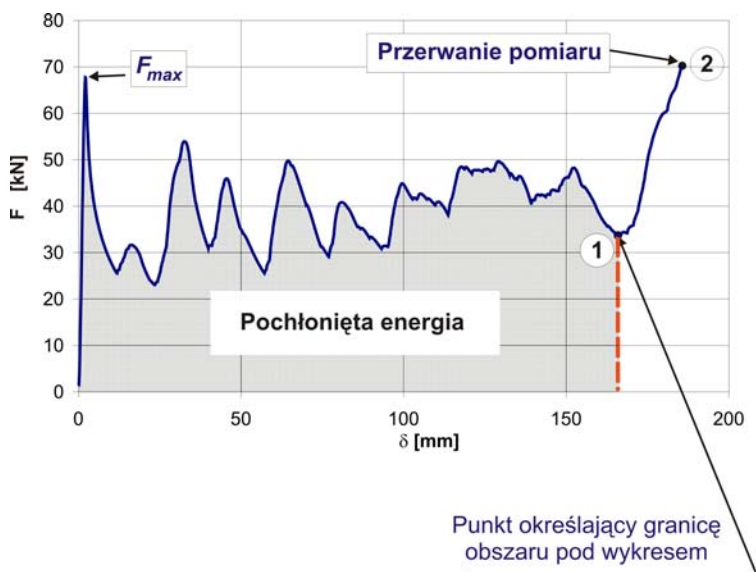
$$E_a = F_m \delta_f \quad (66)$$

Ważność parametru  $F_m$  dodatkowo wzmacnia to, iż długość podłużnic samochodowych jest uzależniona od rozwiązań konstrukcyjnych stosowanych w pojazdach samochodowych.

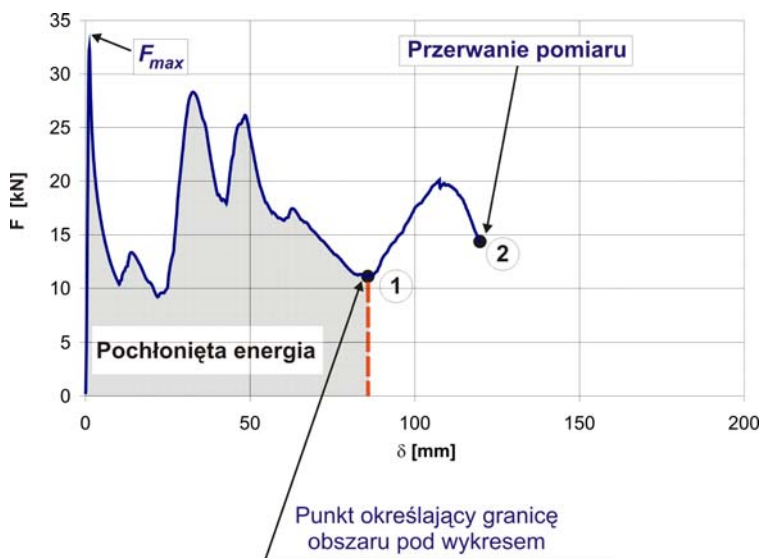
Pomiar siły zgniatającej powinien się odbywać w zakresie stabilnego zgniatania. W przypadku elementów cienkościennych zakończenie pomiaru powinno nastąpić w dwóch przypadkach:

- w momencie nagłego wzrostu siły zgniatania, w razie dalszego braku przemieszczenia, na skutek osiągnięcia maksymalnego skrócenia belki [118]; wynikiem tego jest przekroczenie maksymalnej wartości siły zgniatania  $F_{\max}$ , występującej w początkowej fazie zgniatania (rys. 61),
- w chwili wystąpienia globalnego wyboczenia profilu (rys. 62), będącego efektem poślizgu niezamocowanej próbki w maszynie wytrzymałościowej i wypadnięcia jego

krawędzi spod płyty ściskającej lub lokalnych rzeczywistych imperfekcji, które zaburzają proces stabilnego zgniatania.



Rys. 61. Pomiar przerwany na skutek domknięcia ostatniej fałdy i odbicia siły powyżej wartości maksymalnej



Rys. 62. Pomiar przerwany na skutek wyboczenia profilu w punkcie 1

Bezpośrednie porównanie wyników w postaci energii pod charakterystyką zgniatania nie jest miarodajnym wskaźnikiem energochłonności, ponieważ podłużnice samochodowe są projektowane z zamysłem utrzymania osiowości zgniotu podczas całego procesu działania siły ściskającej. Biorąc to pod uwagę, można zauważyć, że porównanie energii w odniesieniu do skrócenia (otrzymując średnią siłę zgniatania) jest znacznie efektywniejszym wskaźnikiem, pozwalającym określić energochłonność badanych powłok cienkościennych.

Kolejnym parametrem, istotnym w procesie projektowania strefy kontrolowanego zgniotu w samochodach, jest **maksymalna siła zgniatania**  $F_{\max}$ . Nadmierny przyrost opóźnień działających na pasażera w chwili zderzenia jest niepożądany, a więc zarówno siła średnia  $F_m$ , jak i maksymalna  $F_{\max}$  pełnią ważną rolę w procesie projektowania struktur energochłonnych. Siła  $F_m$  nie powinna przekroczyć określonych wartości dopuszczalnych w całym przedziale czasu procesu zgniatania, natomiast siła maksymalna  $F_{\max}$  jest o tyle ważna, że jeśli jest ona zbyt mała, to w pierwszym etapie zgniatania belki nie powstanie pierwsza fala plastyczna, będąca efektem lokalnej utraty stateczności. Zbyt duża wartość  $F_{\max}$  spowoduje natomiast pojawienie się niebezpiecznych dla kierowcy i pasażera zbyt dużych opóźnień w konstrukcji ochronnej w początkowej fazie zgniatania podłużnicy.

**Energia właściwa (ang. specific energy absorption)** – określana jest jako stosunek absorbowanej energii  $E_a$  do całkowitej masy absorbera  $m$ . Parametr ten umożliwia bezpośrednie porównanie stopnia wykorzystania materiału absorbera w odniesieniu do ilości rozpraszanej energii pomiędzy różnymi elementami energochłonnymi:

$$E_s = \frac{E_a}{m} \quad (67)$$

**Efektywne skrócenie**  $\delta_e$  – decyduje w dużym stopniu o wydajności struktur energochłonnych [57,118]. Określa się je jako stosunek wielkości charakteryzującej skrócenie kolumny  $\delta_f$  w stanie całkowitego zgniecenia do długości początkowej  $l$ :

$$\delta_e = \frac{\delta_f}{l} \quad (68)$$

**Efektywność strukturalna** – parametr umożliwiający porównanie energochłonności obiektów wykonanych z różnych materiałów [39, 110]. Wyznacza się ją z następującej zależności:

$$\eta = \frac{F_m}{A\sigma_0} \quad (69)$$



gdzie:  $A$  – pole powierzchni przekroju próbki,  $\sigma_0$  – naprężenie uplastyczniające,  $A\sigma_0$  – siła niezbędna do uplastycznienia ścianki zgniatanej kolumny.

Model analityczny zginiatanych cienkościennych belek jedno- i dwuomegowych, ze zgrzeinami punktowymi [117, 118], powstał z profili o przekroju wewnętrznym  $60 \times 60$  mm i szerokości kołnierza  $f = 20$  mm. Do opisu analitycznego zastosowano podłużnice samochodowe o grubości blachy  $t = 1,2$  mm oraz szerokości kołnierzy  $f = 10; 15; 20$  oraz  $25$  mm. W pracach [117, 118] nie przedstawiono średnicy stosowanych zgrzein punktowych, podano jedynie ich rozstaw, który wynosił  $w = 25$  mm. Model teoretyczny zaproponowany przez White'a i Jonesa oparto jednak na następujących założeniach:

- a) zgrzeiny punktowe podczas osiowego zginiatania profili dwuomegowych nie ulegały zerwaniu,
- b) wielkość zgrzein oraz sposób ich rozmieszczenia nie wpływały na proces deformacji belki,
- c) pomimo wykorzystania połączeń punktowych profili w pracach założono ich połączenie w sposób ciągły na całej długości kołnierzy.

Obecnie nie ma prac opisujących wpływ rozstawu  $w$  oraz średnicy zgrzein  $d$  na średnią siłę zginiatania  $F_m$  profili omegowych, dlatego postanowiono określić wpływ tychże parametrów na wielkość  $F_m$ . Wykonano w tym celu belki cienkościenne o przekrojach podobnych jak w pracach [117, 118], jednak zwiększono zakres badań o dodatkowy rozstaw  $w$ , średnice zgrzein  $d$ , grubość blach  $t$  i materiał. Ze względu na zaobserwowaną w przemyśle tendencję do stosowania stali o zwiększonej wytrzymałości w kontrolowanych strefach zginiotu, oprócz konwencjonalnej stali DC01, zastosowano również stale superwytrzymałe Docol 600 (DP600) i Docol 800 (DP800).

Przyjęto następujący opis belek cienkościennych:

DH (ang. *double-hat*) – profile dwuomegowe (podwójny kapelusz),

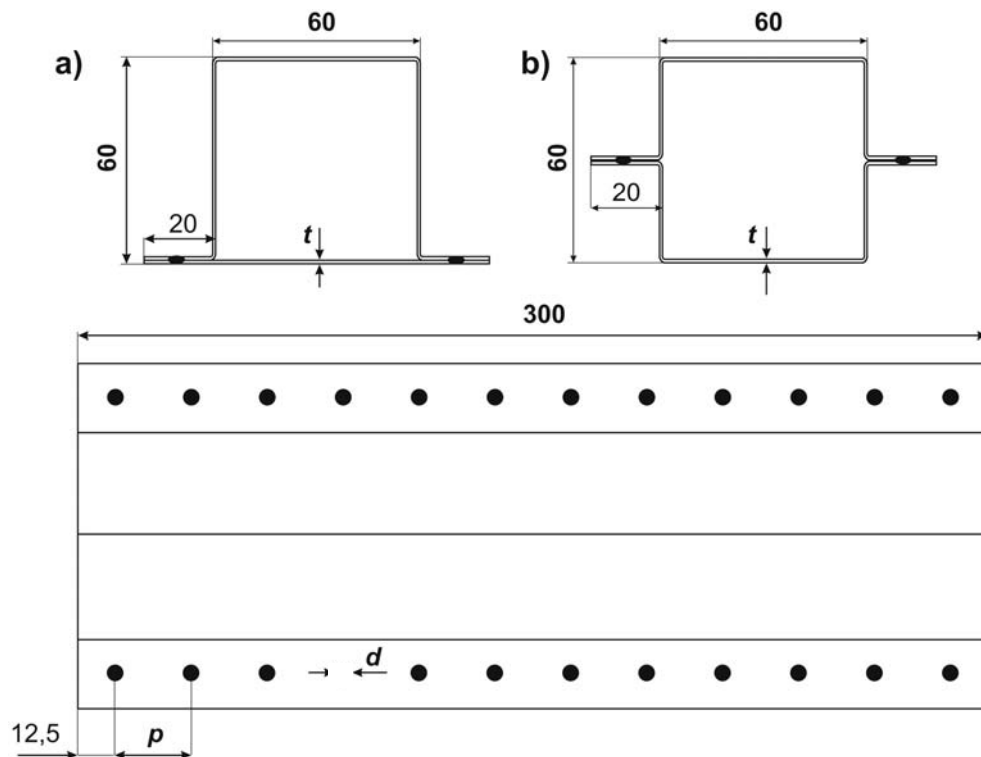
TH (ang. *top-hat*) – profile jednoomegowe (pojedynczy kapelusz),

DH\_DC01\_080×25×4 – podwójna omega, stal DC01, grubość blachy  $t = 0,8$  mm, rozstaw zgrzein  $w = 25$  mm, średnica zgrzein  $d = 4$  mm.

TH\_DP600\_100×25×8 – pojedyncza omega, stal DP600, grubość blachy  $t = 1,0$  mm, rozstaw zgrzein  $w = 25$  mm, średnica zgrzein  $d = 8$  mm.

## 4.2. PODSTAWOWE WYMIARY BELEK CIENKOŚCIENNYCH

W Zakładzie Spawalnictwa Politechniki Wrocławskiej wykonano 288 belek cienkościennych zgodnie z wymiarami przedstawionymi na rysunku 63.



Rys. 63. Podstawowe wymiary profili o przekroju: a) pojedynczej omegi, b) podwójnej omegi ze zgrzeinami punktowymi, gdzie:  $t$  – grubość blachy,  $w$  – podziałka zgrzeiny,  $d$  – średnica zgrzeiny

Szczegółowe zestawienie wykorzystywanych w pracy belek cienkościennych opisano w tabelach 4 i 5.

Tabela 4. Belki cienkościenne o przekroju podwójnej omegi (DH)

Nazwa	Kształt	Materiał	Grubość $t$ , mm	Rozstaw $w$ , mm	Średnica $d$ , mm
DH DC01 080×25×4	DH	DC01	0,80	25	4
DH DC01 080×25×8	DH	DC01	0,80	25	8
DH DC01 080×50×4	DH	DC01	0,80	50	4
DH DC01 080×50×8	DH	DC01	0,80	50	8
DH DC01 100×25×4	DH	DC01	1,00	25	4
DH DC01 100×25×8	DH	DC01	1,00	25	8
DH DC01 100×50×4	DH	DC01	1,00	50	4
DH DC01 100×50×8	DH	DC01	1,00	50	8
DH DC01 125×25×4	DH	DC01	1,25	25	4

DH_DC01_125×25×8	DH	DC01	1,25	25	8
DH_DC01_125×50×4	DH	DC01	1,25	50	4
DH_DC01_125×50×8	DH	DC01	1,25	50	8
DH_DP600_080×25×4	DH	DP600	0,80	25	4
DH_DP600_080×25×8	DH	DP600	0,80	25	8
DH_DP600_080×50×4	DH	DP600	0,80	50	4
DH_DP600_080×50×8	DH	DP600	0,80	50	8
DH_DP600_100×25×4	DH	DP600	1,00	25	4
DH_DP600_100×25×8	DH	DP600	1,00	25	8
DH_DP600_100×50×4	DH	DP600	1,00	50	4
DH_DP600_100×50×8	DH	DP600	1,00	50	8
DH_DP600_125×25×4	DH	DP600	1,25	25	4
DH_DP600_125×25×8	DH	DP600	1,25	25	8
DH_DP600_125×50×4	DH	DP600	1,25	50	4
DH_DP600_125×50×8	DH	DP600	1,25	50	8
DH_DP800_080×25×4	DH	DP800	0,80	25	4
DH_DP800_080×25×8	DH	DP800	0,80	25	8
DH_DP800_080×50×4	DH	DP800	0,80	50	4
DH_DP800_080×50×8	DH	DP800	0,80	50	8
DH_DP800_100×25×4	DH	DP800	1,00	25	4
DH_DP800_100×25×8	DH	DP800	1,00	25	8
DH_DP800_100×50×4	DH	DP800	1,00	50	4
DH_DP800_100×50×8	DH	DP800	1,00	50	8
DH_DP800_125×25×4	DH	DP800	1,25	25	4
DH_DP800_125×25×8	DH	DP800	1,25	25	8
DH_DP800_125×50×4	DH	DP800	1,25	50	4
DH_DP800_125×50×8	DH	DP800	1,25	50	8

Tabela 5. Belki cienkościenne o przekroju pojedynczej omegi (TH)

Nazwa	Kształt	Materiał	Grubość <i>t</i> , [mm]	Rozstaw <i>w</i> , mm	Średnica <i>d</i> , mm
TH_DC01_080×25×4	TH	DC01	0,80	25	4
TH_DC01_080×25×8	TH	DC01	0,80	25	8
TH_DC01_080×50×4	TH	DC01	0,80	50	4
TH_DC01_080×50×8	TH	DC01	0,80	50	8
TH_DC01_100×25×4	TH	DC01	1,00	25	4
TH_DC01_100×25×8	TH	DC01	1,00	25	8
TH_DC01_100×50×4	TH	DC01	1,00	50	4
TH_DC01_100×50×8	TH	DC01	1,00	50	8
TH_DC01_125×25×4	TH	DC01	1,25	25	4
TH_DC01_125×25×8	TH	DC01	1,25	25	8
TH_DC01_125×50×4	TH	DC01	1,25	50	4
TH_DC01_125×50×8	TH	DC01	1,25	50	8
TH_DP600_080×25×4	TH	DP600	0,80	25	4

cd. tab. 5

TH_DP600_080×25×8	TH	DP600	0,80	25	8
TH_DP600_080×50×4	TH	DP600	0,80	50	4
TH_DP600_080×50×8	TH	DP600	0,80	50	8
TH_DP600_100×25×4	TH	DP600	1,00	25	4
TH_DP600_100×25×8	TH	DP600	1,00	25	8
TH_DP600_100×50×4	TH	DP600	1,00	50	4
TH_DP600_100×50×8	TH	DP600	1,00	50	8
TH_DP600_125×25×4	TH	DP600	1,25	25	4
TH_DP600_125×25×8	TH	DP600	1,25	25	8
TH_DP600_125×50×4	TH	DP600	1,25	50	4
TH_DP600_125×50×8	TH	DP600	1,25	50	8
TH_DP800_080×25×4	TH	DP800	0,80	25	4
TH_DP800_080×25×8	TH	DP800	0,80	25	8
TH_DP800_080×50×4	TH	DP800	0,80	50	4
TH_DP800_080×50×8	TH	DP800	0,80	50	8
TH_DP800_100×25×4	TH	DP800	1,00	25	4
TH_DP800_100×25×8	TH	DP800	1,00	25	8
TH_DP800_100×50×4	TH	DP800	1,00	50	4
TH_DP800_100×50×8	TH	DP800	1,00	50	8
TH_DP800_125×25×4	TH	DP800	1,25	25	4
TH_DP800_125×25×8	TH	DP800	1,25	25	8
TH_DP800_125×50×4	TH	DP800	1,25	50	4
TH_DP800_125×50×8	TH	DP800	1,25	50	8

### 4.3. INICJATOR ZGNIOTU I MOCOWANIE PROFILI

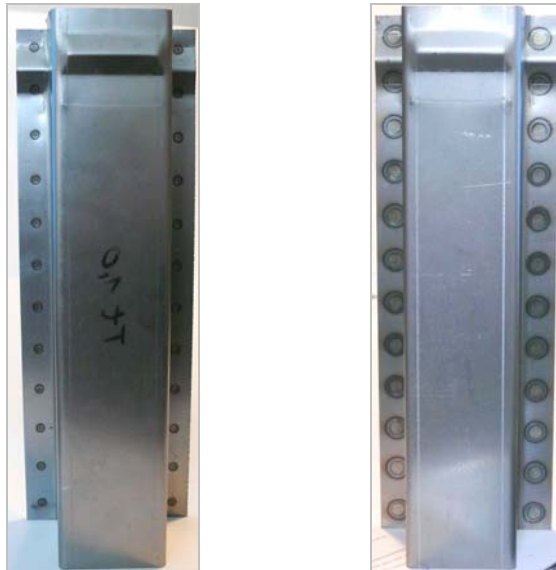
W celu zabezpieczenia zgniatanych podłużnic przed globalnym wyboczeniem wprowadzono lokalne przetłoczenia (rys. 64) oraz wykonano podstawę mocującą (rys. 65).

Podłużnice samochodowe, wykonane ze stali DC01, ścisano na maszynie wytrzymałościowej typu INSTRON, o maksymalnym zakresie pomiarowym równym 100 kN, w Zakładzie Inżynierii Procesów Kształtowania Plastycznego Politechniki Wrocławskiej. Zgniatanie profili cienkościennych (rys. 66), wykonanych ze stali DP600 i stali DP800, przeprowadzono natomiast w Zakładzie Wytrzymałości Materiałów Politechniki Wrocławskiej na maszynie wytrzymałościowej typu INSTRON, o maksymalnej sile zgniatania 250 kN.

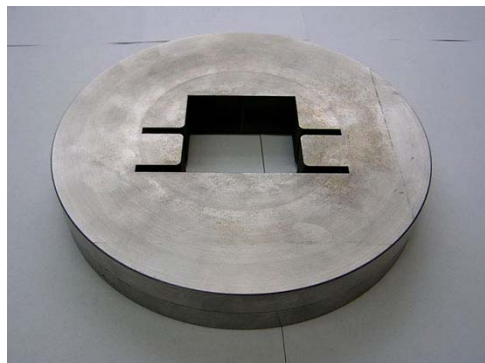
a)



b)



Rys. 64. Belki z wykonanymi inicjatorami zgniotu: a) podwójna omega, b) pojedyncza omega



Rys. 65. Podstawa mocująca badane profile



Rys. 66. Próbką przygotowana do ściskania  
w Zakładzie Wytrzymałości Materiałów Politechniki Wrocławskiej

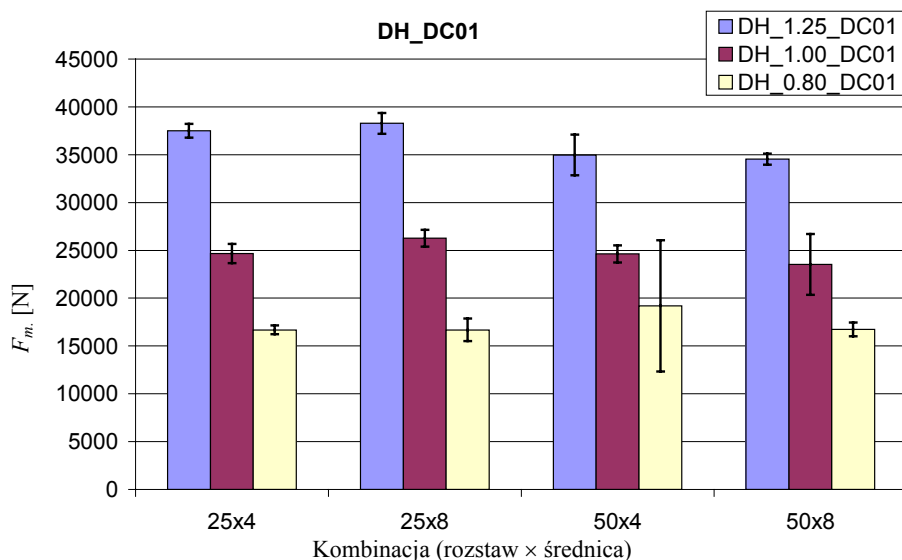
## 4.4. ŚCISKANIE PROFILI O PRZEKROJU JEDNO- I DWUOMEGOWYM

Uśrednione wartości energii  $E_a$ , siły średniej  $F_m$  i skrócenia  $\delta$  uzyskanych z badań eksperymentalnych umieszczono w tabeli 6.

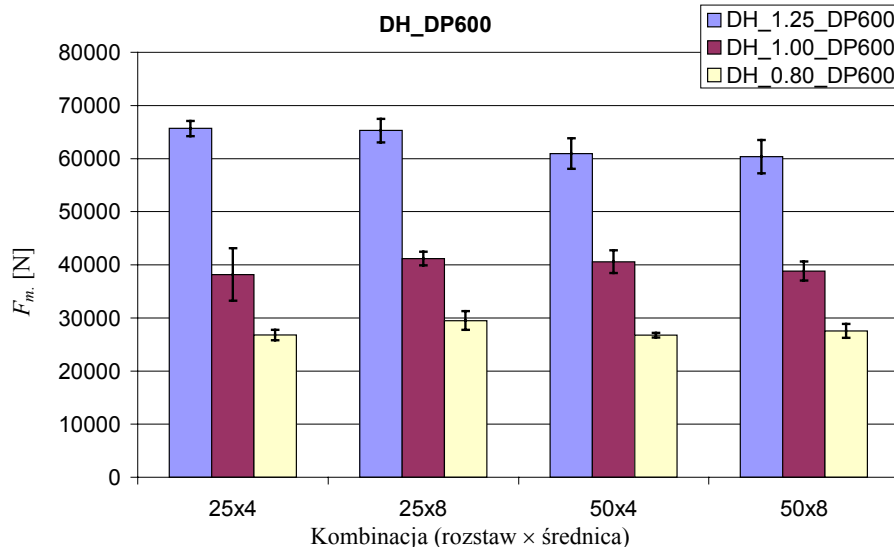
Tabela 6. Średnie wartości  $E_a$ ,  $F_m$  i  $\delta$  otrzymane ze zgniatania belek cienkościennych o kształcie podwójnej omegi (DH) i pojedynczej omegi (TH)

Nazwa	$E_a$	$F_m$	$\delta$	Nazwa	$E_a$	$F_m$	$\delta$
	J	N	mm		J	N	mm
DH_DC01_080×25×4	2067	16689	124	TH_DC01_080×25×4	1614	9412	171
DH_DC01_080×25×8	2971	16694	178	TH_DC01_080×25×8	1521	9247	164
DH_DC01_080×50×4	2859	19196	149	TH_DC01_080×50×4	1663	9226	180
DH_DC01_080×50×8	2756	16731	165	TH_DC01_080×50×8	1606	8864	181
DH_DC01_100×25×4	4416	24666	179	TH_DC01_100×25×4	2196	13994	157
DH_DC01_100×25×8	4431	26272	169	TH_DC01_100×25×8	2384	14563	164
DH_DC01_100×50×4	4388	24625	178	TH_DC01_100×50×4	2262	12977	174
DH_DC01_100×50×8	3999	23543	170	TH_DC01_100×50×8	2434	13691	178
DH_DC01_125×25×4	6465	37505	172	TH_DC01_125×25×4	3538	20228	175
DH_DC01_125×25×8	6587	38290	172	TH_DC01_125×25×8	3653	21536	170
DH_DC01_125×50×4	6254	34977	179	TH_DC01_125×50×4	3343	19005	176
DH_DC01_125×50×8	5858	34540	170	TH_DC01_125×50×8	3525	19172	184
DH_DP600_080×25×4	2577	26787	96	TH_DP600_080×25×4	2690	17172	157
DH_DP600_080×25×8	3066	29504	104	TH_DP600_080×25×8	2701	17223	157
DH_DP600_080×50×4	2527	26722	95	TH_DP600_080×50×4	2626	15905	165
DH_DP600_080×50×8	2849	27551	103	TH_DP600_080×50×8	2311	16166	143
DH_DP600_100×25×4	5975	38167	157	TH_DP600_100×25×4	4200	24273	173
DH_DP600_100×25×8	6699	41173	163	TH_DP600_100×25×8	4604	26085	176
DH_DP600_100×50×4	7243	40576	179	TH_DP600_100×50×4	4424	23801	186
DH_DP600_100×50×8	6769	38821	174	TH_DP600_100×50×8	4179	22351	187
DH_DP600_125×25×4	11154	65659	170	TH_DP600_125×25×4	6669	36762	181
DH_DP600_125×25×8	10874	65278	167	TH_DP600_125×25×8	6862	42454	162
DH_DP600_125×50×4	10338	60939	170	TH_DP600_125×50×4	6621	35702	185
DH_DP600_125×50×8	9938	60345	165	TH_DP600_125×50×8	6163	34893	177
DH_DP800_080×25×4	3488	31288	111	TH_DP800_080×25×4	3303	19837	167
DH_DP800_080×25×8	2975	33393	89	TH_DP800_080×25×8	3113	19596	159
DH_DP800_080×50×4	3233	34096	95	TH_DP800_080×50×4	3574	19077	187
DH_DP800_080×50×8	3901	32298	121	TH_DP800_080×50×8	3273	18359	178
DH_DP800_100×25×4	8156	52151	156	TH_DP800_100×25×4	5307	29318	181
DH_DP800_100×25×8	9034	53259	170	TH_DP800_100×25×8	5086	27534	185
DH_DP800_100×50×4	9048	55797	162	TH_DP800_100×50×4	4490	24941	180
DH_DP800_100×50×8	9046	53802	168	TH_DP800_100×50×8	5373	28768	187
DH_DP800_125×25×4	12692	76705	165	TH_DP800_125×25×4	7490	43597	172
DH_DP800_125×25×8	12664	76908	165	TH_DP800_125×25×8	7671	45042	170
DH_DP800_125×50×4	12614	73227	172	TH_DP800_125×50×4	7849	43323	181
DH_DP800_125×50×8	12291	72247	170	TH_DP800_125×50×8	7848	42704	184

Na podstawie wyników otrzymanych z eksperymentu wyznaczono średnie wartości parametrów badanych ( $E_a$ ,  $F_m$  i  $\delta$ ). Uzyskane wartości średniej siły zgniatania poddano analizie wariancji, odchylenia standardowe wyznaczono natomiast na podstawie rozkładu  $t$  Studenta w przedziale ufności z prawdopodobieństwem równym 95% (rys. 67–72).

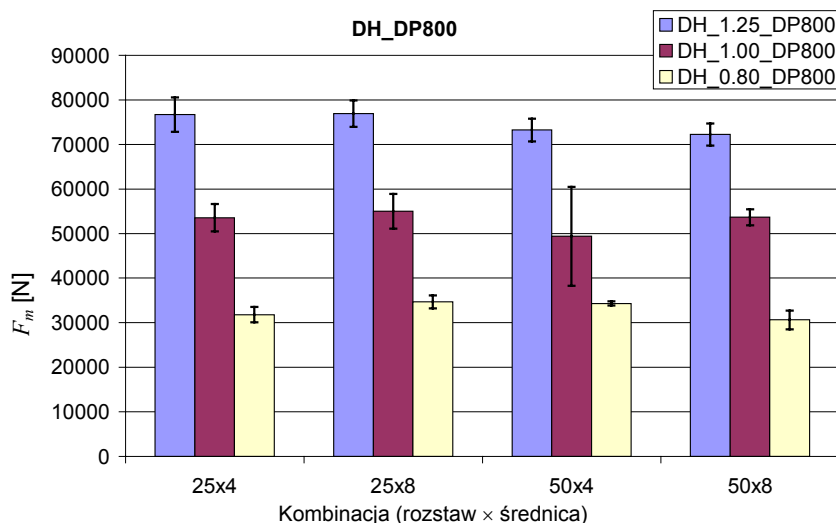


Rys. 67. Wpływ grubości blachy DC01 na średnią siłę zgniatania profili DH



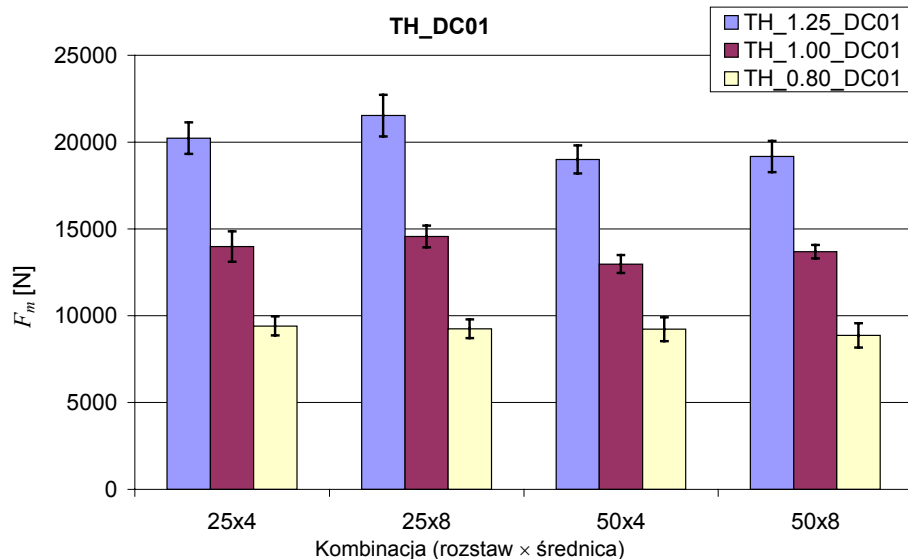
Rys. 68. Wpływ grubości blachy DP600 na średnią siłę zgniatania profili DH





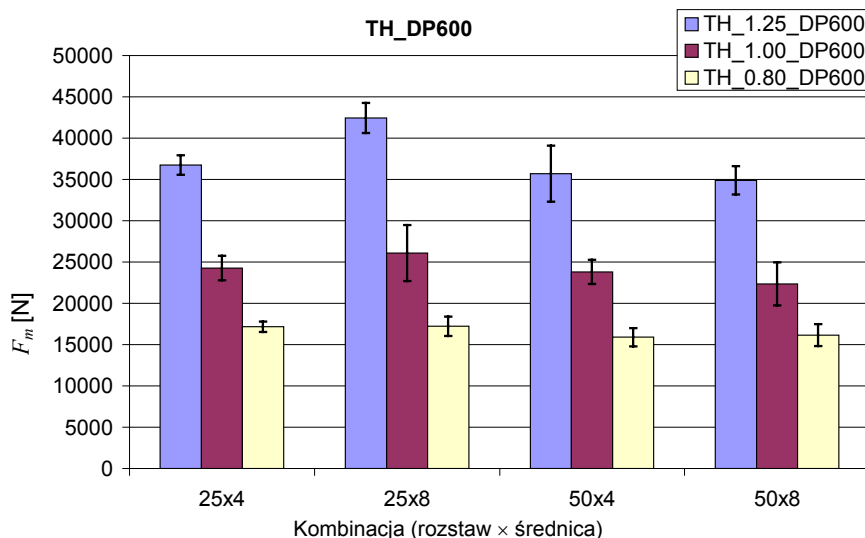
Rys. 69. Wpływ grubości blachy DP800 na średnią siłę zgniatania profili DH

Opracowanie wyników eksperymentu, dotyczące profili o przekroju podwójnej omegi, pozwoliło dostrzec proporcjonalną zależność średniej siły zgniatania od grubości zastosowanych blach  $t$  (rys. 67–69). Na podstawie uzyskanych rezultatów nie wskazano jednak bezpośredniej zależności średniej siły zgniatania  $F_m$  od rozstawu  $w$  i średnicy zgrzeiny  $d$ .

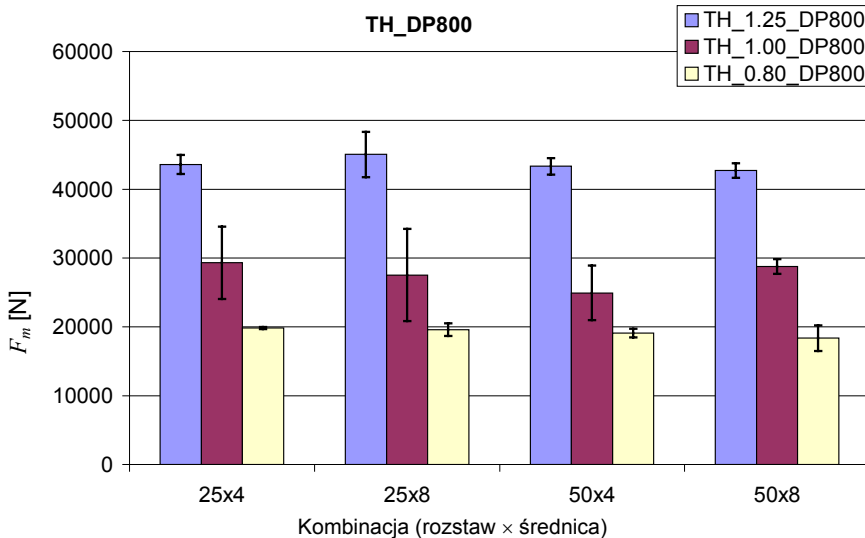


Rys. 70. Wpływ grubości blachy DC01 na średnią siłę zgniatania profili TH

W odniesieniu do profili jednoomegowych (podobnie jak w przypadku belek DH) wyznaczono średnie wartości pochłanianej energii  $E_a$ , siły średniej  $F_m$  i skrócenia  $\delta$ . Uzyskane wartości średniej siły zgniatania poddano analizie wariancji, odchylenie standardowe wyznaczono natomiast na podstawie rozkładu  $t$  Studenta w przedziale ufności z prawdopodobieństwem równym 95% (rys. 70–72).



Rys. 71. Wpływ grubości blachy DP600 na średnią siłę zgniatania profili TH

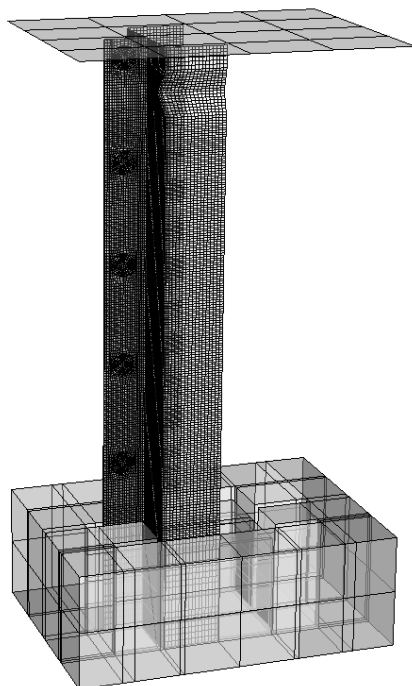


Rys. 72. Wpływ grubości blachy DP800 na średnią siłę zgniatania profili TH

We wszystkich zbadanych próbkach stwierdzono wprost proporcjonalną zależność  $F_m$  od grubości blachy  $t$ , niezależnie od zastosowanych materiałów, rozstawu  $w$  i średnicy zgrzein  $d$ . Na podstawie otrzymanych wyników nie można jednoznacznie stwierdzić, jaka jest zależność średniej siły zgniatania  $F_m$  od średnicy  $d$  i rozstawu zgrzein  $w$ . Analiza statystyczna, na podstawie której oszacowano wpływ grubości blach  $t$ , średnicy zgrzeiny  $d$  i podziałki  $w$  na średnią siłę zgniatania  $F_m$  została przeprowadzona w rozdziale 7.

## 5. ANALIZA NUMERYCZNA

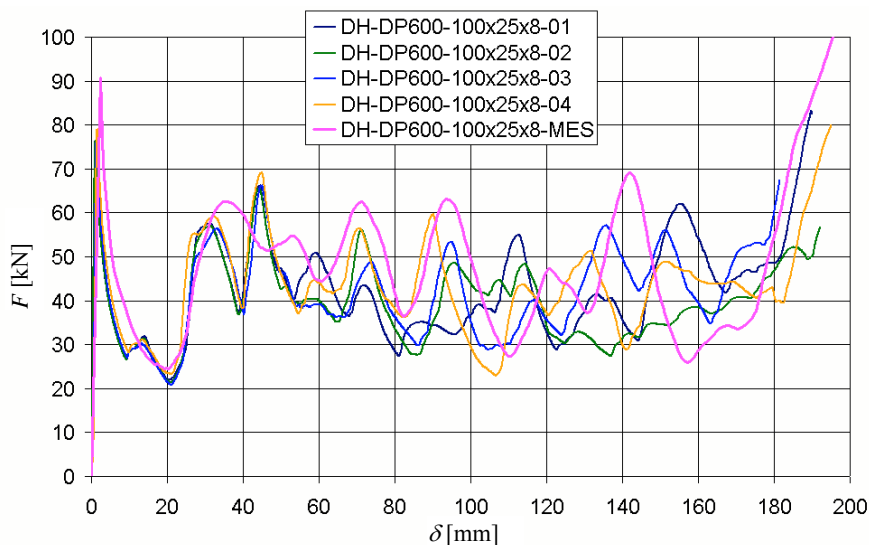
W rozdziale 8 przedstawiono wyniki badań, na podstawie których opisano wpływ zadanych parametrów ( $t$ ,  $d$  i  $w$ ) na wartość średniej siły zgniatania  $F_m$ . Przez osiągnięte rezultaty nie wskazano bezpośrednio na zależność lub jej brak pomiędzy wartością  $F_m$  oraz parametrami  $t$ ,  $d$  i  $w$ , rozszerzono zakres badań, wykonując symulacje numerycznego zgniatania podłużnic cienkościennych, z zastosowaniem systemu ABAQUS/Explicit [1]. Utworzono model dyskretny belki cienkościennej, będący odzwierciedleniem połowy modelu rzeczywistego (rys. 73), gdzie zastosowano elementy powłokowe czterowęzłowe S4R ze zredukowanym całkowaniem o przybliżonej wielkości równej 1,5 mm.



Rys. 73. Model dyskretny zgniatanego profilu cienkościennego

Profil umieszczono w podstawie mocującej zamodelowanej elementami sztywnymi typu R3D4, natomiast górną część dźwigara cienkościennego ściskano płytą nieodkształcalną również zdefiniowaną za pomocą elementów R3D4.

Przeprowadzono analizę quasi-statycznego zgniatania kodem Explicite, skalując masę modelu, dzięki czemu znacznie skrócono czas przeprowadzonych analiz numerycznych. Za wyznacznik poprawności przyjęto przebieg siły zgniatania  $F$  w funkcji skrócenia belki  $\delta$  – porównywano charakterystyki otrzymane z badań numerycznych z przebiegami eksperymentalnymi (rys. 74).

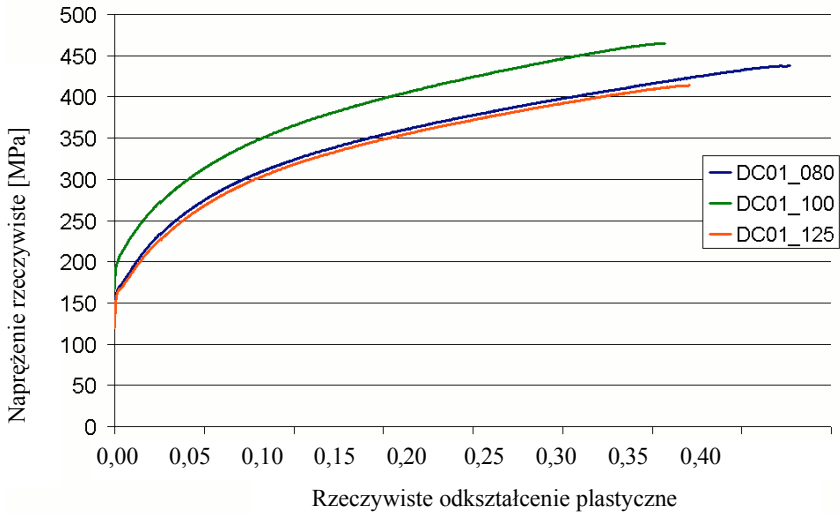


Rys. 74. Przykładowe przebiegi eksperymentalne średniej siły zgniatania  $F$  w funkcji skrócenia  $\delta$  porównane z wynikami z symulacji numerycznej MES

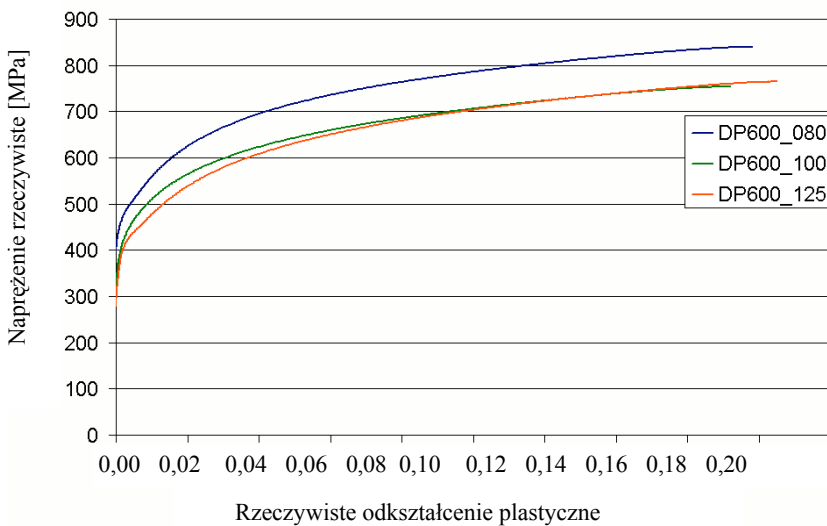
## 5.1. MODEL MATERIAŁU

Podczas analizy numerycznej należy zwrócić szczególną uwagę nie tylko na dokładne odwzorowanie geometrii, ale również na precyzyjne opisanie właściwości materiału [105, 106]. W symulacjach komputerowych ściskanych dźwigarów cienkościennych zastosowano statyczny sprężysto-plastyczny model materiału, którego parametry określono na podstawie prób wytrzymałościowych (przedstawionych rozdziale 10). Właściwości sprężyste materiałów opisano modułem Younga  $E = 210\,000\text{ MPa}$  oraz współczynnikiem Poissona  $\nu = 0,29$ . Zakres plastyczny charak-

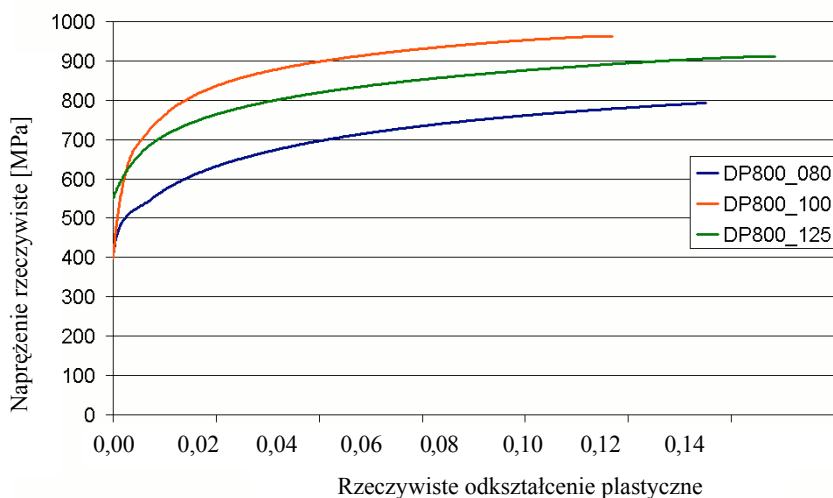
terystyk wytrzymałościowych stali DC01, DP600 i DP800 określono w systemie ABAQUS/Explicite, jak na rysunkach 75–77.



