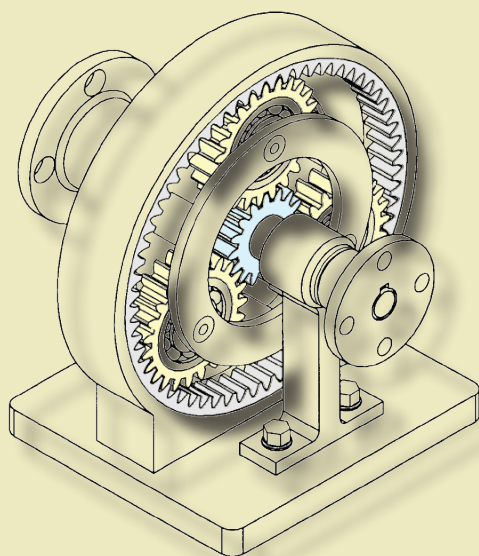




Komputerowo wspomagane projektowanie maszyn

Część 1

*redakcja
Józef Jonak*



Lublin 2016

M
O
N
O
G
R
A
F
I
E

Komputerowo wspomagane projektowanie maszyn

Część 1

Monografie – Politechnika Lubelska



Politechnika Lubelska
Wydział Mechaniczny
ul. Nadbystrzycka 36
20-618 LUBLIN

Komputerowo wspomagane projektowanie maszyn

Część 1

redakcja
Józef Jonak



Politechnika Lubelska
Lublin 2016

Recenzent:

dr hab. inż. Rafał Longwic, prof. Politechniki Lubelskiej

Redaktor techniczny: Karol Szklarek

Arkusze wydawnicze	
Rozdz. 1	1,08
Rozdz. 2	1,17
Rozdz. 3	1,07
Rozdz. 4	0,81
Rozdz. 5	0,71
Rozdz. 6	0,94
Rozdz. 7	0,85
Ogółem	6,63

Publikacja wydana za zgodą Rektora Politechniki Lubelskiej

© Copyright by Politechnika Lubelska 2016

ISBN: 978-83-7947-202-4

Wydawca: Politechnika Lubelska

ul. Nadbystrzycka 38D, 20-618 Lublin

Realizacja: Biblioteka Politechniki Lubelskiej

Ośrodek ds. Wydawnictw i Biblioteki Cyfrowej

ul. Nadbystrzycka 36A, 20-618 Lublin

tel. (81) 538-46-59, email: wydawca@pollub.pl

www.biblioteka.pollub.pl

Druk: TOP Agencja Reklamowa Agnieszka Łuczak

www.agencjatop.pl

Elektroniczna wersja książki dostępna w Bibliotece Cyfrowej PL www.bc.pollub.pl

Nakład: 100 egz.

Spis treści

1. Problematyka projektowania dwustopniowych przekładni planetarnych	
<i>Mgr inż. Paweł Wysmulski, Dr inż. Leszek Kuśmierz</i>	8
1.1. Wprowadzenie.....	8
1.2. Charakterystyka przekładni obiegowych	9
1.2.1. Klasyfikacja przekładni obiegowych	12
1.2.2. Przekładnie planetarne w zastosowaniach technicznych	13
1.3. Metodyka projektowania dwustopniowych reduktorów planetarnych.....	16
1.3.1. Wyznaczanie przełożeń	17
1.3.2. Warunki montażowe obowiązujące przy projektowaniu przekładni planetarnych.....	18
1.3.3. Wyznaczanie przełożeń poszczególnych par kół oraz obliczanie liczby zębów przekładni dwustopniowej	21
1.3.4. Obliczenie modułów I i II pary kół.....	23
1.3.5. Odległości osi kół oraz korekcja zazębienia	24
1.3.6. Siły międzyzębne	26
1.3.7. Obciążenie osi koła satelitarne.....	27
1.3.8. Wyznaczenie średnicy osi koła satelitarne.....	28
1.3.9. Dobór łożysk osi koła satelitarne.....	28
Literatura.....	29
2. Funkcjonalne cechy charakteryzujące lekkie pojazdy dwuśladowe	
<i>Mgr inż. Patryk Różyło</i>	31
2.1. Wprowadzenie.....	31
2.2. Podstawowe zależności spełniane przez pojazdy dla dzieci	37
2.2.1. Budowa i parametry charakteryzujące układ kierowniczy	37
2.2.2. Mechanizm zwrotniczy	42
2.2.3. Budowa i parametry charakteryzujące układ zawieszenia.....	46
2.2.4. Budowa i parametry charakteryzujące układ napędowy.....	50
2.3. Podsumowanie	51
Literatura.....	52
3. Modernizacja maszyn używanych w gospodarstwie rolnym	
<i>Dr inż. Aleksander Nieoczym, Dr hab. inż. Zbigniew Krzysiak,</i> <i>Dr inż. Waldemar Samociuk</i>	54
3.1. Wprowadzenie.....	54
3.2. Pilarko-łuparka do drewna	54
3.3. Odgławiarka do karp chmielu	59
3.4. Kosiarka z bijakowym zespołem tnącym.....	65
3.5. Wnioski	72
Literatura.....	72

4. Analiza ściskanej płyty wykonanej z materiału izotropowego, z dwoma kształtami wycięć	
<i>Mgr inż. Katarzyna Falkowicz</i>	73
4.1. Wprowadzenie.....	73
4.2. Przedmiot i zakres badań.....	75
4.3. Obliczenia numeryczne.....	76
4.4. Wyniki analizy numerycznej.....	77
4.4.1. Analiza liniowa.....	78
4.4.2. Analiza nieliniowa.....	80
4.5. Dyskusja wyników.....	83
4.6. Podsumowanie.....	84
Literatura.....	85
5. Konstrukcyjne aspekty bezpieczeństwa dźwigów osobowych	
<i>Mgr inż. Kamil Szydło</i>	87
5.1. Uregulowania normatywne.....	87
5.2. Środki ochrony pasażerów.....	89
5.2.1. Układ hamulcowy.....	89
5.2.2. Fartuchy i kurtyny bezpieczeństwa.....	91
5.2.3. Elementy konstrukcji dźwigu.....	92
5.3. Środki ochrony pracy konserwatorów i personelu obsługi.....	93
5.3.1. Zabezpieczenia mechaniczne.....	93
5.3.2. Zabezpieczenia elektryczne.....	98
Literatura:.....	99
6. Wykorzystanie metody elementów skończonych (MES) w teoretycznej analizie modalnej i porównanie wyników z eksperymentalną analizą modalną podczas badania korpusów obrabiarki wykonanych z żeliwa i hybrydowego połączenia żeliwa z odlewem mineralnym	
<i>Mgr inż. Norbert Kępczak</i>	100
6.1. Wprowadzenie.....	100
6.2. Teoretyczna analiza modalna.....	102
6.3. Eksperymentalna analiza modalna.....	107
6.4. Wyniki oraz dyskusja.....	111
6.5. Podsumowanie.....	114
Literatura.....	115
7. Montaż oprzyrządowania specjalistycznego na zewnątrz lekkich śmigłowców poszukiwawczo ratunkowych	
<i>Mgr inż. Karol Szklarek</i>	117
7.1. Wprowadzenie.....	117
7.2. Analiza misji poszukiwawczo-ratunkowych przy użyciu śmigłowców... ..	118
7.2.1. Misje poszukiwawcze lub poszukiwawczo-ratunkowe prowadzone przez służby ochrony porządku publicznego.....	118
7.2.2. Główne zadania śmigłowców Lotniczego Pogotowia Ratunkowego.....	119
7.2.3. Zadania GOPR-u oraz WOPR-u.....	120

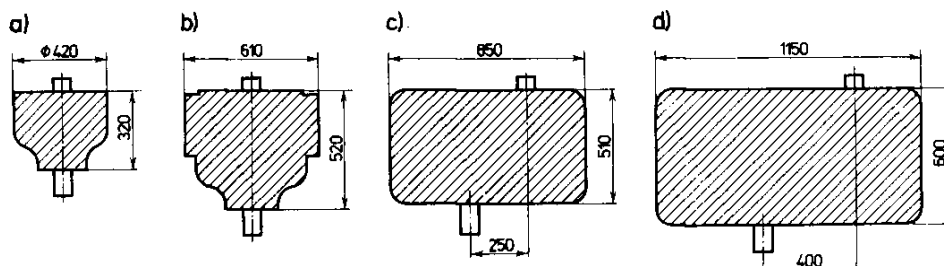
7.2.4. Opisy wyposażenia śmigłowców wykonujących misje poszukiwawczo-ratunkowe.....	121
7.3. Charakterystyka zabudowy urządzeń specjalistycznego na śmigłowcach..	123
7.3.1. Ratownicza wciągarka linowa	123
7.3.2. Kamery termowizyjne oraz szperacze	125
7.4. Wybór oprzyrządowania.	126
7.5. Analiza wymagań przepisów budowy śmigłowców lekkich w zakresie zabudowy przyrządów ratowniczych.	130
7.6. Podsumowanie	131
Literatura.....	132

1. Problematyka projektowania dwustopniowych przekładni planetarnych

1.1. Wprowadzenie

Jednym z najczęściej stosowanych w układach napędowych typem przekładni jest przekładnia z kołami zębatymi o osiach stałych, nazywana przekładnią zwykłą. Może ona występować w formie przekładni jednostopniowej lub wielostopniowej w zależności od założonego przełożenia. Uzyskanie dużego przełożenia w przypadku przekładni zwykłej wiąże się z wykonaniem przekładni wielostopniowej, co prowadzi do znacznego zwiększenia jej wymiarów oraz masy.

Znacznie rzadziej w zastosowaniach technicznych spotyka się przekładnie obiegowe, które w odróżnieniu od przekładni zwykłych posiadają koła zwane satelitami, wykonujące ruch względem ruchomego członu nazywanego jarzmem. Przekładnie obiegowe posiadają pewne cechy wspólne z przekładniami zwykłymi takie, jak współosiowość wałów czynnego oraz biernego oraz wielodrożność przepływu energii [1], [3], [9]. Cechami tymi odznaczają się w każdym przypadku rozwiązania konstrukcyjne przekładni planetarnych, natomiast rzadko wymienione cechy spotykane są w rozwiązaniach technicznych przekładni zwykłych. Wielodrożność przepływu energii wpływa istotnie na zmniejszenie wymiarów oraz masy przekładni obiegowej. Na Rys 1.1 [9] przedstawiono cztery warianty rozwiązań przekładni planetarnych oraz zwykłych. Wyraźnym różnicom wymiarów zewnętrznych towarzyszą znaczące dysproporcje mas poszczególnych rozwiązań w zakresie 87 kg (przekładnia planetarna w wykonaniu specjalnym) do 1400 kg (reduktor z kołami walcowymi ze stali do ulepszania cieplnego).

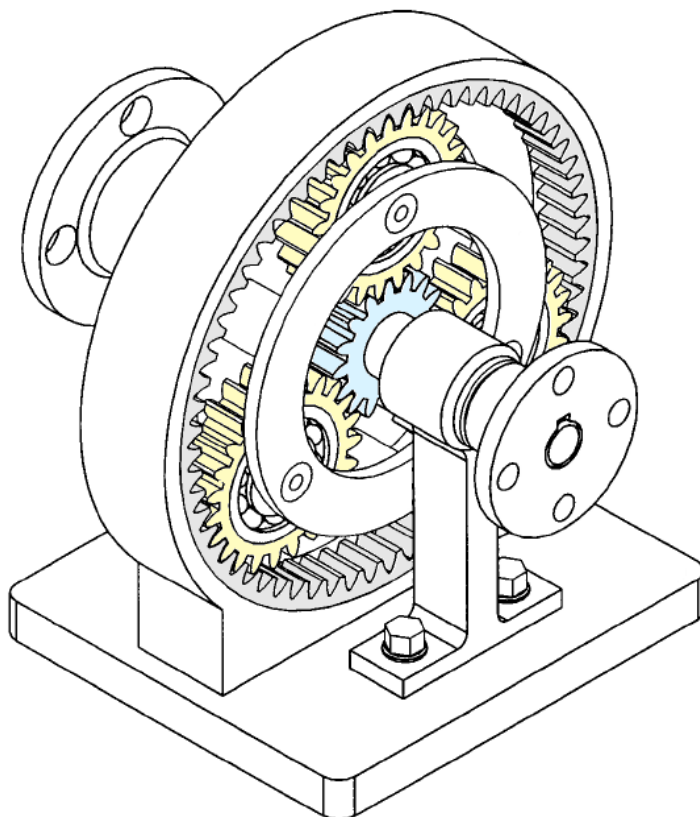


Rys 1.1 Porównanie wymiarów przekładni planetarnych oraz zwykłych z kołami walcowymi zaprojektowanych dla tych samych warunków obciążenia oraz prędkości: a) przekładnia obiegowa w wykonaniu specjalnym, b) przekładnia obiegowa w wykonaniu normalnym, c) przekładnia zwykła z kołami o zębach utwardzanych, d) przekładnia zwykła z kołami o zębach ulepszanych cieplnie [9]

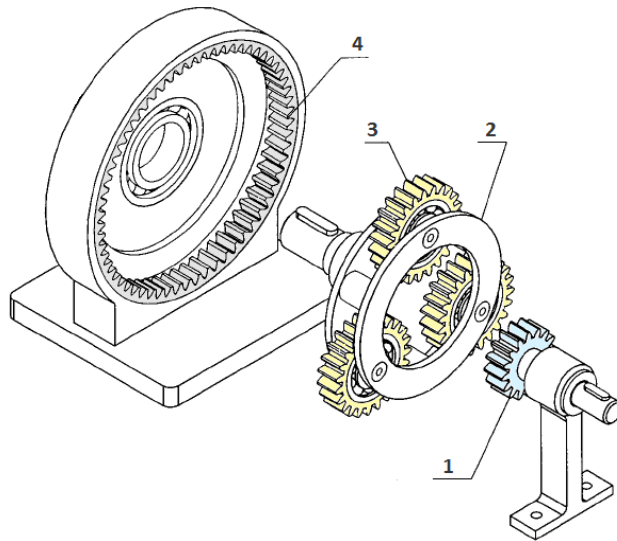
1.2. Charakterystyka przekładni obiegowych

Przekładnie planetarne w porównaniu z przekładniami zwykłymi cechuje to, że osie kół nazwanych satelitami poruszają się po kołowych torach wokół osi geometrycznej jarzma wykonującego ruch obrotowy względem osi centralnej przekładni (osi kół centralnych). Wewnątrz przekładni następuje rozdział energii na poszczególne koła satelitarne, a poprzez nie na następne człony, takie jak jarzmo oraz koło centralne.

Liczba kół obiegowych w przekładni wynosi zwykle 3 do 4. Podstawowe ograniczenie tej liczby stanowi konieczność spełnienia warunku sąsiedztwa kół satelitarnych. Inne ograniczenie dotyczy wymiarów gabarytowych przekładni. Zwarta konstrukcja przekładni obiegowej pozwala na minimalizację masy oraz wymiarów zewnętrznych. Na rysunkach 1.2, 1.3 przedstawiono podstawową przekładnię planetarną z trzema kołami satelitarnymi oraz kołem koronowym.

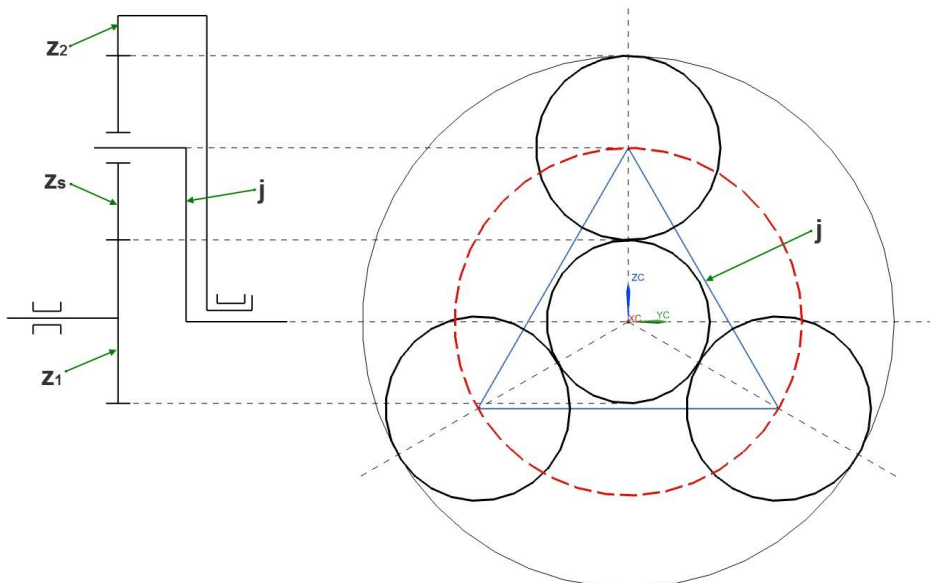


Rys. 1.2 Podstawowa przekładnia planetarna o zazębieniu wewnętrznym [4]



Rys. 1.3 Jednostopniowa przekładnia planetarna oraz jej podstawowe elementy: 1 – koło centralne ruchome, 2 – jarzmo, 3 – satelita, 4 – koło centralne nieruchome [4]

Schemat przedstawionej na powyższych rysunkach podstawowej przekładni obiegowej pokazano na Rys 1.4.



Rys. 1.4 Schemat prostej przekładni obiegowej z_1, z_2 – koła centralne, z_s – koło satelitarne j – jarzmo

Źródło: Opracowanie własne autora

Przekładnia może działać w trzech następujących wariantach:

- jeżeli jarzmo jest unieruchomione, przekładnia staje się przekładnią zwykłą o zazębieniu wewnętrznym z trójdrożnym przepływem energii,
- jeżeli zostanie unieruchomione jedno z kół centralnych, przekładnia pracuje jako obiegowa o jednym stopniu swobody, wówczas w celu wyznaczenia prędkości jednego z członów ruchomych wystarczy podać prędkość drugiego,
- w przypadku założenia obrotu wszystkich członów ruchomych, to znaczy jarzma oraz obu kół centralnych, przekładnia działa jako obiegowa o dwóch stopniach swobody, wówczas należy określić prędkości dwóch członów w celu wyznaczenia prędkości członu trzeciego.

Omówione wyżej dwa warianty przeniesienia napędu w przypadku podstawowej przekładni satelitarnej przedstawiono na Rys. 1.5.



Rys. 1.5 Schemat przeniesienia napędu w podstawowej przekładni planetarnej [14]

Analiza kinematyczna oraz obliczenia geometryczne poszczególnych zazębień oraz kół zębatach w przypadku przekładni planetarnych wymagają przyjęcia pewnych założeń, które nie są istotne w przypadku przekładni zwykłych.

Przełożenie pary zazębiających się kół z_1 oraz z_2 definiowane jako stosunek prędkości kątowych w przypadku zazębienia zewnętrznego wyraża się liczbą ujemną, zatem:

$$\frac{\omega_1}{\omega_2} = -\frac{z_2}{z_1} \quad (1.1)$$

natomiast w przypadku zazębienia wewnętrznego liczbą dodatnią. Znak przełożenia świadczy o niezgodności (ujemny) lub zgodności (dodatni) zwrotów prędkości kątowych poszczególnych kół. Prędkości kół danej przekładni obracających się w tym samym kierunku powinny posiadać ten sam znak.

W odniesieniu do obliczeń geometrycznych poszczególnych ząbów oraz kół zębatych winny być przyjęte następujące zasady:

- liczba zębów koła uzębionego zewnątrz jest liczbą dodatnią,
- liczba zębów koła uzębionego wewnątrz jest liczbą ujemną,
- moduł zęba jest liczbą dodatnią,
- wartości współczynników wysokości zęba, luzu wierzchołkowego oraz korekcji przyjmuje się tak, jak w przypadku przekładni zwykłych.

W następstwie przyjętych zasad średnice kół o uzębieniu zewnętrznym przyjmują wartości dodatnie, natomiast uzębionych wewnątrz wartości ujemne.

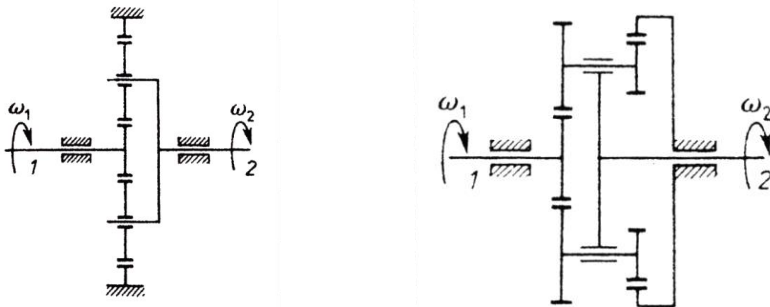
1.2.1. Klasyfikacja przekładni obiegowych

Opierając się na danych literaturowych [9] można stwierdzić, że nie istnieje jeden system klasyfikacji przekładni obiegowych. Można między innymi podzielić przekładnie na:

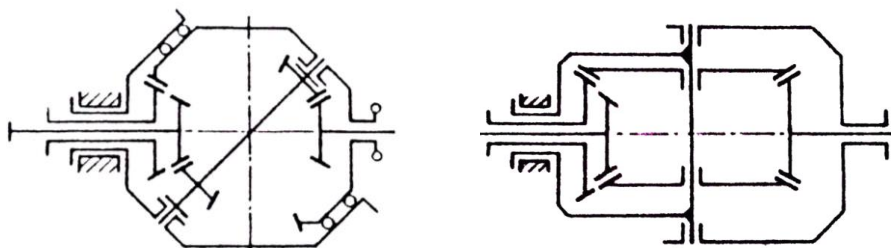
- płaskie lub przestrzenne,
- jednojarzmowe oraz wielojarzmowe,
- z położeniem bazowym dodatnim lub ujemnym.

Przekładnie planetarne można podzielić na dwie odmiany: przekładnie płaskie, które charakteryzują się tym, że tory wszystkich kół zębatych są równoległe do jednej płaszczyzny lub przekładnie przestrzenne, które tego warunku nie spełniają. Zastosowanie ruchomej osi względem osi kół centralnych w dużym stopniu zwiększyło możliwości przekładni. Dzięki temu rozwiązaniu przekładnie tego typu zdobyły cechy nieosiągalne dla przekładni o osiach stałych. Znacznie rozszerzyło to wachlarz możliwych rozwiązań konstrukcyjnych. Obliczenia konstrukcyjne przekładni są bardziej skomplikowane w porównaniu z obliczeniami przekładni o osiach stałych i wymagają od konstruktora głębszej wiedzy w tej dziedzinie. Konsekwencją tego jest to, że obecnie przekładnie obiegowe są wyodrębnione z ogólnej tematyki projektowania przekładni zębatych.

Poniżej zostały przedstawione schematy przekładni planetarnych płaskich oraz przestrzennych. Posiadają wspólne cechy takie jak: współosiowość wałka wejściowego z wałkiem wyjściowym oraz rozgałęzienie mocy wewnątrz przekładni.



Rys. 1.6 Przykłady przekładni planetarnych płaskich [3]

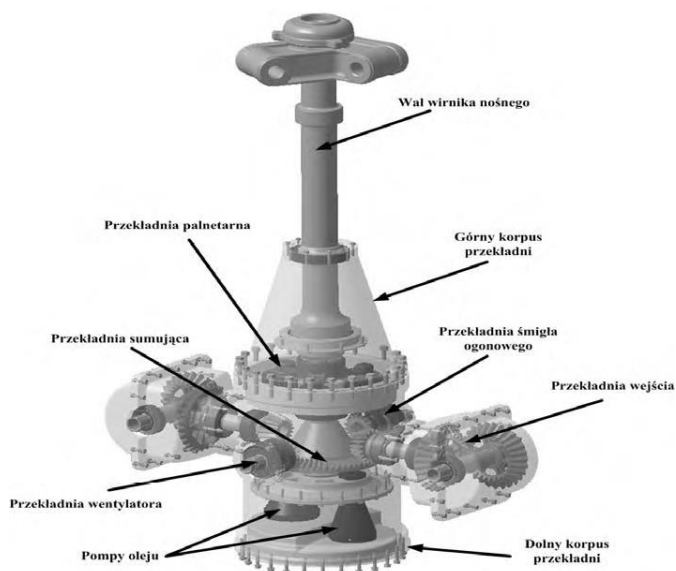


Rys. 1.7 Przykładowe rozwiązania przekładni przestrzennych [3]

1.2.2. Przekładnie planetarne w zastosowaniach technicznych

W dziedzinach techniki takich jak np. lotnictwo, budownictwo czy transport kolejowy stosowane są reduktory oraz multiplikatory planetarne. Przekładnie obiegowe instalowane są w śmigłowcach, ciężkich maszynach budowlanych, jak również w napędach wyciągarek i dźwigów, w generatorach wiatrowych, oraz platformach wiertniczych. Przekładnie obiegowe dzięki niewielkim wymiarom stosowane są bezpośrednio na wale napędzanego urządzenia. Takie rozwiązanie upraszcza budowę układu napędowego i pozwala na wyeliminowanie dodatkowych przekładni.

Przekładnie obiegowe stosowane są w układach mechanicznych śmigłowców. Wykorzystywane są w przekazaniu napędu na wirnik nośny. Poniżej na Rys. 1.8 przedstawiony został przykład zastosowania przekładni planetarnej.



Rys. 1.8 Napęd wirnika nośnego śmigłowca [5]

Na Rys. 1.9 przedstawiono zastosowanie przekładni planetarnych z kołami stożkowymi służących do napędu kół jezdnych urządzenia dźwigowego.



Rys. 1.9 Napęd jazdy – przekładnie planetarne mocowane bezpośrednio na osiach napędzanych kół jezdnych [14]

Kolejnym zastosowaniem przekładni planetarnych stanowią napędy urządzeń wolnoobrotowych, których wały wyjściowe rozwijają duże momenty obrotowe. Stosowane są one w maszynach takich jak: mieszalniki, młyny, kruszarki, węzły betoniarskie. Przykładowym rozwiązaniem tego typu urządzeń jest synchronizowany mechanicznie podwójny napęd mieszalnika Rys. 1.10, gdzie dodatkowo dla tłumienia drgań zastosowano przekładnie pasowe.



Rys. 1.10 Napęd mieszalnika z synchronizacją mechaniczną [14]

W napędach kruszarek lub młynów rozstaw osi napędzanych wałów jest stosunkowo mały, w takich przypadkach zastosowanie przekładni o osiach stałych jest trudne do osiągnięcia ze względu na jej wymiary. Idealnym rozwiązaniem takiej sytuacji jest zastosowanie przekładni obiegowych. Przykład takiego rozwiązania przedstawia Rys. 1.11.



Rys. 1.11 Zwarte wymiary przekładni pozwalają na ich zastosowanie w urządzeniach o niewielkim rozstawie napędzanych wałów [14]

Ciekawym rozwiązaniem jest napęd przenośnika płytowego, który powstał z połączenia dwóch przekładni: planetarnej oraz walcowo-stożkowej, przedstawionych na Rys. 1.12. Tworzy on zwarty układ napędowy, którego wał wyjściowy rozwija duży moment obrotowy umożliwiającą wydajną pracę urządzenia, przy stosunkowo niewielkich wymiarach układu napędowego.

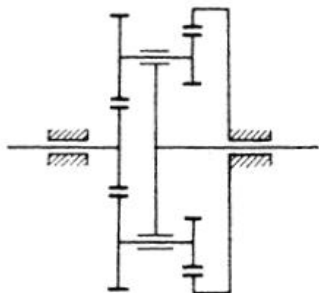


Rys. 1.12 Przekładnia planetarna zespolona z przekładnią walcowo-stożkową w napędzie przenośnika płytowego [14]

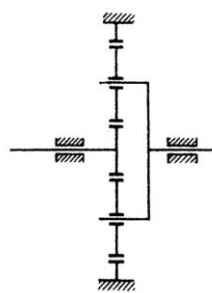
1.3. Metodyka projektowania dwustopniowych reduktorów planetarnych

Większość parametrów charakteryzujących przekładnie zębate, w tym także obiegowe, można sprowadzić do bezwymiarowej postaci. Do parametrów tych należą wielkości oraz ich stosunki, jak przykładowo: liczby zębów kół, stosunki średnic, przełożenia, stosunek szerokości wieńca koła do jego średnicy, współczynniki przesunięcia zarysu oraz inne. W przekładniach obiegowych, podobnie jak i w innych rodzajach przekładni zębatych, nie wszystkie parametry można ustalić jednocześnie na samym początku projektowania. Niektóre dobiera się na podstawie wstępnych wyników obliczeń [2], [6], [7], [8], [11], [12], [13].

W prezentowanej pracy obiektem analiz konstrukcyjnych jest reduktor planetarny z zespołem dwuwieńcowych satelit (Rys. 1.13).



Rys. 1.13 Przekładnia planetarna z zespołem dwuwieńcowych satelit [3]



Rys. 1.14 Podstawowa przekładnia planetarna [3]

Zastosowanie takiego rozwiązania kół satelitarnych umożliwia uzyskanie znacznie większego przełożenia w porównaniu z rozwiązaniem przedstawionym na Rys. 1.14.

Konieczność uzyskania dużego przełożenia w przypadku podstawowej przekładni planetarnej przedstawionej na Rys. 1.14 prowadzi do istotnego zwiększenia jej wymiarów w kierunku promieniowym. Istotne ograniczenie osiągnięcia dużego przełożenia stanowi poza tym warunek sąsiedztwa powiązany z liczbą kół satelitarnych. Reduktor dwustopniowy pokazany na Rys. 1.13 umożliwia uzyskanie dużego przełożenia (kilkanaście do kilkadziesiąt) przy stosunkowo niedużych wymiarach w kierunku promieniowym. Z uwagi na występowanie dwóch stopni koniecznym staje się wyznaczenie ich wartości. Podział całkowitego przełożenia na stopnie cząstkowe stanowi istotny problem w procesie konstruowania reduktora planetarnego. Niewłaściwy ich dobór może prowadzić do niespełnienia niektórych warunków montażowych, na przykład warunku sąsiedztwa lub przekroczenia minimalnej liczby zębów koła satelitarnego.

1.3.1. Wyznaczanie przełożeń

W celu wyznaczenia prędkości poszczególnych członów przekładni planetarnych a zatem przełożeń między poszczególnymi jej członami stosowane są następujące metody:

- metoda analityczna (metoda Willisa),
- metoda graficzno-analityczna (metoda Kutzbacha),
- metoda tablicowa.

Metoda analityczna Willisa opiera się na zasadzie przyjęcia układu odniesienia związanego z jazmem. Wszystkim elementom przekładni odejmowana jest prędkość kątowa równa prędkości jarzma. Wyznaczenie przełożenia sprowadza się do określenia przełożenia przekładni zwykłej (o osiach stałych), gdyż jazmo zostaje unieruchomione. Stosunek prędkości względem jarzma dwóch kół centralnych nazywa się przełożeniem bazowym i będzie oznaczony symbolem u_0 . Wartość tego przełożenia stanowi podstawę wyznaczenia przełożeń między poszczególnymi członami przekładni obiegowej.

Metoda graficzno-analityczna polega na graficznym przedstawieniu rozkładów prędkości poszczególnych członów przekładni. Na ich podstawie wyznaczone są równania, w oparciu o które wyznaczone są poszczególne przełożenia.

Metoda tablicowa polega na określeniu prędkości obrotowych poszczególnych członów przekładni za pomocą superpozycji z reguły dwóch prostych ruchów, jak na przykład ruchów członów przekładni przy unieruchomionym jazmie.

1.3.1.1. Wyznaczanie przełożeń między poszczególnymi członami przekładni metodą analityczną

Istotą tej metody jest zmiana układu odniesienia, który jest związany z jazmem. W wyniku takiego założenia prędkość kątowa jarzma jest równa zero (jazmo staje się nieruchome). W takim przypadku obliczenia przełożenia między poszczególnymi stopniami przekładni sprowadzają się do wyznaczenia przełożenia przekładni prostej tzw. o osiach stałych. Stosunek prędkości dwóch kół centralnych względem jarzma nazywa się przełożeniem bazowym oznaczonym symbolem u_0 . Wartość tego przełożenia stanowi podstawę obliczeń przełożeń między poszczególnymi członami przekładni planetarnej. Przełożenie bazowe wyraża się następującym wzorem (wzór Willisa):

$$u_0 = \frac{\omega_1 - \omega_j}{\omega_2 - \omega_j} \quad (1.2)$$

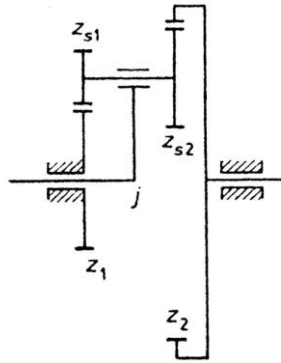
Powyższy wzór dotyczy przekładni o liczbie swobody nie większej niż dwa. Odpowiednie przekształcenie wzoru Willisa umożliwia wyznaczenia przełożeń między poszczególnymi członami przekładni według następujących zależności:

$$u_{12} = \frac{\omega_1}{\omega_2} = u_0 + u_{j2}(1 - u_0) \quad (1.3)$$

$$u_{1j} = \frac{\omega_1}{\omega_j} = \frac{u_{12}(1 - u_0)}{u_{12} - u_0} \quad (1.4)$$

$$u_{2j} = \frac{\omega_2}{\omega_j} = \frac{(1 - u_0)}{u_{12} - u_0} \quad (1.5)$$

Przy obliczaniu przełożenia bazowego u_0 należy uwzględnić znaki przełożeń: w przypadku zazębienia zewnętrznego dwóch kół zębatych przyjmuje się znak (-), natomiast w przypadku zazębienia wewnętrznego znak (+). Z uwagi na znak przełożenia bazowego przekładnie dzielimy na przekładnie o dodatnim oraz ujemnym przełożeniu bazowym.



Rys. 1.15 Przekładnia planetarna dwustopniowa [3]

Przełożenie bazowe w przypadku rozważanego w niniejszej pracy modelu przekładni planetarnej dwustopniowej Rys. 1.15 wynosi:

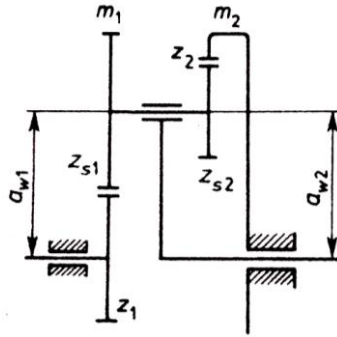
$$u_0 = -\frac{z_{s1}}{z_1} \cdot \frac{z_2}{z_{s2}} \quad (1.6)$$

Rozważany model przekładni stanowi przekładnię o ujemnym przełożeniu bazowym.

1.3.2. Warunki montażowe obowiązujące przy projektowaniu przekładni planetarnych

W przypadku projektowania przekładni planetarnych niezbędne jest spełnienie trzech warunków:

- warunku współosiowości,
- warunku sąsiedztwa,
- warunku równomiernego rozmieszczenia kół obiegowych.



Rys. 1.16 Przekładnia obiegowa z zespołem dwuwieżcowych satelit [3]

Dla rozważanej przekładni, której schemat pokazano na Rys. 1.16 warunek współosiowości wyraża się następująco:

$$a_{w1} = a_{w2} \quad (1.7)$$

Jeżeli odległości rzeczywiste przyjmiemy jako zerowe, powyższy warunek sprowadza się do poniższej równości:

$$a_1 = a_2 \quad (1.8)$$

Zatem:

$$\frac{z_1 + z_{s1}}{2} \cdot m_1 = \frac{z_2 - z_{s2}}{2} \cdot m_2 \quad (1.9a)$$

Przy czym m_1 oraz m_2 są modułami poszczególnych par kół z_1, z_{s1} oraz z_2, z_{s2} . Uzyskanie równych odległości osi w wielu przypadkach jest niemożliwe do osiągnięcia, co prowadzi do konieczności korygowania jednej bądź obu par kół (korekcja konstrukcyjna typu „P”). Zaleca się, aby parę kół z_1, z_{s1} o zazębieniu zewnętrznym korygować dodatnio, co prowadzi do wzmocnienia zębów u podstawy.

Warunek sąsiedztwa wynika z konieczności zapewnienia odpowiedniego luzu między powierzchniami zewnętrznymi sąsiednich kół obiegowych. W przypadku kół bez przesunięcia zarysów i współczynnika wysokości zęba $\gamma = 1$ oraz stosunku $\frac{\Delta_{min}}{m} = 1$ warunek sąsiedztwa można wyrazić następująco:

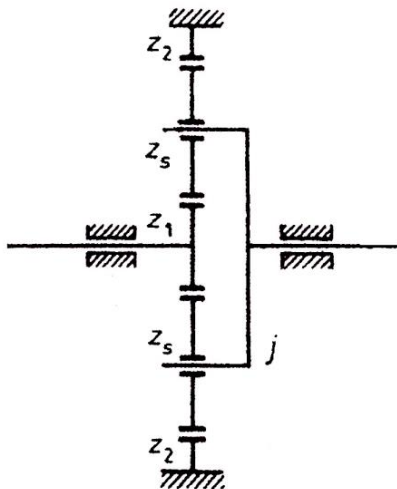
$$(z_1 + z_{s1}) \cdot \sin \frac{\pi}{s} - z_{s1} - 3 > 0 \quad (1.10)$$

gdzie:

s – liczba satelit,

Δ_{min} – minimalny luz.

Spełnienie warunku równomiernego rozmieszczenia kół obiegowych uzależnione jest od liczby zębów kół centralnych, liczby zębów kół obiegowych oraz liczby satelit. Sprzyja minimalizacji wypadkowej sił obciążających koła oraz wały, jak również uniknięciu drgań wywołanych wypadkową sił odśrodkowych.



Rys. 1.17 Przekładnia obiegowa jednostopniowa [3]

W przypadku podstawowej przekładni pokazanej na Rys. 1.17 warunek równowagi rozmieszczenia przedstawia poniższy wzór:

$$\frac{[z_1] + [z_2]}{s} = N \quad (1.11)$$

gdzie:

N – jest liczbą całkowitą,

W odniesieniu do przekładni z kołami satelitarnymi dwuwieżcowymi Rys. 1.16 warunek równomiernego rozmieszczenia kół satelitarnych przyjmuje postać:

$$\frac{[z_1 \cdot z_{s2}] + [z_2 \cdot z_{s1}]}{s} = N \cdot q \quad (1.12)$$

gdzie:

q – jest największym wspólnym dzielnikiem liczb z_{s1} oraz z_{s2} .

