

KRZYSZTOF ZAGÓRSKI
DANIEL STOMPOR

Projekt ręcznej wciągarki z dwustronnym mechanizmem zapadkowym

W artykule opisano rozwiązanie problemu inżynierskiego dotyczącego opracowania projektu wciągarki ręcznej z myślą o użytkownikach samochodów terenowych. Opracowanie projektu takiego urządzenia ma na celu zapewnienie możliwości samodzielnego wyciągnięcia ugrzęzłego w błocie lub piasku samochodu terenowego niewyposażonego we wciągarkę elektryczną. Koncepcja powstawała w oparciu o dokonany przegląd dostępnych na rynku rozwiązań i analizę ich wad i zalet. Projekt wykonano na podstawie obliczeń przeprowadzonych w myśl zaleceń z literatury i analiz wytrzymałościowych MES przeprowadzonych na modelu utworzonym w programie Autodesk Inventor Professional 2020. Opracowane urządzenie jest w stanie zapewnić uciąg wynoszący ponad 50 kN przy masie własnej równej 35 kg, ponadto zapewnia możliwość kontrolowanego opuszczania ciężaru.

Słowa kluczowe: wciągarka ręczna, mechanizm zapadkowy, ciągnie, lina, zbloce, samochód terenowy

1. WSTĘP

W Polsce w ciągu ostatnich lat coraz większą popularnością cieszą się samochody terenowe [1, 2]. Rosnąca popularność imprez dla posiadaczy takowych, a także duża dostępność samochodów używanych na naszym rynku sprawia, że coraz więcej osób decyduje się na kupno i użytkowanie terenówki. Pojazdy zdolne do poruszania się po bezdrożach są wykorzystywane przez osoby prywatne, przykładowo do dojazdów w miejsca połowu ryb, wycieczek po udostępnionych trasach terenowych czy też dojazdów do posesji w miejscach, gdzie nie ma dróg utwardzonych, lub przez leśników, straż leśną czy też pracowników zakładów energetyki. Bez względu na wyposażenie samochodu teren potrafi zaskoczyć każdego, w związku z czym wraz z rosnącą liczbą użytkowników tego typu pojazdów jest coraz więcej przypadków ugrzęźnięcia w błocie lub piasku. Na rynku dostępna jest szeroka gama wciągarek elektrycznych, w które można wyposażać pojazd, aby w takim wypadku móc samodzielnie wyjechać z grząskiego terenu. Montaż takiej wciągarki wymaga często odpowiedniego zmodyfikowania karoserii samochodu przez wyposażenie go w solidny i ciężki zderzak lub dodatkowe

mocowania wciągarki do ramy, to z kolei wiąże się ze wzrostem zużycia paliwa, a niejednokrotnie z problemami podczas przeglądu technicznego pojazdu. Z uwagi na to nie każdy decyduje się na montaż wciągarki elektrycznej, gdyż dla osób użytkujących pojazdy na bezdrożach sporadycznie nie jest to opłacalne. Wychodząc naprzeciw temu problemowi, podjęto się opracowania alternatywnego rozwiązania, które zastąpi wciągarkę elektryczną i umożliwi bezpieczne wyciągnięcie samochodu, który ugrzązł.

Dokonanie przeglądu dostępnych na rynku rozwiązań i przeanalizowanie ich wad i zalet pozwoliło na wypracowanie własnej, nowej koncepcji urządzenia. Niemalże wszystkie ręczne wciągarki, których używają posiadacze samochodów terenowych umożliwiają wyłącznie podnoszenie ciężaru, a w rozważanym przypadku zastosowania – wyciągnięcie pojazdu z grząskiego terenu. Bazując na własnych doświadczeniach i obserwacjach, postanowiono skonstruować urządzenie, które oprócz zapewnienia odpowiedniego uciągu w przypadku zwijania liny umożliwi kontrolowane opuszczanie ciężaru. Patrząc przez pryzmat jazdy w terenie, właściwość ta jest znacznym udogodnieniem. Ma ona pomóc pokonywać strome zbocza, z których pojazd, zjeżdżając swobodnie, mógłby się przewrócić lub stracić przyczepność.

2. PRZEGLĄD DOSTĘPNYCH ROZWIĄZAŃ

Najpopularniejszą alternatywą dla wciągarki elektrycznej stosowaną przez użytkowników samochodów terenowych jest przeciągarka linowa zwana kiforem [3], przedstawiona na rysunku 1.



