

System wspomagania oceny stateczności przegubowych wozów wiercących

Data wpłynięcia do Redakcji: 04/2023
Data akceptacji przez Redakcję do publikacji: 05/2023

2023, volume 12, issue 2, pp. 9-27

Łukasz Bołoz

AGH Akademia Górniczo-Hutnicza w Krakowie
Poland



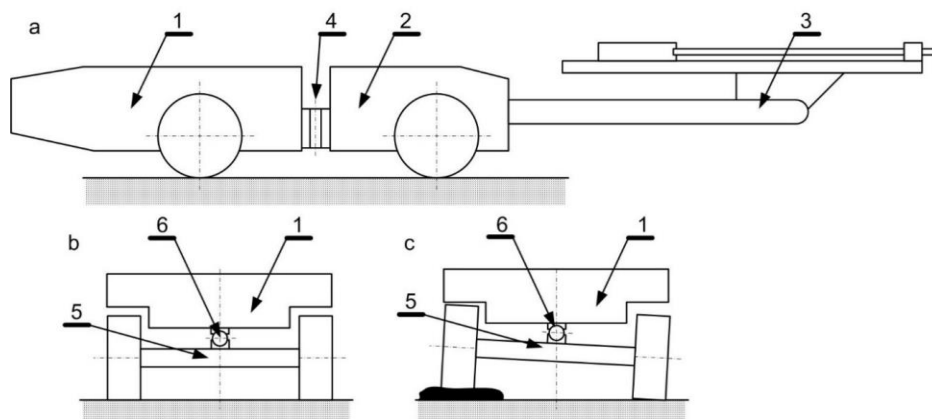
Streszczenie: Samojezdne maszyny górnicze takie jak kołowo- oponowe wozy wiercące charakteryzują się budową przegubową oraz wyposażone są w wysięgniki z organami roboczymi wysuniętymi daleko poza obrys podwozia. Taka konstrukcja powoduje, że maszyny te są podatne na utratę stateczności. Stąd też konieczne jest analizowanie rozkładu mas oraz ich szeroko pojętej stateczności podczas całego procesu projektowania, przy uwzględnieniu wielu czynników wynikających ze sposobu i warunków ich pracy. Jednak brak jest odpowiednich modeli obliczeniowych pozwalających na przeprowadzenie badań analitycznych dla maszyn o takiej konstrukcji. W artykule przedstawiono autorski system wspomagający szybką ocenę stateczności jedno i dwuwysięgnikowych wozów wiercących. Model pozwala na przeprowadzenie analiz bez konieczności rozwiązywania równań różniczkowych występujących w modelach dynamicznych oraz bez stosowania badań modelowych za pomocą narzędzi CAD/CAE. Opracowany model obliczeniowy został zweryfikowany przez porównanie uzyskanych wyników z wynikami z pełnego modelu dynamicznego, z wynikami badań modelowych przeprowadzonych w programie CAD/CAE oraz z wynikami badań empirycznych nacisków kół i podpór na podłoże dla wybranego wozu wiercącego. Na podstawie weryfikacji i walidacji tego modelu stwierdzono jego pełną poprawność oraz przydatność. Model został wykorzystany do opracowania praktycznego i łatwego w obsłudze arkusza obliczeniowego. Następnie przeprowadzono badania analityczne stateczności wybranego wozu wiercącego. Model obliczeniowy jak i arkusz kalkulacyjny stanowią podręczne narzędzie wykorzystywane podczas procesu projektowania przez jedną z polskich firm produkujących wozy wiercące.

Słowa kluczowe: stateczność wozów wiercących, dynamika wozów wiercących, badania modelowe, model dynamiczny, model fizyczny, model matematyczny, badania symulacyjne, narzędzia CAD/CAE

WPROWADZENIE

Samojezdne maszyny górnicze takie jak kołowo- oponowe wozy wiercące charakteryzują się budową przegubową, która ze względu na zastosowanie długich wysięgników, warunki pracy i wymagania dotyczące promieni skrętu podatna jest na utratę stateczności (inaczej stabilności). Wóz wiercący składa się z ciągnika posadowionego na kołysce (rys. 1). Między ciągnikiem a kołyską znajduje się przegub o osi poziomej. Przegubowo połączona kołyska odpowiada za możliwość przejazdu przez nierówności. Ciągnik połączony jest z platformą za mocą przegubu o osi pionowej. Przegubowe połączenie ciągnika i platformy wraz z odpowiednimi siłownikami hydraulicznymi odpowiada za skręt maszyny. Do platformy

mocowany jest jeden lub dwa wysięgniki. Jedynie przy bardzo dużych wozach stosowana jest większa liczba wysięgników, trzy lub rzadziej cztery.



Rys. 1 Schemat budowy przegubowego wozu wierącego:
a. widok ogólny maszyny z góry, b. widok na ciągnik z kołyską z tyłu

Na rys. 2 przedstawiono przykładowy wóz wierzący Face Master 2,3 firmy Mine Master [1], oraz jego ułożenie podczas pokonywania wyrobisk.

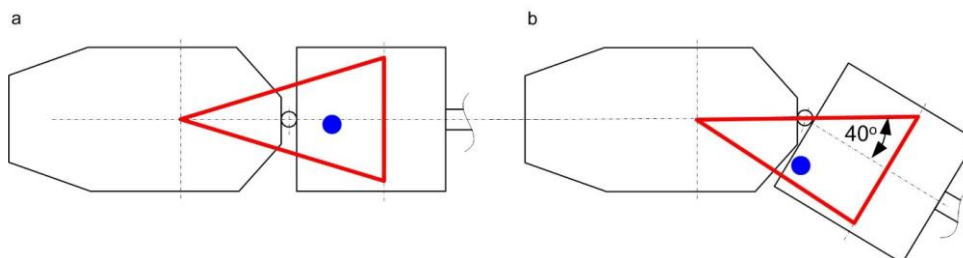


Rys. 2 Przykładowy dwuwysięgnikowy wóz wierzący Face Master 2,3 firmy Mine Master:
a. widok maszyny, b. ułożenie podczas pokonywania łuku

Źródło: [1]

Długość całkowita wozów wierzących wynosi około 11÷14 m, szerokość około 1,8÷2,5 m, natomiast wysokość około 1,5÷3,0 m. Masa całkowita mieści się w zakresie od 13 ton do nawet 30 ton. Rozstaw osi wynosi około 3÷4 m, a wysięgniki wystają przed przednią oś ponad 6 m. Podczas pokonywania łuków maszyna skręcona jest o kąt do 40° oraz dodatkowo w wąskich wyrobiskach wysięgniki wychylane są na boki, czasami o ponad 10°. Podczas pracy wysięgniki wychylane są daleko poza obrys podwozia maszyny i pozwalają na wykonywanie otworów w wyrobiskach podziemnych o przekroju kilkudziesięciu metrów kwadratowych. Zazwyczaj wysięgniki wychylają się w górę o 45°, w dół o 25° oraz na boki o 35° do 55°. Ponadto podczas pracy teleskopowe wysięgniki wydłużają się o około 1,5 m. W związku z tym tak podczas manewrowania jak i podczas pracy maszyny te są podatne na utratę stateczności. Stateczność samojezdnych maszyn górniczych jest kluczową kwestią, zwłaszcza przy opracowywaniu nowych rozwiązań, które mają sprostać wysokim wymaganiom użytkowników i trudnym warunkom pracy.