Rys. 75. Zakresy plastyczne charakterystyk materiałowych stali DC01 w systemie ABAQUS dla trzech grubości blach:  $t = 0,80$  mm,  $t = 1,00$  mm,  $t = 1,25$  mm



Rys. 76. Zakresy plastyczne charakterystyk materiałowych stali DP600 w systemie ABAQUS dla trzech grubości blach:  $t = 0,80$  mm,  $t = 1,00$  mm,  $t = 1,25$  mm



Rys. 77. Zakresy plastyczne charakterystyk materiałowych stali DP800 w systemie ABAQUS dla trzech grubości blach:  $t = 0,80$  mm,  $t = 1,00$  mm,  $t = 1,25$  mm

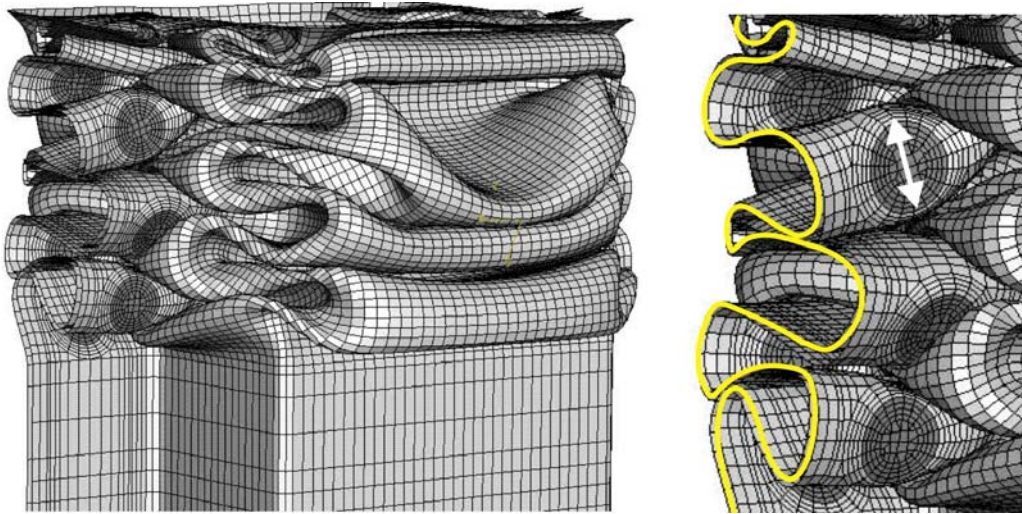
Ze względu na dużą wrażliwość stosowanych stali na prędkość odkształcania, w symulacjach numerycznych nie uwzględniono wpływu prędkości quasi-statycznego ściskania na umocnienie zastosowanych materiałów.

## 5.2. MODEL ZGRZEINY

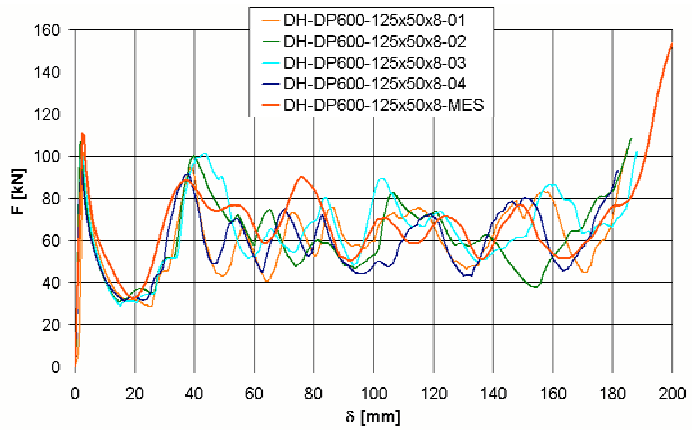
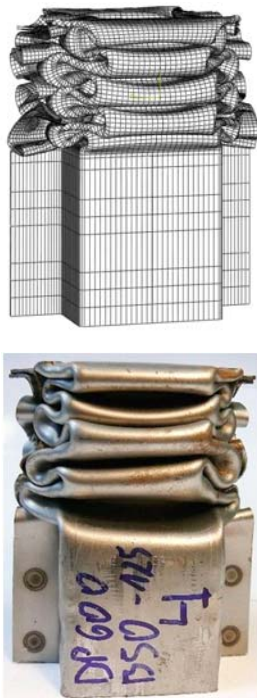
Model zgrzeiny punktowej stosowany w symulacjach numerycznych zgniatania profili omegowych w istotny sposób wpływa na sztywność konstrukcji, deformację oraz może decydować o wartości średniej siły zgniatania (zagadnienie to jest analizowane w niniejszej pracy).

Uprozczone modele zastępcze zgrzeiny punktowej opisane w rozdziale 3.2 są proste oraz nie zwiększają w sposób istotny czasu obliczeń. Wykorzystanie ich w symulacjach numerycznych ściskania belek cienkościennych nie pozwala jednak na uzyskanie postaci deformacji podobnej do rzeczywistej.

Podczas badań doświadczalnych otwieranie zgrzewanych profili, a w rezultacie zerwanie materiału rodzimego wokół zgrzeiny punktowej, występowało bardzo rzadko (zaledwie w kilku na 288 próbek), a zatem w symulacjach numerycznych założono trwałe połączenie powierzchni kołnierzy w obszarze występowania zgrzeiny punktowej. Rozwiązanie to pozwoliło osiągnąć wymaganą postać deformacji belek cienkościennych oraz sztywność wokół łączonego obszaru (rys. 78), wpływającą na przebieg charakterystyki zgniatania (rys. 79–81)

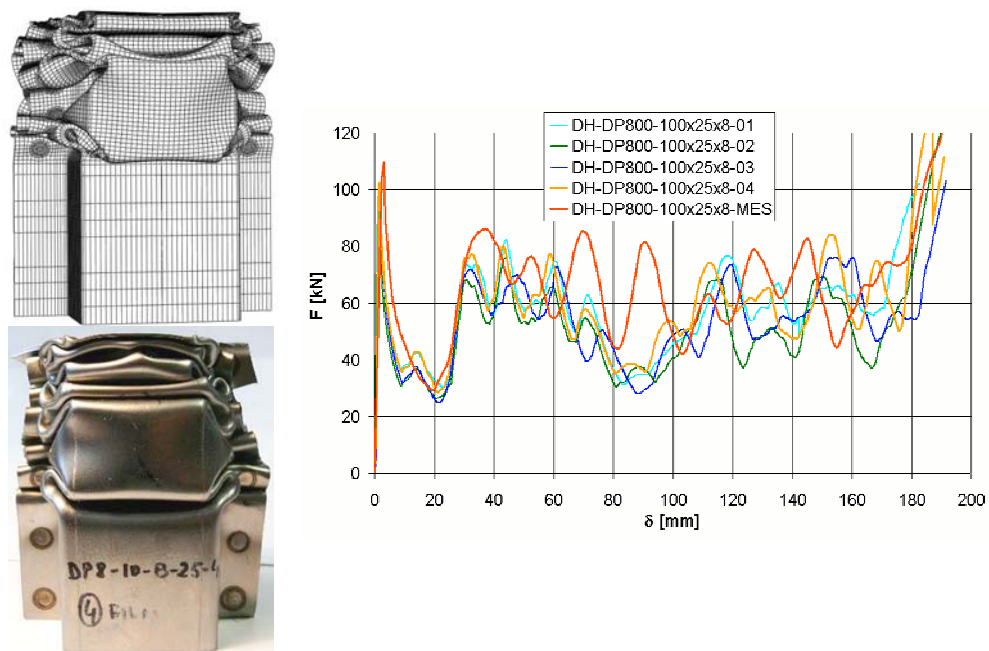


Rys. 78. Model zgrzeiny punktowej zastosowany w obliczeniach numerycznych

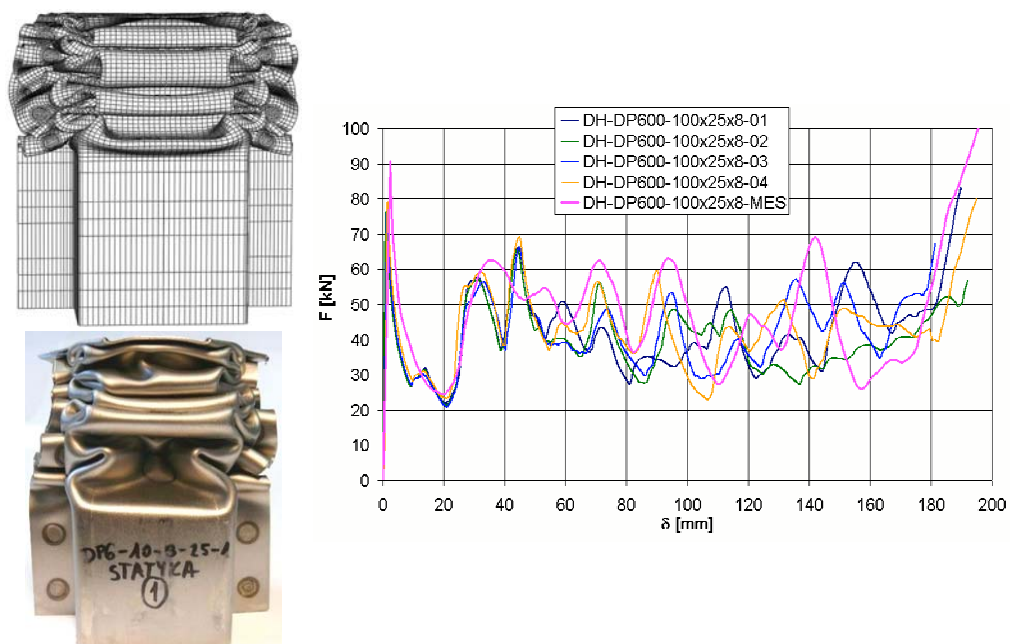


Rys. 79. Porównanie postaci deformacji i charakterystyk zgniatania w przypadku belek DH\_DP600-125×50×8





Rys. 80. Porównanie postaci deformacji i charakterystyk zginatania w odniesieniu do belek DH\_DP800-100x25x8



Rys. 81. Porównanie postaci deformacji i charakterystyk zginatania w przypadku belek DH\_DP600-100x25x8

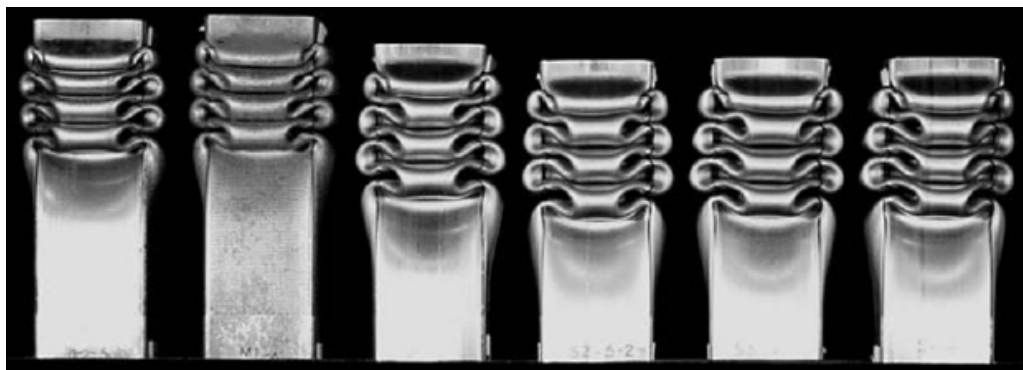
W wyniku przeprowadzonych symulacji numerycznych MES i badań doświadczalnych, otrzymano bardzo podobną końcową postać zgniotu profili (rys. 79–81). Porównując deformacje różnych materiałów, grubość blachy  $t$ , średnicę  $d$  i rozstaw zgrzein  $w$ , można stwierdzić, że model dyskretny zginiatanych belek cienkościennych, model materiału oraz zgrzeiny punktowej został określony poprawnie. Podobne wnioski można sformułować analizując charakterystyki zginiatania siła  $F$  – skrócenie  $\delta$ . Zarówno siła maksymalna  $F_{\max}$ , skrócenie całkowite  $\delta$ , jak i przebieg charakterystyk  $F = f(\delta)$  są zgodne z wynikami badań rzeczywistych.

## 6. ANALIZA PROCESU ZGNIATANIA PROFILI CIENKOŚCIENNYCH

### 6.1. ZGNIATANIE BELEK CIENKOŚCIENNYCH ZE ZGRZEINĄ CIĄGLĄ

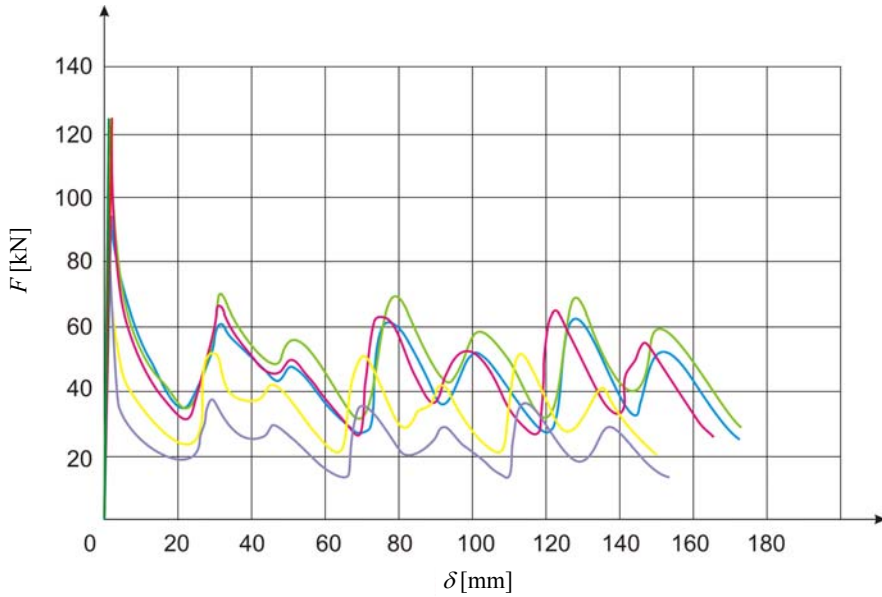
Tematyka niniejszej pracy dotyczy cienkościennych belek kapeluszowych ze zgrzeinami punktowymi, w praktyce nie spotyka się belek omegowych połączonych zgrzeiną ciągłą. Rozważania na temat podłużnic łączonych na całej długości odnoszą się do profili cienkościennych o przekroju kwadratowym.

W większości prac [58–66], dotyczących tematyki pochłaniania energii przez belki cienkościenne, opisuje się deformację profilu w sposób uproszczony, sprowadzając ją do powtarzalnego mechanizmu składania sztywnych płatów powierzchniowych wokół stacjonarnych przegubów plastycznych, w których następuje całkowita dysypacja energii. Obszar, w którym pojawi się na skutek ściskania pierwsza lokalna utrata stateczności (lokalne wyboczenie), zależy przede wszystkim od dokładności wykonania belki, lokalnych imperfekcji oraz mocowania profilu w maszynie ściskającej.

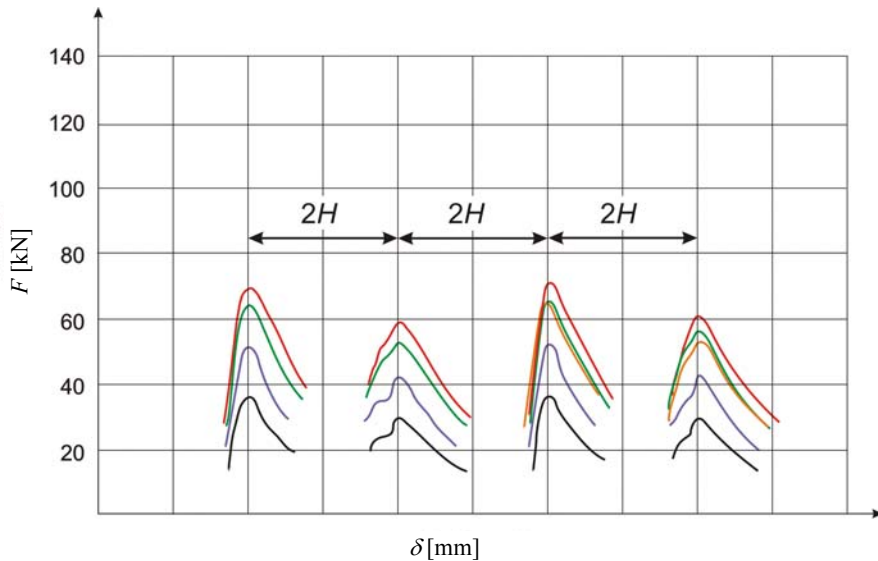


Rys. 82. Jednostajne postacie zgiętu profili kwadratowych [25]

W profilach o przekroju kwadratowym, gdzie ciągłość połączenia zachowana jest na całej długości, deformacja odbywa się w sposób jednostajny (rys. 82), a charakterystyka zgniatania ma postać powtarzalną (rys. 83 i 84).



Rys. 83. Charakterystyka zgniatania stalowej kolumny kwadratowej [25]



Rys. 84. Charakterystyka zgniatania kolumny kwadratowej o długości fali plastycznej  $2H$  [25]

Niezienna odległość (rys. 92), występująca pomiędzy lokalnymi maksimumi charakterystyki zgniatania, jest odpowiednia do długości fali plastycznej  $2H$ . Proces zgniatania nie jest w żaden sposób zaburzany (brak lokalnych przeszywnień w postaci zgrzein punktowych, brak zakłóceń w postaci nieciągłości, czy lokalnych deformacji), w wyniku czego przy każdym kolejno tworzonym przegubie plastycznym siła  $F$  narasta do lokalnego maksimum  $F_i$ , proces zgniatania jest progresywny, a końcowa postać zgniotu ma kształt regularny, z kolei wszystkie powstałe fale plastyczne mają jednakową długość  $2H$ .

Zgodnie z teorią sztywnych płytów powierzchniowych [4, 5, 7, 11, 121] można powiedzieć, że deformacja idealnej belki cienkościennej odbywa się zawsze na dwa sposoby:

- jedna ściana składa się zawsze do środka, druga natomiast składa się na zewnątrz, co określa się mianem deformacji asymetrycznej,
- obie ściany składają się do środka lub na zewnątrz – występuje wówczas deformacja symetryczna.

Składanie kolumny odbywa się na zasadzie „zamykania” kolejnych fal plastycznych, które powstają jedna po drugiej, aż do całkowitego „złożenia” kolumny [9].

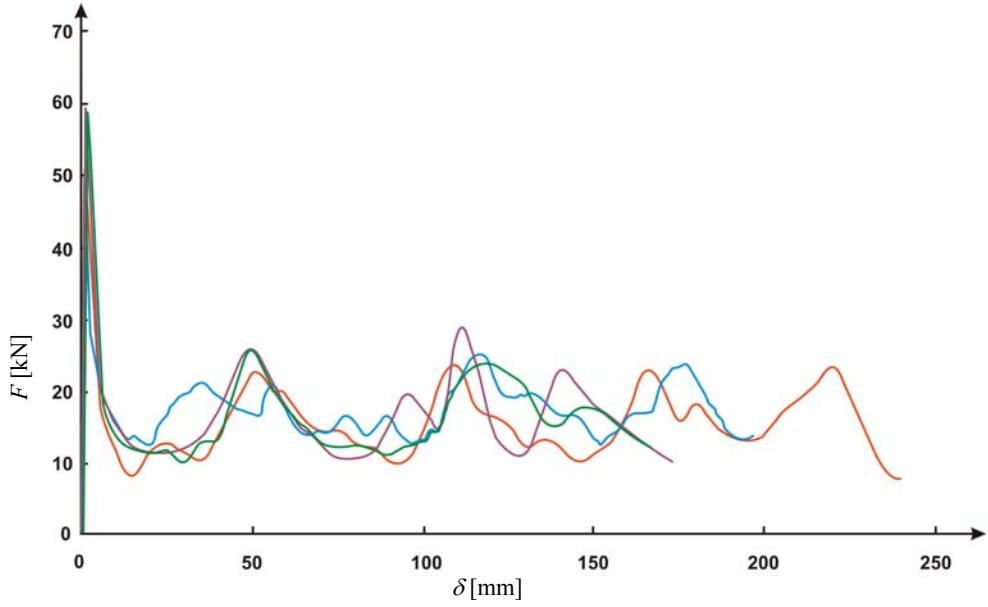
Deformacja cienkościennych kolumn metalowych ze zgrzeiną ciągłą zależy zatem od warunków brzegowych oraz geometrii. Właściwości wytrzymałościowe materiału nie wpływają znacząco na deformację profilu. Duże deformacje są związane ze ścisaniem belek cienkościennych, łączy się to z występowaniem lokalnych przegubów plastycznych – miejsc całkowitej dysypacji energii [117, 118].

## 6.2. ZGNIATANIE PROFILI OMEGOWYCH POŁĄCZONYCH ZGRZEINAMI PUNKTOWYMI

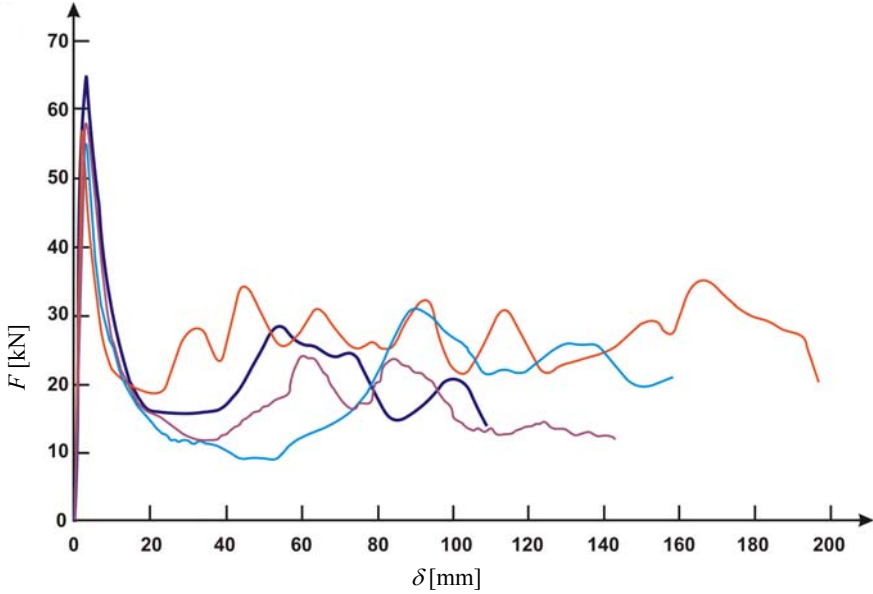
Charakterystyki zgniatania załączone do pozycji literaturowej [118], będącej kontynuacją pracy [117], przedstawiono na rysunku 85. Zgodnie z [117] średnią siłą zgniatania idealnych profili kapeluszowych ze zgrzeinami punktowymi o przekroju pojedynczej omegi jest określana równaniem (42), natomiast dla przekroju podwójnej omegi równaniem (53).

Mimo że autorzy w swoich rozważaniach nie uwzględnili wpływu zgrzein punktowych na proces zgniatania profili, przedstawione przez nich charakterystyki  $F=f(\delta)$  mają przebieg nieregularny, co wyraźnie wskazuje na duży wpływ sztywnych połączeń punktowych na rozkład lokalnych maksimumów  $F_i$ .

a)



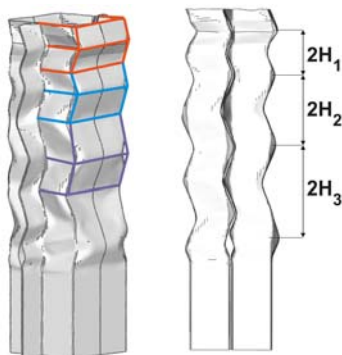
b)



Rys. 85. Charakterystyki zgniatania kolumn kapeluszowych:  
 a) o przekroju pojedynczej omegi, b) o przekroju podwójnej omegi [118]

### 6.2.1. ZGNIATANIE DŹWIGARÓW CIENKOŚCIENNYCH O PRZEKROJU PODWÓJNEJ OMEGI DH

Zmienna odległość pomiędzy lokalnymi maksimami (rys. 85b) jest odzwierciedleniem zmiennej długości fali plastycznej  $2H_i$  (rys. 86).



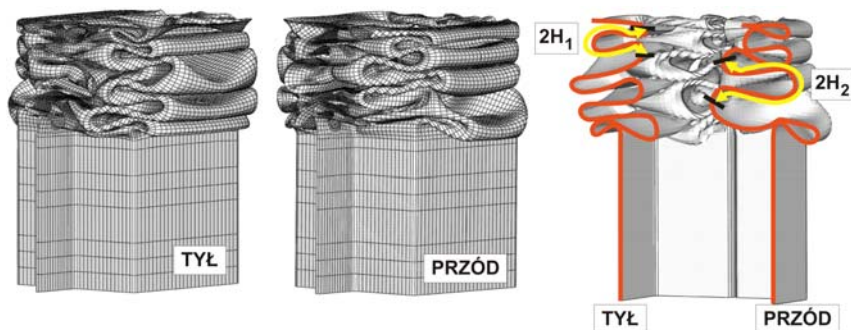
Rys. 86. Zmienna długość fali plastycznej w zdeformowanej kolumnie dwuomegowej ze zgrzeinami punktowymi

Wynikiem takiego stanu może być lokalne przeszywnienie kołnierzy, ich otwieranie, a następnie wyrywanie zgrzeiny punktowej z materiału rodzimego (rys. 87), na skutek znacznego wzrostu sił krzyżowych w porównaniu z siłami ścinającymi.

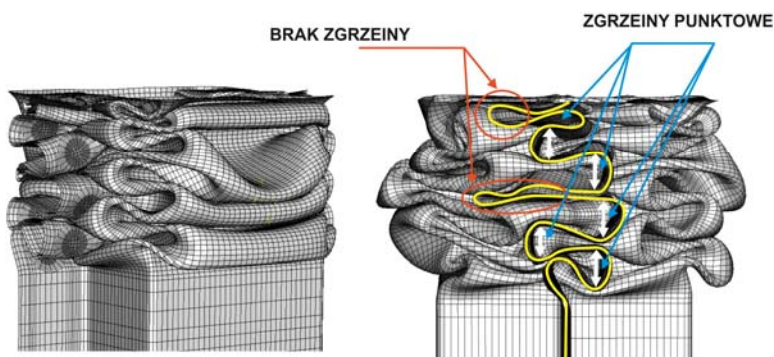


Rys. 87. Rozerwanie połączonych kołnierzy na skutek niewłaściwego doboru rozstawu zgrzein [98]

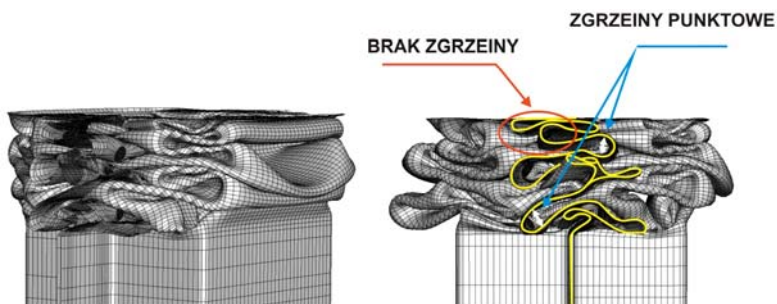
W wyniku przeprowadzonych badań eksperymentalnych ściskania profili o przekroju podwójnej omegi nie uzyskano jednej reprezentatywnej końcowej postaci deformacji. Spośród ok. 130 przebadanych próbek typu DH (podwójny kapelusz) nie otrzymano ani jednej podobnej postaci zgniotu w ramach jednej serii kombinacji.



Rys. 88. Zróżnicowana długość fal plastycznych w zgniatanej belce cienkościennej dwuosiowej DH\_DP600\_125x25x04



Rys. 89. Zaburzona deformacja profilu DH spowodowana wystąpieniem zgrzeiny punktowej o średnicy  $d = 8$  mm (DH\_DP800\_125x25x8)

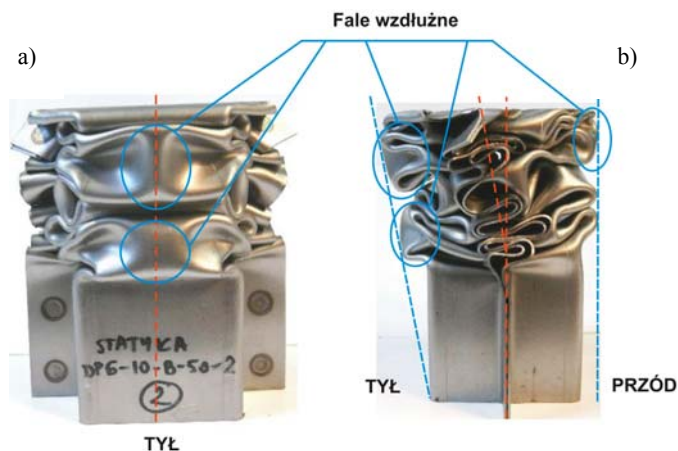


Rys. 90. Zaburzona deformacja profilu DH spowodowana wystąpieniem zgrzeiny punktowej o średnicy  $d = 4$  mm (DH\_DP800\_125x25x4)

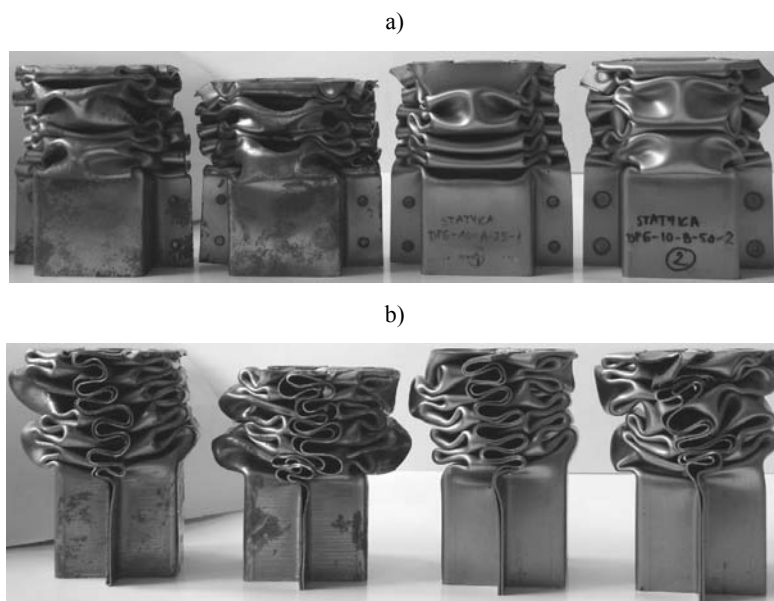
Równanie (53), opisujące średnią siłę ściskania profili dwuosiowych ze zgrzeinami punktowymi, oparto na założeniach wykorzystujących model materiału sztywno-idealnie-plastycznego, gdzie końcowa postać deformacji zależy od geometrii profilu i właściwości wytrzymałościowych materiału.



W wyniku przeprowadzonych badań eksperymentalnych i numerycznych zauważono bardzo wyraźny wpływ zgrzein punktowych na długość fali plastycznej (rys. 86). Zmienna długość fali  $2H_i$  w dużym stopniu zależała od rozstawu zgrzein punktowych  $w$ , a w mniejszym od ich średnicy  $d$ . Zgrzeiny punktowe wpłynęły na proces składania belki cienkościennej (nie był on regularny), ponieważ w miejscach, w których była zgrzeina, i mógł pojawić się przegub plastyczny, następowało lokalne przeszywnienie i przesunięcie przegubu, co skutkowało wydłużeniem fali plastycznej (rys. 88–90).



Rys. 91. DH\_DP600\_100x50x8: a) widok tylnej ściany, b) widok z boku



Rys. 92. Końcowa postać zgniotu belek cienkościennych – grubość blachy  $t = 1,0$  mm:  
a) widok z przodu, b) widok z boku

a)



b)



Rys. 93. Końcowa postać zgniotu belek cienkościennych – grubość blachy  $t = 1,25$  mm:  
a) widok z przodu, b) widok z boku

a)



b)



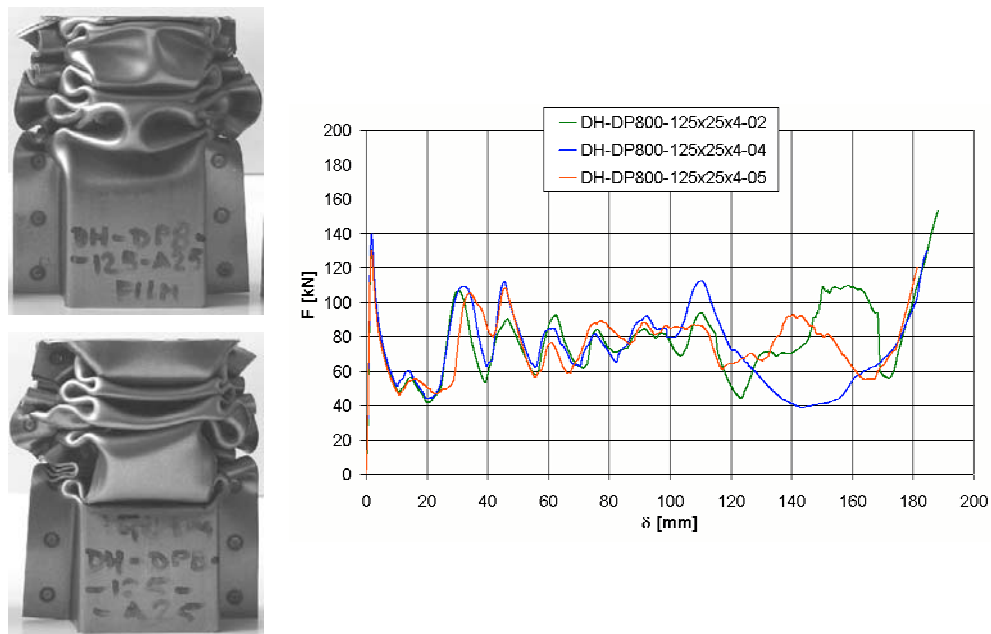
Rys. 94. Końcowa postać zgniotu belek cienkościennych – grubość blachy  $t = 0,8$  mm:  
a) widok z przodu, b) widok z boku

Na podstawie otrzymanych wyników można stwierdzić, że profile o grubości blachy  $t = 1,0$  mm i  $t = 1,25$  mm zginate były osiowo (niekiedy przy niewielkich odchyleniach od osi podłużnej), mimo zaburzeń regularnego zginięcia, spowodowane występowaniem zgrzein punktowych (rys. 91–101).

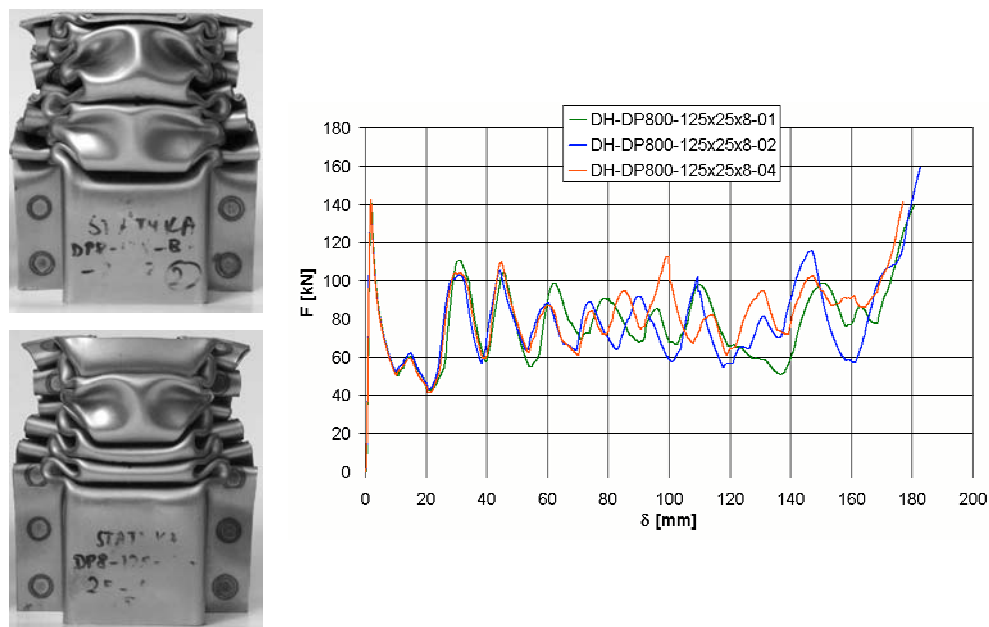
Postać zgięciu belek cienkościennych z najcieńszej blachy  $t = 0,8$  mm była najbardziej nieregularna (rys. 94), ze względu na małe wartości współczynników  $t/b$  reprezentujących przekroje *non-compact* (miejscowa wytrzymałość wyboczeniowa jest znacznie poniżej granicy plastyczności materiału).

Dwukrotne zwiększenie średnicy zgrzeiny z  $d = 4$  mm do  $d = 8$  mm w ramach jednej kombinacji (DH\_DP800\_125×25×d) w minimalnym stopniu wpłynęło na przebieg charakterystyki zginięcia profili oraz kształt powstających fal plastycznych (rys. 95 i 96).

Początkowy proces formowania fal plastycznych analizowanych podłużnie przebiegał bardzo podobnie w zakresie  $\delta = 0\text{--}60$  mm, dopiero po przekroczeniu  $\delta = 60$  mm charakterystyki obu profili różniły się, a profile deformowały się w odmienny sposób (na próbkach ze średnicą zgrzeiny  $d = 4$  mm na tylnej ścianie powstały fale poprzeczne, a na próbkach ze średnicą  $d = 8$  mm pojawiła się fala wzdłużna).



Rys. 95. Postać deformacji (obie strony profilu) i charakterystyki zginięcia w przypadku belek cienkościennych DH\_DP800\_125×25×4



Rys. 96. Postać deformacji (obie strony profilu) i charakterystyki zgniatania w przypadku belek cienkościennych DH\_DP800\_125x25x8

Na podstawie przeprowadzonych badań eksperymentalnych na profilach cienkościennych w ramach jednej serii (rys. 97) pokazano, że utworzenie trzech pierwszych fal plastycznych (poprzecznej i mieszanej złożonej z dwóch poprzecznych, połączonych wzdłużną fałdą) odbyło się we wszystkich profilach w sposób podobny, natomiast powstawanie dalszych przegubów było uwarunkowane lokalnymi zakłóceniami, co doprowadziło do uzyskania różnych postaci deformacji i zostało potwierdzone na charakterystyce ściskania (rys. 96).

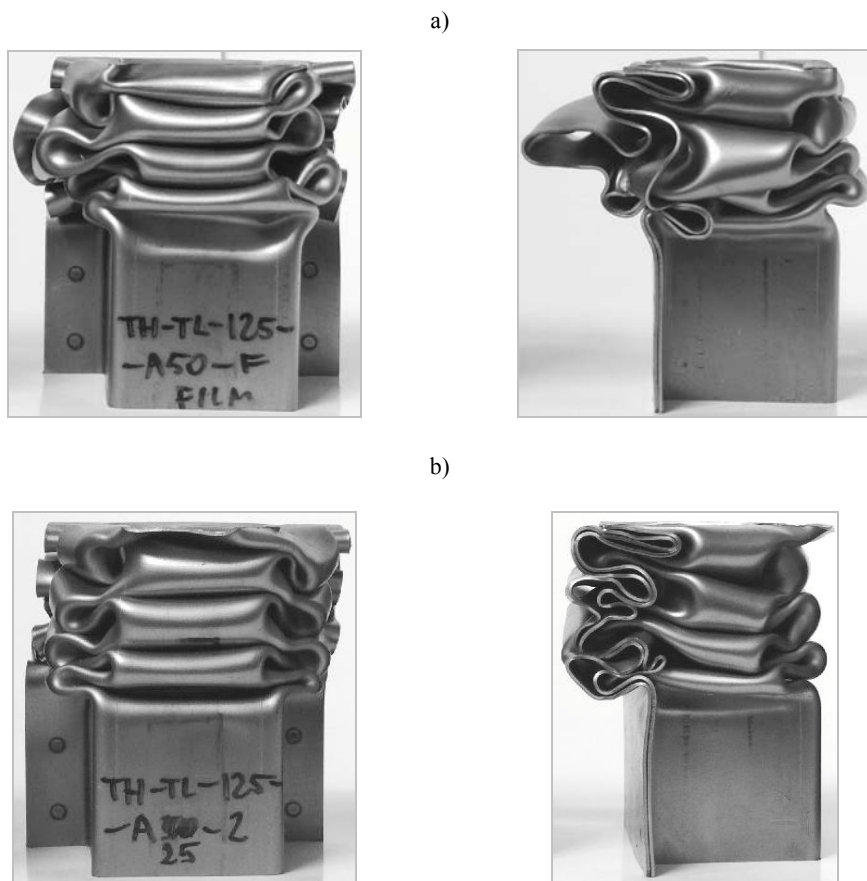


Rys. 97. Taka sama deformacja DH\_DP800\_125x25x8

### 6.2.2. ZGNIATANIE DŹWIGARÓW CIENKOŚCIENNYCH O PRZEKROJU POJEDYNCZEJ OMEGI TH

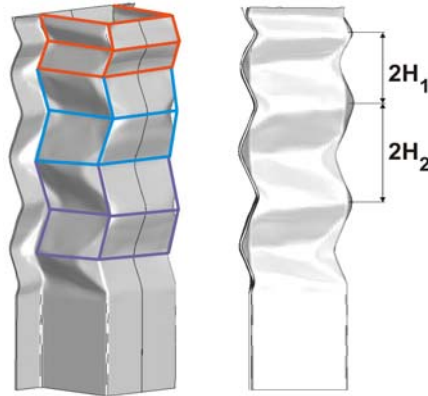
Przez otrzymanie końcowych form zgniotu profili jednoomegowych podkreślono mniejszy (w porównaniu z profilami DH) wpływ średnicy zgrzeiny  $d$  i rozstawu  $w$  na proces powstawania przegubów plastycznych. Użycie zbyt dużego rozstawu powodowało wprawdzie lokalne otwieranie belek cienkościennych (rys. 98), nie zakłócało to jednak procesu formowania fal plastycznych w przedniej części profili, a próbki nie ulegały globalnemu wyboczeniu.

W wyniku przeprowadzonych badań eksperymentalnych i numerycznych otrzymano zmienną długość fali plastycznej  $2H_i$  w zdeformowanych profilach cienkościennych typu TH (rys. 99).



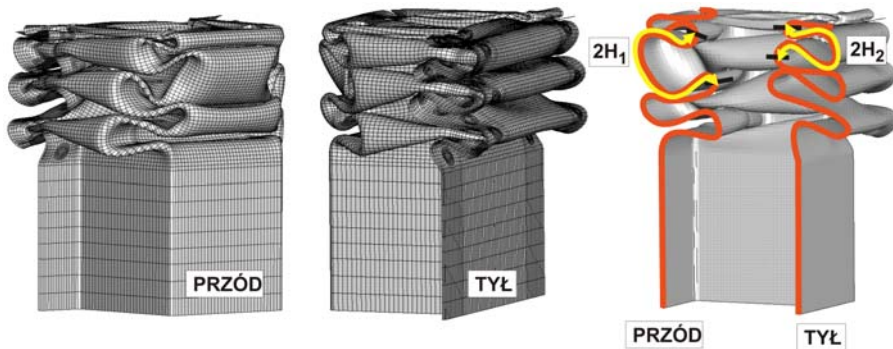
Rys. 98. Profil z podziałką: a)  $w = 50$  mm, b)  $w = 25$  mm

Założenia przedstawione w rozdziale 2.3.1 w przypadku profili z zachowaną ciągłością na całej długości kołnierzy, opisujące zgniatanie dźwigarów jednoomegowych jako składanie sztywnych płyt powierzchniowych, obracających się wokół przegubów plastycznych, nie umożliwiają opisu matematycznego wielkości pochłoniętej energii podczas zgniatania belki ze zgrzeinami.