Rys. 1. Przeciągarka linowa [4]

Największymi zaletami tego urządzenia są prosta i niezawodna konstrukcja i duży uciąg nominalny, który dla najmocniejszego jego wariantu wynosi 30 kN. Kifor budowlany ma jednak znaczną wadę – jego masa dla wariantu o takim uciągu wynosi 46 kg, co bardzo utrudnia użytkowanie go w warunkach terenowych, gdzie często, aby przymocować linę do punktu zaczepienia, należy pokonać drogę przez głębokie błoto. Kolejną jego wadą jest to, że długą stalową linę należy zwinąć na osobno dołączony do urządzenia krążek. Warto również wspomnieć o dużej założonej przez producenta sile przyłożenia wynoszącej niemalże 440 N. Wady te sprawiają, że urządzenie nie jest wygodne w użytkowaniu w trudnych warunkach.

Kolejnym dostępnym na rynku urządzeniem jest wciągarka korbowa [5] przedstawiona na rysunku 2.



Rys. 2. Wciągarka korbowa z mechanizmem zapadkowym [5]

Urządzenie to nie jest przystosowane do wyciągania samochodów, jednak jest stosowane w takim celu zapewne z uwagi na jego niską cenę. Wciągarki korbowe zapewniają uciąg maksymalnie do 20 kN, jed-

nak ze względu na ich konstrukcję przystosowaną do mocowania urządzenia do utwierdzenia użytkowanie takiej wciągarki do wyciągnięcia samochodu jest niezwykle niewygodne, gdyż w trakcie wykonywania ruchów korbą urządzenie obraca się wokół osi liny, na której jest podwieszona w trakcie wyciągania. Ponadto daje ono złudne poczucie możliwości kontrolowanego opuszczania pojazdu lub ładunku dzięki wyposażeniu w dwustronny mechanizm zapadkowy, który blokuje obrót przekładni w jednym kierunku, jednak w przypadku opuszczania siła w linie nie zmienia swojego zwrotu, przez co ciężar opada samoczynnie, a urządzenie może się rozbiegać i stać niebezpieczne dla użytkownika.

Rozwiązaniem, które również można zastosować do wspomnianego wcześniej celu jest ręczna wciągarka z mechanizmem zapadkowym [6] przedstawiona na rysunku 3.



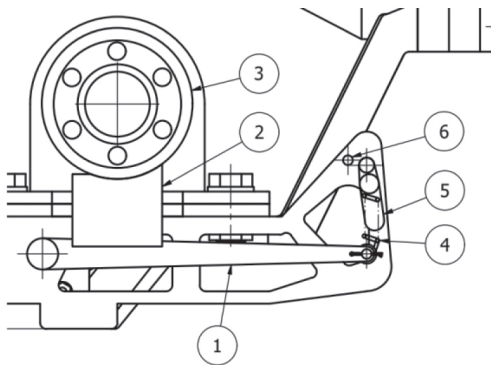
Rys. 3. Wciągarka z mechanizmem zapadkowym [6]

Urządzenie to zapewnia wygodę podczas wyciągania samochodu przy jednocześnie dużym deklarowanym przez producenta uciągu równym 40 kN. Konstrukcja z pozoru zaspokaja rozważaną potrzebę, jednak według opinii użytkowników deklarowany uciąg wciągarki nie odzwierciedla rzeczywistego uciągu, jaki jest w stanie zagwarantować urządzenie. Amatorskie testy [7] wykazały, że urządzenie nie jest w stanie zapewnić uciągu potrzebnego do przeciągnięcia pojazdu, który ugrzązał w piasku.