1.3.3. Wyznaczanie przełożeń poszczególnych par kół oraz obliczanie liczby zębów przekładni dwustopniowej

Ustalenie przełożeń dwóch par kół występujących w przekładni obiegowej dwustopniowej oraz ich liczby zębów stanowi istotny problem w procesie projektowania przekładni. Jeżeli założone całkowite przełożenie wynosi:

$$u = u_{1j} \quad (1.13)$$

wówczas na podstawie wzoru Willisa i jego przekształceniu uzyskamy:

$$u_{1j} = 1 - u_0 = 1 - \left(-\frac{z_{s1} \cdot z_2}{z_1 \cdot z_{s2}} \right) \quad (1.14)$$

Zatem:

$$\frac{z_{s1} \cdot z_2}{z_1 \cdot z_{s2}} = u_{1j} - 1 \quad (1.15)$$

Jeżeli przyjmiemy, że przełożenie $\frac{z_{s1}}{z_1} = u_{1s}$, natomiast $\frac{z_2}{z_{s2}} = u_{2s}$, wówczas:

$$u_{1j} - 1 = u_{1s} \cdot u_{2s} \quad (1.16)$$

Niewłaściwy dobór wartości poszczególnych przełożeń (np. przyjęcie zbyt dużej wartości u_{1s}) może prowadzić do zminimalizowania sumy liczb zębów ($z_{s2} + z_2$). Wynika to z faktu, że odległości osi kół obu par muszą być równe zgodnie ze wzorem (1.10) co prowadzi do warunku:

$$z_2 - z_{s2} = (z_1 + z_{s1}) \cdot \frac{m_1}{m_2} \quad (1.17)$$

Wzrost przełożenia u_{1s} powoduje zwiększenie sumy ($z_1 + z_{s1}$) oraz obniżenie liczby zębów z_{s2} . Podwyższenie przełożenia u_{1s} prowadzi do wzrostu liczby zębów koła satelitarne z_{s1} , a tym samym powiększenia się wymiarów przekładni w kierunku promieniowym. Należy zwrócić uwagę na fakt, że moduły zębów kół poszczególnych stopni nie są sobie równe z uwagi na znaczące różnice obciążeń poszczególnych wieńców tworzących koło obiegowe. Omówiony uprzednio warunek sąsiedztwa (1.10) po przekształceniu przybiera następującą postać:

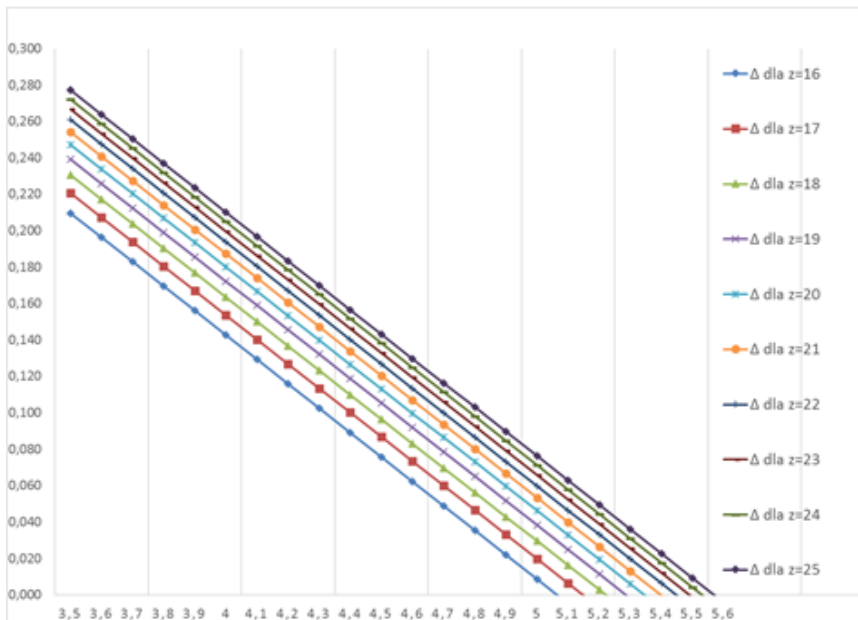
$$\left(1 + \frac{z_{s1}}{z_1} \right) \cdot \sin \frac{\pi}{s} - \frac{z_{s1}}{z_1} - \frac{3}{z_1} = \Delta \quad (1.18)$$

Uwzględniając, że $\frac{z_{s1}}{z_1} = u_{1s}$ warunek można wyrazić następująco:

$$(1 + u_{1s}) \cdot \sin \frac{\pi}{s} - u_{1s} - \frac{3}{z_1} = \Delta \quad (1.19)$$

Analizując matematyczną postać tego warunku dochodzimy do tego, że jego spełnienie uzależnione jest od trzech wielkości: przełożenia u_{1s} , liczby kół satelitarnych s oraz liczby zębów z_1 koła centralnego. Przeprowadzono analizę wpływu tych wielkości na spełnienie warunku. Wykonano obliczenia przyjmując wartości przełożenia u_{1s} w zakresie 3,5–6, liczby satelit $s = 3$ oraz liczby zębów koła centralnego z_1 w zakresie 16–25 zębów. Wyniki obliczeń przedstawiono w postaci wykresu prezentującego zmiany parametru Δ w zależności od przyjętego zakresu wartości zmiennych decyzyjnych.

Na Rys. 1.18 przedstawiono wyniki obliczeń w formie graficznej. Analiza uzyskanych wyników stanowi podstawę określenia właściwego przełożenia między kołami z_1 oraz z_{s1} . Istnieje maksymalna wartość przełożenia u_{1s} , której przekroczenie wyklucza spełnienie warunku sąsiedztwa, a tym samym potrzebę projektowania takiej przekładni. Zmniejszenie wartości przełożenia u_{1s} oraz zwiększenie liczby zębów koła centralnego z_1 rozszerza obszar poprawnych rozwiązań konstrukcyjnych przekładni oraz umożliwia przeprowadzenie wielowariantowych obliczeń jej wymiarów.



Rys. 1.18 Wykres Δ

Źródło: Opracowanie własne autora

1.3.4. Obliczenie modułów I i II pary kół

W celu wyznaczenia modułu I pary kół z_1, z_{s1} przekładni obiegowej należy obliczyć średnicę podziałową koła centralnego z_1 . Wykorzystywany jest wzór określający tę średnicę, wynikający z założenia współpracy dwóch kół: koła centralnego z_1 oraz satelitarnego z_{s1} , które tworzą przekładnię prostą z kołami walcowymi o osiach stałych. Postać tego wzoru jest następująca:

$$d_1 = 770^3 \sqrt{\frac{M_1 \cdot K_H \cdot (u_{1s}^J + 1)}{\psi \cdot \sigma_{HP}^2 \cdot u_{1s}^J \cdot (s - 0,7)}} \quad (1.20)$$

gdzie: nominalny moment obrotowy

$$M_1 = \frac{30N}{\pi \cdot n_1} 10^3 \quad (1.21)$$

przy czym:

N – moc nominalna źródła napędu [kW],

n_1 – nominalna prędkość obrotowa wałka wejściowego,

K_H – współczynnik eksploatacyjny,

u_{1s}^J – przełożenie między kołem z_1 a obiegowym z_{s1} przy założeniu, że jarzmo jest unieruchomione zatem: $u_{1s}^J = \frac{z_{s1}}{z_1}$,

ψ – wskaźnik szerokości wieńca koła zębatego:

$$\psi = \frac{b}{d_1} \quad (1.22)$$

σ_{HP} – naprężenie dopuszczalne stykowe [MPa], przy czym:

$$\sigma_{HP} = 0,8\sigma_{Hlim} \quad (1.23)$$

gdzie:

σ_{Hlim} – wytrzymałość zmęczeniowa stykowa [MPa],

s – liczba kół satelitarnych.

Moduł m_1 I pary kół jest obliczany według wzoru:

$$m_1 = \frac{d_1}{z_1} [mm] \quad (1.24)$$

Uzyskany wynik należy zaokrąglić do najbliższej wartości normalnych modułu według ciągu wartości znormalizowanych. Z uwagi na fakt, że siła obwo-

dowa obciążająca koło z_{s2} w sposób istotny różni się co do wartości od siły obciążającej koło z_{s1} , wartość modułu m_2 można w sposób przybliżony wyznaczyć w oparciu o wzór:

$$m_2 \approx m_1 \cdot \sqrt[3]{\frac{z_{s1}}{z_1}} \quad [mm] \quad (1.25)$$

Powyższa zależność wynika z przyjęcia założenia, że stosunek szerokości obu wieńców koła satelitarne do modułu koła danego stopnia ($\lambda = \frac{b}{m}$) jest bliski, oraz że liczby zębów kół z_1 oraz z_{s2} są do siebie zbliżone.

1.3.5. Odległości osi kół oraz korekcja zazębienia

Rozważaną przekładnię planetarną tworzą dwie pary kół:

- I para o zazębieniu zewnętrznym, liczby zębów z_1 oraz z_{s1} i moduł m_1 ,
- II para kół o zazębieniu wewnętrznym, liczby zębów z_2 oraz z_{s2} i moduł m_2 .

Odległości zerowe poszczególnych par wynoszą:

- I para kół a_{1s} :

$$a_{1s} = \frac{z_1 + z_{s1}}{2} \cdot m_1 \quad [mm] \quad (1.26)$$

- II para kół a_{2s} :

$$a_{2s} = \frac{z_2 - z_{s2}}{2} \cdot m_2 \quad [mm] \quad (1.27)$$

W celu spełnienia warunku równej odległości osi należy przyjąć odległość rzeczywistą a_w , jeżeli odległości zerowe są różne. W przypadku wystąpienia nierówności konieczne jest przeprowadzanie korekcji konstrukcyjnej typu „P”. Równanie opisujące zależność między odległością zerową a rzeczywistą jest następujące:

$$a \cdot \cos \alpha = a_w \cdot \cos \alpha_w \quad (1.28)$$

przy czym:

- α – nominalny kąt zarysu,
- α_w – toczny kąt przyporu.

Wartość tocznego kąta przyporu obliczana jest według wzoru:

$$\alpha_w = \arccos \left(\frac{a \cdot \cos \alpha}{a_w} \right) \quad (1.29)$$

Uzyskana wartość kąta α_w jest niezbędna do obliczenia sumy współczynników korekcji rozważanej pary kół:

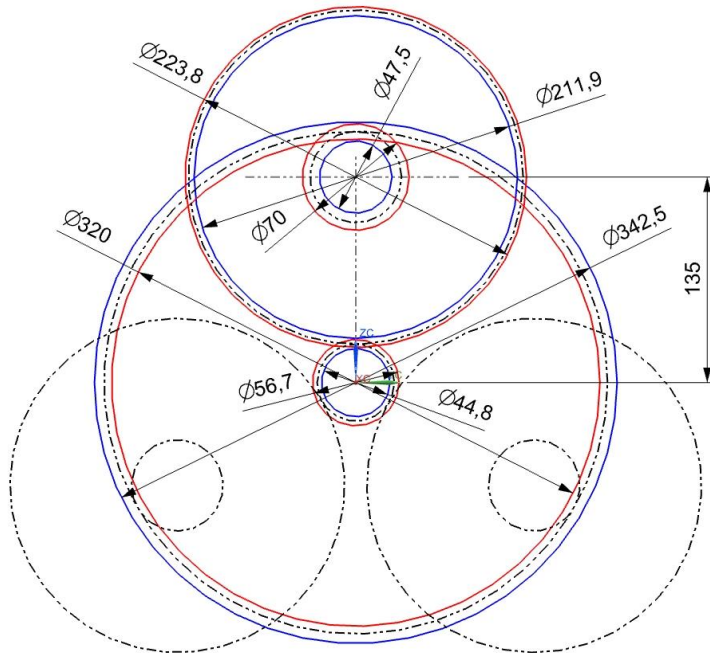
$$\sum x = \frac{(\operatorname{inv}\alpha_w - \operatorname{inv}\alpha)}{2 \tan \alpha} \cdot (z_1 + z_{s1}) \quad (1.30)$$

lub:

$$\sum x = \frac{(\operatorname{inv}\alpha_w - \operatorname{inv}\alpha)}{2 \tan \alpha} \cdot (z_{s2} - z_2) \quad (1.31)$$

Na Rys. 1.19 przedstawiono geometrię przekładni zaprojektowanej w oparciu o przyjęte następujące dane wejściowe:

- nominalna moc silnika $N = 18,5 \text{ kW}$,
- nominalna prędkość obrotowa $n_1 = 1470 \text{ min}^{-1}$,
- przełożenie całkowite $u_{1j} = \frac{n_1}{n_j} = 25$,
- trwałość godzinowa uzębień oraz łożysk $L_h = 10000 \text{ h}$,
- współczynnik zastosowania $K_A = 1,25$.

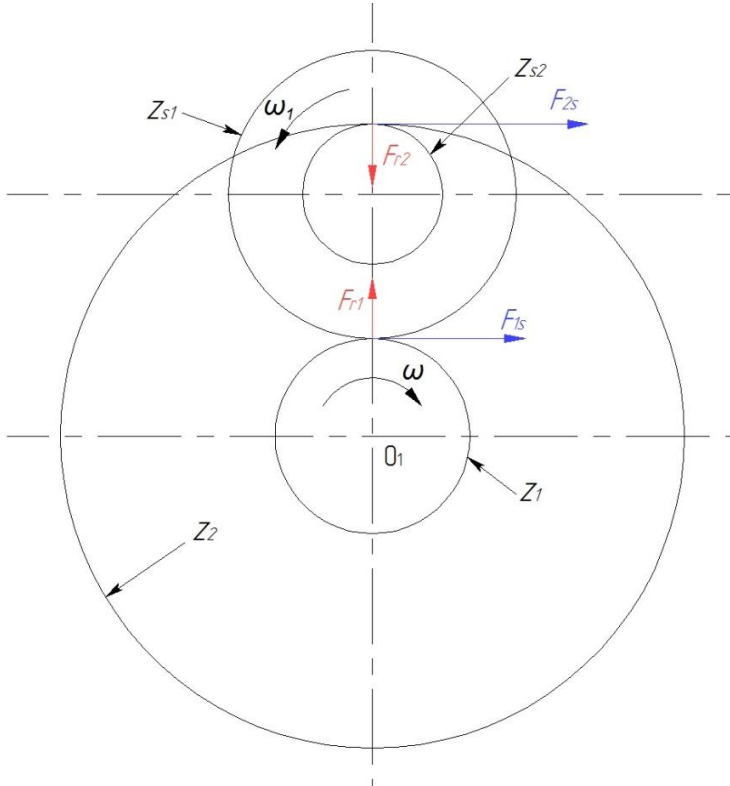


Rys. 1.19 Graficzne przedstawienie współpracujących kół projektowanego reduktora planetarnego [10]

Źródło: Opracowanie własne autora

Wykonany w oparciu o obliczenia wartości średnic poszczególnych kół szkic z wykorzystaniem modułu *Sketch* systemu CAD/CAM NX 8.5 [10] pozwala stwierdzić poprawność przeprowadzonych obliczeń.

1.3.6. Siły międzyzębne



Rys. 1.20 Rozkład sił w rozpatrywanej dwustopniowej przekładni obiegowej

Źródło: Opracowanie własne autora

$$F_{1s} = \frac{2 \cdot M_{o1}}{d_{w1} \cdot s} \quad (1.32)$$

przy czym:

$$M_{o1} = \frac{30 \cdot N}{\pi \cdot n_1} \cdot 10^3 \cdot K_A \text{ [Nm]} \quad (1.33)$$

$$F_{1s} \cdot \frac{d_{ws1}}{2} - F_{2s} \cdot \frac{d_{ws2}}{2} = 0 \quad (1.34)$$

gdzie:

d_{ws1} – średnica okręgu toczonego koła z_{s1} ,

d_{ws2} – średnica okręgu toczonego koła z_{s2} .

Zatem:

$$F_{2s} = F_{1s} \cdot \frac{d_{ws1}}{2} \cdot \frac{2}{d_{ws2}} = F_{1s} \cdot \frac{d_{ws1}}{d_{ws2}} \quad (1.35)$$

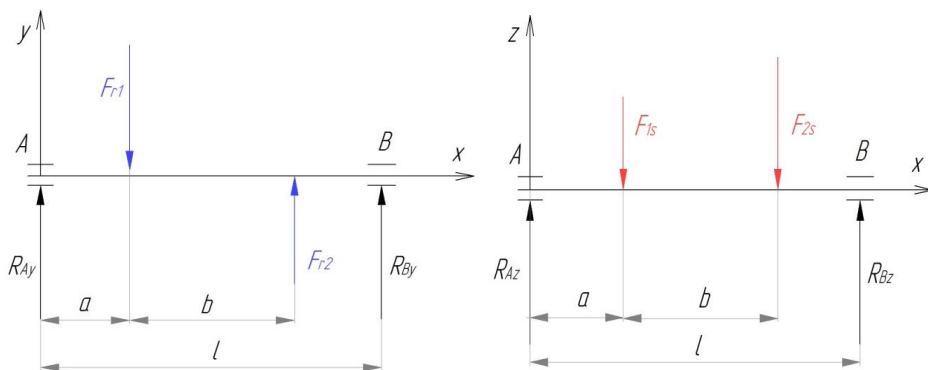
Siły promieniowe:

$$F_{r1} = F_{1s} \cdot \tan \alpha_w \quad (1.36)$$

$$F_{r2} = F_{2s} \cdot \tan \alpha_w \quad (1.37)$$

1.3.7. Obciążenie osi koła satelitarnego

W przypadku koła satelitarnego z dwoma wieńcami obciążenie jego osi wynika z występowania składowych promieniowych sił międzyzębnych oraz składowych obwodowych. Na schemacie Rys. 1.21 pokazano układ sił obciążających oś koła satelitarnego w dwóch wzajemnie prostopadłych płaszczyznach x-y oraz x-z.



Rys. 1.21 Schemat obciążenia osi koła satelitarnego

Źródło: Opracowanie własne autora

Wymiary a , b , l wynikają z szerokości poszczególnych wieńców koła satelitarnego i przyjętych pozostałych wymiarów konstrukcyjnych. W oparciu o przedstawione powyżej schematy wyznaczane są reakcje podpór w punktach A oraz B : R_{Ay} , R_{By} oraz R_{Az} , R_{Bz} . Następnie obliczone są wartości reakcji wypadkowych R_A oraz R_B w oparciu o wzory:

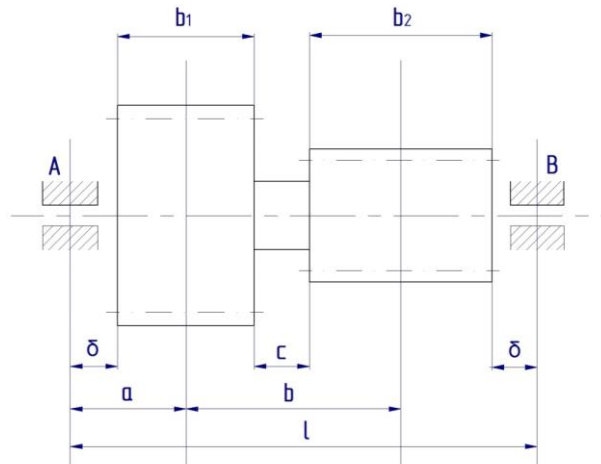
$$R_A = \sqrt{R_{Ay}^2 + R_{Az}^2}, \quad R_B = \sqrt{R_{By}^2 + R_{Bz}^2} \quad (1.38)$$

Obliczone wartości stanowią poprzeczne obciążenie zamontowanych łożysk tocznych w węzłach A oraz B .

Przedstawiony wcześniej schemat oraz algorytm obliczeń odnosi się do przypadku ułożyskowania osi w dwóch łożyskach tocznych z połączonym z nią na stałe kołem satelitarnym. W tym przypadku oś wraz z kołem obiegowym obraca się względem jarzma.

1.3.8. Wyznaczenie średnicy osi koła satelitarnego

Na Rys. 1.22 przedstawiono układ dwóch wieńców koła satelitarnego, którego oś ułożyskowana jest w dwóch łożyskach tocznych A oraz B.



Rys. 1.22 Dwuwieńcowe koło obiegowe ułożyskowane w dwóch łożyskach A oraz B

Źródło: Opracowanie własne autora

W oparciu o przedstawiony w podrozdziale 1.3.7. schemat obciążeń osi koła satelitarnego należy wyznaczona zostaje wartość maksymalnego momentu zginającego M_{gmax} i w oparciu o nią obliczona jest średnica osi według wzoru:

$$d \geq \sqrt[3]{\frac{32 \cdot M_{gmax}}{\pi \cdot k_{gj}}} [mm] \quad (1.39)$$

przy czym:

k_{gj} – naprężenia dopuszczalne przy jednostronnym zginaniu dla przyjętego gatunku stali.

1.3.9. Dobór łożysk osi koła satelitarnego

Dobór łożysk osi koła obiegowego uwarunkowany jest wymaganą wartością trwałości L [mln obr], obciążeniem łożyska oraz średnicą czopa łożyskowego osi. Wymagana trwałość L wynosi:

$$L = \frac{60 \cdot n'_s \cdot L_h}{10^6} \text{ [mln obr]} \quad (1.40)$$

przy czym:

$$n'_s = \frac{n'_1}{u_{1s}^j} \quad (1.41)$$

gdzie:

$$n'_1 = n_1 - n_j, \quad (1.42)$$

$$u_{1s}^j = \frac{z_{s1}}{z_1} \quad (1.43)$$

Uwzględniając zależności (1.42 oraz 1.43) we wzorze (1.41) uzyskano:

$$n'_s = \frac{\left(n_1 - \frac{n_1}{u_{1j}}\right) z_1}{z_{s1}} \quad (1.44)$$

Wymagana nośność dynamiczna łożyska wynosi:

$$C = P^q \sqrt{L} \quad (1.45)$$

Przy czym: $q = 3$ w przypadku łożysk kulkowych, $q = \frac{10}{3}$ dla łożysk wałeczkowych.

Literatura

- [1] Branowski B., Głowala S., Mostowski R., Pohl P., Sydor M., Torzyński D., Wieloch G., Zabłocki M. *Podstawy konstrukcji napędów maszyn*. Poznań 2007
- [2] Czarnigowski J., Ferdynus M., Kuśmierz L., Ponieważ G. *Podstawy konstrukcji maszyn*. Zbiór zadań Otwock 2008.
- [3] Dietrich M. *Podstawy konstrukcji maszyn*. Warszawa 1999.
- [4] Dziurski A., Kania L., Kasprzycki A. *Przykłady obliczeń z podstaw konstrukcji maszyn tom 2*. Warszawa 2012.
- [5] Kania M., Ferdynus M. *Wirtualny projekt przekładni głównej śmigłowca z wykorzystaniem modeli autogenerujących*. Postępy Nauki i Techniki nr 7, Lublin 2011.
- [6] Kuśmierz L., Ponieważ G. *Podstawy konstrukcji maszyn. Projektowanie napędów mechanicznych*. Lublin 2011.
- [7] Kuśmierz L., Ponieważ G. *Podstawy konstrukcji maszyn. Projektowanie mechanizmów śrubowych oraz przekładni zębatych*. Lublin 2011.
- [8] Mazurek E. *Przykłady obliczeń z podstaw konstrukcji maszyn*. Warszawa 2005.
- [9] Muller L., Wilk A. *Zębate przekładnie obiegowe*. Warszawa 1996.

- [10] Samuel S., Stevenson B., Weeks E. *Advanced simulation using Nastran NX5/NX6*. San Jose, USA 2008.
- [11] Sikora J., Maciakowski R. Wykład z podstawy konstrukcji maszyn z ćwiczeniami rachunkowymi. *Przekładnie zębate – geometria i kinematyka ząbienia*. Gdańsk 1994.
- [12] Surowiak W. *Przekładnie obiegowe*. Warszawa 1959.
- [13] Чернавский С.А. *Курсовое проектирование деталей машин*. Москва 1979.
- [14] *Przekładnie planetarne w zastosowaniach przemysłowych*
Opracowanie: POLPACK Sp. z o.o. www.polpack.com.pl

2. Funkcjonalne cechy charakteryzujące lekkie pojazdy dwuśladowe

2.1. Wprowadzenie

W dzisiejszych czasach występuje duża ilość rozwiązań konstrukcyjnych pojazdów przeznaczonych dla najmłodszych użytkowników. Powszechna modernizacja niesie za sobą wiele stosowanych zmian wizualnych i technicznych w przypadku lekkich pojazdów dwuśladowych, którymi mogą poruszać się małe dzieci. Początkowo stosowano koncepcje oparte wyłącznie o napęd związany z odpychaniem pojazdu siłą nóg. Rozwiązanie to wpływało bezpośrednio na kondycję młodych użytkowników, poprzez wysiłek fizyczny jaki musieli wkładać w to, by przemieszczać się po określonej drodze. Z biegiem czasu zastosowano rozwiązanie oparte o napęd łańcuchowy. Pozwalał on na zastosowanie przełożeń, dzięki czemu można było osiągać nieco większą prędkość poruszania się, w porównaniu do wcześniejszego prostego rozwiązania. W chwili obecnej występują nadal dawno opracowane metody napędzania, lecz wprowadzono napęd elektryczny, który całkowicie zredukował potrzebę wykazania wysiłku fizycznego dziecka.

Innowacje wprowadzane do pojazdów dla dzieci, oparte są głównie o ich wygląd wizualny, gdyż rodzaje napędów, które są w nich stosowane nie ulegają znacznym zmianom. Wzrastający komfort jazdy wiąże się, ze stosowaniem nowych materiałów, gwarantujących większą wygodę dla osoby spoczywającej w nich, oraz zapewniają lepsze prowadzenie pojazdu. Główne zmiany dotyczą wprowadzeń na pulpicie takich jak: włączanie/wyłączanie świateł, włączanie/wyłączanie radia, zastosowanie klaksonu. Z modernizacji mechanicznych, urozmaicenia dotyczą umieszczenia skrzyni biegów, oraz udogodnień w rozwiązaniach układów kierowniczych. Nadrzędne zmiany niesie ze sobą coraz lepszy wygląd nadwozi, które zadowolają opływowym wyglądem najmłodszych użytkowników tego typu pojazdów.

Pojazdy lekkie dzielą się na pojazdy z napędem nożnym, łańcuchowym i elektrycznym. Pojazdy, które mają zdolność przemieszczania się jedynie przy pomocy odpychania się siłą nóg użytkownika zasiadającego na nich, są dedykowane dla najmłodszych dzieci, ze względu na duże bezpieczeństwo podczas jazdy. Wyposażone są one przeważnie w elementy takie jak rama, nadwozie, koła i prosty układ kierowniczy, lub tylko jego imitację. Cechuje je prostota wykonania, znikoma awaryjność podzespołów, małe gabaryty, niska waga, oraz napęd nożny stanowiący podstawę do przemieszczania się. Pojazdy takie zwane są jeździkami. Wszelkie tego typu pojazdy różnią się przeważnie nadwoziami – co stanowi o ich różnorodnym wyglądzie zewnętrznym. Przykłady takich jeździków przedstawiono na rysunkach poniżej (Rys. 2.1).



Rys. 2.1 Przykłady jeźdźków: a) jeździec z nadwoziem policyjnym z wewnętrzną opcją odpychania nogami [15], b) jeździec z zewnętrzną możliwością odpychania nogami [16], c) jeździec z nadwoziem strażackim z zewnętrzną opcją odpychania nogami [17]

Pojazdy wyposażone w napęd łańcuchowy, są pojazdami o najczęstszym stosowanym rodzaju napędu, który wywodzi się z pierwszych zastosowań rowerowych. Najczęściej spotykane koncepcje upodobnione są do typowych gokartów. Pojazdy te posiadają już w każdym modelu stosunkowo proste układy kierownicze, oraz napęd łączący łańcuchem osadzonym za zębatkami bezpośrednio korby, na których są umieszczone pedały z osią przymocowaną do kół pojazdu.

Poniżej zestawiono fotografie ukazujące prosty napęd łańcuchowy, zastosowany w pojeździe oraz zewnętrzny wygląd pojazdu imitującego traktor (rys. 2.2).



Rys. 2.2 Pojazd o napędzie łańcuchowym: a) przedstawienie imitacji traktorka, b) połączenie korb z pedałami wraz z łańcuchem napędzającym, c) ukazanie napędu w postaci łańcucha

Źródło: Zbiory własne autora

Zastosowanie napędu łańcuchowego stanowi pierwsze z rozwiązań, dające możliwość poruszania się pojazdem, bez potrzeby kontaktu nóg z podłożem. Dzięki zastosowaniu określonych przełożeń między zębatkami które otacza łańcuch, można rozwijać większe prędkości, niż w przypadku pojazdów określanych

mianem jeźdźników. Pojazdy te cechuje występowanie układu kierowniczego pozwalającego na jazdę nie tylko na wprost ale i skręcanie, układu napędowego w formie napędu poprzez łańcuch. Mała masa, oraz odpowiednio nieduże gabaryty sprawiają, że pojazdy te wyglądają tak przystępnie, jak tradycyjne jeźdźniki mimo zastosowania innego napędu.

Przykładowe rozwiązania takich pojazdów przedstawiono na rysunkach poniżej (Rys. 2.3).



Rys. 2.3 Pojazdy z napędem łańcuchowym: a) pojazd przypominający typowy gokart [8], b) pojazd o nadwoziu imitującym traktor [23], c) pojazd imitujący model formuły F1 [9]

Powyżej ukazane przykłady pojazdów wyposażone są w układy kierownicze, które w przeciwieństwie do zwykłych jeźdźników umożliwiają jazdę w różnych kierunkach. Wraz z zastosowaniem napędu łańcuchowego, pojazdy dziecięce nabrały zdecydowanie lepszych opływowych kształtów, które przyciągają wzrok dzieci. Zdecydowanie bardziej samochodziki oparte o napęd łańcuchowy imitują rzeczywiste pojazdy, niż jeźdźniki przeznaczone dla najmłodszych pociech. Pomimo unowocześnienia o układ kierowniczy, oraz napędowy, waga całej konstrukcji zawiera się w przedziale kilku–kilkunastu kilogramów, co stanowi dobry wynik dla młodego użytkownika.

Najnowszą odmianę pojazdów stanowi gałąź konstrukcji opartych o napęd elektryczny. Pojazdy te posiadają znaczną zmianę względem zastosowania nowego napędu. Formę opcji napędzania łańcuchem, zastąpiono silnikami elektrycznymi, najczęściej montowanymi bezpośrednio do kół. Osoba kierująca, została całkowicie odciążona od wkładania wysiłku fizycznego w podczas kierowania. Pojazdy elektryczne są bardzo ciche, oraz ekologiczne, przez co stanowią środek transportu bardzo sprzyjający otoczeniu.

Najczęściej stosowane są w nich silniki o małych napięciach znamionowych, zarazem jednocześnie stosunkowo niedużych prędkościach obrotowych, lub montuje się motoreduktory z odpowiednimi przełożeniami, w celu otrzymania niskich wartości prędkości obrotowych. Innowacje, które wprowadziły pojazdy wraz z powstaniem napędu elektrycznego to m.in.: lepszej jakości układy kierownicze, większa trwałość wykonanych podzespołów, dodatki w postaci włączników świateł, klakson, bądź radio lub odtwarzacza muzycznego. Lepsze ogumienie, oraz

zastosowanie zawieszzeń, które zaczęły pojawiać się wraz z nowymi modelami pojazdów znacznie wyciszyły pracę podczas poruszania się. Coraz znakomitsze profile nadwozi wpłynęły na upodobnienie tych jakże małych aut, do ich rzeczywistych większych odpowiedników. Z uwagi na funkcjonalność i profesjonalne wykonanie pojazdów z napędem elektrycznym, młodzi użytkownicy z chęcią zasiadają za ich sterami, utożsamiając się z osobami dorosłymi kierującymi prawdziwymi samochodami.

Cechy charakterystyczne pojazdów elektrycznych to niski poziom wydzielanego hałasu, brak wkładanego wysiłku w prowadzeniu ich na drodze, zastosowanie prostych zawieszzeń amortyzujących nierówności. Poziom wagi wahającej się w granicach kilkunastu kilogramów, wzrósł względem pojazdów o napędzie łańcuchowym, poprzez zastosowanie silników elektrycznych, akumulatorów, oraz bardziej rozbudowanych układów kierowniczych i wprowadzenia zawieszenia.

Na poniższych rysunkach ukazano przykłady pojazdów z napędem elektrycznym (Rys. 2.4).



Rys. 2.4 Pojazdy z napędem elektrycznym: a) pojazd przypominający auto terenowe [14], b) pojazd o nadwoziu imitującym sportowe Audi [12], c) pojazd o nadwoziu podobnym do marki BMW [13]

Prezentowane przykłady powyżej, mają zgrabne sylwetki dzięki bardzo dobrym odwzorowaniom do rzeczywistych aut. W modelu ukazującym imitację samochodu terenowego, widać spory poziom zaawansowania całej konstrukcji, poprzez uwidocznione zastosowanie elementów zawieszenia, sportowego wyglądu zewnętrznego, czy kół z felgami, które oddają realistyczny obraz spotykany na co dzień w tego typu pojazdach. Luksusowy wygląd to tylko jedna z wielu zalet ukazanych pojazdów. Układy napędowe, zawieszenia, oraz kierownicze dzięki poprawnemu działaniu, pozwalają na wywołanie wielu pozytywnych emocji u każdego młodego użytkownika.

Auta dla dzieci oparte o zastosowanie napędu elektrycznego, są obecnie najciekawszym rozwiązaniem, pod względem jakości wyglądu, jak i sprawności technicznej. Od najmłodszych lat pozwalają na poczucie się tym najmniejszym użytkownikom, jak prawdziwym kierowcom, a zarazem umożliwiają nabywanie podstawowych zachowań podczas ruchu.

Podstawowe parametry związane z cechami, które musi spełniać układ kierowniczy, oraz układ zawieszenia, są spełnione w opisywanych pojazdach, mimo prostoty konstrukcji zastosowanych podzespołów.

W tabeli poniżej, ukazano zestawienie podstawowych cech charakteryzujących różne kategorie pojazdów (jeździki, o napędzie na pedały, o napędzie elektrycznym) (tab. 2.1).

Tabela 2.1 Porównanie pojazdów o różnych napędach

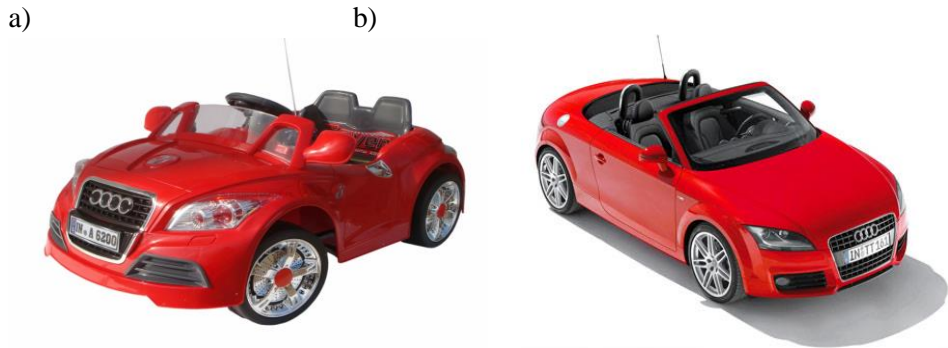
Cechy\Pojazdy	Jeździki	Napęd na pedały	Napęd elektryczny
Komfort jazdy	+	++	+++
Wysiłek fizyczny	+++	++	+
Wygląd zewnętrzny	+	++	+++
Poziom hałasu	+++	++	+
Wygląd zewnętrzny	+	++	+++
Dopracowanie podzespołów	+	++	+++
Awaryjność	+	++	++
Wyposażenie	+	++	+++

Znaki + symbolizują wysokość stopnia cechy danego pojazdu

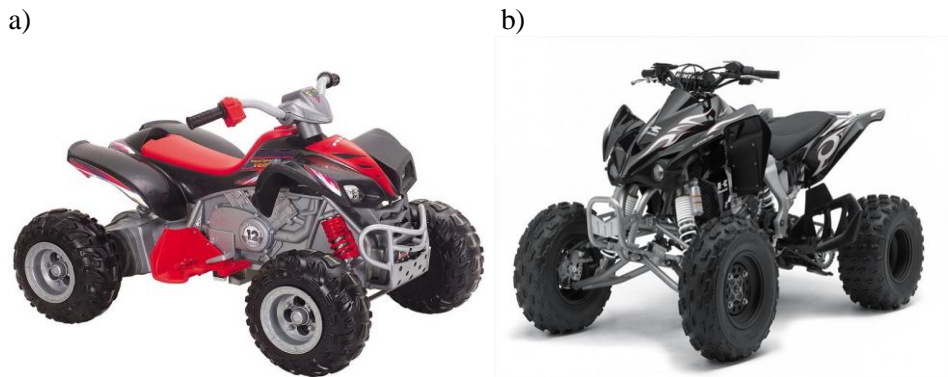
Źródło: Zbiory własne autora

Pod większością względów pojazdy o napędzie elektrycznym przewyższają cechami pozostałe. Atutem każdego rodzaju spośród nich, jest brak zanieczyszczeń emitowanych do środowiska, oraz niski poziom awaryjności. Pojazdy typu jeździk przeznaczone są głównie dla dzieci w wieku 1–3 lat, natomiast te o napędzie łańcuchowym i elektrycznym dla użytkowników powyżej 3 roku życia. Pojazdy elektryczne z dotychczasowych istniejących w rzeczy-wistości najlepiej oddają klimat oparty o prawdziwe modele. Silniki elektryczne stosowane w nich, mają średnio moc od kilkudziesięciu do kilkuset watów, natomiast napięcie znamionowe przeważnie wynosi 12–24V. Jedynym mankamentem pojazdów o napędzie elektrycznym jest to, że mają ograniczony dystans przemieszczania się ze względu na rozładowywanie akumulatorów. Ich żywotność zależna jest od wielu czynników, m.in.: temperatury panującej na powietrzu, używania dodatkowych podzespołów takich jak radio czy światła, które dodatkowo obniżają poziom energii, czy samej nieprzerwanej jazdy po prostej drodze, a tym bardziej po pochyłej lub nierównościach. W przeciętnych pojazdach elektrycznych dla dzieci montowane są silniki wymagające zasilania 12–24V. Dzięki zainstalowanym akumulatorom odpowiadającym napięciom silnikowym oraz posiadającym okres od kilku do kilkunastu amperogodzin pracy, jazda takimi lekkimi imitacjami aut jest możliwa przez średnio około 1–2 godzin. Jedną z najwyższych zalet wykonywanych

na potrzeby dzieci pojazdów, jest bardzo dokładne odzwierciedlenie wyglądu prawdziwych aut. Elementy typu: lusterka, lampy, szyby, koła, zderzaki, czy nawet podzespoły, które z poziomu wnętrza wokół siebie widzi młody kierowca, są pobliskie idealnym kształtom jak w autach z których na co dzień korzystają osoby dorosłe. Przykładowe podobieństwa zachodzące między prawdziwym pojazdem i zabawką ukazano niżej (Rys. 2.5, 2.6).



Rys. 2.5 Zestawienie modeli auta marki Audi TT Coupe: a) pojazd zabawka imitujący wyglądem prawdziwe Audi [12], b) rzeczywisty model auta marki Audi [19]



Rys. 2.6 Zestawienie modeli Quada Kawasaki: a) pojazd zabawka imitujący wyglądem Quada Kawasaki [18], b) prawdziwy Quad marki Kawasaki [20]

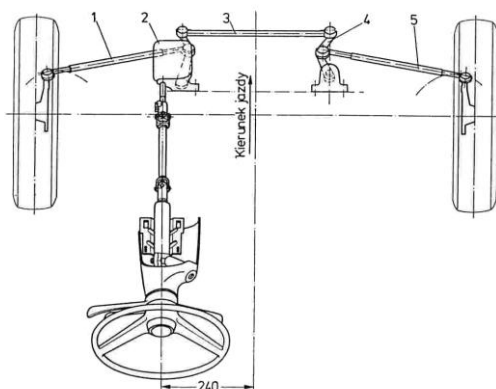
Rysunki ukazują stosunkowo duże podobieństwo pomiędzy porównywanymi modelami pojazdów. W obecnych czasach technologia wykonywania pojazdów dla dzieci zbliża się, do coraz to lepszego odwzorowywania wyglądu realnych aut. Następstwem tego jest to iż te „zabawki” cieszą wyglądem, i jakością prowadzenia wszystkich młodych wielbicieli motoryzacji.

2.2. Podstawowe zależności spełniane przez pojazdy dla dzieci

Pojazd przeznaczony dla dziecka, podobnie jak każdy pojazd użytkowany przez osoby dorosłe, musi spełniać określone zależności, dzięki którym będzie możliwe dobre jego prowadzenie. Parametry odpowiadające za poprawne prowadzenie auta są ściśle związane z układem kierowniczym, zawieszenia oraz napędowym. Pojazdy elektryczne dla dzieci posiadają wszystkie trzy z tych układów dzięki czemu właśnie na ich przykładzie dokonana będzie analiza. Największa ilość cech które muszą być spełnione zawarte są w układzie kierowniczym. Układ zawieszenia, składający się z wahaczy, amortyzatorów czy przegubów, także spełnia znaczącą rolę aby zapewniać odpowiedni komfort jazdy. Najmniejszą rolę odgrywa układ napędowy pod względem cech, które winien spełniać aby poruszanie się pojazdem było przyjemne.