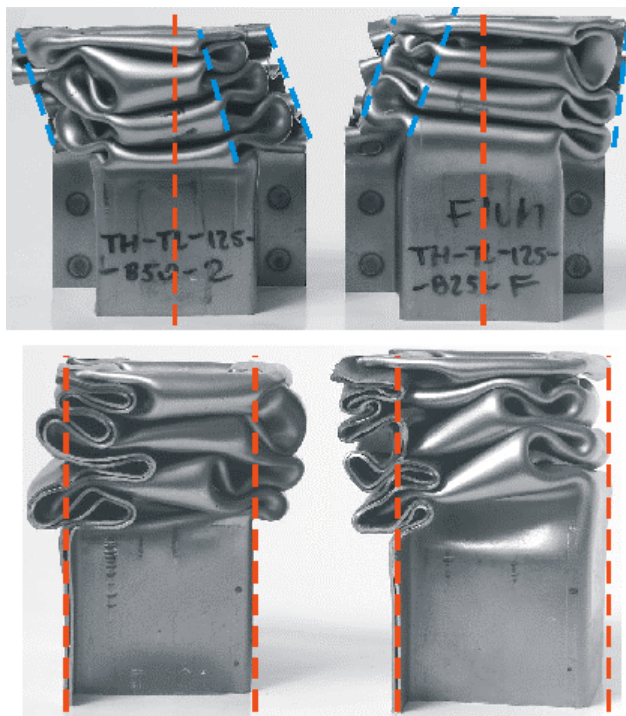
Rys. 99. Zmienna długość fali plastycznej w zdeformowanej kolumnie jednoomegowej ze zgrzeinami punktowymi

Jak widać na rysunku 100, długość fali plastycznej w zgniecionej rurze cienkościennej ze zgrzeinami punktowymi jest zmienna.



Rys. 100. Zróżnicowana długość fal plastycznych w zgniatanej belce cienkościennej jednoomegowej TH\_DP600\_125x25x04

Z przodu podłużnicy otrzymano trzy fale plastyczne, z czego długość podłużnicy środkowej jest znacznie większa od pozostałych. Odległość między poszczególnymi szczytami przegubów plastycznych na ścianie tylnej również nie jest jednakowa, jednak różnice między poszczególnymi falami są mniejsze niż na ścianie przodnej. Jest to spowodowane tym, iż ściana tylna, będąca płaską blachą, ulega tylko zginaniu – nie mając naroży – deformuje się w sposób regularny.



Rys. 101. Osiowość zgniatania profili jednoomegowych (widok z przodu i z boku)

Osiową postać zgniotu przy niewielkich odchyleniach od osi podłużnej w przypadku belek typu TH przedstawiono na rys. 101.



Rys. 102. Deformacja profili kapeluszowych – grubość blachy  $t = 1,25$  mm (widok z przodu i z boku)

W przeciwieństwie do dźwigarów cienkościennych, o przekroju podwójnego kapelusza, deformacja pojedynczych kapeluszy odbywa się tylko w wyniku tworzenia fal poprzecznych w płaszczyźnie prostopadłej do osi podłużnej próbki. Podczas ściskania próbek nie pojawiły się fale wzdłużne (rys. 102 i 103).



Rys. 103. Deformacja profili kapeluszkowych – grubość blachy  $t = 1,0$  mm (widok z przodu i z boku)



Rys. 104. Deformacja profili kapeluszkowych (widok z przodu i z boku) – grubość blachy  $t = 0,8$  mm

W przypadku belek cienkościennych, o przekroju podwójnej omegi, otrzymano niekompaktową postać zgniotu, podobnie jak przy belkach wykonanych z blachy o grubości  $t = 0,8$  mm (rys. 104). Ze względu na małe wartości współczynników  $t/b$ ,

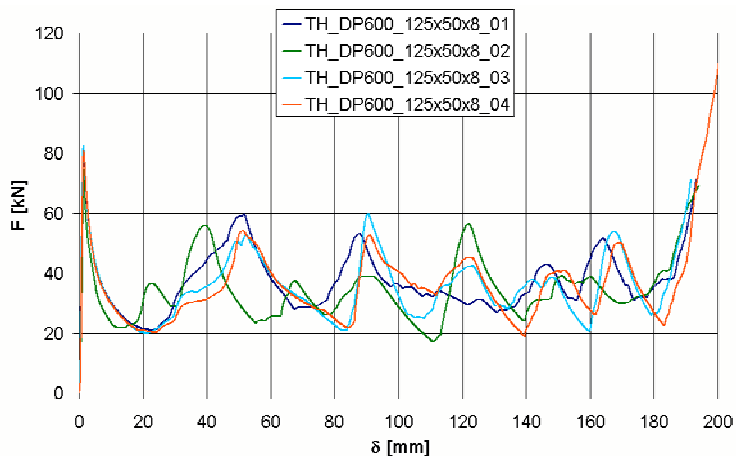


reprezentujących przekroje *non-compact*, miejscowa wytrzymałość wyboczeniowa jest poniżej granicy plastyczności materiału.

Na podstawie otrzymanych deformacji (rys. 105) dowiedziono, że proces kształtowania fal plastycznych jest w mniejszym stopniu zależny od średnicy zgrzeiny (w porównaniu z profilami DH), czy też od rozstawu (dwukrotne zwiększenie średnicy zgrzein  $d$ ). Pomimo występowania zmiennej długości  $2H_i$  fali plastycznej otrzymany zgniot był bardziej regularny, a proces zgniataania – stabilny.



Rys. 105. Wpływ średnicy i rozstawu zgrzein na proces powstawania fal plastycznych profili TH w ramach kilku kombinacji



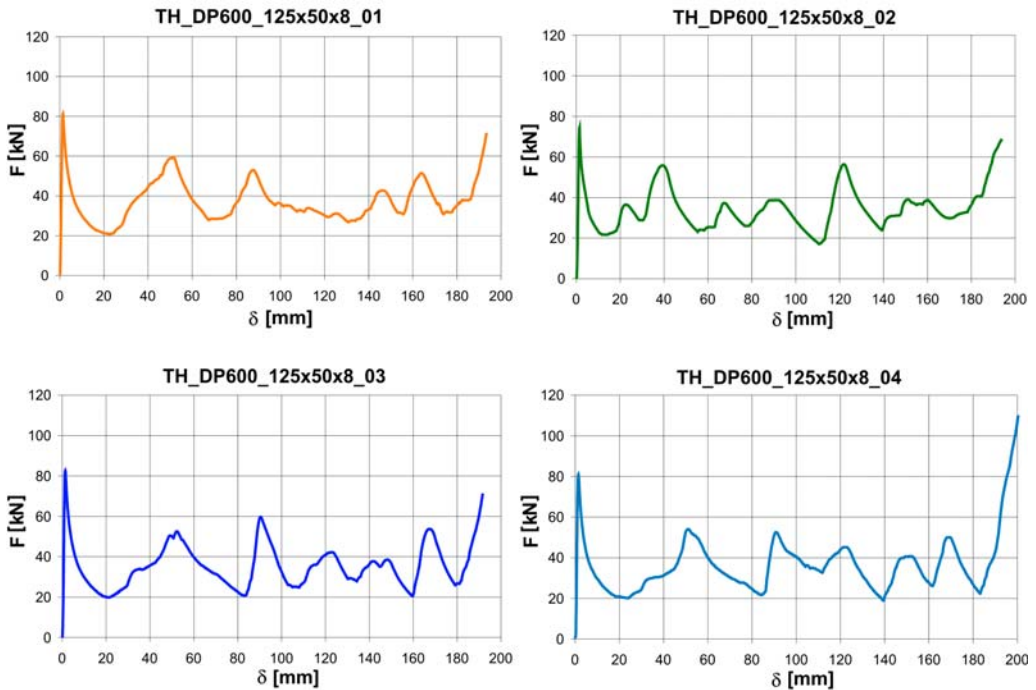
Rys. 106. Siła zgniataania  $F$  w funkcji skrócenia  $\delta$  w przypadku belek jednoomegowych TH\_DP600\_125x50x8

Podobnie jak w przypadku podłużnic DH, trudno jest wyodrębnić jeden reprezentacyjny przebieg siły  $F$  w funkcji skrócenia  $\delta$  (rys. 106) oraz jedną postać deformacji (rys. 107) odpowiednią dla wszystkich zgniatanych profili w ramach jednej kombinacji.



Rys. 107. Deformacje belek cienkościennych dla serii TH\_DP600\_125×50×8

Z analizy indywidualnych charakterystyk zgniatania (rys. 106), przedstawionych na rysunku 108, widać, że przebieg siły  $F$  w funkcji skrócenia  $\delta$  różni się pomiędzy sobą w przypadku poszczególnych profili, a długość formowanych fal plastycznych  $2H_i$  w ani jednym przypadku nie jest stała.



Rys. 108. Siła zgniatania  $F$  w funkcji skrócenia  $\delta$  w odniesieniu do belek jednoosiowych TH\_DP600\_125×50×8

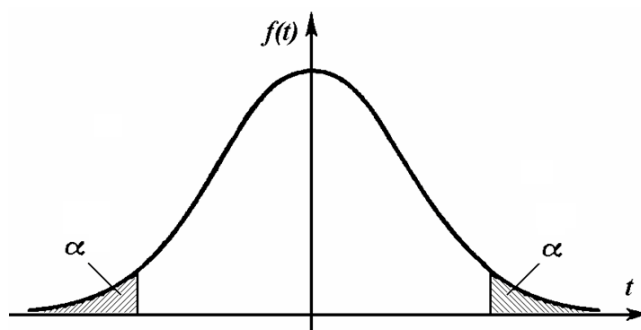
## 7. ANALIZA STATYSTYCZNA WYNIKÓW POMIARÓW

### 7.1. ANALIZA WPŁYWU ŚREDNICY ZGRZEINY NA ŚREDNIĄ SIŁĘ ZGNIATANIA – EKSPERYMENT

Zebrane w czasie eksperymentów wyniki pomiaru siły średniej  $F_m$  poddano analizie statystycznej. Założono hipotezę zerową  $H_0$ , a to oznacza, że różnica średnich sił eksperymentalnych, otrzymanych w dwóch podgrupach, różniących się średnicą zgrzeiny, jest równa zero (nie ma różnicy pomiędzy siłami średnimi dla belek zgniatających o tych samych parametrach, ale o innych średnicach zgrzein), czyli:

$$H_0 : F_m^{d1} = F_m^{d2} \quad (70)$$

Hipotezę tę zweryfikowano testem  $t$  Studenta na poziomie istotności  $\alpha = 0,05$ . Ustalając konkretny poziom istotności  $\alpha$ , określono zbiór krytyczny związany z 5% całkowitej powierzchni pod krzywą gęstości (rys. 109).



Rys. 109. Funkcja gęstości rozkładu  $t$  Studenta z dwustronnym przedziałem istotności  $\alpha$

Zakładając 95% przedział ufności, przeprowadzono analizę istotności statystycznej wpływu średnicy zgrzeiny na wielkość siły średniej  $F_m$ . Za kryterium przyjęto poziom istotności  $p_{xy}$ , wyznaczony podczas analizy regresji. Dodatkowo określono współ-

czynnik korelacji liniowej  $r_{xy}$  (współczynnik Pearsona), będący miarą siły związku prostoliniowego między dwoma cechami mierzalnymi. Wartość średniej siły badano tylko względem średnicy zgrzeiny (tabela 7 i 8).

Tabela 7. Poziom istotności  $p_{xy}$  oraz współczynnik korelacji liniowej  $r_{xy}$  dla belek dwuomegowych (eksperyment)

Kształt	Materiał	Grubość $t$ mm	Podziałka $w$ mm	Średnica $d$ mm	$r_{xy}$	$p_{xy}$
DH	DP600	0,80	25	4	0,617	0,014
DH	DP600	0,80	25	8		
DH	DP600	0,80	50	4		
DH	DP600	0,80	50	8		
DH	DP600	1,00	25	4	0,237	0,435
DH	DP600	1,00	25	8		
DH	DP600	1,00	50	4		
DH	DP600	1,00	50	8		
DH	DP600	1,25	25	4	-0,139	0,622
DH	DP600	1,25	25	8		
DH	DP600	1,25	50	4		
DH	DP600	1,25	50	8		
DH	DP800	0,80	25	4	0,025	0,428
DH	DP800	0,80	25	8		
DH	DP800	0,80	50	4		
DH	DP800	0,80	50	8		
DH	DP800	1,00	25	4	-0,101	0,754
DH	DP800	1,00	25	8		
DH	DP800	1,00	50	4		
DH	DP800	1,00	50	8		
DH	DP800	1,25	25	4	-0,089	0,744
DH	DP800	1,25	25	8		
DH	DP800	1,25	50	4		
DH	DP800	1,25	50	8		
DH	DC01	0,80	25	4	-0,234	0,401
DH	DC01	0,80	25	8		
DH	DC01	0,80	50	4		
DH	DC01	0,80	50	8		
DH	DC01	1,00	25	4	0,074	0,800
DH	DC01	1,00	25	8		
DH	DC01	1,00	50	4		
DH	DC01	1,00	50	8		
DH	DC01	1,25	25	4	-0,002	0,995
DH	DC01	1,25	25	8		
DH	DC01	1,25	50	4		
DH	DC01	1,25	50	8		

Tabela 8. Poziom istotności  $p_{xy}$  oraz współczynnik korelacji liniowej  $r_{xy}$  dla belek jednoosiowych (eksperyment)

Kształt	Materiał	Grubość $t$ mm	Podziałka $w$ mm	Średnica $d$ mm	$r_{xy}$	$p_{xy}$
TH	DP600	0,80	25	4	0,079	0,770
TH	DP600	0,80	25	8		
TH	DP600	0,80	50	4		
TH	DP600	0,80	50	8		
TH	DP600	1,00	25	4	0,042	0,870
TH	DP600	1,00	25	8		
TH	DP600	1,00	50	4		
TH	DP600	1,00	50	8		
TH	DP600	1,25	25	4	0,298	0,270
TH	DP600	1,25	25	8		
TH	DP600	1,25	50	4		
TH	DP600	1,25	50	8		
TH	DP800	0,80	25	4	-0,217	0,350
TH	DP800	0,80	25	8		
TH	DP800	0,80	50	4		
TH	DP800	0,80	50	8		
TH	DP800	1,00	25	4	0,155	0,470
TH	DP800	1,00	25	8		
TH	DP800	1,00	50	4		
TH	DP800	1,00	50	8		
TH	DP800	1,25	25	4	0,084	0,760
TH	DP800	1,25	25	8		
TH	DP800	1,25	50	4		
TH	DP800	1,25	50	8		
TH	DC01	0,80	25	4	-0,347	0,220
TH	DC01	0,80	25	8		
TH	DC01	0,80	50	4		
TH	DC01	0,80	50	8		
TH	DC01	1,00	25	4	0,442	0,088
TH	DC01	1,00	25	8		
TH	DC01	1,00	50	4		
TH	DC01	1,00	50	8		
TH	DC01	1,25	25	4	0,303	0,258
TH	DC01	1,25	25	8		
TH	DC01	1,25	50	4		
TH	DC01	1,25	50	8		

Podczas analizy wyników uzyskanych z badań eksperymentalnych wskazano na brak korelacji pomiędzy średnicą zgrzeiny  $d$  a średnią siłą zgniatania  $F_m$ . Jedynie

w przypadku belki o przekroju DH i najmniejszej grubości ścianki parametry te miały istotny wpływ na wartość siły  $F_m$ .

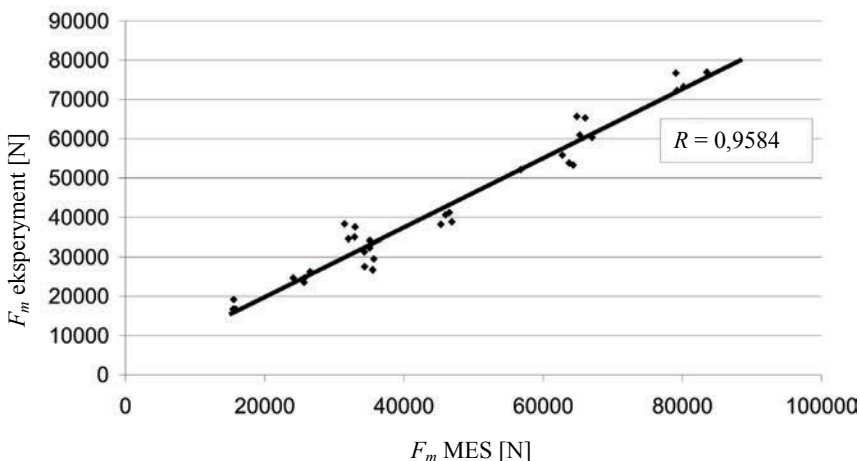
W odniesieniu do belek DH\_DP600\_080 widać dodatnią korelację pomiędzy  $d$  a  $F_m$ . Współczynnik korelacji  $r_{xy} = 0,617$  jest istotny statystycznie na poziomie  $p_{xy} = 0,014$ .

W przypadku rur cienkościennych o małej grubości blachy (w tym przypadku  $t = 0,8$  mm) wprowadzenie zgrzeiny punktowej o dużej i małej średnicy (stosunek średnic 2:1) w istotny sposób zmienia sztywność lokalną w stosunku do sztywności globalnej belki, ma to wpływ na średnią siłę zgniatania – co potwierdziły wyniki pomiarów.

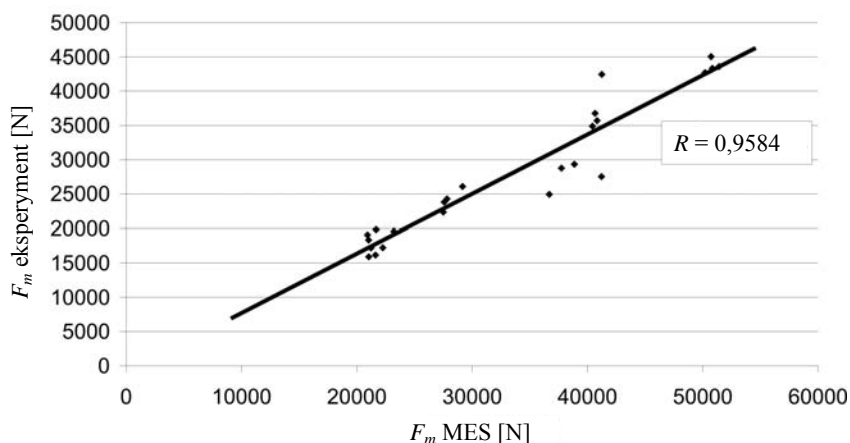
Na podstawie interpretacji wyników otrzymanych z eksperymentu przyjęto, że wpływ średnicy zgrzeiny  $d$  na wartość siły  $F_m$  nie jest istotny statystycznie ( $p_{xy} > 0,05$ ). Ponieważ eksperyment został przeprowadzony tylko dla dwóch średnic i dwóch rozstawów zgrzein punktowych, dalsze rozważania na temat wpływu tychże parametrów ( $w$ ,  $d$ ) przeprowadzono na podstawie wyników otrzymanych z symulacji numerycznych.

## 7.2. ANALIZA WPLYWU ŚREDNICY ZGRZEINY NA ŚREDNIĄ SIŁĘ ZGNIATANIA – SYMULACJE NUMERYCZNE

Wyniki otrzymane z symulacji quasi-statycznego zgniatania profili jedno- i dwuomegowych zweryfikowano eksperymentalnie (rys. 110 i 111). O dokładnym dopasowaniu modelu numerycznego do eksperymentalnego świadczą duże wartości współczynników determinacji  $R^2$ , wynoszące odpowiednio w przypadku profili dwuomegowych  $R^2 = 0,95$  i jednoomegowych  $R^2 = 0,91$ .



Rys. 110. Diagram korelacyjny przedstawiający przekrój podwójnej omegi (DH)



Rys. 111. Diagram korelacyjny w przypadku przekroju pojedynczej omegi (TH)

Na podstawie otrzymanych wyników symulacji numerycznych wykonano analizę regresji liniowej za pomocą metody najmniejszych kwadratów. Przeanalizowano wpływ poszczególnych zmiennych (średnicy zgrzeiny  $d$ , podziałki  $w$ , grubości blachy  $t$ ) na badaną wielkość (średnią siłę  $F_m$ ). Założono hipotezę zerową o braku wpływu poszczególnych badanych wielkości (średnica zgrzeiny, podziałka, grubość blachy) na wielkość siły  $F_m$ . Podobnie jak w eksperymencie, hipotezę zerową zweryfikowano testem  $t$  Studenta na poziomie istotności  $\alpha = 0,05$ .

Wykonano analizę regresji wyników otrzymanych z symulacji numerycznych. Badania te przeprowadzono w znacznie szerszym zakresie zmiennych (średnica, podziałka, grubość blachy) w stosunku do średniej siły. Założono, że funkcja opisująca siłę  $F_m$  ma następującą postać  $y = \beta_0 + \beta_1 d + \beta_2 w + \beta_3 t + \pm \varepsilon_x$ .

Wyniki otrzymane z analizy regresji przedstawiono w tabeli 9.

Tabela 9. Wartości poziomu istotności testu  $p_{xy}$  podczas analizy wpływu trzech parametrów ( $d$ ,  $w$ ,  $t$ ) na siłę  $F_m$  wyznaczone podczas symulacji numerycznych

Kształt	Materiał	$p_{xy}(d)$	$p_{xy}(w)$	$p_{xy}(t)$	$R^2$
DH	DP600	0,116	3,83E-5	9,78E-102	0,98
DH	DP800	0,448	0,00026	5,23E-88	0,966
DH	DC01	0,649	0,00628	9,2E-86	0,964
TH	DP600	0,733	0,0099	3,5E-101	0,98
TH	DP800	0,946	0,0196	4,76E-94	0,973
TH	DC01	0,823	0,4888	1,95E-87	0,965

Otrzymane wyniki wskazują na brak wpływu średnicy zgrzeiny  $d$  na wielkość średniej siły  $F_m$  (wartości  $p_{xy}$  w odniesieniu do średnicy zgrzeiny przekraczają war-

tość 0,05). Ponieważ poziom istotności dla  $w$  i  $t$  mieści się w wymaganym zakresie  $p_{xy} < 0,05$ , w dalszych rozważaniach należy zbadać wpływ podziałki i grubość blachy na wielkość średniej siły.

Pomijając wpływ średnicy zgrzeiny, wykonano ponownie regresję wyników z symulacji numerycznej, badając związek pomiędzy podziałką zgrzein  $w$ , grubością blachy  $t$  oraz średnią siłą  $F_m$  zgodnie ze wzorem  $y = \beta_0 + \beta_1 w + \beta_2 t + \pm \varepsilon_x$ . Wyniki przedstawiono w tabeli 10.

Tabela 10. Poziom istotności  $p_{xy}$  w przypadku  $w$  i  $t$  dla zadanej dokładności  $R^2$

Kształt	Materiał	$p_{xy}(w)$	$p_{xy}(t)$	$R^2$
DH	DP600	4,24E-05	4,6E-102	0,98
DH	DP800	0,000251	1,25E-88	0,967
DH	DC01	0,006107	1,92E-86	0,964
TH	DP600	0,009653	5,1E-102	0,98
TH	DP800	0,019107	7,61E-95	0,974
TH	DC01	0,487078	3,63E-88	0,966

W przypadku profili o przekroju pojedynczej omegi wartość obliczeniowego poziomu istotności podziałki wyniosła  $p_{xy} = 0,487$ . Widać zatem brak wpływu tego parametru na wielkość średniej siły.

Model matematyczny średniej siły  $F_m$  wyznaczono na skutek analizy regresji wielorakiej, uwzględniając za zmienne niezależne (objaśniające):  $w$ ,  $t$  i  $R_m$ . Wybór postaci funkcji przeprowadzono na podstawie diagramów rozrzutu poszczególnych zmiennych względem średniej siły  $F_m$ .

Dla zmiennych niezależnych:  $w \in \langle 12,5; 100 \rangle$ ,  $d \in \langle 4; 8 \rangle$ ,  $t \in \langle 0,8; 1,25 \rangle$  średnią siłę  $F_m$  przebadanych materiałów można opisać w sposób następujący:

- w profilach jednoomegowych (TH):

$$F_{m\text{TH}} = \alpha_0 + \alpha_1 w + \alpha_2 t + \alpha_3 R_m \tag{71}$$

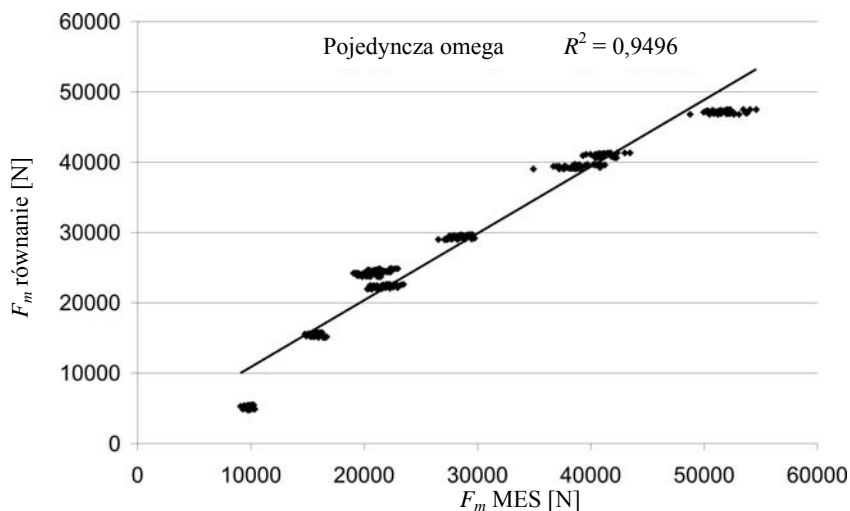
- w profilach dwuomegowych (DH):

$$F_{m\text{DH}} = \beta_0 + \beta_1 w + \beta_2 t + \beta_3 R_m \tag{72}$$

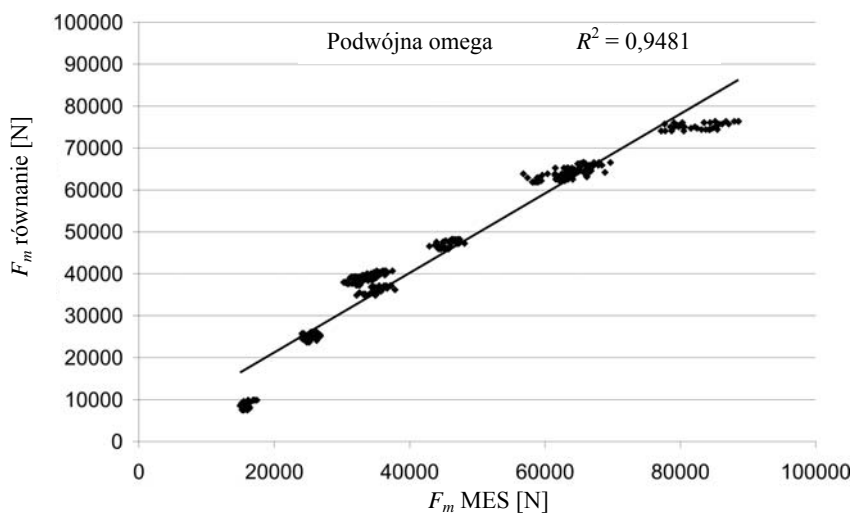
gdzie:  $\alpha_0 = -51178$  N,  $\beta_0 = -79549$  N,  $\alpha_1 = -7,7$  N/mm,  $\beta_1 = -26,4$  N/mm,  $\alpha_2 = 44616$  N/mm,  $\beta_2 = 70254$  N/mm,  $\alpha_3 = 48,2$  N/MPa,  $\beta_3 = 76,72$  N/MPa,  $R_m$  – wytrzymałość materiału na rozciąganie, MPa.



O stopniu dopasowania modelu matematycznego do wyników symulacji MES świadczą duże wartości współczynników determinacji  $R^2$  (rys. 112 i 113). Wielkość siły średniej koreluje dodatnio z grubością blachy  $t$ , ujemnie z podziałką zgrzein  $w$  oraz dodatnio z kwadratem granicy wytrzymałości materiału na rozciąganie  $R_m$ .



Rys. 112. Diagram korelacyjny wartości obserwowanych (symulacja MES) średniej siły z wartością przewidywaną (model matematyczny) dla przekroju TH



Rys. 113. Diagram korelacyjny wartości obserwowanych (symulacja MES) średniej siły z wartością przewidywaną (model matematyczny) dla przekroju DH

## 8. PODSUMOWANIE

Możliwości związane z zastosowaniem superwytrzymałych stali w kontrolowanych strefach zgniotu wpływają na to, że stale te są coraz częściej używane w konstrukcjach zespołów i podzespołów samochodowych. Dzięki bardzo dobrym właściwościom wytrzymałościowym stali AHSS jest możliwe zmniejszenie całkowitej masy samochodu przy odpowiednim doborze geometrycznych parametrów elementów konstrukcyjnych karoserii samochodowej.

Duży stosunek granicy plastyczności do granicy wytrzymałości stali dwufazowych jest podstawą do zastosowania ich jako podłużnic samochodowych. W pracy, oprócz konwencjonalnej stali miękkiej DC01, wykorzystano do budowy rur cienkościennych stale dwufazowe DP600 i DP800.

Na podstawie wyników prac, opublikowanych w ostatnich latach, można zauważyć wyraźny wpływ wytrzymałości zgrzein punktowych w belkach zgrzewanych na postać deformacji zginiatanych powłok oraz ilości rozpraszanej energii. Belka cienkościenna z niewłaściwie dobranym rozstawem zgrzein  $w$  ma tendencję do „otwierania”, przez co proces „składania” podłużnicy jest zakłócany. Zgrzeiny punktowe, znajdujące się w pobliżu otwieranej sekcji kołnierza, są poddawane siłom zarówno rozciągającym (siły ścinające), jak i normalnym (siły krzyżowe). W celu przeanalizowania wpływu grubości blachy, rodzaju materiału, średnicy zgrzeiny oraz sposobu obciążania na wytrzymałość zgrzein punktowych, przeprowadzono statyczne próby wytrzymałościowe pasków wykonanych z trzech gatunków stali (DC01, DP600, DP800) połączonych zgrzeiną punktową.

Wyniki otrzymane z badań doświadczalnych wskazują na prawie dwukrotnie większą wytrzymałość połączeń działających na ścinanie w porównaniu z połączeniami obciążonymi siłami krzyżowymi. Na podstawie otrzymanych wyników widać, że siła  $F_{\max}$  w obu testach zwiększa się wprost proporcjonalnie do średnicy zgrzeiny i grubości blachy.

Dzięki analizie sił maksymalnych, uzyskanych w odniesieniu do różnych stali, podczas testów ścinania można zauważyć liniową korelację dodatnią pomiędzy granicą plastyczności  $R_e$  zastosowanych materiałów i maksymalną siłą niszczącą  $F_{\max}$ . Bio-

rać pod uwagę wyniki uzyskane z testów krzyżowych, wskazano na małą zależność pomiędzy siłą niszczącą  $F_{\max}$  a granicą plastyczności.

Zgodnie z normą PN-M-69020:1974 wszystkie omawiane zgrzeiny punktowe można zakwalifikować do klasy jakości A – żadna z nich nie uległa zerwaniu przez ścięcie przez jądro zgrzeiny. Wszystkie połączenia były niszczone albo przez rozrywanie materiału wokół zgrzeiny (test na ścinanie), albo w wyniku wyrwania całej zgrzeiny z materiału rodzimego (test krzyżowy).

W wyniku badań doświadczalnych otrzymano przebieg siły zginięcia  $F$  w funkcji skrócenia  $\delta$ , w następnie wyznaczono średnią wartość siły  $F_m$ , energii  $E_a$  i skrócenia  $\delta$  dla poszczególnych kombinacji belek. Na podstawie otrzymanej z badań eksperymentalnych wartości średniej siły zginięcia  $F_m$ , wskazano jednoznacznie na wprost proporcjonalną zależność siły od grubości blachy  $t$ , niezależnie od zastosowanych materiałów czy kombinacji  $w \times t$ .

Dzięki analizie statystycznej, której poddano wyniki uzyskane z badań eksperymentalnych, wskazano na brak korelacji pomiędzy średnicą zgrzeiny  $d$  a średnią siłą zginięcia  $F_m$ . Eksperyment przeprowadzono tylko dla dwóch średnic i rozstawów zgrzein, dalsze rozważania na temat istotności parametrów ( $w$ ,  $d$ ) przeprowadzono na podstawie wyników otrzymanych z symulacji numerycznych. Badania numeryczne zginięcia profili cienkościennych wykonano wykorzystując sprężysto-plastyczny model materiału wyznaczony z badań eksperymentalnych podczas prób rozciągania.

Analiza wyników doświadczalnych, przeprowadzonych podczas zginięcia kolumn ze zgrzeinami punktowymi, pozwoliła wykazać duży wpływ połączeń punktowych na proces zginięcia. W większości przypadków proces ten był zaburzany (porównując ze zginięciem idealnych profili kapeluszowych opisanych w literaturze [117, 118]), w wyniku czego otrzymane postacie zginięcia były bardzo nieregularne (podwójna omega), a długość fali  $2H$  nie była jednakowa i powtarzalna (pojedyncza i podwójna omega).

Korzystając z autorskiego modelu matematycznego zgrzeiny punktowej, otrzymano pożądaną postać deformacji belek cienkościennych oraz sztywność połączenia zgrzewanego. O stopniu dopasowania modelu numerycznego do eksperymentalnego świadczą duże wartości współczynników determinacji wynoszące w przypadku profili jednoomegowych  $R^2 = 0,958$ , natomiast w profilach dwuomegowych  $R^2 = 0,912$ .

Po porównaniu wyników, otrzymanych z badań numerycznych z wynikami eksperymentalnymi, rozszerzono zakres badań numerycznych o dodatkowe rozstawy i średnice zgrzein. Zastosowano następujące rozstawy  $w = 12,5; 25; 37,5; 50; 62,5; 75; 87,5; 100$  mm oraz średnice zgrzein  $d = 4; 5; 6; 7; 8$  mm.

Metodą najmniejszych kwadratów wykonano analizę regresji liniowej dla otrzymanych wyników z symulacji numerycznych, zbadano wpływ zmiennych (średnica zgrzeiny  $d$ , podziałka  $w$ , grubość blachy  $t$ ) na badaną wartość (średnią siłę  $F_m$ ). Na podstawie wyników otrzymanych z analizy statystycznej wskazano na brak wpływu

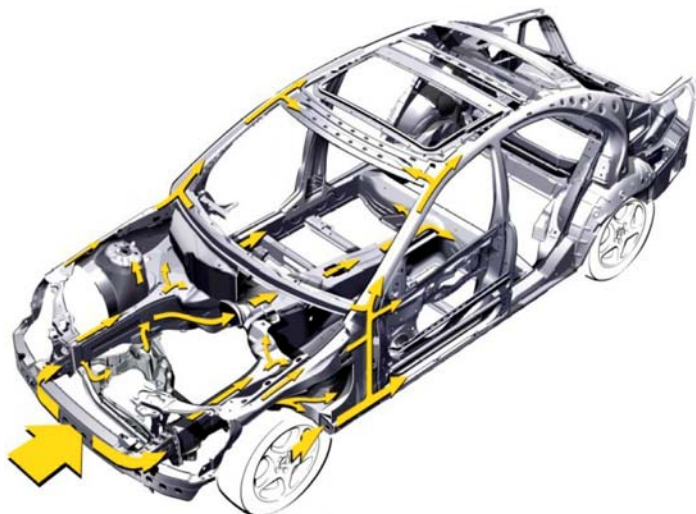
średnicy zgrzeiny  $d$  na wartość średniej siły  $F_m$  oraz na istotny wpływ podziałki  $w$  i grubość blachy  $t$  na siłę  $F_m$ .

Na podstawie analizy regresji wielorakiej, po uwzględnieniu zmiennych niezależnych  $w$ ,  $t$  oraz  $R_m$ , wyznaczono średnią siłę zgniatania  $F_m$  opisaną wielomianami drugiego stopnia. Model matematyczny zweryfikowano eksperymentalnie, otrzymując duże wartości współczynników determinacji:  $R^2 = 0,949$  w profilach jednoomegowych i  $R^2 = 0,948$  w profilach o przekroju podwójnej omegi.

## 9. ELEMENTY CIENKOŚCIENNE POCHŁANIAJĄCE ENERGIĘ UDERZENIA W SAMOCHODACH

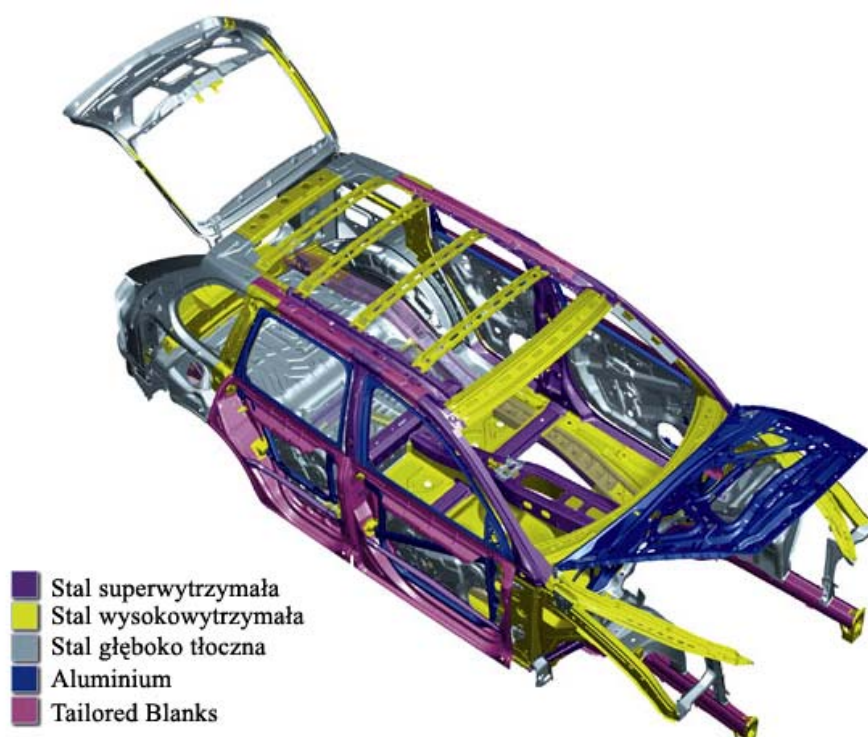
Zapewnienie bezpieczeństwa kierowcy i pasażerów samochodu odbywa się przez zwiększenie pochłaniania energii uderzenia przez konstrukcję podzespołów i zespołów pojazdu. Wprowadzenie stref kontrolowanego zgniotu oraz odpowiednie ukształtowanie elementów cienkościennych (energochłonnych), z jednoczesnym maksymalnym wykorzystaniem właściwości wytrzymałościowych materiałów, skutecznie pozwala pochłonąć energię zderzenia, zapewniając jednocześnie przestrzeń życiową kierowcy i pasażerów.

Elementy stref kontrolowanego zgniotu w maksymalnym stopniu muszą pochłonąć oraz rozproszyć energię uderzenia. Osiąga się to przez wykorzystanie sztywnej, odpornej na uderzenia klatki pasażerskiej oraz zastosowanie specjalnie ukształtowanych elementów – podłużnic samochodowych. Aby osiągnąć odpowiednie rozproszenia energii, konstrukcję karoserii dzieli się na kilka stref, z których każda pełni inną rolę (rys. 114).



Rys. 114. Schemat rozpraszania energii w karoserii samochodu po uderzeniu z przodu [143]

Duże bezpieczeństwo bierne użytkowników pojazdów samochodowych oraz komfort jazdy uzyskuje się dzięki zastosowaniu stali konstrukcyjnych z grupy materiałów o zwiększonych właściwościach wytrzymałościowych (ang. *High-Strength Steel*) i superwytrzymałych materiałów (ang. *Advanced High-Strength Steel*). Większa wytrzymałość oraz doskonała plastyczność stali przyczynia się do częstszego stosowania tego rodzaju materiałów w pojazdach samochodowych (rys. 115).



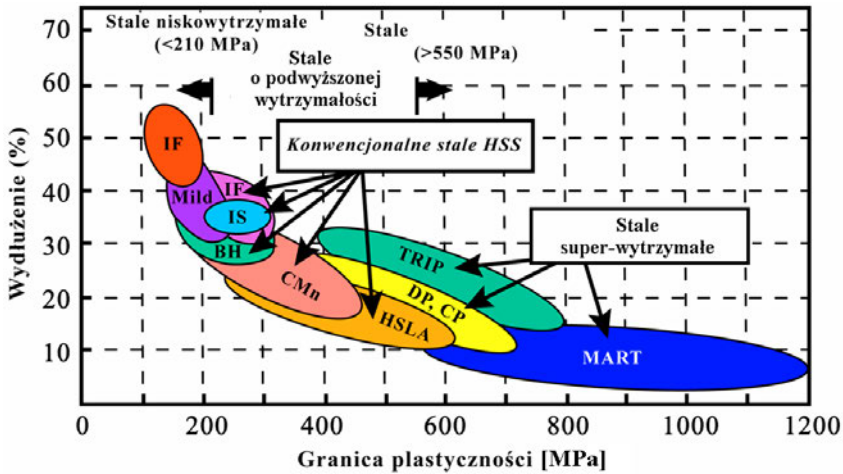
Rys. 115. Zastosowanie stali o dużej wytrzymałości w karoserii Porsche Cayenne

Zastosowanie nowoczesnych stali, *High-Strength Steel* (HSS) oraz *Advanced High-Strength Steel* (AHSS), pozwala zredukować grubość blachy z zachowaniem parametrów eksploatacyjnych konstrukcji i zmniejszonej masie. Materiały HSS i AHSS mają stale rosnący udział w budowie karoserii, który w 1991 roku wynosił 10%, w 1998 roku wzrósł do 30%, a w 2002 roku osiągnął poziom 65% [114].

W zależności od granicy plastyczności stali dzieli się na:

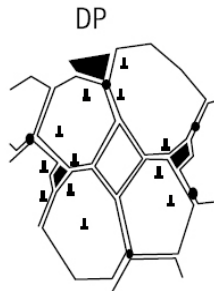
- o małej wytrzymałości (ang. LSS – *Low-Strength Steel*) – o granicy plastyczności poniżej 210 MPa,
- o zwiększonej wytrzymałości HSS (ang. *High-Strength Steel*) – o granicy plastyczności powyżej 210 MPa,

• superwytrzymałe UHSS (ang. *Ultra High-Strength Steel*) – o minimalnej granicy plastyczności przekraczającej 550 MPa (rys. 116).



Rys. 116. Porównanie granicy plastyczności i wydłużenia dla różnych gatunków stali [144]

Stale o zwiększonej wytrzymałości oraz stale superwytrzymałe różnią się od stali konwencjonalnych mikrostrukturą, która w przypadku stali dwufazowych DP (ang. *dual phase steel*), składa się przede wszystkim z miękkiego ferrytu i twardego martenzytu (rys. 117).



Rys. 117. Schemat mikrostruktury stali superwytrzymałych (twarde wydzielenia martenzytyczne w miękkiej osnowie ferrytycznej) [146]

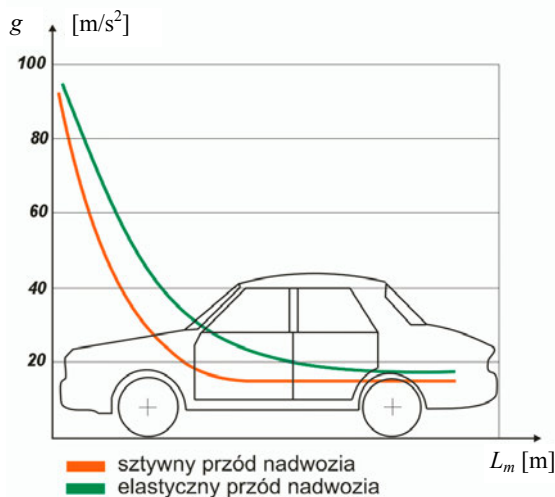
Miękka faza ferrytyczna oraz twarda faza wtórna, występująca w postaci wydzieleni martenzytu (5–30 %), powodują, że stale te charakteryzują się bardzo dobrą plastycznością oraz znacznie większą wytrzymałością w porównaniu do innych stali konwencjonalnych o podobnej granicy plastyczności [129].

Energia kinetyczna poruszającego się pojazdu  $E_k$  zależy wprost proporcjonalnie od jego masy i kwadratu prędkości. Energia ta równa jest energii powstałej podczas zderzenia:

$$E_z = (M_c - \Delta m) \frac{v^2}{2} \quad (73)$$

gdzie:  $E_z$  – energia zderzenia,  $M_c$  – masa całkowita pojazdu,  $\Delta m$  – ubytek masy nieutwierdzonej w samochodzie (np. luźno przewożone przedmioty),  $v$  – prędkość w momencie zderzenia.