Maszyna taka jest stabilna, jeżeli jej środek ciężkości znajduje się wewnątrz trójkąta wyznaczonego przez środki przednich kół oraz środek tylnej osi (rys. 3a). Linie łączące te punkty nazywane są krawędziami wywrotu. Przy czym podczas skrętu maszyny środek tylnej osi przesuwa się, a jednocześnie wypadkowy środek ciężkości maszyny przemieszcza się mocno w kierunku krawędzi wywrotu zmniejszając stabilność maszyny (rys. 3b).



**Rys. 3 Warunek stabilności przegubowego wozu wiercącego:
a. jazda na wprost, b. maksymalny skręt**

Źródło: [2]

Od początku procesu projektowania tego typu maszyn konieczne jest analizowanie wartości mas oraz położenia środków ciężkości kluczowych podzespołów przy jednoczesnej ocenie stateczności maszyny. Na stateczność wpływ ma nachylenie podłużne i poprzeczne wyrobiska, skręt nadwozia maszyny oraz wychylenie wysięgników. Ponadto uwzględnić należy nagłe hamowanie oraz przejazd przez nierówności terenu. Obecnie nie są dostępne modele teoretyczne pozwalające na przeprowadzenie szybkich analiz i oceny stateczności dla maszyn o takiej konstrukcji. Możliwe jest przeprowadzenie badań symulacyjnych przy wykorzystaniu narzędzi CAD/CAE, na przykład modułu Dynamic Simulation w programie Autodesk Inventor Professional. Jednak badania takie są czasochłonne i wymagają opracowania odpowiednich modeli dla każdej maszyny, co ogranicza możliwość przeprowadzenia kompleksowej analizy dla wielu wariantów parametrów. Możliwe jest również opracowanie modelu dynamicznego, jednak musi on zostać opracowany dla każdej maszyny, a wyniki uzyskać można po rozwiązaniu równań różniczkowych.

Informację o stateczności maszyny uzyskać można z badań empirycznych na wagach najazdowych oraz z prób ruchowych. Praktyka wskazuje, że dla tego typu maszyn, minimalny nacisk jednego koła na podłoże powyżej 1000 kg gwarantuje stateczność maszyny. Jednak takie pomiary na gotowej maszynie, z oczywistych względów, nie pozwalają na wykonanie ich na etapie projektowania. Poza tym, w momencie prób ruchowych i badań empirycznych istnieje bardzo ograniczona możliwość wprowadzania zmian, która w praktyce sprowadza się do dociążenia maszyny balastem w postaci blach stalowych.

Stabilność różnego rodzaju maszyn roboczych jest problemem znanym i dobrze opisanym w literaturze. Najogólniej rzecz ujmując zagadnienie stabilności wywrotowej sprowadza się do analizy położenia środka ciężkości maszyny względem krawędzi wywrotu wyznaczonych przez punkty podparcia [2].

Maszyny typowo podatne na wywrócenie jak dźwigi i żurawie są często przedmiotem badań i artykułów [3, 4, 5]. Są to jednak zupełnie inne rozwiązania konstrukcyjne, pracujące zazwyczaj po wypoziomowaniu i w spoczynku.

Rozwiązaniami bliższymi do analizowanych wozów wiercących są maszyny przegubowe. Znaleźć można ogólne modele teoretyczne dotyczące samego podwozia czterokołowego [6] czy też pojazdów z wieloma osiami [7]. Jeden z artykułów przedstawia ciekawe zagadnienie maszyny przegubowej, ale na podwoziu gąsienicowym. Autorzy zaprezentowali złożony dynamiczny model teoretyczny oraz przedstawili wyniki badań analitycznych [8].

Dużo opracowań dotyczy maszyn rolniczych, przegubowych oraz ze sztywnymi ramami. Ze względu na pracę w terenie o nachyleniach podłużnych i poprzecznych występuje również problem stabilności. A autorzy przedstawiają różne modele statyczne i dynamiczne oraz wyniki badań empirycznych [9, 10, 11].

W zakresie przegubowych maszyn górniczych wskazać można szereg prac na temat ładowarek łyżkowych. W jednym artykule opisano problematykę stabilności wywrotowej maszyn roboczych, z naciskiem na różne rozwiązania ładowarek łyżkowych. Przy czym autorzy skupili się na autorskim stanowisku badawczym pozwalającym na empiryczną ocenę stabilności oraz weryfikację modeli teoretycznych. Stanowisko to umożliwia symulowania nachylenia modelu maszyny przegubowej przy jednoczesnym pomiarze nacisku kół na podłoże. Ci sami autorzy w kolejnym artykule przeprowadzili kompleksowe badania stabilności ładowarki oraz opracowali odpowiedni model teoretyczny. W efekcie zaproponowali zmiany wpływające pozytywnie na stabilność przegubowej ładowarki kołowej [12].

Podobnie inny zespół, w kilku kolejnych artykułach badał stabilność przegubowej ładowarki łyżkowej [13, 14, 15]. Opracowane zostały różne modele dynamiczne oraz kilka wersji ładowarki w skali. Wyniki uzyskane z modeli teoretycznych zostały zweryfikowane wynikami badań. Oprócz typowych sytuacji analizowano również przejazd przez przeszkody o różnym kształcie i rozmiarach.

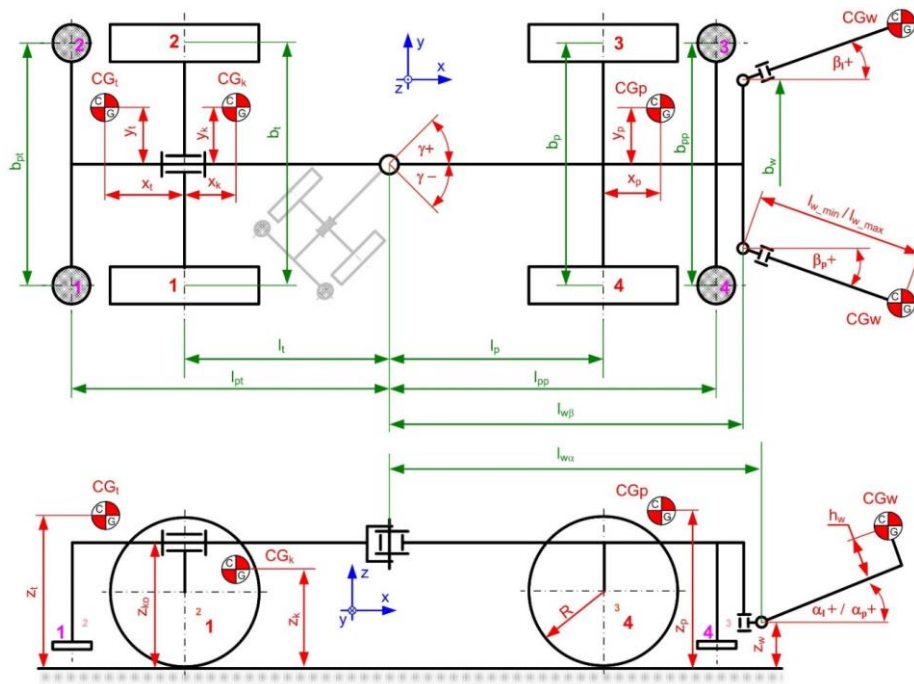
Brak dostępnych parametrycznych modeli teoretycznych pozwalających na opracowanie arkuszy obliczeniowych do oceny stateczności wozów wiercących był przyczyną opracowania przedmiotowej metodyki obliczeń [2]. W innym artykule tego samego autora znaleźć można opracowanie dotyczące ładowarek LHD z zasilaniem bateryjnym [16].

