

BARTOSZ GÓRALCZYK
WOJCIECH HORAK

Urządzenie do bezwykopowej wymiany rur metodą krakingu statycznego

Dążenie do minimalizacji zaburzeń ładów powierzchniowych podczas prowadzenia prac ziemnych stanowi ważny aspekt współczesnej inżynierii lądowej. Naprzeciw tym oczekiwaniom wychodzą różne technologie umożliwiające prowadzenie tego typu prac z wykorzystaniem metod bezwykopowych. Metoda krakingu statycznego umożliwia rozbudowę, modernizację lub rehabilitację istniejącej infrastruktury podziemnej. W pracy przedstawiono projekt urządzenia przeznaczonego do bezwykopowej wymiany rur metodą krakingu statycznego. Opracowana konstrukcja wyróżnia się zastosowaniem nowego typu układu napędowego z wykorzystaniem żerdzi przegubowych. Ponadto w pracy zaproponowano sposoby rozwiązania głównych zagadnień konstrukcji tego typu urządzenia.

Słowa kluczowe: projektowanie, kraking statyczny, technologie bezwykopowe

1. WSTĘP

Metody wykopowe polegające na wykonaniu wykopu na całej długości prowadzonych prac ziemnych są naturalnym i od lat stosowanym sposobem wymiany oraz układania przewodów podziemnych. Wykorzystywanie tych metod wiąże się jednak z długim czasem prowadzenia prac oraz ze znacznym kosztem, zwiększającym się wraz z głębokością wykopu. Dążenie do zminimalizowania zasięgu i wielkości wykopów niesie za sobą wiele pozytywnych aspektów zarówno pod względem ekologicznym, ekonomicznym, jak i prawnym [1].

Rozwój miejskich aglomeracji, dynamiczny rozwój infrastruktury komunikacyjnej oraz rosnące wymagania dotyczące ingerencji prac ziemnych w otoczenie wymuszają poszukiwanie alternatywnych w stosunku do wykopowych metod i technologii prowadzenia prac ziemnych. Z tego względu w ostatnich latach znacznie rozwinęły się metody bezwykopowe, które stanowią tańszą i szybszą metodę realizacji tego typu prac. Istotną zaletą technologii bezwykopowych jest stosunkowo niewielka ingerencja w środowisko oraz bezpośrednio otoczenie miejsca prowadzenia prac.

Istnieje szereg różnych bezwykopowych metod, takich jak mikrotunelowanie, przeciski hydrauliczne, metoda krakingu oraz naprawy środkami żywicznymi [2]. Wymiany rur metodami bezwykopowymi, które należą do jednej z gałęzi technologii bezwykopowych moż-

na podzielić na technologie z pozostawieniem oraz usunięciem starego przewodu z gleby. Pierwsza z nich – znana pod nazwami takimi jak Pipe Cracking oraz Pipe Bursting – jest przedmiotem niniejszego opracowania. Metodę krakingu stosuje się wszędzie tam, gdzie celem prac jest zwiększenie średnicy zużytego przewodu i podczas wymiany należy ją powiększyć tak, aby spełniała należne wymagania. Innym sposobem renowacji rurociągów są metody napraw środkami żywicznymi, które jednak skutkują znaczącym zmniejszeniem średnicy wewnętrznej wymienianych kanałów [3].

W pracy przedstawiono projekt urządzenia do bezwykopowej wymiany rur metodą krakingu statycznego.

2. TECHNOLOGIA KRAKING

Kraking wykorzystuje metodę niszczenia starych rur polegającą na propagacji pęknięć spowodowanych lokalną koncentracją naprężeń od punktowych obciążeń generowanych przez głowicę tnącą. Niszczenie może polegać również na kruszeniu, rozrywaniu lub rozcinaniu materiału. Metoda rozpoczyna się od wykopu komory startowej i końcowej pomiędzy którymi mieści się odcinek rurociągu wymagający wymiany (rys. 1).

Kolejnym krokiem jest wprowadzenie do starego przewodu żerdzi lub liny, które mają za zadanie ciągnąć głowicę tnącą i cały rurociąg po uprzednim za-

4. PROJEKT URZĄDZENIA

4.1. Wymagana siła robocza

Na podstawie empirycznego równania (1) [6] wyznaczono wymaganą siłę ciągnięcia głowicy roboczej:

$$F = \frac{\pi \cdot g \cdot (D^2 - d^2)}{4800} [\text{kN}] \quad (1)$$

gdzie:

g – przyspieszenie ziemskie ($g = 9,81 \text{ m}\cdot\text{s}^{-2}$),
 D – średnica nowej rury zwiększona o 20%
($D = 540 \text{ mm}$),

d – średnica rury podlegającej renowacji
($d = 400 \text{ mm}$),

4800 – parametr dobrany empirycznie.