Analizując przebieg opóźnień (rys. 118), będących skutkiem czołowego zderzenia pojazdów o różnej sztywności nadwozia, widać, że maksymalne opóźnienia występują w miejscu zderzaka przedniego, podłużnic i nadkoli, natomiast bezpieczne wartości  $g$  pojawiają się w obszarze tylnej ściany pojazdu oraz w przestrzeni pasażerskiej. Można również zauważyć, że przebieg opóźnienia w przypadku samochodu ze sztywniejszą konstrukcją przednią jest bardziej stromy niż w przypadku pojazdu z elastycznym przodem nadwozia.



Rys. 118. Rozkład przyspieszeń w nadwoziu podczas zderzenia czołowego z prędkością około 50 km/h [141]

Energia zderzenia pochłaniana przez elementy konstrukcji nadwozia zależy od ich parametrów geometrycznych oraz właściwości wytrzymałościowych zastosowanych materiałów. Można ją opisać ogólną zależnością:

$$E_z = \int P ds = \left( \frac{\sigma_0^2}{2E} \right) Al \quad (74)$$

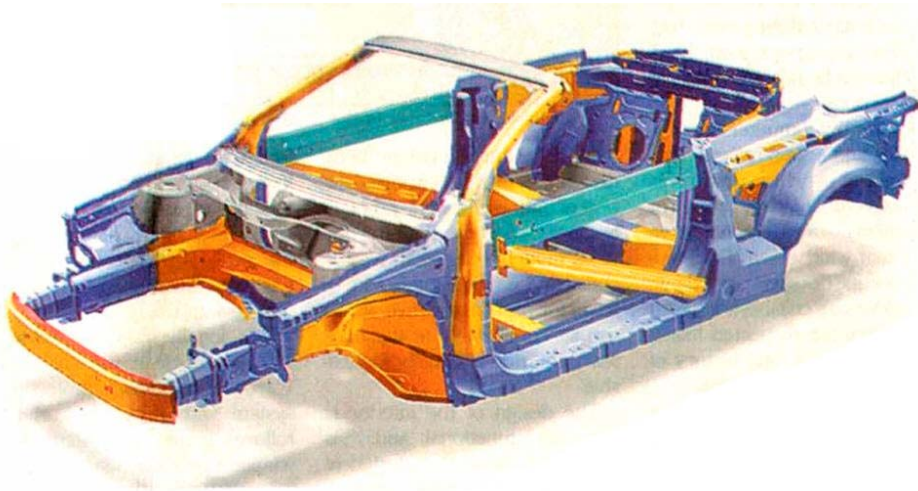
gdzie:  $E_z$  – energia zderzenia,  $P$  – siła powodująca odkształcenie elementów nadwozia,  $s$  – droga,  $\sigma_0$  – naprężenie uplastyczniające,  $E$  – moduł sprężystości podłużnej,  $A$  – pole przekroju,  $l$  – odkształcenie elementów konstrukcji nadwozia.



Wielkość pochłanianej energii w znacznym stopniu zależy od przekroju i długości elementów deformowanej części nadwozia. Dobór właściwego przekroju oraz materiału absorbera, zapewniających wystarczającą sztywność z jednoczesnym dużym odkształceniem konstrukcji przedniej części samochodu, wpływa na poprawę bezpieczeństwa użytkowników pojazdów osobowych.

## 9.1. PODŁUŻNICE SAMOCHODOWE

W samochodach osobowych tworzy się strefy kontrolowanego zgniotu, które mają na celu pochłonięcie energii uderzenia i zmniejszenie przyspieszeń, działających na kierowcę i pasażerów. Podstawową grupą są podłużnice pochłaniające energię uderzenia, które przyjmują najwięcej energii uderzenia przez swoją deformację w zakresie sprężysto-plastycznym i one decydują między innymi o ochronie ludzkiego życia i zdrowia podczas wypadków z dużą prędkością. Nowoczesne nadwozie samochodu osobowego (rys. 119) wykonywane jest z użyciem wielu nowoczesnych technologii łączenia, takich jak: spawanie, klejenie, zgrzewanie, spawanie laserowe, które łączą ze sobą nowoczesne materiały konstrukcyjne o różnych właściwościach wytrzymałościowych (HHS, UHSS i inne).



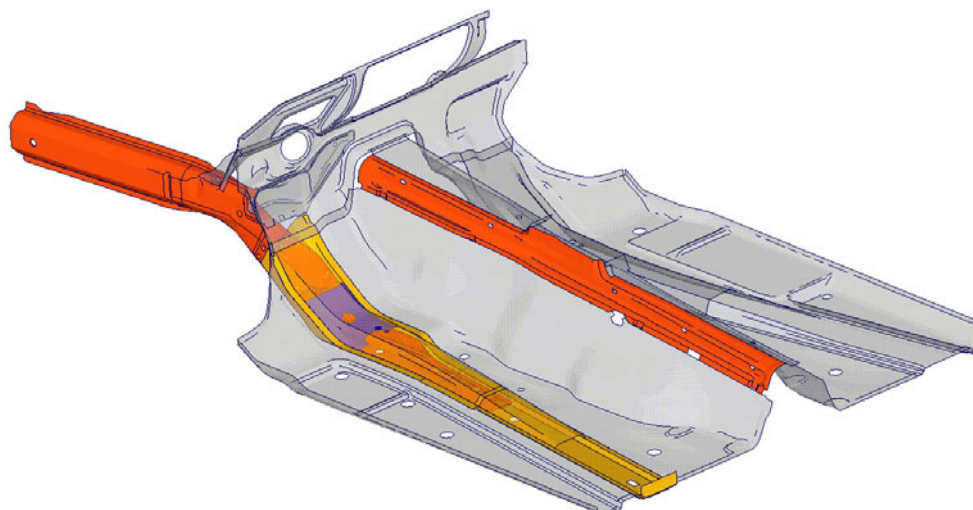
Rys. 119. Kontrolowana strefa zgniotu w samochodzie VOLVO C70.  
Zróżnicowanie stali w poszczególnych częściach konstrukcji [148]

Podłużnice są głównymi belkami nośnymi ramy, które ułożono równoległe (lub prawie równoległe) do osi symetrii pojazdu (rys. 119). Powinny one mieć jak największe

szą sztywność, ich ukształtowanie wynika natomiast z usytuowania głównych zespołów samochodu i samego ukształtowania podłogi. Podłużnice są wykonywane w postaci belek o przekroju otwartym lub zamkniętym [69]. Ze względu na wytrzymałość i bezpieczeństwo połączenia podłużnic ramy z poprzeczkami nie powinny powodować powstawania zbyt dużych miejscowych naprężeń wewnętrznych. Przeciężenia działające na kierowcę w wyniku zderzenia pojazdów są szczególnie niebezpieczne, dlatego w celu ich zminimalizowania w rozwiązaniach konstrukcyjnych samochodów stosuje się podłużnice o zmiennej sztywności (rys. 120). Pojedyncza podłużnica, ulegająca zgnieceniu w sposób prawidłowy, jest w stanie pochłonąć nawet 25% energii kinetycznej zderzenia [96].



Rys. 120. Elementy energochłonne w Audi Q7: a) podłużnice połączone z elementami typu crash-box, b) podłużnica z wstępnymi przetłoczeniami



Rys. 121. Połączenie podłużnicy przedniej ze strukturą płyty podłogowej samochodu VW Phaeton [114]

Głównym zadaniem przednich elementów energochłonnych jest nie tylko zminimalizowanie opóźnień działających na człowieka, lecz również rozdzielanie energii zderzenia na poprzecznicę ściany czołowej, zewnętrzne progi boczne oraz płytę podłogową. Dzięki właściwemu skonstruowaniu węzłów, łączących podłużnice z podanymi segmentami, uzyskuje się kontrolowany rozdział sił zderzenia na poszczególne elementy. Jednym ze sposobów umożliwiających osiągnięcie tego celu jest wprowadzenie podłużnicy w ustrój nośny płyty podłogowej [114] (rys. 121).

Kontrolowany przepływ strumienia sił przez poszczególne elementy karoserii, wpływa na uzyskanie opóźnienia oraz nienaruszalność przestrzeni chroniącej kierowcę i pasażerów w kabinie pojazdu. Jest to możliwe dzięki sztywnemu połączeniu poszczególnych elementów nośnych, tak aby dystrybucja obciążenia odbywała się w sposób wynikający z połączenia belek o ciągłej zmianie przekrojów, niepowodującej nagłych zmian ich wskaźników wytrzymałości [114] (rys. 122).



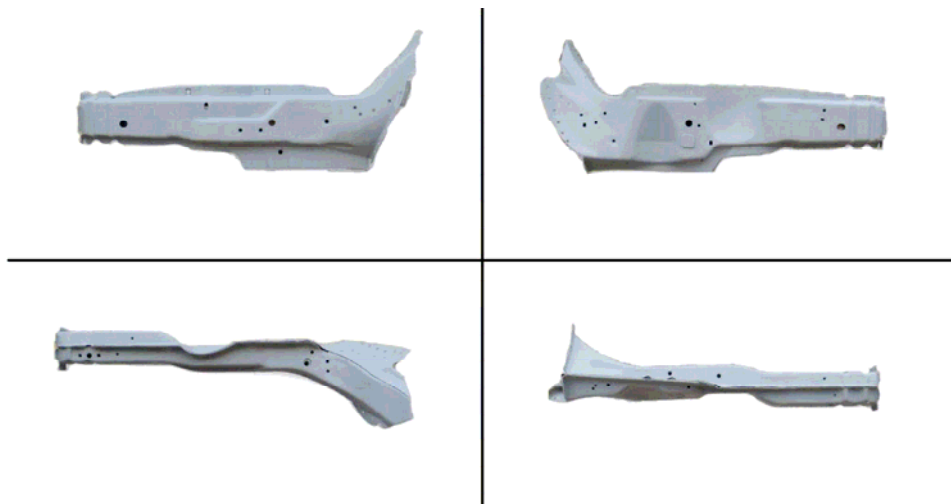
Rys. 122. Struktura nośna Volvo S40/V50 zapewniająca osiowy rozkład sił zderzenia [114]

Karoseria pojazdu musi spełniać wiele określonych wymagań, a jej postać konstrukcyjna z powodu tych ograniczeń nie może być projektowana tylko ze względu na pochłanianie energii, dlatego rzeczywiste podłużnice często mają złożony kształt geometryczny (rys. 123).



Rys. 123. Podłużnica samochodu marki Renault Scenic I

Bardzo rzadko następuje centralne zderzenie pojazdu z przeszkodą, dlatego w wyniku niesymetrycznego uderzenia belki cienkościenne w przedniej części pojazdu są zginane. Pochłanianie energii zderzenia następuje w wyniku kształtowania lokalnych przegubów plastycznych, które są wynikiem albo maksymalnej wartości momentu powodującego zginanie, albo zmniejszonej wytrzymałości przekroju na zginanie – najczęściej w miejscach występowania koncentracji naprężeń oraz imperfekcji strukturalnych. Przykładowe kształty geometryczne podłużnic w samochodach osobowych pokazano na rysunku 124.



Rys. 124. Kształt podłużnicy ze zmienną sztywnością i wprowadzonymi zakłóceniami geometrycznymi



Rys. 125. Szereg przetłoczeń w podłużnicy samochodowej

Globalne zginanie profili wymusza niekontrolowaną deformację i przedwczesną utratę nośności konstrukcji, co z kolei wpływa na zmniejszenie zdolności rozproszenia energii. Dlatego też często wprowadza się lokalne przetłoczenia (rys. 125) lub inne zmiany kształtu w celu uzyskania prawidłowej i kontrolowanej deformacji, skutkiem czego jest zmniejszenie maksymalnej siły zgniatania oraz powtarzalnych przebiegów charakterystyki zgniatania siła  $F$  – skrócenie  $\delta$ .



Rys. 126. Rozwiązanie konstrukcyjne podłużnicy w Audi A4

Równoczesne wprowadzenie przetłoczeń z wewnętrznym wzmocnieniem podłużnicy samochodowej (rys. 126) umożliwia odpowiednią sztywność na zginanie a jednocześnie dyssypację większej ilości energii zderzenia.

Drugą grupą elementów pochłaniających energię uderzenia są zderzaki i crash-boxy, których zadaniem jest przenieść i pochłoniąć, a następnie rozproszyć energię uderzenia w razie prędkości mniejszych niż około 15 km/h. Spowodowane to jest dużą częstotliwością występowania takich zdarzeń i potrzebą zmniejszenia kosztów usunięcia ich skutków. Obecnie popularnym rozwiązaniem jest stosowanie tak zwanych crash-boxów. Są to elementy kontrolowanego zgniotu, które podczas uderzeń z małą prędkością zapobiegają dużym uszkodzeniom pojazdu. Najczęściej przy takim rozwiązaniu zespół zderzaka składa się z pary crash-boxów, elementu poprzecznego, elementu amortyzującego i powłoki zderzaka. Crash-boxy przymocowane są do końców

podłużnic za pośrednictwem dwóch prostopadłych do nich tarcz. Do crash-boxów zamocowany jest element poprzeczny, a do niego element amortyzujący, wykonany z pianki lub podobnego materiału. Na końcu znajduje się widoczna z zewnątrz pojazdu powłoka z tworzywa sztucznego. Element amortyzujący charakteryzuje się dużą odkształcalnością, dzięki czemu przy lekkich uderzeniach (na przykład podczas parkowania) zderzak odkształca się, a następnie powraca do swoich kształtów, a właściciel pojazdu, poza zadrapaniem lakieru, nie ponosi szkody. Crash-boxy i element poprzeczny najczęściej wykonane są z blachy lub aluminium, ale możliwe jest także ich wykonanie z tworzyw sztucznych. Element poprzeczny ma na celu rozłożenie siły uderzenia na oba crash-boxy. Ma to zastosowanie zwłaszcza podczas uderzenia centralnego, na przykład w słupek. Najważniejszym elementem zespołu zderzaka są oczywiście crash-boxy. Spełniają one rolę podobną do stref kontrolowanego zgniotu, z tą różnicą, że chronią znajdujące się za nimi elementy podwozia przy uderzeniach z małą prędkością. Crash-box może wyglądać jak przedłużenie podłużnicy i najczęściej mechanizm jego działania jest taki sam, tzn. przy uderzeniu powinien się zwinąć w tak zwaną „harmonijkę”. Często powierzchnia crash-boxu jest pokryta wgłębieniami, które wspomagają odpowiednie zginanie się blachy. Po takim uderzeniu koszt naprawy obejmuje tylko zespół zderzaka z crash-boxami. W przypadku braku zastosowania crash-boxów uszkodzeniu mogłyby ulec dodatkowo podłużnice, których naprawa jest droga i może nie przywrócić właściwości sprzed zderzenia.



Rys. 127. Crash-boxy firmy Metacomb

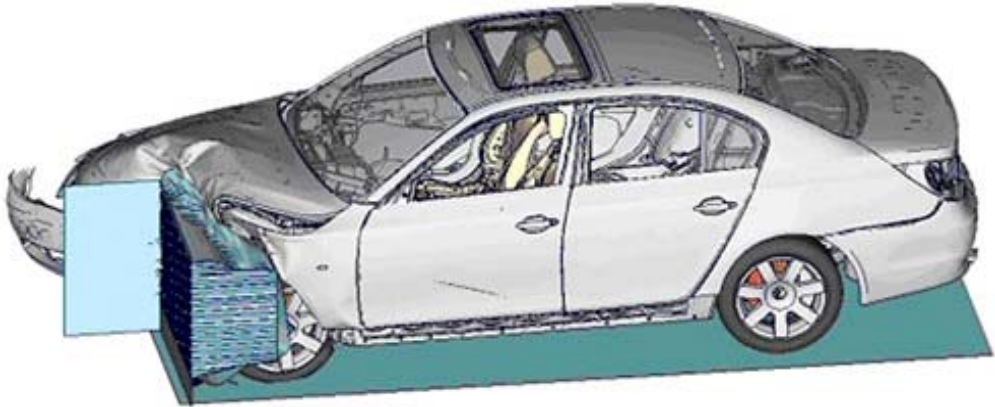
Producenci starają się udoskonalić formę crash-boxów. Przykładem może być oferta firmy Metacomb pokazana na rys. 127, która proponuje wypełnienie crash-boxów aluminiową, porowatą przekładką, przypominającą „plaster miodu”. Według oferty

firmy są w stanie wytwarzać komórki o jednorodnej konstrukcji i jednakowych wymiarach, co przekłada się na jakość, małą masę i duże właściwości pochłaniania energii.

Prowadzi się wiele badań mających na celu wyłonienie najlepszego rozwiązania pochłaniania energii zderzenia. Rozważa się różne kształty, materiały oraz sposoby przymocowania crash-boxów. Najważniejsze jest osiągnięcie jak najlepszego stosunku masy do właściwości absorpcyjnych.

Każdy nowo projektowany model samochodu już na etapie opracowywania geometrycznej postaci nadwozia (karoserii) jest poddawany obliczeniom wytrzymałościowym na różne warunki obciążeń. Podstawą udzielenia homologacji i zezwolenia na eksploatację samochodu jest spełnianie przez pojazd kilku istotnych warunków. W tym celu ustrój nośny i poszczególne elementy należy sprawdzić pod względem:

- wytrzymałości doraźnej,
- wytrzymałości zmęczeniowej,
- dynamicznych wymuszeń (częstości drgań własnych),
- bezpieczeństwa biernego.



Rys. 128. Symulacja numeryczna zderzenia się samochodu z przeszkodą – zderzenie czołowe [147]

Ośrodki projektowe przeprowadzają obliczenia wytrzymałościowe, poddając karoserię samochodu numerycznym symulacjom pod względem wymienionych przypadków za pomocą metody elementów skończonych [40, 74, 138]. Powstanie fizycznego prototypu poprzedza wytworzenie wirtualnego modelu 3D, który zostaje poddany numerycznym crash-testom (zgodnie z wymogami regulaminu: uderzenie z przodu, uderzenie z tyłu, z boku czy dachowanie). Przykład numerycznej symulacji zderzenia czołowego samochodu z przeszkodą pokazano na rysunku 128. Tego rodzaju kolizje są najczęściej występującymi wypadkami drogowymi, jakie odnotowuje policja. Zderzenie czołowe samochodu z drzewem pokazano na rysunku 129. Inny wypadek przedstawiający zderzenie czołowe na autostradzie samochodu osobowego pokazano na rysunku 130.



Rys. 129. Wypadek drogowy, zderzenie samochodu osobowego z drzewem



Rys. 130. Wypadek drogowy, zderzenie czołowe samochodu osobowego na autostradzie



Badania numeryczne przyspieszają cykl powstania nowego modelu samochodu i znacznie zmniejszają koszty testów oraz wykonania prototypu, a także umożliwiają szacowanie sztywności konstrukcji ze względu na bezpieczeństwo bierne.

## 9.2. WZMOCNIENIA BOCZNE

Istotnymi elementami wzmacniającymi ustrój nośny każdego samochodu osobowego (ale nie tylko, dotyczy to także pozostałych samochodów) są energochłonne elementy karoserii pojazdu w postaci wzmocnień bocznych, które pokazano na rysunku 131. Zadaniem ich jest pochłanianie części energii uderzenia i przenoszenie deformacji w zakresie sprężysto-plastycznym, z jednoczesnym zapewnieniem bezpieczeństwa biernego kierowcy i pasażerów w pojeździe. Odkształcenia podczas bocznego uderzenia nie mogą wejść w kontakt z kierowcą lub pasażerami. Główną rolą wzmocnień bocznych, które podczas zderzenia bocznego najczęściej ulegają uszkodzeniu, jest ochrona przed obrażeniami klatki piersiowej, miednicy oraz górnej części nóg.



Rys. 131. Wzmocnienie boczne ściany i drzwi samochodu

Uderzenia boczne są drugim pod względem częstości występowania wypadków drogowych (rys. 132). Mogą one mieć różne postacie, ale najczęściej występują uderzenia w inny pojazd oraz zderzenia z obiektami przydrożnymi, takimi jak: drzewa słupy, najczęściej spowodowane poślizgiem. Na rysunku 132 pokazano wypadek drogowy zderzenia czołowo-bocznego dwóch samochodów. Podczas takiej kolizji bardzo

ważne jest wyposażenie samochodu we wzmacnienie boczne, które pochłaniałoby energię uderzenia i ograniczyło deformację bocznej części nadwozia.



Rys. 132. Wypadek drogowy, zderzenie czołowo-boczne



Rys. 133. Wzmocnienia boczne (kolor żółty) ścian i drzwi samochodu marki Škoda

Podstawowymi elementami są tu podłużne wzmocnienia drzwi bocznych w postaci rur lub wytłoczek ze stali niskostopowej o zwiększonej wytrzymałości (rys. 133). Kilku producentów stosuje we wnętrzu drzwi wkładki z pianki poliuretanowej, których zadaniem jest absorpcja energii uderzenia. Bardziej kompleksowe rozwiązania polegają na odpowiednim wzmocnieniu progów bocznych, poprzecznic i słupków.

Innym rozwiązaniem jest wyposażanie samochodu w sztywny środkowy słupek ulegający kontrolowanemu złamaniu. System ten stanowi zabezpieczenie użytkowników dzięki skuteczniejszemu wykorzystaniu specjalnych wyściółek wbudowanych w płyty drzwi i ograniczeniu jego przesunięcia do wnętrza kabiny. Do zabezpieczenia ścian bocznych przyczynia się również dwukrotnie zwiększona grubość środkowego słupka i poprzeczki dachowej. Należy również wspomnieć o wzmocnieniu w środkowej części oraz umieszczonych w drzwiach elementach, zapobiegających wgniataniu. Zastosowano również system uniemożliwiający skręcanie słupka, którego podstawowym zadaniem jest ograniczenie ryzyka wyrwania przednich drzwi podczas zderzenia. Wzmocnienia progów wprowadza się w celu przeniesienia części obciążeń pochodzących od uderzenia bocznego pomiędzy kołem przednim a tylnym (rys. 132). Badania nad bezpieczeństwem biernym przy uderzeniu bocznym w pojazdach są prowadzone przez koncerny samochodowe, które w swoich modelach poszczególnych pojazdów wprowadzają przebadane wzmocnienia boczne połączone z całym ustrojem nośnym pojazdu.



Rys. 134. Stosowane wzmocnienie boczne samochodu marki Volvo



Rys. 135. Szczegóły wzmocnienia bocznego w samochodzie Volvo S80

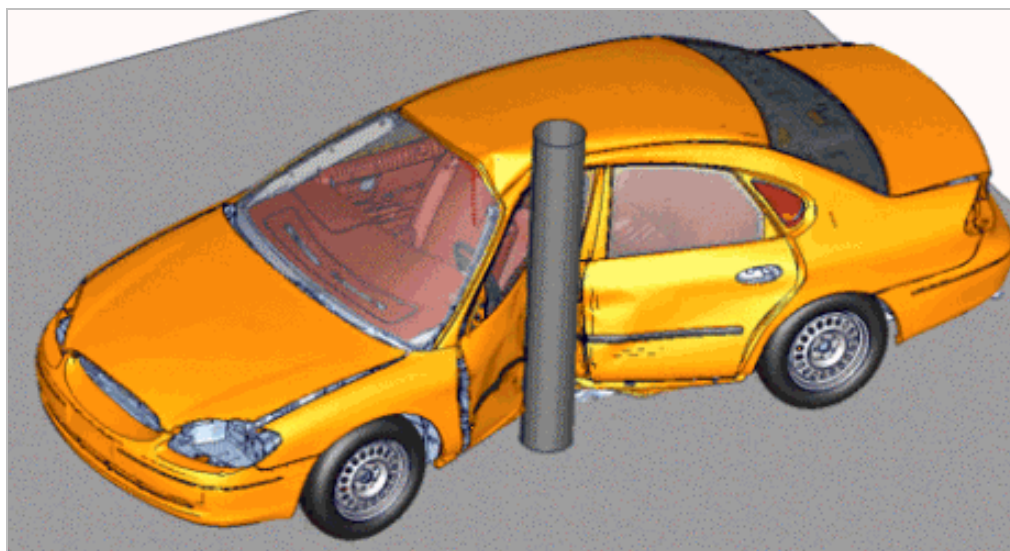
Wzmocnienia boczne stosowane w samochodach marki VOLVO polegają na wstawieniu belki o profilu kołowym (rys. 134), która zostaje poprzecznie zamontowana w drzwiach pomiędzy słupkiem środkowym a przednim oraz tylnym (rys. 135). Podobne rozwiązania wzmocnień bocznych w drzwiach są stosowane w innych markach samochodów, których przykładem mogą być te przedstawione na rysunku 136, zastosowane przez firmę BMW.

Firma Volvo jest liderem w obszarze wprowadzania rozwiązań i innowacji w zakresie bezpieczeństwa biernego, należy tu wymienić **Side Impact Protection System** w skrócie **SIPS**. Jest to system zabezpieczający przed bocznymi uderzeniami, który został opatentowany przez firmę Volvo. SIPS działa tak, aby w wypadku uderzenia bocznego rozproszyć energię uderzenia na cały ustrój nośny pojazdu. Częścią wyposażenia tego systemu są boczne poduszki powietrzne, które doskonale uzupełniają i integrują się w połączeniu z energochłonnymi elementami wykonanymi ze stali o dużej wytrzymałości, dzięki czemu zostaje ograniczona możliwość naruszenia przestrzeni życiowej w pojeździe. Oficjalne statystyki potwierdzają, że zastosowanie układu SIPS i bocznych poduszek powietrznych przyczynia się do zmniejszenia liczby poważnych urazów klatki piersiowej o ponad 50%.

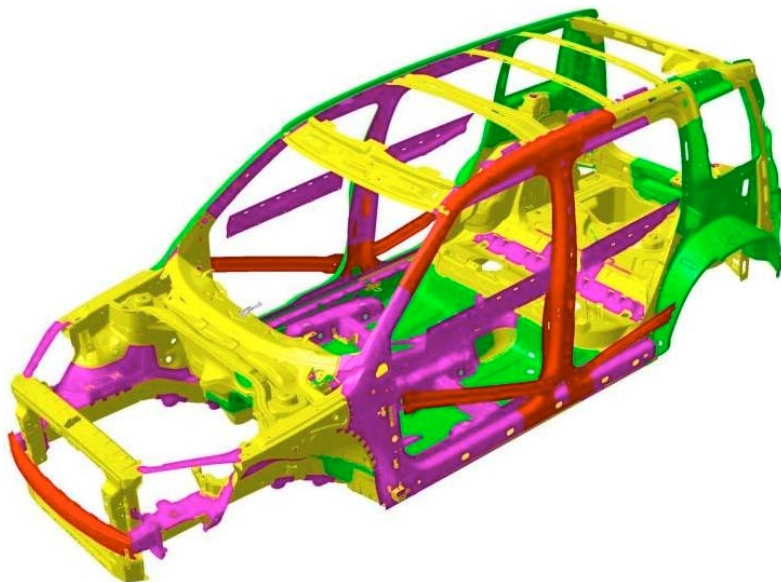


Rys. 136. Wzmocnienia boczne zastosowane w nadwoziu i drzwiach samochodu marki BMW

Wzmocnienie boczne karoserii samochodu jest sprawdzane za pomocą symulacji numerycznych crash-testów uderzenia bocznego pojazdu z przeszkodą. Do tego celu budowane są modele dyskretne całych samochodów i za pomocą metody elementów skończonych [1, 40, 138] poddawany jest on symulacjom zderzeniowym w zakresie sprężysto-plastycznym, dla różnych prędkości pojazdu i konfiguracji warunków brzegowych. Przykładowe zderzenia boczne pojazdu z przeszkodą pokazano na rysunku 137.



Rys. 137. Symulacja numeryczna zderzenia samochodu z przeszkodą – uderzenie boczne [147]



Rys. 138. System wzmocnienia drzwi bocznych i połączenie słupka B w jedną ramę z pozostałymi elementami

Z otrzymanych wyników symulacji numerycznej uderzenia bocznego samochodu (rys. 137) wynika, że istotną rolę na ścianie bocznej każdego samochodu pełni słupek B. Większość nowych modeli samochodów ma wzmocnione słupki B, które podczas uderzenia bocznego bezpośrednio przenoszą siłę uderzenia. Słupek B jest geometrycznie optymalnie ukształtowany. Bardzo ważne jest połączenie słupka z profilem dachu i belką poprzeczną w dachu łączącą oba słupki B i tworzącą jedną ramę w postaci kabłąka, co przedstawiono na rysunku 138. W dolnej części słupka B jest połączony z progiem, gdzie jest odpowiednio wzmocniony, a następnie zespolony z płytą podłogową. Dodatkowo, prawie w każdym modelu samochodu osobowego, słupek B jest łączony z belką poprzeczną w płycie podłogowej lub dwoma belkami, przebiegającymi skośnie w płycie podłogowej (rys. 138).

Rama przednich drzwi z trzema bocznymi wzmocnieniami (rys. 138) oraz rama tylnych drzwi z jednym wzmocnieniem zostały usztywnione i mogą pochłonąć energię zderzenia bocznego.

### 9.3. OCHRONNE ROZWIĄZANIA KONSTRUKCYJNE W SAMOCHODACH RAJDOWYCH

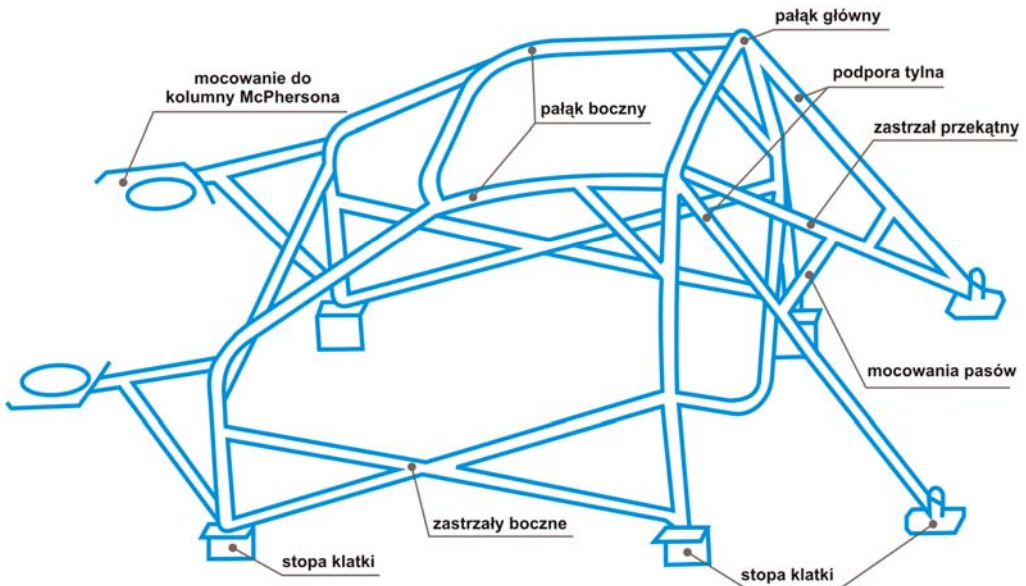
W samochodach rajdowych wielką rolę odgrywa bezpieczeństwo zawodników. W celu poprawy bezpieczeństwa podczas groźnych wypadków zaczęto w samocho-

dach rajdowych montować klatki bezpieczeństwa. Są to ramy przestrzenne, zaprojektowane w celu zapobieżenia dużym odkształceniom nadwozia w razie wypadku lub wywrócenia samochodu – ochrona zawodników (zapiętych w pasy). Ich dodatkową funkcją jest także zapewnianie odpowiedniej sztywności podzespołów i zespołów samochodu.

Rama przestrzenna – zwana przez kierowców rajdowych „klatką bezpieczeństwa” – składa się z podstawowych elementów, w skład których wchodzi: pałąk główny (centralny) i 2 pałaki boczne. Przykładową ramę przestrzenną pojazdu samochodowego pokazano na rysunku 139. Dodatkowe zastrzały i podpory są wykonywane na wiele różnych wariantów, w zależności od producenta. Przede wszystkim muszą pojawić się zastrzały boczne w miejscach drzwi samochodu, aby chronić załogę podczas uderzenia w bok, a także podpory tylne. Stopy klatki są przyspawane w sztywnych punktach płyty podłogowej.

Zazwyczaj ramy przestrzenne są obiektami o konstrukcji spawanej (mogą być także skręcane). Do produkcji ram używane są wysokiej jakości stale węglowe, o zwiększonej wytrzymałości oraz stale chromowo-molibdenowe 25CrMo4. Spawanie konstrukcji odbywa się metodą MAG i TIG. Każda rama jest analizowana oddzielnie w przypadku danego samochodu (rys. 140). Po otrzymaniu homologacji rama może być montowana w pojazdach rajdowych.

Nawet najlepiej zaprojektowane ramy nie są w stanie zagwarantować braku deformacji przestrzeni życiowej kierowcy podczas wypadku w razie dużych prędkości, a zwłaszcza podczas uderzenia bocznego w drzewo lub w słup. Kluczową rolą ramy



Rys. 139. Widok profesjonalnej konstrukcji „klatki” wraz z opisem poszczególnych elementów



Rys. 140. Model 3-D prostej ramy o konstrukcji przestrzennej – „klatki bezpieczeństwa”

jest pochłanianie jak największej ilości energii powstającej podczas uderzenia (odporność udarowa). Elementy ramy w przeciwieństwie do energochłonnych elementów bezpieczeństwa pojazdu nie mogą mieć żadnych niedoskonałości w poszczególnych belkach ramy, stosuje się natomiast różnego rodzaju wzmocnienia i przetłoczenia w celu zapobiegnięcia globalnemu wyboczeniu elementów ramy. Globalna utrata stateczności poszczególnych elementów ramy bezpieczeństwa jest bardzo groźna, ponieważ w tym momencie te elementy nie pochłaniają dalszej energii uderzenia, ale przy małym przyroście siły ulegają dużym przemieszczeniom. Podczas wypadku rama ochronna, której elementy ulegają globalnemu wyboczeniu, może nie zapewnić minimalnej przestrzeni życiowej dla kierowcy i pilota. Ramy muszą mieć dużą wytrzymałość i jednocześnie absorbować jak najwięcej energii uderzenia.

Wykonywane ramy są z wielką starannością i odpowiedzialnością projektowane, a następnie spawane. Na rysunku 141 przedstawiono już fizyczną ramę zamocowaną w samochodzie Mitsubishi Lancer Evo, gdzie pokazano wzmocnienia węzłów węzłówkami, których zadaniem jest zapobieżenie utraty stateczności belek krzyżujących się. Kolejną sprawą niezwykle istotną, wymagającą specjalistycznej wiedzy z zakresu projektowania konstrukcji ochronnych i wysokich kwalifikacji, jest budowa ramy przestrzennej, tzw. „klatki bezpieczeństwa” z karoserią samochodu. Zarówno karoseria, jak i „klatka”, podczas wypadku, muszą stanowić jeden zintegrowany obiekt, który ma zapewnić bezpieczną przestrzeń życiową kierowcy i pilotowi. Przykładowe połączenie „klatki” ze słupkiem przednim pokazano na rysunku 142, połączenie stopy „klatki” z płytą podłogową i progami widać natomiast na rysunku 143.





Rys. 141. Zamontowana „klatka bezpieczeństwa” w samochodzie Mitsubishi Lancer Evo



Rys. 142. Połączenie bocznego pałąka do przednich słupków pojazdu



Rys. 143. Sposób mocowania stopy „klatki” do płyty podłogowej i progu

Przykład doskonałej współpracy karoserii samochodu z „klatką” przedstawiono na rysunku 144, gdzie podczas wypadku w czasie rajdu doszło do częściowego poślizgu niekontrolowanego przy prędkości 195 km/h i odbiciu się od drzewa z prędkością ok. 100 km/h. Widać tutaj doskonale współdziałanie konstrukcji ochronnej z karoserią samochodu, która przeniosła i pochłonęła energię uderzenia bocznego z drzewem, zauważalne zniszczenie samochodu sprawia wrażenie, że prędkość pojazdu była niewielka – około 40–50 km/h. Gdyby konstrukcja ochronna „klatki” nie spełniła swojej roli, wtedy drzewo wbiłoby się znacznie głębiej w przestrzeń życiową kierowcy i pilota, a skutki mogłyby być tragiczne.



Rys. 144. Odształcenie klatki i karoserii po nadsterownym poślizgu (195 km/h), i odbiciu się od drzewa z prędkością ok. 100 km/h. Obrażenia: pęknięte żebra u pilota



Rys. 145. Dodatkowe podpory bocznych pałków zapewniające sztywność „klatki” przed zgnieceniem dachu i boczne zastrzały w samochodzie Subaru Impreza WRC 2003



Rys. 146. Widoczna nienaruszona przestrzeń życiowa po dachowaniu z prędkością 150 km/h (Ford Focus WRC). Obrażenia: wstrząs mózgu i potłuczenia

Drugą bardzo ważną rolę, jaką spełnia „klatka”, jest zapewnienie przestrzeni życiowej podczas dachowania. Podczas wyścigów rajdowych kierowcy jadą w ekstremalnych warunkach i z maksymalnymi prędkościami. Zdarza się, że dochodzi do wywrócenia się samochodu sportowego, czyli dachowania. Podczas dachowania

„klatka” i karoseria samochodu musi zapewnić przestrzeń życiową rajdowcom. Przez zastosowanie dodatkowych bocznych pałąków, zapewniono odpowiednią sztywność zabezpieczającą podczas dachowania przed zgnieciem dachu (rys. 145). Skutki fizyczne dachowania przy prędkości około 150 km/h pokazano na rysunku 146. Zdeformowana klatka i karoseria świadczy o ilości pochłoniętej energii uderzenia podczas dachowania, jednocześnie widać tutaj, że klatka ochronna spełniła swoje zadania, zapewniając minimalną przestrzeń życiową rajdowcom. Do innego wypadku doszło podczas zawodów rajdowych, gdzie bolid kierowany przez jedną z załóg uderzył dachem w drzewo (rys. 147). Na skutek uderzenia dach uległ odkształceniu, przy czym wgniecenie doszło aż do podpory pałąków. Załoga tego samochodu nie odniosła żadnych obrażeń.



Rys. 147. Zdeformowana klatka po uderzeniu dachem w drzewo.  
Dach oparł się na podporze bocznej pałąka. Brak obrażeń u załogi

Obiekty ochronne, tworzące ramy przestrzenne określane w języku rajdowym jako „klatki bezpieczeństwa”, montowane są wewnątrz samochodu. Dzisiaj nikt nie ma wątpliwości, jak ważne zadanie spełniają te podzespoły, dlatego naturalne jest, że samochody niemające takiego zabezpieczenia nie mogą być zakwalifikowane do uczestnictwa w rajdzie. Obiekty ochronne spełniają dwa podstawowe zadania: zabezpieczają rajdowców przed kolizją zderzenia bocznego oraz w razie dachowania pojazdu. Ponadto aktywnie zwiększają bezpieczeństwo bierne przy zderzeniu z przodu lub z tyłu, ale w przypadku tych kolizji nie mają specjalnych elementów pochłaniających energię uderzenia. Współczesne klatki ochronne są projektowane i sprawdzane na wirtualnych modelach za pomocą numerycznych crash-testów. Obecne obiekty konstrukcji „klatek bezpieczeństwa” niejednokrotnie z sukcesem chroniły załogi uczestniczące w wypadkach rajdowych, spowodowanych prędkością około 170 km/h. Mimo zupełnie zdemolowanych samochodów członkowie załogi wychodzili z wypadku bez większych obrażeń.

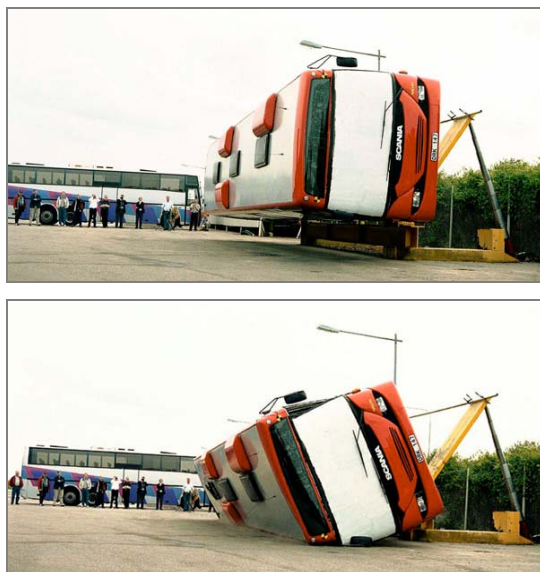
Klatki te są wciąż modernizowane, są znacznie bardziej rozbudowane i wytrzymałe od tych z lat 90. ub. wieku. Gdyby w 1993 roku podczas wypadku śp. Marian Bublewicz miał dzisiejszą klatkę bezpieczeństwa, na pewno kolizja nie skończyłaby się tak tragicznie.

## 9.4. BEZPIECZEŃSTWO BIERNE W AUTOBUSACH

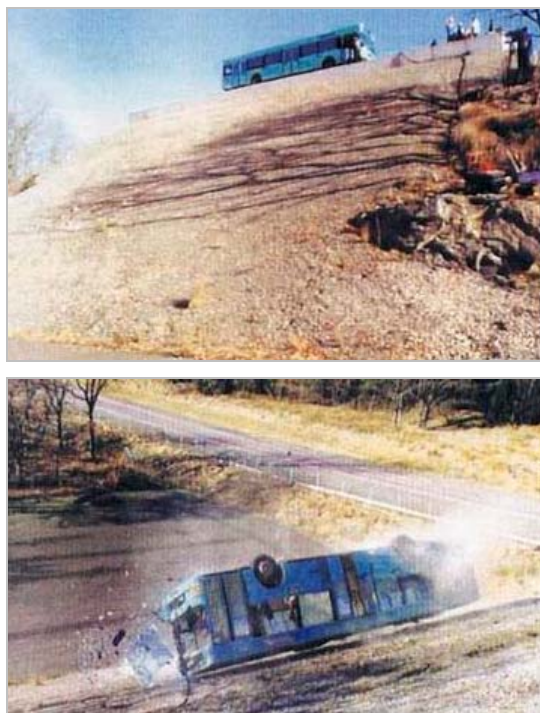
Autobusy, podobnie jak każdy pojazd uczestniczący w ruchu drogowym, narażone są na niebezpieczne kolizje. Jednym z nich jest zjechanie autobusu na pobocze, w którym jest rów. Jeśli rów nie jest głęboki, to wypadek nie jest groźny, co przedstawiono na rysunku 148. Poważne w skutkach są wypadki, kiedy autobus w wyniku wjechania do rowu lub osunięcia się ze skarpy, przewraca się. Biorąc pod uwagę zagrożenia konsekwencji wypadków, opracowano europejską dyrektywę ECE R66. W myśl tej dyrektywy autobus w momencie wypadku musi zapewnić pasażerom minimalną przestrzeń ocalenia ponad siedzeniami i przejściem. Dużą pomoc w projektowaniu bezpiecznej przestrzeni autobusów turystycznych uzyskali producenci od organizacji, takich jak np. Centrum Dekra, które podjęły symulowane próby zderzeniowe tych pojazdów. Na podstawie wyników badań potwierdzono, że niebezpieczne są kolizje z samochodami ciężarowymi najeżdżającymi z tyłu w kierunku autobusu lub gdy uderzy on ścianą przednią w sztywną przeszkodę, którą może być niekorzystnie ukształtowana ściana tylna ciężarówki. Ustalono jednak, że wywrócenie się autobusu na bok i duże deformacje dachu lub ściany bocznej, prowadzące zwykle do poważnych zranień, a nawet śmierci pasażerów, należą do grupy najniebezpieczniejszych wypadków. Eksperymentalne testy można przeprowadzać na stanowisku typu katapulta bądź metodą naturalnego wywrócenia na stoku (rys. 149).



Rys. 148. W celu uniknięcia zagrożenia autobus zjechał na pobocze z rowem



Rys. 149. Eksperymentalna próba wywrócenia autobusu na bok



Rys. 150. Testy bezpieczeństwa przeprowadzane na autobusach Volvo w ośrodku Volvo Safety Center

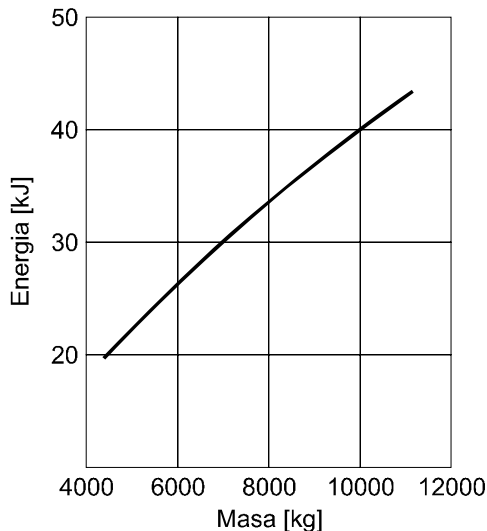
W celu złagodzenia skutków kolizji ustrój nośny powinien zamortyzować uderzenie spowodowane wywróceniem się pojazdu w taki sposób, aby energia kinetyczna w czasie zderzenia była zamieniona na pracę odkształcenia obiektu. Jednocześnie odkształcenie to nie może naruszyć minimalnej przestrzeni przeżycia dla pasażerów i kierowcy. Istnieje również potrzeba określenia wielkości energii absorbowanej przez nadwozie podczas zderzenia z ziemią. W celu uzyskania tych informacji w latach osiemdziesiątych XX w. zaczęto przeprowadzać odpowiednie badania.