TEORETYCZNY MODEL OBLICZENIOWY

W celu opracowania modelu fizycznego, a następnie matematycznego określono założenia i wytyczne, w tym odpowiednie, akceptowalne uproszczenia. Następnie wyprowadzono wzory i równania pozwalające na obliczenie położenia środka ciężkości maszyny, jego odległości od krawędzi wywrotów jak również nacisków kół oraz podpór na podłoże.

W związku z potrzebą opracowania modelu analitycznego, który pozwoli na szybką ocenę stateczności maszyn w arkuszu kalkulacyjnym typu Excel

sprecyzowano szereg założeń dla takiej metodyki. Przede wszystkim model musi pozwalać na obliczenie wartości nacisków kół i podpór na podłoże oraz położenia środka ciężkości i jego odległości od krawędzi wywrotu bez konieczności rozwiązywania równań różniczkowych. Na podstawie analizy konstrukcji wozów wiercących założono, że model zostanie opracowany dla maszyny przegubowej z kołyską na podwoziu kołowo-oponowym. W modelu pominięto sprężystość kół. Przewidziano rozwiązania jedno i dwu wysięgnikowe poruszające się w wyrobiskach o nachyleniu podłużnym do 20° i poprzecznym do 10° . Określenie położenia środka ciężkości maszyny typu wóz wiercący wymaga rozłożenia jego masy na poszczególne składowe, które wykonując względny ruch. Zgodnie z założeniami wóz przedstawiono za pomocą wartości mas i położen środków ciężkości: ciągnika, kołyski, platformy oraz dwóch wysięgników. Najważniejszymi parametrami geometrycznymi są odległości między kołami i przegubem maszyny oraz wielkości opisujące położenie dwóch punktów obrotu wysięgnika dla osi poziomej i pionowej. Dodatkowo uwzględnić należy kąt skrętu maszyny oraz kąty wychylenia wysięgników poziomie i pionie. Wymienione wielkości przedstawiono na schemacie pokazanym na rys. 4.



Rys. 4 Schemat wozu wiercącego do opracowania modelu matematycznego

Oznaczenia przyjęte na rys. 4:

Geometria maszyny:

b_p – rozstaw kół przednich,

l_p – odległość osi przedniej,

b_t – rozstaw kół tylnych,

l_t – odległość osi tylnej,

b_{pp} – rozstaw rozpór przednich,

l_{pp} – odległość rozpór przednich,
 b_{pt} – rozstaw rozpór tylnych,
 l_{pt} – odległość rozpór tylnych,
 b_w – rozstaw przegubu wysięgników,
 l_w – odległość przegubu wysięgników,
 z_w – wysokość przegubu wysięgników,
 z_{ko} – wysokość przegubu kołyski,
 R – promień zewnętrzny opony w stanie swobodnym,
 Wartości mas środków ciężkości:

C_{Gt} – masa ciągnika,
 C_{Gp} – masa platformy,
 C_{Gk} – masa kołyski,
 C_{Gw} – masa wysięgnika,

Współrzędne lokalne środków ciężkości:

x_t, y_t, z_t – położenie środka ciężkości ciągnika bez zespołu kołyski,
 x_p, y_p, z_p – położenie środka ciężkości platformy,
 x_k, y_k, z_k – położenie środka ciężkości kołyski,
 l_{wmin} – położenie środka ciężkości wysięgnika (min),
 l_{wmax} – położenie środka ciężkości wysięgnika (max),
 h_w – położenie środka ciężkości wysięgnika,

Zmienne maszyny:

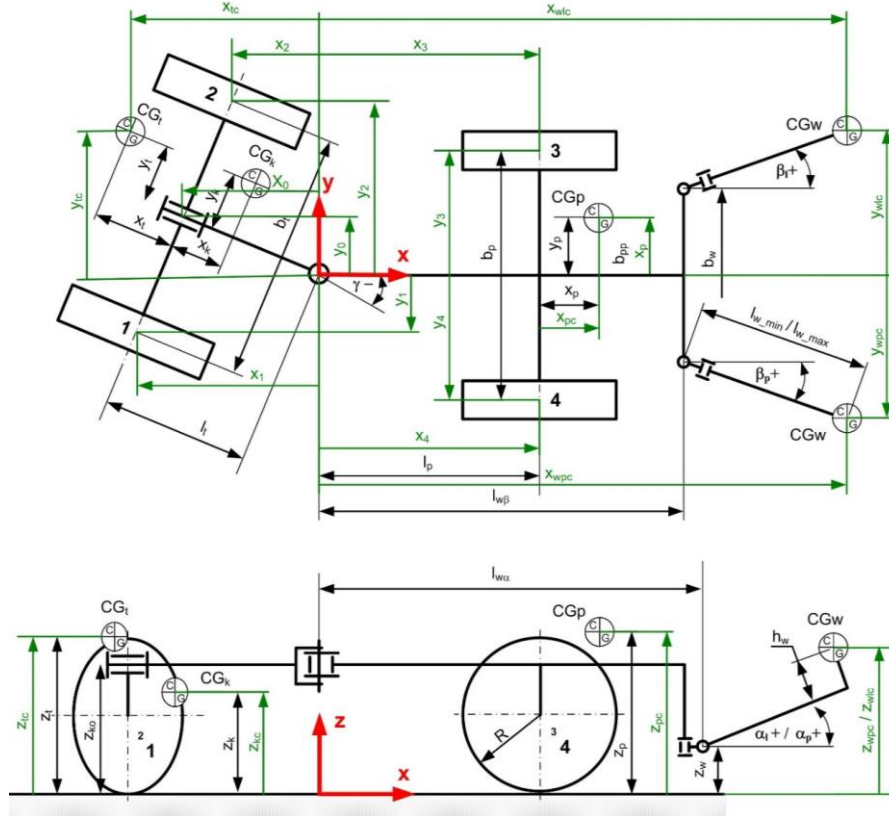
γ – kąt skrętu maszyny (prawo kąt dodatni, w lewo kąt ujemny),
 α_w – odchylenie wysięgników w pionie (do góry kąt dodatni w dół kąt ujemny),
 β_w – odchylenie wysięgników w poziomie (na zewnątrz kąt dodatni, do wewnątrz kąt ujemny – czyli kąt dodatni odchyła wysięgnik prawy w prawo a lewy w lewo),
 l_{wmin} – położenie środka ciężkości wysięgnika (min),
 l_{wmax} – położenie środka ciężkości wysięgnika (max).

Podane wcześniej parametry geometryczne opisano na schemacie w sposób ułatwiający ich bezbłędne i stosunkowo łatwe określenie. W zależności od kąta skrętu podwozia oraz kątów wychyleń wysięgników zmieniają się położenia środków ciężkości oraz środków kół jak również kołyski. Na potrzeby analizy całości wozu konieczne jest przypisanie wartości współrzędnych x, y, z w układzie globalnym. Uwzględniając konstrukcję wozu oraz sprecyzowane założenia powiązано środek ciężkości w następujący sposób:

- środek układu współrzędnych w rzucie z góry znajduje się w przegubie,
- osie x i y tożsame są jest z osiami x i y platformy,
- płaszczyzna spągu, wyznaczona przez kontakt opon ze spągami jest płaszczyzną xy ,
- oś z jest prostopadła do spągu a tym samym jest zgodna z osią pionową maszyny.