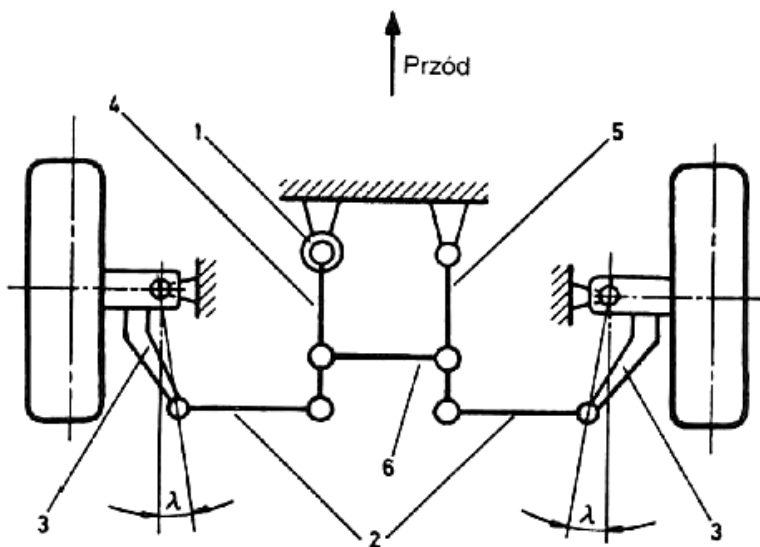
2.2.1. Budowa i parametry charakteryzujące układ kierowniczy

Podstawowy układ kierowniczy składa się z kilku lub kilkunastu elementów, które odpowiednio połączone ze sobą pozwalają manewrować pojazdem. Układ kierowniczy jest ściśle powiązany z układem zwrotniczym. Poniżej przedstawiono najbardziej podstawowe części wchodzące w skład prostego układu kierowniczego (Rys. 2.7).

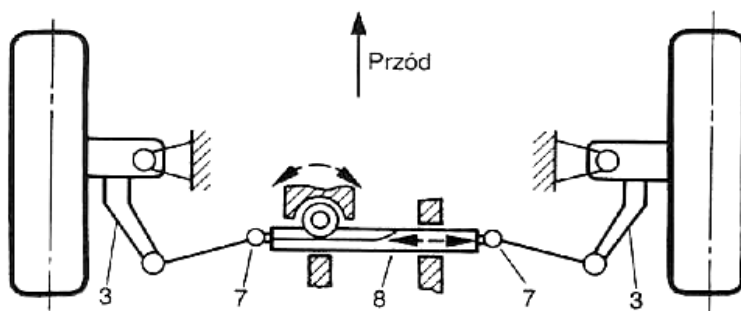


Rys. 2.7 Podstawowe elementy układu kierowniczego [7]: 1 – drążek boczny lewy, 2 – przekładnia kierownicza, 3 – drążek środkowy, 4 – ramię pośrednie, 5 – drążek boczny prawy.

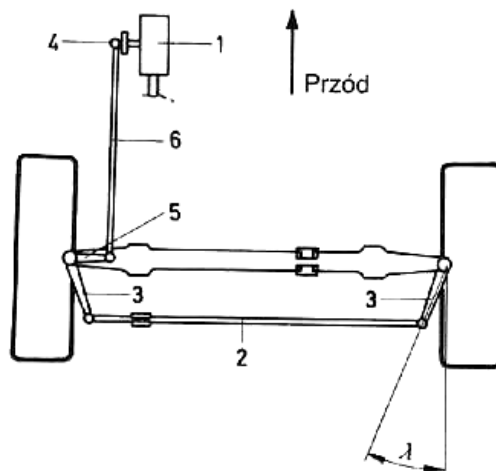
Występuję kilka podstawowych rodzajów układów kierowniczych połączonych z mechanizmami zwrotniczymi. Poniżej na rysunkach przedstawiono kilka przykładów (Rys. 2.8–2.10).



Rys. 2.8 Układ oparty o mechanizm zwrotniczy ze współbieżnym trapezem pojazdu [3]:
 1 – przekładnia kierownicza, 2 – drążki poprzeczne, 3 – ramiona zwrotnic, 4 – ramie przekładni kierowniczej, 5 – ramie prowadzące.



Rys. 2.9 Układ z przekładnią zębatkową i trapezem mechanizmu zwrotniczego za osią kół [3]:
 3 – ramiona zwrotnic, 7 – wewnętrzne przeguby drążków poprzecznych, 8 – listwa zębata.



Rys. 2.10 Układ kierowniczy z zawieszeniem z osią sztywną [3]: 1 – przekładnia kierownicza, 2 – drążek poprzeczny, 3 – ramiona zwrotnic, 4 – ramię przeladni kierowniczej, 5 – ramię pośrednie, 6 – wzdłużny drążek kierowniczy, λ – kąt ustawienia ramienia zwrotnicy.

Układ kierowniczy to zespół mechanizmów umożliwiających kierowanie pojazdem. Składa się z mechanizmu zwrotniczego i kierowniczego. Układ ten ma za zadanie zapewnić każdemu kierowcy możliwość kontrolowania zadanego kierunku ruchu pojazdu, zgodnie z zamierzeniami. Aby działanie układu przebiegało poprawnie musi panować jednoznaczna zależność, między kątem skrętu kół, oraz kątem skrętu kierownicy.

W omawianym układzie występuje kilka nadrzędnych cech, które muszą być spełnione w celu poprawnego działania układu. Najistotniejsze z nich wyszczególniono poniżej.

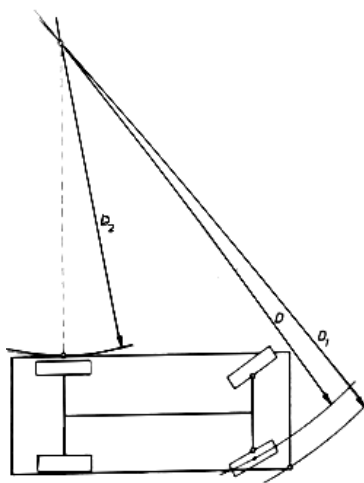
Główne cechy które powinien spełniać omawiany układ to:

- zachowanie poprawnej kinematyki auta podczas wchodzenia w zakręty
- odporność na zużywanie się elementów;
- prostota konstrukcji i regulacji;
- niskie oddziaływanie drgań na układ przy pokonywaniu nierówności;
- łatwość kierowania pojazdem;
- własności stabilizacji kół kierowanych ;

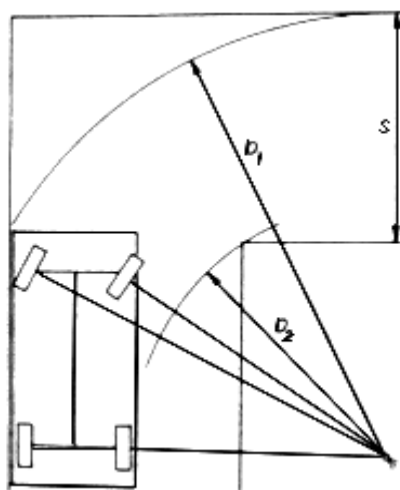
Występuje kilka parametrów charakteryzujących zwrotność układu kierowniczego. Są to między innymi:

- najmniejsza średnica zawracania D (będąca średnicą okręgu po którym porusza się dokładnie środek śladu opony, zewnętrznego koła z przodu. Przy największym skręcenie o maksymalną wartość kąta δ_z) (Rys. 2.11, 2.13);

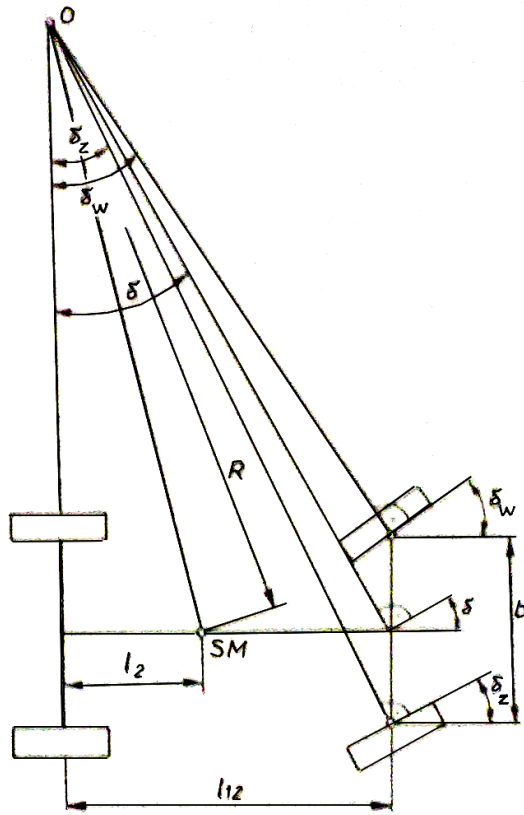
- najmniejsza obrysowa zewnętrzna D_1 , lub zewnętrzna D_2 średnica zawracania, które bezpośrednio stanowią średnice okręgu, po którym porusza się najbardziej wysunięta na zewnątrz lub wewnątrz, część pojazdu (Rys. 2.11, 2.12.);
- najmniejsza szerokość skrętu s , będąca szerokością korytarza wyznaczonego przez dwie równoległe pionowe ściany, a także załamane pod kątem prostym, w którym pojazd może wykonać skręt równy dokładnie wartości 90° (Rys. 2.12).



Rys. 2.11 Najmniejsza średnica zawracania D , najmniejsza zewnętrzna D_1 i wewnętrzna D_2 obrysowa średnica zawracania [4]



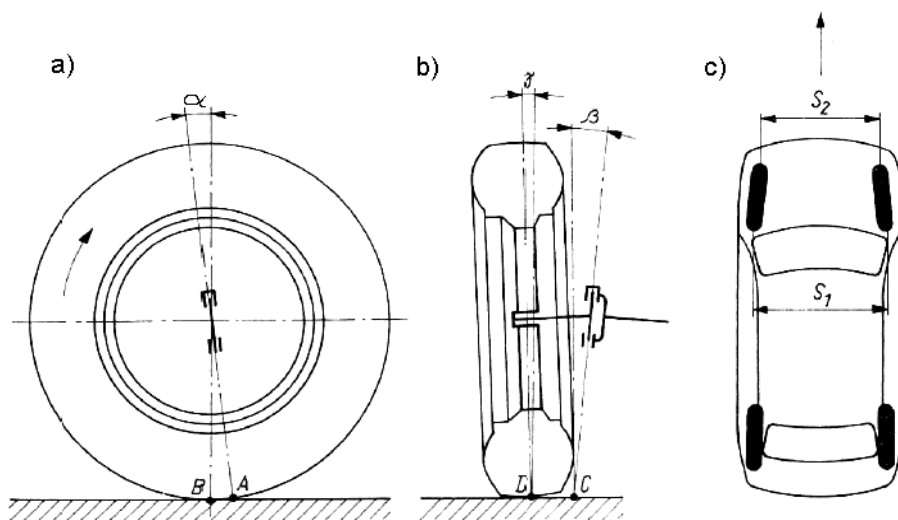
Rys. 2.12 Szerokość skrętu s [4]



Rys. 2.13 Zależność między kołami skrętnymi [4]

Kolejnymi parametrami ważnymi dla poprawnego prowadzenia auta, są takie które odpowiadają za poprawne ustawienie kół kierowanych. Spośród nich wyróżniamy m.in.:

- Kąt wyprzedzenia sworznia zwrotnicy α , który tworzą kierunek pionu i oś sworznia zwrotnicy, widziane w kierunku osi obracania się koła (Kąt α zawiera się przedziale $0-4^\circ$) (Rys. 2.14a);
- Kąt pochylenia sworznia zwrotnicy β który tworzą kierunek pionu i oś sworznia danej zwrotnicy (Rys. 2.14b);
- Kąt pochylenia koła γ , który tworzą płaszczyzna symetrii koła i kierunek pionowy (Rys. 2.14b);
- Zbieżność kół czyli różnica odległości S_1-S_2 pomiędzy rozstawem kół kierowanych mierzonymi zarówno z tyłu jak i z przodu. Zbieżność zawiera się w przedziale od zera do kilku milimetrów (Rys.2.14c).



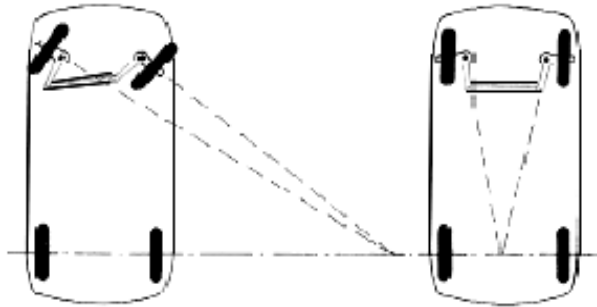
Rys. 2.14 Poprawne ustawienie kół kierowanych [5]: a) kąt wyprzedzania sworznia zwrotnicy α , b) kąt pochylenia sworznia zwrotnicy β i pochylenia koła γ , c) zbieżność kół (S_1 - S_2)

2.2.2. Mechanizm zwrotniczy

Mechanizm kierowniczy jest mechanizmem współpracującym z mechanizmem zwrotniczym. Najpowszechniejszym rozwiązaniem jest mechanizm zwrotniczy trapezowy. Postać modelu trapezu równoramiennego, pozwala na zachowanie różnego kąta pomiędzy kołami podczas skręcania, przez odpowiedni dobór jego boków. Dobór mechanizmu jest oparty o zasadę Ackermana, która polega na tym że przedłużenia osi obrotu przednich kół, przecinają się na przedłużeniu osi obrotu kół tylnych pojazdu podczas skręcania.

Mechanizm zwrotniczy oparty o zasadę Ackermana musi spełniać kilka zależności m.in.:

- przy jeździe po łuku, toczenie kół ma odbywać się bez bocznych poślizgów, oraz osie kół mają przecinać się w jednym punkcie (Rys. 2.15);
- musi zachodzić celowanie ramion zwrotnic wprost w środek osi tylnych kół (Rys. 2.15);
- ma pozostać zachowana zgodność kinematyczna mechanizmu zwrotniczego, oraz ruchu elementów danego zawieszenia, aby ruchy pionowe kół, wywołały jak najmniejsze zmiany kątów skrętu kół.



Rys. 2.15 Mechanizm zwrotniczy wywołujący odpowiedni skręt kół [5]

Podczas poruszania się pojazdu po łuku, koła powinny toczyć się bez poślizgów a w tym celu musi przy skręcie zachodzić warunek przecinania się osi kół, w jednym punkcie. Kąt skrętu koła wewnętrznego oznaczonego δ_w , musi być znacznie większy od kąta skrętu koła zewnętrznego czyli δ_z . Zależność pomiędzy kątami skrętu a chwilowym promieniem krzywizny, rozstawem osi i kół ukazano niżej (1)[2].

$$\operatorname{tg} \delta_z = \frac{l_{12}}{R + \frac{b}{2}} \quad \operatorname{tg} \delta_w = \frac{l_{12}}{R - \frac{b}{2}} \quad (2.1)$$

gdzie:

δ_w – kąt skrętu koła wewnętrznego

δ_z – kąt skrętu koła zewnętrznego

b – odległość między punktami przebiecia płaszczyzny jezdni przez osie zwrotnic (rozstaw sworzni zwrotnic)

l_{12} – odległość między osiami kół

R – chwilowy promień krzywizny

Powyższe wzory wyprowadzono na podstawie tego, iż podczas skrętu, koła obracają się wokół pionowej osi, leżącej w płaszczyźnie symetrii koła. Rzeczywistość ukazuje, że koła obracają się jednak wokół sworzni zwrotnic. Poprzez odjęcie odwrotności wyznaczonych tangensów kątów, otrzymano niżej związek pomiędzy kątami skrętu kierowanych kół (2)[2].

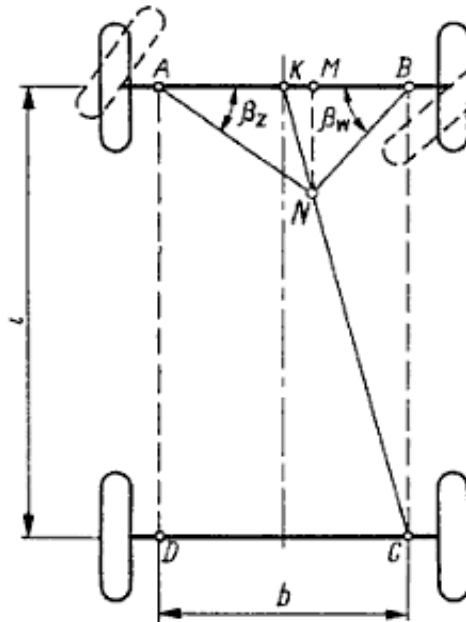
$$\frac{1}{\operatorname{tg} \delta_z} - \frac{1}{\operatorname{tg} \delta_w} = \frac{R + \frac{b}{2}}{l_{12}} - \frac{R - \frac{b}{2}}{l_{12}} = \frac{b}{2} \quad (2.2)$$

Ostatecznie otrzymano wzór przedstawiający związek pomiędzy określonymi kątami (3)[2].

$$\operatorname{ctg} \delta_z - \operatorname{ctg} \delta_w = \frac{b}{l_{12}} \quad (2.3)$$

Stosunek b/l_{12} jest stały, ale w praktyce niezbyt możliwe jest uzyskanie niezmiennego wyniku różnicy pomiędzy kotangensami kątów skrętu. Aby było to możliwe do spełnienia mechanizm zwrotniczy musiałyby zawierać kilkanaście drążków połączonych przegubami. W rzeczywistości buduje się stosunkowo prostsze układy spełniające w znacznym przybliżeniu powyższą zależność.

Parametry geometryczne trapezu zwrotniczego są dobierane doświadczalnie, po czym sprawdza się je dzięki odpowiedniemu wykreśleniu krzywej błędu. Poniżej ukazano zależności geometryczne zwrotniczego mechanizmu (Rys. 2.16).



Rys. 2.16 Zależności geometryczne mechanizmu zwrotniczego [2]

W ukazanym wyżej prostokącie ABCD, który ma boki oznaczone jako b , oraz l , wyznaczono prostą KC, będącą miejscem geometrycznym punktów N . Odcinki NA, oraz NB, łączą punkty N z wierzchołkami w punktach A i B, a następnie tworzą z prostą AB kąty, które spełniają zależność (3). Kąty β_z i β_w są zatem odpowiednio równe kątom δ_z i δ_w . Zgodnie z tymi założeniami wynikają pewne proporcje (4)[2].

$$\operatorname{ctg} \beta_z = \frac{AM}{MN} = \frac{\frac{b}{2} + KM}{MN} \quad \operatorname{ctg} \beta_w = \frac{BM}{MN} = \frac{\frac{b}{2} - KM}{MN} \quad (2.4)$$

Wykonując działanie związane z różnicą wartości zmiennych kątów skrętu, otrzymujemy zależność (5)[2].

$$\operatorname{ctg} \beta_z - \operatorname{ctg} \beta_w = \frac{2KM}{MN} \quad (2.5)$$

Z warunku podobieństwa trójkątów, wprost wynika zależność (6)[2].

$$\frac{KM}{MN} = \frac{KB}{BC} = \frac{b}{l} \quad (2.6)$$

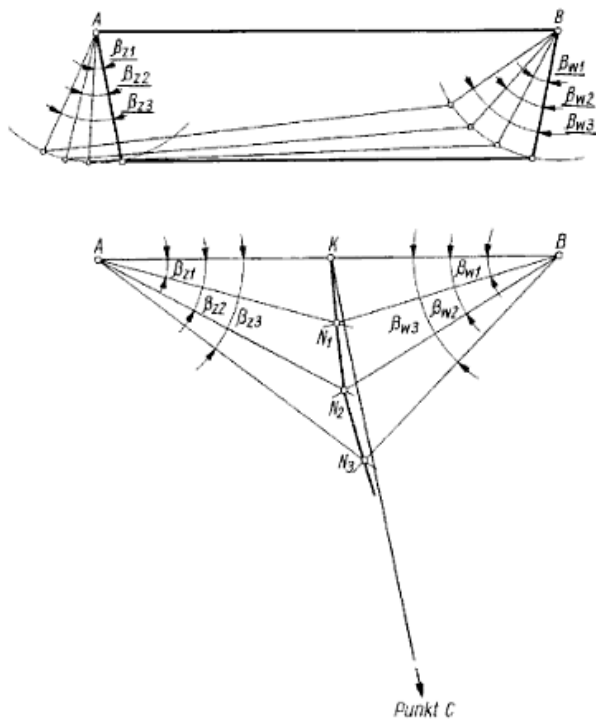
Ostatecznie po wszystkich zestawieniach wzorów otrzymano równanie, które ukazano poniżej (7)[2].

$$\operatorname{ctg} \beta_z - \operatorname{ctg} \beta_w = \frac{b}{l_{12}} \quad (2.7)$$

W idealnej postaci mechanizmu zwrotniczego w każdym możliwym jego położeniu podczas skręcania w danym kierunku jazdy, punkty N stanowiące miejsca przecięć prostych nachylonych pod kątami β_z i β_w , zawsze znajdowały by się na linii KC. W praktyce znikoma jest możliwość uzyskania punktów N leżących dokładnie na tej prostej.

Dla dokładnego wyznaczenia krzywej błędu należy odpowiednio badać układ w różnych położeniach mechanizmu zwrotniczego, dzięki czemu możliwe jest otrzymanie wartości kątów skrętu o rzeczywistych wartościach, nieco różniących się od teoretycznych. Odchylenie otrzymane dzięki realnym punktom N wyznacza linię krzywej błędu. Tak więc dobierać należy odpowiednio geometryczne parametry trapezu zwrotniczego by krzywa błędu jak najmniej odbiegała od wyznaczonej prostej KC. Sposób wyznaczenia błędu kinematyki przedstawiono na rysunkach poniżej (Rys. 2.17).

Pojazdy o niezależnym zawieszeniu są znacznie bardziej skomplikowane. Przy uginaniu zawieszenia ciągle zmienia się odległość między osiami zwrotnic. W celu redukcji wynikających nieprawidłowości, stosuje się opcję z dzielonym drążkiem poprzecznym.



Rys. 2.17 Sposób wyznaczania krzywej błędu mechanizmu zwrotniczego [2]

2.2.3. Budowa i parametry charakteryzujące układ zawieszenia

Układ zawieszenia ma za zadanie zapewnić wysoki poziom komfortu jazdy. Jednakże nie może kolidować z innymi układami, takimi jak kierowniczym, zwrotniczym czy napędowym. Bezpośrednio na wygodę jazdy wpływa duży skok pionowy koła, odbywający się dzięki zastosowaniu odpowiedniej amortyzacji.

Zawieszenie powinno być elastyczne w kierunku wzdłużnym, po to by zredukować wszelkie występujące drgania, przekazywane na nadwozie poprzez koła samochodowe.

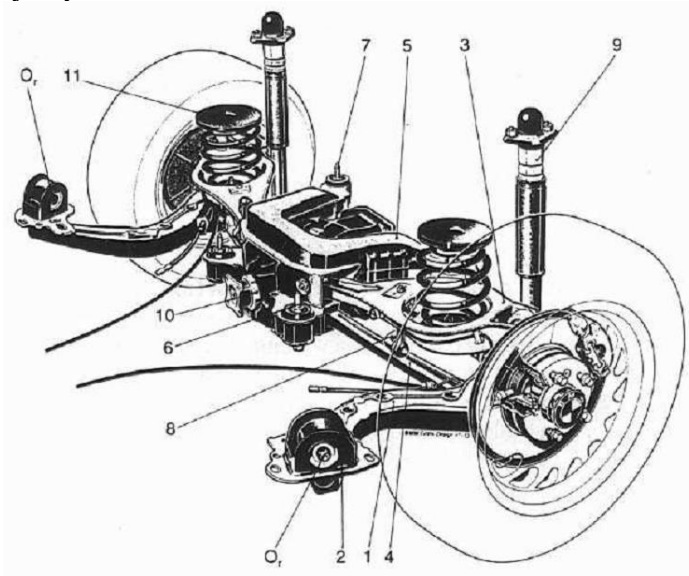
Zawieszeniom, które są zawarte we współczesnych pojazdach narzuca się odgórnie dużą liczbę wymagań do spełnienia przez nie. Wymagania oparte o układy zawieszonych są związane z warunkami poruszania się i są nimi m.in.:

- występowanie pojazdu obciążonego, oraz nieobciążonego;
- reakcja przyspieszania i hamowania;
- poruszanie się po drodze równej i nierównościach;
- ruch krzywoliniowy i prostoliniowy.

Budowę przykładowego układu zawieszenia przedstawiono na rysunku ukazanym poniżej (Rys. 2.18).

Zawieszenie pojazdu stanowi układ, którego poprawne działanie wpływa przede wszystkim na takie czynniki jak:

- bezpieczeństwo poruszania się;
- trwałość oraz poziom niezawodności podzespołów układu, oraz układów związanych z zawieszeniem;
- stan transportowanego ładunku;
- komfort jazdy.



Rys. 2.18 Postać wielodrożkowego zawieszenia tylnego w BMW serii 3 [3]: 1 – wahacze wzdłużne, 2 – przeguby, 3 i 4 – wahacze poprzeczne, 5 – rama pomocnicza, 6 i 7 – gumowe elementy, 8 – stabilizator, 9 – elementy sprężyste, 10 – przekładnia główna, 11 – sprężyny barylkowe, Or – środek przechyłu wzdłużnego.

Dalsze znaczące wymagania stawiane względem układu zawieszenia to:

- niezależne od siebie przemieszczenia kół danego zawieszenia;
- odpowiednie wprowadzenie w nadwozie sił, które pochodzą od kół;
- zachowanie stosunkowo dużej prostoty konstrukcji układu;
- łatwość naprawy;
- małe masy nieresorowane;
- bierne bezpieczeństwo kierowcy i pasażerów.

Ważną funkcję w zawieszeniu pojazdu spełnia typowy wahacz. Jest sztywnym członem, który wykonuje niewielki ruch cykliczny o małe wartości kątów wokół stałej osi. W pojazdach dla dzieci, wahacz dolny często jest połączony z amortyzatorem, oraz razem stanowią połączenie zapewniające odpowiedni poziom amortyzacji.

Poniżej przedstawiono przykładowe stosowane obecnie wahacze (Rys. 2.19).

a)



b)



Rys. 2.19 Przykładowe modele wahaczy stosowane w quadach: a) wahacz dolny z regulacją stosowany w quadach [6], b) wahacz dolny bez regulacji stosowany w Subaru Impreza WRX [24]

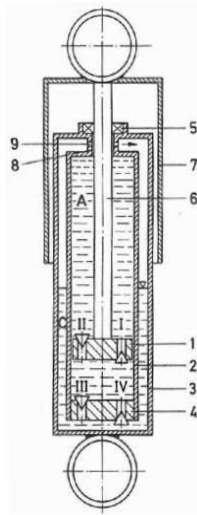
Jednym z podstawowych elementów układu zawieszenia jest amortyzator. Pełni on najważniejszą rolę – tłumienie większości drgań przenoszonych z podłoża, po którym porusza się pojazd na elementy znajdujące się nad zawieszeniem. Bardzo często mylnie ocenia się rolę amortyzatorów. Nie służy on jedynie utwardzeniu zawieszenia, czy zapewnieniu komfortu jazdy, ale to główny element zapewniający bezpieczeństwo podczas przemieszczania się.

Podstawowym zadaniem w aucie tego podzespołu jest ściśle utrzymanie przyczepności kół z podłożem, oraz zapewnienie kontroli kierującemu przy manewrach hamowania przyspieszania itp. Amortyzatory kolokwialnie mówiąc po przyjęciu drgań na siebie, rozpraszają je w sobie najczęściej zamieniając na ciepło.

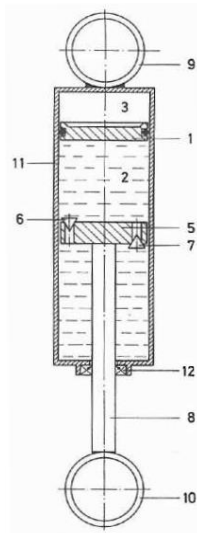
Spśród kilku rodzajów amortyzatorów, gazowych, olejowych, czy olejowo gazowych – najpowszechniej stosowanym rozwiązaniem są te ostatnie, ze względu na szerokie pasmo zastosowania nie tylko w samochodach, ale rowerach i innych pojazdach. Główne dwa rodzaje amortyzatorów to dwururowe i jednorurowe. Na poniższych rysunkach ukazano rysunki przekrojów amortyzatorów, dwururowego i jednorurowego (Rys. 2.20–2.21).

Najpowszechniejsze są amortyzatory dwururowe beciśnieniowe lub niskociśnieniowe, oraz amortyzatory jednorurowe wysokociśnieniowe. Amortyzatory jednorurowe mają więcej zalet niż dwururowe a są nimi m.in.:

- odpowiednie chłodzenie poprzez bezpośredni kontakt cylindra z opływającym powietrzem;
- zwiększona średnica tłoka przy tej samej średnicy cylindra;
- brak opływania oleju podczas ochładzania;
- brak pienienia się oleju przez wysokie ciśnienie wewnętrzne przez co zachodzi skuteczne tłumienie drgań o dużej częstotliwości.



Rys. 2.20 Schemat amortyzatora dwururowego [3]: 1 – tłok, 2 – cylinder, 3 – rura zwnętrzna, 4 – zestaw dennych zaworów, 5 – uszczelnienie tłoczyska, 6 – tłoczysko, 7 – osłona, 8 – prowadnica tłoczyska, 9 – otwór przelewowy, A – robocza komora, C – komora kompensacyjna.



Rys. 2.21 Schemat amortyzatora jednorurowego [3]: 1 – tłok rozdzielający, 2 – przestrzeń robocza, 3 – przestrzeń wyrównawcza, 5 – tłok, 6 – zawór rozciągania, 7 – zawór ściskania, 8 – tłoczysko, 9 – mocowanie górne, 10 – mocowanie dolne, 11 – cylinder.

Głównymi elementami wchodzącymi w skład podstawowego układu zawieszenia stosowanego w prostych pojazdach przeznaczonych dzieciom, są niektóre elementy z zawiesznień stosowanych w prawdziwych samochodach. Części takie jak wahacze, amortyzatory, czy rama są to elementy zgodne z zawieszzeniami występującymi w pojazdach dla osób dorosłych jak i dla dzieci. Amortyzatory pełnią nadrzędną funkcję tłumienia drgań w zawieszeniu, zaś rama stanowi element, na którym zamocowane są części zawieszenia.

Reasumując, układ zawieszenia pełni dzięki zawartym w nim elementom, bardzo ważne funkcje, zwiększając zarówno bezpieczeństwo jazdy i jej komfort.

2.2.4. Budowa i parametry charakteryzujące układ napędowy

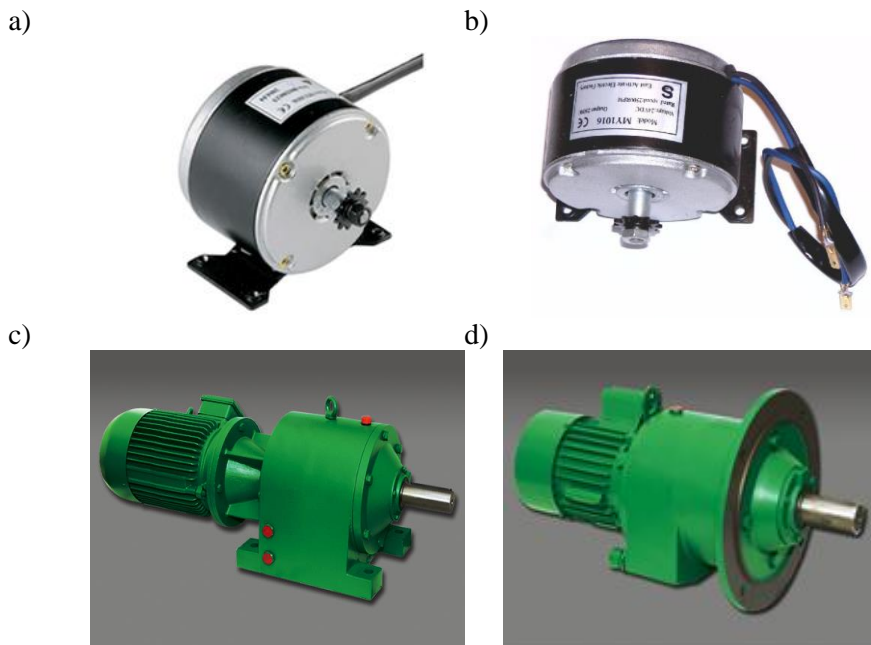
Układ napędowy to zbiór podzespołów pełniących główną rolę w samochodzie – napędzanie pojazdu. Układ ten przenosi energię mechaniczną lub elektryczną z silnika na koła danego pojazdu. Najpowszechniej stosowane silniki w układach napędowych to silniki spalinowe, zaś silnikami głównie stosowanymi w małych pojazdach dla dzieci są silniki elektryczne.

W pojazdach dla najmłodszych użytkowników nie występują rozwiązania oparte o napęd z silnikiem spalinowym – takowe są jedynie w wersji kierowanej wyłącznie zdalnie przez małe dziecko. W pojazdach, którymi mogą bezpośrednio poruszać się dzieci, są stosowane wyłącznie silniki elektryczne małej mocy.

Moc silnika elektrycznego w tak małych pojazdach waha się w granicach kilkudziesięciu do nawet kilkuset W, przy czym ich napięcia znamionowe zawierają się w granicach 6–24V. Silniki elektryczne mają stosunkowo wysokie ilości obrotów na minutę – przeważnie zawierające się w wartości kilku tysięcy obr/min. Tak wysoki poziom obrotów silnika musi być zredukowany poprzez zastosowanie przekładni, dzięki czemu pojazd będzie poruszał się z zadowalającymi niskimi prędkościami, bezpiecznymi dla dziecka. W produkcji masowej stosuje się gotowe motoreduktory, czyli silniki wraz z odpowiednim przełożeniem uzyskanym z przekładni mechanicznej.

Układ składający się z silnika i przekładni zmniejszającej obroty danego silnika elektrycznego, często jest zamocowany bezpośrednio wałem wyjściowym z kołem pojazdu. Całość takiego mechanizmu z akumulatorem, stanowi układ napędzający pojazd. Przypadek taki występuje przy sztywnej postaci tylnego zawieszenia. Dla poszerzenia funkcjonalności stosowane są także rozwiązania, oparte o przegubowe wały łączące mechanizm napędzający z kołem. Dzięki temu jest możliwe występowanie tylnych elementów amortyzujących takich jak wahacze, amortyzatory itp., a co za tym idzie, pojazd może zawierać kompletne tylne zawieszenie.

Na poniższych rysunkach ukazano kilka przykładów silników elektrycznych, oraz motoreduktorów powszechnie stosowanych (Rys. 2.22).



Rys. 2.22 Modele silników elektrycznych i motoreduktorów: a) silnik elektryczny MY 1016 małej mocy (24V, 150W) [21], b) silnik elektryczny MY 1016 małej mocy (24V, 250W) [22], c) motoreduktor walcowy, wykonanie na łapach [11], d) motoreduktor walcowy, wykonanie z kołnierzem [10]

Motoreduktor stanowi korzystne rozwiązanie stosowane w pojazdach o napędzie elektrycznym, gdyż dzięki odpowiedniemu przełożeniu, daje odpowiednią ilość obrotów na wyjściu z przekładni, które po przekazaniu na koło pozwalają uzyskać pożądaną w zależności od zapotrzebowania wartość prędkości pojazdu.

Głównym celem pracy było zaprojektowanie modelu pojazdu elektrycznego dwuśladowego dla dziecka, przy wykorzystaniu oprogramowania Solid Edge ST4.

2.3. Podsumowanie

W teoretycznej części pracy, ukazano różne rodzaje pojazdów, począwszy od tych odpychanych siłą nóg dziecka, do elektrycznych z własnym napędem. W ramach dokonanego przeglądu literatury oraz źródeł internetowych zestawiono dostępne rozwiązania lekkich pojazdów dwuśladowych oraz funkcje spełniane przez poszczególne układy zawarte w tego typu pojazdach (układ kierowniczy, zawieszenia i napędowy). Pokazano także budowę, wraz z podstawowymi parametrami charakteryzującymi układ kierowniczy, zawieszenia i napędowy. Przedstawiono

również wszelkie podstawowe zależności, które musi spełniać pojazd w celu dobrego prowadzenia. Określono parametry funkcjonalne układu kierowniczego w ramach mechanizmu zwrotniczego, układu zawieszenia i napędowego. Przedstawione zależności stanowią o istocie przyszłego praktycznego ich zastosowania w ramach budowy modelu geometrycznego, realizującego wyszczególnione aspekty funkcjonalne. W dalszej przyszłości występuje potencjalna możliwość budowy rzeczywistego prototypu pojazdu dwuśladowego w odniesieniu do wcześniejszych czynności, w ramach których nastąpi zaprojektowanie pojazdu w systemie CAD.

Literatura

- [1] Kurmaz L., *Projektowanie węzłów i części maszyn*, Wydawnictwo Politechniki Świętokrzyskiej, Kielce 2004.
- [2] Orzełowski S., *Budowa podwozi i nadwozi samochodowych*, WSiP, Warszawa 1969.
- [3] Reimpell J., Betzler J., *Podwozia samochodów – Podstawy konstrukcji*, wydawnictwo Komunikacji i Łączności, Warszawa 2004.
- [4] Reński A., *Budowa Samochodu*, oficyna wydawnicza PW, Warszawa 2004.
- [5] Rychter T., *Budowa Pojazdów Samochodowych*, WSIP wydanie 7, Warszawa 1999.
- [6] Wahacz, [dostęp 25 lipca 2016] <http://www.racingforum.pl/lofi/version/index.php?t67957.html>
- [7] Elementy układu kierowniczego, [dostęp 25 lipca 2016] http://autoforys.pl/index.php?option=com_content&view=article&id=14&Itemid=23
- [8] Gokart na pedały, [dostęp 25 lipca 2016] <http://www.ceneo.pl/11355154>
- [9] Gokart na pedały F1, [dostęp 25 lipca 2016] <http://www.ceneo.pl/2250604>
- [10] Motoreduktor kołnierzowy, [dostęp 25 lipca 2016] <http://www.befared.pl/index.php?pid=35>
- [11] Motoreduktor łapowy, [dostęp 25 lipca 2016] <http://www.befared.pl/index.php?pid=36>,
- [12] Pojazd elektryczny Audi TT, [dostęp 25 lipca 2016] <http://odimportera.pl/pl/p/Audi-TT-Coupe-czerwone/108>
- [13] Pojazd elektryczny BMW, [dostęp 25 lipca 2016] <http://odimportera.pl/pl/p/BMW-Coupe-2-osobowe-czerwone/135>
- [14] Pojazd Polaris, [dostęp 25 lipca 2016] <http://www.pegpe-rego.com.pl/go.live.php/PL-H5/>
- [15] Pojazd policyjny, [dostęp 25 lipca 2016] <http://www.ceneo.pl/7774136>
- [16] Pojazd pomarańczowy, [dostęp 25 lipca 2016] <http://www.nokaut.pl/jezdziaki/smoby-jezdziak-initio-ii-orange.html>
- [17] Pojazd straży pożarnej, [dostęp 25 lipca 2016] <http://www.nokaut.pl/szukaj/dla-dzieci/little-tikes-pojazd-straz-pozarna.html>

- [18] Quad Dziecięcy Kawasaki KFX 450R, [dostęp 25 lipca 2016] <http://odim-portera.pl/pl/p/Quad-Kawasaki-Strong-Quad-12v-czerwony/109>
- [19] Rzeczywisty model markowego samochodu osobowego Audi TT, [dostęp 25 lipca 2016]
http://eurocars.files.wordpress.com/2007/04/audi_tt_roadster_cabrio_car.jpg
- [20] Rzeczywisty model Quada Kawasaki KFX 450R, [dostęp 25 lipca 2016]
<http://www.scigacz.pl/Kawasaki,KFX,450R,8211;,supersport,na,czterech,kolkach,2710.html>
- [21] Silnik elektryczny 150W, [dostęp 25 lipca 2016]
<http://a-project.110mb.com/e-rower/index.htm>
- [22] Silnik elektryczny 250W, [dostęp 25 lipca 2016]
<http://alejka.pl/silnik-do-skuter-elektryczny-24v-250w-skutera-silnik-elektryczny.html>
- [23] Traktorek na pedały, [dostęp 25 lipca 2016] <http://www.ceneo.pl/1425848>
- [24] Wahacz Subaru Impreza WRX, [dostęp 25 lipca 2016] http://www.car-sport.pl/product_info.php?cPath=22_42&products_id=431&osCsid=bunfvopbvfjnw

3. Modernizacja maszyn używanych w gospodarstwie rolnym

3.1. Wprowadzenie

W ostatnich latach obserwuje się coraz powszechniejsze stosowanie maszyn i urządzeń w gospodarstwie rolnym. Są to nie tylko maszyny współpracujące z ciągnikiem i przeznaczone do prac polowych ale także liczne urządzenia przeznaczone do pracy w obrębie gospodarstwa np. rębaki do drewna czy przenośniki do słomy i siana. Część z tych maszyn i urządzeń wytwarzana jest od podstaw w przydomowych warsztatach w pojedynczych egzemplarzach. Spotyka się także maszyny, które powstały w wyniku dokonania modyfikacji w typowych fabrycznych wyrobach, są one wynikiem wiedzy praktycznej i intuicji twórców. Coraz częściej modyfikacji dokonuje się w oparciu o wykonane projekty oparte obliczeniami wytrzymałościowymi.