Eksperymentalną próbę przeprowadzono w Wielkiej Brytanii w 1984 roku. Dokonano symulacji wypadku, polegającego na przewróceniu autobusu na dach. Podobne badania, przewrócenia autobusu na skarpie, przeprowadzała firma Volvo, co przedstawiono na rysunku 150. Na pochylni ustawiono obciążony autobus, a następnie pozwolono mu ześliznąć się w dół. U dołu ramy przymocowano zderzaki. Po uderzeniu w nie autobus przewrócił się i uderzył dachem o twarde podłoże 0,7 m poniżej zderzaków. Na podstawie testów wyznaczono wtedy zależność energii uderzenia od masy autobusu (rys. 151).

Firma Mercedes-Benz już od początku lat osiemdziesiątych ubiegłego wieku zaczęła przeprowadzać badania przypadków przewracania się autobusów, przyczyniając się w znacznym stopniu do ustalenia norm bezpieczeństwa Unii Europejskiej w tym zakresie.

W ten sposób powstała dyrektywa ECE R66, według której zdefiniowano parametry wytrzymałościowe nadwozia autobusu i przewidziano ich kontrolę jedną z następujących metod:

- przewrócenie kompletnego pojazdu,
- przewrócenie wycinka pojazdu, który jest reprezentatywny w stosunku do całej struktury nośnej,

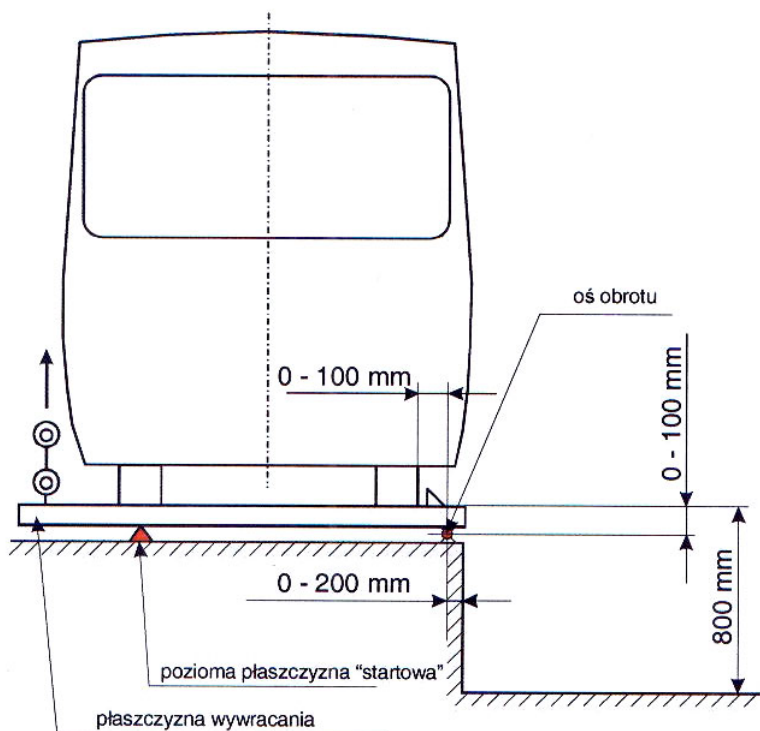


Rys. 151. Energia wyznaczona podczas wykonania testu przewrócenia autobusu na dach

- uderzenie wahadłem odpowiednio wybranej części struktury nośnej lub odpowiedniej grupy części,
- kontrolne obliczenia wytrzymałościowe konstrukcji nośnej.

Przeprowadzane różnymi metodami próby mają na celu zbadanie stopnia deformacji nadwozia, w celu określenia przestrzeni przeżycia dla pasażerów. Przestrzeń ta, jako część przestrzeni pierwotnej wewnątrz pojazdu, nie może być mniejsza od określonej przepisami.

Próbę przewrócenia całego pojazdu przeprowadza się na seryjnym egzemplarzu dostarczonym przez producenta. Pojazd musi być gotowy do drogi, tzn. mieć paliwo, wszelkie płyny eksploatacyjne, środki smarne, standardowe narzędzia oraz koło zapasowe. Nie przewiduje się natomiast wliczania do masy pojazdu obciążenia, które symulowałyby pasażerów.



Rys. 152. Warunki przeprowadzania próby przewrócenia autobusu wg ECE R66

Wszystkie pokrywy, okna i drzwi muszą być zamknięte. Ciśnienie w oponach oraz poziom nadwozia, wynikające z zastosowania automatycznego poziomowania, muszą równać się normalnym parametrom podanym przez producenta. Autobus ustawia się na wahlowej platformie według warunków przedstawionych na rysunku 152, której prędkość przechyłu nie powinna przekraczać  $5^\circ/\text{s}$  ( $0,087 \text{ rad/s}$ ). Umożliwia to przechylanie go bez żadnych wpływów dynamicznych, aż do momentu przewrócenia.



Całe zdarzenie filmowane jest przez kamery rejestrujące dużą liczbę klatek na sekundę, które dostarczają materiał do oceny prawidłowości przeprowadzonej próby.

Przystępując do obliczenia całkowitej energii  $E^*$  pochłoniętej przez obiekt według ECE R66, należy założyć, że:

- przekrój poprzeczny zabudowy jest prostokątny,
- resorowanie pojazdu jest usztywnione,
- przechyłanie poprzecznego przekroju zabudowy odbywa się wokół punktu A.

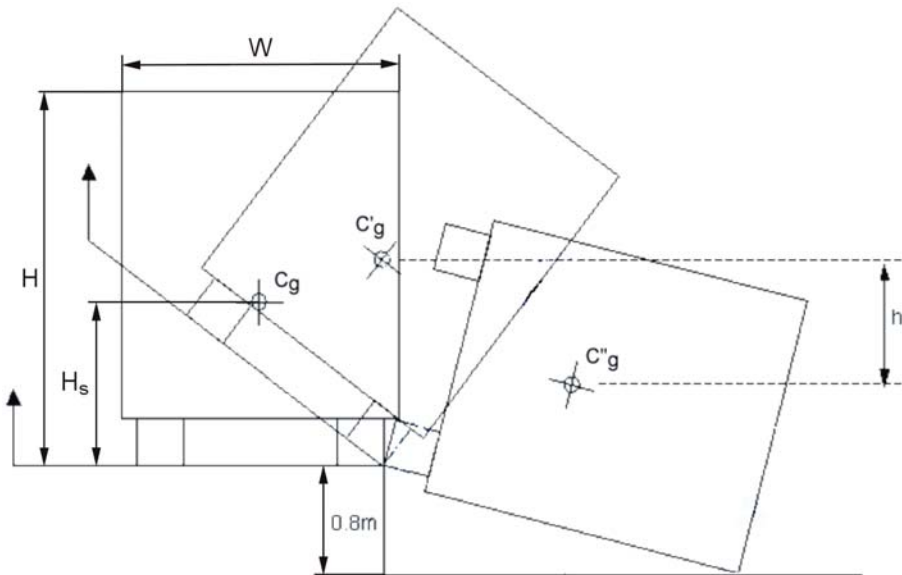
Jeżeli oczekiwane przesunięcie środka ciężkości autobusu  $h$  zostanie określone przez metodę graficzną (rys. 154), to energię  $E^*$  można obliczyć z następującej zależności:

$$E^* = 0,75Mgh \quad (75)$$

Energię  $E^*$  można wyznaczyć metodą przybliżoną ze wzoru:

$$E^* = 0,75Mg \left( \sqrt{\left(\frac{W}{2}\right)^2 + H_s^2} - \frac{W}{2H} \sqrt{H^2 - 0,8^2} + 0,8 \frac{H_s}{H} \right) \quad (76)$$

We wzorach (75–76) poszczególne symbole określono następująco:  $M$  – masa pojazdu gotowego do drogi, kg,  $g$  – przyspieszenie ziemskie  $9,81 \text{ m/s}^2$ ,  $W$  – szerokość pojazdu, m,  $H_s$  – wysokość środka ciężkości nieobciążonego pojazdu, m,  $H$  – wysokość pojazdu, m.



Rys. 153. Wielkości potrzebne do wyznaczenia energii całkowitej  $E^*$

a)



b)

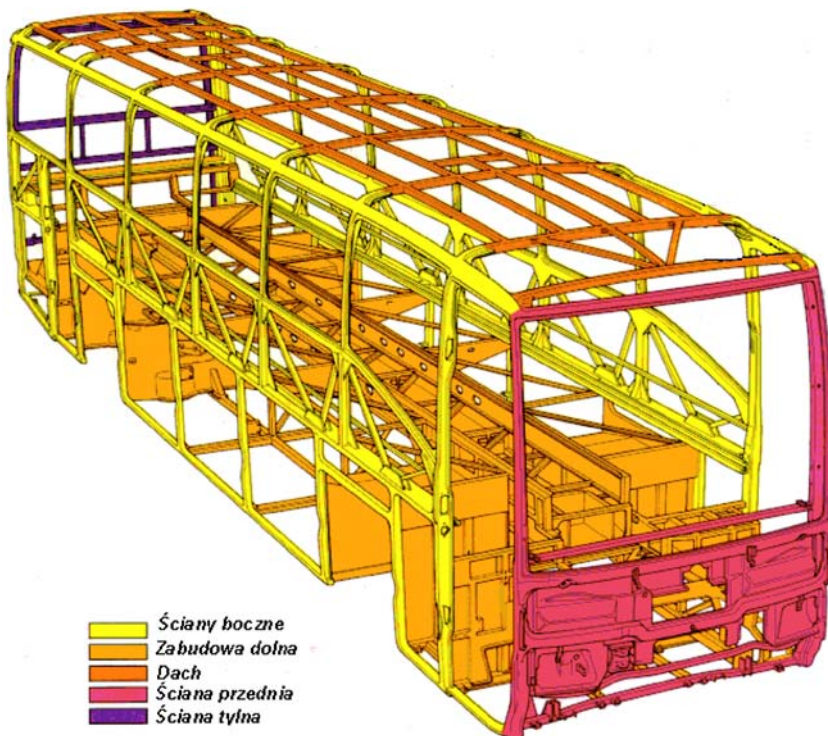


Rys. 154. Upadek autobusu z rampy o wysokości 0,8 m na beton wg ECE R66:  
a) widok z przodu, b) widok z boku

Autobus o nowoczesnej konstrukcji musi charakteryzować się dużymi rezerwami bezpieczeństwa biernego w razie zaistnienia obciążenia awaryjnego, opisanego w ECE R66. Na rysunkach 149 i 154 przedstawiono konstrukcję specjalnej rampy wykorzystywanej do przeprowadzenia próby wywrócenia autobusu.

Przez dostosowanie konstrukcji autobusu do obowiązujących norm zapewniono maksymalną ochronę pasażerów, a po wypadku umożliwiono szybkie opuszczenie pojazdu przez drzwi, okna, lub pokrywy dachowe.

Wymagania te doskonale spełnia ustrój nośny autobusu Mercedes-Benz O 404. Przez zastosowanie prasowanych elementów konstrukcyjnych położono duży nacisk na precyzję i jakość obrabiania. Zabudowa całej karoserii stała się przez to maksymalnie sztywne i stabilne. Ograniczono drgania obiektu z wyraźną poprawą komfortu jazdy.



Rys. 155. Bezpieczne rozwiązanie konstrukcyjne autobusu wykonane ze spawanych punktowo wytłoczek



Rys. 156. Sytuacja wewnątrz autobusu podczas testu przewracania się na stoku

Kolejną zaletą w porównaniu do konwencjonalnej techniki szkieletu rurowego jest w tym przypadku, oprócz „odchudzenia” obiektu, oszczędność materiału i energii potrzebnej do wytworzenia nadwozia. Wszystkie grupy konstrukcyjne, począwszy od kolumn bocznych, aż po dźwigary podłogi, składają się z otwartych profili formowanych przez prasowanie, które charakteryzuje się większą wytrzymałością niż tradycyjna, spawana z pojedynczych części, struktura. Opisany obiekt o bezpiecznej konstrukcji przedstawiono na rysunku 155.

Dyrektywa ECE R80, dotycząca badań symulacyjnych foteli i ich mocowania jest podstawą do wyznaczenia źródeł danych, którymi są impulsy elektroniczne w czasie uderzenia fotela umieszczonego na ruchomych saniach o sztywną barierę z prędkością 31 km/h (rys. 156).

Za pośrednictwem czujników umieszczonych w głowie, klatce piersiowej i miednicy manekina jest mierzone przyspieszenie, działające na pasażera w czasie kolizji. Ważne jest, aby mocowania foteli do podłogi autobusu zapewniały dużą wytrzymałość. Szczególnie w przypadku zderzenia, kiedy to pasażerowie siedzący z tyłu działają siłą proporcjonalną do swojej masy i występującego opóźnienia na poprzedzające ich oparcia. Jednocześnie pokrycia tylne foteli, podczas uderzenia o nie pasażerów nie powinny powodować obrażeń.

W przypadku zderzeń czołowych ważną rolę odgrywa ściana przednia. Przykładowo w autobusie Lions Star firmy MAN zamontowane jest specjalne skrzynkowe wzmocnienie chroniące mechanizm kierowniczy, dzięki któremu zostaje zachowana zdolność kierowania, pomimo deformacji przodu autobusu w wyniku kolizji.

W celu obniżenia kosztów eksperymentalnych regulamin ECE R66 dopuszcza możliwość przeprowadzenia badań stanowiskowych na module autobusu – przewrócenie się na bok. Widok modułu autobusu i wyniki z próby wywrócenia się na bok pokazano na rysunku 157.

Więcej informacji przedstawiono na podstawie wyników z badań eksperymentalnych, kiedy w module autobusu są manekiny. Próbę takich badań pokazano na rysunku 158.

Bezpieczną konstrukcją nowoczesnego autobusu jest takie rozwiązanie, które zapewnia maksymalną ochronę pasażerów, a po wypadku umożliwia szybkie opuszczenie pojazdu przez drzwi, okna lub pokrywy dachowe. Podczas zderzeń czołowych ważną rolę odgrywa konstrukcja ściany przedniej. W przedniej części ulegającej deformacji nie powinny znajdować się żadne przewody hydrauliczne, powietrzne czy elektryczne. Konstrukcja nowoczesnego autobusu powinna uwzględniać też bezpieczeństwo innych użytkowników dróg, między innymi przez odpowiednie ukształtowanie bryły nadwozia i stosowanie osłon dolnych ścian przedniej, tylnej i bocznych. Symulowane obciążenie zewnętrzne poprzez samochód osobowy o wadze maksymalnej 1500 kg i powierzchni ataku 1,2 m<sup>2</sup> na stojący autobus wynosi:

- w przypadku normalnym 0,6 g,
- w przypadku ekstremalnym 1,0 g.



Rys. 157. Przewrócenie się modułu autobusu bez manekinów



Rys. 158. Przewrócenie się na bok modułu autobusu z manekinami



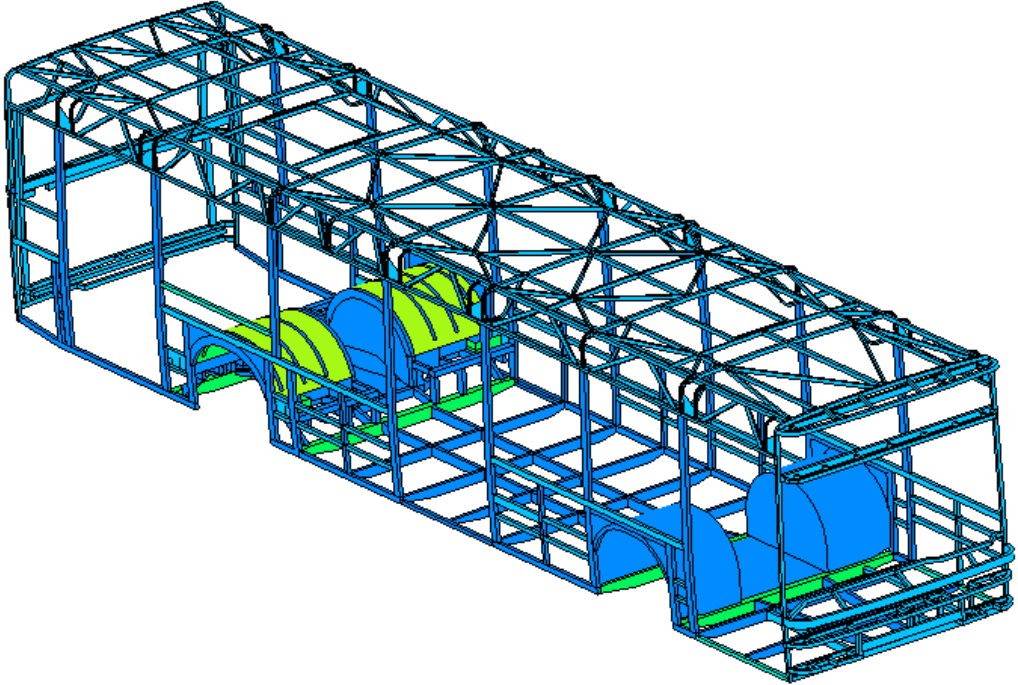
Rys. 159. Test na zderzenie boczne autobusu z samochodem osobowym

W przypadku ekstremalnym dopuszczalne są trwałe odkształcenia na szkieletcie, które nie naruszają przestrzeni życiowej pasażerów.

Prowadzone są również testy eksperymentalne na uderzenie czołowe samochodu osobowego w bok autobusu. Przykład zderzenia czołowo-bocznego samochodu osobowego z autobusem pokazano na rysunku 159.

### 9.4.1. SYMULACJA NUMERYCZNA WYWRÓCENIA AUTOBUSU

Najgroźniejsze dla pasażerów w autobusie jest jego wywrócenie na bok, wobec tego próby symulujące takie zdarzenie mają szczególne znaczenie. Przykładem jest symulacja numeryczna przewrócenia autobusu, którego urządzenie nośne przedstawiono na rysunku 160. Próbę przeprowadzono zgodnie z wytycznymi zamieszczonymi w dyrektywie ECER 66.



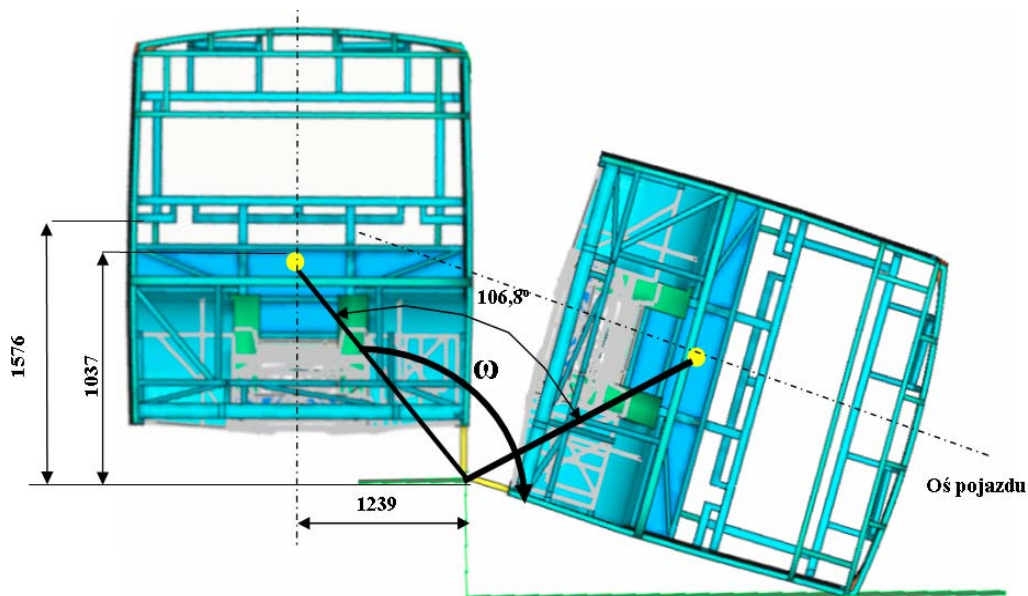
Rys. 160. Model autobusu do próby przewrócenia

Analiza wytrzymałościowa MES [252, 253] rozpoczynała się od chwili tuż przed zderzeniem z podłożem, jak pokazano na rysunku 161. W tym celu do wszystkich węzłów modelu dyskretnego pojazdu „przyłożono” obliczoną analitycznie początkową prędkość kątową i przyspieszenie ziemskie.

Energia zderzenia powinna w jak największej mierze zostać pochłonięta przez elementy ustroju nośnego, ponieważ miarą jej pochłonięcia (rozproszenia) są m.in. odkształcenia plastyczne, ale istnieje wówczas niebezpieczeństwo wystąpienia nadmiernych przemieszczeń.

Autobus został przewrócony na prawy bok, w wyniku czego ściana boczna po tej stronie przemieściła się do środka, ograniczając w ten sposób przestrzeń przeży-

cia dla pasażerów (rys. 162). Dolna część ustroju nośnego poniżej pasa środkowego pod oknami odkształciła się w niewielkim stopniu. Znaczącą rolę w ograniczaniu przemieszczeń pełnią nadkola oraz ściany przednia i tylna. W większym stopniu zdeformowała się górna część. Najbardziej zagrożeni są pasażerowie znajdujący się najwyżej, tj. siedzący przy oknach nad nadkolem tylnym. W tych miejscach przemieszczenie dachu względem podłogi stwarza największe niebezpieczeństwo dla pasażerów autobusu, niemniej jednak minimalna przestrzeń przeżycia nie została naruszona (rys. 163).

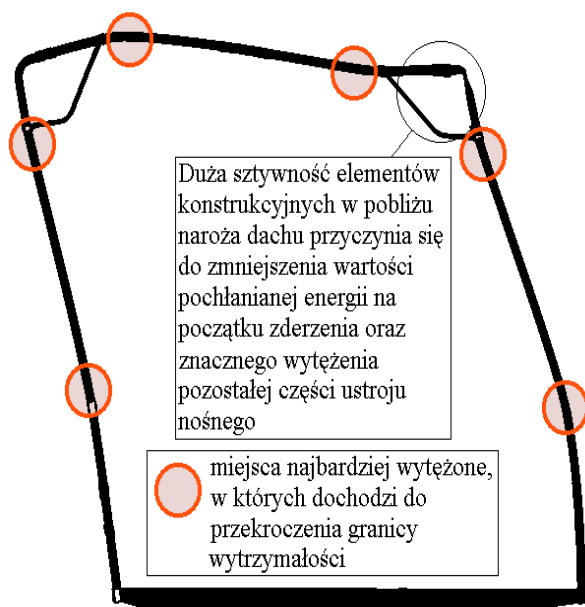
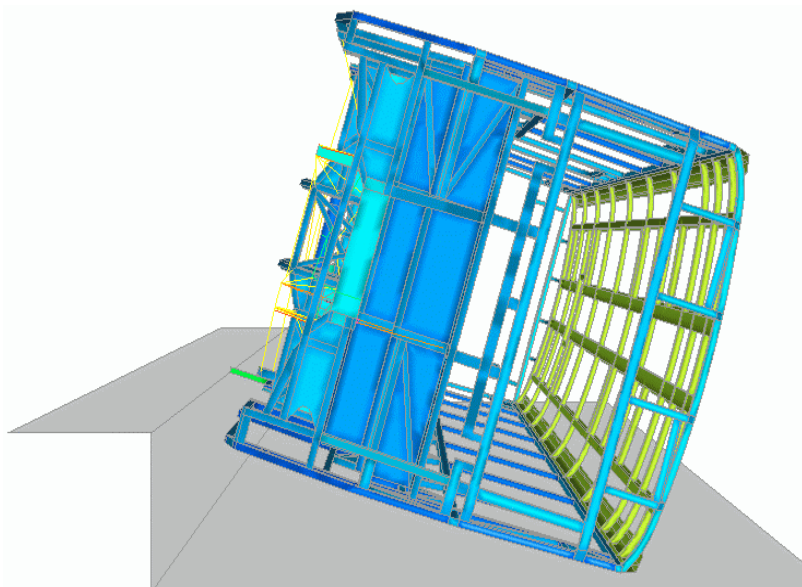


Rys. 161. Model dyskretny autobusu przygotowany do Regulaminu 66

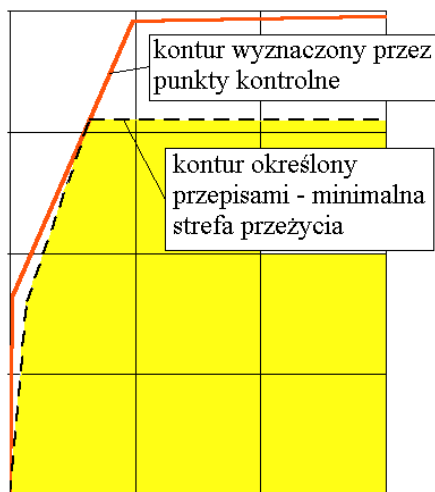
Drugim istotnym kryterium, które należy rozpatrzyć podczas analizy MES, są wartości naprężeń występujących w elementach ustroju nośnego. O ile zostanie przekroczona granica wytrzymałości, o tyle narastające odkształcenia plastyczne mogą prowadzić do pęknięcia materiału. Pęknięcia są groźne zwłaszcza wtedy, gdy występują w miejscach, w których zachowanie spójności ustroju nośnego warunkuje jego prawidłową deformację, nie powodując dodatkowego zagrożenia życia pasażerów. W przypadku próby wywrócenia autobusu są to słupki okienne i węzły, które są połączone z pozostałymi elementami ustroju nośnego. W obiektach obciążonych dynamicznie zachodzi jeszcze dodatkowe zjawisko, mianowicie umocnienie materiału wraz z prędkością odkształcania. Przy odpowiednio dużych prędkościach odkształcania naprężenia mogą przekroczyć granicę wytrzymałości, mimo że nie wystąpiły trwałe odkształcenia. W badanym ustroju nośnym, z wyjątkiem naroży



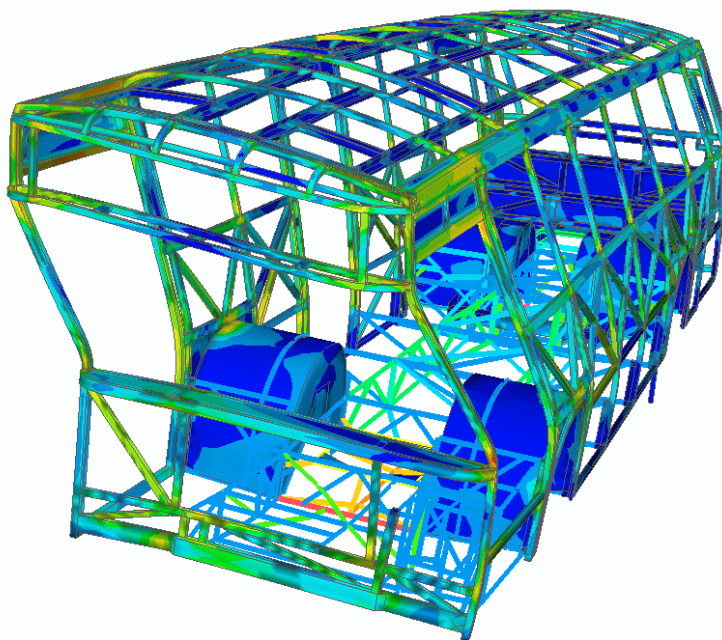
dachu, prędkości odkształcania nie przekroczyły wartości  $30 \text{ s}^{-1}$ , co odpowiada przyrostowi granicy plastyczności o blisko 12%.



Rys. 162. Ustrój nośny autobusu tuż przed zderzeniem z podłożem i pod koniec zderzenia (widok z przodu)



Rys. 163. Ograniczenie strefy przeżycia dla pasażerów w okolicy nadkola tylnego



Rys. 164. Postać deformacji karoserii autobusu po wywróceniu się, wg Regulaminu 66

Na podstawie wyników analizy wykazano, że w trakcie deformacji ustroju nośnego, na dachu i w większości słupków okiennych w okolicy ich łączenia z pozostałymi elementami konstrukcyjnymi (połączenia spawane) granica wytrzymałości została przekroczona (rys. 164).

Pęknięcia słupków wyraźnie zmniejszają zdolność ustroju nośnego do przeniesienia obciążeń; są one powodem większych przemieszczeń (w obliczeniach nie uwzględniono przekroczenia  $R_m$  w elementach), a w rezultacie stanowią duże zagrożenie dla pasażerów.

Bazując na wynikach symulacji, wykazano małą odporność ustroju nośnego badanego autobusu na obciążenie, które powstaje podczas jego wywrócenia, jak pokazano na rysunku 164. Wprawdzie przemieszczenia wewnątrz konstrukcji mieszczą się w określonych przepisami granicach, ale po założeniu, że spójność struktury nośnej zostanie zachowana. Podczas zderzenia z podłożem doszło do przekroczenia granicy wytrzymałości materiału, z którego wykonano elementy nośne w najbardziej odpowiedzialnych miejscach, wobec tego uzyskane przemieszczenie zostało zdezaktualizowane. W ustroju nośnym brakuje elementów, które na początku zderzenia mogłyby pochłonąć znaczną część energii kinetycznej konstrukcji i złagodzić skutki gwałtownego obciążenia.



Rys. 165. Autobus po wypadku drogowym

Inne wypadki, np. zderzenia czołowo-boczne autobusów, występują najczęściej w przypadku częściowego kontaktu powierzchni ścian autobusu z przeszkodą (rys. 165). Zdarzają się wypadki, których specyfiki konstruktorzy nie biorą pod uwagę w swoich projektach bezpieczeństwa biernego. Trudno wyobrazić sobie przypadek, w którym kierowca jadący autobusem, pokazanym na rysunku 166, próbował wjechać pod wiadukt, gdzie mogą przejeżdżać tylko pojazdy o wysokości do 2 m, a taki przypadek zdarzył się przy prawidłowo oznakowanym wiadukcie (rys. 167).



Rys. 166. Nowoczesne autobusy są bardzo przeszklone i muszą spełniać wymagania regulaminów bezpieczeństwa biernego



Rys. 167. Autobus pod wiaduktem o wysokości prześwitu mniejszej niż wysokość autobusu

Masa autobusu jest kilka razy większa od masy samochodu osobowego, mimo to podczas uderzenia z dużą prędkością w bok autobusu na mokrej nawierzchni dochodzi do zaburzenia jego toru jazdy. Taka kolizja nastąpiła na autostradzie pod Berlinem, gdzie w polski autokar, jadący autostradą A10, uderzył samochód osobowy. Na skutek kolizji autokar został zepchnięty w stronę podstawy wiaduktu (rys. 168). W wypadku śmierć poniosło 14 osób oraz wiele osób odniosło poważne obrażenia [145]. W dra-

matycznej akcji ratunkowej brało udział niemal 300 ratowników i 6 helikopterów służb niemieckich (rys. 169). Autobusem podróżowało 47 pasażerów i dwóch kierowców. Do tragedii doszło, gdy autokar próbował wyminąć włączający się do ruchu samochód. Nieudany manewr zakończył się uderzeniem w bok autobusu i stycznym obtarciem o ścianę boczną pojazdu. Ponieważ były niesprzyjające warunki atmosferyczne, spowodowane opadami deszczu, autobus po potrąceniu przez samochód osobowy wpadł w poślizg i uderzył w filar wiaduktu, a następnie zjechał na pobocze.



Rys. 168. Widok autokaru po nieszczęśliwym wypadku koło Poczdamu na autostradzie A10



Rys. 169. Akcja ratunkowa służb niemieckich podczas udzielania pomocy poszkodowanym pasażerom autobusu, © fot. PAP



Rys. 170. Zderzenie autobusu z pociągiem, © fot. PAP

Wypadki drogowe, w których uczestniczy autokar pochłaniają wiele ofiar, a zwłaszcza podczas zderzenia autobusu z pojazdem ciężarowym lub pociągiem. Na rysunku 170 pokazano zderzenie pociągu z autobusem, przewożącym pasażerów, do którego doszło na niestrzeżonym przejeździe kolejowym. W tym wypadku zginęło 43 pasażerów autobusu, staranowanego przez pociąg, który pchał go przez około 80 m. Konstruktorzy, projektując układ nośny autobusu, nie przewidują w takim wypadku zapewnienia pasażerom pełnego bezpieczeństwa biernego. Wiele ośrodków naukowych i badawczych prowadzi badania na modelach wirtualnych, aby w przyszłości, podczas kolizji autobusu z innym pojazdem o większej masie, zapewnić pasażerom i kierowcy jak największe bezpieczeństwo.

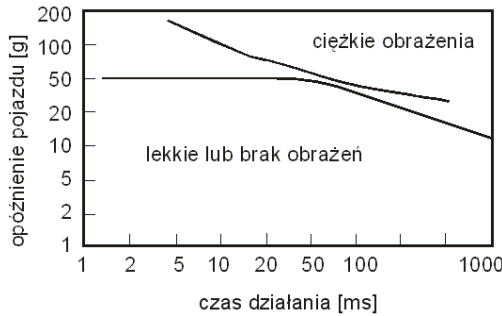
## 10. UDERZENIE GŁOWĄ W SŁUPEK

Podczas zderzenia pojazdu z przeszkodą (wypadek drogowy) ustrój nośny pojazdu ulega trwałym odkształceniom, a kierowcy i pasażerom zagraża niebezpieczeństwo doznania obrażeń. W celu zmniejszenia skutków wypadku nadwozia samochodów osobowych projektuje się w taki sposób, aby w konstrukcji zostały uwzględnione tzw. strefy kontrolowanego zgniotu z przodu i z tyłu pojazdu. Ocena prawidłowości konstrukcji pojazdu pod względem bezpieczeństwa biernego jest dokonywana na podstawie norm i zarządzeń (FMVSS – *Federal Motor Vehicle Safety Standard*). W normach i regulaminie określono wymagania w zakresie poszczególnych elementów wyposażenia i układów istotnych ze względu na bezpieczeństwo oraz sprecyzowano warunki prowadzenia prób. Spełnienie wymagań i prób bezpieczeństwa jest niezbędne w wypadku przyjęcia poszczególnych regulaminów za obowiązujące w celu uzyskania przez pojazd homologacji, która jest warunkiem dopuszczenia pojazdu do sprzedaży.

Podczas wypadku drogowego człowiek poddany jest działaniu wielu sił i obciążeń oraz przyspieszeń, będących przyczyną utraty zdrowia lub życia. Dzięki badaniom przeprowadzonym na zwłokach w 1965 roku, ustalono granice tolerancji, których przekroczenie kończy się wstrząsem mózgu. Okazało się, że duże znaczenie odgrywa nie tylko wartość przyspieszenia, lecz także czas jego działania.

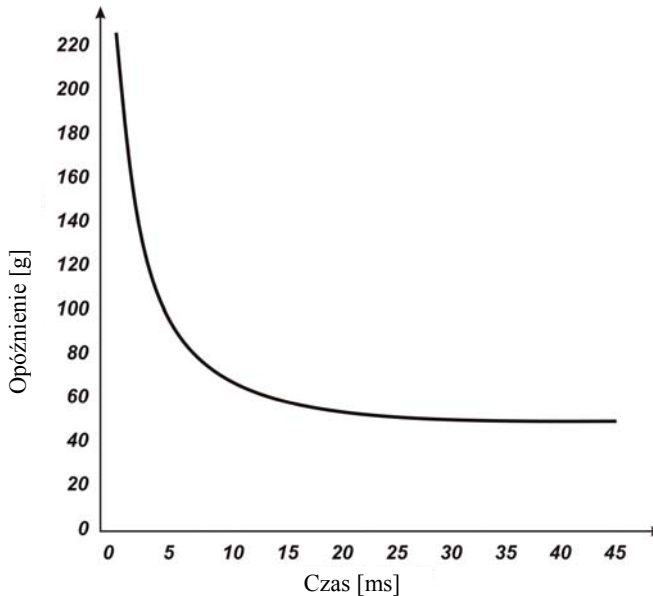
Dopuszczalne przyspieszenia, przenoszone przez korpus człowieka podczas zderzenia, mogą być tym większe, im krótszy jest czas ich działania. Zobrazowano to na rysunku 171, na którym przedstawiono dwie linie: górna wyznacza obszar ciężkich obrażeń, dolna zaś określa obszar obrażeń lekkich lub ich brak. Granica powstania obrażeń jest stała w przypadku przyspieszeń i wynosi 50 g (g – przyspieszenie ziemskie), jeżeli czas trwania impulsu nie przekracza 50 milisekund.

W nowszych badaniach pokazano, że korpus człowieka powinien wytrzymać przyspieszenie 60–80 g, jeżeli obciążenie jest rozłożone na dużej powierzchni. W testach zderzeniowych osiągnano nawet wartości 85–90 g. Podczas zderzeń bocznych przyjmuje się, że przyspieszenie nie powinno przekraczać 30 g.



Rys. 171. Dopuszczalne przyspieszenia przenoszone przez człowieka

Najcięższymi urazami występującymi podczas zderzeń są obrażenia głowy i kręgow szyjnych. Obrażenia te mogą powodować trwale kalectwo lub śmierć użytkowników samochodów. Dopuszczalne przyspieszenie, przenoszone przez głowę, zależy od czasu trwania impulsu [44].



Rys. 172. Dopuszczalne opóźnienie przenoszone przez głowę

Jeżeli na rysunku 172 narysowano by linię w skali logarytmicznej, to stałaby się prostą o nachyleniu wynoszącym 2,5. Wartość tego nachylenia wykorzystano do zbudowania kryterium w postaci:

$$HIC = \int a^{2,5} dt \tag{77}$$

gdzie  $a$  – chwilowe przyspieszenie działające na głowę (HIC – Head Injury Criterion).



Stwierdzono, że jeśli wartość całki przekroczy 1000, należy spodziewać się poważnego zranienia głowy.

Wprowadzono również modyfikację po uwzględnieniu podejścia probabilistycznego. Gdy  $HIC = 1000$  i czas trwania impulsu wynosi 15 milisekund, dla ok. 16% populacji użytkowników samochodów, uderzenie takie jest śmiertelne.

Kryterium  $HIC$  jest powszechnie stosowane w testowaniu bezpieczeństwa użytkowników samochodów, oraz w badaniach hełmów ochronnych, zalecane jest również przez *Federal Motor Vehicle Safety Standards* (FMVSS) i *United States National Highway Traffic Safety Administration* (USNHTSA).

Rozwinięta postać równania (77), opisująca  $HIC$ , ma postać:

$$HIC = \left[ \frac{1}{(t_2 - t_1)} \int_{t_1}^{t_2} a_w dt \right]^{2,5} \quad (t_2 - t_1) < 1000 \quad (78)$$

gdzie:  $a_w$  – przyspieszenie środka masy głowy,  $t_1$  i  $t_2$  – czas określający początek i koniec zetknięcia się głowy z przeszkodą lub przedział czasu, w którym wartość  $HIC$  jest największa.

Istnieje inne podejście do oceny stopnia kontuzji głowy, bazujące na założeniu, że należy brać pod uwagę uszkodzenia mózgu, wywołane przyspieszeniem kątowym, które mogą uszkodzić drobne naczynia krwionośne między mózgiem a czaszką [13]. Na podstawie opracowanego modelu matematycznego głowy zaproponowano graniczną wartość przyspieszenia kąowego, które wynosi  $4500 \text{ rad/s}^2$ . Do 1997 r. ograniczenie to nie znalazło jednak powszechnej akceptacji.

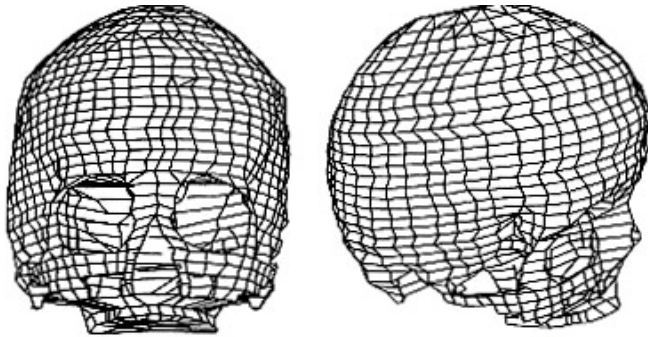
Nie opracowano do tej pory kryterium oceny granicznych wartości przyspieszeń lub obciążeń przenoszonych przez kręgi szyjne. Nie wynika to z braku danych doświadczalnych, ale jest raczej wynikiem bardzo złożonych mechanizmów powodujących urazy. Na razie wiadomo jedynie, że kryterium powinno uwzględniać zarówno osiowe obciążenie górnego odcinka kręgosłupa, jak i moment zginający, mierzony względem jednej lub kilku wybranych osi.

## 10.1. BUDOWA MODELU GŁOWY CZŁOWIEKA

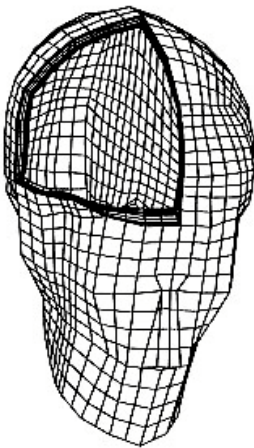
Prace nad utworzeniem modelu człowieka, którego można używać do przeprowadzania testów zderzeniowych pojazdów, ukierunkowano dzięki wykorzystaniu komputerowych metod numerycznych. Korzystając z doświadczenia zdobytego podczas budowy antropomorficznych manekinów, konstruktorzy pojazdów wspólnie z biolo-

gami i biomechanikami prowadzą prace doświadczalne podczas budowy modelu numerycznego układu kostnego oraz narządów wewnętrznych człowieka, które w sposób szczególny są narażone na uszkodzenia w czasie wypadku np. serce, mózg, wątroba. Utworzenie takiego modelu wydaje się bardzo celowe, ponieważ dzięki niemu będzie możliwe wielokrotne wykorzystywanie badanego modelu bez utraty jego właściwości fizycznych, co występuje w rzeczywistych testach zderzeniowych, w których zniszczeniu ulega badany pojazd i manekin.

Nad budową modeli numerycznych pracuje i będzie pracowało wiele zespołów badawczych [33, 34] w celu ustalenia sposobu zachowania pasażera i kierowcy podczas wypadku drogowego.



Rys. 173a. Model dyskretny czaszki człowieka



Rys. 173b. Model dyskretny czaszki człowieka – uproszczony [24]



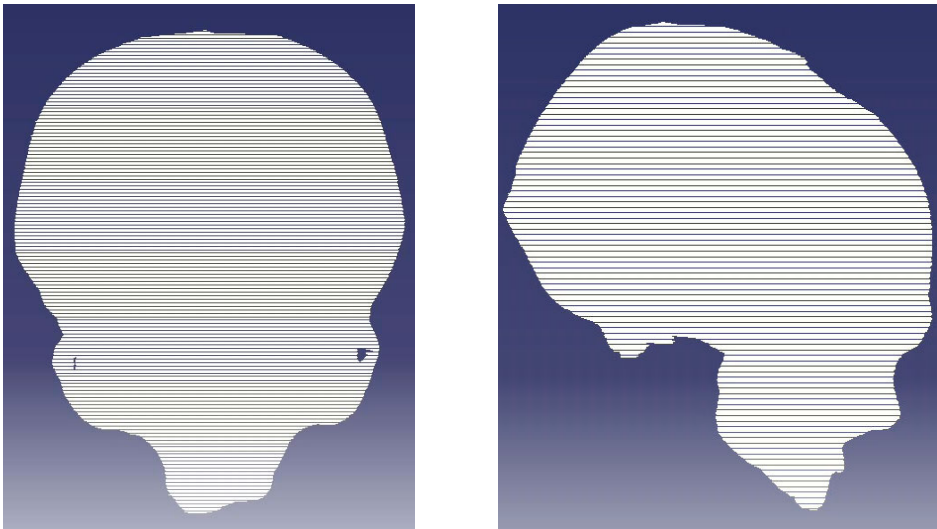
Rys. 173c. Model dyskretny czaszki człowieka – uproszczony [12]

Numeryczne modele w bardzo szybki sposób można przystosować do wymaganych warunków, zaoszczędzając czas i zmniejszając znacznie koszty. Dzięki temu już w pierwszej fazie projektowania można wykryć błędy konstrukcyjne i narzucić okre-

ślony kierunek budowy pojazdu, który ma być jak najbardziej bezpieczny dla jego użytkowników w chwili zagrożenia życia spowodowanego wypadkiem. Dlatego wiele ośrodków badawczych rozpoczęło pracę nad opracowaniem modelu dyskretnego człowieka. W Berlinie zespół prof. H. Appela z Uniwersytetu Technicznego opracował dyskretny model czaszki człowieka (rys.173a). Model ten składał się z elementów typu SOLID (1342 elementy) [90]. Wykonanie takiego modelu jest bardzo trudne i wymaga znacznych uproszczeń, zarówno w opisie fizycznym, jak i matematycznym. Kolejne uproszczone modele przedstawiono na rysunkach 173.