W związku z powyższym dla każdej współrzędnej związanej ze środkiem ciężkości oraz dla położenia wysięgników, pozycji każdego koła oraz położenia środka kołyski wyprowadzono odpowiednie wzory na x, y i z w układzie globalnym.

Podczas wyprowadzania zastosowane przyjęte wcześniej indeksy dolne z dodatkowym oznaczeniem „c”. Oprócz przyjętych wcześniej indeksów przypisano również numery kół „x” od 1 do 4 (bez indeksu „c”) oraz współrzędną „x0” dla kołyski. Kilka przykładowych współrzędnych przedstawiono na rys. 5.



Rys. 5 Wybrane współrzędne globalne maszyny x, y, z

Poniżej przedstawiono wzory, które wyprowadzono dla analizowanego przypadku i umożliwiają określenie współrzędnych globalnych. Całość wyprowadzono stosując standardowe przekształcenia oraz wzory na transformacje i rotacje wektora.

Współrzędne środka ciężkości ciągnika:

$$x_{tc} = -(l_t + x_t) \cdot \cos(\gamma) - y_t \cdot \sin(\gamma) \quad (1)$$

$$y_{tc} = -(l_t + x_t) \cdot \sin(\gamma) + y_t \cdot \cos(\gamma) \quad (2)$$

$$z_{tc} = z_t \quad (3)$$

Współrzędne środka ciężkości kołyski:

$$x_{kc} = -(l_t + x_k) \cdot \cos(\gamma) - y_k \cdot \sin(\gamma) \quad (4)$$

$$y_{kc} = -(l_t + x_k) \cdot \sin(\gamma) + y_k \cdot \cos(\gamma) \quad (5)$$

$$z_{kc} = z_k \quad (6)$$

Współrzędne środka ciężkości platformy:

$$x_{pc} = l_p + x_p \quad (7)$$

$$y_{pc} = y_p \quad (8)$$

$$z_{pc} = z_p \quad (9)$$

Współrzędne środka ciężkości prawego wysięgnika:

$$x_{wpc} = l_{w\beta} + (l_{w\alpha} - l_{w\beta}) \cdot \cos(\beta_{wp}) + l_{ww} \cdot \cos(\alpha_{wp}) \cdot \cos(\beta_{wp}) - h_w \cdot \sin(\alpha_{wp}) \cdot \cos(\beta_{wp}) \quad (10)$$

$$y_{wpc} = \frac{-b_w}{2} - (l_{w\alpha} - l_{w\beta}) \cdot \sin(\beta_{wp}) - l_{ww} \cdot \cos(\alpha_{wp}) \cdot \sin(\beta_{wp}) + h_w \cdot \sin(\alpha_{wp}) \cdot \sin(\beta_{wp}) \quad (11)$$

$$z_{wpc} = z_w + l_{ww} \cdot \sin(\alpha_{wp}) + h_w \cdot \cos(\alpha_{wp}) \quad (12)$$

Współrzędne środka ciężkości lewego wysięgnika:

$$x_{wlc} = l_{w\beta} + (l_{w\alpha} - l_{w\beta}) \cdot \cos(\beta_{wl}) + l_{ww} \cdot \cos(\alpha_{wl}) \cdot \cos(\beta_{wl}) - h_w \cdot \sin(\alpha_{wl}) \cdot \cos(\beta_{wl}) \quad (13)$$

$$y_{wlc} = \frac{-b_w}{2} - (l_{w\alpha} - l_{w\beta}) \cdot \sin(\beta_{wl}) - l_{ww} \cdot \cos(\alpha_{wl}) \cdot \sin(\beta_{wl}) + h_w \cdot \sin(\alpha_{wl}) \cdot \sin(\beta_{wl}) \quad (14)$$

$$z_{wlc} = z_w + l_{ww} \cdot \sin(\alpha_{wl}) + h_w \cdot \cos(\alpha_{wl}) \quad (15)$$

Współrzędne położenia kontaktu koła oznaczonego numerem 1:

$$x_1 = -l_t \cdot \cos(\gamma) + \frac{b_t}{2} \cdot \sin(\gamma) \quad (16)$$

$$y_1 = -l_t \cdot \sin(\gamma) - \frac{b_t}{2} \cdot \cos(\gamma) \quad (17)$$

Współrzędne położenia kontaktu koła oznaczonego numerem 2:

$$x_2 = -l_t \cdot \cos(\gamma) - \frac{b_t}{2} \cdot \sin(\gamma) \quad (18)$$

$$y_2 = -l_t \cdot \sin(\gamma) + \frac{b_t}{2} \cdot \cos(\gamma) \quad (19)$$

Współrzędne położenia kontaktu koła oznaczonego numerem 3:

$$x_3 = l_p \quad (20)$$

$$y_3 = \frac{b_p}{2} \quad (21)$$

Współrzędne położenia kontaktu koła oznaczonego numerem 4:

$$x_4 = l_p \quad (22)$$

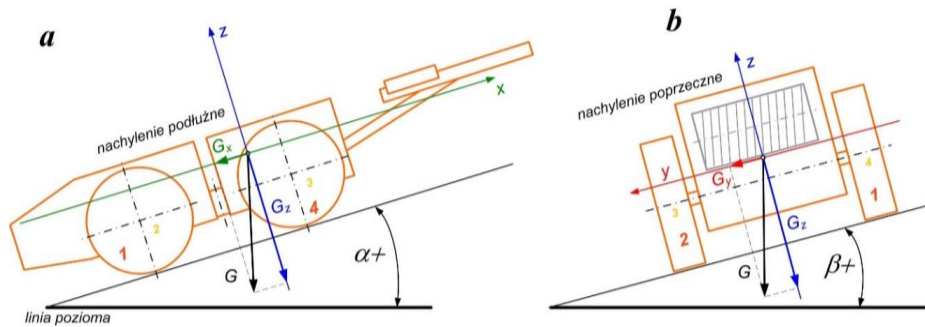
$$y_4 = -\frac{b_p}{2} \quad (23)$$

Współrzędne położenia kołyski (oznaczone numerem „0”):

$$x_0 = -l_t \cdot \cos(\gamma) \quad (24)$$

$$y_0 = -l_t \cdot \sin(\gamma) \quad (25)$$

Wyrobisko zgodnie z założeniami może być nachylone podłużnie – kąt nachylenia podłużnego α lub poprzecznie – kąt nachylenia poprzecznego β . Pomiar kąta poprzecznego i podłużnego odbywa się z prostopadłych do siebie kierunkach i mierzony jest względem pionu (rys. 6). Układ xyz jest lokalnym układem związanym ze środkiem ciężkości analizowanej samojezdnej maszyny górniczej. Ze względu na ograniczone wartości kąta podłużnego ($\leq 20^\circ$) oraz poprzecznego ($\leq 10^\circ$) zastosowano uproszczone obliczenia.