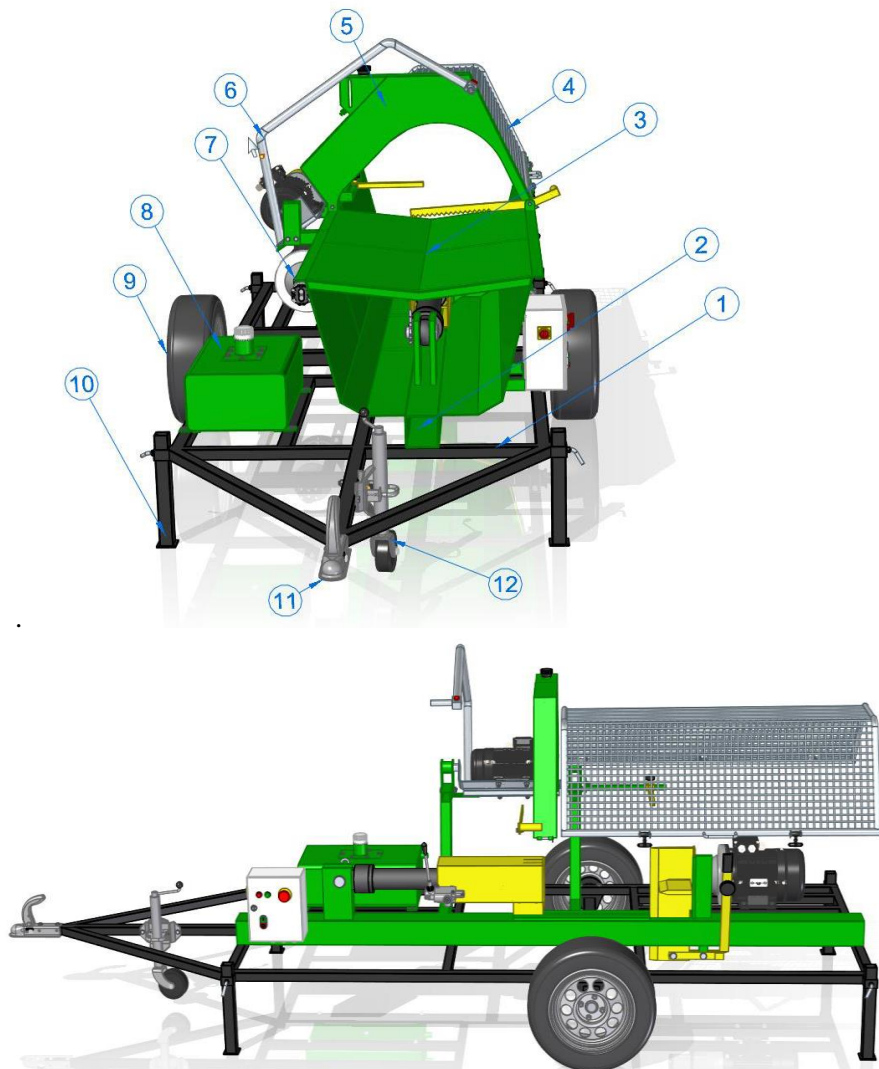
3.2. Pilarko-łuparka do drewna

Modyfikacji została poddana przewoźna pilarko-łuparka o napędzie elektrycznym. Zmiany konstrukcyjne dotyczą ramy podwozia w celu zwiększenia jej udźwigu oraz sztywności niezbędnej do transportu urządzenia na dalsze odległości. Został także zastosowany siłownik o większej sile nacisku co pozwala na rozłupywanie drewna o dużej wytrzymałości na rozłupanie. Jako napęd siłownika zastosowano zespół pompy zasilany trójfazowym silnikiem o napięciu 400V, mocy 5,5 kW i prędkości obrotowej 1400 obr/min. Pompa hydrauliczna umożliwia uzyskanie max ciśnienia roboczego 16 MPa przy wydajności 25 cm³/obr. Nowy układ rozłupujący umożliwia uzyskanie siły nacisku siłownika hydraulicznego o wartości 80 kN. Jako element tnący zastosowano elektryczną piłę łańcuchową o mocy 4 kW. W typowej maszynie napęd siłownika odbywa się silnikiem o mocy 4 kW, ciśnienie pompy hydraulicznej – 12 MPa, moc piły łańcuchowej 3 kW. W pilarko-łuparce pozostawiono ręczny załadunek drewna. Wymiary drewna do obróbki: maksymalna długość $l=500$ mm, maksymalna średnica $d = 300$ mm.

Zmodyfikowana pilarko-łuparka (Rys. 3.1) składa się z: ramy podwozia (1), ramy głównej (2) wraz z mechanizmem łupiącym, obudowy (3) wraz z elementami dodatkowymi, osłony komory łupania (4), osłony prowadnicy pilarki (5), pilarki (7), zestawu pompowego (8), osi (9) wraz z kołami, nóg podporowych (10), zaczepu na hak kulowy (11) oraz koła podporowego (12).

Rama podwozia (Rys. 3.2) jest konstrukcją spawaną wykonaną z profili zamkniętych o prostokątnym przekroju poprzecznym. Do dwóch profili wzdłużnych (1) przyspawane są cztery profile poprzeczne (2). W profilach wzdłużnych (1)

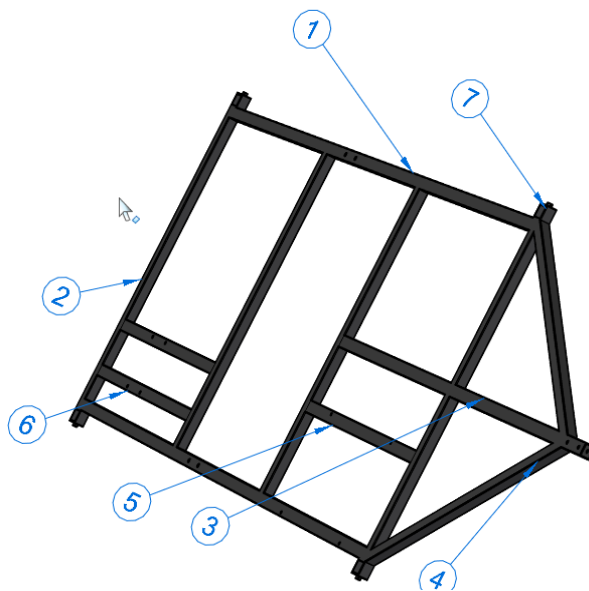
zostały wykonane otwory pod mocowanie osi oraz zbiornika. Dyszel (3) usztywniony profilami wzmacniającymi (4). Do mocowania zbiornika oleju hydraulicznego przewidziany został profil (5) a do mocowanie zespołu pompowego profile (6). W rogach ramy zostały przyspawane cztery mocowania nóg podporowych (7).



Rys. 3.1 Model bryłowy przecinarko-luparki (opis w tekście)

Źródło: Opracowanie własne autora

Konstrukcja ramy podwozia z mechanizmem łupiącym została przedstawiona na rysunku 3.2. Profil główny (1) wykonany jest z kształtownika o kwadratowym przekroju poprzecznym. We wsporniku pilarki (2) wykonane są cztery otwory na zamocowanie obudów tulei na których oparta jest pilarka. Siłownik hydrauliczny jest połączony z pionowymi płaskownikami (4) za pomocą sworznia $\phi 40 \times 125$. Z drugiej strony siłownik połączony jest za pomocą sworznia $\phi 40 \times 110$ ze stemplem (5), który dociska drewno do noża (8) poruszając się na prowadnicy (7). Nóż łuparki (8) połączony jest z mechanizmem regulacji (10) (pozwala dostosować wysokość noża do drewna o określonej średnicy) za pomocą sworznia $\phi 20 \times 60$. Mechanizm (10) jest połączony z mocowaniem (11) poprzez sworznie $\phi 20 \times 60$. Nóż (8) opiera się o podporę (9) w celu zwiększenia sztywności podczas procesu łupania. Podpora (9) spełnia również zadanie prowadnicy podczas regulacji wysokości noża.

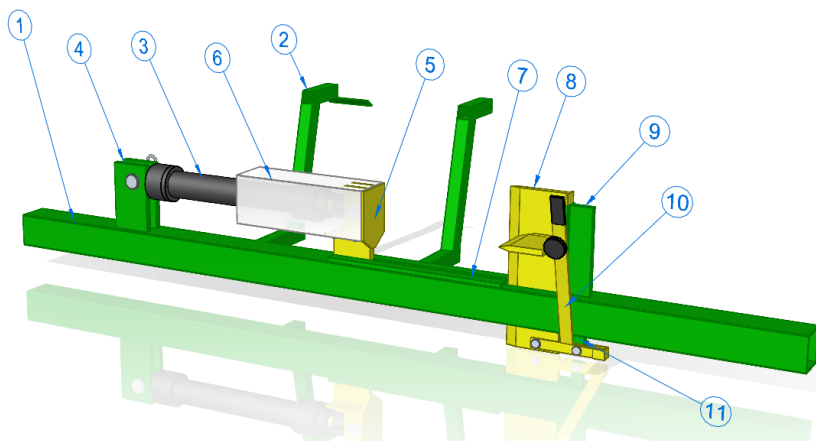


Rys. 3.2 Rama podwozia (opis w tekście)

Źródło: Opracowanie własne autora

Konstrukcja ramy głównej z mechanizmem łupiącym została przedstawiona na rysunku 3.3. Profil główny (1) o kwadratowym przekroju poprzecznym. We wsporniku pilarki (2) wykonane są cztery otwory na zamocowanie obudów tulei na których oparta jest pilarka. Siłownik hydrauliczny jest połączony z pionowymi płaskownikami (4) za pomocą sworznia $\phi 40 \times 125$. Z drugiej strony siłownik połączony jest za pomocą sworznia $\phi 40 \times 110$ ze stemplem (5), który dociska drewno

do noża (8) poruszając się na prowadnicy (7). Nóż łuparki (8) połączony jest z mechanizmem regulacji (10) (pozwala dostosować wysokość noża do drewna o określonej średnicy) za pomocą sworznia $\phi 20 \times 60$. Mechanizm (10) jest połączony z mocowaniem (11) poprzez sworznię $\phi 20 \times 60$. Nóż (8) opiera się o podporę (9) w celu zwiększenia sztywności podczas procesu łupania. Podpora (9) spełnia również zadanie prowadnicy podczas regulacji wysokości noża.



Rys. 3.3 Rama główna z mechanizmem łupiącym (opis w tekście)

Źródło: Opracowanie własne autora

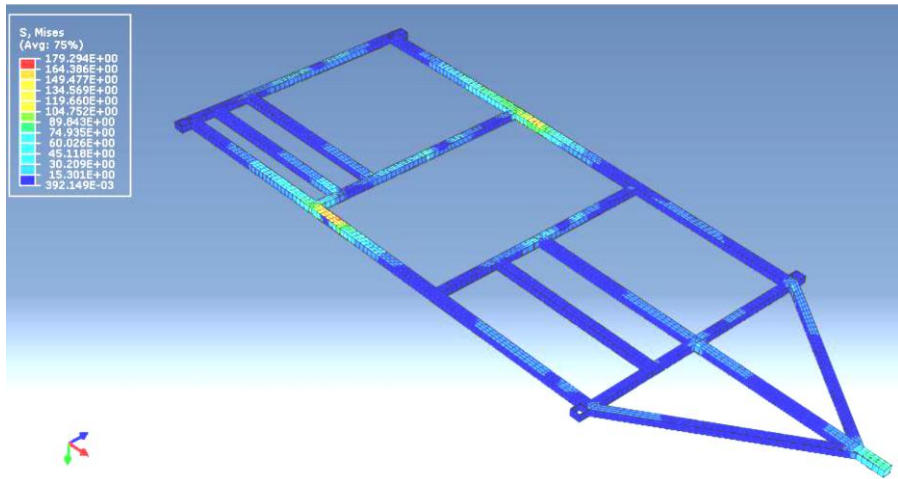
Analiza MES (Rys.3.4, 3.5) miała na celu sprawdzenie prawidłowości konstrukcji ramy nośnej poprzez obliczenie naprężeń dopuszczalnych oraz przemieszczeń. Analiza została wykonana za pomocą programu ABAQUS/CAE. Materiał jaki przyjęto dla konstrukcji to stal S235JRG2. Masy obciążające ramę podwozia:

- rama główna oraz masa jaka na niej spoczywa – 350 kg;
- zespół pompowego – 50 kg;
- zbiornik na olej hydrauliczny – 50kg.

Ramę podzielono na 5254 elementy skończone a następnie nadano siatkę typu Sweep z funkcją Medial Axis [1]. Model został utwierdzony w miejscu kontaktu ramy podwozia z mocowaniem osi jezdnej, a także w miejscu zamontowania zaczepu na hak kulowy.

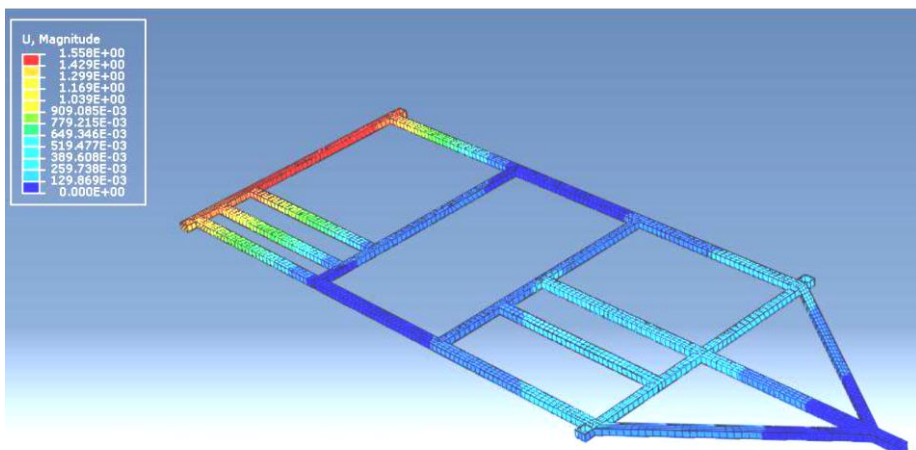
Wyniki analiz: naprężenia dopuszczalne nie zostały przekroczone. Naprężenia maksymalne posiadają wartość 180 MPa. Dla przyjętego materiału konstrukcji naprężenia dopuszczalne wynoszą 235 MPa. Przemieszczenia nie przekraczają 2 mm, więc jest to niewielka wartość w porównaniu z rozmiarem całego urządzenia. Przemieszczenia osiągają największe wartości na końcu ramy, ponieważ rama

w tym miejscu przenosi ciężar zespołu pompowego oraz część ciężaru ramy głównej oraz masy podzespołów jakie na niej spoczywają. Przemieszczenia nie wpływają na pracę urządzenia ponieważ w rogach ramy podwozia zostały zastosowane nogi podporowe dla ustabilizowania maszyny. Analiza MES wykazała, że konstrukcja ramy została wykonana poprawnie



Rys. 3.4 Model ramy podwozia poddany analizie wytrzymałościowej

Źródło: Opracowanie własne autora



Rys. 3.5 Model ramy podwozia poddany analizie przemieszczeń

Źródło: Opracowanie własne autora

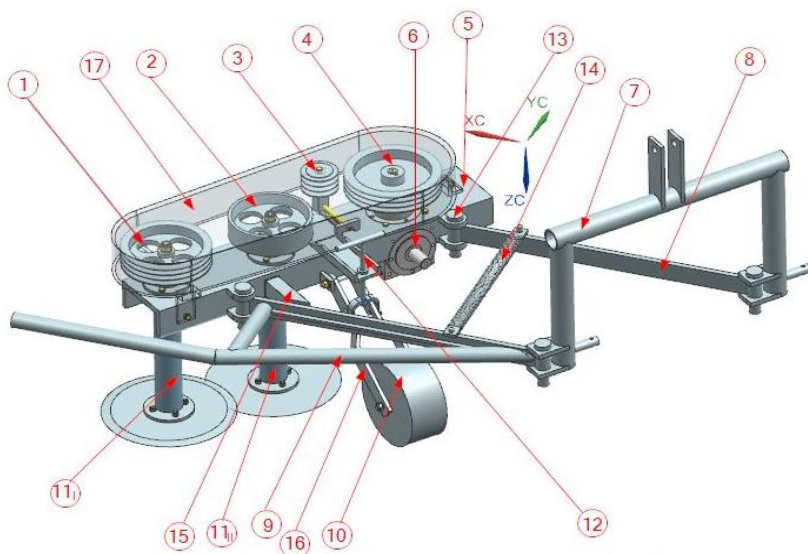
3.3. Odgławiarka do karp chmielu

Ogławianie jest to cięcie i czyszczenie karp chmielu, które ma na celu oddzielenie od karpki jednorocznych odrostów i podziemnych pędów. Zabieg ogławiania formuje odpowiedni kształt karpki, oddziela się pędy zarażone grzybami oraz częściowo reguluje terminy wyrastania pędów. Do ogławiania służą odpowiednie maszyny tzw. ogławiarce. W użyciu są dwa rodzaje ogławiarek: zawieszane z tyłu ciągnika napędzane po przez wał odbioru mocy oraz ogławiarce zawieszane z boku ciągnika napędzane za pomocą silników hydraulicznych. Powszechne zastosowanie znajduje ogławiarce zawieszana z tyłu ciągnika. Narzędziem roboczym są tu dwie tarcze, które obracają się w przeciwnych kierunkach. Regulacja wysokości tarcz odbywa się za pomocą koła kopiującego. Zespół roboczy umieszczony jest na samocofającym się wysięgniku. W celu przekazania momentu obrotowego stosowana jest przekładnia pasowa, która pełni rolę sprzęgła.

Ogławiarce zawieszana z tyłu ciągnika jest urządzeniem o stosunkowo małej awaryjności. Najbardziej narażonymi na uszkodzenia elementami są tarcze tnące ponieważ ich praca pod powierzchnią ziemi powoduje szybkie tępienie krawędzi tnących. Dodatkowo, podczas pracy unosi się pył, który po przez nie dość szczelne osłony słupic dociera do łożysk i po pewnym czasie powoduje ich zatarcie. Kolejnym elementem ogławiarce, który wymaga zmiany jest koło kopiujące. Koło kopiujące jest zamontowane przed talerzami na linii cięcia łodyg chmielu lub przed wewnętrznym talerzem tnącym. Takie umiejscowienie powoduje, że podczas pracy koło to ugniata glebę co powoduje większy opór cięcia a w rezultacie również szybsze tępienie się ostrzy talerzy. [3, 4]

Szczegółowe zmiany wprowadzone w konstrukcji ogławiarce do karp chmielu:

- koło kopiujące wraz z regulacją wysokości zostało przymocowane do ramy głównej w oryginalnym rozwiązaniu zamocowane było przy zaczepie;
- koło kopiujące przesunięte względem linii cięcia tarcz, dzięki nie jest prowadzone po karpce;
- zastosowanie uszczelniacza w pokrywie słupicy co powoduje zmniejszenie dostawania się zanieczyszczeń do środka słupicy;
- zwiększenie średnicy dolnego pierścienia uszczelniającego by ograniczyć dostawanie się zanieczyszczeń do środka słupicy;
- zastosowanie łożyska dwurzędowego w dolnej części słupicy zamiast dwóch łożysk jednorzędowych.



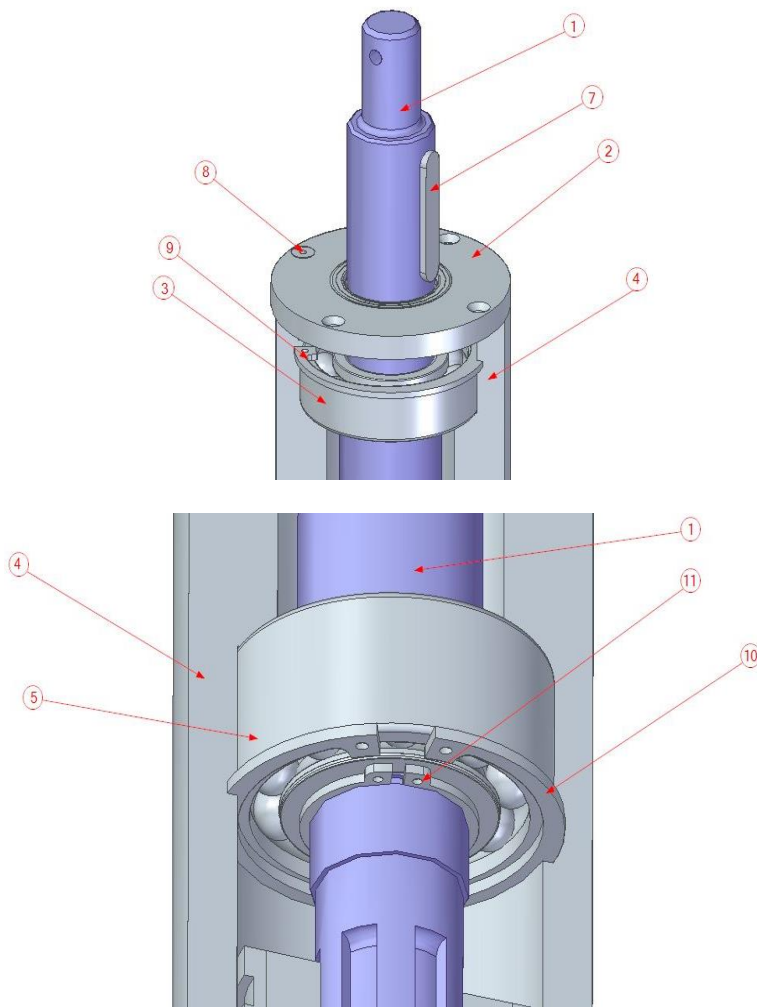
Rys. 3.6 Projekt koncepcyjny ogławiarki (opis w tekście)

Źródło: Opracowanie własne autora

Ogławiarka (Rys. 3.6) zbudowana jest na konstrukcji nośnej „równoległoboku” do którego przymocowane są wszystkie podzespoły. Równoległobok składa się z ramy (5), zaczepu (7), belki nośnej (8) oraz belki nośnej z ogranicznikiem (9). Elementy te połączone są ze sobą za pomocą sworzni (13). Sprężyna (14) utrzymuje równoległobok w odpowiednim położeniu, tak aby belka nośna przylegała do ogranicznika (15), który przyspawany jest do ramy. Sprężyna przymocowana jest za końce do obu belek nośnych. Końce sprężyny założone są na sworznie przyspawane do belek i zabezpieczone są nakrętkami. Rama (5) jest to element do którego zamocowany jest cały układ napędowy mechanizmu roboczego ogławiarki oraz koło kopiujące (10) z wysięgnikiem (16) i regulacją wysokości koła (12). Napęd z ciągnika przekazywany jest za pomocą wałka z przegubami krzyżakowymi łączącego WOM ciągnika z przekładnią kątową (6) ogławiarki. Napęd na ostrza przekazywany jest poprzez przekładnię pasową (1–4). Koło pasowe rowkowe (1) i koło pasowe gładkie (2) umieszczone są na wałkach napędowych ostrzy, które znajdują się w słupicach (11). Koło kopiujące (10) jest przymocowane do wysięgnika (16) do którego przykręcona jest śruba regulacji wysokości koła przechodząca otwór w płaskowniku ramy.

Słupica (Rys.3.7) jest elementem roboczym ogławiarki. Składa się ona z wałka (1) opartego na łożyskach: górnym 6206 (3) i dolnym 3206 A (5) umieszczonych w walcowej obudowie (4). Wałek (1) na przedostatnim stopniu dolnej części ma

nacięty wielowypust, zaś na górnej części wykonany jest rowek pod wpust. Łożysko dolne (5) zabezpieczone jest przed przemieszczaniem przez pierścienie sprężynowe (10) wewnętrznego i (11) zewnętrznego. Łożysko górne (3) zabezpieczone jest pierścieniem wewnętrznym rozprężnym (9). Od góry do obudowy przykręcony jest pokrywa z uszczelniaczem (2) za pomocą czterech śrub M6 (8).

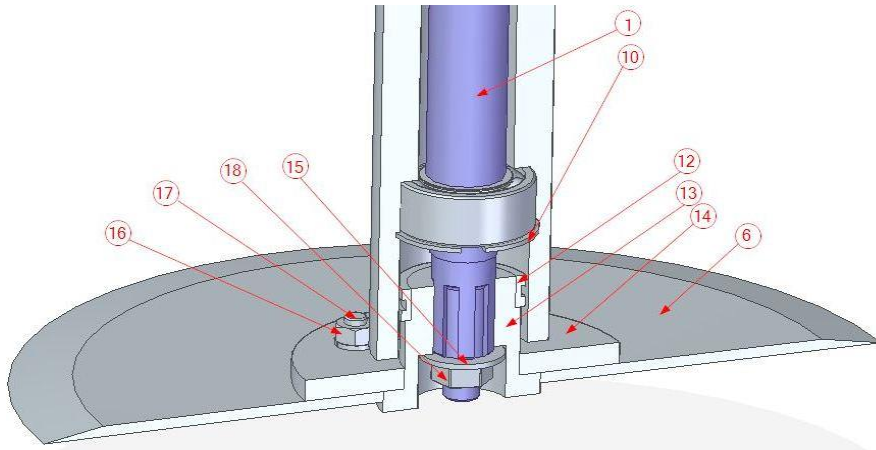


Rys. 3.7 Szczegóły konstrukcyjne mocowania łożysk: a – górnego, b – dolnego (opis w tekście)

Źródło: Opracowanie własne autora

Pierścień uszczelniający (12) jest umieszczony na wcisk na piaście (13). Do piasty przyspawany jest pierścień mocujący tarczę (14). Za pomocą czterech śrub

M10 (17) i czterech nakrętek M10 (16) przykręcona jest tarcza tnąca (6) do pierścienia mocującego (14). Piasta umieszczona jest na wielowypuszcie wałka i poprzez podkładkę (15) i nakrętkę (18) dociśnięta jest do wałka (1).

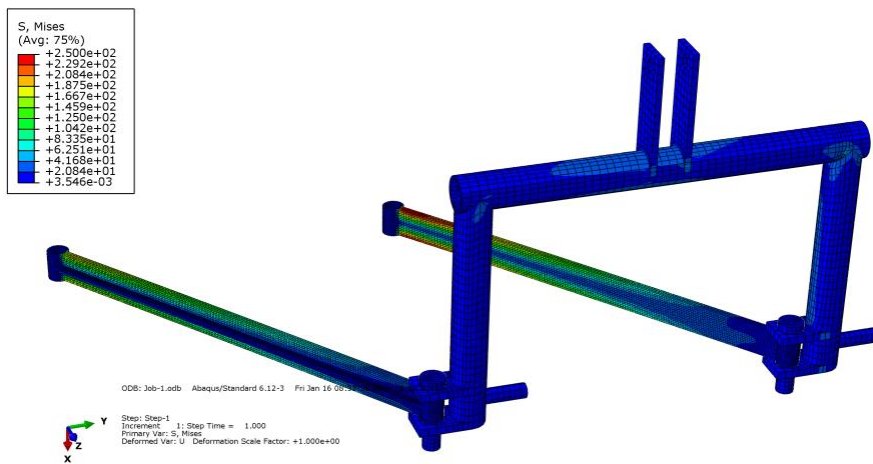


Rys. 3.8 Dolna część słupicy z elementami łożyskowania tarczy tnącej

Źródło: Opracowanie własne autora

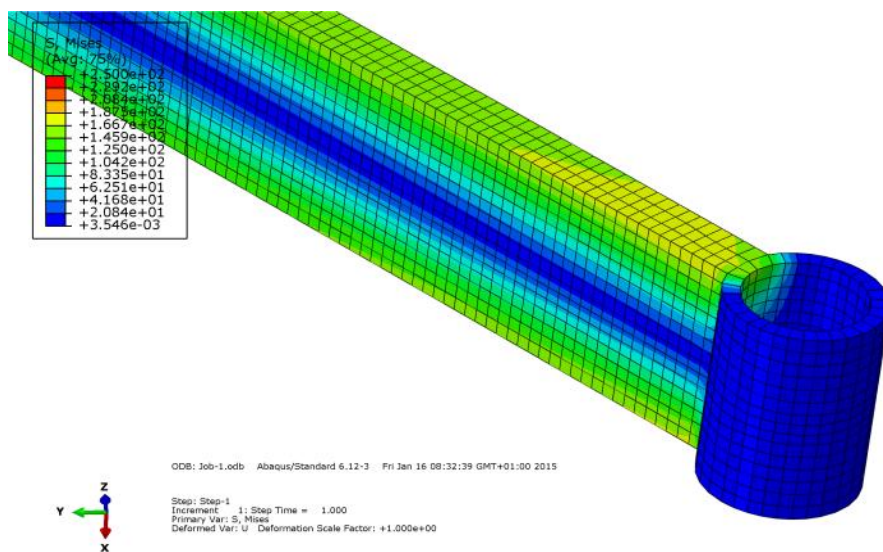
Analizę wytrzymałościową przeprowadzono wykorzystując metodę MES. Modelowanie zostało przeprowadzone na zaczepie trójpunktowym połączonym z belkami nośnymi za pomocą sworzni. Są to elementy najbardziej narażone na utratę wytrzymałości spowodowaną działaniem siły wytworzonej na skutek działania siły od ciężaru wraz z osprzętem. Punkt przyłożenia siły przyjęto pomiędzy dwoma pionowymi płaskownikami, do których przymocowywana jest śruba rzymska. Jest to miejsce działania siły reakcyjnej od siły ciężkości. Utwierdzenie zostało usytuowane w miejscu połączenia belek nośnych z ramą. Przyjęto ponadto: ciężar ramy z osprzętem – 340 kg, siła reakcyjna – 4200 N

Naprężenia powstałe w złożeniu (Rys. 3.9,3.10) uzyskują największe wartości w belce nośnej (wartość 145 MPa). Spowodowane jest to tym że środek ciężkości całego urządzenia jest przesunięty w kierunku tej belki. Belki ustawione są pod kątem względem ramy i zaczepu dlatego też występuje przesunięcie środka ciężkości. Aby naprężenia były zrównoważone w obu belkach, położenie ich musi być prostopadle względem ramy.



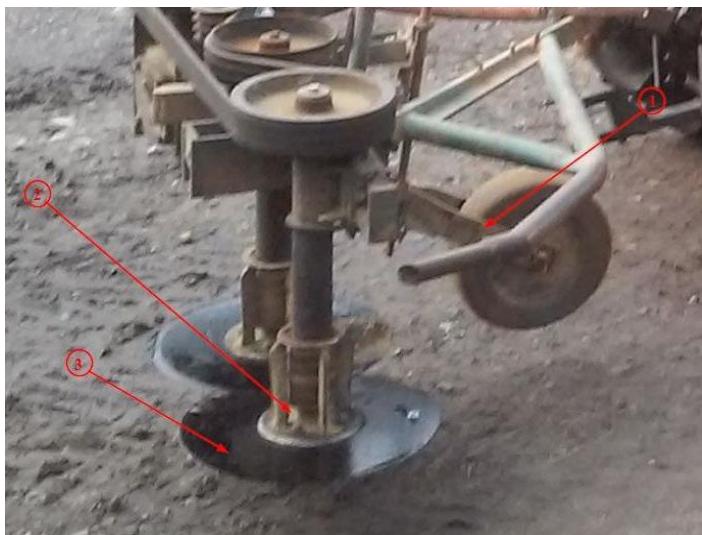
Rys. 3.9 Rozkład naprężeń w całym złozeniu

Źródło: Opracowanie własne autora



Rys. 3.10 Naprężenia powstałe w belce nośnej z wysięgnikiem

Źródło: Opracowanie własne autora



Rys 3.11 Dwutarczowa ogławiarka z wprowadzonymi zmianami konstrukcyjnymi: 1 – regulacja wysokości koła kopiującego, 2 – dodatkowe uszczelnienia słupic, 3 – tarcze tnące z twardszej stali

Źródło: Zbiory własne autora



Rys. 3.12.Dwutarczowa ogławiarka z wprowadzonymi zmianami konstrukcyjnymi – odsunięcie koła kopiującego od linii cięcia tarcz

Źródło: Zbiory własne autora

Wprowadzone zmiany w konstrukcji odgławiarki (Rys.3.11, 3.12) to przesunięcie koła kopiującego względem osi cięcia, dodatkowe uszczelnienia słupic, zastosowanie tarcz tnących z twardszej stali oraz umieszczenie regulacji koła na ramie. Po wprowadzonych zmianach oraz konsultacji z plantatorami zaobserwowano poprawę efektywności pracy ogławiarki. Najwięcej zalet przyniosło przesunięcie koła kopiującego i zastosowanie twardszej stali przy wykonywaniu tarcz. Koło kopiujące prowadzone jest obecnie z boku karpy co nie wpływa już na ugniatanie gleby przed tarczami a przez to nie powoduje niekorzystnych warunków cięcia

3.4. Kosiarka z bijakowym zespołem tnącym

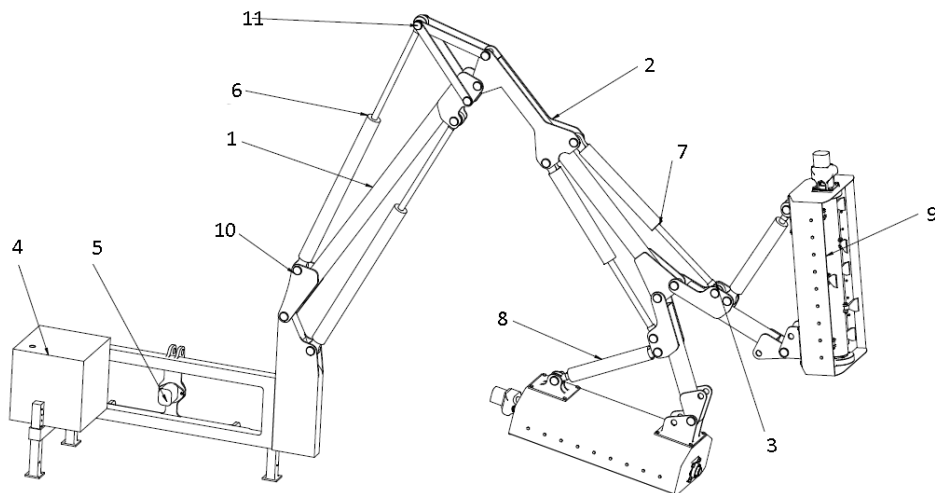
Kosiarki bijakowe początkowo przeznaczone były tylko do koszenia poboczy dróg i rowów, z czasem znalazły także zastosowanie przy koszeniu użytków zielonych. Kosiarki konstruowane do koszenia poboczy i rowów mocowane są na specjalnych wysięgnikach (Rys. 3.13). Za najlepsze warunki do cięcia przyjmuje gdy stosunek prędkości roboczej maszyny (v_m) do prędkości obwodowej bijaków (v_o) wynosi 1 : 20. W oparciu o standardową kosiarkę wykonano dokumentację konstrukcyjną urządzenia z dwoma zespołami koszącymi. Głównym jej przeznaczeniem jest pielęgnacja dwóch naprzeciwległych płaszczyzn rowu, wykaszanie poboczy dróg, skarp, przeciwskaup. W przypadku gdy zachodzi konieczność koszenia jedną sekcją koszącą np. gdy występuje tylko jednostronna skarpa, drugą należy bezwzględnie odłączyć (odłączyć napęd drugiej sekcji tnącej).



Rys. 3.13 Przykładowe kosiarki bijakowe w trakcie pracy

Źródło: Opracowanie własne autora

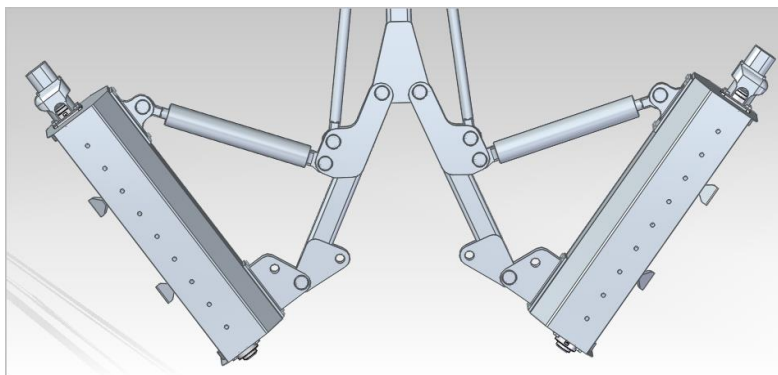
Rysunek 3.14 przedstawia widok ogólny projektu koncepcyjnego kosiarki. W celu uproszczenia i większej czytelności w projekcie nie zamieszczono przewodów hydraulicznych oraz ich połączeń



Rys. 3.14 Rysunek złożeniowy kosiarki: 1 – ramię główne, 2 – ramię ustalające, 3 – ramię mocujące, 4 – zbiornik oleju, 5 – pompa hydrauliczna, 6, 7, 8 – siłowniki hydrauliczne, 9 – zestaw koszący, 10 – sworzeń B40x140, 11 – sworzeń B40x166 .

Źródło: Opracowanie własne autora

Główne ramię wysięgnika 1 połączone jest z ramą, na której znajduje się zbiornik oleju 4 oraz pompa hydrauliczna 5 z wejściem na wałek odbioru mocy (WOM). Ramiona: ustalające 2 i mocujące 3 są połączone kolejno przez siłowniki 7, 8, które regulują położenie całej kosiarki. Wszystkie elementy połączone są obrotowo za pomocą sworzni 10, 11. Ramię 1 oraz ramiona mocujące 3 przy zespołach koszących wykonane są z zamkniętych profili o przekroju poprzecznym 100x90mm. Środkowe ramię–ustalające 2 jest z profilu o wymiarach 100x80mm. Głównym zespołem kosiarki są głowice koszące (dwie kosiarki bijakowe). Szerokość robocza każdej z nich wynosi 1,1m. Oba zespoły tnące mogą być ustawione niezależnie w dowolnej płaszczyźnie, co pozwala na dopasowanie się do kształtu przekroju poprzecznego rowów. Rama zawieszana jest na tylnym trzy punktowy układ zawieszenia ciągnika (TUZ). Tylny WOM w zależności od ciągnika należy ustawić na prędkość obrotową 540 obr/min lub 1000 obr/min. Podczas pracy wał bijakowy obraca się z prędkością około 2500 obr/min.