3. OPIS ROZWIĄZANIA

Przyjęte założenia konstrukcyjne są następujące: zapewnienie uciągu umożliwiającego przeciągnięcie pojazdu znajdującego się w grząskim terenie, umożliwienie kontrolowanego rozwijania naprężonej liny, odporność na niekorzystne warunki pracy (błoto, wilgoć, zanieczyszczenia) przy jednoczesnym ograniczeniu masy i wymiarów urządzenia. Z uwagi na fakt, iż urządzenie w trakcie pracy będzie rozciągnięte pomiędzy dwoma cięgnami w pozycji poziomej za najwygodniejszą dla użytkownika formę napędu uznano dźwignię wykonującą ruch wahadłowy. Taki rodzaj

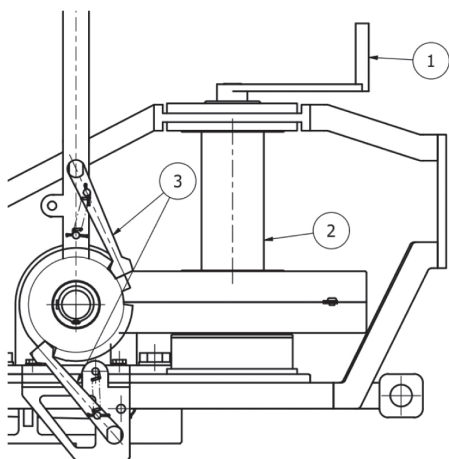
napędu zniweluje tendencje do obracania się urządzenia wokół osi liny w trakcie pracy, co ma miejsce w przypadku użytkownika wciągarki korbowej, ponieważ przykładana przez użytkownika siła będzie działała w osi liny. Dźwignia będzie przenosić moment obrotowy na przekładnię. Głównym problemem było zrealizowanie możliwości kontrolowanego opuszczania ciężaru w przypadku zastosowania takiego mechanizmu. Rozwiązano go, stosując hamulec klockowy, który w trakcie rozwijania naprężonej liny będzie stawał opór, zapobiegając rozbieganiu się ciężaru, rozwiązanie to przedstawiono na rysunku 4.



Rys. 4. Mechanizm umożliwiający opuszczanie ciężaru

Dźwignia (1) dociska klocek hamulcowy (2) do bębna hamulcowego (3). Siła potrzebna do zapewniania odpowiedniego momentu na bębnie hamulcowym zapewniona jest przez sprężynę (4). Element umożliwiający naciągnięcie sprężyny (5) blokuje się na sworzniu (6).

Urządzenie zostało wyposażone w osadzoną na wale bębna linowego korbę służącą do szybkiego zwijania lub rozwijania liny widoczną na rysunku 5.



Rys. 5. Korba do szybkiego zwijania lub rozwijania liny

Korba (1) umożliwia szybkie nawijanie lub rozwijanie liny z bębna (2). W celu posłużenia się nią należy ustawić zapadki (3) w pozycji umożliwiającej obrót bębna w żądanym kierunku.

Lina przymocowana jest do bębna przy użyciu taśmy do mocowania lin do bębnow wciągarek, widocznej na rysunku 6. Lina odpowiednio przez nią przepleciona zabezpieczona jest przed zsunięciem się z bębna w przypadku jej całkowitego rozwinięcia.



Rys. 6. Taśma mocująca linę [8]

4. CZĘŚĆ OBLICZENIOWA

Zgodnie z zaleceniami dotyczącymi konstruowania wciągarek elektrycznych, które zostały sprecyzowane w normie EN 14492-1 dobrano podstawowe parametry dotyczące wielkości bębna i wytrzymałości liny. Początkowo założono, że wciągarka powinna zapewnić siłę 60 kN, która odpowiada dwukrotności ciężaru dużego samochodu terenowego. Do dokonania dalszych obliczeń potrzebna była znajomość siły, jaką dysponuje przeciętny człowiek. Do jej oszacowania wykorzystano literaturę z dziedziny biomechaniki [9], na podstawie której oszacowano przyjętą do dalszych obliczeń wartość siły wynoszącą 150 N. Znajomość momentu potrzebnego na bębnie wciągarki, a także momentu, jaki przy przyjętej długości dźwigni jest w stanie wytworzyć użytkownik, pozwoliła na oszacowanie potrzebnego przełożenia, które wynosiło 42,5. Za najlepszą do jego zrealizowania uznano przekładnię ślimakową z uwagi na możliwość zapewnienia takiej wartości przełożenia w jednym stopniu przekładni. Mając na uwadze zastosowanie korby do szybkiego zwijania liny, która umieszczona jest na wale wyjściowym przekładni, dobrano jej parametry tak, aby nie była samohamowna. Zjawiska samohamowności przekładni nie dało się w tym przypadku wykorzystać, gdyż z uwagi na fakt, że zależy ono nie tylko od parametrów geometrycznych ślimaka i ślimacznicy, ale także od współczynnika tarcia, który w zakładanych warunkach pracy urządzenia byłby zmienny, co sprawiłoby, że urządzenie nie byłoby bezpieczne. Brak samohamowności przekładni niesie za sobą również korzyść związaną ze wzrostem sprawności. Do przeprowadzenia obliczeń wytrzymałościowych przekładni zgodnie z przedstawionym w literaturze [10] tokiem postępowania, konieczne było oszacowanie prędkości obrotowej przekładni. W tym celu przeprowadzono eksperyment, polegający na wykonywaniu prowizoryczną dźwignią cykli ruchów