Przy uwzględnieniu górnych wartości średnic przyjętych w założeniach konstrukcyjnych, tj. $D = 540 \text{ mm}$ oraz $d = 400 \text{ mm}$, maksymalna siła robocza wynosi 845 kN. Ze względu na zapewnienie nadwyżki siły roboczej do dalszych obliczeń przyjęto wartość siły użytkowej projektowanej maszyny 1 MN.

4.2. Konstrukcja żerdzi

Jednym z głównych podzespołów projektowanego układu, który ma istotny wpływ na budowę oraz sposób funkcjonowania urządzenia, jest konstrukcja żerdzi. Żerdzie mają za zadanie zapewnić przeniesienie wymaganej siły roboczej, a ich konstrukcja definiuje sposób przekazywania siły z układu hydraulicznego na głowicę tnąco-kruszącą. W omawianym projekcie rozważono zastosowanie dwóch koncepcji konstrukcji tych elementów.

Walcowe żerdzie gwintowane

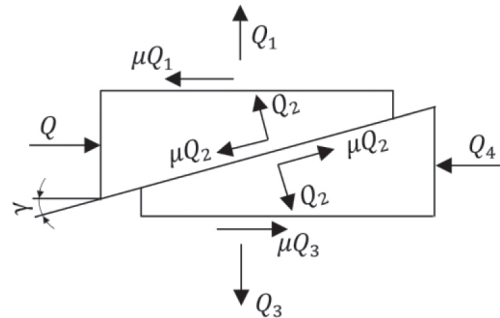
Często stosowanym rozwiązaniem jest wykorzystanie żerdzi z końcami gwintowanymi (rys. 2).



Rys. 2. Żerdź gwintowana

Do tego rozwiązania przystosowane jest specjalne połączenie rozprężno-zaciskowe (rys. 3), które służy do przeniesienia napędu na czynnik roboczy. Połączenie przenosi siłę tylko w jedną stronę, w drugą stronę zapewnia swobodny powrót siłownika. Rozwiązanie to charakteryzuje się bardzo dobrą wytrzymałością mechaniczną. Główną wadą tej metody jest konieczność skręcania/rozkrećania prętów w wykopie

podczas wprowadzania i wyciągania prętów z maszyny. Jest to spowodowane brakiem elastycznych połączeń pomiędzy żerdziami, które umożliwiłyby ruch względny (kątowy) pomiędzy nimi.



Rys. 3. Połączenie rozprężno-zaciskowe [7]

Żerdzie przegubowe

Aby zniwelować niedogodności występujące w przypadku użytkowania żerdzi skręcanych, w niniejszej pracy zaproponowano nową konstrukcję żerdzi (rys. 4). Łączenie żerdzi odbywa się za pomocą przegubów. Uzyskano dzięki temu zwiększenie elastyczności zestawu żerdzi, a przez to możliwość łączenia/wyciągania ich poza wykopem. Połączenie przegubowe zabezpiecza również przed powstaniem naprężeń zginających w miejscu łączenia żerdzi. Omawiany wariant konstrukcyjny oparty jest na połączeniu sworzniowym. Konstrukcja żerdzi wymusza zmianę sposobu przekazywania siły z metody ciernej (rozprężno-zaciskowej) na metodę kształtową. Elementem, który spełnia zadanie przeniesienia napędu, jest zapadka liniowa o odpowiedniej geometrii. W celu realizacji sprzężenia zapadka-żerdź w części walcowej żerdzi wykonano otwory współpracujące z zapadką.



Rys. 4. Żerdź przegubowa

Dla przyjętych założeń konstrukcyjnych oraz oszacowanych obciążeń układu roboczego przeprowadzono obliczenia wytrzymałościowe żerdzi. Z uzyskanych wartości wynika, że największe naprężenie w żerdzi wynosi 312,5 MPa, natomiast największy nacisk powierzchniowy występuje w widelkach i wynosi 81,2 MPa. Otrzymane wartości naprężeń wskazują, że istnieje możliwość wykonania żerdzi z wykorzystaniem większości stali o wysokich właściwościach wytrzymałościowych i dobrej spawalności. Jest to istotne ze względu na sposób ukształtowania tych elementów.