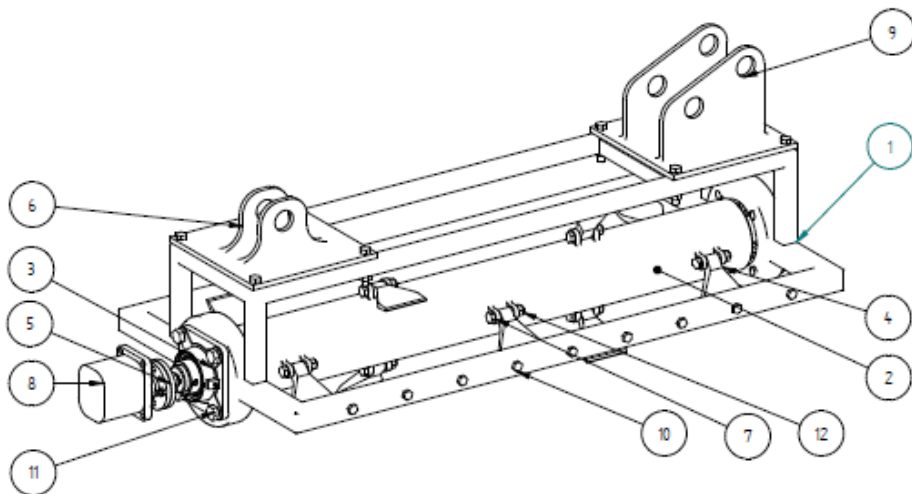
Rys. 3.15 Połączenie członów koszących z wysięgnikiem.

Źródło: Opracowanie własne autora

Mocowanie członów koszących przedstawia Rys. 3.15 Siłownik jest zamontowany po przeciwnej stronie kosiarki w stosunku do ramienia mocującego. Człon koszący jest mocowany w dwóch skrajnych punktach co zwiększa stabilność układu koszącego oraz zapewnia symetryczne rozłożenie masy. Dzięki takiemu zamocowaniu zespoły koszące mogą pracować w dowolnych położeniach. Siłowniki w trakcie pracy zapewniają odpowiednią odległość od podłoża. Po rozłożeniu kosiarka może również kosić na płaskiej powierzchni. Siłowniki zastosowane w projekcie są to siłowniki tłokowe dwustronnego działania. Położenie zespołu koszącego zapewniają modele: H- TS080.40.0500, H-TS080.40.0600. Siłownik najdłuższy przy głównym członie wysięgnika posiada oznaczenie fabryczne H-TS080.40.1000.[2, 5]

Napęd maszyny zapewnia pompa hydrauliczna HPPZ25-28U. Pompa ta charakteryzuje się możliwością dostosowania prędkości obrotowej do warunków obciążenia czyli posiada dużą elastyczność. Znamionowa prędkość obrotowa zawiera się w przedziale 500–3500 obr./min a ciśnienie maksymalne 280 bar. Pompa umożliwia otrzymanie szerokiego zakresu mocy na wyjściu, niezbędnego do zmiennych warunków pracy podczas koszenia. Silnik hydrauliczny zamienia energię kinetyczną cieczy w energię mechaniczną. Jego działanie jest odwrotne do pracy pompy hydraulicznej, dochodzi tu do zamiany wysokiego ciśnienia hydraulicznego na ruch obrotowy. W projekcie zastosowano silnik firmy Bosch AZMF-10-22.5UFB20ML o maksymalnym ciśnieniu oleju hydraulicznego 180 bar i prędkości obrotowej w przedziale 500–3000 obr./min Zbiornik oleju wykonany jest z blachy o grubości 3mm oraz o wymiarach 500x500x500 mm. Ze względu na ciężar zbiornika wypełnionego olejem, został umieszczony po przeciwnej stronie wysięgnika, stanowi więc w pewnym sensie przeciwwagę dla kosiarki. Zbiornik mieści 125 litrów oleju, czyli zapewnia niezbędną ilość potrzebną do zasilania układu hydraulicznego. Elementy składowe zespołu koszącego

przedstawione zostały na Rys. 3.14. Waga pojedynczego zespołu tnącego została oszacowana na podstawie podobnych rozwiązań konstrukcyjnych i wynosi ok. 220–250 kg. [2, 5]



Rys. 3.16. Rysunek złożeniowy zespołu koszącego (bez osłon): 1 – silnik hydrauliczny, 2 – sprzęgło, 3 – obudowa wraz z łożyskiem, 4 – wał bijakowy, 5 – bijaki, 6 – rama zespołu tnącego.

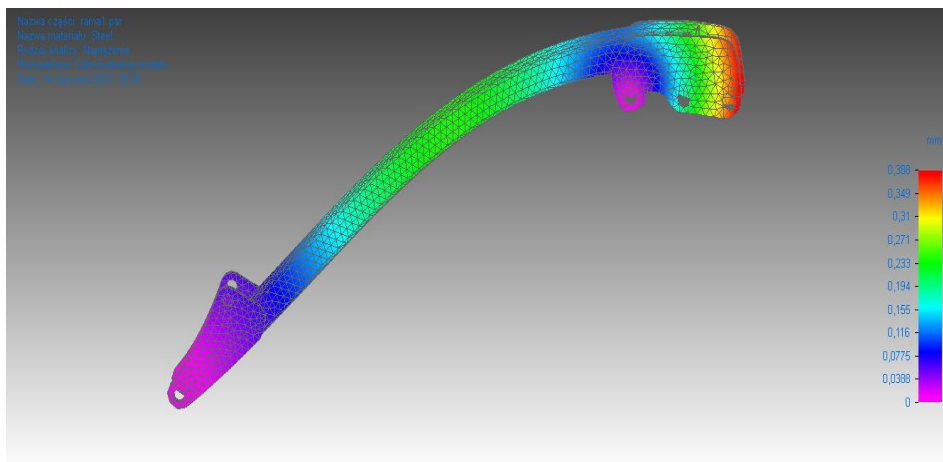
Źródło: Opracowanie własne autora

Na wale znajdują symetrycznie rozmieszczone się gniazda mocowania 10 noży bijakowych. Wał poprzez sprzęgło napędzany jest przez silnik hydrauliczny, nominalna prędkość obrotowa wału wynosi 2500 obr/min. W projekcie zastosowano noże ze stali do ulepszenia cieplnego 40HM. Każdy z noży zamocowanych na wale nóż musi mieć identyczną wagę, aby kosiarka nie wpadała w wibracje. Śruby do gniazd mocowane są za pomocą śrub M12 klasy 12.8.

Analizie wytrzymałościowej poddano trzy ramiona wysięgnika. Badania przeprowadzono z wykorzystaniem metody elementów skończonych (MES) będącej modulem programu Solid Edge ST5. Wyniki analizy wytrzymałościowej:

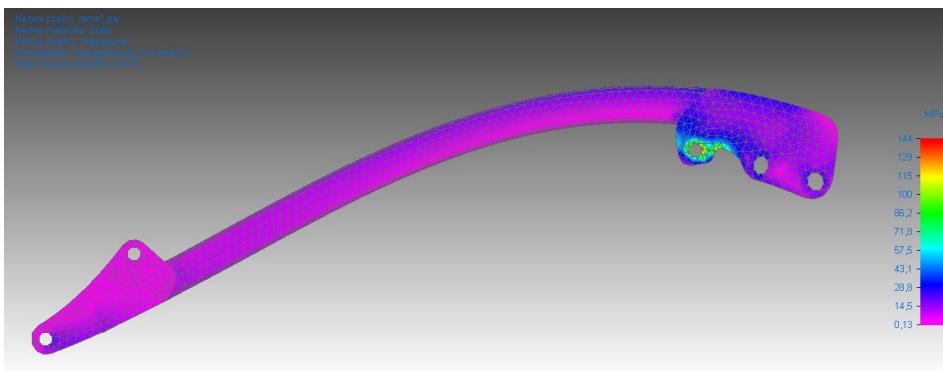
1 – Ramię główne w górnej części obciążony siłą o wartości 10000 N, jej wartość została oszacowana na podstawie teoretycznej wagi elementów. Największe odkształcenia występują w miejscu mocowania z ramieniem ustalającym i wynoszą około 0,388 mm. W środkowej części ramy zaobserwowano zwiększone odkształcenie, o wartości 0,23 mm. Na całej długości ramienia występują naprężenia o wartości nie przekraczającej 14 MPa. Wzrost naprężeń do 115 MPa

obserwuje się w miejscu zamocowania siłownika. W celu zmniejszenia wartości naprężeń w tym fragmencie należy zlikwidować wyfrezowanie pomiędzy dwoma otworami, ponieważ stanowi ono rodzaj karbu, na którym następuje spiętrzenie naprężeń (Rys. 3.17, 3.18).



Rys. 3.17 Rozkład odkształceń ramienia głównego

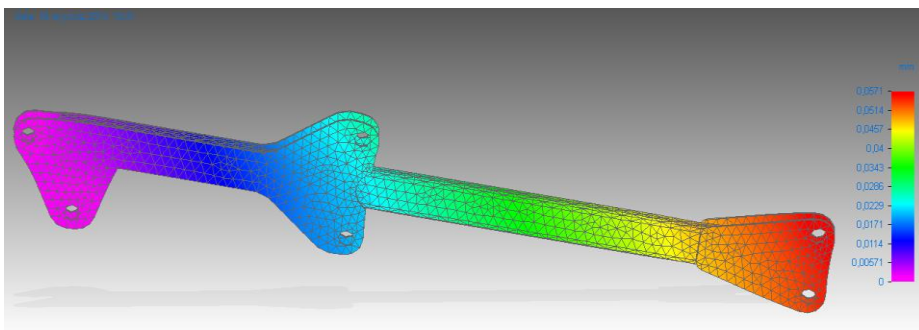
Źródło: Opracowanie własne autora



Rys. 3.18 Rozkład naprężeń ramienia głównego

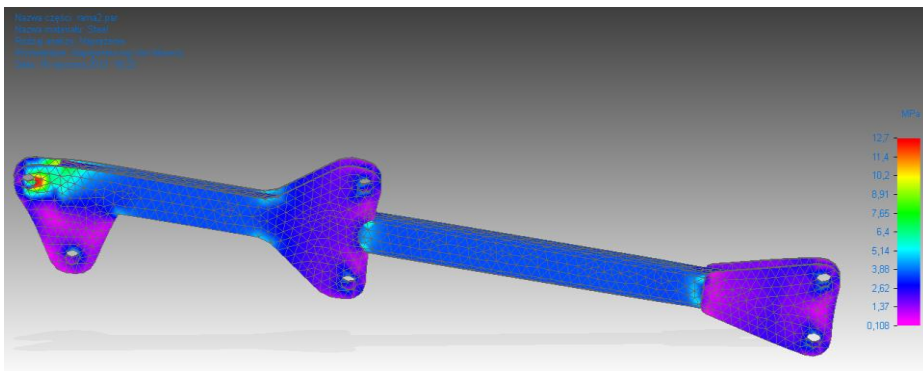
Źródło: Opracowanie własne autora

- 2 – Ramię ustalające – siły obciążające są rozłożone symetrycznie a ich punkty przyłożenia odpowiadają punktom mocowania ramienia mocującego oraz mocowaniu siłowników hydraulicznych. Sumaryczna wartość sił wynosi 7000N. Odształcenia w drugim modelu posiadają pomijalnie małe wartości. Największe wartości odkształceń obserwuje się w miejscu mocowania siłowników łączących się z ramionami mocującymi. Naprężenia w całym ramieniu nie przekraczają wartości 4 MPa. Największe występują w miejscu łączenia profili oraz w miejscu utwierdzenia, ich maksymalna wartość to 12,7MPa. W porównaniu do naprężeń dopuszczalnych dla materiału ($\sigma = 358,5 \text{ MPa}$) są to naprężenia pomijalnie małe. Wyniki modelowania zamieszczono na Rys. 3.19, 3.20.



Rys. 3.19 Rozkład odkształceń ramienia wysięgnika

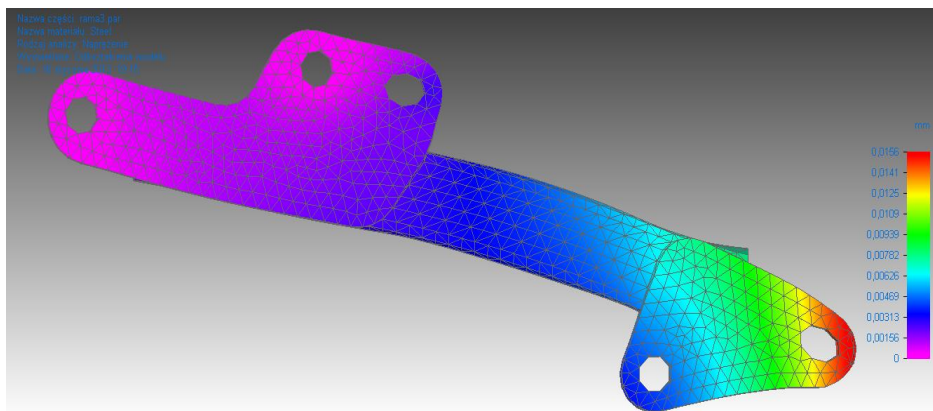
Źródło: Opracowanie własne autora



Rys. 3.20 Rozkład naprężeń ramienia wysięgnika

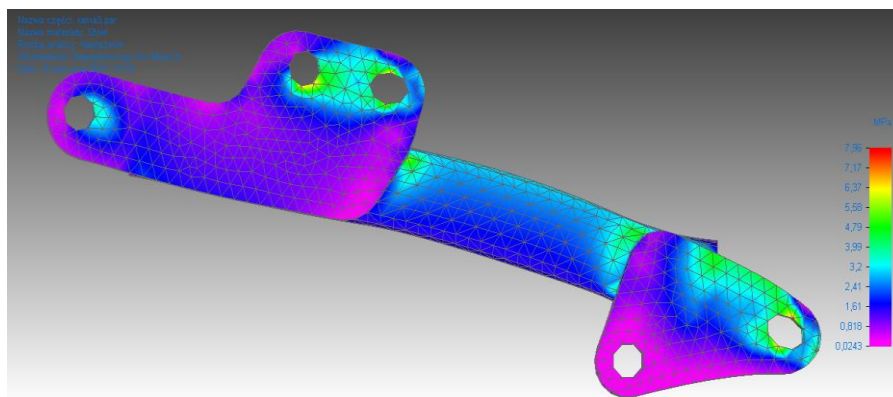
Źródło: Opracowanie własne autora

3 – Ramię mocujące. Łączna wartość sił obciążających wynosi 2500N i jest przyjęta na podstawie ciężaru zespołu koszącego. Odształcenia są bardzo małe, w miejscu działania siły są osiągają wartość maksymalną wynoszącą 0,0156 mm. Największe wartości naprężeń występują w miejscach wykonania otworów, ich wartość to 8 MPa (Rys. 3.21, 3.22)



Rys. 3.21 Rozkład odkształceń elementu wsięgnika

Źródło: Opracowanie własne autora



Rys. 3.22 Rozkład naprężeń elementu wsięgnika

Źródło: Opracowanie własne autora

3.5. Wnioski

Przedstawione w artykule zmodyfikowane maszyny zostały wyposażone w dokumentację techniczną oraz popartą analizami wytrzymałościową. Badania z zastosowaniem MES potwierdziły prawidłowość wykonania zmian konstrukcyjnych, w żadnym z elementów naprężenia nie przekroczyły granicy naprężeń dopuszczalnych. W przypadku odgławiarki do karp chmielu została przekonstruowana jedna maszyna a prace polowe potwierdziły słuszność i prawidłowość wykonanych modyfikacji

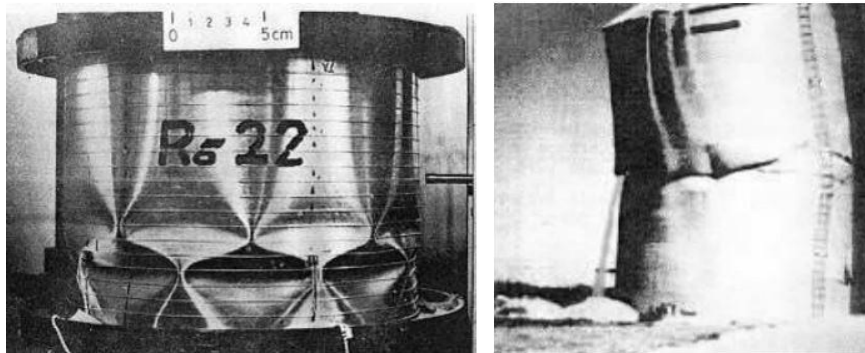
Literatura

- [1] Jonak J. (redaktor): Systemy CAD/MES w zastosowaniach praktycznych. Wyd. Politechniki Lubelskiej, Lublin 2013
- [2] Instrukcja obsługi „Ramię wysięgnikowe: KWT 550, KWT 650, CAMEL 900, KOLIBER 400”, „Głowice koszące: KW 110, KW 125, KW 140, LAMA 120” – Samasz Sp. z o. o., Wydanie nr 5
- [3] [dostęp 25 lipca 2016] www.agrotechnik.com.pl
- [4] [dostęp 25 lipca 2016] <http://roltrac.pl>
- [5] [dostęp 25 lipca 2016] <http://seve.pl/102-kosiarka-bijakowa-tylno-czolowa-samasz-kb.html>

4. Analiza ściskanej płyty wykonanej z materiału izotropowego, z dwoma kształtami wycięć

4.1. Wprowadzenie

Konstrukcje cienkościennie [6] posiadają wiele zalet, wykazując dużą nośność przy stosunkowo niskiej masie i pozwalając przy tym konstruktorowi na dużą swobodę w kształtowaniu postaci konstrukcyjnej. Do takich struktur należą m.in. kadłuby, skrzydła samolotów czy też nadwozia samochodowe. Jednak ze względu na niewielką sztywność na zginanie, mogą one przenosić stosunkowo nieduże obciążenia. Gdy są ściskane, utrata stateczności następuje przy niewielkim obciążeniu i ma charakter wyboczenia giętnego [4-7, 10, 17, 18, 21, 24, 25]. Przykłady utraty stateczności przedstawiono na Rys.4.1.



Rys. 4.1 Przykłady utraty stateczności [26]

Projektanci ze względów konstrukcyjnych czy technologicznych zmuszeni są często do wykonywania różnego rodzaju wykrojów w ściankach elementów cienkościennych, co prowadzi do lokalnego osłabienia konstrukcji. W wielu przypadkach taka sytuacja zmusza konstruktorów do stosowania odpowiednich wzmocnień, które prowadzą do znacznej zmiany postaci konstrukcyjnej, a tym samym wzrostu ciężaru ustroju cienkościennego.

Obniżenie masy jest szczególnie ważne w konstrukcjach lotniczych, gdzie we fragmentach wzmocnień i usztywnień z reguły wykonuje się całe ciągi otworów. Obecność osłabienia konstrukcji jakim jest wycięcie stanowi wyzwanie zarówno dla naukowców jak i konstruktorów. Powstaje tutaj szereg pytań dotyczących nośności tego typu ustrojów w konkretnych warunkach pracy konstrukcji, a także wpływu wielkości i rodzaju wycięcia na wspomnianą nośność.

Najczęściej wykorzystywanymi elementami konstrukcji, które można spotkać niemal w każdej budowli czy też konstrukcji mechanicznej są cienkościennie

płyty. Stąd też w pracy zostanie przedstawiona koncepcja poprawy nośności płyty poprzez wykonanie w niej wycięcia i wymuszenia deformacji według wyższej, giętno-skrętnej postaci wybożenia.

Analityczne metody wyznaczania ugięć i sił wewnętrznych w elementach płytowych zapoczątkowały prace: Eulera, Bernuliego, Germain, Lagrange'a, Poissona, Naviera, (przełom XVIII i XIX wieku) [22]. Literatura poświęcona teorii płyt jest niezwykle bogata, warto tu zasięgnąć do takich pozycji jak: [9, 12, 23].

Metodami analitycznymi (a przede wszystkim metodą szeregów Fouriera) uzyskano rozwiązania wielu istotnych zagadnień statyki i dynamiki płyt, jednak zawodzą one przy problemach o złożonych warunkach brzegowych czy też w przypadkach skomplikowanych kształtów płyt. Uniwersalną metodą okazała się tu właśnie metoda elementów skończonych, która to dostarcza rozwiązań co prawda przybliżonych, ale dostatecznie dokładnych dla zastosowań praktycznych.

Powszechnie używanym narzędziem numerycznym, pozwalającym odwzorować rzeczywiste rozkłady deformacji, a także wynikające z nich rozkłady naprężeń jest nieliniowa analiza w ujęciu metody elementów skończonych. Wiarygodność otrzymywanych wyników oceniana jest w oparciu o zasadę jednoznaczności rozwiązań, w myśl której określone stanowi deformacji odpowiada jeden stan naprężenia. Czynnikiem decydującym o postaci deformacji struktury jest efekt raptownej zmiany kształtu ustroju towarzyszący przekraczaniu poziomów obciążeń krytycznych [2]. Z numerycznego punktu widzenia zjawisko to interpretowane jest jako zmiana relacji pomiędzy określonymi parametrami stanu odpowiadającymi poszczególnym stopniom swobody układu a parametrem kontrolnym, związanym z obciążeniem [3]. Relacja ta, określana jako ścieżka równowagi, w przypadku zaistnienia omawianego zjawiska posiada charakter alternatywny, określane jako bifurkacja. Przyjęcie przez ustrój nowej formy deformacji odpowiada zatem przeskokowi na alternatywną gałąź ścieżki równowagi [4].

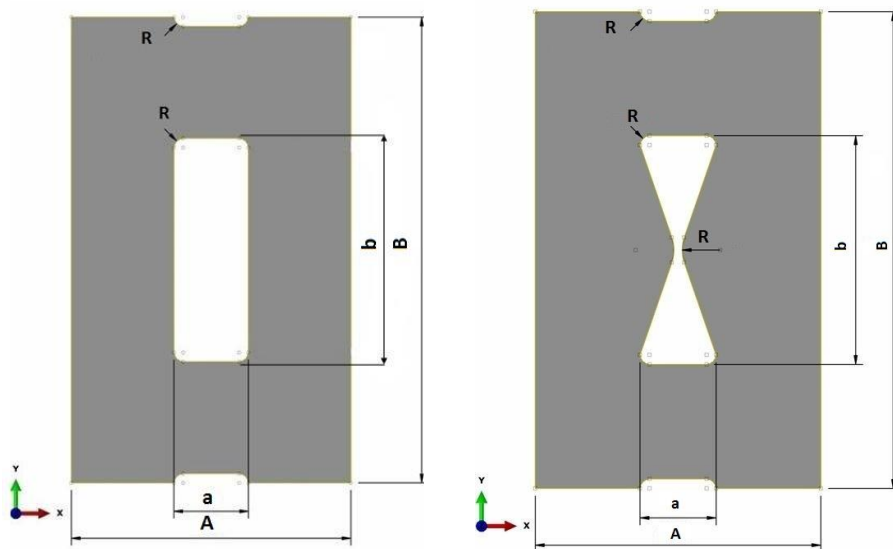
Zagadnienia stateczności, zachowań pokrytycznych oraz nośności granicznej ustrojów płytowych z otworami zostały opisane m.in. w pracach [11, 13, 14, 16].

Zakres pracy obejmuje obliczenia numeryczne stateczności płyt prostokątnych z wycięciami o zmiennych parametrach, zmierzające do wyznaczenia wartości obciążenia krytycznego oraz odpowiadających im postaci utraty stateczności.

Do opracowania modelu dyskretnego i wykonania obliczeń zastosowano komercyjny program ABAQUS [1, 8], wykorzystujący metodę elementów skończonych [15]. W obliczeniach przyjęto płytowy model konstrukcji, wyznaczając wartość obciążenia krytycznego w zależności od zmiennych parametrów wycięcia płyty. Przeprowadzone obliczenia numeryczne stanowiły rozwiązanie zagadnienia własnego ściskanych konstrukcji, a także analizę nieliniową z wykorzystaniem zagadnienia geometrycznie nieliniowego.

4.2. Przedmiot i zakres badań

Przedmiot badań stanowiły dwie grupy prostokątnych płyt wykonanych z materiału izotropowego o stałych wymiarach gabarytowych wynoszących odpowiednio: wysokość płyty $B=250$ mm, szerokość płyty $A=150$ mm oraz grubość $g=1$ mm. Analizowane płyty posiadały usytuowane centralnie, symetryczne wycięcie o kształcie prostokąta i klepsydry (Rys.4.2), którego wymiary obrysowe, mieszczące się w zakresie: $b=80\text{--}220$ mm oraz $a=10\text{--}50$ mm, stanowiły parametry geometryczne o kluczowym znaczeniu w odniesieniu do jego charakterystyki pokrytycznej.



Rys. 4.2 Wymiary geometryczne płyty z wycięciem a) prostokątnym, b) w kształcie klepsydry

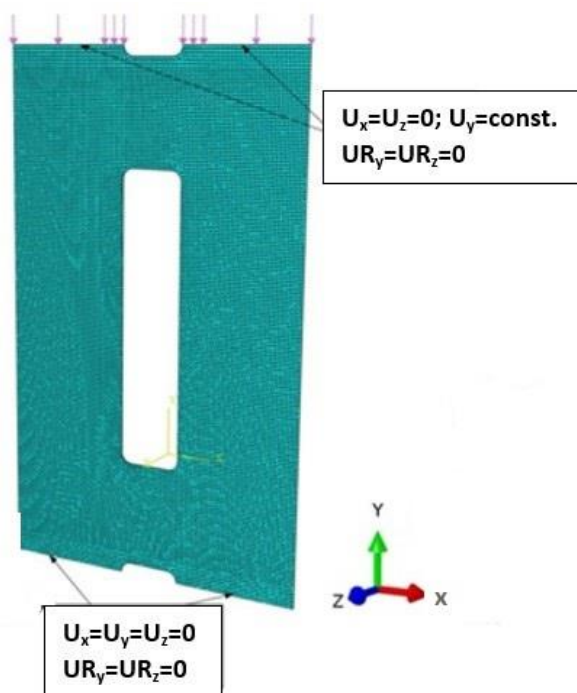
Źródło: Opracowanie własne autora

Materiał z którego zostały wykonane płyty to stal sprężynowa 50HS, dla której przyjęto następujące właściwości materiałowe: moduł Younga $E=210000$ MPa, liczba Poissona $\nu=0,3$, granica plastyczności $R_e=1180$ MPa oraz granica wytrzymałości $R_m=1320$ MPa.

Zakres badań obejmował analizę numeryczną zagadnienia liniowej i nieliniowej stateczności ściskanej równomiernie płyty. Zastosowanym narzędziem numerycznym był komercyjny pakiet obliczeniowy wykorzystujący metodę elementów skończonych – program ABAQUS [1, 8].

4.3. Obliczenia numeryczne

Płyta została podparta przegubowo i obciążona siłą ściskającą, rozłożoną równomiernie na górnej krawędzi (Rys.4.3). Dyskretyzację płyty oparto na czterowęzłowych elementach powłokowych ze zredukowanym całkowaniem typu S8R, posiadających po 6 stopni swobody w każdym węźle. Są to powłokowe, cienkościennie elementy w których odkształcenia odpowiadające stanowi błonowemu określone są na podstawie przemieszczeń liniowych, zaś odkształcenia stanu giętnego opisane są na podstawie przemieszczeń kątowych.

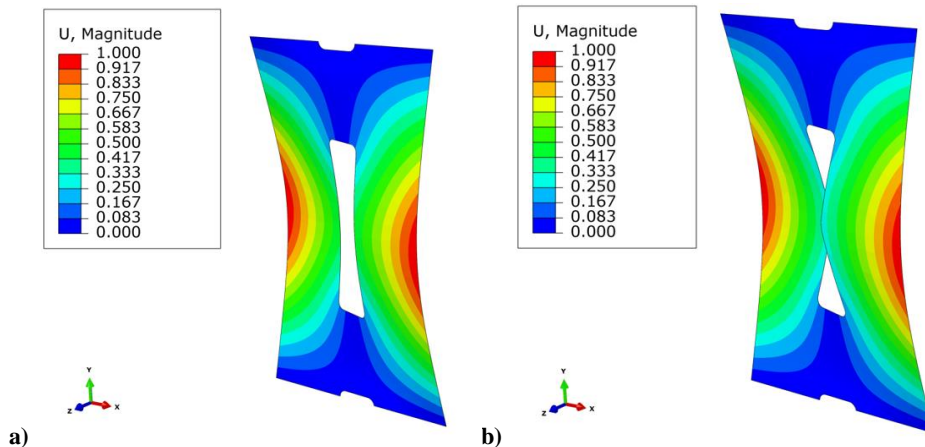


Rys. 4.3. Model dyskretny płyty

Źródło: Opracowanie własne autora

Obliczenia numeryczne obejmowały analizę stanu krytycznego prostokątnych płyt z wycięciem oraz analizę numeryczną zagadnienia nieliniowej stateczności ściskanej równomiernie płyty z wymuszoną wyższą postacią wybożenia, zapewniającą stateczne zachowanie konstrukcji w zakresie pokrytycznym. Rozwiązanie zagadnienia własnego dotyczyło określenia wartości obciążenia krytycznego oraz odpowiadającej mu postaci utraty stateczności.

W każdym przypadku wyznaczono trzy najniższe postacie wybożenia, co pozwoliło na identyfikację postaci giętno-skrajnej, zapewniającej stateczny charakter pracy konstrukcji po wybożeniu (Rys. 4.4).



Rys. 4.4 Postacie utraty stateczności przykładowych płyt z wycięciem uzyskane w programie ABAQUS a) postać trzecia: giętno-skrajna płyty z wycięciem prostokątnym b) postać trzecia: giętno-skrajna płyty z wycięciem o kształcie klepsydry

Źródło: Obliczenia własne autora

Analizując postaci wybożenia przedstawione na Rys. 4.4 zauważamy, że dla trzeciej postaci utraty stateczności ma charakter giętno-skrajny. Poszczególne przekroje oprócz przemieszczania wzdłuż osi y doznają obrotu względem pionowej osi symetrii płyty, równoległej do tejże osi. Postać trzecią charakteryzuje także antysymetria względem osi pionowej, która to oś nie ulega deformacji. Oś ta dzieli płytę na połówki.

Dla analizowanych płyt wykonanych z materiału izotropowego w obliczeniach przyjęto założenie, że eksploatacyjny zakres pracy elementu sprężystego, nie zmieniający jego pierwotnych charakterystyk sztywnościowych znajduje się poniżej granicy plastyczności materiału. Stąd obliczenia numeryczne prowadzono do momentu osiągnięcia w elementach płyty wartości naprężenia odpowiadającego granicy plastyczności $R_e=1180$ MPa.

4.4. Wyniki analizy numerycznej

Jak już zostało wspomniane wcześniej, obliczenia numeryczne prowadzono w dwóch etapach. Etap pierwszy stanowił analizę stanu krytycznego konstrukcji z wykorzystaniem liniowej analizy stateczności – „buckling analysis”, umożliwiającej wyznaczenie obciążeń krytycznych ściskanego elementu płytowego oraz odpowiadających im form wybożenia. Natomiast drugi etap obliczeń stanowił

rozwiązanie zagadnienia nieliniowej stateczności, w którym obliczenia prowadzone były na modelu z zainicjowaną imperfekcją geometryczną odpowiadającą giętno- skrętnej postaci wyboczenia konstrukcji.

4.4.1. Analiza liniowa

Przeprowadzone obliczenia numeryczne stanowiły podstawę do wyznaczenia siły krytycznej w analizowanym układzie w zależności od parametrów geometrycznych wycięcia – wysokości b oraz szerokości a (Tab. 4.1 i 4.2).

Tabela. 4.1. Wartości siły krytycznej w zależności od wymiarów a oraz b określających wielkość wycięcia w płycie z wycięciem prostokątnym.

Wysokość wycięcia b [mm]	Szerokość wycięcia a [mm]				
	10	20	30	40	50
80	2422,7	2249,7	2074,6	1902,6	1740,6
100	2307	2112,6	1926,9	1752,5	1592,4
120	2126,7	1919,5	1733,2	1565,3	1414,4
140	1895,9	1690,7	1515,7	1361,7	1225,5
160	1644,1	1454,7	1296,9	1161	1041,3
180	1398,2	1228,6	1089,3	970,68	867,02
200	1166,6	1013,9	890,8	787,21	698,59

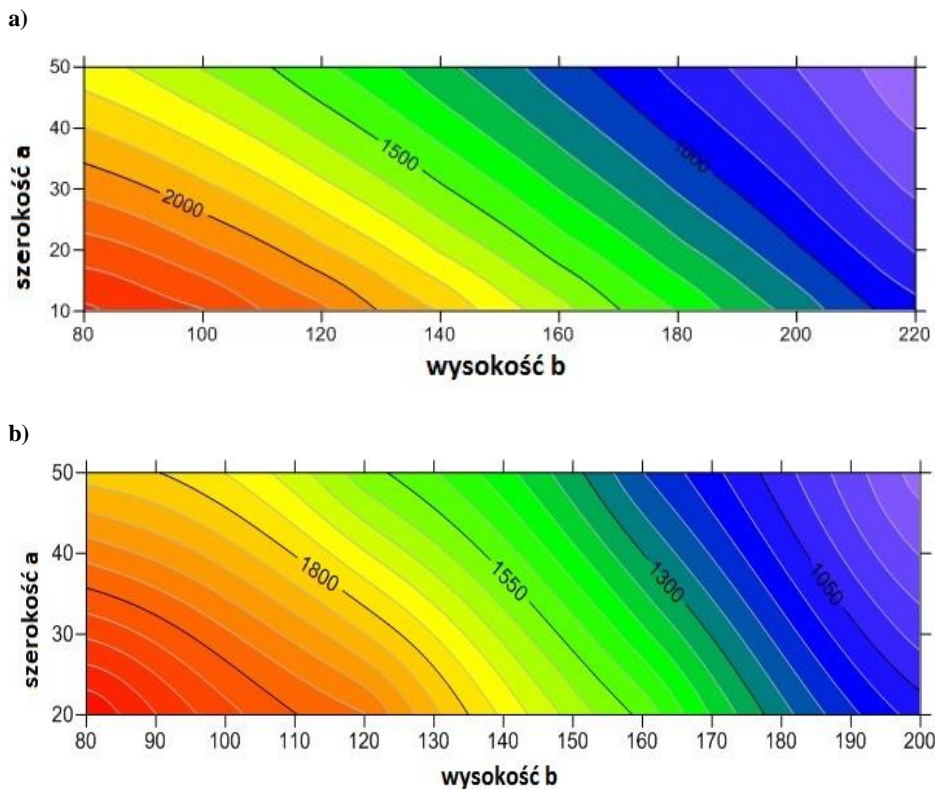
Źródło: Obliczenia własne autora

Tabela. 4.2. Wartości siły krytycznej w zależności od wymiarów a oraz b określających wielkość wycięcia w płycie z wycięciem o kształcie klepsydry

Wysokość wycięcia b [mm]	Szerokość wycięcia a [mm]			
	20	30	40	50
80	2299	2141,5	1982	1827,9
120	2003,1	1849,5	1704,3	1570
160	1537,6	1412	1300,4	1200,6
200	1077,2	979,17	896,45	825,92

Źródło: Obliczenia własne autora

Wyniki obliczeń przedstawiono również na wykresie w formie warstwicy (Rys. 4.5), którego forma znakomicie wizualizuje zależność obciążenia krytycznego od parametrów geometrycznych wycięcia.



Rys. 4.5 Zależność siły krytycznej od parametrów geometrycznych wycięcia a i b dla: a) płyty z prostokątnym wycięciem, b) płyty z wycięciem w kształcie klepsydry

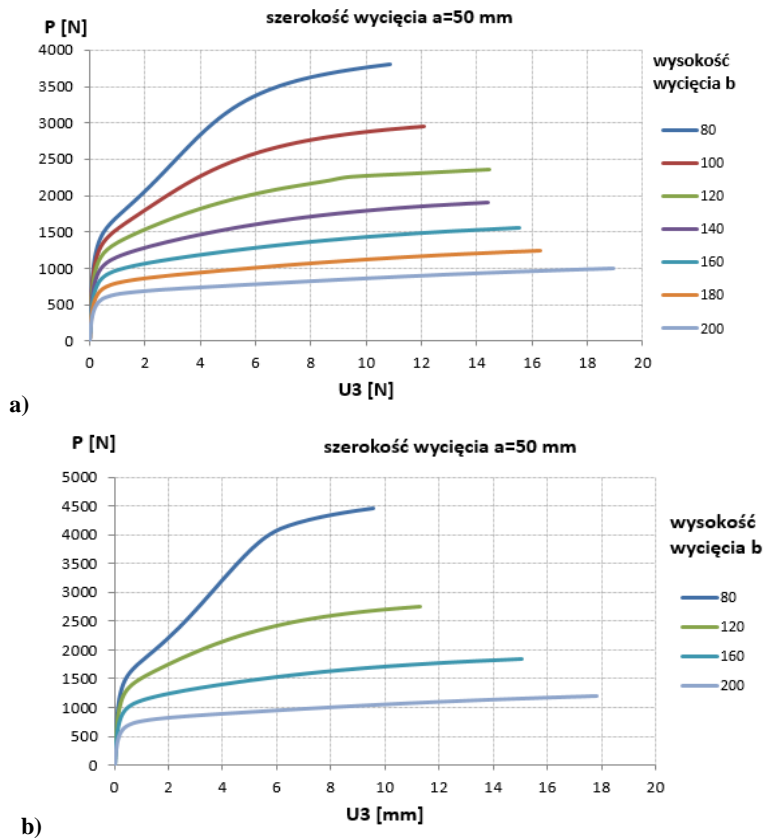
Źródło: Obliczenia własne autora

Na Rys. 4.5 i w Tab. 4.1 i 4.2 widać, że zmieniając wymiary określające wycięcie w płycie można wpływać na wielkość siły krytycznej. Najlepsze własności wytrzymałościowe, jeżeli chodzi o obciążenie krytyczne, wykazują płyty, których wycięcie charakteryzuje niewielka szerokość a oraz stosunkowo mała wysokość wycięcia b . Na podstawie otrzymanych wyników możemy zaobserwować, że wraz ze wzrostem parametru b maleje wartość obciążenia krytycznego. Podobna sytuacja ma miejsce przy wzroście szerokości wycięcia a .

Wyniki obliczeń siły krytycznej pokazują, że zmieniając parametry geometryczne wycięcia możemy wpływać na jej nośność. Otrzymane wyniki potwierdzają możliwość kształtowania parametrów sztywnościowych badanych elementów w dosyć szerokim zakresie, przy zachowaniu stałych wymiarów gabarytowych konstrukcji.