imitujących ruch pomiędzy skrajnymi położeniami dźwigni. Długość prowizorycznej dźwigni odpowiadała przyjętej długości dźwigni urządzenia. Przy założeniu, że jeden ruch spowoduje obrót ślimaka o 120° zliczano czas (60 sekund) i liczbę wykonanych cykli. Eksperyment został wykonany przez dwie osoby trzykrotnie, a średnia liczba cykli na minutę wyniosła 70. To pozwoliło na oszacowanie prędkości obrotowej ślimaka, która w przybliżeniu wyniosła 23 obr/min. Dźwignia, na której przeprowadzono eksperyment nie była obciążona, w związku z czym nie odzwierciedla on rzeczywistych warunków, przy których znaczącą rolę odegrałaby kondycja człowieka, jednak do obliczeń wytrzymałościowych korzystne było przyjęcie nieco zawyżonej wartości prędkości obrotowej. Istotne było również określenie wartości momentu na bębnie, na który nawinięta jest lina. Przyjęto, że urządzenie ma zapewnić pierwotnie założoną wartość uciążu, gdy siła działa na zewnętrznej warstwie zwojów liny – tj. gdy lina nie jest całkowicie rozwinięta, dzięki czemu uciąg nie będzie zmniejszał się wraz z każdą kolejną nawiniętą warstwą liny na bęben. W celu wyznaczenia wymiarów przekładni podjęto następujące kroki.

Obliczenie wstępnie ocenianej prędkości poślizgu:

$$\begin{aligned} v_s &= 4,5 \cdot 10^{-4} \cdot n_1 \cdot \sqrt[3]{T_2} = \\ &= 4,5 \cdot 10^{-4} \cdot 23 \cdot \sqrt[3]{5160} = 0,18 \text{ m/s} \end{aligned} \quad (1)$$

gdzie:

- n_1 – prędkość obrotowa ślimaka [1/min],
- T_2 – wartość momentu wyjściowego [Nm].

Wyznaczenie dopuszczalnych naprężeń stykowych ślimacznicy:

$$\delta_{HP} = 175 - 35v_s \quad (2)$$

Obliczenie odległości osi przekładni:

$$\begin{aligned} a'_w &= \left(\frac{z_2}{q'} + 1 \right) \cdot \sqrt[3]{ \left[\frac{170}{\delta_{HP} \frac{z_2}{q'}} \right]^2 \cdot T_2 \cdot k_h \cdot 10^3} = \\ &= \left(\frac{43}{10} + 1 \right) \cdot \sqrt[3]{ \left[\frac{170}{168,7 \frac{43}{10}} \right]^2 \cdot 5160 \cdot 1,1 \cdot 10^3} = \\ &= 359,4 \text{ mm} \end{aligned} \quad (3)$$

gdzie:

- k_h – współczynnik obciążenia obliczeniowego,
- q' – wstępnie założona wartość wskaźnika średnicowego,
- z_2 – liczba zębów ślimacznicy.

Obliczenie modułu osiowego:

$$m' = \frac{2a'_w}{q' + z_2} = \frac{2 \cdot 359,4}{10 + 43} = 13,56 \quad (4)$$

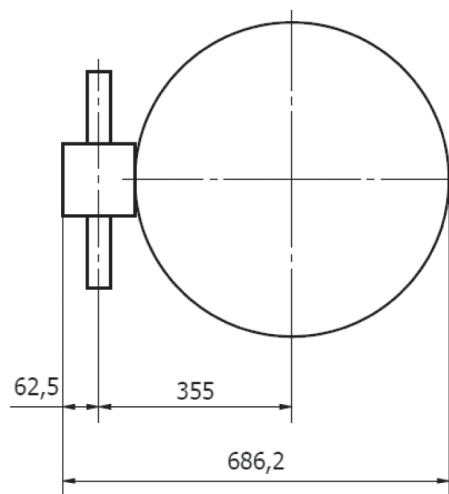
Następnie z normy PN-93/M-88527 dobrano znormalizowaną odległość osi równą 355 mm i wartość modułu równą 12,5, co pozwoliło na wyznaczenie wymiarów przekładni, które przedstawiono na rysunku 7.