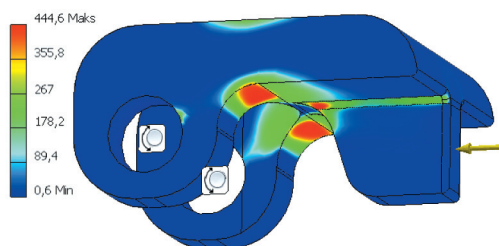
4.3. Konstrukcja zapadki liniowej

Geometrię zaprojektowanej zapadki liniowej przedstawiono na rysunku 5. Element ten ma za zadanie przeniesienie siły z układu hydraulicznego, ciągnącej żerdzi, a następnie umożliwienie powrotu siłowników do pozycji wyjściowej względem nieruchomych żerdzi.



Rys. 5. Zapadka liniowa

Zaprojektowana zapadka została poddana analizie wytrzymałościowej MES. Największe naprężenia występują w miejscu oznaczonym czerwonym kolorem widocznym na rysunku 6.



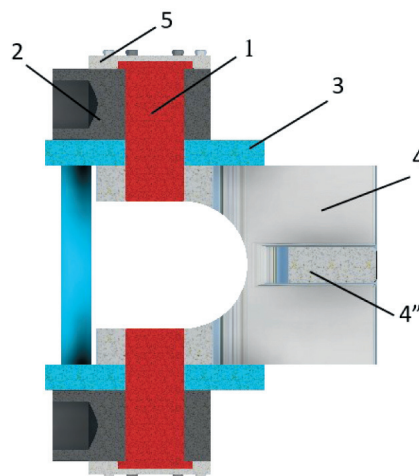
Rys. 6. Analiza MES zapadki liniowej

Maksymalne naprężenia zredukowane według hipotezy H-M-H wynoszą blisko 445 MPa i występują w postaci lokalnych skupisk. Uzyskano zadowalającą sztywność zapadki, maksymalne odkształcenie wynosi mniej niż 2 mm.

4.4. Obliczenia sprawdzające sworznie zapadki

Sworzeń w zapadce jest utwierdzony jednostronnie w tulei o grubości g . Takie osadzenie wynika z przechodzących przez zapadkę żerdzi, które uniemożliwiają obustronne podparcie sworznia.

Na rysunku 7 pokazano przekrój zespołu zapadki, omawiany w rozdziale sworznie opisano numerem (1), przenosi on siłę między zapadką liniową (4) a siłownikiem (2), przed wysunięciem sworznia chroni pokrywa (5), ząb zapadki (4'') umożliwia przesuwanie się żerdzi. Osłonę zapadki oznaczono numerem (3).



Rys. 7. Złożenie zapadki

Utwierdzenie jednostronne nie jest korzystne z punktu widzenia wytrzymałościowego, ponieważ występuje przeginięcie sworznia (rys. 7, pozycja 1) podczas kolejnych cykli pracy. Ze względu na charakter obciążenia, w celu zapewnienia trwałości i niezawodności układu, konieczne jest wykonanie obliczeń zmęzeniowych sworznia.

Aby sprawdzić wartość rzeczywistego współczynnika bezpieczeństwa δ , posłużono się wzorem Soderberga [8], który określa współczynnik bezpieczeństwa dla cykli niesymetrycznych:

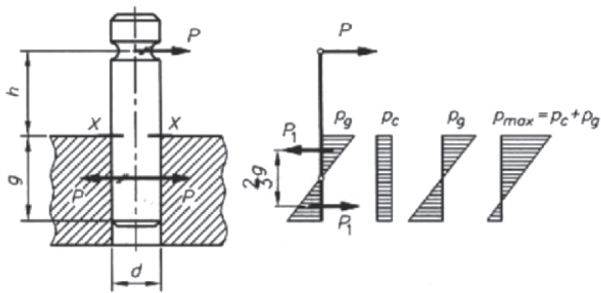
$$\delta = \frac{Z_{gj}}{\frac{\beta \cdot \sigma_a}{\epsilon} + Z_{gj} \cdot \frac{\sigma_m}{R_{eg}}} \quad (2)$$

gdzie:

- R_{eg} – granica plastyczności przy zginaniu [MPa],
- Z_{gj} – granica zmęczenia zginania jednostronnego [MPa],
- β – współczynnik stanu powierzchni [-],
- ϵ – zależność wielkości przekroju od współczynnika kształtu [-],
- σ_a – amplituda naprężeń [MPa],
- σ_m – naprężenia średnie [MPa].

Ponadto wykonano obliczenia sprawdzające wartość nacisków powierzchniowych w połączeniu sworznie-żerdź oraz sworznie-zapadka.

Ze względu na jednostronne zamocowanie sworznia w żerdzi całkowity nacisk powierzchniowy w połączeniu jest sumą nacisku wynikającego z działania siły w kierunku normalnym do powierzchni roboczej sworznia oraz pary sił równoważących moment zginający. Przyjęty model obciążeń odpowiada schematowi przedstawionemu na rysunku 8.