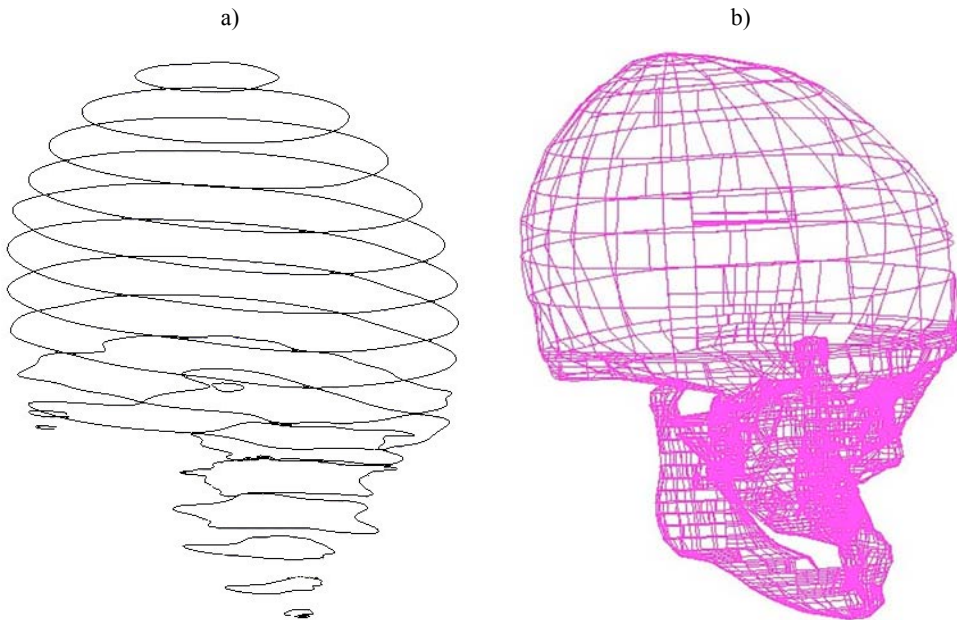
Rys. 174a. Model rzeczywisty czaszki ludzkiej



Rys. 174b. Chmura punktów czaszki ludzkiej otrzymana po ze skanowaniu

Podjęto próbę zbudowania modelu numerycznego głowy człowieka, który posłuży do przeprowadzenia testu uderzenia głową w słupek okiennego samochodu osobowego. Do budowy modelu geometrycznego głowy użyto techniki RE (*Reverse Engineering*); jest to metoda bezdotykowa, za pomocą laserowego digityzera brył DIGIBOT II. Aby uzyskać dokładny anatomiczny model głowy, poddano skanowaniu czaszkę ludzką (rys. 174a). Dzięki zastosowaniu techniki RE otrzymano plik \*.dbt, zawierający współrzędne odpowiadające poszczególnym punktom (rys. 174b), które następnie przetworzono.

Otrzymany zbiór punktów wczytano do programu ANSYS, gdzie został oczyszczony z wszystkich linii i podwójnych punktów, które zostały po skanowaniu. Następnie pozostałe punkty połączono polinią (rys. 175) w programie CATIA oraz poszczególne warstwy podzielono na równe części, na których zbudowano powierzchnie tworzące model geometryczny (rys. 176). Przedstawiony na rysunku 175a model pokazano bez żuchwy, ponieważ poszczególne części czaszki skanowane były osobno i zostały złożone dopiero po zbudowaniu polilinii (rys. 175b).



Rys. 175. Punkty modelu geometrycznego czaszki ludzkiej połączone polinią:  
a) model bez żuchwy, b) model z żuchwą

Powstały model geometryczny uproszczono tak, aby można było zbudować poprawny model dyskretny. Uproszczenia te dotyczyły:

- braku modelowania szwów występujących w czaszce,
- zastąpienia kości policzkowych i żuchwy jedną powierzchnią (rys. 179); usunięto także część tylną głowy w modelu, która nie bierze udziału w prowadzonym badaniu, ponieważ w rzeczywistości reprezentuje ona mięśnie karku i kręgosłup,

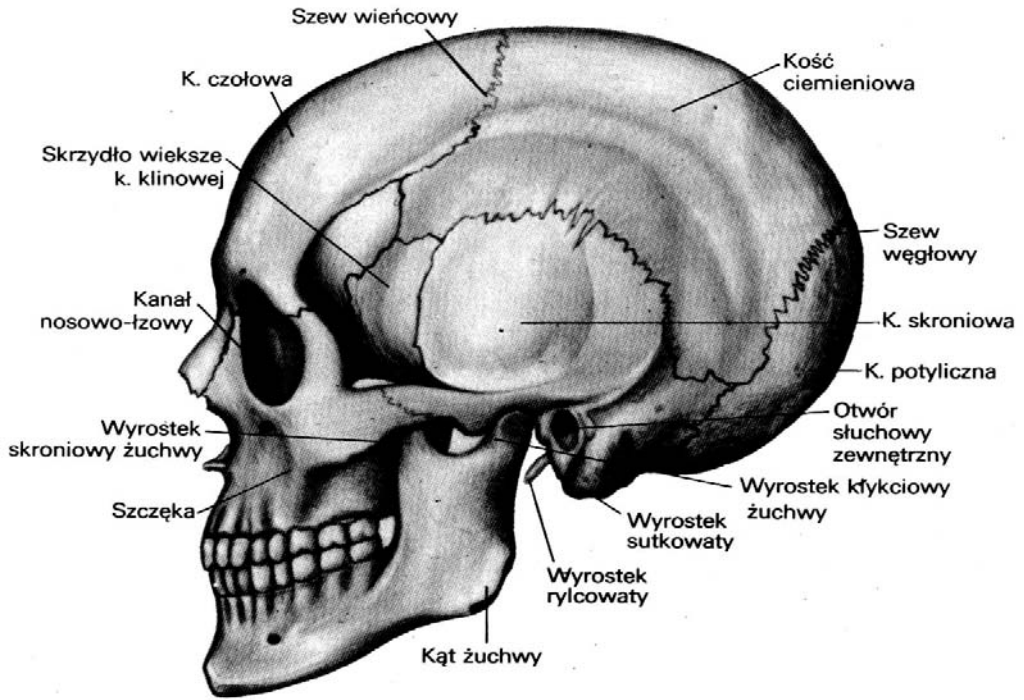


Rys. 176. Model geometryczny czaszki ludzkiej

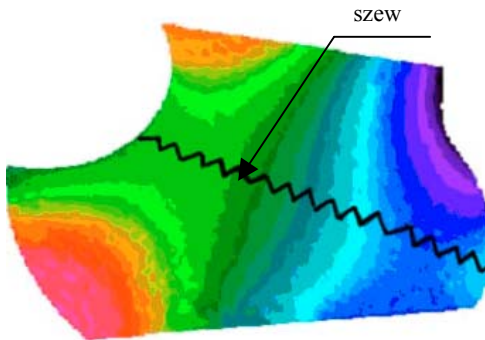
- przyjęcia podziału głowy tylko na część zewnętrzną – czaszkę i wewnętrzną – mózg (rys. 180), bez modelowania kontaktu pomiędzy tymi częściami,
- utworzenia modelu izotropowego (stała grubość czaszki głowy 5 mm),
- konstrukcji modelu symetrycznego względem środkowej płaszczyzny, pozwoli to wygenerować dokładniejszą siatkę elementów,
- utworzenia modelu sprężysto-plastycznego o dużej granicy plastyczności aby działał w zakresie sprężystym,
- wyznaczenia na powierzchni głowy strefy uderzenia badanego modelu głowy (rys. 182) według normy USA 49 CFR 571.201 punkt S 8.10.

Wszystkie wymienione kości są ze sobą zespolone za pomocą szwów, które są połączeniami ścisłymi (wciskowymi). Jak widać w rzeczywistym modelu, pokazanym na rysunku 177, występuje duża liczba kości połączonych szwami.

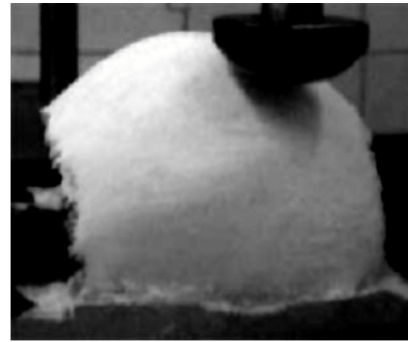
Zbudowanie modelu numerycznego, uwzględniającego wszystkie połączenia, jest zadaniem bardzo trudnym i złożonym, dlatego przed zamodelowaniem całej głowy należało sprawdzić, jaki wpływ mają szwy na rozkład oraz na wartość przemieszczeń. Do pomiarów zastosowano metodę ESPI, dzięki której otrzymano rozkład przemieszczeń (rys. 178a) modelu rzeczywistego (rys. 178b) podczas obciążenia masą 3 kg.



Rys. 177. Czaszka od strony lewej [102]

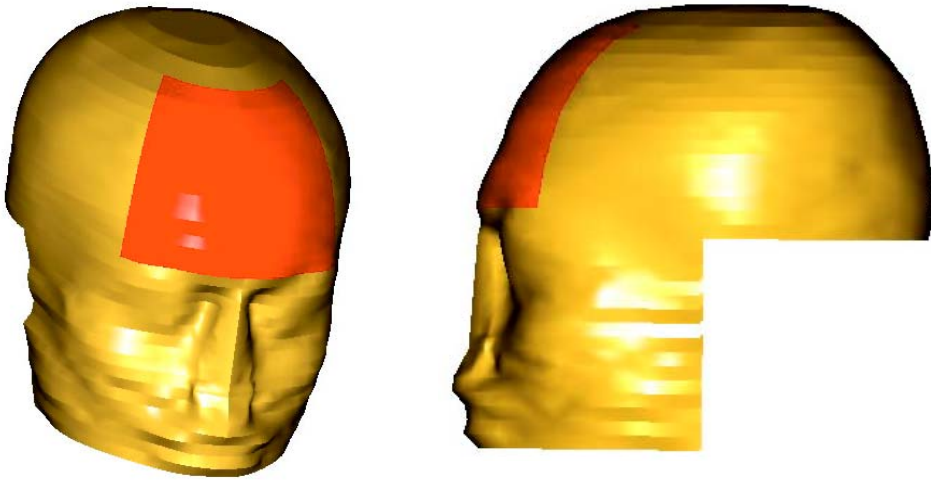


Rys. 178a. Rozkład przemieszczeń modelu rzeczywistego podczas obciążenia masą 3 kg



Rys. 178b. Kość ciemieniowa – model rzeczywisty

Z analizy wyników widać symetryczny rozkład przemieszczeń, co skłania do wniosku, że szwy w czaszce nie mają wpływu na rozkład przemieszczeń. Dlatego pominięto je podczas modelowania głowy. Stosując się do wszystkich wymienionych uproszczeń, opracowano uproszczony model geometryczny, który przedstawiono na rysunku 179.



Rys. 179. Uproszczony model geometryczny

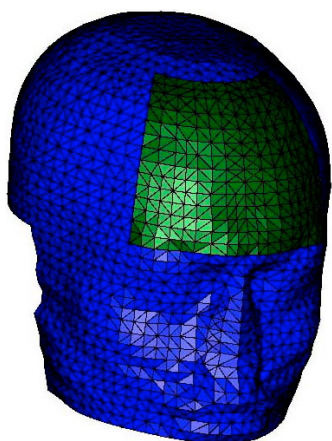
W modelu geometrycznym (rys. 179) wygenerowano siatkę elementów skończonych. Dyskretyzację modelu przeprowadzono w systemie I-DEAS w module Meshing. Do modelu zastosowano dwuwymiarowe grubościennie trójkątne elementy powłokowe typu SHELL3T, które reprezentują czaszkę głowy, natomiast trójwymiarowe elementy przestrzenne typu TETRA – reprezentują mózg. Wygenerowana siatka elementów skończonych składa się z 19 320 elementów. Elementy występujące w charakterze poszczególnych części głowy przedstawiono w tabeli 11. Liczba węzłów i elementów wymuszona została przez ograniczoną moc obliczeniową komputerów.

Tabela 11. Liczba wygenerowanych elementów na modelu głowy

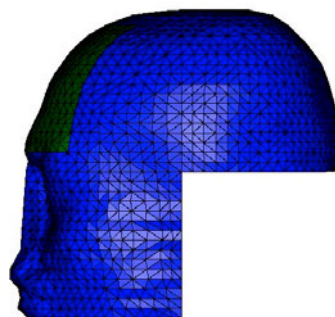
Rodzaj elementu	Część głowy	Liczba elementów
SHELL3T	czaszka	2812
TETRA	mózg	10619
Suma elementów		13431

Model dyskretny głowy zbudowany do symulacji numerycznej crash-testu przedstawiono na rysunku 180 oraz szczegółowo opisano w pracy [90].

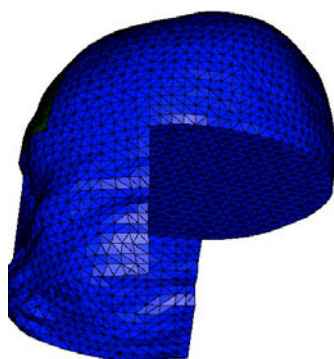
Według normy USA 49 CFR 571.20 [44], § 572.103 wyznaczono strefę uderzenia czoła badanej głowy. Zalecenia z wymienionego paragrafu znajdują się na rysunku 181, natomiast zamodelowaną strefą pokazano na rysunku 180 (zielona powierzchnia).



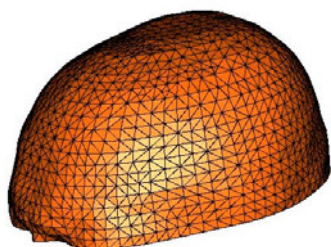
Model głowy



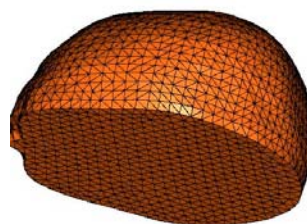
Model głowy



Model głowy



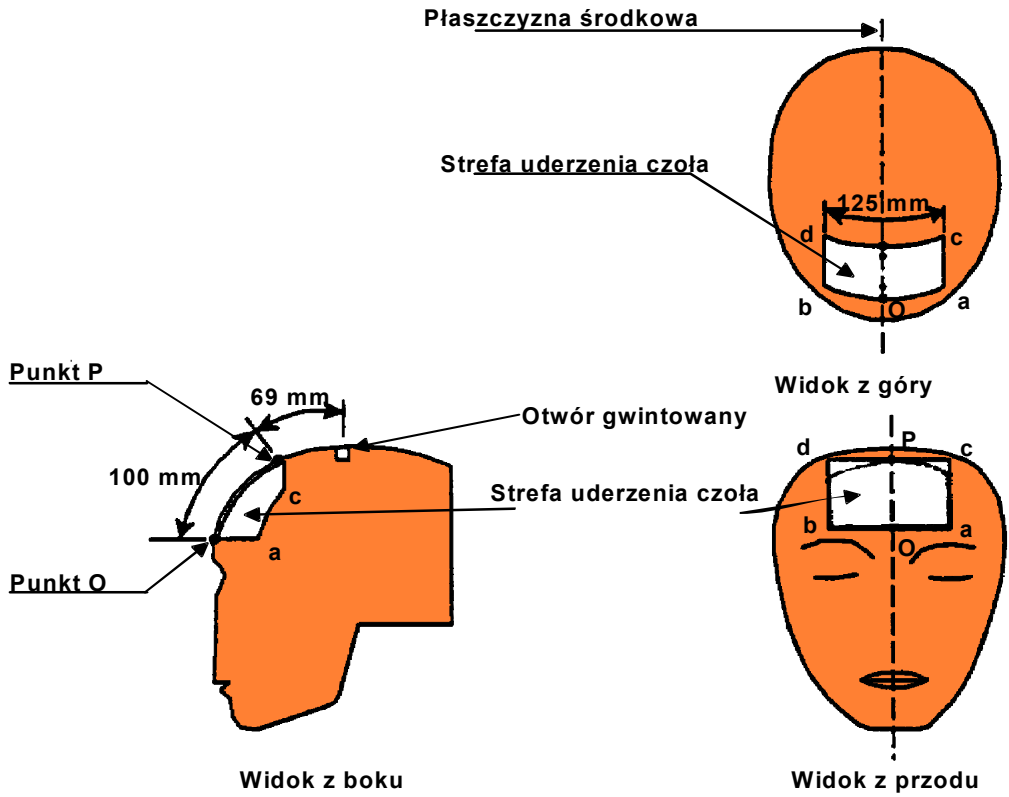
Mózg



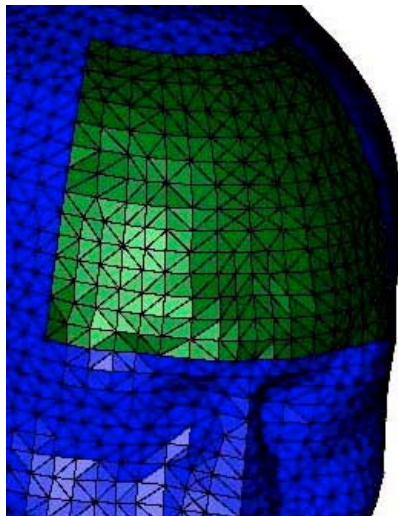
Mózg

Rys. 180. Model dyskretny głowy





Rys. 181. Położenie strefy uderzenia czoła badanej głowy manekina wg normy USA 49 CFR 571.201



Rys. 182. Strefa uderzenia w modelu dyskretnym

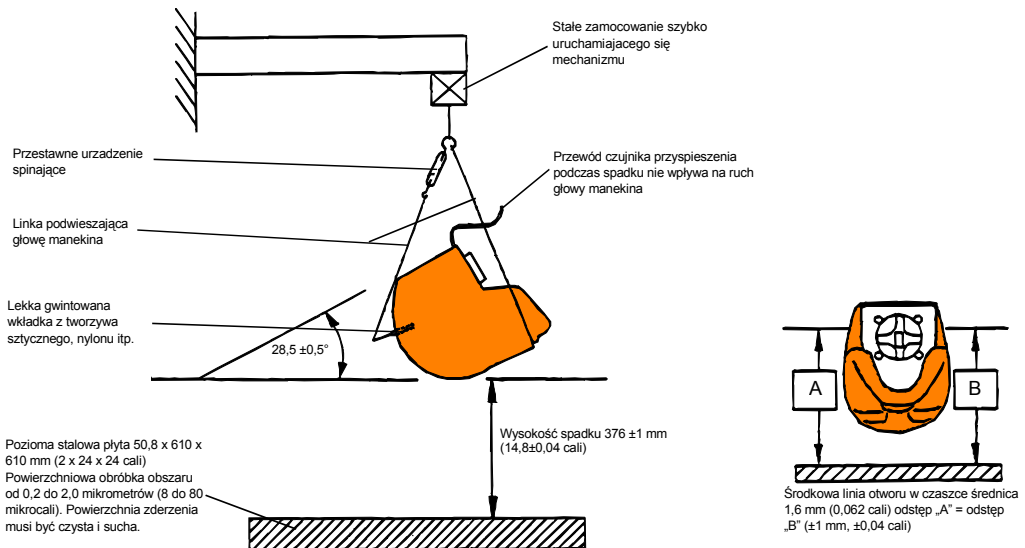
## 10.1.1. SKALOWANIE

Operację skalowania głowy wykonano na podstawie normy USA 49 CFR 571.201 paragraf § 572.102. W wymienionym przepisie prawnym narzucono wiele wytycznych, które są opisane następująco:

- Spadek głowy następuje z wysokości 376 mm. Przyspieszenie powinno wynosić przynajmniej 225 g, ale nie może być większe od 275 g. Krzywa czasowa – przyspieszenie musi być unimodalna, ponieważ po pierwszym uderzeniu przyspieszenia występują oscylacje i wynoszą mniej niż 10% (od zera do szczytu) pierwszego uderzenia. Wektor bocznego przyspieszenia nie powinien przekroczyć 15 g (od zera do szczytu),

- Głowa jest zawieszona zgodnie z rysunku 183. Czoło jest tak rozmieszczone poniżej brody, że płaskie pokrycie czaszki tworzy z powierzchnią zderzenia kąt  $28,5^\circ \pm 0,5^\circ$ , środkowa płaszczyzna znajduje się w pionie,

- Głowę zaleca się upuszczać z podanej wysokości, tak że występuje natychmiastowe zwolnienie zaczepu i spadek następuje na utwierdzonej, płaską, poziomą stalową płytę o grubości 2 cale i powierzchni 2 kwadratowe stopy. Powierzchnia płyty musi być czysta, sucha oraz powinna być poddana bardzo dokładnej obróbce, przynajmniej 8 mikrocali ( $203,2 \times 10-6$  mm) i najwyżej 80 mikrocali ( $2032 \times 10-6$  mm).



Rys. 183. Badanie spadku swobodnego głowy manekina

Badanie spadku swobodnego głowy wykonano w programie PAM-CRASH<sup>TM</sup>, do którego przetransformowano model głowy z programu I-DEAS. Model dyskretny głowy (rys. 182) ustawiono względem płyty pod odpowiednim kątem oraz nałożono warunki brzegowe (rys. 183). W numerycznym badaniu spadku swobodnego modelu głowy uwzględniono następujące założenia:

- średnica głowy 165 mm,
- masa głowy 6,8 kg uzyskana przez zmianę gęstości czaszki głowy,
- głowa ustawiona względem powierzchni płyty pod kątem 28°, tak że środek ciężkości głowy porusza się wzdłuż osi pionowej ( $z$ ), aby zmniejszyć wartość przyspieszenia bocznego,
- model spada z wysokości 3 mm z prędkością początkową 2,712 m/s,
- przyspieszenie ziemskie 9,81 m/s<sup>2</sup> działające na elementy głowy,
- stalowa płyta 50,8 × 610 × 610 mm, model dyskretny składa się z 200 elementów przestrzennych typu solid,
- odebrano wszystkie stopnie swobody w dolnych węzłach stalowej płyty.

Poszczególne dane materiałowe do budowy modelu głowy i płyty zamieszczono w tabeli 12.

Tabela 12. Dane materiałowe elementów

Dane	Czaszka głowy (kość zbita)	Mózg	Stalowa płyta
$E_x$ [Pa]	1,3e10	1,6e4	2,1e11
$R_e$ [Pa]	4e8	4e8	2,3e8
$\gamma$	0,35	0,48	0,3
$\rho$ [kg/m <sup>3</sup> ]	9233	1040	7860

$E_x$  – moduł Younga,  $R_e$  – granica plastyczności,  $\gamma$  – ułamek Poissona,  $\rho$  – gęstość.

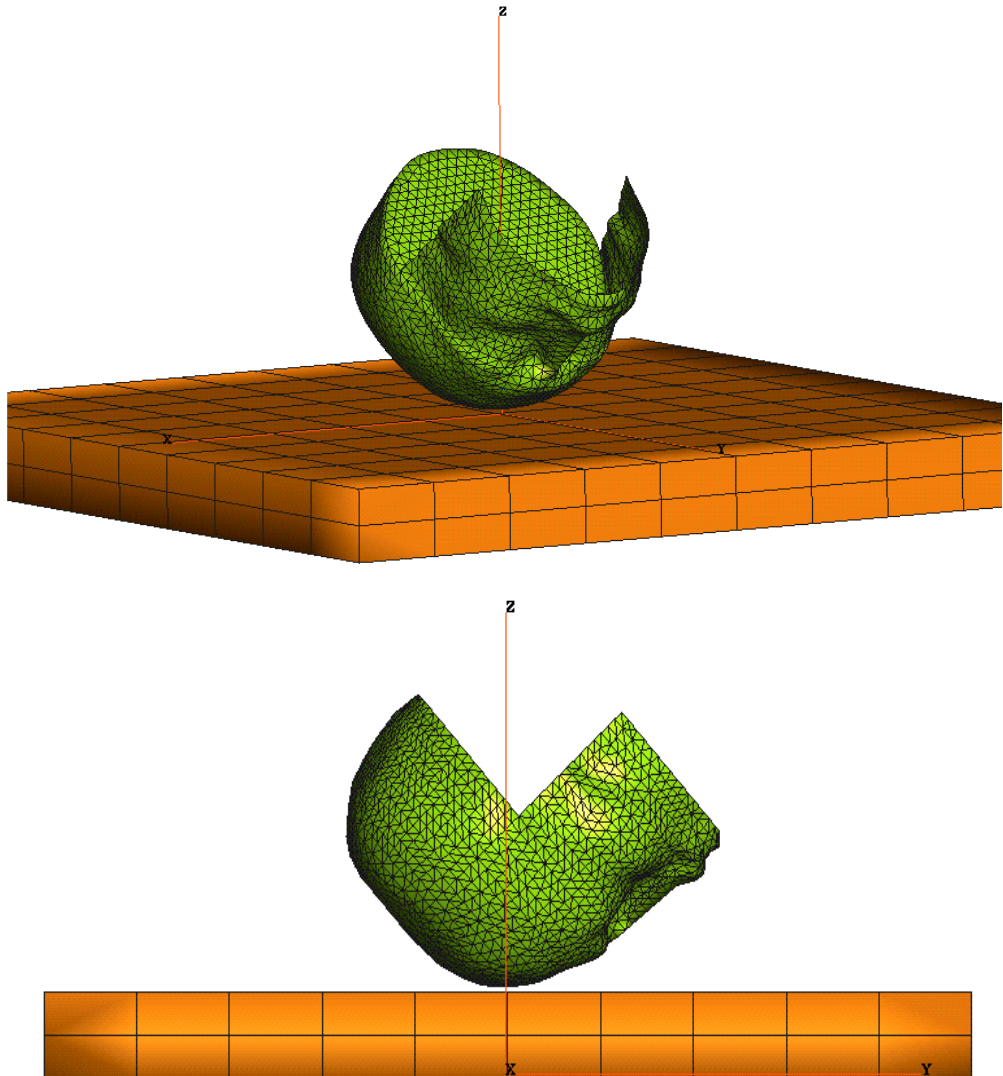
Na rysunku 184 przedstawiono model, spełniający założenia normy, gotowy do symulacji uderzenia głową (*crash-testu*).

Wyniki symulacji numerycznej spadku swobodnego modelu głowy wygenerowane zostały w programie PAM-CRASH<sup>TM</sup>, moduł Pamview.

Do oceny uszkodzenia głowy, powstałego podczas uderzenia głową w stalową płytę, użyto kryterium urazu głowy (*HIC*). Kryterium to zastosowano w zmodyfikowanej formie *HIC(d)*. Wybór *HIC(d)* został podyktowany tym, że jest badana sama głowa, a nie cały antropomorficzny manekin doświadczalny.

Zmodyfikowane kryterium urazu głowy *HIC(d)*, wyznacza się wg wzoru (79):

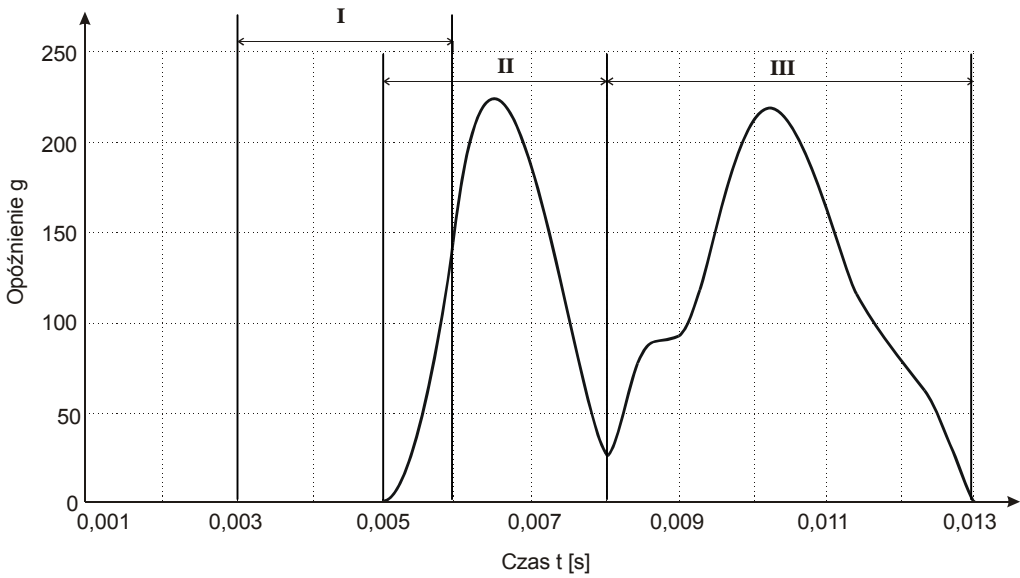
$$HIC(d) = 0,75446HIC + 166,4 \quad (79)$$



Rys. 184. Model symulacji spadku swobodnego głowy

W celu określenia współczynnika *HIC* potrzebne są wielkości fizyczne spadku swobodnego kształtu głowy. Przykładowe wyniki z symulacji numerycznej swobodnego spadku głowy w postaci wykresu, przedstawiającego przebieg opóźnienia, pokazano na rysunku 185.

Krok całkowania w obliczeniach dobrano automatycznie przez program PAM-CRASH™. Po czasie 0,013 s symulację przerwano, ponieważ następuje zmniejszenie wektora przyspieszenia. Współczynnik *HIC* obliczano w przedziale czasu, w którym może nastąpić uszkodzenie. Przedziały zaznaczono na wykresie (rys. 185 przedział I, II, III).



Rys. 185. Wypadkowe opóźnienie środka ciężkości głowy

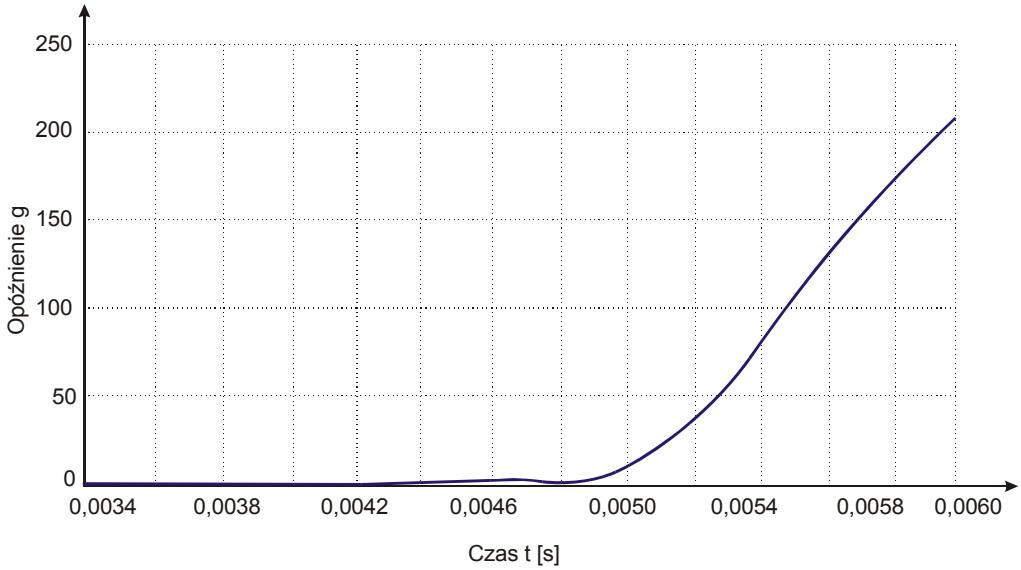
Tabela 13. Parametry symulacji podczas skalowania głowy

Czas trwania symulacji [t]	0,013 s
Krok całkowania [t <sub>c</sub> ]	4,28e-7 s
Krok zapisu wyników [t <sub>w</sub> ]	1e-5 s

A. Głowa jest w kontakcie z płytą (rys. 186) – przedział I  
Według kryterium:

$$HIC = \left[ \frac{1}{(t_2 - t_1)} \int_{t_1}^{t_2} g_w dt \right]^{2,5} \quad (t_2 - t_1) = 33,74 \quad (80)$$

gdzie  $\int_{t_1}^{t_2} g_w dt$  – suma pól prostokątów powstałych z iloczynu kroku całkowania i średniej wartości opóźnienia przy danym kroku całkowania.



Rys. 186. Kontakt głowy z płytą – przedział I

Tabela 14. Czas symulacji

Czas wejścia w kontakt [ $t_1$ ]	0,0034 s
Czas wyjścia z kontaktu [ $t_2$ ]	0,0060 s
Czas trwania kontaktu [ $t_2 - t_1$ ]	0,0026 s

Współczynnik  $HIC(d)$  obliczono w przedziale do  $HIC(d) < 1000$  i wynosi:

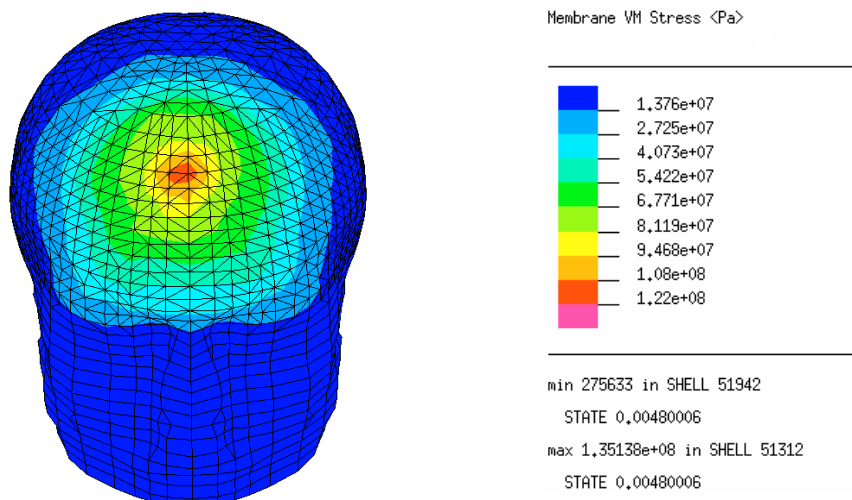
$$HIC(d) = 192 \tag{81}$$

B. Dla pozostałych przedziałów wartości kryterium urazu głowy  $HIC(d)$  podano w tabeli 15.

Tabela 15. Wartości zmodyfikowanego kryterium urazu głowy  $HIC(d)$

Czas			Współczynnik $HIC(d)$
Przedział II	$t_1$	0,0048	611
	$t_2$	0,0078	
	$t_2 - t_1$	0,003	
Przedział III	$t_1$	0,0078	716
	$t_2$	0,013	
	$t_2 - t_1$	0,005	

Maksymalne naprężenia zredukowane według hipotezy Hubera–Misesa zaobserwowano po upływie 0,0048 s (przedziały I, II), które pokazano na rysunku 187.



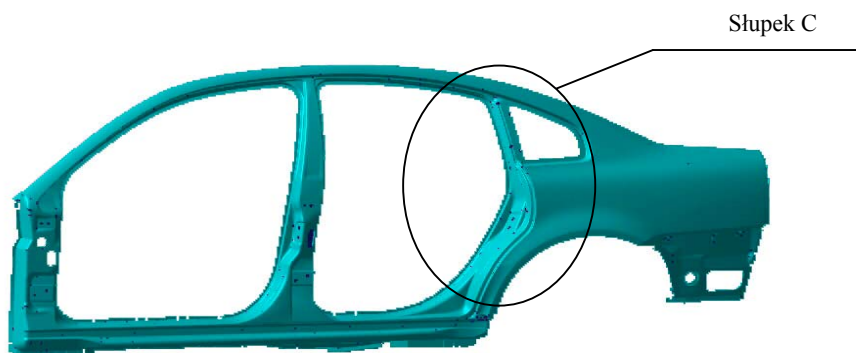
Rys. 187. Rozkład warstwic naprężeń zredukowanych wg hipotezy Hubera–Misesa na czole głowy

## 10.2. OPRACOWANIE MODELU SŁUPKA DRZWIOWEGO

Budowę słupków okiennych i drzwiowych samochodów realizowano pod kątem pochłaniania energii uderzenia – wynika to z bezpieczeństwa biernego pojazdu. Słupek



Rys. 188. Samochód VW Passat



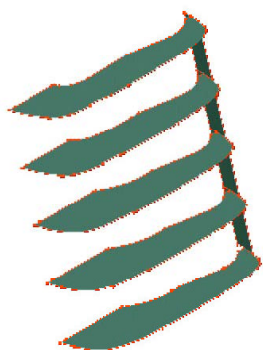
Rys. 189. Blacha zewnętrzna samochodu VW Passat – model geometryczny



Rys. 190a. Wzmocnienie – model geometryczny



Rys. 190b. Wytłoczka zewnętrzna – model geometryczny



Rys. 190c. Żebra – model geometryczny



Rys. 190d. Osłona wzmocnienia – model geometryczny



drzwiowy o konstrukcji powłokowej, złożonej z kilku blach połączonych technologią spawania lub zgrzewania. Model geometryczny słupka drzwiowego zbudowano według programu CATIA na podstawie materiałów informacyjnych VW. Materiały te zawierały dane dotyczące kształtów poszczególnych elementów, wchodzących w skład samochodu VW Passat (rys. 188).

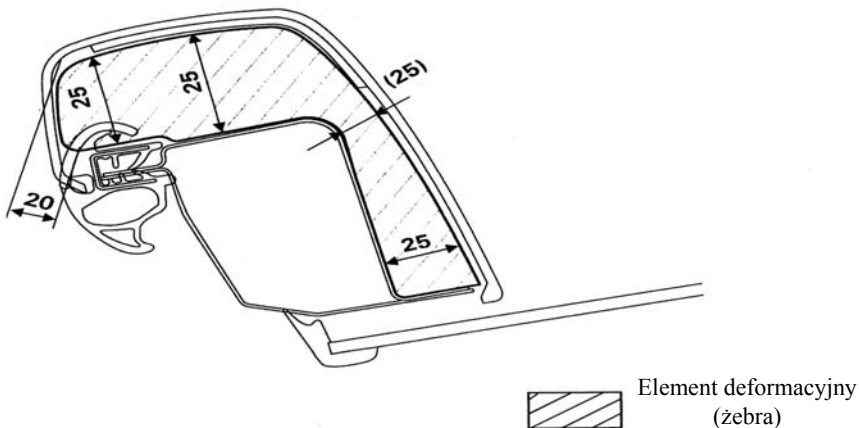
Symulacja numeryczna dotyczy uderzenia głową w słupek C, dlatego w celu ograniczenia liczby elementów do analizy wybrano elementy bezpośrednio połączone z tym słupkiem („słupek C” na rys. 189).

W skład wybranego „słupka C”, który będzie brał udział w badaniu wchodziły elementy przedstawione na rysunkach 190a, b, c, a ich właściwości fizyczne podano w tabeli 16.

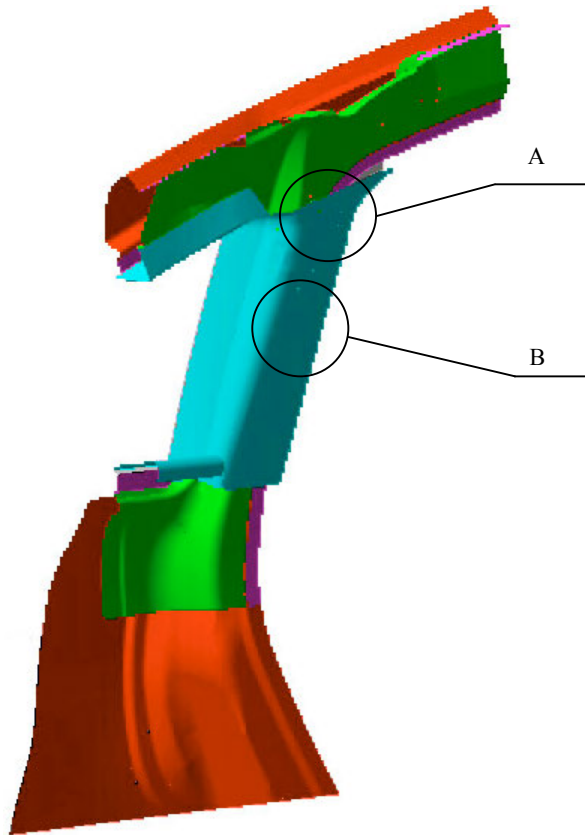
Tablica 16. Właściwości fizyczne części wchodzących w skład słupka C

Nazwa elementu	Numer rysunku	Materiał	Grubość mm	$E_x$ Pa	$E_{tan}$ Pa	$R_m$ Pa	$R_e$ Pa	$\nu$	$\rho$ kg/m <sup>3</sup>
Wzmocnienie	188a	Blacha stalowa walcowana na zimno	1,66	3,1e11	8e8	3,5e8	2,3e8	0,3	7860
Wytłoczka zewnętrzna	188b		0,8	2,1e11	8e8	3,5e8	2,1e8	0,3	7860
Oślona	188d	Polietylen	2,3	3,5e9				0,35	960
Żebra	188c	(PE)	2	3,5e9				0,35	960

Przestrzeń pomiędzy osłoną (rys. 190d) a wzmocnieniem musiała mieć odpowiednią powierzchnię. Wielkość ta jest podana w normie [44], z której wynika rozmiar zamodelowanych żeber (rys. 190c).



Rys. 191. Wymiary narzucające wielkość żeber – norma [44]

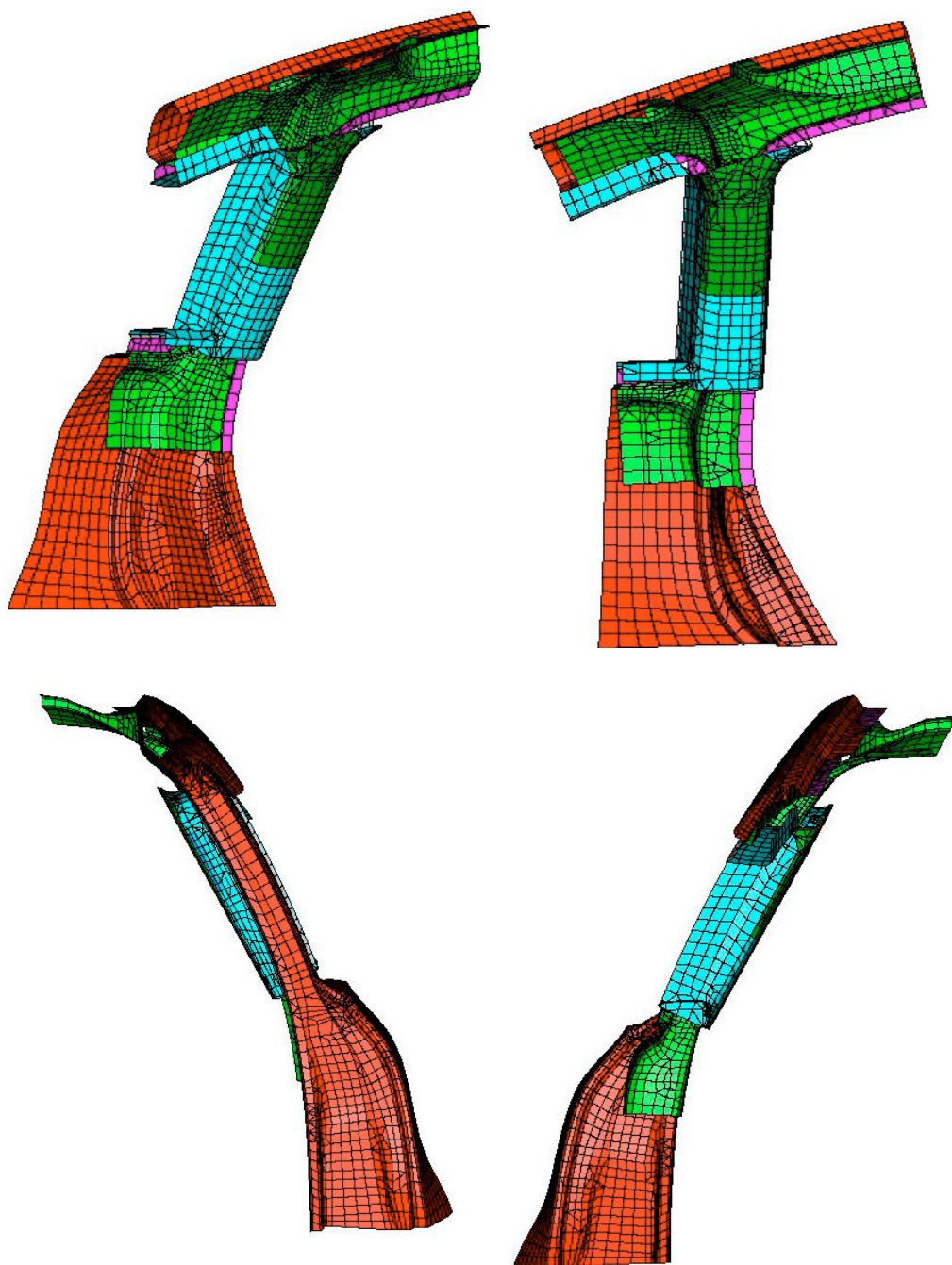


Rys. 192. Uproszczony model geometryczny słupka drzewiowego

Przy budowie modelu zachowano geometrię zewnętrznej wytłoczki. Modyfikacji uległy krzywizny wzmocnienia. Dzięki temu zabiegowi uzyskano bardziej regularne powierzchnie, na których wygenerowano siatkę elementów skończonych. Uproszczony model słupka C przedstawiono na rysunku 192.