Średnica podziałowa ślimaka:

$$d_1 = m \cdot q = 12,5 \cdot 10 = 125 \text{ mm} \quad (5)$$

Średnica podziałowa ślimacznicy:

$$d_2 = m \cdot z_2 = 12,5 \cdot 43 = 537,3 \text{ mm} \quad (6)$$

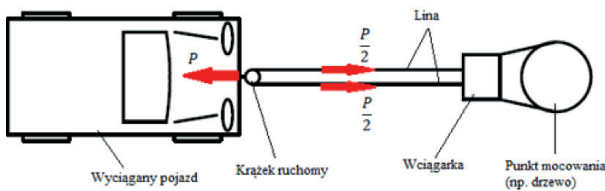


Rys. 7. Początkowo wyznaczone wymiary przekładni

Nie byłoby możliwe swobodne posługiwanie się urządzeniem o tak znacznych wymiarach. Fakt ten wymusił zmianę początkowo przyjętej wartości uciążu na mniejszą. Liczne obliczenia w poszukiwaniu optymalnego rozwiązania, których wyniki przedstawiono w tabeli 1, pozwoliły na zmianę koncepcji na następującą: uciąg nominalny zostanie zmniejszony do 30 kN, a jego zdwojenie będzie możliwe dzięki zastosowaniu wielokrążka. W tym miejscu na myśl nasuwa się dalsze rozwinięcie tejże koncepcji, a mianowicie ograniczenie wymiarów wciągarki, co można osiągnąć przez zmniejszenie momentu na bębnie przy zwielokrotnieniu siły z zastosowaniem wielokrążka. Należy jednak pamiętać o tym, że urządzenie będzie użytkowane w niekorzystnych warunkach, np. w grząskim błocie lub zaroślach, a także, że będzie transportowane w bagażniku samochodu. Zastosowanie wielokrążka z kilkukrotnie przeplecioną liną mogłoby powodować, że w takich warunkach lina, spadając z krążków, plątałaby się i uniemożliwiłaby swobodne użytkowanie. Na rysunku 8 przedstawiono schemat użytkowania urządzenia.

Tabela 1
Zestawienie parametrów urządzenia
dla różnych założeń początkowych

Przełożenie przekładni	Wartość momentu na bębnie wciągarki [Nm]	Wartość uciągu [kN]	Gabarytowy wymiar przekładni [mm]	Uwagi
45,0	5160,0	60,0	686,2	–
30,0	2250,0	40,0	547,5	–
22,5	1687,5	60,0	470,0	przełożenie wielokrażka $i_w = 2$
12,0	1125,0	40,0	432,0	przełożenie wielokrażka $i_w = 2$