Rys. 5 Schemat do rozkładu siły grawitacji w wyrobisku nachylonym:
a. podłużnie $\alpha > 0$ i $\beta = 0$, b. $\beta > 0$ i $\alpha = 0$

Na podstawie analizy rozkładu siły grawitacji zapisano wzory na jej poszczególne składowe:

$$G_x = G \sin(\alpha) \quad (26)$$

$$G_y = G \sin(\beta) \quad (27)$$

$$G_z = G \sqrt{\cos^2(\alpha) - \sin^2(\beta)} \quad (28)$$

lub $G_z = G \sqrt{\cos^2(\beta) - \sin^2(\alpha)}$

$$WG = \sqrt{\cos^2(\beta) - \sin^2(\alpha)} \quad (29)$$

$$G_z = G \cdot WG \quad (30)$$

W wyrobisku o nachyleniu podłużnym i poprzecznym wymagane jest opracowanie nowych wzorów pozwalających na obliczenie nacisku kół na spąg. Uwzględniając jednocześnie oba nachylenia zapisać można składowe siły ciężkości mostu tylnego z kołyską oraz pozostałej części maszyny jako:

$$CG_{cpwx} = CG_{cpw} \cdot \sin(\alpha) \quad (31)$$

$$CG_{cpwy} = CG_{cpw} \cdot \sin(\beta) \quad (32)$$

$$CG_{cpwz} = CG_{cpw} \cdot WG \quad (33)$$

$$CG_{kx} = CG_k \cdot \sin(\alpha) \quad (34)$$

$$CG_{ky} = CG_k \cdot \sin(\beta) \quad (35)$$

$$CG_{kz} = CG_k \cdot WG \quad (36)$$

Znając składowe grawitacji obciążające maszynę, zapisać można wzory na składowe sił obciążające układ oraz na siły nacisku kół na podłoże (rys. 6, rys. 7, rys. 8):

$$m_{0z} = \frac{CG_{cpwz} \cdot (x_3 - x_{cpw}) + CG_{cpwx} \cdot z_{cpw}}{x_3 - x_0} \quad (37)$$

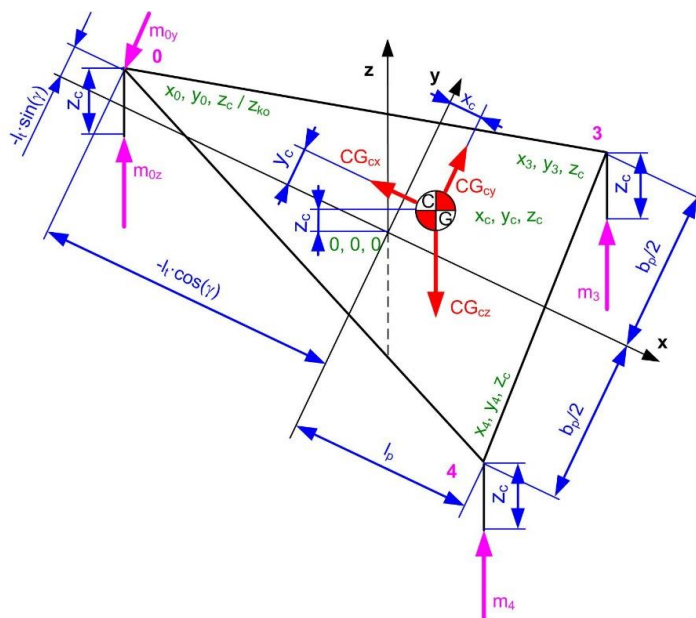
$$m_{0y} = \frac{CG_{cpwy} \cdot (x_3 - x_{cpw})}{x_3 - x_0} \quad (38)$$

$$m_{2n} = \frac{m_{0z} \cdot (y_0 - y_1) + CG_{kz} \cdot (y_{kc} - y_1) + CG_{ky} \cdot z_{kc} + m_{0y} \cdot z_{ko}}{y_2 - y_1} \quad (39)$$

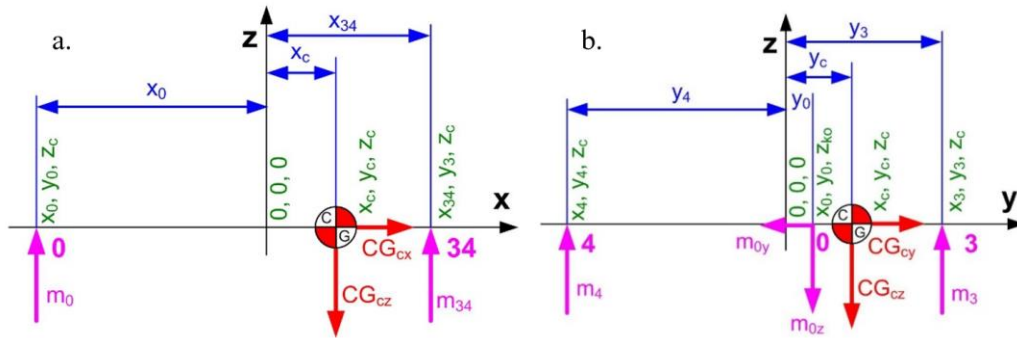
$$m_{1n} = CG_{kz} + m_{0z} - m_{2n} \quad (40)$$

$$m_{3n} = \frac{CG_{cpwz} \cdot (y_{cpw} - y_4) + CG_{cpwy} \cdot z_{cpw} - m_{0y} \cdot z_{cpw} - m_{0z} \cdot (y_0 - y_y)}{y_3 - y_4} \quad (41)$$

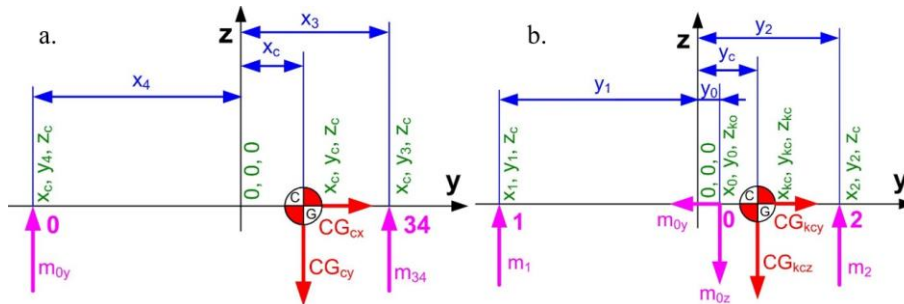
$$m_{4n} = CG_{cpwz} - m_{0z} - m_{3n} \quad (42)$$



Rys. 6 Schemat ogólny do wyznaczenia sił reakcji w punktach 0, 3, 4 w wyrobisku nachylonym



Rys. 7 Schemat ogólny do wyznaczenia: a. sił reakcji w punkcie 0 w wyrobisku nachylonym, b. sił reakcji w punktach 3, 4 w wyrobisku nachylonym



Rys. 8. Schemat ogólny do wyznaczenia: a. sił reakcji w punktach 0, 3, 4 w wyrobisku nachylonym, b. sił reakcji w punktach 1, 2 w wyrobisku nachylonym

W pozycji roboczej wóz wiercący skierowany jest na wprost i posadowiony na podporach. Podpory hydrauliczne poziomują wóz w wyrobisku. Z punktu widzenia statyki bryła sztywna z czterema równoległymi podporami stanowi układ statycznie niewyznaczalny. Aby wyznaczyć wartości nacisków podpór na spąg zastosowano unikatową metodę graficzną, która prawidłowa jest dla prostokąta [17]. Stąd w modelu założono wysokość prostokąta jako średni rozstaw podpór. Należy zaznaczyć, że jest to korzystane założenie, bo zwiększenie rozstawu przednich podpór większa stateczność maszyny, więc analiza dotyczy mniej korzystnego przypadku.