Uderzenie głową następuje w obszarach A, B w ostatnim słupku okiennym C, który przygotowano wraz z elementami wewnętrznymi wzmocnienia. Obszar ten szczegółowo omówiono w rozdziale dotyczącym warunków przeprowadzanego zderzenia. Siatkę elementów skończonych modelu dyskretnego słupka C wygenerowano w systemie I-DEAS, w module Mesching. Zastosowano dwuwymiarowe, grubościennie, trójkątne elementy powłokowe typu SHELL3T oraz SHELL4T w liczbie 6443 elementów. Są to powłokowe elementy grubościennie, odpowiednio 3- i 4-węzłowe z 6 stopniami swobody w każdym węźle.

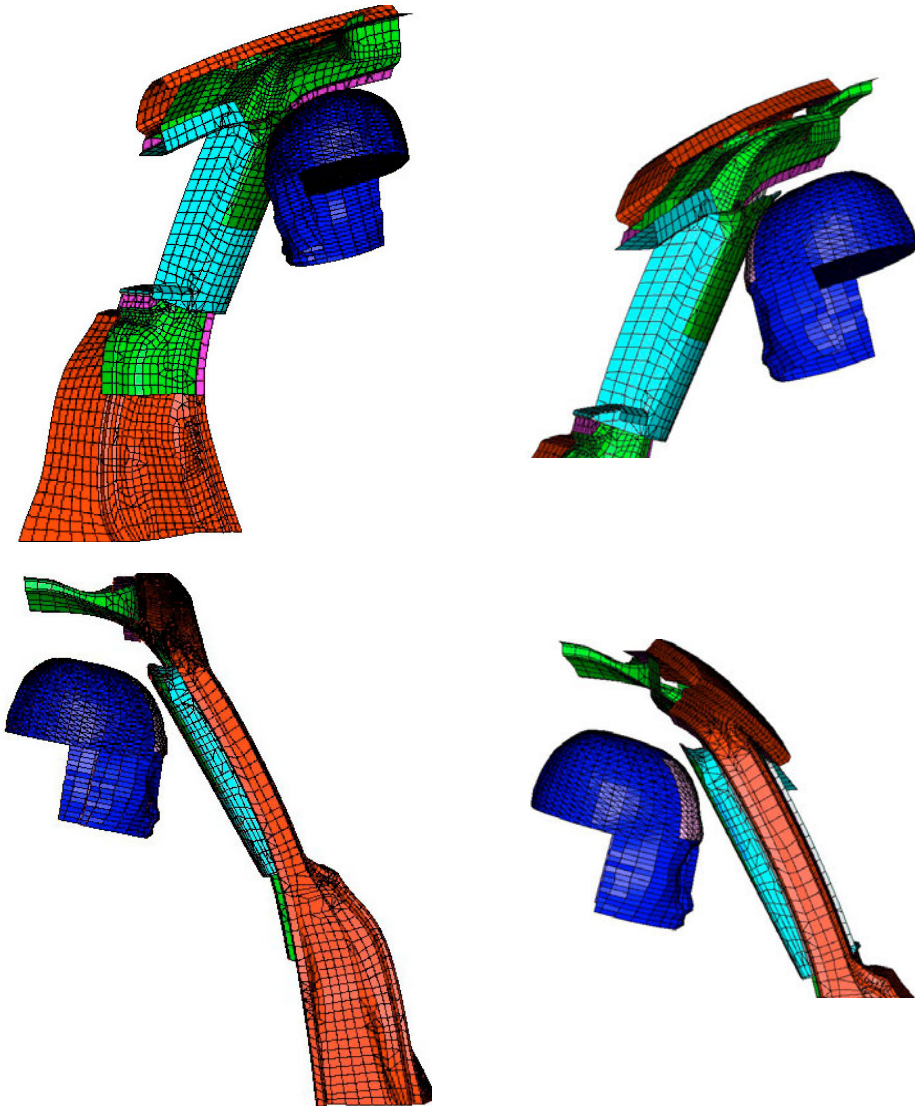
Opracowany model dyskretny słupka C z podziałem na elementy skończone przedstawiono na rysunku 192.



Rys. 193. Uproszczony model dyskretny słupka drzewiowego

### 10.3. SYMULACJA NUMERYCZNA UDERZENIA GŁOWĄ W SŁUPEK C

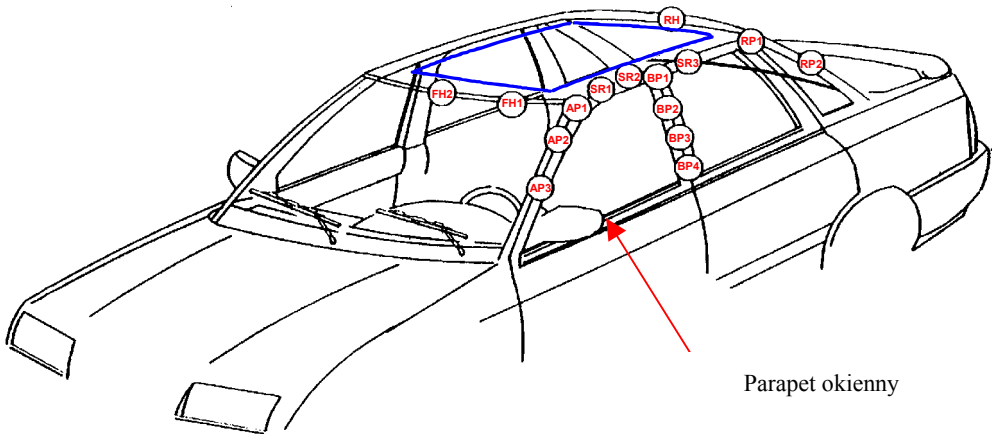
Przedstawiony model dyskretny słupka (rys. 192) oraz model dyskretny głowy (rys. 182) połączono w jeden model (rys. 194), aby można było przeprowadzić symulację numeryczną uderzenia głową w słupek.



Rys. 194. Połączone modele dyskretnie głowy i słupka C

Symulację przeprowadzono za pomocą programu PAM-CRASH™ z zastosowaniem modułu Generis. Zarówno sposób, jak i miejsca uderzenia głowy w słupek samochodowy są podane w normie USA 49 CFR 571.201 [44]. Model głowy jest wyrzucony (ruch swobodny) z prędkością równą 24,1 km/h na wewnętrzne elementy znajdujące się powyżej parapetu okiennego pojazdu (miejsca zaznaczono strzałką na rys. 195). Dokładnie oznaczone są także, strefy uderzenia, pokazane na rysunku 195, w skład których wchodzi:

- wszystkie ramy dachu,
- A – słupki w zespoleniu z przednią ramą dachu aż do tablicy sterowniczej,
- B, C, D – słupki w zespoleniu z ramą dachu aż do dolnej krawędzi bocznego okna, środkowa część dachu.

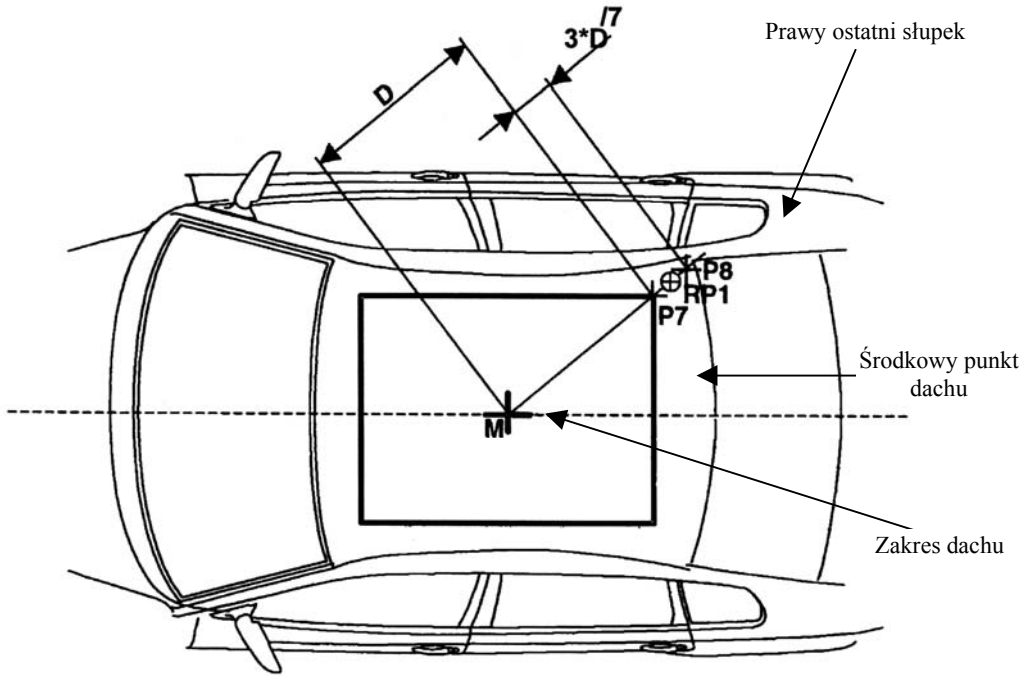


AP(1 – 3): A – słupek  
 SR(1 – 3): podłużnica dachowa  
 FH(1 – 3): przednia poprzecznica dachowa  
 BP(1 – 4): B – słupek  
 RH: tylna poprzecznica dachowa  
 RP(1 – 3): C – słupek  
 UR: obszar podsufitki dachowej

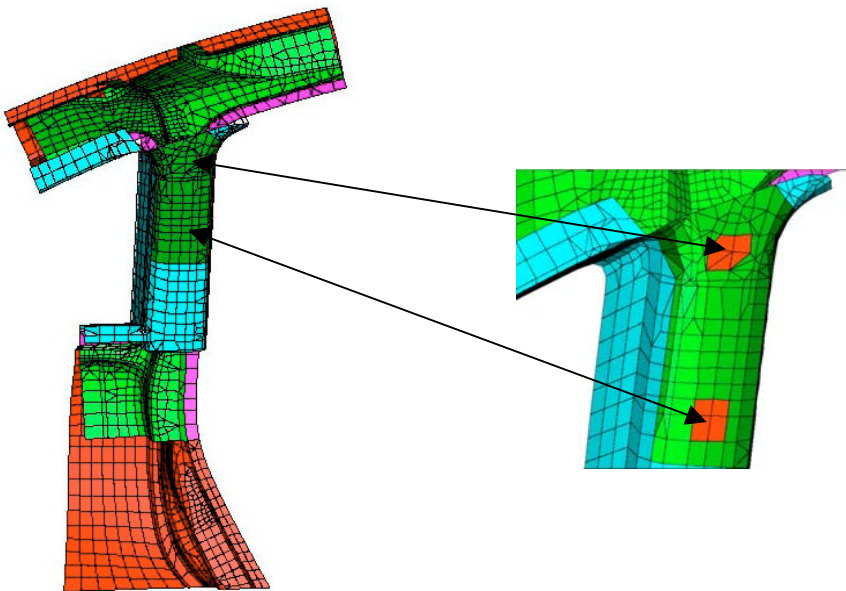
Rys. 195. Punkty uderzenia głową

Symulację numeryczną uderzenia głową sprowadzono tylko do przykładu lewego, tylnego słupka C; obejmowała ona dwa punkty RP1 i RP2, które wyznaczono według normy [44]. Punkt uderzenia głowy RP1 pokazano na rysunku 196, punkt RP2 natomiast znajduje się 150 mm poniżej punktu RP1. Punkty te w modelu dyskretnym słupka C bardzo dokładnie pokazano na rysunku 197.

W normie USA 49 CFR 571.201 podano także, w jakich granicach mają się zawierać kąty podejścia głowy w płaszczyźnie poziomej i pionowej do badanego słupka oraz ustawienie głowy względem słupków. W przeprowadzonej symulacji numerycznej uderzenia głową w słupek określono bardzo dokładnie kąty, które podano w tabeli 17 i pokazano na rysunku 198.



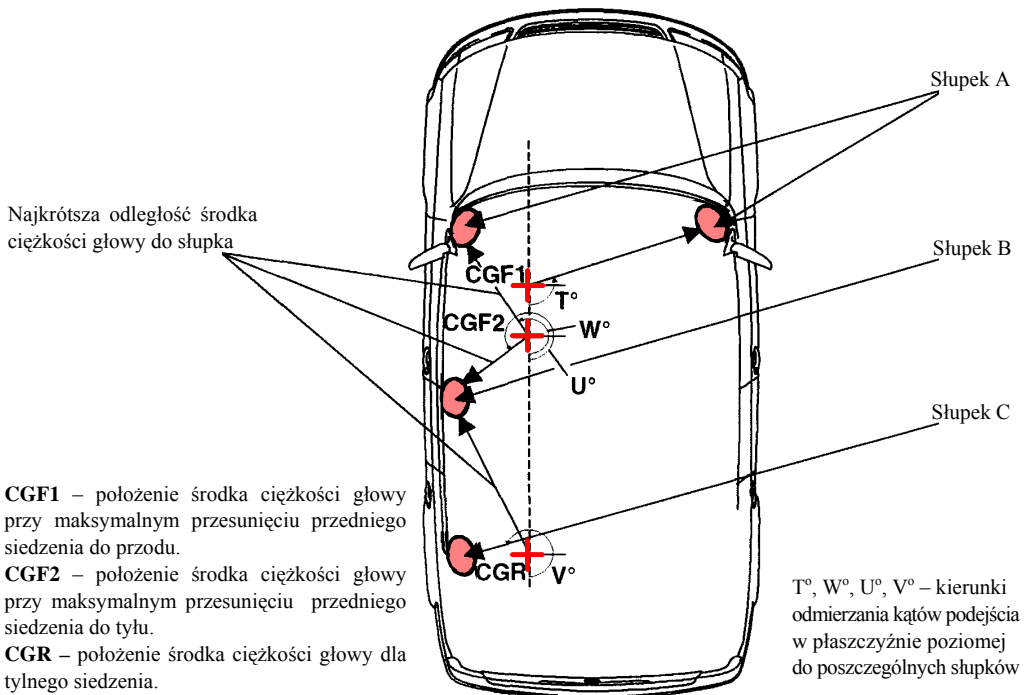
Rys. 196. Lokalizacja punktu RP1



Rys. 197. Lokalizacja punktu RP1 i RP2 – model dyskretny

Tabela 17. Kąt podejścia głowy do słupków

Składniki celu	Kąt w płaszczyźnie poziomej	Kąt w płaszczyźnie pionowej
Lewy słupek – A	195°–255°	–5°–50°
Prawy słupek – A	105°–165°	–5°–50°
Lewy słupek – B	195°–345°	–10°–50°
Prawy słupek – B	15°–165°	–10°–50°
Pozostałe lewe słupki	270°	–10°–50°
Pozostałe prawe słupki	90°	–10°–50°
Lewy ostatni słupek	270°–345°	–10°–50°
Prawy ostatni słupek	15°–90°	–10°–50°

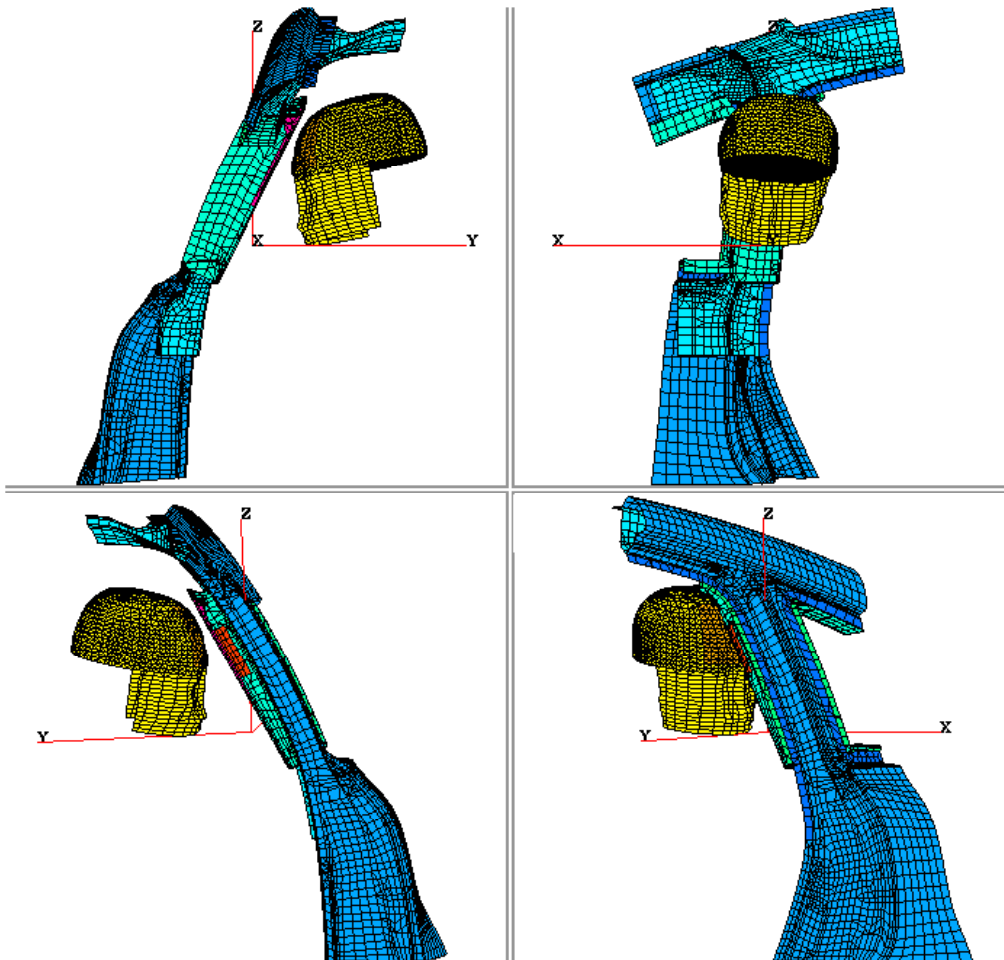


Rys. 198. Ustawienie głowy względem słupków

W wytycznych zawartych w normie USA 49 CFR 571.201 określono również kryterium *HIC(d)* (*Head Injury Criteria*). Jest to główne kryterium obciążenia, które podczas próby musi wynosić  $< 1000$ . Zbudowany model dyskretny słupka i głowy (według zaleceń normy) poddano symulacji numerycznej uderzenia głowy w punkty RP1 i RP2.

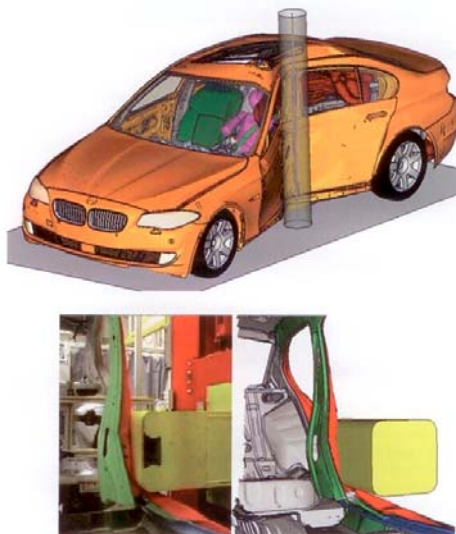
## 10.3.1. UDERZENIE W PUNKCIE RP1

Po wykonaniu skalowania, model dyskretny głowy ustawiono w takim położeniu, aby podczas symulacji uderzenie nastąpiło w punkt RP1. Ustawienie to pokazano na rysunku 199. Obliczenia i symulacja numeryczna uderzenia głową w słupek realizowano metodą elementów skończonych (MES) [42, 74, 124, 140]. Obliczenia wytrzymałościowe uderzenia głową w słupek prowadzono w zakresie odkształcenia materiału sprężysto-plastycznego z definiowanym kontaktem. Stan odkształcenia sprężystego słupka nie stanowi bezpośredniego zagrożenia wytrzymałości konstrukcji. Wynika z tego, że najbardziej niebezpieczny jest przypadek wyboczenia sprężysto-plastycznego lub

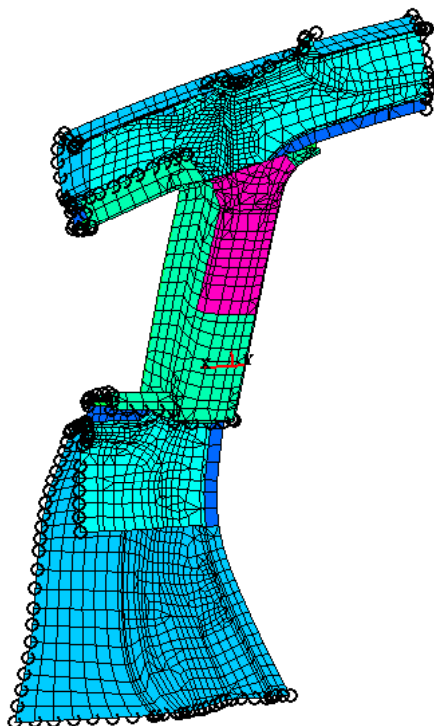


Rys. 199. Położenie głowy względem punktu RP1





Rys. 200. Symulacja numeryczna uderzenia samochodu w słup przydrożny (BMW Grup, *Predictive Crashworthiness Simulation In a Virtual Design Process without Hardware Testing*)



Rys. 201. Utwierdzone węzły ramy drzwiowej

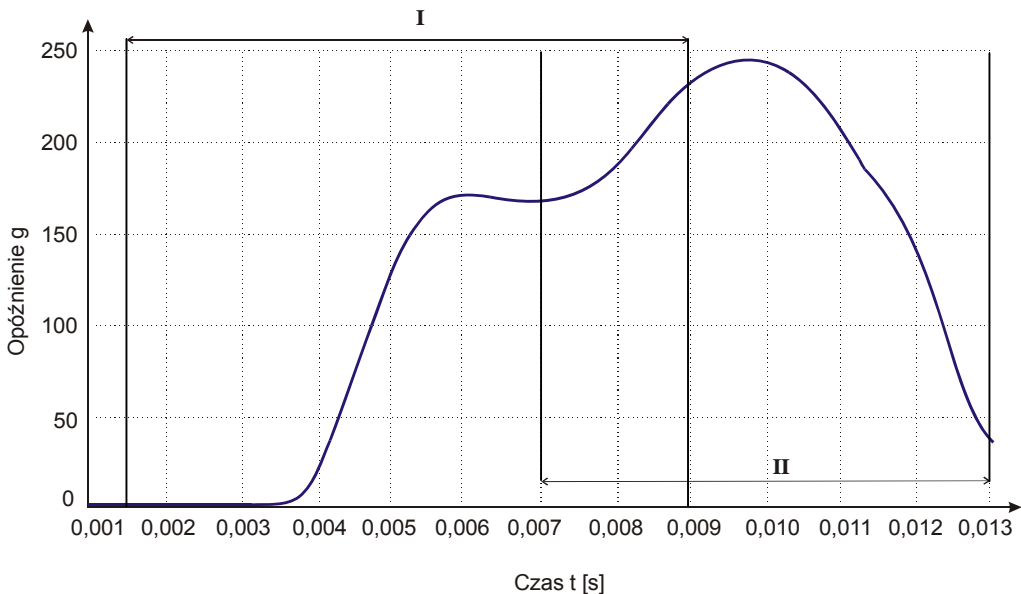
plastycznego, ale uderzenie głową nie powoduje takich obciążeń, chyba że ma się do czynienia z rzeczywistym wypadkiem, podczas którego dochodzi do uderzenia w słupek również z zewnątrz (rys. 200). Jeśli chodzi o głowę, to nie rozpatruje się tutaj aspektu wytrzymałości kości czaszki, ale istotne są obliczenia opóźnień, które są groźne i łącznie z czasem trwania tego opóźnienia decydują o życiu lub śmierci uczestników wypadku.

Odległość między punktem RP1 a węzłem na czaszce głowy wynosi 10 mm. Następnie głowę obrócono o kąt  $300^\circ$  w płaszczyźnie poziomej i  $17^\circ$  w płaszczyźnie pionowej. Do elementów głowy przyłożono prędkość początkową  $v = -6,694$  m/s ( $-24,1$  km/h) w kierunku osi  $y$  i przyspieszenie ziemskie  $g = -9,81$  m/s<sup>2</sup> w kierunku osi  $z$ . Słupek drzewiowy utwierdzono, odebrano wszystkie stopnie swobody w wybranych węzłach, które przedstawiono w postaci okręgów na rysunku 201.

Wynikiem uderzenia głową w punkt RP1, podczas przeprowadzanej symulacji, jest występowanie opóźnienia działającego na środek ciężkości głowy.

Tabela 18. Parametry symulacji

Podstawowe parametry symulacji podczas uderzenia w punkt RP1	
Czas trwania symulacji [t]	0,013 s
Krok całkowania [t <sub>c</sub> ]	4,28e-7 s
Krok zapisu wyników [t <sub>w</sub> ]	1e-5 s



Rys. 202. Wypadkowe opóźnienie środka masy głowy

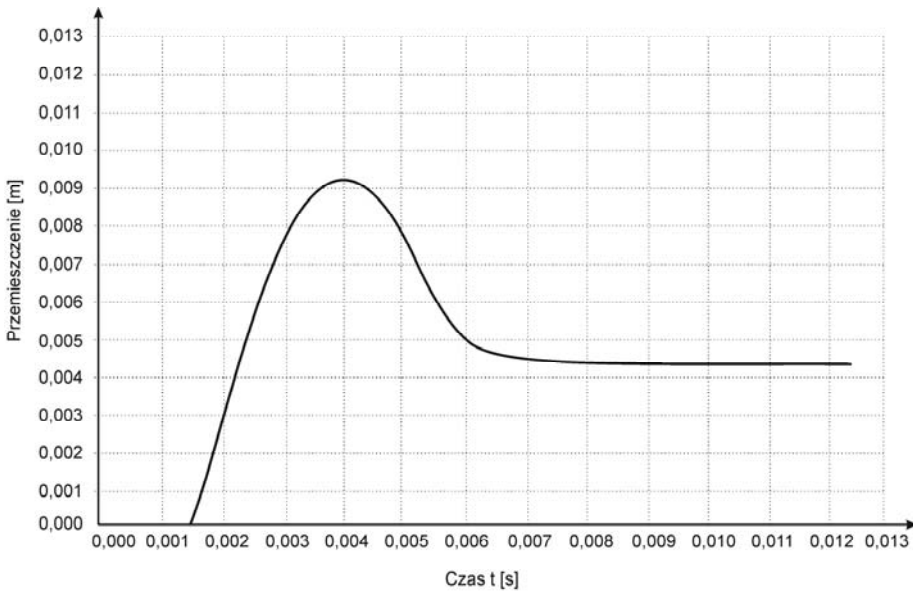
Wypadkowe opóźnienie, działające na środek ciężkości głowy podczas uderzenia w punkt RP1, pokazano na rysunku 202.

Do analizy pod uwagę brano pierwszy przypadek, gdy głowa jest w kontakcie ze słupkiem (przedział I i II), wtedy występowały opóźnienia, a współczynnik  $HIC$  osiąga maksymalną wartość (przedział II). Wyznaczane jest w tych przypadkach zmodyfikowane kryterium urazu głowy  $HIC(d)$ .

Tabela 19. Wartości zmodyfikowanego kryterium urazu głowy  $HIC(d)$

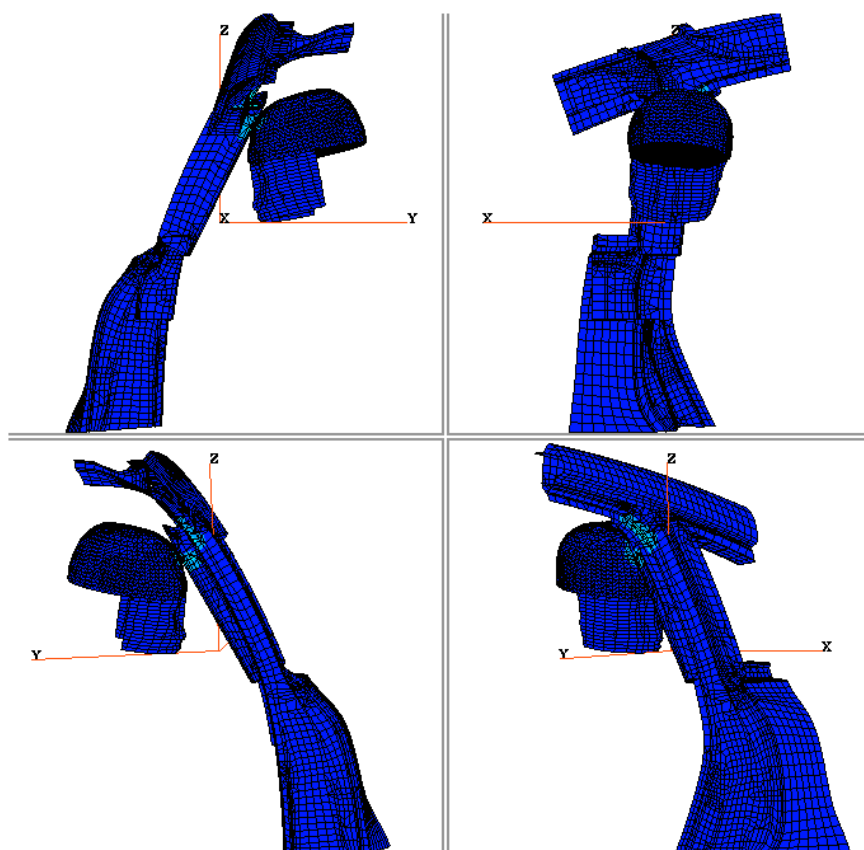
Czas, s			Wartość $HIC(d)$
Przedział I	$t_1$	0,0014	<b>798</b>
	$t_2$	0,0089	
	$t_2 - t_1$	0,0075	
Przedział II	$t_1$	0,0070	<b>2124</b>
	$t_2$	0,013	
	$t_2 - t_1$	0,006	

Deformację osłony słupka po uderzeniu głową w punkt RP1 przedstawiono na rysunku 203, gdzie widać, że przemieszczenie punktu RP1 wynosi 4,3 mm.

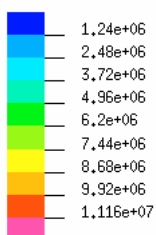


Rys. 203. Deformacja osłony słupka po uderzeniu głową w punkt RP1

Moment wejścia głowy w kontakt ze słupkiem i wyjścia głowy z kontaktu ze słupkiem przedstawiono na rysunkach 204 i 205. Na rysunkach pokazano jednocześnie rozkłady warstwic naprężeń zredukowanych w słupku drzwiowym według hipotezy Hubera–Misesa.



Membrane VM Stress <Pa>



min 0,00337865 in SHELL 283

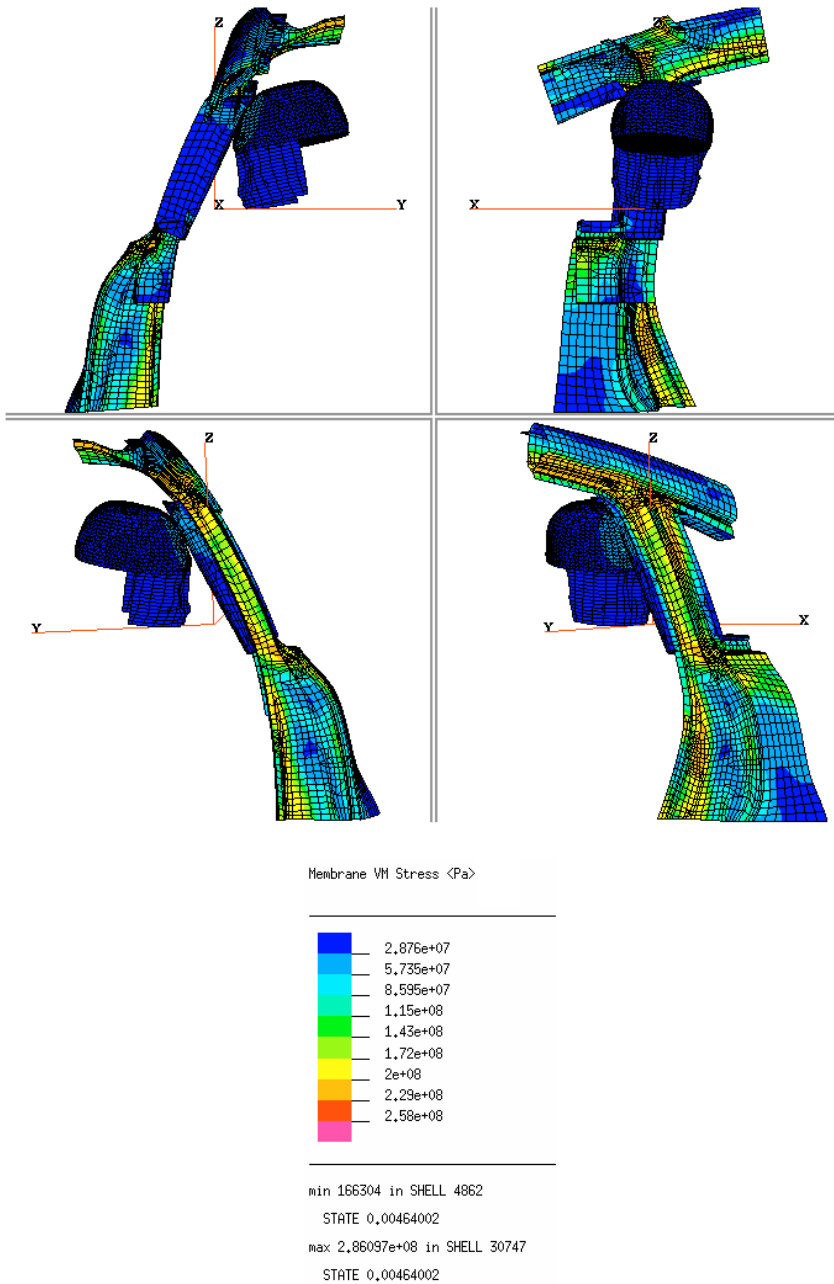
STATE 0,00160004

max 1,24019e+07 in SHELL 39157

STATE 0,00160004

Rys. 204. Wejście głowy w kontakt ze słupkiem

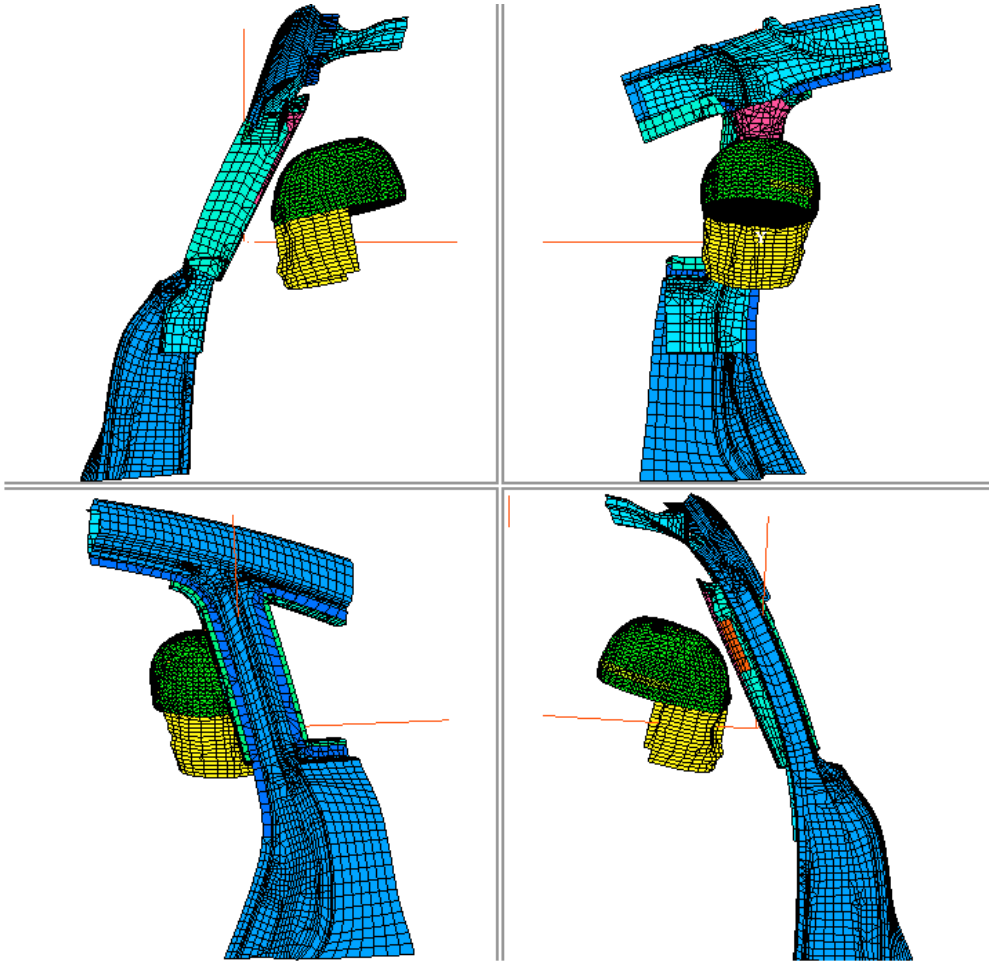
Maksymalne naprężenia zredukowane według hipotezy Hubera–Misesa zaobserwowano po upływie 0,0046 s (rys. 206).



Rys. 206. Maksymalne naprężenia zredukowane według hipotezy Hubera–Misesa

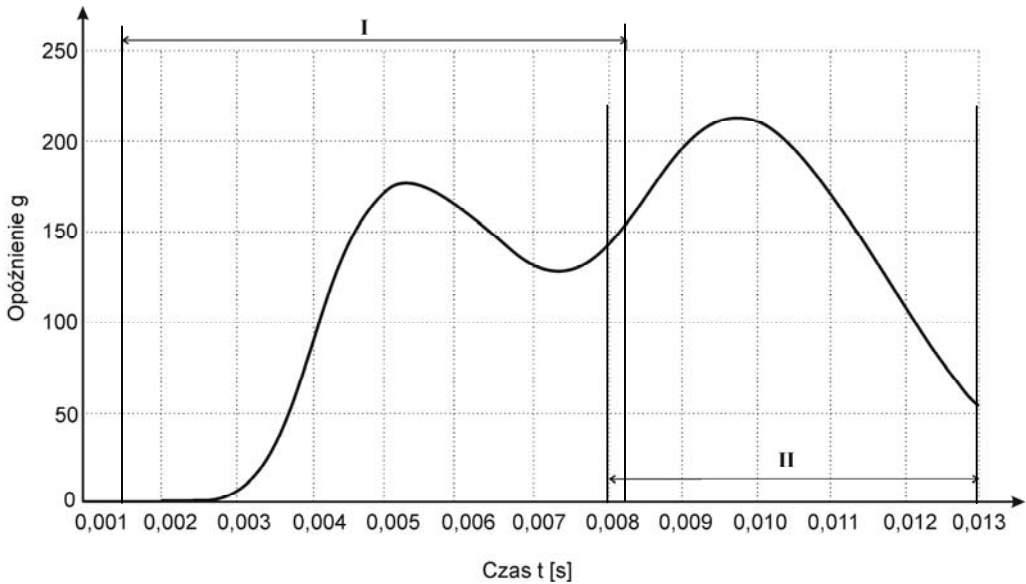
## 10.3.2. UDERZENIE W PUNKCIE RP2

Warunki brzegowe w symulacji numerycznej podczas uderzenia głową w punkt RP2, są takie same jak w punkcie RP1. Zmieniło się tylko położenie głowy w stosunku do słupka, uderzenie nastąpiło w punkt RP2. Ustawienie to pokazano na rysunku 207.



Rys. 207. Położenie głowy względem punktu RP2

Wypadkowe opóźnienie działające na środek ciężkości głowy podczas uderzenia w punkcie RP2 pokazano na rysunku 208.



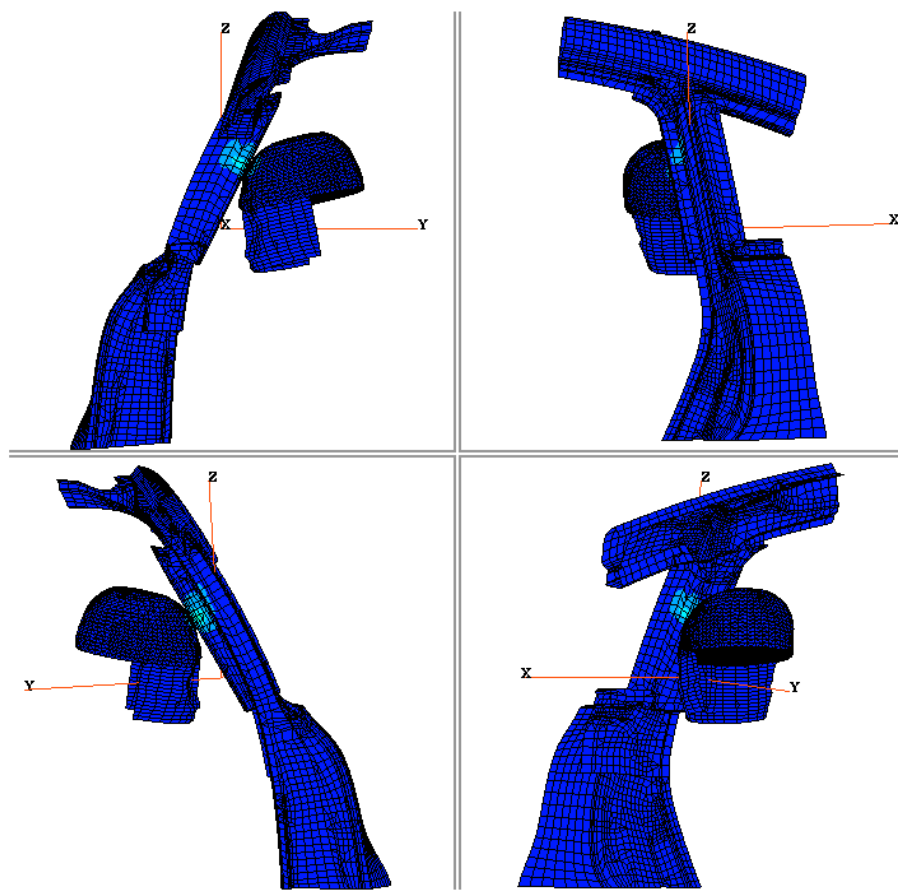
Rys. 208. Wypadkowe opóźnienie środka ciężkości głowy

Analizie poddano pierwszy przypadek, gdy głowa jest w kontakcie ze słupkiem (przedział I), ponieważ czas występowania opóźnienia, w którym współczynnik  $HIC$  osiąga maksymalną wartość, jest to przedział II, obliczane jest także kryterium urazu głowy. Wyznaczono zmodyfikowane kryterium urazu głowy  $HIC(d)$  w obu przedziałach, którego wartości liczbowe podano w tabeli 20.

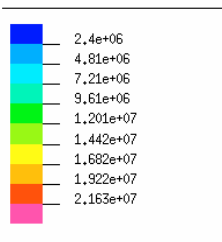
Tabela 20. Wartości zmodyfikowanego kryterium urazu głowy  $HIC(d)$  w obu przedziałach

Czas [s]			Współczynnik $HIC(d)$
Przedział I	$t_1$	0,0014	588
	$t_2$	0,0083	
	$t_2 - t_1$	0,0069	
Przedział II	$t_1$	0,0079	1412
	$t_2$	0,013	
	$t_2 - t_1$	0,0051	

Deformacja osłony słupka po uderzeniu głową w punkt RP2 jest taka sama jak w punkcie RP1 (rys. 207), a przemieszczenie punktu RP2 wynosi 4,3 mm. Chwilę wejścia głowy w kontakt ze słupkiem i wyjścia głowy z kontaktu ze słupkiem przedstawiono na rysunkach 209 i 210. Widoczne są warstwy naprężeń zredukowanych w słupku drzewiowym według hipotezy Hubera–Misesa.