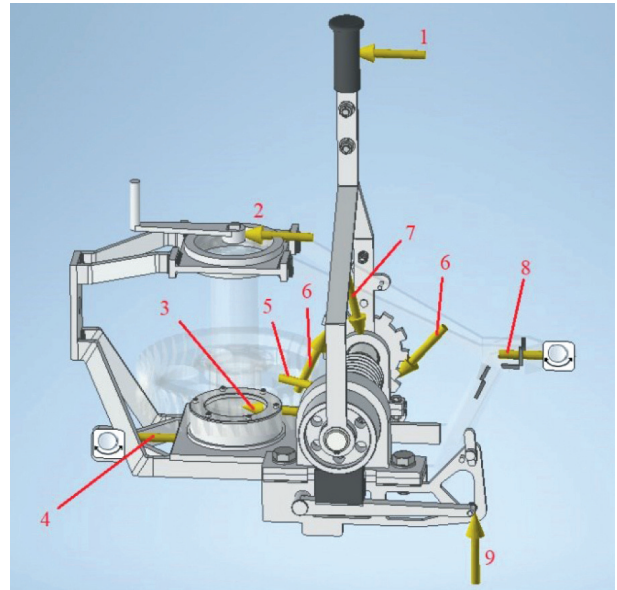
Rys. 8. Schemat użytkowania urządzenia

W przedstawionych w tabeli 1 wartościach można doszukać się niespójności, które wymagają sprostowania. Zmniejszenie przełożenia przekładni o połowę nie spowodowało adekwatnego zmniejszenia momentu na bębnie. Jest to spowodowane następującym faktem: po zmniejszeniu nominalnego uciągu zastosowano linę o mniejszej wytrzymałości i średnicy niż pierwotnie, co wpłynęło na zmianę ramienia, na jakim siła oddziałuje na bęben.

Do sprawdzenia wytrzymałości pozostałych elementów przekładni posłużono się analizami MES przeprowadzonymi w programie Autodesk Inventor Professional 2020. Analizę przeprowadzono dla kompletnego modelu urządzenia wraz ze wszystkimi elementami, uwzględniając wszystkie siły, jakimi jest ono obciążone. Na rysunku 9 przedstawiono obciążenia, jakie zadano w analizie.

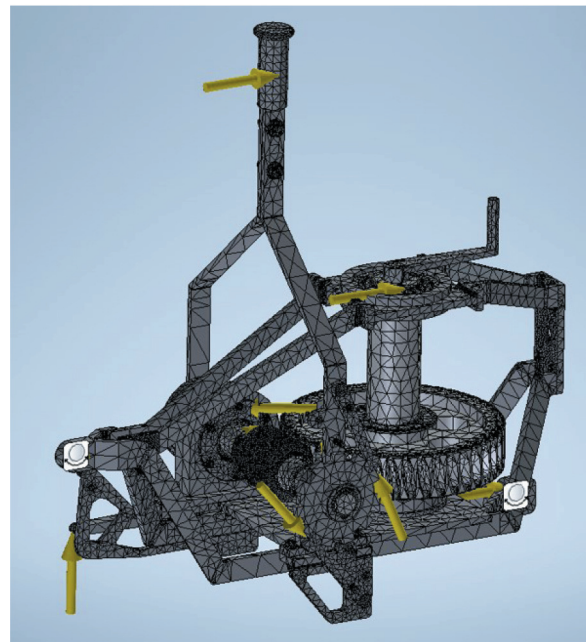
Rysunek 10 przedstawia model z naniesioną siatką elementów skończonych, zadanymi obciążeniami i przyjętym sposobem utwierdzenia. Przyjęto, że urządzenie będzie utwierdzone dwoma wiązaniami sworzniovymi w miejscu mocowania urządzenia do utwierdzenia i w miejscu mocowania liny do urządzenia w przypadku korzystania z wielokrażka. Połączenia między komponentami zostały narzucone automatycznie, a co za tym idzie – wszystkie elementy traktowane są jako związane ze sobą. Przy doborze parametrów materiałowych przyjęto uproszczenie, że wszystkie

elementy są wykonane z tego samego materiału – stali o module Younga $E = 210$ GPa, module Kirchhoffa $G = 80$ GPa i współczynnika Poissona $\nu = 0,3$.



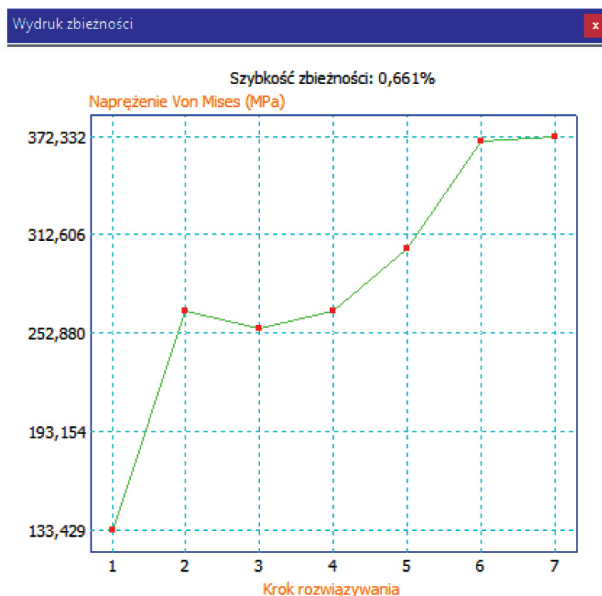
Rys. 9. Obciążenia przyjęte w analizie MES:

- 1 – siła napędzająca dźwignię – 150 N;
- 2, 3 – obciążenie łożyska, zależne od położenia liny na bębnie – w najbardziej niekorzystnym przypadku wyniosło kolejno 28 000 i 30 500 N;
- 4 – siła pochodząca od liny przewleczonej przez wielokrażek – 30 000 N;
- 5 – obciążenie łożyska – 12 500 N;
- 6 – siły w mechanizmie zapadkowym – 1250 N;
- 7 – obciążenie łożyska – 970 N;
- 8 – siła działająca na mocowanie wciągarki do utwierdzenia – 60 000 N;
- 9 – siła działająca na dźwignię hamulca – 290 N



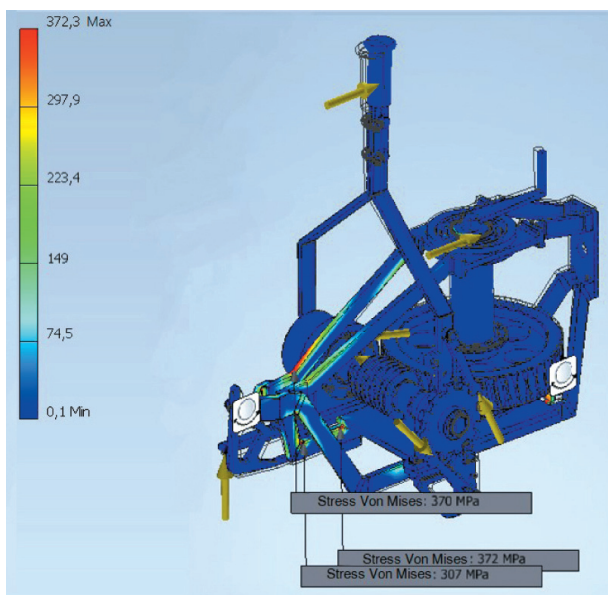
Rys. 10. Model urządzenia z siatką MES i zadanymi obciążeniami

Na rysunku 11 przedstawiono wykresy zbieżności siatki. Liczba elementów siatki wyniosła 579 166, natomiast liczba węzłów – 976 125.



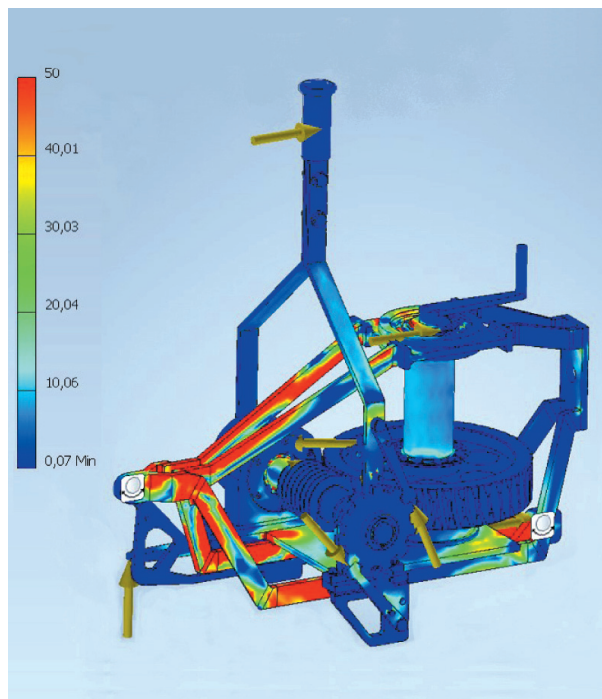
Rys. 11. Wykres zbieżności siatki

Wyniki analizy pozwoliły na zoptymalizowanie kształtu korpusu i wyeliminowanie miejsc koncentracji naprężeń w wyniku usunięcia fragmentów powierzchni nieobciążonych elementów w celu ograniczenia masy i stosowanie promieni zaokrągleń. Na rysunku 12 przedstawiono wyniki przeprowadzonej analizy. Przy konstruowaniu posłużono się również narzędziami do projektowania połączeń śrubowych i wałów dostępnymi w programie Autodesk Inventor Professional 2020.