Prostokąt o wysokości H i długości B podparty jest w czterech punktach na podłożu. Wewnątrz obrysu tego prostokąta działa na niego prostopadła siła przyłożona w punkcie o współrzędnych b i h , przy czym punkt $0,0$ opisany jest w lewym dolnym rogu. Dla tak przyjętego układu, przy uwzględnieniu spójności oznaczeń przyjętych w przedmiotowym opracowaniu zapisać można wzory na H , B , h oraz b (rys. 9):

$$H = \frac{b_{pt} + b_{pp}}{2} \quad (43)$$

$$B = l_{pt} + l_{pp} \quad (44)$$

$$h = y_c + \frac{H}{2} \quad (45)$$

$$b = x_c + l_{pt} \quad (46)$$

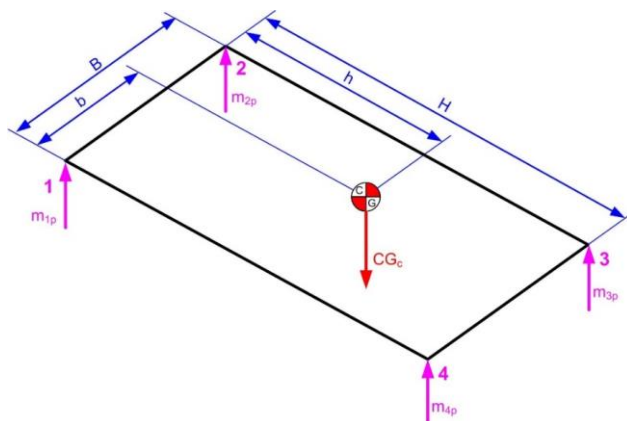
Stąd możliwe jest obliczenie nacisku podpór na spąg z następujących wzorów:

$$m_{1p} = CG_c \cdot \frac{(B-b)(H-h)}{H \cdot B} \quad (47)$$

$$m_{2p} = CG_c \cdot \frac{(B-b) \cdot h}{H \cdot B} \quad (48)$$

$$m_{3p} = CG_c \cdot \frac{b \cdot h}{H \cdot B} \quad (49)$$

$$m_{4p} = CG_c \cdot \frac{(H-h) \cdot b}{H \cdot B} \quad (50)$$



Rys. 9 Schemat do wyznaczenia nacisku podpór na spąg

W wyniku powyższych rozważań oraz na podstawie wyprowadzonych wzorów opracowano jednolity model teoretyczny uwzględniający wpływ wszystkich czynników. Następnie opracowano arkusz kalkulacyjny w programie MS Excel. Na potrzeby wyliczenia dodatkowych wielkości, wzory opisujące krawędzie wywrotu czy też odległości środka ciężkości od krawędzi wywrotu, zastosowano standardowe wzory matematyczne. W efekcie uzyskano łatwy w obsłudze arkusz obliczeniowy, który po wprowadzeniu szeregu wielkości pozwala na przeprowadzenie oceny stateczności wozów wierzących dla kilkunastu zmiennych i parametrów. W kolejnym kroku przeprowadzono weryfikację i walidację modelu obliczeniowego wraz z arkuszem kalkulacyjnym na przykładzie konkretnego wozu wierzącego.

WERYFIKACJA I WALIDACJA OPRACOWANEGO MODELU

Ze względu na dostępność wielu danych, weryfikację i walidację modelu obliczeniowego przeprowadzono na podstawie danych dotyczących wozu wierzącego Face Master 2,8 firmy Mine Master (dalej FM 2,8). Weryfikację i walidację przeprowadzono porównując wyniki z wynikami z modelu dynamicznego, modułu Dynamic Simulation programu Autodesk Inventor Professional oraz badaniami empirycznymi na wagach najazdowych.

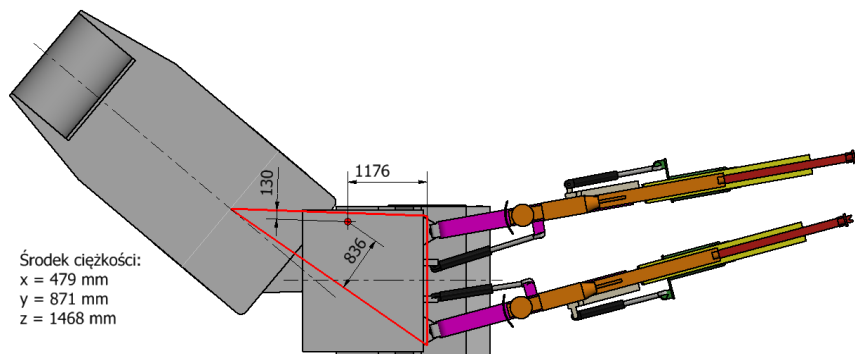
Podstawiając dane dla FM 2,8 przeprowadzono kilkaset symulacji analizując wpływ poszczególnych danych na uzyskiwane wyniki. Analizowano zwłaszcza typowe sytuacje, jak skręt maszyny i wychylenia wysięgników. Następnie analizowano wpływ nachylenia podłużnego oraz poprzecznego [2].

Wyniki z przedmiotowego modelu są zgodne z wynikami uzyskanymi z pełnego modelu dynamicznego (tabela 1).

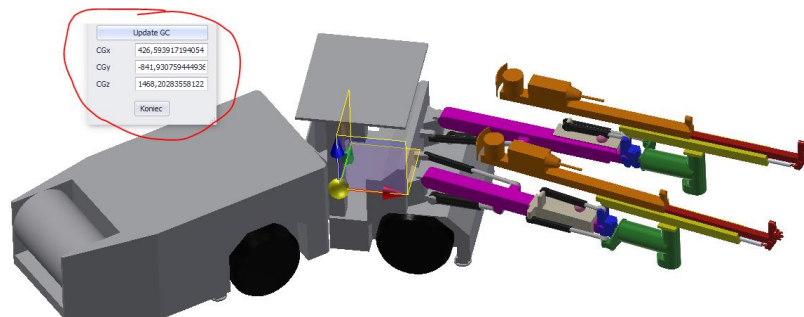
Tabela 1 Rozkład nacisków na kołach – porównanie wyników z modelu AGH oraz pełnego modelu dynamicznego

Lp.	Konfiguracja	Model	m ₁ [kg]	m ₂ [kg]	m ₃ [kg]	m ₄ [kg]
1	Maszyna na wprost Wysięgniki na wprost	AGH	5 879	5 798	8 339	8 191
2		dynamiczny	5 856	5 780	8 362	8 210
3	Maszyna 40° w prawo Wysięgniki na wprost	AGH	5 485	5 404	4 776	12 544
4		dynamiczny	5 655	5 239	4 723	12 591
5	Maszyna 40° w lewo Wysięgniki 15° w lewo	AGH	5 551	5 470	14 915	2 271
6		dynamiczny	5 232	5 809	15 190	1 987

Dodatkowo wykonano specjalne modele na potrzeby badań modelowych w Dynamic Simulation w programie Autodesk Inventor Professional. Uzyskane wyniki są zgodne z wynikami uzyskanymi z opracowanego modelu. Rys. 10 oraz rys. 11 przedstawiają przykładowe analizy położenia środka ciężkości.