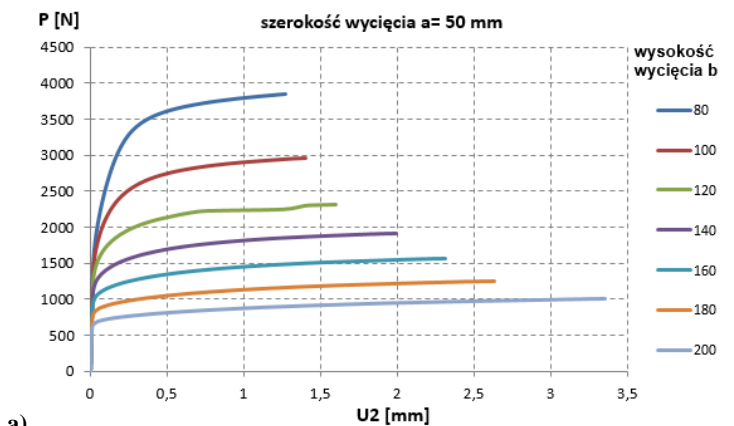
4.4.2. Analiza nieliniowa

Otrzymane wyniki obliczeń numerycznych pozwalają na dokonanie jakościowej i ilościowej oceny pracy konstrukcji w zakresie pokrywczym. Formy deformacji pokrywcznej płyty dla wszystkich badanych przypadków stanowiły pogłębienie deformacji zaimplementowanej postaci wyobczeni. Uzyskane ścieżki równowagi i ścieżki pracy prezentowane są do pojawienia się uplastycznienia w narożu wycięcia.

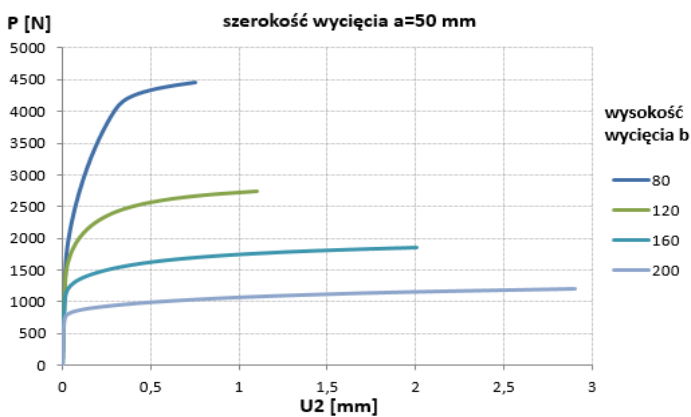


Rys.4.6 Pokrywczne ścieżki równowagi dla wycięcia: a) prostokątnego, b) w kształcie klepsydry

Źródło: Obliczenia własne autora



a)



b)

Rys.4.7 Pokryteczne ścieżki pracy dla wycięcia: a) prostokątnego, b) w kształcie klepsydry

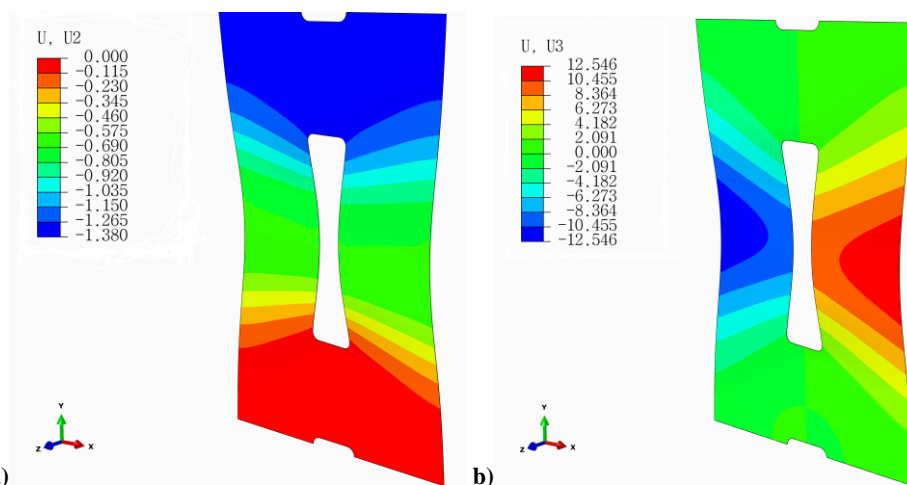
Źródło: Obliczenia własne autora

Zmniejszenie działania karbu w narożu wycięcia powinno zwiększyć zakres pracy konstrukcji. Przykładowe charakterystyki ukazujące pokryteczne ścieżki równowagi przedstawiono na Rys. 4.6, natomiast przykładowe charakterystyki ukazujące ścieżki pracy na Rys.4.7. Dotyczą one wybranej grupy płyt o szerokości wycięcia $a=50$ mm wykonanych z materiału izotropowego.

Przebieg zależności pomiędzy obciążeniem a ugięciem bocznym płyty, wskazuje na silną zależność zakresu charakterystyk od parametrów geometrycznych wycięcia. Podobna sytuacja występuje w przypadku skrócenia płyty. Zaprezentowane krzywe wskazują, że przy tych samych wymiarach gabarytowych płyty można uzyskać zdecydowanie odmienne charakterystyki pracy konstrukcji, kształtowane wymiarami wycięcia. Otrzymane wyniki potwierdzają decydujący

wpływ wysokości wycięcia b na charakterystykę pokrytyczną analizowanych płyt. Dodatkowo, jak się okazuje kształt wycięcia nie jest tak istotny, jak jego wymiary obwiedniowe. Powyższe wnioski mają istotne znaczenie praktyczne w aspekcie obliczania tego typu ustrojów do zastosowań jako elementy sprężyste.

Przyjęta w nieliniowej analizie stateczności postać wybočenja płyty stanowiła wyższą wartość własną, odpowiadającą postaci giętno-skrętnej, wymuszającej niesymetryczne ugięcia płyty względem wycięcia w przeciwnych kierunkach. Powyższe założenia prowadzą do istotnej poprawy nośności konstrukcji w stosunku do płyty jednolitej o tych samych wymiarach, która podlega utracie stateczności odpowiadającej najniższej wartości własnej (wybočenje giętno). Przykładowy rozkład przemieszczeń dla płyty z wycięciem prostokątnym przedstawiono na Rys. 4.8.



Rys.4.8 Deformacja płyty w stanie pokrytycznym: a) mapa ugięcia pionowego, b) mapa ugięć bocznych

Źródło: Obliczenia własne autora

Dla wszystkich badanych przypadków formy deformacji pokrytycznej płyty stanowiły pogłębienie deformacji zaimplementowanej wyższej postaci wybočenja do wartości osiągnięcia obciążenia powodującego uplastycznienie obszarów konstrukcji, decydujące o jej zniszczeniu.

Ilościowa analiza wyników wykazała bardzo dużą rozbieżność możliwości przenoszenia obciążenia dla różnych wysokości wycięcia – w przypadku płyty z wycięciem prostokątnym – od 1003,1 N dla płyty o wysokości wycięcia 200 mm (płyta 50x200) do 5000 N dla wysokości wycięcia 80 mm (płyta 10x80). Wpływ szerokości wycięcia powodował maksymalną różnicę obciążenia wynoszącą 1637,4 N i dotyczyło to płyt o wysokości 100 mm. Otrzymane wyniki potwierdzają bardzo istotny wpływ wysokości wycięcia b na charakterystykę pokrytyczną

badanych płyt. Ma to duże znaczenie praktyczne w przypadku konstrukcji z elementami sprężystymi, dzięki któremu możliwe jest osiągnięcie wymaganych charakterystyk eksploatacyjnych ustroju cienkościennego. Szczegółowe wyniki dotyczące możliwych zakresów pracy konstrukcji w stanie sprężystym w zależności od parametrów geometrycznych wycięcia zestawiono w tabeli 4.3.

Tabela 4.3. Maksymalne obciążenie [N] przenoszone przez płytę z wycięciem prostokątnym w zależności od parametrów geometrycznych wycięcia a i b (wartości obciążenia powodującego uplastycznienie płyty)

Wysokość wycięcia b [mm]	Szerokość wycięcia b [mm]				
	10	20	30	40	50
80	5000,0	5000,0	4707,6	4252,4	3851,5
100	4600,0	4017,9	3613,4	3267,7	2962,6
120	3529,3	3166,9	2861,6	2605,0	2316,0
140	2854,1	2560,6	2313,7	2107,5	1907,7
160	2318,1	2106,5	1905,4	1720,0	1558,1
180	1909,6	1721,4	1558,4	1400,0	1261,0
200	1558,9	1405,2	1250,0	1113,5	1003,1

Źródło: Obliczenia własne autora

Niemalże pięciokrotna różnica nośności, determinowanej osiągnięciem poziomu granicy plastyczności materiału, świadczy o dużych możliwościach kształtowania charakterystyk projektowanych w ten sposób elementów sprężystych.

4.5. Dyskusja wyników

Siła krytyczna jest ważnym parametrem wytrzymałościowym ustrojów ściskanych. Przeprowadzone badania w zakresie numerycznej analizy MES stanu krytycznego dla różnych parametrów geometrycznych wycięcia, zmieniając wysokość b oraz szerokość a wycięcia przy zachowaniu tych samych wymiarów gabarytowych płyty, wykazały istotny wpływ wymiarów wycięcia na wartość obciążenia krytycznego. Dotyczy to w szczególności wysokości wycięcia, dla którego maksymalna różnica wartości obciążenia krytycznego przy stałej szerokości wycięcia mieściła się w zakresie 698,59–22497 N w przypadku płyt o prostokątnych kształtach wycięcia oraz 825,92–2299 N w przypadku płyt o kształtach wycięcia zbliżonych do klepsydry. Natomiast kształt wycięcia nie ma dużego wpływu na wartość obciążenia krytycznego.

Otrzymane wyniki potwierdzają możliwość kształtowania parametrów sztywnościowych badanych elementów w dosyć szerokim zakresie, przy zachowaniu stałych wymiarów gabarytowych konstrukcji.

Na Rys. 4.5 i w Tab. 4.1 i 4.2 widać, że zmieniając wymiary określające wycięcie w płycie można wpływać na wielkość siły krytycznej. Najlepsze własności wytrzymałościowe, jeżeli chodzi o obciążenie krytyczne, wykazują płyty, których

wycięcie charakteryzuje niewielka szerokość a oraz stosunkowo mała wysokość wycięcia b .

Na podstawie otrzymanych wyników możemy zaobserwować, że wraz ze wzrostem parametru b maleje wartość obciążenia krytycznego. Podobna sytuacja ma miejsce przy wzroście szerokości wycięcia a .

Wyniki obliczeń siły krytycznej pokazują, że zmieniając parametry geometryczne wycięcia możemy wpływać na jej nośność.

Jeśli zaś chodzi o analizę nieliniowej stateczności płyt poddanych ścisaniu to otrzymane wyniki wykazały duże możliwości kształtowania charakterystyki sprężystej badanych konstrukcji, pracujących w stanie pokrytycznym. Potwierdzają one decydujący wpływ wysokości wycięcia b na charakterystykę pokrytyczną badanych płyt co ma istotne znaczenie praktyczne w przypadku konstrukcji z elementami sprężystymi, pozwalając osiągać wymagane charakterystyki eksploatacyjne ustroju cienkościennego.

Dodatkowo analiza stanu deformacji konstrukcji wykazała istotne zróżnicowanie pracy poszczególnych obszarów konstrukcji. Pasy pionowe płyty podlegają zginaniu, natomiast pasy poziome skręcaniu. Taki stan wyężenia konstrukcji sugeruje, że w przypadku elementów wykonanych z materiałów o charakterystyce izotropowej otrzymujemy dosyć niekorzystne ograniczenie zakresu pracy konstrukcji wynikające z przekroczenia poziomu naprężenia plastycznego w narożach wycięcia. Wydaje się wysoce prawdopodobne, że efekt ten można w znacznym stopniu wyeliminować, poprzez zastosowanie materiału o właściwościach ortotropowych np. kompozytów.

4.6. Podsumowanie

W pracy zaprezentowano numeryczną analizę liniowej i nieliniowej stateczności niejednostopnych płyt poddanych ścisaniu. Otrzymane wyniki obliczeń pozwalają na dokonanie jakościowej i ilościowej oceny pracy konstrukcji zarówno w zakresie krytycznym jak i pokrytycznym.

Uzyskane wyniki wykazały duże możliwości wpływania na nośność badanego elementu poprzez zmianę parametrów geometrycznych wycięcia. Potwierdza to ilościowa analiza wyników zwłaszcza w odniesieniu do wartości maksymalnych siły krytycznej, zawierających się w przedziale 521,47–2422,7 N.

Na podstawie przeprowadzonej analizy numerycznej można sformułować następujące wnioski:

- parametry geometryczne wycięcia w sposób istotny wpływają na wartość obciążenia krytycznego, a także na charakterystyki pokrytyczne – dotyczy to w szczególności wysokości wycięcia b ;
- praktyczne znaczenie dla elementów sprężystych w formie płyty z wycięciem ma w tym przypadku wyższa postać wyboczenia: giętno-skrętna;

- w przypadku postaci giętno-skrętnej w ściskanej płycie można wyróżnić pasy pionowe poddane zginaniu oraz pasy poziome poddane zginaniu i skręcaniu;
- otrzymane wyniki dają szerokie możliwości obserwacji i analizy stanów deformacji oraz poziomów wyężenia struktury w pełnym zakresie obciążenia co pozwala to na identyfikację obszarów newralgicznych konstrukcji;
- analiza pokrytycznych ścieżek równowagi i ścieżek pracy umożliwia ocenę pracy konstrukcji po utracie stateczności, pozwalając ocenić przy tym sztywność elementu sprężystego w zależności od wymiarów wycięcia;
- przeprowadzona analiza dostarcza zatem istotnych informacji w procesie kształtowania i optymalizacji charakterystyki pracy konstrukcji w kontekście obciążeń eksploatacyjnych.

Literatura

- [1] Abaqus HTML Documentation.
- [2] Andrianov J., Awrejcewicz J., Manewitch L.I. *Asymptotical Mechanics of thin-walled structures*. Springer, Berlin, Germany 2004
- [3] Andrianov J., Verbonol V. M., Awrejcewicz J. *Buckling analysis of discretely stringer-stiffened cylindrical shells*. International Journal of Mechanical Sciences, 48, 1505–1515, 2006.
- [4] Arborcz J. *Post-buckling behavior of structures*. Numerical techniques for more complicated structures. Lecture Notes in Physics, 228, 1985.
- [5] Bazant Z.P., Cedolin L. *Stability of structures. Elastic, inelastic, fracture and damage theories*. Oxford University Press, 1991.
- [6] Cambell F.C. *Manufacturing Technology for Aerospace Structural Materials*. Elsevier, 2006.
- [7] Coan J.M. *Large-Deflection Theory for Plates With Small Initial Curvature Loaded in Edge Compression*, ASME. Journal of Applied Mechanics 18:143–151, 1951.
- [8] Hibbit, Karlsson & Sorensen. Abaqus Theory Manual version 5.8., 1998.
- [9] Kączkowski:Z. *Płyty - obliczenia statyczne*, Arkady, Warszawa 1980.
- [10] Królak M. and Mania R.J. 2011 (eds.). *Statics, dynamics and stability of structures. Stability of thin-walled plate structures*. Series of monographs. Łódz: Technical University of Lodz.
- [11] Narayanan R., Chow F.Y. *Ultimate capacity of uniaxially compressed perforated plates*. Thin-Walled Structures 1984; 2(2): pp. 241–264.
- [12] Nowacki:W. *Dźwigary powierzchniowe*, PWN, Warszawa 1979.
- [13] Prabhakara D.L., Datta P.K. *Vibration, Buckling and Parametric Instability Behaviour of Plates with Centrally Located Cutouts Subjected to In-Plane Edge Loading (Tension or Compression)*. Thin-Walled Structures 1997; 27(4): pp. 287–310.

- [14] Ritchie D., Rhodes J. *Buckling and post-buckling behaviour of plates with holes*. The Aeronautical Quarterly 1975; 26(4): pp. 281–296.
- [15] Rusiński E., Czmochoński J., Smolnicki T. *Advanced Finite Element Method in stability construction*. Wrocław University of Technology Press (in Polish), 2000.
- [16] Shanmugam N.E. *Openings in Thin-walled Steel Structures*. Thin-Walled Structures 1997; 28(3/4): pp. 355–372.
- [17] Simitises G.J., Hodges D.H. *Fundamentals of structural stability*. Amsterdam: Elsevier/Butterworth-Heinemann, 2006.
- [18] Singer J., Arbocz J., Weller T. *Buckling Experiments. Experimental methods in buckling of thin-walled structure. Basic concepts, columns, beams, and plates*. New York: John Wiley & Sons Inc, 1998.
- [19] Singer J., Arbocz J., Weller T. *Buckling Experiments. Experimental methods in buckling of thin-walled structure. Shells built-up structures, composites and additional topics*. New York: John Wiley & Sons Inc, 2002.
- [20] Spencer H.H. Walker A.C. *Techniques for Measuring The Critical Loads of Column and Plates*. SESA Spring Meeting, 1974.
- [21] Tereszowski Z. An experimental method for determining critical loads of plates. *Archive of mechanical engineering*, 1970, 3: 485–493.
- [22] Timoshenko S.P.: *Historia wytrzymałości materiałów*, Arkady, Warszawa 1962.
- [23] S.P.Timoshenko, S.Woinowsky-Krieger: *Teoria płyt i powłok*, Arkady, Warszawa 1962.
- [24] Van der Heijden A. M. A. (red.), W.T. Koiter's . *Elastic Stability of Solids and Structures*. Cambridge University Press, 2009.
- [25] Venkataramaiah, K.R., Roorda, J. *Analysis of local plate buckling experimental data*. Sixth international specialty conference on cold-formed steel structures. St. Louis: Missouri S&T: formerly the University of Missouri - Rolla, 45–74, 1982.
- [26] [dostęp 25 lipca 2016] <http://www.mech.uwa.edu.au/DANotes/buckling/intro/intro.html>.

5. Konstrukcyjne aspekty bezpieczeństwa dźwigów osobowych

5.1. Uregulowania normatywne

Urządzenia dźwigowe instalowane w budynkach mieszkalnych jak też użyteczności publicznej potocznie zwane windami, to nowoczesne maszyny skonstruowane tak aby zapewnić jak najwyższy poziom bezpieczeństwa i komfort podróży. Zarówno postęp techniczny, jak też rozwój sektora budownictwa mieszkalnego i potrzeba uzyskania jak największej ilości powierzchni użytkowej z ograniczonej przestrzeni sprawia, że rozwój urbanistyki coraz częściej zmierza w stronę budowania wysokich i nowoczesnych budynków, które muszą posiadać urządzenia dźwigowe. Zostało to dokładnie określone w Rozporządzeniu Ministra Infrastruktury z dnia 12 kwietnia 2011r. w sprawie warunków technicznych, jakim powinny odpowiadać budynki i ich usytuowanie. Z rozporządzenia wynika, że windy muszą być montowane w każdym budynku posiadającym co najmniej pięć kondygnacji. W windy zapewniają komunikację pionową osobom, a także ładunkom, co wpływa na ich szerokie zastosowanie zarówno w budynkach mieszkalnych oraz obiektach publicznych i przemysłowych [6]. Wysokie budynki mieszkalne i usługowe posiadają ciągi komunikacyjne w których dźwigi osobowe odgrywają strategiczną rolę, a od ich prawidłowego działania zależy funkcjonowanie całego obiektu. Dźwigi jak każde „maszyny” posiadają szereg unormowań dotyczących zarówno względów konstrukcyjnych samego urządzenia, jak też bezpieczeństwa pasażerów i osób uprawnionych do dokonywania okresowych przeglądów. Mówią o tym zarówno obowiązująca Dyrektywa Maszynowa 2006/42/WE z dnia 17 maja 2006 r. (zastępowana od kwietnia 2016 nową Dyrektywą Maszynową 2014/33/UE), jak też nowa norma dźwigowa PN-EN 81-21:2010, w której szczególny nacisk położono na względy bezpieczeństwa pasażerów i konserwatorów. Określone w normie PN-EN 81-21:2010 minimalne strefy bezpieczeństwa dla konserwatorów tj. określona wymiarowo przestrzeń (1000x600x500mm) mająca dać schronienie konserwatorowi w sytuacji zagrożenia, nie powinna być zaburzona przez żaden element poruszającego się dźwigu. Zdarza się, że warunki techniczne budynku (np. podmokły grunt, posadowienie na płycie fundamentowej, itp.) uniemożliwiają wykonanie podszybia w którym zostanie zachowana unormowana przestrzeń bezpieczeństwa. Istnieje wtedy możliwość wykonania „odstępstwa od normy” na warunkach sprecyzowanych w opisywanej normie. Warunki te ustalają m.in. metody tworzenia tymczasowych stref bezpieczeństwa. Gdy ze względu na ograniczenia budowlane w istniejących budynkach nie można spełnić jednego lub kilku wymagań norm EN 81-1 lub EN 81-2, wraz ze zmianami do tych norm A1:2005 i A2:2004, należy zastosować alternatywne środki zapobiegające ryzyku zgniecenia nad i pod kabiną dźwigu

opisane w normie PN-EN 81-21. Określone zostały w niej przestrzenie bezpieczeństwa w nadszybiu i podszybiu, jak również warunki konieczne do spełnienia w przypadku konieczności uzyskania odstępstwa wymaganego ze względu na specyficzne uwarunkowania w miejscu zainstalowania. Przyjęto zasadę bezpieczeństwa opartą na osiągnięciu dwóch poziomów: po pierwsze przez środki elektryczne zatrzymujące kabinę dźwigu, a następnie przez środki mechaniczne. Według tej normy dźwig powinien być wyposażony w urządzenia zapewniające przestrzenie bezpieczeństwa w podszybiu i system bezpieczeństwa nadzorujący działanie dźwigu. Urządzeniami zapewniającymi przestrzenie bezpieczeństwa w podszybiu powinny być:

- ruchome odboje;
- wyzwalany system zatrzymujący.
Ruchome odboje powinny spełniać następujące wymagania:
- być zamontowane w podszybiu, tak aby mechanicznie zatrzymać kabinę;
- być wyposażone w zderzaki zgodne z normami EN 81-1:1998 lub EN 81-2, 10.3 i 10.4,
- automatyczne ruchome odboje powinny być tak zaprojektowane, aby nie ulegały zniszczeniu na skutek jakiegokolwiek kolizji w trakcie, gdy się poruszają między położeniem całkowicie złożonym i rozłożonym.

Wyzwalany system zatrzymujący powinien zawierać urządzenia wyzwalające połączone mechanicznie ze środkami uruchamiającymi, które wyzwalają mechanizm zatrzymujący, gdy kabina jadąca w kierunku do dołu lub do góry osiągnie ustalone położenie wyzwalające. Urządzenie wyzwalające powinno być łatwo dostępne, tak aby badania i czynności konserwacyjne mogły być wykonywane całkowicie bezpiecznie z podszybia, dachu kabiny i spoza szybu. Wyzwalany system zatrzymujący powinien spełniać następujące wymagania:

- mechanizm zatrzymujący powinien być zamocowany na kabinie i działać na prowadnice kabinowe;
- mechanizm zatrzymujący powinien być wyzwalany przez urządzenie wyzwalające z zastosowaniem połączenia mechanicznego do uruchomienia wyzwolenia;
- urządzenia wyzwalające i połączenie powinny utrzymywać mechanizm zatrzymujący w położeniu wyzwolonym, gdy kabina znajdzie się w jakimkolwiek położeniu powyżej punktu wyzwolenia;
- w przypadku zwolnienia mechanizmu zatrzymującego spowodowanego efektami dynamicznymi lub działaniami ratunkowymi, powinien on zostać ponownie samoczynnie załączony, gdy kabina przemieści się ponownie w kierunku do dołu poniżej punktu wyzwolenia zapewniającego wymaganą przestrzeń bezpieczeństwa.

Oprócz odbojów w dźwigach o zaniżonym podszybiu należy zastosować fartuch składany, aby nie dochodziło do kolizji z dnem podszybia. Fartuch zgodnie z normą PN-EN 81-21 powinien spełniać następujące kryteria:

- stała oraz ruchoma część fartucha powinny pokrywać całkowitą szerokość w świetle odpowiadających mu drzwi przystankowych;
- jeżeli fartuch nie jest w położeniu złożonym, elektryczne urządzenia zabezpieczające zgodne z EN 81-1:1998 i EN 81-2, 14.1.2, powinno uniemożliwiać normalną pracę dźwigu;
- fartuch powinien być odryglowany za pomocą klucza do awaryjnego odryglowania, który działa na fartuch (EN 81-1:1998 i EN 81-2, Załącznik B);
- ponowne ręczne założenie fartucha kabiny powinno być możliwe na najniższym przystanku, z dna podszybu lub z dachu kabiny za pomocą odpowiednich środków.

5.2. Środki ochrony pasażerów

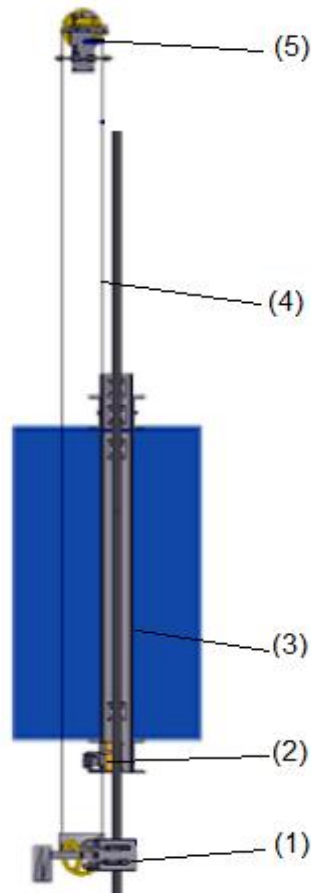
Dźwigi osobowe, jak każde inne maszyny aby mogły zostać dopuszczone do użytku muszą spełniać szereg kryteriów bezpieczeństwa określonych wyżej wymienionych unormowaniach prawnych. Są to środki ochrony o działaniu zarówno mechanicznym jak też elektrycznym. Opisywane w normach środki ochrony są realizowane przez konstruktorów urządzeń na szereg możliwych sposobów z zachowaniem wymagań normatywnych jak też zasad projektowania konstrukcji. Do głównych elementów budowy dźwigu odpowiedzialnych za utrzymanie bezpieczeństwa można zaliczyć:

- układ hamulcowy;
- fartuchy i kurtyny bezpieczeństwa;
- elementy konstrukcyjne: rama kabinowa, układ jezdny, liny.

5.2.1. Układ hamulcowy

Dźwigi osobowe, a w szczególności dźwigi o napędzie ciernym posiadają system awaryjnego hamowania kabiny, składający się z hamulców (chwytaczy), ogranicznika prędkości, liny oraz obciążki (Rys.5.1). Każda kabina dźwigu powinna być wyposażona w chwytacze działające podczas jazdy w dół i umożliwiające zatrzymanie kabiny obciążonej udźwigiem nominalnym przy prędkości wyzwalań ogranicznika prędkości, nawet przy zerwaniu elementów zawieszenia, przez uchwycenie prowadnic i utrzymanie na nich kabiny. Układ awaryjnego hamowania działa na zasadzie sprzężenia ciernego pomiędzy liną a kołem ogranicznika prędkości. Dla uzyskania sprzężenia ciernego o odpowiedniej wartości lina musi być w stanie napięcia. W celu wytworzenia w linie napięcia o odpowiedniej wartości stosowane jest urządzenie do napinania liny ogranicznika prędkości,

które w tradycyjnym rozwiązaniu posiada obciążnik o masie 22 kg zamontowany na ramieniu o długości 0,4 m [7].



Rys. 5.1 Schemat układu hamowania dźwigu osobowego: 1 – obciążka, 2 – chwytacz, układ rama-kabina, 4 – linia ogranicznika prędkości, 5 – ogranicznik prędkości.

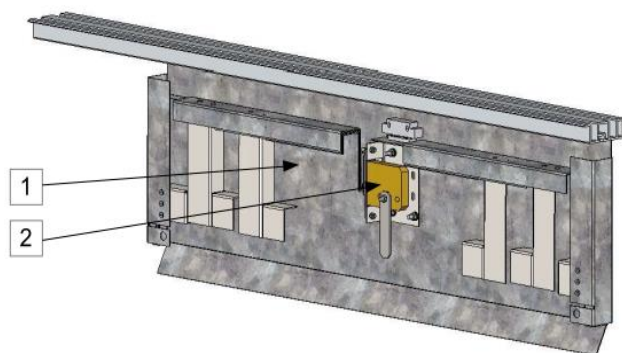
Źródło: Opracowanie własne autora

Hamulce poprzez dźwignie są połączone z liną ogranicznika prędkości. W celu prawidłowej pracy układu hamulcowego dźwigu liną ogranicznika prędkości napięta jest przez obciążkę zainstalowaną w dolnej części szybu. Współczynnik „k” bezpieczeństwa liny ogranicznika prędkości przy projektowaniu układu hamowania nie może być mniejszy niż 8. Hamulce urządzenia dźwigowego zostają uruchomione w przypadku przekroczenia prędkości kabiny urządzenia dźwigowego o 0,3 m/s w stosunku do prędkości nominalnej [7]. W przypadku przekroczenia prędkości nominalnej, ogranicznik prędkości zostaje unieruchomiony za pomocą

układu zapadek, które zostają wyzwolone za pomocą siły odśrodkowej obracającego się koła ciernego ogranicznika prędkości. Po unieruchomieniu ogranicznika prędkości siły tarcia występujące między kołem ogranicznika prędkości a liną unieruchamiają obtaczanie się liny po kole, tym samym powodując skokową zmianę położenia dźwigni zamocowanej do hamulców i w konsekwencji aktywację hamulców. Hamulce (chwytacze) stosowane w windach mogą mieć działanie natychmiastowe jeżeli prędkość dźwigu nie przekracza 1 m/s, jeżeli jest wyższa powinny mieć działanie poślizgowe. Opóźnienie hamowania nie może być wyższe niż 1g.

5.2.2. Fartuchy i kurtyny bezpieczeństwa

Do środków ochrony mechanicznej w dźwigach zalicza się także fartuch kabinowy. Fartuch kabinowy służy jako zabezpieczenie przed wpadnięciem do szybu pasażerów podczas uwalniania ich z dźwigu który uległ awarii i zatrzymał się między piętrami. W celu bezpieczeństwa pracy każdy próg kabiny powinien posiadać fartuch o wysokości min. 750 mm. Pionowa część fartucha powinna być przedłużona w dół za pomocą zukosowania którego kąt w stosunku do poziomu jest większy od 60 stopni, przy czym rzut tego zukosowania na płaszczyznę poziomą nie powinien być mniejszy niż 20 mm [1]. W przypadku dźwigów o zaniżonym podszybiu należy zastosować fartuch składany. Fartuch kabinowy składany, stosowany jest w przypadku płytkiego podszybia, gdy dolny przejazd kabiny uniemożliwia utrzymanie minimalnej wymaganej odległości fartucha od posadzki podszybia wynoszącej min. 100 mm. Fartuch jest montowany do kabiny w taki sam sposób jak fartuch nie składany. Przykładem takiego rozwiązania może być fartuch składany wielostopniowy wykorzystywany w przypadku płytkiego podszybia (kiedy odległość między dnem podszybia i niżej umiejscowionymi częściami kabiny jest mniejsza niż 0,6 m). W jego skład wchodzi kontakt elektryczny, wpięty do obwodu bezpieczeństwa dźwigu, który po rozłożeniu fartucha uniemożliwia jazdę dźwigu. Fartuch kabiny rozkłada konserwator podczas czynności uwalniania pasażerów – po to aby uniemożliwić wpadnięcie do szybu. Złożenie fartucha jest możliwe jedynie z poziomu najniższego przystanku. Fartuch charakteryzuje się dużą wytrzymałością mechaniczną, tak aby siła nie powodowała odkształceń trwałych i poziomych.



Rys. 5.2 Ręcznie składany fartuch kabinowy: 1 – część ruchoma fartucha, 2 – mechanizm zamka [2]

Współczesne dźwigi osobowe posiadają w większości automatycznie zamykane drzwi przystankowe i kabinowe. W celu ochrony pasażerów w trakcie zamykania i otwierania drzwi stosuje się kurtyny bezpieczeństwa nadzorujące ten proces. Są to najczęściej kurtyny świetlne podczerwieni składające się z listew nadajnika i odbiornika, każde z zintegrowanym sterownikiem. Te dwie aktywne części składowe są elektrycznie podłączone bezpośrednio do jednostki napędu drzwi windy oraz mechanicznie zamocowane na skrzydłach drzwi kabinowych lub na słupku oporowym. Sama konstrukcja drzwi dźwigu osobowego musi posiadać szereg wymagań konstrukcyjnych którymi są m.in.:

- siła 300N przyłożona na powierzchni 5cm² nie może powodować trwałych odkształceń lub sprężystych większych niż 15mm [2];
- w drzwiach przystankowych rozsuwanych poziomo i drzwiach harmonijkowych poddanych sile 150N wywieranej ręką w kierunku otwierania, przyłożonej w miejscu najbardziej niekorzystnym szczeliny pomiędzy skrzydłami nie mogą przekroczyć 6mm [2].

Oprócz wyżej wymienionych kurtyn bezpieczeństwa drzwi przystankowe wyposażone są w ryglowanie mechaniczne uniemożliwiające ruch kabiny przy otwartych drzwiach.

5.2.3. Elementy konstrukcji dźwigu

Elementy konstrukcji dźwigu takie jak rama kabinowa, kabina, przeciwwaga, itd. są projektowane z zachowaniem istniejących standardów projektowania konstrukcji maszyn. Każdy zespół dźwigu musi zostać obliczony pod względem wytrzymałościowym z zachowaniem odpowiednich współczynników bezpieczeństwa. Przy obliczaniu konstrukcji ram kabinowych wyposażonych w hamulce natychmiastowe stosuje się zazwyczaj współczynnik przeciążenia „k” wynoszący powyżej 3, natomiast dla konstrukcji z hamulcami poślizgowymi może być on zmniejszony do wartości 1,5–2. Współczynniki bezpieczeństwa „k” przyjmowane

dla lin nośnych wynoszą 12 (16 dla układu z dwiema linami). Wytrzymałość na rozciąganie drutów z których plecione są liny powinna wynosić 1570 N/mm² lub 1770 N/mm² w linach z drutami o jednakowej wytrzymałości na rozciąganie, lub 1370 N/mm² dla drutów zewnętrznych i 1770 N/mm² dla drutów wewnętrznych w linach wykonanych z drutów o dwóch wytrzymałościach na rozciąganie. Pozostałe wartości wytrzymałościowe powinny odpowiadać co najmniej wartościom przewidzianym w odpowiednich normach europejskich.

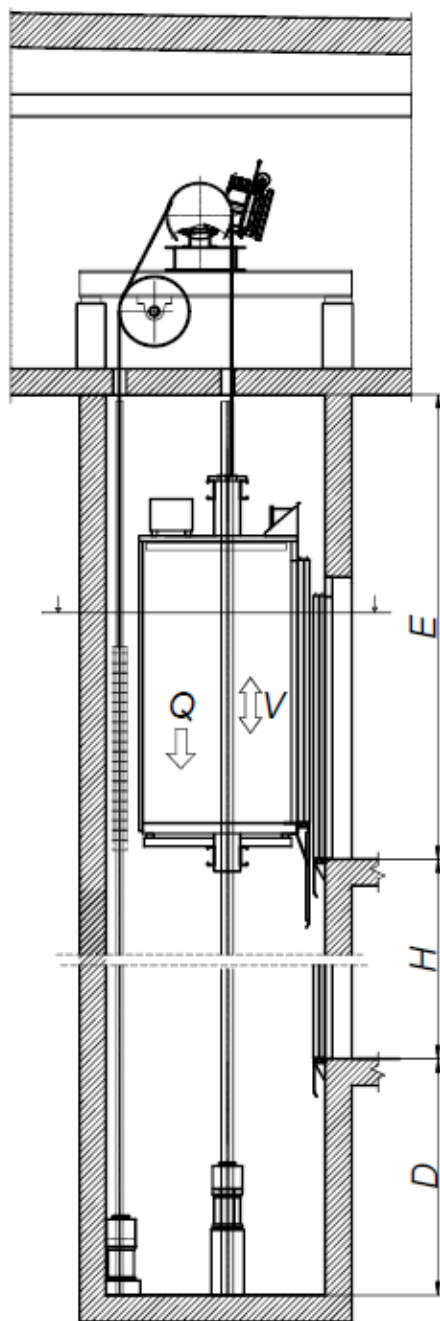
5.3. Środki ochrony pracy konserwatorów i personelu obsługi

Ze względu na obowiązkowe okresowe przeglądy dźwigów, niezwykle ważne jest, aby wszelkie czynności wykonywane przez konserwatorów były bezpieczne. Kryteria bezpieczeństwa określa polska norma PN-EN 81-21:2010. Oprócz niezbędnych zabezpieczeń mechaniczno-elektrycznych określonych przez dyrektywę maszynową, jak też wymienioną normę, dodatkowym przedmiotem są środki ochrony stosowane w dźwigach o zaniżonym nadszyciu i podszybiu. Są to części szybu dźwigowego pokazane na rysunku 5.3. Podszybie mierzone jest od poziomu najniższego przystanku do poziomu dna szybu, zaś dla nadszycia od poziomu najwyższego przystanku do stropu szybu.

Podczas przeglądów konserwacyjnych konserwator znajdujący się w szybie dźwigowym narażony jest na różnego rodzaju zagrożenia mechaniczne powodowane przez części maszyn i lub energię w nich zmagazynowaną.

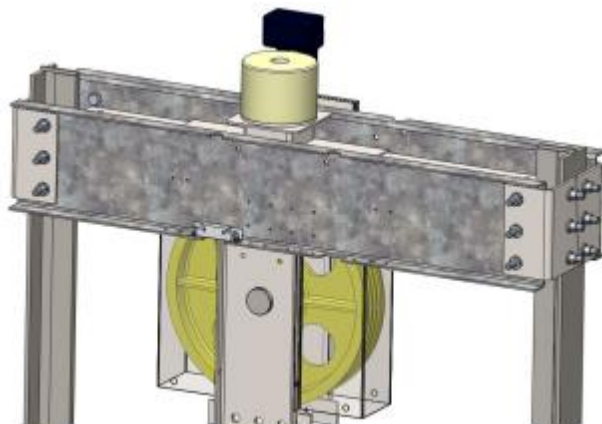
5.3.1. Zabezpieczenia mechaniczne

Każdy dźwig zgodnie z normą powinien być wyposażony w przestrzenie bezpieczeństwa w podszybiu i nadszyciu, lub jeśli jest to niewykonalne w urządzenia tworzące i zapewniające przestrzenie bezpieczeństwa, oraz system nadzorujący działanie dźwigu. Do urządzeń zapewniających przestrzenie bezpieczeństwa w nadszyciu i podszybiu zalicza się ruchome odboje i wyzwalany system zatrzymujący. Ruchomy odbój jest to urządzenie mechaniczne, które w normalnym trybie pracy pozwala na swobodne poruszanie się dźwigu między przystankami końcowymi, a w trybie pracy serwisowej (rewizyjnej) powinno stanowić mechaniczną przeszkodę uniemożliwiającą wjazd układu rama-kabina w strefę bezpieczeństwa (wolne miejsce o wymiarach 1000x600x500mm). W zależności od możliwości konfiguracyjnych dźwigu, jak też miejsca ochrony (zaniżone podszybie lub nadszybie) dostępne są różne konstrukcje ruchomych odbojów. W przypadku ochrony górnej strefy bezpieczeństwa w dźwigach o napędzie hydraulicznym ruchomy odbój musi działać na poruszające się do góry zblozce dźwigu, a dodatkowo powinien działać w osi siłownika.