Rys. 12. Wyniki analizy MES

Na rysunku 13 przedstawiono wyniki analizy z zawężoną skalą naprężeń w celu pokazania ich rozkładu.



Rys. 13. Rozkład naprężeń z zawężoną skalą

Wyżej przedstawiona analiza miała na celu określenie naprężeń występujących w korpusie urządzenia. W celu sprawdzenia wytrzymałości poszczególnych elementów, takich jak np. zapadki mechanizmu zapadkowego, zostały przeprowadzone osobne analizy.

5. PODSUMOWANIE

Końcowym efektem pracy jest urządzenie zapewniające uciąg rzeczywisty (uwzględniający sprawność przekładni) wynoszący ponad 50 kN przy masie urządzenia równej 35 kg. Powszechnie dostępne rozwiązanie o najbardziej zbliżonych parametrach gwarantuje uciąg 30 kN przy masie 46 kg. Przekładnia ślimakowa jest całkowicie zabezpieczona przed zanieczyszczeniami. Mechanizm zapadkowy i hamulec klockowy nie zostały zabezpieczone dodatkowymi osłonami w celu ograniczenia wymiarów i masy, gdyż są to mechanizmy, o których czystość łatwo jest zadbać. Z uwagi na nietypowe rozwiązanie umożliwiające opuszczanie ciężaru projekt ten może stanowić inspirację przy konstruowaniu podobnych urządzeń. Kompletny model 3D urządzenia bez założonej liny przedstawiony został na rysunku 14.



Rys. 14. Model wciągarki

Literatura

- [1] Trusz F.: *Już ponad 40 proc. nowych samochodów w Polsce to SUV-y. Będzie ich jeszcze więcej.* <https://moto.pl/MotoPL/7,88389,26712558,juz-ponad-40-proc-nowych-samochodow-w-polsce-to-suv-y-bedzie.html> [28.11.2021].
- [2] Łobodziński M.: *Zainteresowanie off-roadem rośnie i ceny terenówek także. Nie tylko przez pandemię.* <https://autokult.pl/41203,zainteresowanie-off-roadem-rosnie-i-ceny-terenowek-takze-nie-tylko-przez-pandemie> [28.11.2021].

- [3] *Wciągarka ręczna kifor.* <https://kadimex.pl/produkt/wyciagarka-reczna-kifor/> [11.12.2021].
- [4] *Wciągarka linowa ręczna – kifor 3,2 t.* <http://tynaxtools.pl/289-wyciagarka-linowa-reczna-kifor-32t-20m-liny.html> [5.01.2021]
- [5] *Ręczna manualna wciągarka korbowa z zapadką.* <https://www.hurtowniaprzemyslowa.pl/reczna-manualna-wyciagarka-korbowa-z-zapadka-10-m-do-1200-kg-msw-p-8109.html> [5.01.2020].
- [6] *Wciągarka linowa 4t.* <https://www.mojenarzedzia.pl/wciagarka-linowa-4t-2-tryby-p-247.html> [8.12.2021].
- [7] *Patenty na zakopane auto. Testy Terenwizji.* <https://www.youtube.com/watch?v=cHoNWmzWzrY> [14.04.2021].
- [8] *Taśma do mocowania liny do bębna wciągarki.* <https://dirtyoffroad.pl/pl/p/Tasma-do-mocowania-liny-do-bebna-wyciagarki/30> [7.01.2021].
- [9] Bober T., Zawadzki J.: *Biomechanika układu ruchu człowieka.* BK, Wrocław 2003.
- [10] Kurmaz L.: *Podstawy konstrukcji maszyn. Projektowanie.* Wydawnictwo Politechniki Świętokrzyskiej, Kielce 2011.

dr inż. KRZYSZTOF ZAGÓRSKI
 Katedra Systemów Wytwarzania
 Wydział Inżynierii Mechanicznej i Robotyki
 AGH Akademia Górniczo-Hutnicza
 im. Stanisława Staszica
 al. Adama Mickiewicza 30, 30-059 Kraków
 zagkrzys@agh.edu.pl

DANIEL STOMPOR
 Wydział Inżynierii Mechanicznej i Robotyki
 AGH Akademia Górniczo-Hutnicza
 im. Stanisława Staszica
 al. Adama Mickiewicza 30, 30-059 Kraków
 stompor@student.agh.edu.pl