Membrane VM Stress <Pa>



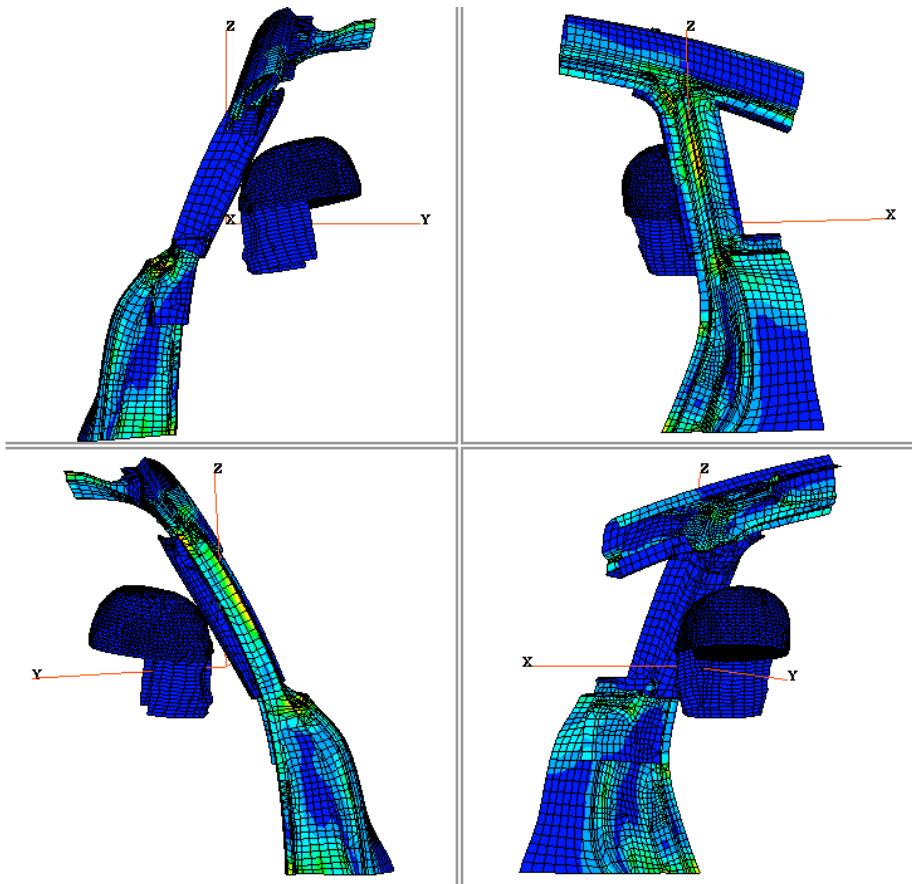
min 0,0389437 in SHELL 282

STATE 0,00160004

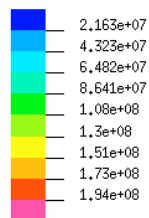
max 2,40292e+07 in SHELL 38961

Rys. 209. Wejście głowy w kontakt ze słupkiem





Membrane VM Stress <Pa>



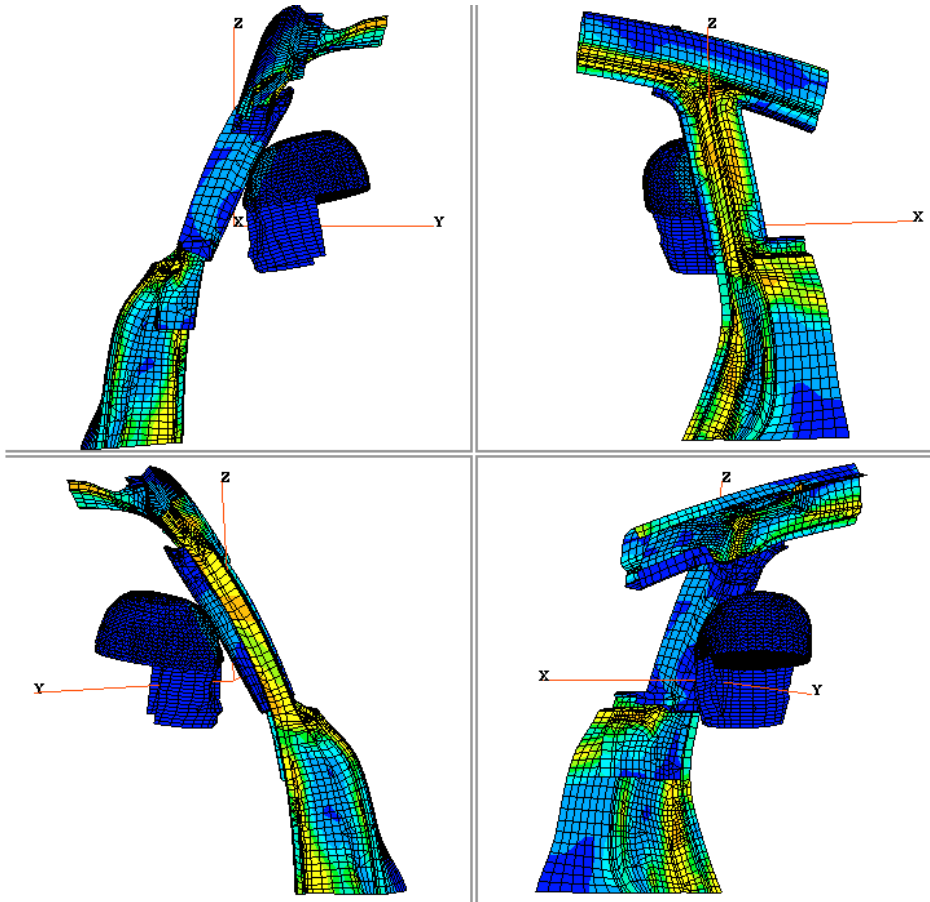
min 40993 in SHELL 52280

STATE 0,00800006

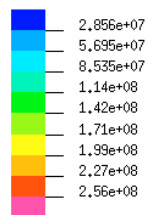
max 2,15966e+08 in SHELL 3960

STATE 0,00800006

Rys. 210. Wyjście głowy z kontaktu ze słupkiem



Membrane VM Stress <Pa>



min 166611 in SHELL 50075

STATE 0,00496002

max 2,84097e+08 in SHELL 6687

STATE 0,00496002

Rys. 211. Maksymalne naprężenia zredukowane według hipotezy Hubera–Misesa

Maksymalne naprężenia zredukowane według hipotezy Hubera–Misesa zaobserwowano po upływie 0, 0049 s, rozkład warstwicz zredukowanych naprężeń pokazano na rysunku 211.

## 10.4. OCENA WYNIKÓW BADAŃ

Przedstawiono niektóre aspekty przeprowadzenia symulacji numerycznej uderzenia głową w słupek okienny samochodu osobowego zgodnie z wytycznymi normy USA 49 CFR 571.201.

Ocenie poddano elementy osłaniające lewy, ostatni słupek C samochodu osobowego. Ocena ta polegała na sprawdzeniu tych elementów pod względem opóźnień działających na środek ciężkości głowy w czasie uderzenia głową. Do wyznaczenia poziomu uszkodzenia zastosowano kryterium urazu głowy  $HIC$ , które jest wyznaczane w celu określania bezpieczeństwa użytkowników samochodu.

W tym przypadku przyjęto zmodyfikowane kryterium urazu głowy  $HIC(d)$ . Powodem przyjęcia  $HIC(d)$  było to, że badaniu poddano samą głowę bez uwzględnienia reszty ciała człowieka i takie założenie jest dopuszczalne. Podczas przeprowadzonej symulacji oraz prób zderzeniowych w punkty RP1 i RP2 otrzymane wyniki przedstawiono w tabeli 21.

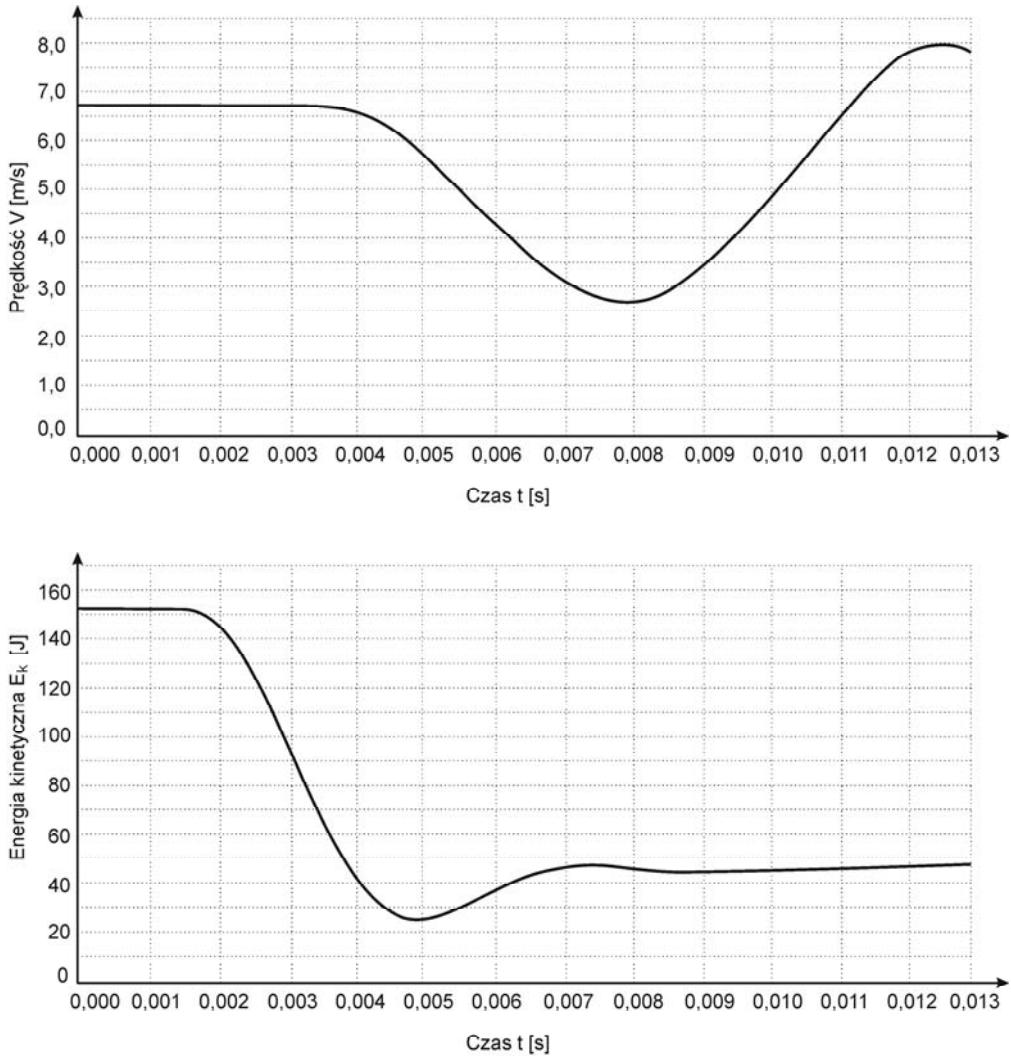
Tabela 21. Zestawienie wyników symulacji – skalowanie RP1, RP2

Wybrany przedział czasu	Skalowanie uderzenia modelu głowy w stalową płytę		Uderzenie w słupek C w punkcie RP1		Uderzenie w słupek C w punkcie RP2	
	$HIC$	$HIC(d)$	$HIC$	$HIC(d)$	$HIC$	$HIC(d)$
Występuje kontakt głowy ze słupkiem	34	<b>192</b>	837	<b>798</b>	560	<b>588</b>
Opóźnienie osiąga maksymalną wartość	589	<b>611</b>	2594	<b>2124</b>	1651	<b>1412</b>
$HIC$ osiąga maksymalną wartość	729	<b>716</b>	–	–	–	–

Na podstawie otrzymanych wyników z symulacji numerycznej uderzenia głową w słupek samochodu nasuwają się następujące wnioski:

- skalowanie uderzenia swobodnego modelu głowy o stalową płytę we wszystkich trzech przypadkach czasu (tabela 21) uzyskane wartości współczynnika są spełnione, ponieważ zmodyfikowane kryterium urazu głowy  $HIC(d) < 1000$ ,

- podczas symulacji uderzenia głową w punkty RP1 i RP2 na słupku samochodu, tylko w przedziale czasu, gdy występuje kontakt głowy ze słupkiem, zostało spełnione kryterium urazu głowy  $HIC(d)$  ( $HIC(d) < 1000$ ),
- w obydwu przypadkach uderzenia w punkty RP1 i RP2, po wyjściu głowy z kontaktu ze słupkiem, następuje wzrost opóźnienia, co w konsekwencji zwiększa wartość współczynnika zmodyfikowanego kryterium urazu głowy  $HIC(d)$ , który nie został spełniony ( $HIC(d) > 1000$ ).



Rys. 212. Prędkość i energia kinetyczna po uderzeniu głową

Taki stan może być spowodowany tym, że kąt ustawienia słupka, jego szerokość oraz zastosowanie tworzywa sztucznego (PE) na osłonę sprawiły, że podczas uderzenia w słupek C, głowa została prawie całkowicie wyhamowana (na odcinku 8 mm), przez co zaobserwowano duże opóźnienia (270 g). Świadczą o tym wykresy energii kinetycznej i prędkości, które przedstawiono na rysunku 212.

W tej sytuacji, aby poprawić bezpieczeństwo, należy stosować dodatkowe elementy (np. żebra), które są wykonane z odpowiednich materiałów. Wiadomo, że jeśli współczynnik zmodyfikowany kryterium urazu głowy  $HIC(d) > 1000$ , to uczestnik takiego uderzenia nie ma szans na przeżycie. Jeśli  $HIC(d)$  jest natomiast od 500 do  $< 1000$ , to poszkodowany odnosi ciężkie obrażenia. Wskaźnik  $HIC(d) < 500$  jest uważany za dopuszczalny i bezpieczny dla kierowcy i pasażerów uczestniczących w wypadku. Istotny wpływ na bezpieczeństwo bierne, oprócz działającego na człowieka opóźnienia, ma także czas jego działania. W celu ograniczenia czasu kontaktu zastosowano uźebrowanie, które zmniejszyło czas trwania kontaktu o ok. 25%, otrzymane wyniki zamieszczono w tabeli 22.

Tabela 22. Wpływ oźebrowania na czas trwania kontaktu

Materiał na osłonę	Czas trwania kontaktu bez żeber ms	Czas trwania kontaktu z żebrami ms
Polietylen (PE) – właściwości takie jak podczas symulacji	10	7,5

Oźebrowanie ma także wpływ na zredukowanie opóźnienia powstałego podczas zderzenia. Pokazano to w tabeli 21, gdzie punkt RP1 mieścił w swoim obszarze 1 żebro, punkt RP2 zawierał natomiast 3 żebra. Oprócz oźebrowania należy stosować materiały sztywne (np. PE – o właściwościach takich jak w symulacji). Zmianę czasu trwania kontaktu podczas uderzenia głową w słupek przedstawiono w tabeli 23.

Tabela 23. Zmiana czasu trwania kontaktu podczas uderzenia głową w słupek

Materiał na osłonę (osłona z żebrami)	Czas trwania kontaktu	Maksymalne przyspieszenie	Przyspieszenie podczas kontaktu
Polietylen (PE) – właściwości takie jak w symulacji	7,5 ms	242 g	168 g
Tworzywo sztuczne (E = 1000 MPa)	8,6 ms	250 g	244 g
Blacha stalowa walcowana na zimno	6,4 ms	286 g	286 g

Konstruując takie elementy, jak np. żebra oraz osłony wykonane z odpowiedniego materiału, należy pamiętać jak bardzo wpływają one na poprawę bezpieczeństwa w samochodach. Ponadto niezwykle istotne jest odpowiednie ukształtowanie osłony, to znaczy takie, dzięki któremu głowa miałaby możliwość poślizgu, co znacznie zmniejszy wskaźnik  $HIC(d)$ .

## LITERATURA

- [1] ABAQUS/Explicit User's Manual, 6.5., Hibbit, Karlsson & Sorensen Inc., 2004.
- [2] Abramowicz W., Jones N., *Dynamic axial crushing of circular and square tubes*, International Journal of Impact Engineering, 4(4) (1986), 243–270.
- [3] Abramowicz W., Jones N., *Dynamic axial crushing of circular tubes*, International Journal of Impact Engineering, 1984, Vol. 2, No. 3, 263–281.
- [4] Abramowicz W., Jones N., *Dynamic axial crushing of square tubes*, International Journal of Impact Engineering, 1984, 2(2), 179–208.
- [5] Abramowicz W., Jones N., *Dynamic progressive buckling of circular and square tubes*, International Journal of Impact Engineering, 1986, 4(4), 243–270.
- [6] Abramowicz W., Jones N., *Transition from initial global bending to progressive buckling of tubes loaded statically and dynamically*, International Journal of Impact Engineering, 1997, 19(5/6), 415–437.
- [7] Abramowicz W., Wierzbicki T., *Axial crushing of multi-corner sheet metal columns*, Journal of Applied Mechanics, 1989, (56), 113–120.
- [8] Abramowicz W., *Kinematyczna analiza energochłonności cienkościennej kolumn metalowych*, Instytut Podstawowych Problemów Techniki PAN, Warszawa 1979.
- [9] Abramowicz W., *Mechanika zgniatania konstrukcji cienkościennej*, Rozprawa doktorska, Instytut Podstawowych Problemów Techniki PAN, Warszawa 1981.
- [10] Abramowicz W., *The effective crushing distance in axially compressed thin-walled metal columns*, International Journal of Impact Engineering 1, 309–317 (1983).
- [11] Abramowicz W., *Thin-walled structures as impact energy absorbers*, Thin-Walled Structures Vol. 41, Issue: 2–3, 2003, 91–107.
- [12] Alexander J. M., *An approximate analysis of the collapse of thin cylindrical shells under axial loading*, The Quarterly Journal of Mechanics and Applied Mathematics, 1960; XIII (Pt. 1), 10–5.
- [13] Appel H., Krabbel G., Ikels K., Rodemann T., *Finite Element Simulation of Deformation Characteristics of the Human Skull*, IRCOBI Conference, Lyon Sept. 1994.
- [14] Bayraktar E., Kaplan D., Grumbach M., *Application of impact tensile testing to spot welded sheets*, Journal of Materials Processing Technology, Vol. 153–154, 2004, 80–86.
- [15] Birch R.S., Alves M., *Dynamic failure of structural joint systems*, Thin-Walled Structures, Vol. 36, No. 2, 2000, 137–154 (18).
- [16] Brzoska Z., *Statyka i stateczność konstrukcji prętowych i cienkościennej*, PWN, Warszawa 1965.
- [17] Buchacz A., Świder J., *Szkielety hipergrafów w modelowaniu, badaniu i pozycjonowaniu manipulatorów robotów oraz podzespołów maszyn*, Wydawnictwo Politechniki Śląskiej, Gliwice 2000.
- [18] Buchacz A., *Przybliżona metoda badania drgających giętnie układów mechanicznych i mechatronicznych jako wprowadzenie do ich syntezy w ujęciu grafów*, Górnictwo Odkrywkowe, Nr 3/2010, 110–114.
- [19] Chao Y., *Ultimate strength and failure mechanism of resistance spot weld subjected to tensile, shear or combined tensile/shear loads*, J. Eng. Mater. Tech.-Trans. ASME 125 (2003), 125–132.
- [20] Chen W., Deng X., *Performance of shell elements in modeling spot-welded joints*, Finite Elements in Analysis and Design, Vol. 35, No. 1, 2000, 41–57 (17).
- [21] Czmochoński J., *Identyfikacja modeli modalnych maszyn urabiających w górnictwie węgla brunatnego*, Oficyna Wydawnicza Politechniki Wrocławskiej, Wrocław 2008.

- [22] Dalewski R., Jachimowicz J., Pietrzakowski M., *Zastosowanie modeli gradientowych w analizach połączeń zgrzewanych*, Przegląd Mechaniczny, Nr 7–8/2010.
- [23] Deng X., Chen W., Shi G., *Three-dimensional finite element analysis of the mechanical behavior of spot welds*, Finite Elements in Analysis and Design, Vol. 35, No. 1, 2000, 17–39(23).
- [24] *Design Manual. Crash Energy Management. Automotive Steel Design Manual*, Revision 6.1, 2002.
- [25] DiPaolo B.P., Tom J.G., *A study on an axial crush configuration response of thin-wall, steel box components: the quasi-static experiments*, International Journal of Solids and Structures, Vol. 43, Issues 25–26, 2006, 7752–7775.
- [26] Fay PA, Suthurst GD., *Redesign of adhesively bonded box beam sections for improved impact performance*, International Journal of Adhesion and Adhesives, 1990, 10(3), 128–38.
- [27] Greń K., *Dysypacja energii w metalowym absorberze wypełnionym sprężonym powietrzem*, Zeszyty Instytutu Pojazdów, Politechnika Warszawska, 2002, z. 4/47, 19–34.
- [28] Gryboś R., *Stateczność konstrukcji pod obciążeniem uderzeniowym*, PWN, Poznań 1980.
- [29] Grzebieta R.H., Murray N.W., *Energy absorption of an initially imperfect strut subjected to an impact load*, International Journal of Impact Engineering, 1986, 4(3), 147–59.
- [30] Grzebieta R.H., Murray N.W., *The static behavior of struts with initial kinks at their center points*, International Journal of Impact Engineering, 1985, 3(3), 155–65.
- [31] Grzebieta R.H., *An alternative method for determining the behavior of round stock tubes subjected to axial crush loads*, Thin-Walled Structures 1990, 9, 66–89.
- [32] Guillow S.R., Lu G., Grzebieta R.H., *Quasi-static axial compression of thin-walled circular aluminium tubes*, International Journal of Mechanical Sciences, Vol. 43, No. 9, 2001, 2103–2123 (21).
- [33] Gzik M., Świtoński E., Tejszerska D., Wolański W., Potkova P., *Wpływ złożoności modelu kierowcy na wynikisymulacji wypadków drogowych*, Modelowanie Inżynierskie, Nr 34, t. 3, 29–36, Gliwice 2007.
- [34] Gzik M., Tejszerska D., Świtoński E., *Numerical and experimental analysis of correlation between neck muscles activity and mechanical vertebrae loading conditions*, Proceeding of ESB 2009 Workshop, Movement Biomechanics and Sport, Zurich 2009, 68–69.
- [35] Hayduk R.I., Wierzbicki T., *Extensional collapse modes of structural members*, Computers and Structures 1984, 18(31), 447–58.
- [36] Johnson W., Reid S.R., *Metallic Energy Dissipating Systems*, Applied Mechanics Reviews, 1978, 31(3), 277–288.
- [37] Johnson W., Soden P.D., Al-Hassani S.T.S., *Inextensional Collapse of Thin-Walled Tubes Under Axial Compression*, Journal of Strain Analysis, Vol. 12, 1977, 317–330.
- [38] Johnson W., *Impact Strength of Materials*, London: Edwards Arnold Ltd., 1972.
- [39] Jones N., *Structural impacts*, New York, Cambridge University Press, USA 1997.
- [40] Justen R., Scheunert D., Herrmann R., Schwede W., Zeidler F., *Die Bedeutung des Überdeckungsgrades für die Realitätsnähe frontaler Offset-Crashes*, ATZ 3, 1993, 116–123.
- [41] Karliński J., Rusiński E., *Modelowanie materiału i konstrukcji poddanych obciążeniom udarowym*, [w:] Metody doświadczalne w budowie i eksploatacji maszyn, V Konferencja naukowa, Wrocław–Szklarska Poręba, [14–16 maja] 2001, t. 2., Wrocław 2001, PWr., 21–30.
- [42] Klleiber M., Woźniak Cz., *Nonlinear Mechanics of Structures*, PWN, Warszawa 1991.
- [43] Koczyński A., Rusiński E., *Wielkość pochłanianej energii przez belki cienkościennie o profilu dwuomogowym ze zgrzeinami punktowymi*, Górnictwo Odkrywkowe. 2006 R. 48, Nr 5/6, 190–197.
- [44] *Kopfaufprall auf Innenraumstrukturen* (Quelle) USA 49 CFR 271.201 / in Kraft 01.09.1998.
- [45] Kotelko M., Kubiak T., *Advanced Mechanical Engineering*, Wydawnictwa Politechniki Łódzkiej, Łódź 2006.
- [46] Kotelko M., Mania R., *Alternative solutions of the problem of load-capacity of thin-walled plated structures*, Mechanics and Mechanical Engineering, Vol. 12. 4, 323–336, 2008.

- [47] Królak M., *Stany zakrytyczne i nośność graniczna cienkościennych dźwigarów o ścianach płaskich*, praca zbiorowa pod redakcją Mariana Królaka, Państwowe Wydawnictwo Naukowe, Warszawa–Łódź 1990.
- [48] Lin S.-H., Pan J., Tyan T., Prasad P., *A general failure criterion for spot welds under combined loading conditions*, International Journal of Solids and Structures Vol. 40, Issue 21, 2003, 5539–5564.
- [49] Lin S.-H., Pan J., Wu S.-R., Tyan T., Wung P., *Failure loads of spot welds under combined opening and shear static loading conditions*, International Journal of Solids and Structures, Vol. 39, No. 1, 2002, 19–39(21).
- [50] Lipa S., *Analiza właściwości dysypacyjnych absorberów energii zbudowanych z rur cienkościennych poddanych zgniotowi*, Rozprawa doktorska. Katedra Wytrzymałości Materiałów i Konstrukcji Politechniki Łódzkiej, Łódź 2006.
- [51] Łodygowski T., Kąkol W., Wadowicki J., *Elementy programowania zadań inżynierskich na mikrokomputerach*, PP, Poznań, 1990.
- [52] Łodygowski T., Kąkol W., Wadowicki J., *Zastosowania inżynierskie informatyki*, PP, Poznań 1988.
- [53] Łodygowski T., Kąkol W., *Metoda elementów skończonych w wybranych zagadnieniach mechaniki konstrukcji inżynierskich*, PP, Poznań 1994.
- [54] Lu G., Yu T., *Energy absorption of structures and materials*, Woodhead Publishing Limited, Cambridge England, 2003.
- [55] Macaulay M.A., Redwood R.G., *Small-scale model railway coaches under impact*, Engineer, 1964, 218, 1041–1046.
- [56] Magee C.L., Thornton P.H., *Design Considerations in Energy Absorption by Structural Collapse (780434)*, Society of Automotive Engineers, 1979, Warrendale, PA, 2041–2055.
- [57] Magee CL, Thornton PH., *Design Considerations in Energy Absorption by Structural Collapse*, Paper 780434, Presented at SAE Annual Meeting, Detroit 1978.
- [58] Mahmood H. F., Paluszny A., *Design of Thin Wall Columns for Crash Energy Management – Their Strength and Mode of Collapse*, SAE Fourth International Conference on Vehicle Structural Mechanics, 1981, Paper No. 811302.
- [59] Mahmood H. F., Paluszny A., *Stability of Plate Type Box Columns Under Crush Loading*, Computational Methods in Ground Transportation Vehicles, AMD, Vol. 50, 17–33, 1982.
- [60] Mahmood H.F., Fileta B.B., *Design of Vehicle Structures for Crash Energy Management*, Praasad and J.E. Belwafa J.E. (eds.). *Vehicle Crashworthiness and Occupant protection*. Southfield, MI: American Iron and Steel Institute, 2004.
- [61] Mahmood H.F., Paluszny A., *Design of thin walled columns for crash energy management – their strength and mode of collapse*, [in:] Proceedings of Fourth International Conference on Vehicle Structural Mechanics (811302). Society of Automotive Engineers, 1981, Warrendale, PA, 7–18.
- [62] Mahmood H.F., Paluszny A., *Stability of plate-type box columns under crush loading*, [in:] Kamal M.M., Wolf J.A. (eds.), Computational Methods in Ground Transportation Vehicles, November 14–19, 1982, Phoenix, AZ. American Society of Mechanical Engineers, New York, 17–33.
- [63] Mamalis A.G., Johnson W., Viegelaahn, G.L., *The crumpling of steel thin-walled tubes and frusta under axial compression at elevated strain-rates: some experimental results*, International Journal of Mechanical Science, 1984, 26(11/12), 537–547.
- [64] Mamalis A.G., Johnson W., *The quasi-static crumpling of thin-walled circular cylinders and frusta under axial compression*, International Journal of Mechanical Sciences, 1983, 25(9–10), 713–732.
- [65] Mamalis A.G., Manolacos D.E., Viegelaahn, G.L., *The axial crushing of thin PVC tubes and frusta of square cross-section*, International Journal of Impact Engineering, 1989, 8(3), 241–264.
- [66] Mamalis A.G., Viegelaahn G.L., Manolacos D.E., Johnson W., *Experimental investigation into the axial plastic collapse of steel thin-walled grooved tubes*, International Journal of Impact Engineering, 1986, 4(2), 117–126.



- [67] McGregor I.J., Meadows D.J., Scott C.E., Seeds A.D., *Impact performance of aluminum structures*, [in:] Jones N., Wierzbicki T., editors. *Structural Crashworthiness and Failure*, Elsevier Applied Science, Amsterdam, 1993, 385–422.
- [68] McGregor L.I., Seeds A.D., Nardini D., *The design of impact absorbing members for aluminium structured vehicles*. S. A. E. *Technical Paper Series*, Paper No. 900796, 1990.
- [69] Miedzińska D., Jachimowicz J., Dziewulski P., *Badanie stateczności powłoki walcowej pod wpływem statycznych i dynamicznych obciążeń ściskających*, *Przegląd Mechaniczny* Nr 7–8/2010.
- [70] Niezgoda T., Kosiuczenko K., Barnat W., Panowicz R., *Analiza numeryczna uderzenia odłamkami w płytę warstwową*, *Górnictwo Odkrywkowe*, 61–65, nr 3/2010.
- [71] Ohkubo Y., Akamatsu T., Shirasawa K., *Mean Crushing Strength of Closed-Hat Section Members*, SAE, Paper No. 740040, 1974.
- [72] Pan N., Sheppard S.D., *Stress intensity factors in spot welds*, *Engineering Fracture Mechanics*, Vol. 70, No. 5, 2002, 671–684 (14).
- [73] Postlethwaite H.E., Mills B., *Use of collapsible structural elements as impact isolators, with special reference to automotive applications*, *The Journal of Strain Analysis for Engineering Design*, 1970, 5(1), 58–73.
- [74] Prochowski L., Unarski J., Wach W., Wicher J., *Pojazdy samochodowe, Podstawy rekonstrukcji wypadków drogowych*, WKiŁ, Warszawa 2008.
- [75] Prochowski L., *Pojazdy samochodowe, Mechanika ruchu*, podręcznik akademicki, WKiŁ, Warszawa 2008, Wyd. II uaktualnione.
- [76] Pugsley A., *The crumpling of tubular structures under impact conditions*, [in:] *Symposium on the Use of Aluminium in Railway Rolling Stock*. The Institution of Locomotive Engineers and the Aluminium Development Association, 33–41, London 1960.
- [77] Radaj D., Zhang S., *Geometrically nonlinear behaviour of spot welded joints in tensile and compressive shear loading*, *Engineering Fracture Mechanics*, Vol. 51, No. 2, May 1995, 281–294(14).
- [78] Raport ITMiA PWr. serii SPR nr 21/03, *Pochłanianie energii przez wybrane elementy nadwozia podczas dynamicznego obciążania*, Wrocław 2003.
- [79] Redwood R.G., *On the buckling of thin walled tubes under axial impact*, *Journal of the Royal Aeronautical Society* 68 (7), 1964, 418–419.
- [80] Reid S.R., Reddy T.Y., *Axially loaded metal tubes as impact energy absorbers*, [in:] Bevilacqua L., Feijoo R., Valid R. (Eds.), *Inelastic Behaviour of Plates and Shells – International Union of Theoretical and Applied Mechanics (IUTAM)*, 1985, Springer-Verlag, Berlin, 569–595.
- [81] Reid S.R., Reddy T.Y., Gray M., *Static and dynamic axial crushing of foam filled sheet metal tubes*, *International Journal of Mechanical Sciences*, 1986, 28(5), 295–322.
- [82] Rivett R.M., Riches S.T., *Drop weight impact testing of spot welded, weld bonded and adhesively bonded box beam sections*, *Welding Institute Report* 9431.01/85/478.2, 1986.
- [83] Rusiński E., Czmochoowski J., Smolnicki T., *Zaawansowana metoda elementów skończonych w konstrukcjach nośnych*, Oficyna Wydawnicza Politechniki Wrocławskiej, Wrocław 2000.
- [84] Rusiński E., Kopczyński A., Czmochoowski J., *Experimental and numerical studies of spot welded thin-walled beams*, [w:] *Achievements in mechanical & materials engineering. AMME '2003*. Proceedings of the 12th international scientific conference, Gliwice–Zakopane 2003, 765–768.
- [85] Rusiński E., Kopczyński A., Czmochoowski J., *Nmeryczna i eksperymentalna ocena osiowo ściskanych belek połączonych technologią zgrzewania punktowego*, *Przegląd Mechaniczny* 1 (2004), 18–22.
- [86] Rusiński E., Kopczyński A., Czmochoowski J., *Tests of thin-walled beams joined by spot welding*, *Journal of Materials Processing Technology*, Vol. 157–158, 2004, 405–409.
- [87] Rusiński E., Kopczyński A., Karliński J., *Badania elementów energochłonnych mających wpływ na bezpieczeństwo bierne pasażerów w samochodach osobowych*, [w:] *Biocybernetyka i inżynieria biomedyczna, XV Krajowa konferencja naukowa* [Dokument elektroniczny], Wrocław 2007.

- [88] Rusiński E., Kopczyński A., Karliński J., *Experimental and numerical investigation of dynamic axial crushing double-hat sections*, [w:] 24th Danubia-Adria Symposium on Developments in Experimental Mechanics, Sibiu, Romania, 2007. Sibiu: Editura Universitatii „Lucian Blaga”, 2007, 139–140.
- [89] Rusiński E., Kowalczyk M., *Wybrane zagadnienia z crash testu samochodu osobowego*, Przegląd Mechaniczny, 2002, 61, Nr 12, 25–31.
- [90] Rusiński E., Pielech R., *Numeryczna symulacja uderzenia głową w wewnętrzne elementy nadwozia pojazdu*, [w:] Polska mechanika u progu XXI wieku, pod red. W. Szcześniak, Wydział Inżynierii Lądowej, Instytut Mechaniki Konstrukcji Inżynierskich [PW], Wydział Samochodów i Maszyn Roboczych. Instytut Pojazdów [PW]. Kazimierz Dolny–Warszawa, 2001. [B.m.: b.w. 2001] (Warszawa: PW), 387–398.
- [91] Rusiński E., Smolnicki T., *Rozwój metod obliczeniowych w budowie maszyn i pojazdów*, Przegląd Mechaniczny Nr 6/2010.
- [92] Rusiński E., *Metoda elementów skończonych. System COSMOS/M*, WKiŁ, Warszawa 1994.
- [93] Rusiński E., *Mikrokomputerowa analiza ram i nadwozi pojazdów i maszyn roboczych*, WKiŁ, Warszawa 1990.
- [94] Rusiński E., *Zasady projektowania konstrukcji nośnych pojazdów samochodowych*, Oficyna Wydawnicza Politechniki Wrocławskiej, Wrocław 2002.
- [95] Salvini P., Vivio F., Vullo V., *A spot weld finite element for structural modeling*, International Journal of Fatigue, Vol. 22, Issue: 8, 2000, 645–656.
- [96] Santis F. De., *The modeling of the vehicle frontal structure and the numerical simulation of the crash-test. Master's thesis*, Politecnico di Torino, Facoltà di Ingegneria, Corso di specializzazione in Ingegneria Meccanica, Italy, Torino, 1996.
- [97] Schneider F., Jones N., *Impact of thin-walled high-strength steel structural sections*, Proceedings of the Institution Mechanical Engineers, Vol. 218 Part D (2004), Journal of Automobile Engineering 131–158.
- [98] Schneider F., Jones N., *Influence of spot-weld failure on crushing of thin-walled structural sections*, International Journal of Mechanical Sciences Vol. 45, Issue 12, 2003, 2061–2081.
- [99] Singace A.A., Elsobky H., Reddy T.Y., *On the eccentricity factor in the progressive crushing of tubes*, International Journal of Solids and Structures, Vol. 32, No. 24, 1995, 3589–3602(14).
- [100] Smolnicki T., *Fizyczne aspekty koherencji wielkogabarytowych łożysk tocznych i odkształcalnych konstrukcji wsporczych*, Oficyna Wydawnicza PWr., Wrocław 2002.
- [101] Soden P.D., Al-Hassani S.T.S., Johnson W., *The Crumpling of Polyvinylchloride Tubes Under Static and Dynamic Axial Loads*, Institute of Physics Conference Series, No. 21, Oxford, 1974, 327–338.
- [102] Sylwanowicz W., Michalik A., Ramatowski W., *Anatomia i fizjologia człowieka*, PWN, Warszawa 1985.
- [103] Szata M., Frączak R., *Computer-aid in formation and study of spine FEM model with crack propagation*, Mechanika rujnuvannja materialiv i micnist' konstrukcij, [Lviv, 2004]/Pid red. V.V. Panasjuka. L'viv: Nacjonal'naja akademija nauk Ukrainy, 2004, 299–303.
- [104] Szata M., *Dimensional analysis as a tool for modeling fracture mechanics processes*, Fizikochimiceskaa Mechanika Materialov, 2001, Nr 3, 68–70.
- [105] Szata M., *Modelowanie w mechanice – pomiary i aproksymacja. Kształcenie w zakresie metrologii w obliczu wyzwań nowych technologii*, Joint IMEKO TC-1 & XXXIV MKM Conference 2002, Wrocław, 8–12 września 2002. Vol. 2. Materiały XXXIV MKM / [Red. Barbara Juroszek, Zbigniew Moroń, Janusz Ocieпка]. Oficyna Wydawnicza PWr., 2002, 47–54.
- [106] Szata M., *Modelowanie w mechanice z wykorzystaniem analizy wymiarowej*, Materiałoznawstwo i mechanika tworzyw konstrukcyjnych – od teorii do zastosowań inżynierskich, 22–23 września 1995, Wrocław, Oficyna Wydawnicza PWr. 1995, 5–12.

- [107] Tani M., Funahashi A., *Energy absorption by the plastic deformation of body structural members*, Paper 780368 presented at S.A.E. Annual Meeting, Detroit, February 1978.
- [108] Tarigopula V., Langseth M., Hopperstad O.S., Clausen A.H., *Axial crushing of thin-walled high-strength steel sections*, International Journal of Impact Engineering Vol. 32, Issue 5, 2006, 847–882.
- [109] Thornton P.H., Magee C.L., *The interplay of geometric and materials variables in energy absorption*. Transactions of the ASME – Journal of Engineering Materials and Technology 99 (2), 1977, 114–120.
- [110] Thornton P.H., *Energy absorption by structural collapse in dual phase steel tubes*, Metallurgical Transactions A 10 (August), 1979, 1199–1201.
- [111] Thornton P.H., *Energy absorption by the structural collapse of spot-welded sheet metal sections*, SAE Paper 800372, 1980.
- [112] Thornton P.H., *Static and dynamic collapse characteristics of scale model corrugated tubular sections*. Transactions of the ASME, Journal of Engineering Materials and Technology 75, 1975, 357–362.
- [113] Toda K., Gondoh H., Takechi H., Usuda M., *Absorbed energy during compression and crushing of high strength steel sheets*, Metallurgical Transactions A 7, 1976, 1637–1642.
- [114] Ulewski A., *Analiza doboru parametrów geometrycznych i technologii połączenia cienkościennych profili podłużnic w samochodach osobowych*, Politechnika Wrocławska, Instytut Konstrukcji i Eksploatacji Maszyn, Wrocław 2006.
- [115] VanKuren R.C., Scott J.E., *Energy Absorption of High-Strength Steel Tubes Under Impact Crush Conditions (770213)*, Society of Automotive Engineers, Warrendale 1978. PA., 947–954.
- [116] Wang D.-A., Pan J., *A computational study of local stress intensity factor solutions for kinked cracks near spot welds in lap-shear specimens*, International Journal of Solids and Structures, Vol. 42, Issue: 24–25, 2005, 6277–6298.
- [117] White M.D., Jones N., Abramowicz W., *A theoretical analysis for the quasi-static axial crushing of top-hat and double-hat thin-walled sections*, International Journal of Mechanical Sciences, Vol. 41, Issue 2, 1999.
- [118] White M.D., Jones N., *Experimental quasi-static axial crushing of top-hat and double-hat thin-walled sections*, International Journal of Mechanical Sciences, 1999, 41, 179–202.
- [119] Wicher J., *Zagadnienia bezpieczeństwa samochodu*, Warszawa, Oficyna Wyd. Politechniki Warszawskiej, 1997.
- [120] Wierzbicki T., Abramowicz W., *Manual of Crashworthiness Engineering*, Vol. II, Cambridge, MA: MIT, 1987.
- [121] Wierzbicki T., Abramowicz W., *On the crushing mechanics of thin walled structures*, Journal of Applied Mechanics, 1983, 50, 727–34.
- [122] Wierzbicki T., Abramowicz W., *Stability of Progressive Collapse*, Manual of Crashworthiness Engineering. Vol. III, Center For Transportation Studies, Massachusetts Institute of Technology, 1988.
- [123] Wierzbicki T., Abramowicz W., *The mechanics of deep plastic collapse of thin-walled structures*, [in:] Wierzbicki T., Jones N. (Eds.), Structural Failure, 1989, Vol. 9, John Wiley, New York 281–329.
- [124] Wierzbicki T., Akerstrom T., *Dynamic Crushing of Strain Rate Sensitive Box Columns*, SAE Paper No. 770592, Proceedings of the 2<sup>nd</sup> International Conference on Vehicle Structural Mechanics, 1977.
- [125] Wierzbicki T., Bhat S.U., Abramowicz W., Brodtkin D., *Alexander revisited: a two folding elements model of progressive crushing of tubes*, International Journal of Solids and Structures, 29, 24 (1992), 3269–3288.
- [126] Wierzbicki T., Molnar C., Matolcsy M., *Experimental–theoretical correlation of dynamically crushed components of bus frame structure*, [in:] 17th FISITA Congress (785124). Society of Automotive Engineers Warrendale, 1978, PA, 1673–1685.

- [127] Wierzbicki T., *Crushing behaviour of plate intersections*, [in:] Jones N, Wierzbicki T. editors. Structural Crashworthiness, Chap. 3, London: Butterworths, 1983, 66–95.
- [128] Wierzbicki T., *Stability Effects in Dynamic Crushing of Sheet Metal Column*. Proceedings of HOPE International JSME Symposium, Tokyo, 1977.
- [129] Wiśniewski M., *Badania energochłonności cienkościennych elementów stalowych połączonych za pomocą zgrzewania punktowego podczas quasi-statycznego ściskania*, PWr., Instytut Technologii Maszyn i Automatyzacji, Wrocław 2007.
- [130] Witteman Willibrordus J., *Improved Vehicle Crashworthiness Design by Control of the Energy Absorption for Different Collision Situations. PhD Thesis*, Universiteitsdrukkerij TU Eindhoven, 1999.
- [131] Wung P., Walsh T., Ourchane A., Stewart W., Jie M., *Failure of spot welds under in-plane static loading*, Journal of Experimental Mechanics 41, (2001), 100–106.
- [132] Wung P., *A force-based failure criterion for spot weld analysis*, Journal of Experimental Mechanics 41, (2001) 107–113.
- [133] Xiang Y., Wang Q., Fan Z., Fang H., *Optimal crashworthiness design of a spot-welded thin-walled hat section*, Finite Elements in Analysis & Design, Vol. 42, Issue 10, 2006, 846–855.
- [134] Xiaotie D., Muir L., Boot D., Gorman D.F., Teanby D.N., Singace A.A., Elsobky H., *Further experimental investigation on the eccentricity factor in the progressive crushing of tubes*, International Journal of Solids and Structures, Vol. 33, No. 24, 1996, 3517–3538(22).
- [135] Xin Sun X., Dong P., Riesner M., Low E., *Modeling of Resistance Spot Welds: From Process to Performance*, SAE Paper, 1999.
- [136] Yamaya M., Tani M., *Energy absorption by the plastic deformation of sheet metal columns with box-shaped cross section. Technical Review*, Mitsubishi Heavy Industries, Ltd., 1971, 59–66.
- [137] Yuh J. Chao, *On the Failure of Resistance Spot Weld*, Department of Mechanical Engineering University of South Caroline, Columbia, SC 29208.
- [138] Zhang S., *Approximate stress formulas for a multiaxial spot weld specimen*, Welding Journal 80, 2001, 201–203.
- [139] Zhang S., *Stress Intensities at Spot Welds*, International Journal of Fracture, Vol. 88, No. 2, 1997, 167–185(19).
- [140] Zhang S., *Stress Intensities Derived from Stresses Around a Spot Weld*, International Journal of Fracture, Vol. 99, No. 4, 1999, 239–257, (19).
- [141] Zieliński A., *Konstrukcje nadwozi samochodów osobowych i pochodnych*, WKiŁ, Warszawa 1998.
- [142] Zienkiewicz O.C., Taylor R.L., *The finite element method*, Vol. 1, Vol. 2. McGraw-Hill Book Company, London 1991.
- [143] <http://imgauto.21cn.com>, 2010.
- [144] [www.aws.org/wj/2006/08/](http://www.aws.org/wj/2006/08/), 2010.
- [145] [www.gp24.pl](http://www.gp24.pl), 2010.
- [146] [www.thyssen-krupp-stahl.com](http://www.thyssen-krupp-stahl.com), 2010.
- [147] [www.tooltechautomotive.net](http://www.tooltechautomotive.net), 2010.
- [148] [www.volvo.com](http://www.volvo.com), 2010.