Rys. 8. Uproszczony model obciążenia sworznia [7]

Wartość maksymalnych nacisków powierzchniowych w połączeniu sworzni-żerdź wyraża się zależnością [9]:

$$p_{\max 1} = \frac{P \left(6 \frac{h}{g_1} + 4 \right)}{g_1 d} \quad (3)$$

natomiast w przegubie sworzni-zapadka:

$$p_{\max 2} = \frac{P}{g_2 d} \quad (4)$$

gdzie:

- h – odległość od miejsca przyłożenia siły do powierzchni [mm],
- g_1 – głębokość osadzenia sworznia w żerdzi [mm],
- g_2 – głębokość osadzenia sworznia w zapadce [mm],
- P – siła działająca na sworzni [kN],
- d – średnica sworznia [mm].

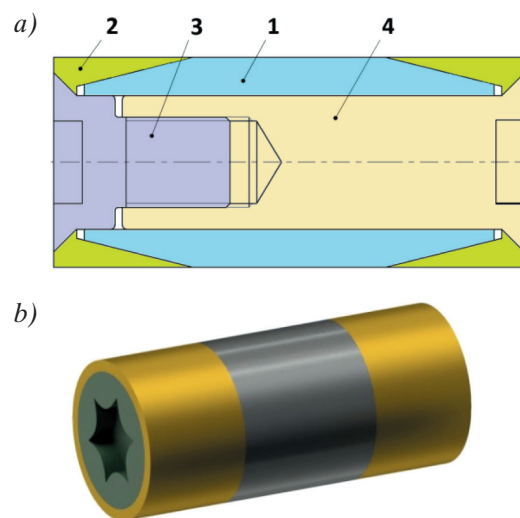
Na podstawie zależności (2) wyznaczono wartość współczynnika bezpieczeństwa $\delta = 1,29$. Natomiast z zależności (3) oraz (4) otrzymano naciski dopuszczalne $p_{\max 1} = 227,5$ MPa oraz $p_{\max 2} = 59,6$ MPa.

Otrzymana wartość współczynnika bezpieczeństwa, ze względu na wytrzymałość zmęczeniową połączenia zapewnia poprawne funkcjonowanie układu. Natomiast wyniki dotyczące nacisków powierzchniowych wskazują, że konieczne może być dodatkowe tulejowanie otworów sworzni w żerdziach z wykorzystaniem tulei ze stali wysokiej jakości, ulepszonej cieplnie.

4.5. Konstrukcja sworznia żerdzi

Ograniczona ilość miejsca pomiędzy żerdziami a zapadką ma wpływ na wymiary sworznia łączącego żerdzie. Z tego względu niemożliwe jest wykorzystanie typowego sworznia z łbem lub sworznia zabezpieczonego przed przesunięciem osiowym za pomocą zawleczek. Koncepcja osadzenia sworznia z wykorzystaniem połączenia wciskowego, ze względów eksploatacyjnych również musi zostać odrzucona z powodu długiego czasu wciskania sworznia oraz zużywania się elementów przy częstym łączeniu i rozłączaniu. Do

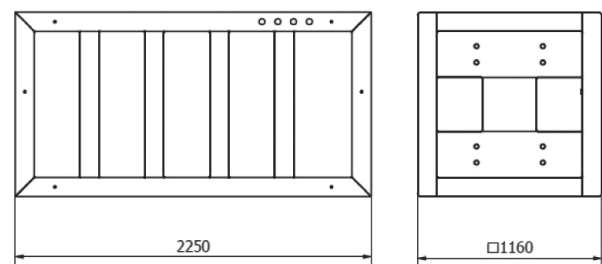
omawianej konstrukcji urządzenia opracowano projekt koncepcyjny sworznia rozprężnego (rys. 9) łączącego żerdzie, w którym wyeliminowano powyższe problemy. Sworzni rozprężny składa się z osi stożkowej (1) z wyciętym otworem, która jest mocowana w uchu i widelkach jako pierwsza. Następnie wkłada się tuleję stożkową (2), po czym umieszcza się śrubę z łbem stożkowym (3) oraz sworzni z łbem stożkowym zakończony otworem gwintowanym (4). Śruba wraz ze sworzniem są ze sobą skręcane, co powoduje docisk do powierzchni i zapobiegnięcie przesuwaniu się zespołu sworznia rozprężnego.