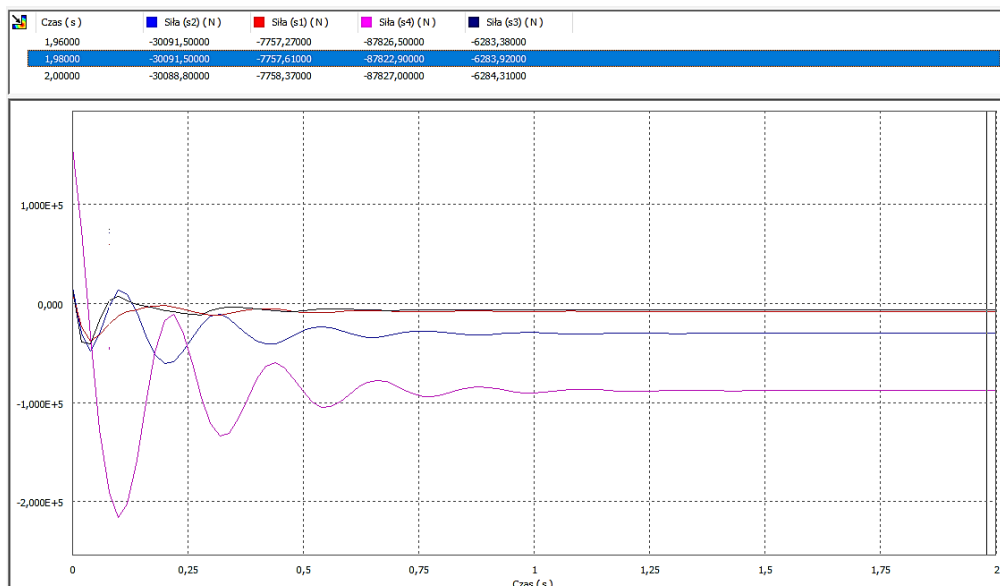


Rys. 10 Przykładowa analiza położenia środka ciężkości na tle krawędzi wywrotu – program Autodesk Inventor Professional



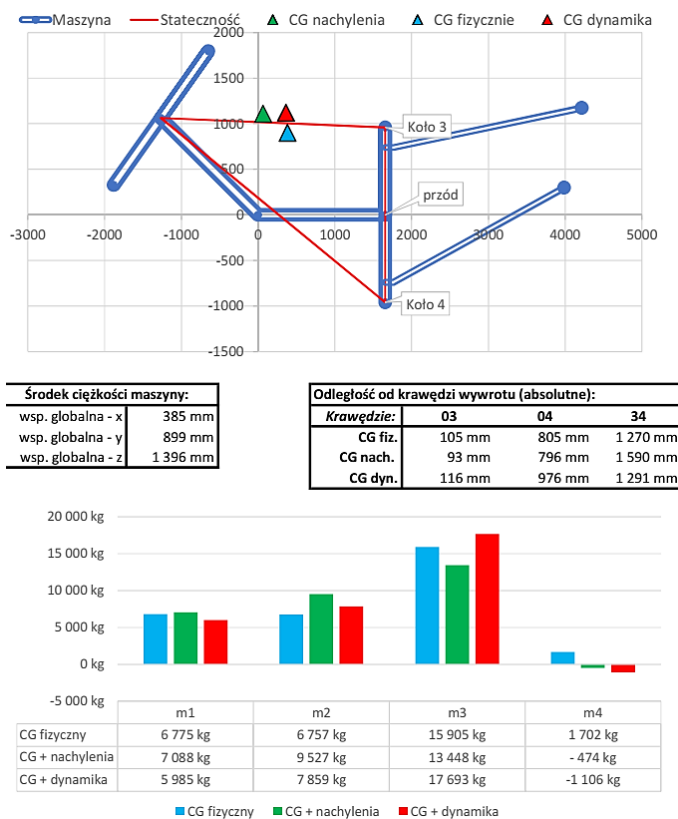
Rys. 11 Przykładowa analiza położenia środka ciężkości w 3D – program Autodesk Inventor Professional

Rys. 12 przedstawia przykładowe wyniki symulacji dynamicznej nacisków kół na podłoże.



Rys. 12 Przykładowy wynik analizy nacisków kół na podłoże – moduł Dynamic Simulation programu Autodesk Inventor Professional

Natomiast rys. 13 przedstawia przykładowe wyniki, które oblicza opracowany arkusz kalkulacyjny.



Rys. 13 Przykładowy wynik analizy stateczności w opracowanym arkuszu kalkulacyjnym

Oprócz interpretacji graficznej ułożenia maszyny i wysięgników pokazano położenie środka ciężkości, wartości nacisków kół oraz obliczone odległości środka ciężkości od krawędzi wywrotu. Tak naciski jak i środek ciężkości przedstawiono z uwzględnieniem wpływu nachylenia wyrobiska.

W ostatnim etapie przeprowadzono walidację modelu z danymi uzyskanymi podczas badań na wagach najazdowych. Walidację przeprowadzono dla nacisku kół oraz podpór na podłoże (rys. 14).



Rys. 14 Wybrane zdjęcia z badań empirycznych nacisku kół oraz podpór na podłoże

Obliczenia przeprowadzono dla danych FM 2,8 i porównano je do wyników uzyskanych podczas badań w następujących, możliwych do porównania przypadkach:

- maszyna na wprost, wysięgniki na wprost (tabela 2),
- maszyna skrzycona w lewo 40°, wysięgniki na wprost (tabela 3),
- maszyna skrzycona w lewo 40°, wysięgniki skrzycone w lewo 15° (tabela 4).

Tabela 2 Porównanie wyników badań modelowych i empirycznych - maszyna i wysięgniki prosto

Lp.	Podzespół	m ₁ [kg]	m ₂ [kg]	m ₃ [kg]	m ₄ [kg]
1.	Pomiar na wagach	6 780	6 760	8 700	7 900
2.	Model teoretyczny	6 775	6 758	8 710	7 897

Tabela 3 Porównanie wyników badań modelowych i empirycznych - skręt podwozia w lewo, wysięgniki prosto

Lp.	Podzespół	m ₁ [kg]	m ₂ [kg]	m ₃ [kg]	m ₄ [kg]
1.	Pomiar na wagach	6 090	6 440	13 810	3 760
2.	Model teoretyczny	6 171	6 153	13 733	4 084

Tabela 4 Porównanie wyników badań modelowych i empirycznych - skręt podwozia w lewo, wysięgniki w lewo

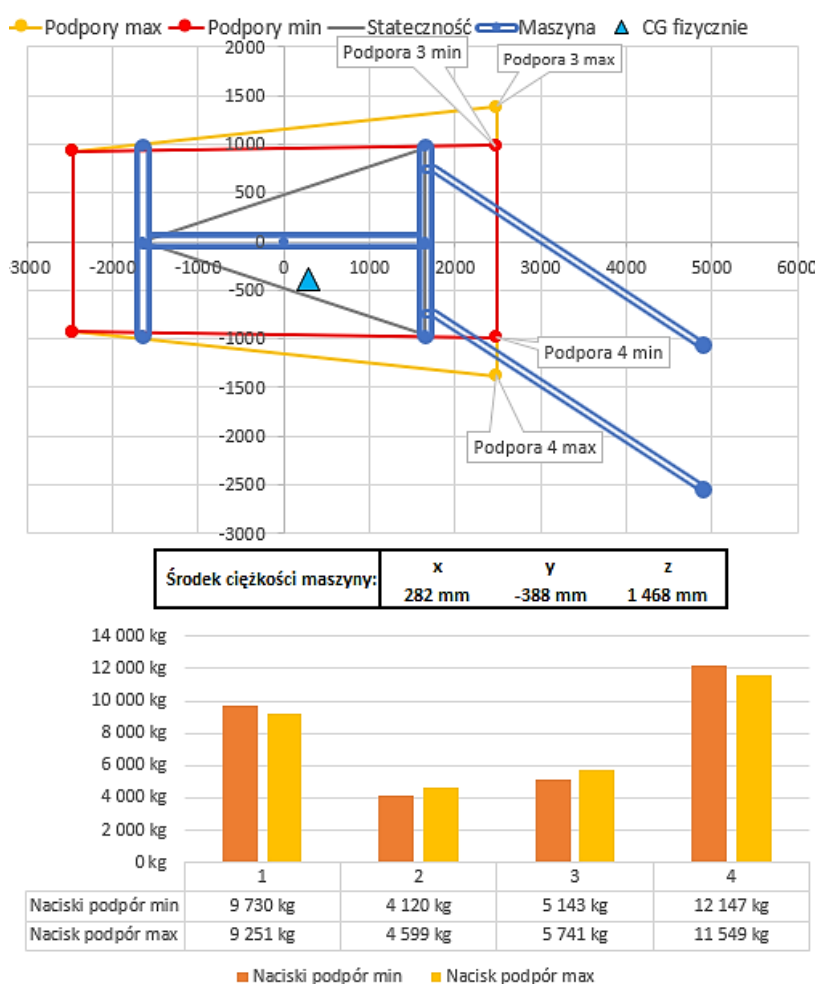
Lp.	Podzespół	m ₁ [kg]	m ₂ [kg]	m ₃ [kg]	m ₄ [kg]
1.	Pomiar na wagach	6 140	6 430	15 600	1 930
2.	Model teoretyczny	6 278	6 263	15 999	1 603