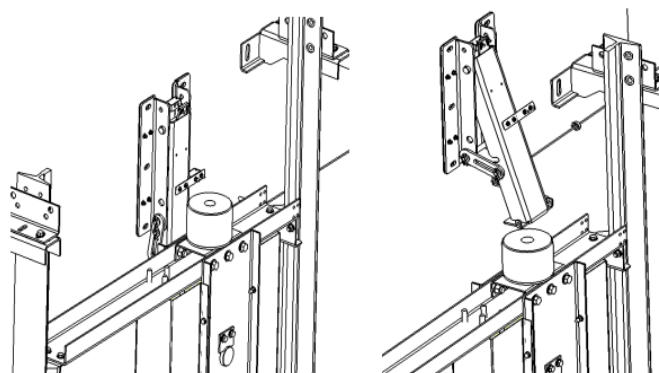
Rys. 5.3 Przekrój przez szyb dźwigu: D – podszybie, H – wysokość podnoszenia, E – nadszybie [2]

Przykładem takiego urządzenia może być automatyczny odbój mocowany na prowadnicie dźwigu pokazany na rysunku 5.4. Montowany jest w górnej części szybu, a jego głównym zadaniem jest zapewnienie odpowiednich, bezpiecznych stref w nadszybiu dla konserwatora, poprzez zatrzymanie dźwigu na określonej normie wysokości. Zatrzymanie kabiny następuje w momencie najazdu zbloca ze zderzakiem na wychylny element oporowy, a jego położenie jest nadzorowane przez łącznik elektryczny. Urządzenie jest uruchamiane automatycznie w przypadkach określonych zgodnie z normą PN-EN 81-21. Zaletą urządzenia jest możliwość stosowania w szybach których warunki techniczne nie pozwalają na przenoszenie obciążeń na ścianę szybu [8].



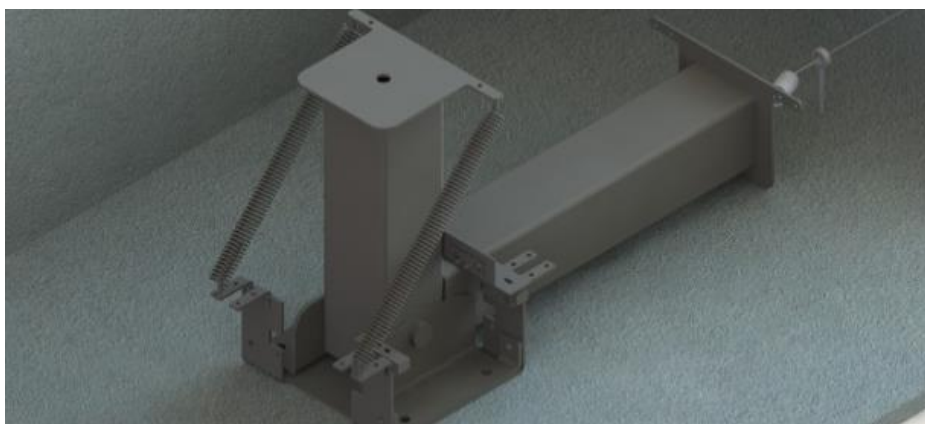
Rys. 5.4. Ruchomy odbój do ochrony górnej strefy bezpieczeństwa w dźwigach hydraulicznych mocowany do prowadnic kabinowych [8]

Innym rodzajem urządzenia jest ruchomy odbój mocowany do ściany który może być stosowany zarówno w dźwigach o napędzie hydraulicznym, jak też elektrycznym (Rys.5.5). Montowany jest w górnej części szybu, w osi siłownika – w przypadku dźwigów hydraulicznych o zaniżonym nadszybiu, lub do ściany podszybia – w przypadku dźwigów elektrycznych o zaniżonym nadszybiu i podszybiu, a także do dźwigów hydraulicznych o zaniżonym podszybiu. Konserwator w trakcie czynności kontrolnych przestrzegając środków bezpieczeństwa powinien odbój ręcznie rozłożyć aby jazda normalna była niemożliwa, a na koniec czynności konserwacyjnych złożyć. W zależności od konfiguracji odbój może być wyposażony w automatyczny system aktywujący jego działanie.



Rys. 5.5 Ruchomy odbój do tworzenia tymczasowej strefy ochronnej dla konserwatora: po lewej – normalna praca dźwigu, po prawej – jazda rewizyjna [8]

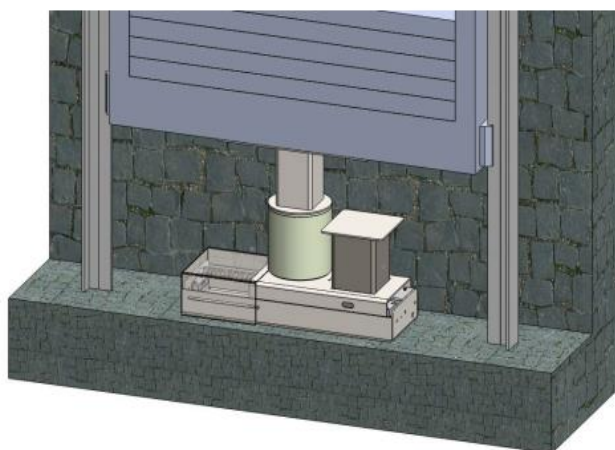
Przykładem odboju stosowanego do tworzenia tymczasowej strefy bezpieczeństwa w podszybiu może być urządzenie pokazane na rysunku 5.6.



Rys. 5.6 Ruchomy odbój stosowany do ochrony strefy bezpieczeństwa w podszybiu [8].

Urządzenie posiada oś obrotu przez co podczas normalnej pracy dźwigu dłuższy słupek tworzący strefę bezpieczeństwa spoczywa na podłożu. W przypadku wchodzenia do szybu konserwator ręcznie aktywuje (z poziomu najniższego przystanku) odbój poprzez podniesienie dłuższego słupka do pozycji pionowej i jednocześnie rozłączenie kontaktu bezpieczeństwa.

Kolejnym przykładem odboju stosowanego w podszybiu do ochrony górnej strefy bezpieczeństwa w dźwigach z napędem elektrycznym może być urządzenie pokazane na rysunku 5.7.



Rys. 5.7 Słupek ruchomy- przesuwny do podszybia [8]

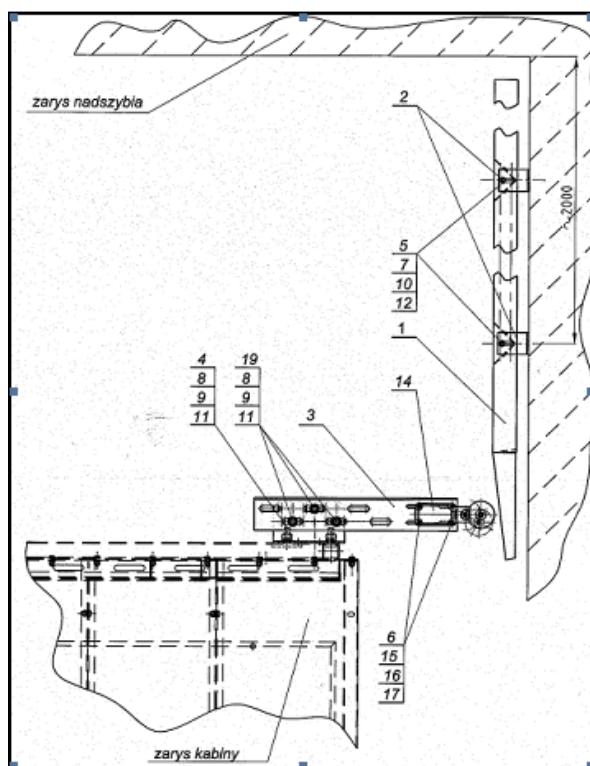
Składa się ono z podstawy, w której zamontowany jest elektromagnes oraz dwa kontakty i sprężyny, a w elemencie ruchomym słupka są zamontowane dwie zwory oraz słupek pionowy. Konserwator w trakcie przeglądu może sprawdzić jazdę kontrolną z szafy sterowej (elektromagnes uniemożliwia samodzielne przesunięcie się słupka) lub przełączyć na jazdę inspekcyjną (zwolnienie elektromagnesu, automatyczne rozłożenie za pomocą sprężyny słupka). Na rysunku 5.7 słupek jest przedstawiony w pozycji normalnej pracy dźwigu. W pozycji rewizyjnej tj. tworzącej strefę bezpieczeństwa w nadszymbiu poprzez zablokowanie jazdy przeciwwagi w dół i tym samym jazdy kabiny w górę słupek zamontowany w podszybiu i ten zamocowany do przeciwwagi powinny znajdować się w osi.

Drugą grupą urządzeń zapewniających przestrzenie bezpieczeństwa w nadszymbiu i podszybiu jest wyzwalany system zatrzymujący. Powinien składać się on z mechanizmu zatrzymującego, urządzenia wyzwalającego i połączenia mechanicznego między nimi. Czynności konserwacyjne konserwatora mogą być bezpiecznie wykonywane z podszybia, dachu kabiny i z zewnątrz szybu ze względu na urządzenie wyzwalające, które połączone ze środkami uruchamiającymi wyzwalają mechanizm zatrzymujący, gdy kabina osiągnie ustalone położenie wyzwalające jadąc w kierunku góry lub dołu (w zależności od zredukowanych górnych lub dolnych przestrzeni bezpieczeństwa). Mechanizm zatrzymujący służy zatem do zatrzymania i utrzymania kabiny w spoczynku, w momencie nieplanowanego ruchu kabiny powyżej i/lub poniżej określonego położenia w szybie, w celu ochrony osoby na dachu kabiny i/lub podszybiu. Mocowany jest na kabinie i powinien działać na prowadnice kabinowe. Uruchamiany jest w sposób wymuszony przy podwójnej sile uruchamiającej mechanizm z uwzględnieniem tolerancji wynikających z tarcia, lub przy sile ok. 300N. Wyzwalany system zatrzymujący zatrzymuje kabinę i utrzymuje w położeniu zatrzymania dla każdej prędkości

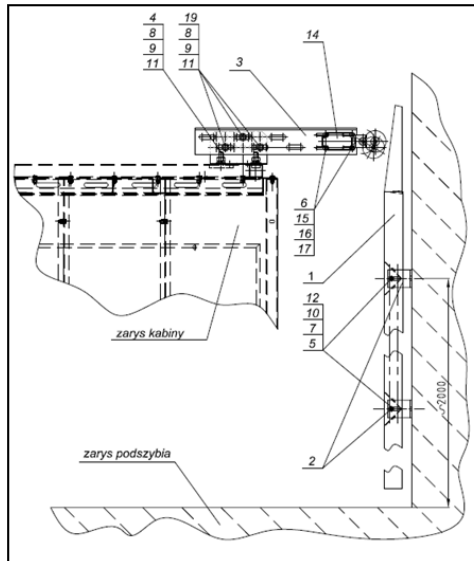
między zerem a prędkością wyzwalania środków zabezpieczających przed nadmierną prędkością kabiny jadącej w kierunku do góry (lub prędkością wyzwalania chwytaczy) [2].

5.3.2. Zabezpieczenia elektryczne

Poza urządzeniami zapewniającymi przestrzeń bezpieczeństwa w nadszybiu i podszybiu w urządzeniach dźwigowych znajduje się system bezpieczeństwa nadzorujący działanie dźwigu. Uruchamiany jest przez elektryczne urządzenia zabezpieczające zgodne z obowiązującą normą i uniemożliwia normalną pracę. Łącznik ASO (Rys.5.8) służy do zwiększenia bezpieczeństwa osób znajdujących się na kabinie, natomiast łącznik ASU (Rys.5.9) służy do zwiększenia bezpieczeństwa osób znajdujących się pod kabiną. Są stosowane w przypadkach, gdy wymiary wysokości nadszybia i podszybia nie pozwalają na ustawienie przejazdów kabiny i przeciwwagi zgodnie z PN EN 81.1 i PN EN 81.2. Łączniki ASO i ASU są zgodne z PN EN 81-21.



Rys. 5.8 Montaż łącznika w nadszybiu ASO [8]



Rys. 5.9 Montaż łącznika w podszybiu ASU [8]

Kompletny łącznik składa się z krzywki (1) mocowanej na ścianie szybu w nadszybiu dla ASO lub w podszybiu dla ASU oraz wysięgnika (3), który jest montowany na dachu kabiny. Krzywkę (1) należy ustawić tak, aby dolny wspornik (2) mocujący krzywkę był w odległości około 2 m od stropu nadszybia lub podszybia. Kontakty łączników ASO lub ASU muszą być wpięte do obwodu bezpieczeństwa zgodnie z dostarczonymi schematami elektrycznymi [8].

Literatura:

- [1] Polska Norma PN-EN 81-21:2010 Część 21: Nowe dźwigi osobowe i towarowe w istniejących budynkach.
- [2] Polska Norma PN-EN 81-1 (wrzesień 2002)
- [3] Norma europejska E 13015:2001
- [4] Norma EN 81-20:2014, Dźwigi przeznaczone do transportu osób i towarów – Część 20: Dźwigi osobowe i dźwigi towarowo-osobowe,
- [5] Dyrektywa Maszynowa 2014/33/UE
- [6] R. Longwic, W. Lotko, G. Woźniak, K. Szydło: „Normatywne środki ochrony tymczasowej strefy pracy konserwatora dźwigów”, Autobusu 6/2016, Bezpieczeństwo i ekologia,
- [7] P. Lonkwic, K. Szydło, R. Longwic, W. Lotko: Analiza dynamiki układu do napinania linki ogranicznika prędkości dźwigów osobowych, Logistyka-Nauka - 2014, nr 3,
- [8] Materiały firmy LWDO Lift Service S.A.

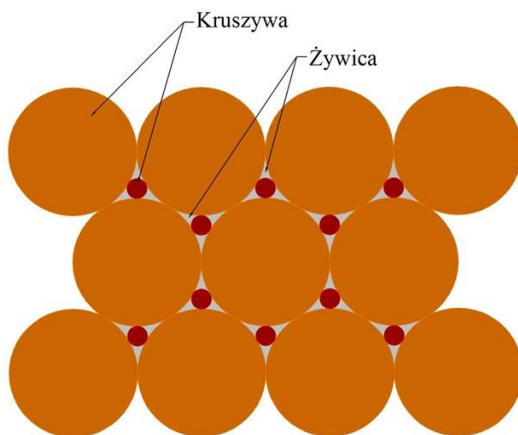
6. Wykorzystanie metody elementów skończonych (MES) w teoretycznej analizie modalnej i porównanie wyników z eksperymentalną analizą modalną podczas badania korpusów obrabiarki wykonanych z żeliwa i hybrydowego połączenia żeliwa z odlewem mineralnym

6.1. Wprowadzenie

Korpusy są elementami obrabiarek, wiążącymi w jedną całość podstawowe zespoły i mechanizmy. Ich rola polega na utrzymaniu innych części i zespołów obrabiarki w ściśle określonych wzajemnych położeniach. Z reguły obrabiarkę tworzy korpus główny, będący podstawową konstrukcją nośną oraz kilka lub kilkanaście mniejszych korpusów, które przykręcone do niego stanowią całość. Większość korpusów obrabiarkowych jest wykonywanych w postaci odlewów z żeliwa szarego maszynowego bądź żeliwa modyfikowanego [1].

Światowy przemysł ciągle poszukuje nowych rozwiązań konstrukcyjnych, jak i nowych materiałów, które dzięki swoim właściwościom pozwolą na poprawę jakości wytwarzanych produktów, zmniejszą koszty związane z procesem produkcyjnym, zwiększą elastyczność tego procesu itd. [2].

Najnowsze badania oraz trendy rozwojowe pokazują, że istnieje wyraźna tendencja odchodzenia od tradycyjnych odlewów żeliwnych, w kierunku odlewów mineralnych, ze względu na jeszcze lepsze właściwości dynamiczne [3]. Odlew mineralny (PC – polymer concrete, polimerobeton) jest to złożony materiał składający się z drobnych ziaren nieorganicznych kruszyw, takich jak bazalt, spodem, popiół lotny, żwir rzeczny, piasek, kreda itd. połączonych ze sobą żywicą (najczęściej epoksydową) [4]. Stosunek objętościowy wypełniacza (kruszyw) do spoiwa (żywicy) wynosi około 9÷1 [2]. Na rysunku 6.1 przedstawiono przykładową strukturę odlewu mineralnego uwzględniającą wielkości ziaren kruszyw. W zależności od zastosowanych kruszyw rozmiary ziaren w odlewie mineralnym mogą mieć rozmiar od dziesiątych części mikrometrów do około dziesięciu milimetrów [4].



Rys. 6.1 Przykładowa struktura odlewu mineralnego uwzględniająca wielkości ziaren kruszyw [3]

Źródło: Opracowanie własne autora

Zależnie od rodzaju i wymiaru użytych kruszyw oraz ilości żywicy utwardzenie odlewu mineralnego może trwać od kilku minut do kilku godzin. W zależności od wymagań dotyczących osiąganej precyzji, tolerancji wymiarowych, chropowatości powierzchni odlewy mineralne można wykonywać w formach drewnianych, plastikowych, metalowych, żeliwnych lub kombinowanych [3, 5].

Zdolność do tłumienia drgań jest jednym z ważniejszych parametrów determinujących właściwości dynamiczne maszyn i ma znaczny wpływ na możliwości obróbkowe maszyny technologicznej. Zwykle części maszyn wykonywane są z odlewów żeliwnych, które posiadają wysoki współczynnik tłumienia drgań. Jednakże procesy odlewania wymagają otwartej struktury i małych grubości ścianek, ze względu na możliwość powstania jam skurczowych, co skutkuje niskimi częstotliwościami rezonansowymi. Odlewy mineralne pozwalają na stosowanie zamkniętych struktur o grubszych ściankach, co prowadzi do uzyskania wyższych częstotliwości rezonansowych [6].

Analiza modalna jest powszechnie stosowaną w praktyce techniką badania własności dynamicznych obiektów mechanicznych. Znajduje ona zastosowanie nie tylko w inżynierii mechanicznej [7, 8, 9, 10, 11] czy kosmicznej [12], ale również z powodzeniem wykorzystywana jest w konstrukcjach budowlanych [13], rolnictwie [14], elektronice i elektrotechnice [15], muzyce [16] czy transporcie kolejowym [17]. W wyniku analizy modalnej otrzymuje się model modalny w postaci zbioru częstości własnych, postaci drgań oraz współczynników tłumienia. Znajomość tych parametrów umożliwia przewidywanie zachowania się obiektu na skutek dowolnych zaburzeń równowagi. Jest ona stosowana dla celów modyfikacji konstrukcji, diagnostyki stanu konstrukcji, dla celów syntezy sterowania

w układach aktywnej redukcji drgań oraz dla celów weryfikacji i walidacji modeli numerycznych takich jak modele elementów skończonych czy elementów brzegowych [18].

6.2. Teoretyczna analiza modalna

Teoretyczną analizę modalną definiuje się jako problem własny macierzy zależny od macierzy mas, sztywności i tłumienia. Teoretyczna analiza modalna wymaga rozwiązania zagadnienia własnego dla przyjętego modelu strukturalnego badanej konstrukcji. Wyznaczone tu zbiory częstości własnych, współczynników tłumienia dla częstości własnych oraz postacie drgań własnych pozwalają na symulacje zachowania się konstrukcji przy dowolnych wymuszeniach, doborze sterowań, modyfikacji konstrukcji i innych. Ma ona zastosowanie w procesie projektowania, gdy nie ma możliwości realizacji badań na rzeczywistym obiekcie [18].

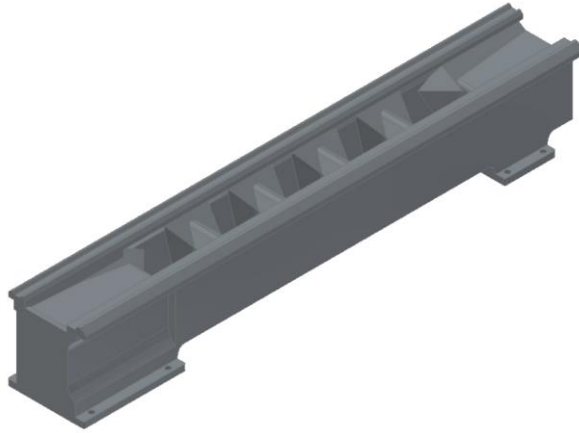
W celu przeprowadzenia analizy na samym początku wykonano eksperymentalne badania właściwości wytrzymałościowych próbek z odlewu mineralnego, tak aby móc określić parametry niezbędne do zamodelowania materiału odlewu mineralnego w programie Autodesk Inventor. Najważniejszymi parametrami były wytrzymałość na rozciąganie, wytrzymałość na ściskanie, moduł Young'a, oraz współczynnik Poissona. Wyniki badań zamieszczono w tabeli 6.1 [19].

Tabela 6.1. Właściwości mechaniczne odlewów mineralnych [19]

Właściwości	Wartość
Wytrzymałość na rozciąganie [MPa]	18,42
Wytrzymałość na ściskanie [MPa]	106,60
Moduł Young'a [MPa]	29738
Współczynnik Poissona [---]	0,222

Źródło: Opracowanie własne autora

Na rysunku 6.2 przedstawiono izometryczny widok korpusu, który został poddany analizie. Jest to korpus tokarki produkowany przez firmę Koluszki Foundry and Machinery. Jego wymiary to 300x300x2000mm. Korpus jest wykonany z żeliwa szarego. Technologia odlewania nakłada ograniczenia konstrukcyjne polegające m.in. na budowie elementu odlewane go z możliwie jednolitą grubością ścian i żeber. Zastosowanie zróżnicowanej grubości i zmiennych przekrojów elementów może powodować powstanie niekorzystnych zjawisk podczas odlewania lub stygnięcia odlewu takich jak np. jamy skurczowe. Stanowi to znaczne ograniczenie technologiczne skutkujące koniecznością dostosowania kształtu elementu konstrukcyjnego do wymogów procesu odlewania.

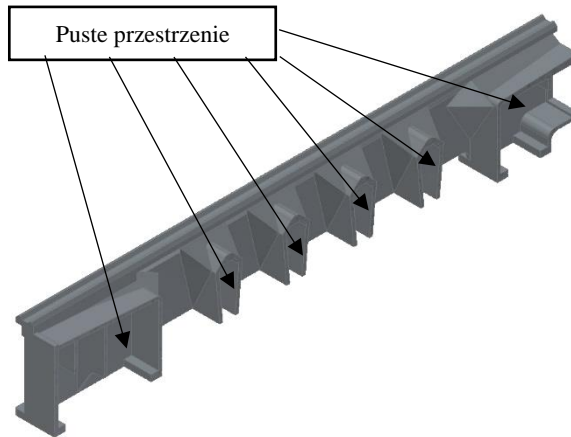


Rys.6.2. Izometryczny widok korpusu

Źródło: Opracowanie własne autora

Z tego powodu korpus ten w przekroju posiada pewne wolne przestrzenie (rysunek 6.3), które w dalszej części analizy zostały wypełnione materiałem odlewu mineralnego w celu stworzenia korpusu hybrydowego (rysunek 6.4). Wypełnienie żeliwnego korpusu cementem polimerowym ma na celu poprawę właściwości dynamicznych tak skonstruowanego korpusu hybrydowego, ponieważ można oczekiwać korzystnych zmian wskutek zastosowania materiału o znacznie wyższym od żeliwa współczynnika tłumienia drgań. Te właściwości są również zmieniane wskutek zwiększenia masy korpusu oraz poprawienia współczynnika sztywności statycznej takiego hybrydowego korpusu. Wszystkie te zmiany mają na celu podwyższenie częstotliwości drgań własnych dla podstawowych postaci, co jest wysoko pożądane za względu na funkcję, jaką pełni korpus obrabiarki i wpływ jego właściwości dynamicznych na wyniki procesu obróbki.

W celu uzyskania odpowiedzi na pytanie o to czy i w jakim stopniu wypełnienie korpusu żeliwnego materiałem odlewu mineralnego wpłynie na zmianę właściwości dynamicznych hybrydowego korpusu przeprowadzono modalne badania teoretyczne na podstawie modeli 3D wybranego korpusu obrabiarki.



Rys. 6.3 Przekrój korpusu z wolnymi przestrzeniami

Źródło: Opracowanie własne autora



Rys. 6.4 Przekrój korpusu z przestrzeniami wypełnionymi odlewem mineralnym

Źródło: Opracowanie własne autora

Podczas badań przeprowadzono teoretyczną analizę modalną dla pierwszych dwudziestu postaci i częstotliwości drgań własnych korpusu. Właściwości mechaniczne obu zastosowanych podczas analizy materiałów zostały przedstawione w tabeli 6.2.

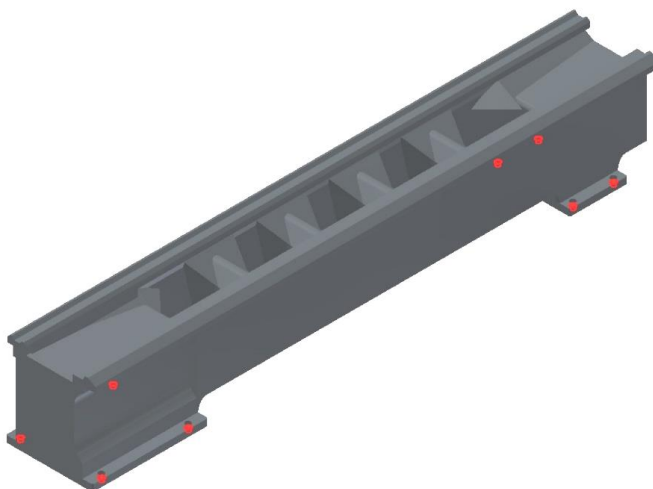
Tabela 2. Właściwości mechaniczne zastosowanych materiałów

Właściwości	Żeliwo*	Odlew mineralny
Wytrzymałość na rozciąganie [MPa]	997	18
Wytrzymałość na ściskanie [MPa]	---	106
Moduł Young'a [GPa]	168	30
Współczynnik Poissona [---]	0,29	0,22
Moduł Kirchhoffa [MPa]	64900	12000
Gęstość [g/cm ³]	7,15	2,30

* właściwości mechaniczne żeliwa zostały podane z biblioteki materiałów programu Autodesk Inventor 2015

Źródło: Opracowanie własne autora

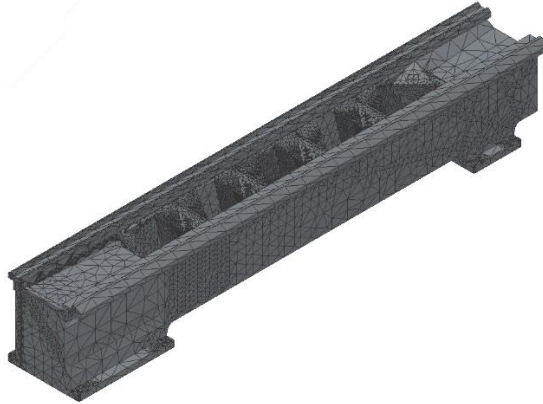
Bardzo ważnym aspektem podczas przeprowadzania analizy było odpowiednie narzucenie warunków brzegowych. Jednym z nich było odebranie stopni swobody (zamocowanie korpusu). Korpus po lewej, jak i prawej stronie posiada otwory montażowe, za pomocą których jest przykręcany do podłoża. I właśnie na tych otworach zostały narzucone wiązania nieruchome (rysunek 6.5), które odebrały ruch korpusu we wszystkich kierunkach zarówno dla korpusu żeliwnego, jak i dla korpusu hybrydowego.



Rys. 6.5 Miejsca odebrania stopni swobody

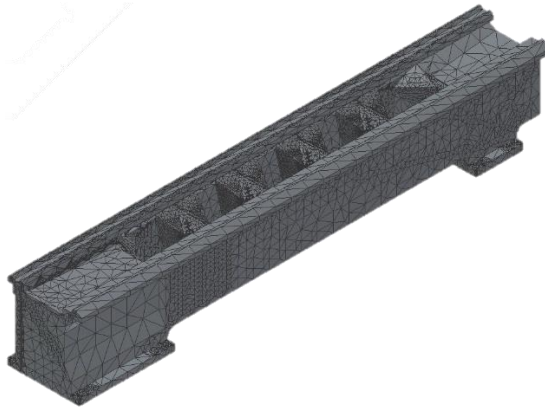
Źródło: Opracowanie własne autora

Kolejnym bardzo ważnym aspektem były ustawienia siatki elementów skończonych. Mniejsze wartości parametrów siatki skutkują większą ilością węzłów i elementów. Czas generowania był dłuższy, ale otrzymane wyniki, poprzez zagęszczenie siatki, są dokładniejsze. Na rysunkach 6.6 i 6.7 widoki siatek elementów skończonych nałóżonych na konstrukcję żeliwną oraz hybrydową. Korpus żeliwny został podzielony na 407740 węzłów i 231853 elementy, natomiast korpus hybrydowy na 475499 węzłów i 277603 elementy.



Rys. 6.6 Widok siatki elementów skończonych dla konstrukcji żeliwnej

Źródło: Opracowanie własne autora



Rys. 6.7 Widok siatki elementów skończonych dla konstrukcji hybrydowej

Źródło: Opracowanie własne autora

Po zdefiniowaniu wszystkich niezbędnych ustawień przeprowadzono symulacje. Wyniki analizy zamieszczono w tabeli 6.3. Postaci drgań oznaczono odpowiednio F1 – F20.

Tabela 6.3. Wyniki teoretycznej analizy modalnej

Postać, Korpus	F1	F2	F3	F4	F5
żeliwnego	189 Hz	333 Hz	364 Hz	393 Hz	477 Hz
hybrydowego	195 Hz	356 Hz	409 Hz	425 Hz	473 Hz
Postać	F6	F7	F8	F9	F10
żeliwnego	510 Hz	593 Hz	765 Hz	861 Hz	902 Hz
hybrydowego	632 Hz	666 Hz	786 Hz	861 Hz	979 Hz
Postać	F11	F12	F13	F14	F15
Żeliwnego	1016 Hz	1079 Hz	1107 Hz	1136 Hz	1198 Hz
hybrydowego	989 Hz	1049 Hz	1085 Hz	1257 Hz	1266 Hz
Postać	F16	F17	F18	F19	F20
żeliwnego	1258 Hz	1267 Hz	1357 Hz	1383 Hz	1438 Hz
hybrydowego	1336 Hz	1503 Hz	1556 Hz	1600 Hz	1649 Hz

Źródło: Opracowanie własne autora

6.3. Eksperymentalna analiza modalna

Eksperymentalna analiza modalna jest często stosowaną w praktyce techniką badania własności dynamicznych obiektów mechanicznych, zarówno na etapie konstruowania jak i w eksploatacji maszyn. Eksperyment identyfikacyjny w eksperymentalnej analizie modalnej polega na wymuszeniu drgań obiektu przy jednoczesnym pomiarze siły wymuszającej i odpowiedzi układu, najczęściej w postaci widma przyspieszeń drgań [18].

Procedura eksperymentalnej analizy modalnej może być realizowana metodą SISO (single input single output), SIMO (single input multiple outputs) oraz MIMO (multiple inputs multiple outputs). Metody te różnią się nie tylko wymaganiami systemów akwizycji danych pomiarowych, ale również wymaganiami dotyczącymi celu badań i dokładności wyników analizy.

Metoda SISO jest wykorzystywana głównie przy dwukanałowym systemie akwizycji danych pomiarowych oraz wtedy, kiedy FRF (frequency response function) może być ograniczona do kilku (kilkunastu) punktów pomiarowych. Zazwyczaj stosowana jest podczas testu impulsowego przeprowadzanego za pomocą młotka modalnego (wymuszenie jest sygnałem wyjściowym, a przyspieszenie sygnałem wyjściowym). Metoda ta może być stosowana w dwóch opcjach. Pierwsza jako „wędrujący” młotek (czujnik przyspieszeń jest zamocowany w jednym

punkcie pomiarowym) i druga jako zamocowany młotek (czujnik przyspieszeń jest „wędrujący”). W praktyce metoda z „wędrującym” młotkiem jest znacznie wygodniejsza ponieważ nie ma potrzeby zmiany zamocowania czujnika przyspieszeń z jednego punktu pomiarowego do drugiego, jak to jest przy metodzie z zamocowanym młotkiem. Problemy pojawiają się przy normalizacji sygnału wejściowego z wielu punktów pomiarowych, dlatego w tym przypadku należy zastosować procedurę uśredniania.

Metoda SIMO umożliwia zastosowanie wzbudnika harmonicznego jako generatora sygnału wejściowego dla jednoczesnego wymuszenia wielu punktów pomiarowych. Przy tej metodzie wymagana jest wielokanałowa karta akwizycji danych, jednakże uzyskiwane wyniki są znacznie dokładniejsze niż w przypadku metody SISO, ponieważ ten sam sygnał wzbudzenia używany jest jednocześnie dla wszystkich odpowiedzi analizowanych punktów podczas analizy modalnej.

Metoda MIMO jest najbardziej wymagająca sprzętowo, ale pozwala otrzymać bardziej dokładne informacje analizowanego systemu niż SISO czy SIMO. Zazwyczaj jest stosowana, kiedy dostępny jest system wielokanałowej akwizycji danych. Wybrane punkty mogą być wzbudzane z różnymi charakterystykami siły w celu zwiększenia dokładności i efektywności analizy modalnej.

W dalszej analizie zastosowano metodę SISO ponieważ liczbę punktów pomiarowych znacznie ograniczono.

Eksperymentalną analizę modalną przeprowadzono na rzeczywistym łożu tokarki, które zaprezentowano na rysunku 6.8 oraz na łożu hybrydowym. Realizacja eksperymentu nastąpiła za pomocą programu Pulse LabShop do analizy modalnej. Rodzajem przeprowadzonej analizy była analiza SISO (Single Input Single Output).

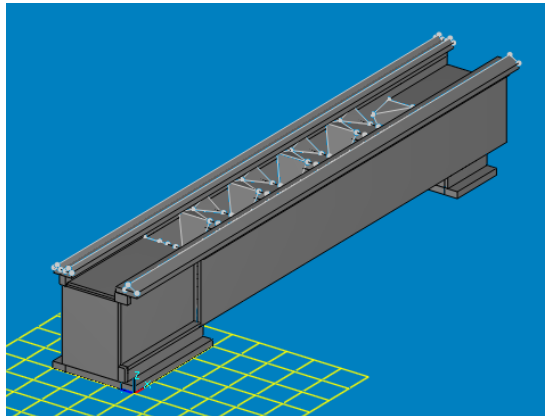


Rys. 6.8 Widok rzeczywistego łoża tokarki

Źródło: Opracowanie własne autora

W celu przeprowadzenia eksperymentalnej analizy modalnej należało wykonać szereg następujących czynności:

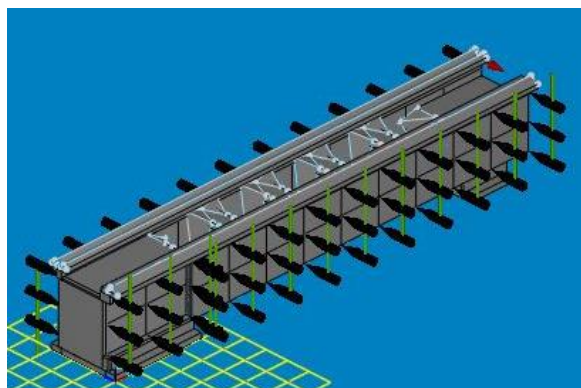
- a) zamodelować badany element w programie Pulse LabShop. Jego widok został przedstawiony na rysunku 6.9.



Rys. 6.9 Model korpusu w programie Pulse LabShop

Źródło: Opracowanie własne autora

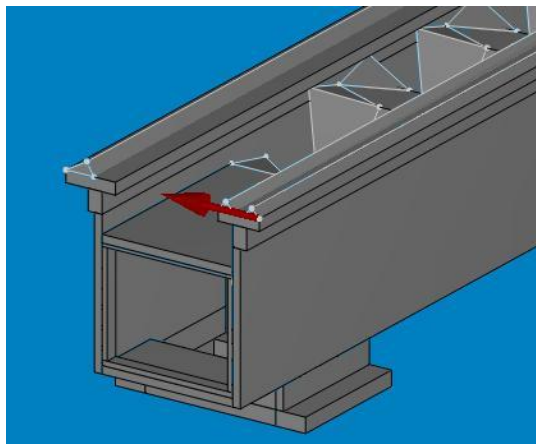
- b) narzucić siatkę punktów, których ruch podczas eksperymentu zostały wymuszane młotkiem modalnym. Na rysunku 6.10 przedstawiono widok modelu z siatką wymuszanych punktów (zielono-czarne symbole młoteczków).



Rys. 6.10 Widok siatki wymuszanych punktów

Źródło: Opracowanie własne autora

- c) wskazać punkt zamocowania czujnika, który przedstawiono na rysunku 6.11.



Rys. 6.11 Widok punktu, w którym zamocowano czujnik

Źródło: Opracowanie własne autora

Do analizy wskazano 75 punktów pomiarowych. Każdy z punktów został wymuszony pięciokrotnie. Korpusy zostały przebadane trzykrotnie. Stanowisko pomiarowe przedstawiono na rysunku 6.12. Wyniki analizy eksperymentalnej zaprezentowano w tabeli 6.4.



Rys. 6.12 Widok stanowiska badawczego

Źródło: Opracowanie własne autora

Tabela 4. Wyniki eksperymentalnej analizy modalnej

	Korpus żeliwny			Korpus hybrydowy		
	Pomiar 1	Pomiar 2	Pomiar 3	Pomiar 1	Pomiar 2	Pomiar 3
F1	43 Hz	42 Hz	43 Hz	49 Hz	50 Hz	49 Hz
F2	126 Hz	125 Hz	127 Hz	173 Hz	173 Hz	172 Hz
F3	209 Hz	209 Hz	210 Hz	232 Hz	232 Hz	231 Hz
F4	363 Hz	358 Hz	360 Hz	379 Hz	380 Hz	380 Hz
F5	422 Hz	421 Hz	422 Hz	453 Hz	452 Hz	453 Hz
F6	752 Hz	750 Hz	751 Hz	762 Hz	763 Hz	764 Hz
F7	910 Hz	905 Hz	908 Hz	929 Hz	928 Hz	929 Hz
F8	1182 Hz	1183 Hz	1182 Hz	---	---	---
F9	1493 Hz	1483 Hz	1484 Hz	---	---	---
F10	1504 Hz	1501 Hz	1502 Hz	---	---	---

Źródło: Opracowanie własne autora

6.4. Wyniki oraz dyskusja

Jak wynika z tabeli 6.3, po przeprowadzeniu teoretycznej analizy modalnej dla analizowanych postaci drgań własnych nastąpiło podwyższenie częstotliwości swobodnych wskutek wypełnienia wskazanych luk materiałem odlewu mineralnego. Dla porównania przedstawiono na rysunkach 6.13–6.18, odpowiednie postaci drgań swobodnych obu korpusów, a także ich częstotliwości, z czego można wnioskować, że w przypadku korpusu hybrydowego nastąpiło zwiększenie sztywności dynamicznej konstrukcji, gdyż wartość częstotliwości drgań własnych wzrosły



Rys. 6.13 Postać F1 korpusu żeliwnego (częstotliwość 189 Hz)



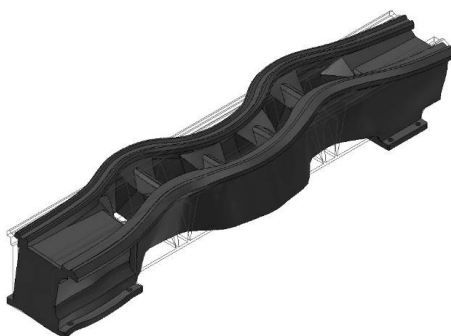
Rys. 6.14 Postać F1 korpusu hybrydowego (częstotliwość 195 Hz)



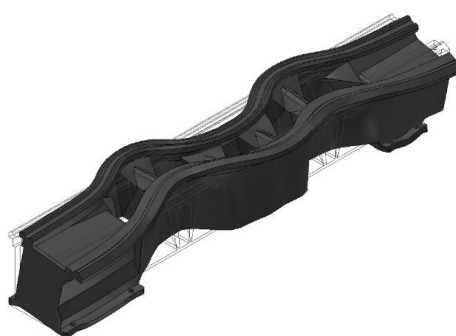
Rys. 6.15 Postać F4 korpusu żeliwnego (częstotliwość 393 Hz)



Rys. 6.16 Postać F4 korpusu hybrydowego (częstotliwość 425 Hz)



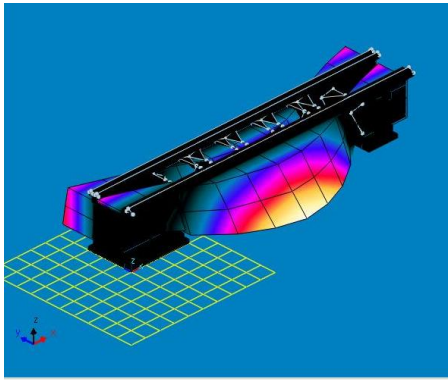
Rys. 6.17 Postać F8 korpusu żeliwnego (częstotliwość 765 Hz)



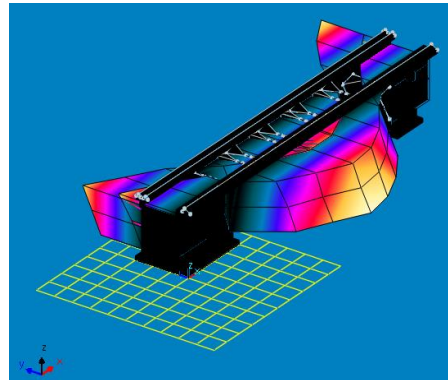
Rys. 6.18 Postać F8 korpusu hybrydowego (częstotliwość 783 Hz)

Źródło: Opracowanie własne autora

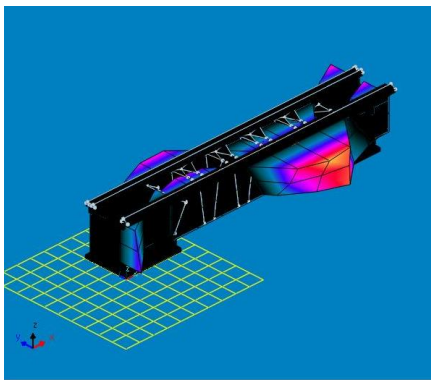
Jak wynika z tabeli 4 przeprowadzona eksperymentalna analiza modalna potwierdziła wyniki badań teoretycznych. Dla porównania przedstawiono na rysunkach 6.19–6.24, odpowiednie postacie drgań swobodnych obu korpusów, a także ich częstotliwości. Również w tym przypadku dla konstrukcji hybrydowej nastąpiło podwyższenie częstotliwości drgań swobodnych.