Rys. 9. Sworzni rozprężny: a) przekrój; b) widok

4.6. Konstrukcja ramy

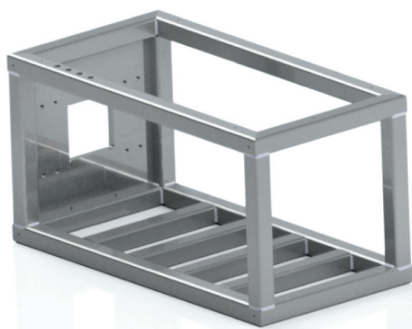
Rama (rys. 10 i 11) spawana jest z profili kwadratowych $120 \times 120 \times 8$. W celu zwiększenia sztywności ramy dospawane zostaną cztery takie same kształtowniki łączące dolne profile ramy i będące oparciem w trakcie spawania dla blachy ryflowanej. W ramie wykonano otwory oraz przyspawano nakrętki spawalnicze w celu zamocowania śrub mocujących osłonę maszyny. Wykonano również otwory w celu umieszczenia szybkozłączy hydraulicznych.



Rys. 10. Rama wymiary gabarytowe

Rama spawana jest wraz z płytą dociskową o grubości 50 mm. Jej zadaniem będzie rozłożenie siły po-

chodzącej od siłowników. Płyta dociskowa posiada otwory pod montaż siłowników.



Rys. 11. Rama model 3D

4.7. Dobór siłowników i zasilacza hydraulicznego

Aby równomiernie rozłożyć obciążenie, dobrane zostaną dwa symetrycznie rozstawione siłowniki, muszą one spełnić dwa zadania, pierwsze z nich to zapewnić wymaganą siłę do przeciągnięcia głowicy tnącej, a drugie z nich to zapewnienie odpowiedniego skoku do umożliwienia przesunięcia się zęba zapadki do kolejnego otworu w żerdzi. Dobrany został siłownik o oznaczeniu WHC027 – 160×90×600 [10], którego parametry zestawiono w tabeli 2 [10].

Tabela 2
Parametry siłownika

$\varnothing D_w$	160 mm	średnica tłoka
$\varnothing d$	90 mm	średnica tłoczyska
G_w	M100×2	rozmiar gwintu
xL	600 mm	skok siłownika
L	842 mm	wymiar bez części gwintowanej
L_c	943 mm	wymiar przy zamknięciu
C	40 mm	wysunięcie siłownika
PD	70 mm	wymiar do przyłącza hydraulicznego 1
Pz	662 mm	wymiar między przyłączami hydraulicznymi
p	25 MPa	ciśnienie nominalne

Odpowiedni zasilacz powinien dostarczyć należne ciśnienie potrzebne do przepchnięcia tłoka oraz strumień objętości przepływającego czynnika.

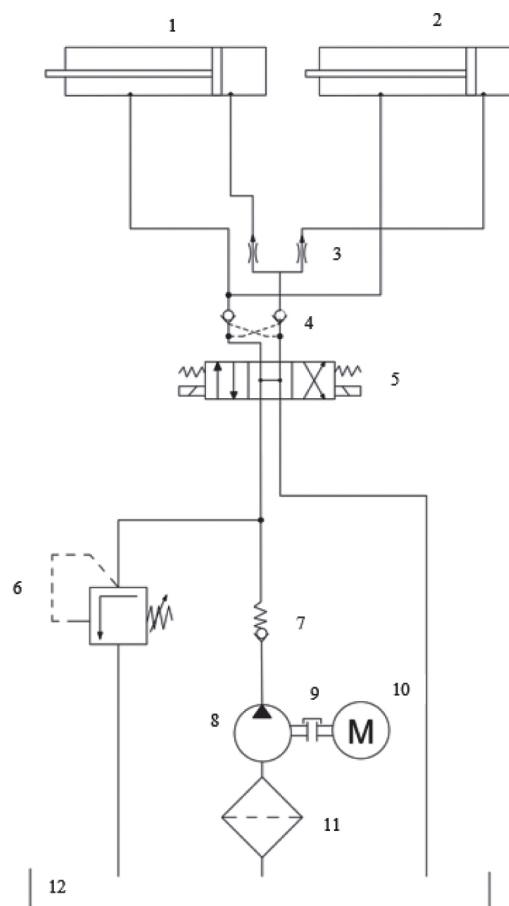
Dlatego dobrane zasilacz hydrauliczny o parametrach widocznych w tabeli 3.

Tabela 3
Parametry zasilacza hydraulicznego

Zbiornik oleju	50 l
Przepływ	12 l/min
Ciśnienie	25 MPa

4.8. Schemat hydrauliczny

Aby ułatwić dobór odpowiednich elementów hydraulicznych do maszyny, narysowano schemat hydrauliczny (rys. 12). Układ hydrauliki powinien zapewniać równomierny wysuw siłowników (1, 2) niezależnie od obciążenia, dlatego pomimo równego rozmieszczenia siłowników oraz równego ich obciążenia, dobrane dzielnik strumienia (3). Przed niekontrolowanymi ruchami siłowników chroni zawór zwrotny sterowany (4). Numerem (5) oznaczono zawór sterujący kierunkiem przepływu 4/3 sterowany za pomocą elektromagnesów, ustalony w pozycji środkowej za pomocą sprężyn. Do zabezpieczenia pompy przed wzrostem ciśnienia służy zawór redukcyjny (6). Numerem (7) oznaczono zawór zwrotny obciążony sprężyną. Zasilacz hydrauliczny składa się z elementów takich jak: pompa (8), sprzęgło (9), silnik (10), filtr ssawny (11) oraz zbiornik oleju (12).

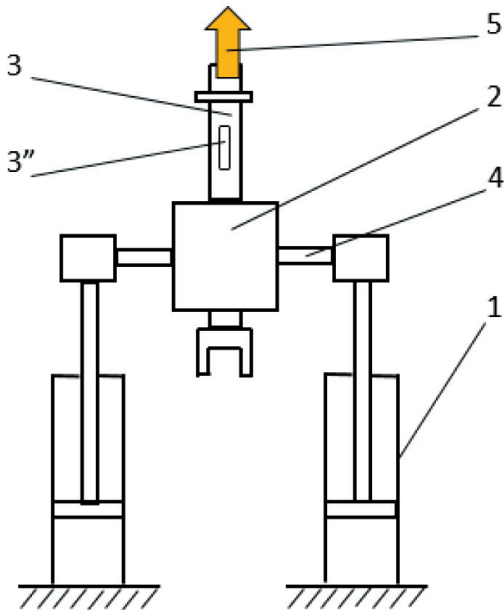


Rys. 12. Schemat hydrauliczny

5. KONSTRUKCJA UKŁADU NAPĘDOWEGO

Układ napędowy (rys. 13) składa się z siłowników hydraulicznych (1) zamocowanych symetrycznie na

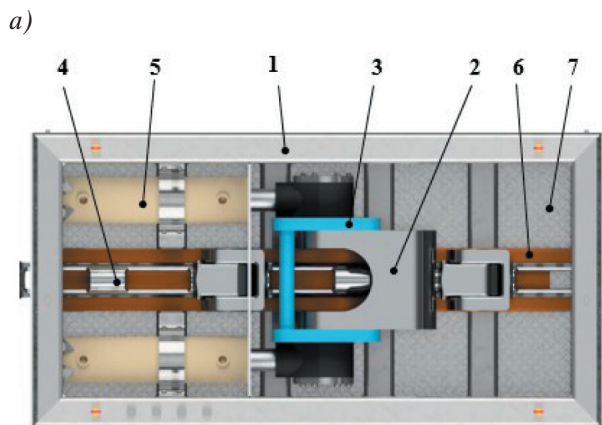
plycie, która zaś opiera się o wykop. Siłowniki wprawiają w ruch zapadkę (2). Siła przenoszona jest z siłowników na zapadkę przez dwa jednostronnie utwierdzone sworznie (4). Między zapadką a sworzniami występuje pasowanie luźne umożliwiające obrót i poprawne funkcjonowanie układu. Poprzez obrót zapadki względem sworzni uzyskano ruch jednostronny (5) żerdzi (3). Oznaczony numerem (3'') otwór w żerdzi współpracuje z zębem zapadki i umożliwia przeniesienie siły na kolejną żerdzie.



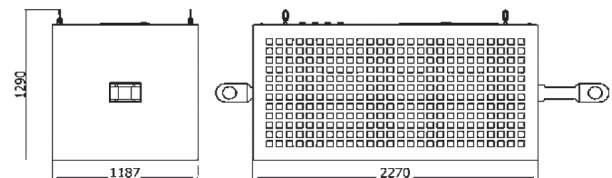
Rys. 13. Schemat układu

Wymiary gabarytowe maszyny podano na rysunku 14, natomiast rysunki 15 i 16 przedstawiają widoki opracowanego układu.

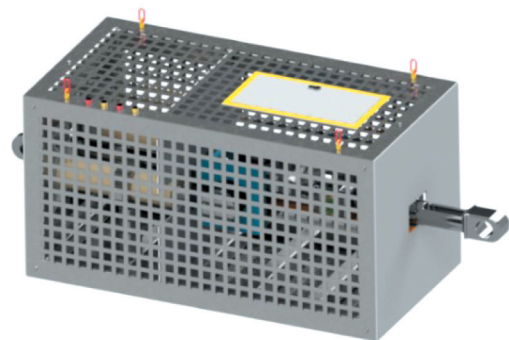
Zaprojektowana maszyna do krakingu składa się z ramy (1), w której znajdują się elementy maszyny. Od spodu ramy przyspawana jest blacha ryflowana (7).