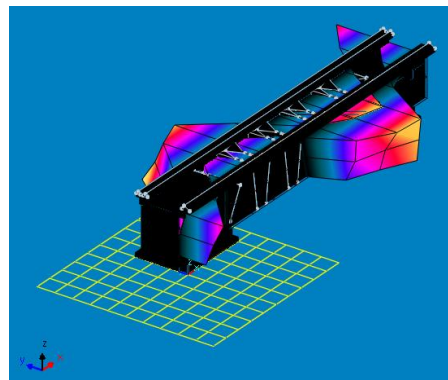
Rys. 6.19 Postać drgań korpusu żeliwnego (częstotliwość 209–210 Hz)



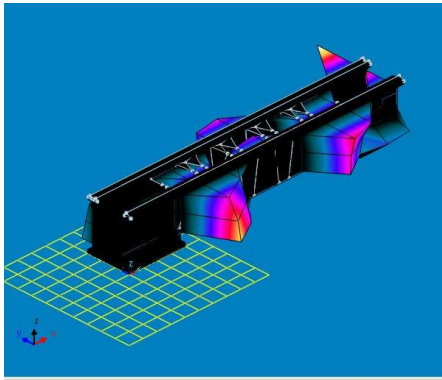
Rys. 6.20 Postać drgań korpusu hybrydowego (częstotliwość 231–232 Hz)



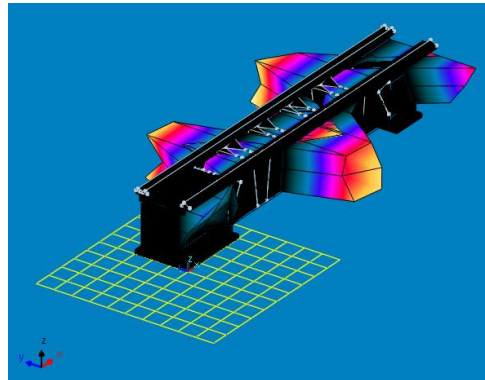
Rys. 6.21 Postać drgań korpusu żeliwnego (częstotliwość 421–422 Hz)



Rys. 6.22 Postać drgań korpusu hybrydowego (częstotliwość 452–453 Hz)



Rys. 6.23 Postać drgań korpusu żeliwnego (częstotliwość 750–752 Hz)



Rys. 6.24 Postać drgań korpusu hybrydowego (częstotliwość 762–764 Hz)

Źródło: Opracowanie własne autora

Pierwsza charakterystyczna postać powstaje przy częstotliwości około 200–230 Hz. W przypadku analizy teoretycznej było to 189 Hz, natomiast w przypadku analizy eksperymentalnej 209–210 Hz dla korpusu żeliwnego. Natomiast dla korpusu hybrydowego w przypadku teoretycznej analizy modalnej dana postać drgań swobodnych występowała przy częstotliwości 195 Hz, a w przypadku analizy eksperymentalnej było to 231–232 Hz.

Kolejna analizowana postać (dwie półfale) powstaje przy częstotliwości około 400–450 Hz. W przypadku analizy teoretycznej było to 393 Hz, natomiast w przypadku analizy eksperymentalnej 421–422 Hz dla korpusu żeliwnego. Natomiast dla korpusu hybrydowego w przypadku teoretycznej analizy modalnej dana postać drgań swobodnych występowała przy częstotliwości 425 Hz, a w przypadku analizy eksperymentalnej było to 452–453 Hz.

Postać w formie trzech półfal powstaje przy częstotliwości około 750–780 Hz. W przypadku analizy teoretycznej było to 765 Hz, natomiast w przypadku analizy eksperymentalnej 750–752 Hz dla korpusu żeliwnego. Natomiast dla korpusu hybrydowego w przypadku teoretycznej analizy modalnej dana postać drgań swobodnych występowała przy częstotliwości 783 Hz, a w przypadku analizy eksperymentalnej było to 762–764 Hz.

6.5. Podsumowanie

Podczas badań przeprowadzono teoretyczną oraz eksperymentalną analizę modalną dwóch korpusów tokarki. Analiza została przeprowadzona w celu porównania wyników parametrów dynamicznych uzyskanych na drodze teoretycznej i doświadczalnej. Otrzymane wyniki porównawcze wykazują wysoką zbież-

ność. Dla korpusu żeliwnego, dla postaci w formie jednej półfali rozbieżność wyników wynosiła 9,6%. Dla postaci w formie dwóch półfal rozbieżność spadła do poziomu 6,6%, natomiast dla postaci o kształcie trzech półfal wynosiła 1,7%. Dla korpusu hybrydowego, dla postaci w formie jednej półfali rozbieżność wyników wynosiła 15,9%. Dla postaci w formie dwóch półfal rozbieżność spadła do poziomu 5,9%, natomiast dla postaci o kształcie trzech półfal wynosiła 2,4%. Tak wysoka zbieżność wyników świadczy o bardzo precyzyjnie dobranych właściwościach materiału poddanego analizie teoretycznej oraz wysokiej dokładności odwzorowania kształtu korpusu obrabiarki w postaci przestrzennego modelu symulacyjnego. Wyniki pozwalają również uznać właściwie przyjęty sposób podziału modelu 3D na elementy skończone podczas tworzenia siatki MES. Dzięki tak przeprowadzonej weryfikacji doświadczalnej wyników symulacji otrzymanych na podstawie modelu 3D korpusu można stwierdzić, że wyniki symulacji są wiarygodne. Dzięki temu można przeprowadzić symulacje zachowania dynamicznego badanego obiektu w zróżnicowanych warunkach obciążenia na podstawie cyfrowego prototypu bez konieczności wykonywania kosztownych badań doświadczalnych.

Literatura

- [1] Lopez de Lacalle L.N., Lamikiz A., „Machine Tools for High Performance Machining”, Springer, 2009.
- [2] Bruni C., Forcellese A., Gabrielli F., Simoncini M. “Hard Turning of an Alloy Steel on a Machine Tool with a Polymer Concrete Bed”, *Journal of Materials Processing Technology*, 2007, s. 493–499.
- [3] Kępczak N., Pawłowski W. “Application of Mineral Casting for Machine Tools Beds”, *Mechanics and Mechanical Engineering*. Vol. 17, No. 3 (2013) 5–15, 2013, s. 3–7.
- [4] Haddad H., Al Kobaisi M. “Optimization of the Polymer Concrete Used for Manufacturing Bases for Precision Tool Machines”. *Composites: Part B*, 2012, s. 3061–3068.
- [5] Erbe T., Król J., Theska R., “Mineral Casting as Material for Machine Baseframes of Precision Machines”. *Twenty-third Annual Meeting of the American Society for Precision Engineering and Twelfth ICPE*, October 2008, Portland, Oregon.
- [6] Cortés F., Castillo G., “Comparison Between the Dynamical Properties of Polymer Concrete and Grey Cast Iron for Machine Tool Applications. Elsevier, *Materials and Design* 28, 2006, s. 1461–1466.
- [7] Matsuo M., Yasui T., Inamura T., Matsumura M. „High-speed Test of Thermal Effects for a Machine-tool Structure Based on Modal Analysis”, *Precision Engineering*, 1986, s. 72–78.

- [8] Li B., Cai H., Mao X., Huang J., Luo B. „Estimation of CNC Machine-tool Dynamic Parameters Based on Random Cutting Excitation Through Operational Modal Analysis”, *International Journal of Machine Tools & Manufacture*, 2013, s. 26–40.
- [9] Zaghbani I., Songmene V. “Estimation of Machine-tool Dynamic Parameters During Machining Operation Through Operational Modal Analysis”, *International Journal of Machine Tools & Manufacture*, 2009, s. 947–957.
- [10] Zhang G.P., Huang Y.M., Shi W.H., Fu W.P. “Predicting Dynamic Behaviours of a Whole Machine Tool Structure Based on Computer-aided Engineering”, *International Journal of Machine Tools & Manufacture*, 2003, s. 699–706.
- [11] Gagnol V., Le T.P., Ray P. “Modal Identification of Spindle-tool Unit in High-speed Machining”, *Mechanical Systems and Signal Processing*, 2011, s. 238–2398.
- [12] Vivo A., Brutti C., Leofanti J. “Modal Shape Identification of Large Structure Exposed to Wind Excitation by Operational Modal Analysis Technique”, *Mechanical Systems and Signal Processing*, 2013, s.195–206.
- [13] Rahmatalla S., Hudson K., Liu Y., Eun H.Ch. “Finite Element Modal Analysis and Vibration-waveforms in Health Inspection of Old Bridges”, *Finite Elements in Analysis and Design*, 2014, s. 40–46.
- [14] Ebrahimi R., Esfahanian M., Ziaei-Rad S. „Vibration Modeling and Modification of Cutting Platform in a Harvest Combine by Means of Operational Modal Analysis (OMA), *Measurement*, 2013, s. 3959–3967.
- [15] Brecher Ch., Baumler S., Guralnik A. “Experimental Modal Analysis Using a Tracking Interferometer”, *CIRP Annals – Manufacturing Technology*, 2014, s. 345–348.
- [16] Chomette B., Carrou J-L. “Operational Modal Analysis Applied to the Concert Harp”, *Mechanical Systems and Signal Processing*, 2015, s. 81–91.
- [17] Nangolo N.F., Soukup J., Rychlikova L., Skocilas J. “A Combined Numerical and Modal Analysis on Vertical Vibration Response of Railway Vehicle”, *Procedia Engineering*, 2014, s. 310–319.
- [18] Żółtowski B. “Badania dynamiki maszyn”, Wydawnictwo MAKAR, Bydgoszcz, 2002.
- [19] Kępczak N., Pawłowski W., Błażejowski W. „The Study of the Mechanical Properties of the Mineral Cast Material”, *Archives of Mechanical Technology and Automation*, 2014, s. 25–32.

7. Montaż oprzyrządowania specjalistycznego na zewnątrz lekkich śmigłowców poszukiwawczo ratunkowych

7.1. Wprowadzenie

Ludzkie życie i zdrowie jest najbardziej cenioną wartością. Podejmowanych jest bardzo wiele wysiłków, aby w jak największym stopniu zapewnić bezpieczeństwo, a w razie potrzeby udzielić szybkiej i sprawnej pomocy. Używanych jest wiele środków zarówno transportowych jak i ratunkowo-medycznych, które w znacznym stopniu ułatwiają te działania.

Usprawnienie prowadzenia misji poszukiwawczo-ratunkowych uzyskuje się poprzez wyposażanie środków transportu w specjalistyczne sprzęty dopasowane do przewidywanych misji. Urządzenia te dobierane są również pod kątem rodzaju środka transportu. W zależności od tego czy używany jest samochód, łódź, samolot lub helikopter stosowane są różne rodzaje sprzętów.

Ważnym kryterium jest również teren geograficzny na którym prowadzone będą misje poszukiwawczo-ratunkowe. Najbardziej uniwersalnym z wyżej wymienionych jest śmigłowiec, ponieważ może on pracować w terenach trudno dostępnych drogami lądowymi, do których czas dotarcia jest zbyt długi. Związane jest to na przykład z ukształtowaniem terenu. Ponadto prowadzenie misji poszukiwawczych śmigłowcem zwiększa pole widzenia dzięki czemu szansa na szybkie odnalezienie zaginionych rośnie.

Do misji poszukiwawczo-ratunkowej można użyć każdego śmigłowca, gdyż nie ma odgórnie ustalonych przepisów dotyczących tego, jakiego helikoptera należy użyć w danej sytuacji. Istnieje jednak szereg warunków decydujących o tym, który ze śmigłowców nadaje się w większym stopniu do tego rodzaju pracy. Należą do nich:

- długotrwałość lotu;
- masa użytkowa /płatna;
- niezawodność;
- pojemność kadłuba;
- pułap zawisu;
- koszty eksploatacyjne;
- zasięg;
- prędkość maksymalna.

Żaden ze śmigłowców nie spełnia w najlepszym stopniu tych wszystkich warunków. Jednak jest on dobierany tak, aby jak najlepiej sprawdzał się w prognozowanych dla niego misjach.

7.2. Analiza misji poszukiwawczo-ratunkowych przy użyciu śmigłowców

Pierwszym krokiem w zabudowie oprzyrządowania na statku powietrznym jest prognozowanie wykonywanych misji lub możliwych do zaistnienia sytuacji w których owe przyrządy będą potrzebne. Poniżej zostały zaprezentowane wybrane prognozy dla różnego typu jednostek ratowniczych lub poszukiwawczych.

7.2.1. Misje poszukiwawcze lub poszukiwawczo-ratunkowe prowadzone przez służby ochrony porządku publicznego

Misje prowadzone przez służby ochrony porządku publicznego mają szerokie spektrum działania. Do ich zadań należą między innymi:

- udział w akcjach, operacjach z wykorzystaniem termowizji i pasma TV do transmisji obrazu na stanowisko kierowania w czasie rzeczywistym;
- poszukiwanie zwłok za pomocą urządzeń termowizyjnych;
- zapobieganie i zwalczanie przestępczości na szlakach komunikacyjnych;
- rozpoznanie zagrożeń kompleksów leśnych, przekazywanie informacji o ogniskach pożarów (w zakresie ochrony przeciwpożarowej);
- obserwacja rejonów szczególnie zagrożonych przestępczością pospolitą i zorganizowaną, osłona i wspomaganie działań operacyjnych, w tym osłona medyczna tych działań;



Rys. 7.1 Śmigłowiec PZL Kania Straży granicznej w akcji [2]

- udział w akcjach policyjnych prowadzonych przez służby pionu kryminalnego w zakresie poszukiwań osób zaginionych, ukrywających się osób podejrzanych, tymczasowo aresztowanych i zbiegów z zakładów karnych, jak również innych osób znajdujących się w zainteresowaniu Policji;
- ujawnianie skradzionych ładunków, tymczasowych magazynów i innych obiektów mających związek z przestępstwem, a usytuowanych w miejscach trudno dostępnych (teren górzysty, leśny, podmokły);
- ujawnianie przestępstw związanych z kradzieżami paliw z rurociągów, magazynów, elementów wyposażenia linii kolejowych i sieci energetycznych;
- rozpoznanie, wyszukiwanie nielegalnych wytwórni spirytusu na terenach podmokło-bagiennych (zwyczajowych miejscach produkcji) oraz przerzut mine-rów do likwidacji urządzeń produkcyjnych;
- rozpoznanie terenu pod względem nielegalnych upraw maku, konopi indyjskich itp.;
- współdziałanie z pionem kryminalnym oraz Strażą Graniczną w zakresie zwalczania przestępstw związanych z nielegalnym obrotem środkami płatniczymi, bronią, amunicją i narkotykami;
- współdziałanie ze Strażą Graniczną w ochronie nienaruszalności granicy państwowej;
- obserwacja akwenów, ujawnianie przestępstw i wykroczeń oraz kierowanie w miejsce ich popełnienia;
- obserwacja terenów leśnych i akwenów w celu zwalczania kłusownictwa oraz nielegalnej wycinki drzew;
- udział w zabezpieczeniach policyjnych prowadzonych akcji ratowniczych w związku z zaistniałymi katastrofami i klęskami żywiołowymi, w tym możliwość wykonania akcji ratowniczej wobec ofiar na terenach trudno dostępnych (użycie lin desantowych do przetransportowania ofiar w miejsca bezpieczne);
- w zakresie zabezpieczenia prewencyjnego porządku na akwenach oraz udziału w akcjach ratowniczych [1].

7.2.2. Główne zadania śmigłowców Lotniczego Pogotowia Ratunkowego

Do zadań śmigłowców Lotniczego Pogotowia Ratunkowego należą:

- medyczne czynności ratunkowe (loty do wypadków, nagłych zachorowań i udzielenie pomocy ofiarom);
- lotniczy transport sanitarny (transport pacjentów wymagających opieki medycznej pomiędzy zakładami opieki zdrowotnej);
- lotniczy transport medyczny spoza granic kraju (np. transport do Polski obywateli naszego kraju, ofiar wypadków lub nagłych zachorowań, do których doszło poza granicami Polski);
- transport narządów do przeszczepów [3].

Obecnie w Lotniczym Pogotowiu Ratunkowym używane są śmigłowce EC 135 (Rys. 7.2) oraz samoloty Piaggio P.180 Avanti I i II.



Rys. 7.1 Śmigłowiec EC 135 [4]

7.2.3. Zadania GOPR-u oraz WOPR-u

Górskie Ochotnicze Pogotowie Ratunkowe używa śmigłowców do:

- poszukiwania osób zaginionych na terenach górskich;
 - transportu poszkodowanych do miejsc udzielania pierwszej pomocy;
 - transport ratowników w miejsca trudno dostępne drogą lądową.
- Wodne ochotnicze pogotowie ratunkowe używa śmigłowców do:
- poszukiwania i ratowanie ocalałych z wypadków morskich;
 - ewakuacji ludności z jednostek pływających zagrożonych zatonięciem;
 - poszukiwania zaginionych jednostek pływających.

7.2.4. Opisy wyposażenia śmigłowców wykonujących misje poszukiwawczo-ratunkowe

Do najczęściej stosowanych elementów wyposażenia śmigłowców wykonujących misje poszukiwawczo-ratunkowe należą:

Wciągarka jest to zespół mechanizmów, zbudowany na odrębnej konstrukcji nośnej, którą stanowi rama stała, przesuwna lub przejezdna. Jej zadaniem jest wciąganie, ciągnięcie lub opuszczanie elementów za pomocą liny lub łańcucha, nawijanych na bęben zwany kabestanem. W ratownictwie głównie używana jest wciągarka linowa, której lina nawijana jest na bęben, a zasilana może być elektrycznie, pneumatycznie lub hydraulicznie w zależności od maksymalnego udźwigu. Wciągarka znacznie ułatwia pracę ratownikom, gdyż dzięki niej można w łatwy sposób udzielić pomocy poszkodowanym w miejscach gdzie dotarcie drogą lądową jest zbyt czasochłonne, utrudnione bądź niemożliwe, a śmigłowiec nie ma korzystnych warunków do lądowania [5].



Rys. 7.2 Śmigłowiec podczas akcji ratowniczej [6]

Kamera termowizyjna typu FLIR urządzenie wykorzystujące właściwość, iż każde ciało mające temperaturę powyżej zera bezwzględnego jest źródłem promieniowania podczerwonego, a na jego intensywność mają wpływ temperatura i cechy powierzchni ciała. Kamera rejestruje promieniowanie podczerwone wyeemitowane z badanego celu dzieje się to zupełnie bezkontaktowo, bez ingerencji w badany cel. Rozkład temperatury na badanych obiektach może zostać przedstawiony w postaci barwnych izoterm, gdzie jeden kolor odpowiada punktom o tej samej temperaturze. Innym rodzajem przedstawienia obrazu jest sposób przedstawiony na poniższym zdjęciu (Rys.7.4). Obraz z kamery jest wyświetlany na wyświetlaczu LCD lub innym zamontowanym wewnątrz śmigłowca, lub może być bezpośrednio przesyłany do centrum dowodzenia. Kamery te umożliwiają prowadzenie poszukiwań zarówno w nocy jak i w dzień, w miejscach gdzie widoczność

jest ograniczona. Używane są one ponadto do szybkiego lokalizowania celu poszukiwań [7].



Rys. 7.3 Różnice w postrzeganiu obrazu bez kamery termowizyjnej i z kamerą [8]

Szperacz (Reflektor) (Rys. 7.5) to rodzaj lampy elektrycznej, której konstrukcja umożliwia na obracanie w pewnym zakresie we wszystkich kierunkach. Pozwala to na skierowanie snopa światła na badany cel. Ułatwienie poszukiwań można uzyskać poprzez zamontowanie na śmigłowcu lamp dalekosiężnych o dużej mocy światła. Zasięg może przekroczyć 1500 metrów, a światłość może sięgać kilku milionów kandeli. Dodatkowym wyposażeniem może być mechanizm regulujący wielkość snopa światła poprzez zmianę jego ogniskowania. Lampy te montowane są na śmigłowcach policyjnych i ratowniczych, umożliwiają prowadzenie poszukiwań w nocy z powietrza [9].



Rys. 7.4 Szperacz na śmigłowcu Eurocopter AS 350 [10]

7.3. Charakterystyka zabudowy urządzeń specjalistycznego na śmigłowcach

Wszystkie sprzęty mają określony cel i zadania, które determinują miejsce i sposób ich montażu, ważnym kryterium jest również zakres obowiązków danego śmigłowca. Poniżej przedstawione zostały sposoby zabudowy poszczególnych sprzętów.

7.3.1. Ratownicza wciągarka linowa

Do głównych zadań ratowniczych wciągarek linowych należą między innymi transport rannych na pokład śmigłowca oraz ratownika ze śmigłowca na ziemię. Determinuje to miejsce ich montażu, które znajduje się zawsze nad drzwiami kabiny śmigłowca. Dzięki temu ratownicy mają bardzo łatwy dostęp do wciągarki oraz mogą nią łatwo operować zwiększając przy tym bezpieczeństwo swoje oraz poszkodowanych. Przykładem takiego rozwiązania jest wciągarka na śmigłowcu Eurocopter AS 350 (Rys. 7.8).



Rys. 7.8 Eurocopter AS 350 [18]

Wciągarka na policyjnym śmigłowcu Eurocopter AS 350 została zamontowana na tzw. ramieniu, a następnie do kadłuba. Natomiast w śmigłowcu AW-109 (Rys.7.9) została zamocowana bezpośrednio nad drzwiami w górnej części kadłuba.



Rys. 7.9 Sposób zamocowania wciągarki na śmigłowcu AW 109 [6]

Różnice te wynikają z konstrukcji śmigłowca. Przednia i górna część śmigłowca AS 350 zbudowana jest z kompozytu tzw. skorupy kompozytowej, która jest lekka jednak zamocowanie do niej ciężkich elementów sprawia wiele problemów i jest bardzo trudne. Natomiast śmigłowiec AW 109 posiada w tym miejscu klasyczną konstrukcję powłokowo-szkieletową. Zawiera wręgi oraz inne elementy nośne dzięki którym możliwy był taki sposób montażu. Drugą ważną różnicą jest podwozie. Eurocopter posiada podwozie płozowe, które lina musi omiąć. Powoduje to zwiększenie gabarytów oraz obciążeń przenoszonych na kadłub. Natomiast AW 109 posiada podwozie kołowe, które jest stosowane w większości

współczesnych śmigłowców, dzięki czemu nie występują takie problemy jak w śmigłowcach o podwoziu płozowym.



Rys. 7.10 Śmigłowiec W3 anakonda [19]

7.3.2. Kamery termowizyjne oraz szperacze

Głównym zadaniem kamer termowizyjnych w śmigłowcach poszukiwawczo-ratowniczych jest obserwacja przestrzeni poniżej śmigłowca, a w przypadku reflektora oświetlanie. Dlatego też montowane są w sposób im to umożliwiający. Jednym z rozwiązań jest umiejscowienie tych elementów na bokach przedniej części śmigłowca (Rys 7.10). Takie rozwiązania konstrukcyjne są najczęściej stosowane na śmigłowcach o podwoziu kołowym. Warunkowane jest to małym prześwitem pomiędzy podłożem, a spodem kadłuba oraz możliwością zderzenia z podłożem podczas lądowania. Wadą tego umiejscowienia jest zwiększona szansa na uszkodzenie podczas obsługi śmigłowca przez załogę lub osoby trzecie. W śmigłowcach o podwoziu płozowym zazwyczaj prześwit ten jest większy, co powoduje, że urządzenia tego typu montowane są pod kadłubem (Rys 7.11). Często wykorzystywany jest układ podłużny np. kamera umiejscowiona z przodu

śmigłowca, natomiast szperacz z tyłu lub odwrotnie. Kamera jest często zabudowywana w tzw. nosku śmigłowca, zależne jest to od jej typu i wielkości (Rys. 7.11).



Rys. 7.11 Rozłożenie Kamery termowizyjnej, Szperacza oraz wciągarki na śmigłowcu AS 350[20]

7.4. Wybór oprzyrządowania

Jednym z następnych kroków wyposażania śmigłowca w sprzęt specjalistyczny, który w zależności od założeń może składać się od kilku do kilkunastu kryteriów jest wybór odpowiednich urządzeń. Pierwszym z nich jest sposób mocowania, który zależy od miejsca montażu, masy i gabarytów wybranych elementów. Zdarza się, że mogą one narzucać sposób połączenia z pokładem śmigłowca, a niektóre firmy proponują gotowe sprawdzone rozwiązania. Następnie należy zwrócić uwagę na to czy istnieją instalacje np. elektryczne, pneumatyczne lub hydrauliczne na pokładzie śmigłowca wymagane do pracy wybranych urządzeń. Rozbudowa istniejących instalacji lub wyposażanie w nowe, może spowodować duże zmiany w konstrukcji, a co za tym idzie konieczność ponownego certyfikowania statku powietrznego. Dlatego zaleca się, aby wybrane komponenty były kompatybilne z istniejącymi instalacjami zasilającymi.

Światowym producentem kamer termowizyjnych jest firma FLIR. Od nazwy tego koncernu wzięła się potoczna nazwa tych elementów. Asortyment tej firmy

jest bardzo szeroki i zaczyna się na zwykłych kamerach ochroniarskich, a kończy na kamerach używanych w marynarce czy lotnictwie.

Firma ta posiada w swoim asortymencie modele które mogą być wykorzystane przy projekcie będącym tematem tej pracy. Jednym z nich jest model Airborne FLIR Ultra 8000 Series (Rys. 7.12). Kamera ta jest powszechnie używana na śmigłowcach klasy lekkiej np. Bell 206 czy AS 350. Występuje ona w 4 wersjach różniących się wielkością ZOOM, czyli możliwością przybliżania obrazu. Parametry podstawowej wersji przedstawiono w tabeli poniżej (Tab.7.1) Zasilana jest ona prądem stałym o napięciu 19 V, natomiast jej masa wynosi 13 kg, wersja Ultra 8500 Fw (wersja z pełnym wyposażeniem) waży aż 20 kg. Ponadto wersja podstawowa oraz wszystkie pozostałe są kompatybilne z lotami NVG.



Rys. 7.12 Wygląd airborne z wbudowanymi fabrycznie urządzeniami takimi jak kamera termowizyjna. [21]

Tab. 7.1 Dane Systemu podstawowej wersji Kamery Ultra 8000 Series [21]

PRZEGLĄD SYSTEMU	
Typ systemu	Stabilizacja Żyroskopowa Multi
Rozmiar	22,9 cm średnicy x 34,3 cm h
Waga (ze standardowym wyposażeniem)	13 kg
CIEPLNE WŁAŚCIWOŚCI OBRAZU	
Typ czujnika	InSbFocalPlaneArray
Długości fali	3 - 5 μ m pasma
FOV* szerokości	21,7 ° x 16,9 ° 12,2 ° x 9,15 °
FOV średnich	Ciągły zoom lub ustawiony na 4,4 ° x 3,3 °
FOV wąski	2,2 ° x 1,65 ° 1,22 ° x 0,915 °
OPCJA Laser Pointer	
Typ	Kompatybilny z lotami Nvg.
Klasyfikacja	Klasa IIIb
DANE SYSTEMU	
Az zakres	360 ° ciągły
El zakres	360 ° ciągły
Prędkości obrotu	02° to 65° /sec
ELEKTRONICZNA JEDNOSTKA STERUJĄCA	
Wymiary	27 x 25 x 15 cm
Wideo	RS-170, NTSC, RGB, PAL
ZASILANIE	
Wymagane zasilanie	19V DC to 32V DC;

Wciągarki montowane na statkach powietrznych muszą spełniać rygorystyczne przepisy lotnicze sprawia to, że na rynku istnieje niewiele firm specjalizujących się w tego rodzaju sprzętach. Jedną z nich jest koncern Goodrich produkujący konstrukcje tego typu.

Z asortymentu tej firmy wybrana została wciągarka model 76370-140-D (ang. Rescue Hoist)(Rys. 7.13).



Rys. 7.13 Ratownicza wciągarka linowa Model 76370-140-D [6]

W tabeli 7.2 zostały przedstawione najważniejsze parametry prezentowanej wciągarki. Model ten wykorzystywany jest m.in. w śmigłowcach: Eurocopter AS332, AS350, AS355, AS532, AS550, AS555, EC725, SA316, SA319 i SA341.

Producent zaleca używanie jej na śmigłowcach klasy lekkiej. Masa własna wciągarki wynosi 19.6 kg, przy udźwigu 136 kg. Jest to wciągarka o najmniejszym udźwigu oraz o najmniejszej masie dostępna w asortymencie firmy GOODRICH. Zasilana jest ona prądem stałym o napięciu 28 V. Ponadto wytrzymuje ona obciążenie równe 340 kg, a obciążenie niszczące wynosi 540 kg. Ten ogromny zapas obciążenia wynika z przepisów lotniczych. Długość liny wynosi 40 m, natomiast prędkość wciągania jest równa 0,5 m/s. Ponadto model ten posiada system zwalniający, który wymagany jest przez przepisy lotnicze. Powyższe dane świadczą o tym, że wybrany model wciągarki spełnia wszystkie kryteria przepisów lotniczych.

Tab. 7.2 Parametry wciągarki linowej [6]

Osiągi i dane techniczne /Performance and Specifications	
Wysokość/Height	16 in. (412 mm)
Szerokość/Width	13.27 in. (337mm)
Waga/Weight	83 lb. (19.6 kg)
Długość wciągarki/Hoist Length	14.44 in. (36,7 mm)
Długość liny/Cable Length	132 ft. (40 m)
Średnica liny/Cable Diameter	3/16 in. per MIL-W-83140
Maksymalny wciągany ciężar/Maximum Lift Load	300 lb. (136 kg)
Graniczne obciążenia/Limit load	340 kg
Obciążenie niszczące/Ultimate Load	540 kg
Moc na wejściu/Input Power	28 VDC/60 A z 133 kg
Regulacja mocy /Control Power	28 VDC/5 amps maximum

7.5. Analiza wymagań przepisów budowy śmigłowców lekkich w zakresie zabudowy przyrządów ratowniczych

Wymagania przepisów lotniczych mogą być uznawane za kryteria wyboru na równi z wcześniej wymienionymi. Przepisy lotnicze w zależności od kraju certyfikowania mogą się różnić, jednak najczęściej są podobne i mają zbliżone wymagania. Poniżej zostały zacytowane dwa główne kryteria dotyczące zewnętrznego oprzyrządowania. Cytaty pochodzą z prawa lotniczego. Ich treść przedstawia wymogi oraz wskazówki, które należy spełnić aby zabudowany śmigłowiec został dopuszczony do użytkowania i był bezpieczny. Pierwszy cytowany fragment przepisów dotyczy ładunków zewnętrznych (np. Wciągarka)

„CS 27.865 Ładunki zewnętrzne

„Musi zostać wykazane drogą analizy, próby albo obiema metodami, że środki do mocowania ładunku zewnętrznego wiroplata oraz odpowiedni system urządzeń do przenoszenia personelu dla kombinacji wiroplata – ładunek, które mają być wykorzystywane w zastosowaniach obejmujących przewożenie ludzi na zewnątrz, mogą wytrzymać statyczne obciążenie dopuszczalne równe 3,5, lub trochę niższy współczynnik obciążenia, nie mniejszy niż 2,5, zatwierdzony zgodnie z CS 27.337 do 27.341, pomnożone przez maksymalny ładunek zewnętrzny, o zatwierdzenie którego występuje się. Obciążenie w przypadku każdej klasy kombinacji wiroplata – ładunek, w przypadku każdego typu ładunku zewnętrznego, musi być przyłożone w kierunku pionowym. W przypadku kombinacji wiroplata – ładunek umożliwiających odrzucenie, dla każdego mającego zastosowanie typu ładunku zewnętrznego, obciążenie musi być również przyłożone w każdym kierunku dającym maksymalny kąt względem pionu, jaki może być osiągnięty podczas użytkowania, ale nie mniejszy niż 30°[22].”

Kolejny cytat dotyczy współczynników bezpieczeństwa.

„CS 27.303 Współczynnik bezpieczeństwa

„O ile nie zaznaczono inaczej, musi być zastosowany współczynnik bezpieczeństwa o wartości 1,5. Współczynnik ten stosuje się w odniesieniu do obciążeń zewnętrznych i bezwładnościowych, chyba że użycie go w odniesieniu do powstających naprężeń wewnętrznych jest bardziej zachowawcze [24].”

Ostatnim kryterium jest dobór materiałów z jakich zostaną wykonane części służące do utwierdzenia sprzętu na pokładzie śmigłowca. Przydatność i trwałość materiałów stosowanych na części, których uszkodzenie mogłoby ujemnie wpłynąć na bezpieczeństwo, muszą:

- być ustalone w oparciu o doświadczenie lub próby;
- spełniać zatwierdzone wymagania, które zapewniają posiadanie wytrzymałości i innych własności zakładanych w danych projektowych;
- uwzględniać wpływy warunków środowiskowych, takich jak temperatura i wilgotność, spodziewanych podczas eksploatacji [22].

7.6. Podsumowanie

W oparciu o dane literaturowe proces wyposażania śmigłowca w zewnętrzne oprzyrządowanie specjalistyczne można podzielić na kilka kroków.

Przed rozpoczęciem prac konstrukcyjnych dotyczących przystosowania śmigłowca do wersji poszukiwawczo ratunkowej należy przewidzieć zakres działań tego śmigłowca oraz warunków jego pracy. W oparciu o prognozowane akcje poszukiwawcze lub ratunkowe, powinno się ustalić niezbędny sprzęt do zabudowy na jego pokładzie. Następnym etapem jest ustalenie miejsca zabudowy owego sprzętu, tzn. stworzenie koncepcji konfiguracji śmigłowca z wybranym oprzyrządowaniem. Ważnym jest aby zwrócić uwagę na cechy wyposażanego statku powietrznego takie jak rodzaj podwozia i typ konstrukcji śmigłowca w miejscu zabudowy. Podczas wyboru konkretnego oprzyrządowania warto zwrócić uwagę na sposób jego montażu oraz na fakt czy istnieją już gotowe i sprawdzone rozwiązania. W tym momencie ważne jest, aby zwrócić szczególną uwagę czy na pokładzie śmigłowca istnieją już odpowiednie instalacje które są wymagane do zasilania instalowanych urządzeń. Podczas wyboru oprzyrządowania warto rozeznac się, czy wybrane przez nas urządzenia są już stosowane w innych maszynach. Ostatnim etapem przed rozpoczęciem prac konstrukcyjnych jest przegląd przepisów lotniczych. W zależności od klasy maszyny oraz miejsca instalacji oprzyrządowania przepisy mogą być bardziej lub mniej rygorystyczne.

Literatura

- [1] [dostęp 25 lipca 2016] http://www.policja.pl/portal/pol/141/47520/Lotnictwo_w_Policji.html
- [2] [dostęp 25 lipca 2016] http://www.strazgraniczna.pl/wps/portal/tresc?WCM_GLOBAL_CONTEXT=/pl/serwis-sg/wydarzenia/z_zycia_sg/smiglowiec+strazy+granicznej+w+akcji
- [3] [dostęp 25 lipca 2016] <http://www.lpr.com.pl/pl/start.html>
- [4] [dostęp 19 listopada 2012] <http://heliserwis.pl/taxonomy/term/23?page=14>
- [5] [dostęp 25 lipca 2016] <http://pl.wikipedia.org/wiki/Wci%C4%85gnik>
- [6] Materiały reklamowe firmy Goodrich.
- [7] [dostęp 25 lipca 2016] <http://www.kamerytermowizyjne.info.pl/>
- [8] [dostęp 19 listopada 2012] <http://www.myboatsgear.com/newsletter/20091012.asp>
- [9] [dostęp 25 lipca 2016] <http://pl.wikipedia.org/wiki/Szperacz>
- [10] [dostęp 19 listopada 2012] http://www.meekeraviation.com/images/products/eurocopter/ramp-shot-as-350-nightsun-mount_W.jpg
- [11] [dostęp 25 lipca 2016] http://pl.wikipedia.org/wiki/B%C3%B6lkow_Bo_105
- [12] [dostęp 25 lipca 2016] http://www.planet-helicopter.com/E/BO105LS/bo105LS_data.php
- [13] [dostęp 25 lipca 2016] http://pl.wikipedia.org/wiki/Bell_206
- [14] [dostęp 25 lipca 2016] http://en.wikipedia.org/wiki/File:LAPD_Bell_206_Jetranger.jpg
- [15] [dostęp 25 lipca 2016] http://pl.wikipedia.org/wiki/A%C3%A9rospatiale_Alouette_III
- [16] [dostęp 19 listopada 2012] <http://www.eurocopters.com/Product/as350/as350.asp>
- [17] J. Kowalik *Analiza możliwość zwiększenia prędkości lotu śmigłowca SW-4 po zmianie silnika napędowego*
- [18] [dostęp 25 lipca 2016] http://www.sa-transport.co.za/police_and_riot/eurocopter_as-350_b-3_zs-rpa_06_dc06.JPG
- [19] [dostęp 25 lipca 2016] <http://panoramy.zbooy.pl/gallery/ciaf-2010-statyka-stratotanker/20100904-131856-2708-raw7d.jpg/p>
- [20] [dostęp 25 lipca 2016] <http://www.airport-data.com/aircraft/photo/280799.html>
- [21] Materiały reklamowe Airborn FLIR ultra 8000
- [22] Wymagania Certyfikacyjne dotyczące Wiroplątów Małych CS-27.