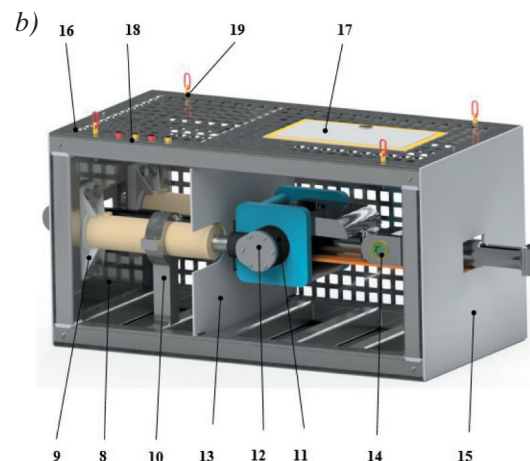
Aby umożliwić dostęp do środka maszyny w celu naprawy lub konserwacji elementów oraz podglądu w trakcie pracy, od boków oraz z góry przykręcana jest blacha perforowana (16). Blacha ta przykręcana jest do nakrętek spawalniczych wspawanych w ramę. Do naprawy drobnych usterek lub w razie zablokowania układu do blachy perforowanej przymocowane są drzwiczki rewizyjne (17). Aby zabezpieczyć przed przesuwaniem się maszyny w głąb wykopu przyspawano do ramy płyty podstaw (8) o grubości 50 mm o dużej powierzchni. Siłowniki (5) przyspawane są z płytą mocującą (9) zapewniającą rozłożenie siły, są one przykręcane do płyt podstaw, aby możliwa była ich wymiana. W celu zabezpieczenia siłownika przed ugięciem zastosowano podpory (10) spawane z ramą i skręcane z górną pokrywą. Zapadka (2) oraz osłona zapadki (3) połączone są z siłownikami sworzniem.



Rys. 14. Wymiary gabarytowe



Rys. 15. Maszyna do krakingu statycznego

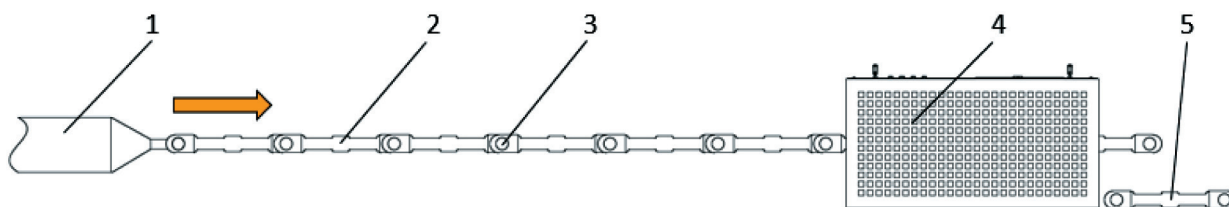


Rys. 16. Maszyna do krakingu, widoki: a) bez pokrywy górnej; b) bez pokrywy bocznej

Sworzeń ten jest utwierdzony w końcówce tłoczyska (11) oraz zabezpieczony jest przed wysunięciem z niej zaślepką skręcaną śrubami (12). Zapadka wprawia w ruch żerdzie (4), które poruszają się po elemencie (6), który ustala położenie żerdzi w pionie i zapewnia styk żerdzi z zapadką. Pierwsza część komory, w której znajdują się tuleje cylindrowe siłowników, oddzielona jest blachą przedziału (13) od komory drugiej, w której występują elementy ruchome maszyny (zapadka, osłona, tłoczysko itd.). Blacha przedziału spełnia dwie funkcje, pierwszą z nich jest podparcie elementu (6), a drugą jest zabezpieczenie przewodów hydraulicznych przed elementami ruchomymi. Blacha (15) służy do obudowy maszyny. Za pomocą sworznia rozprężnego (14) łączone są żerdzie. Śruby z uchem uchylno-obrotowym (19) służą do podwieszenia urządzenia w celu jego transportu. Aby ułatwić podłączenie hydrauliczne, maszynę wyposażono w szybkozłącza hydrauliczne (18).

6. SPOSÓB FUNKCJONOWANIA URZĄDZENIA

Do poprawnego funkcjonowania urządzenia należy wykopać komorę roboczą o rozmiarach 5 m na 2 m oraz głębokości dostosowanej do głębokości położenia wymienianego rurociągu.



Rys. 17. Funkcjonowanie maszyny

7. PODSUMOWANIE

Niniejszy artykuł podyktowany jest wzrastającym zainteresowaniem stosowania technologii bezwykopowych do prowadzenia prac ziemnych.

W pracy przedstawiono projekt urządzenia do bezwykopowej wymiany rur metodą krakingu statycznego. Opracowane urządzenie umożliwia wymianę rurociągu o długości 80 m oraz średnicy do 400 mm.

W projekcie zwrócono szczególną uwagę na najbardziej obciążone elementy maszyny i przeprowadzono stosowne obliczenia wytrzymałościowe. Zaproponowane rozwiązania konstrukcyjne, a w szczególności nowa koncepcja konstrukcji żerdzi oraz sposobu ich

Komorę roboczą należy wypoziomować. Środek otworu w płycie dociskowej powinien pokrywać się ze środkiem przekroju wymienianego przewodu. Urządzenie (rys. 17, pozycja 4) należy przetransportować do komory roboczej. Śruby obrotowo-uchylne służą do mocowania lin transportujących urządzenie. Po umiejscowieniu maszyny w wykopie należy podłączyć przewody hydrauliczne do szybkozłączy hydraulicznych. Gdy żerdzie (2) znajdują się w wymienianej rurze, do ostatniego z nich należy zamocować głowicę tnącą/kruszącą (1). Następnie należy umieścić żerdzie połączone sworzniem rozprężnym (3) w otworze maszyny. Należy upewnić się, że drzwiczki rewizyjne są zamknięte oraz osłony są przykręcone. Należy włączyć pompę.

Po włączeniu pompy siłowniki hydrauliczne wprawiają w ruch zapadkę, której ząb wpada w otwór w żerdziach i jednostronnie blokuje poruszanie się zapadki względem żerdzi i razem ciągną głowicę tnącą/kruszącą. Ruch powrotny siłownika powoduje przemieszczenie się zapadki względem nieruchomych żerdzi.

Urządzenie kruszy lub rozcina stary rurociąg głowicą, pozostawiając jego kawałki w glebie. Nowy przewód wciągany jest wraz z głowicą. Po renowacji nowy przewód przejmuje funkcje starego rurociągu. Żerdzie po przeciągnięciu są rozkładane w wykopie (5) (rys. 17).

napędu mogą stanowić o konkurencyjności przedstawionego układu w stosunku do obecnie stosowanych urządzeń do krakingu statycznego.

Literatura

- [1] Zwierzchowska A.: *Koszty budowy sieci podziemnych wykonywanych metodami tradycyjnymi i bezwykopowymi*. Inżynieria Bezwykopowa 2006, 1: 26–32.
- [2] Kuliczkowski A., Kuliczowska E., Zwierzchowska A., Zwierzchowski D., Dańczuk P., Kubicka U., Kuliczkowski P., Lisowska J.: *Technologie bezwykopowe w inżynierii środowiska: praca zbiorowa*. Seidel-Przywecki, Warszawa 2010.
- [3] Ćwiertnia R., Ćwiertnia T.: *Analiza wybranych technologii bezwykopowej renowacji sieci wodociągowych i kanalizacyjnych*. Przegląd Budowlany 2018, 7–8: 42–50.
- [4] Derwich P.: *Dobieramy odpowiednią wielkość maszyny przeciskowej*. Inżynieria Bezwykopowa 2019, 3: 82.

- [5] Saint-Gobain PAM DIREXIONAL, Warszawa 2012.
- [6] Kublik K.: *Kraking statyczny, Bezwykopowa wymiana rurociągów*. Inżynieria Bezwykopowa 2016, 2: 74–77.
- [7] Mazanek E.: *Przykłady obliczeń z podstaw konstrukcji maszyn*, t. 1. WNT, Warszawa 2015.
- [8] Dietrich M. (red.), *Podstawy konstrukcji maszyn*, t. 1. WNT, Warszawa 1999.
- [9] Korewa W., Zygmunt K.: *Podstawy konstrukcji maszyn*, t. 2. WNT, Warszawa 1975.
- [10] WROPOL Engineering sp. z o.o., Technical Report. Mięknienia 2020.

inż. BARTOSZ GÓRALCZYK
dr hab. inż. WOJCIECH HORAK, prof. AGH
AGH Akademia Górniczo-Hutnicza
im. Stanisława Staszica w Krakowie
al. A. Mickiewicza 30, 30-059 Kraków
goralczy@student.agh.edu.pl
horak@agh.edu.pl