Wyniki uzyskane z modelu teoretycznego zgodne są z wynikami badań empirycznych. Wyników nacisku podpór uzyskanych podczas badań empirycznych nie można traktować jako miarodajne. Ze względu na konstrukcję maszyny możliwe jest uzyskanie różnego nacisku w zależności od wysuwu podpór.

Środek ciężkości maszyny nie znajduje się w geometrycznym środku podpór, więc skrajnie możliwe jest uzyskanie przypadku, w którym jedna z podpór nie styka się z podłożem a maszyna stoi stabilnie. Analizując uzyskane podczas badań empirycznych wyniki i porównując je z naciskami kół na podłoże również z tych badań empirycznych, widać wyraźnie, że nie są w pełni zgodne (tabela 5). Jednak różnice w wynikach są akceptowalne dla oceny stateczności maszyny na podporach. Dodatkowo na rys. 15 przedstawiono wybrane wyniki oceny stateczności uzyskane z opracowanego arkusza kalkulacyjnego.

Tabela 5 Porównanie nacisku kół i podpór z badań empirycznych i modelu

Lp.	Podzespół	m_1 [kg]	m_2 [kg]	m_3 [kg]	m_4 [kg]
1.	Nacisk podpór – pomiar na wagach	7 990	6 220	9 190	6 790
2.	Nacisk kół – pomiar na wagach	6 780	6 760	8 700	7 900
3.	Nacisku podpór – model obliczeniowy	6 721	7 087	8 382	7 951



Rys. 15 Przykładowa analiza stateczności wozu wierzącego ustawionego na podporach w pozycji roboczej

PODSUMOWANIE

Zagadnienie stateczności maszyn roboczych, zwłaszcza przegubowych jest poważnym problemem, który wymaga odpowiedniego podejścia od samego początku procesu projektowania. W przypadku wozów wierzących mamy do

czynienia nie tylko z przegubową konstrukcją nadwozia, ale również długimi, wychodzącymi znacznie poza podwozie wysięgnikami. Ze względu na sposób manewrowania w wyrobiskach oraz ułożenie wysięgników dochodzi do sytuacji poruszania się lub pracy na granicy stateczności. Opracowany system wspomagania oceny stateczności samojezdnych wozów wiercących oraz stworzony na jej podstawie arkusz kalkulacyjny pozwalają na przeprowadzenie szybkich i precyzyjnych badań analitycznych. Metodyka została zweryfikowana równoległe z opracowanym modelem wirtualnym 3D w środowisku Autodesk Inventor Professional oraz przeprowadzonymi badaniami modelowymi w module Dynamic Simulation. Ponadto przeprowadzono porównanie wyników z wynikami analizy stateczności przeprowadzonymi na podstawie pełnego modelu dynamicznego oraz z wynikami z badań empirycznych na wagach najazdowych. Wszystkie uzyskane wyniki wskazują na poprawność opracowanego modelu obliczeniowego. Przedmiotowy model, dzięki wyeliminowaniu równań różniczkowych pozwala na przeprowadzenie szybkiej oceny stateczności maszyny w funkcji wielu parametrów wejściowych.

Należy podkreślić, że przedmiotowa metodyka pozwoliła na opracowanie arkusza kalkulacyjnego posiadającego duże możliwości w zakresie analizy wpływu nie tylko geometrii i masy podzespołów maszyny, ale również wpływu hamowania, pokonywania nierówności spągu, nachylenia podłużnego i poprzecznego wyrobiska oraz analizy nacisku podpór.

Dokładność uzyskanych wyników obliczeń zależy od dokładności wprowadzonych danych, stąd też konieczne jest precyzyjne szacowanie oraz uaktualnianie geometrii maszyny, wartości mas oraz położenia środków ciężkości.

Jedna z polskich firm produkujących maszyny górnicze, w tym samojezdne wozy wiercące stosuje tą metodykę obliczeń i arkusz obliczeniowy do oceny stateczności produkowanych maszyn. Po kilku miesiącach użytkowania wprowadzone zostały pewne zmiany i usprawnienie. Obecnie trwają prace nad stworzeniem analogicznej metodyki i arkusza dla samojezdnych maszyn górniczych, których konstrukcja ciągnika odbiega od klasycznych wozów wiercących.

FINANSOWANIE

Badania finansowane z POIR.01.01.01-00-0093/19-00 „Nowoczesny zestaw wielozadaniowych samojezdnych maszyn górniczych z komputerowym wspomaganie pracy operatora do wiercenia i zabezpieczenia wyrobisk korytarzowych w kopalniach podziemnych i budownictwie tunelowym”.

LITERATURA

- [1] Mine Master, „Urządzenia, maszyny górnicze”. 12 kwiecień 2023. [Online]. Dostępne na: <https://www.minemaster.eu/pl/pl>
- [2] Ł. Bołoz i A. Kozłowski, „Methodology for Assessing the Stability of Drilling Rigs Based on Analytical Tests”, *Energies*, t. 14, nr 24, s. 8588, grudz. 2021, doi: 10.3390/en14248588.

- [3] J. Wu, A. L. Guzzomi, i M. Hodkiewicz, „Static stability analysis of non-slewing articulated mobile cranes”, *Australian Journal of Mechanical Engineering*, t. 12, nr 1, s. 60-76, sty. 2014, doi: 10.7158/M12-108.2014.12.1.
- [4] D. D. Fujioka, A. Rauch, W. E. Singhose, i T. Jones, „Tip-over stability analysis of mobile boom cranes with double-pendulum payloads”, w 2009 American Control Conference, St. Louis, MO, USA: IEEE, 2009, s. 3136-3141. doi: 10.1109/ACC.2009.5160697.
- [5] G. Romanello, „A graphical approach for the determination of outrigger loads in mobile cranes”, *Mechanics Based Design of Structures and Machines*, t. 50, nr 3, s. 767-780, mar. 2022, doi: 10.1080/15397734.2020.1726184.
- [6] T. Lei, J. Wang, i Z. Yao, „Modelling and Stability Analysis of Articulated Vehicles”, *Applied Sciences*, t. 11, nr 8, s. 3663, kwi. 2021, doi: 10.3390/app11083663.
- [7] S. Bako, „Stability Analysis of a Semi-Trailer Articulated Vehicle: A Review”, *International Journal of Automotive Science And Technology*, s. 131-141, cze. 2021, doi: 10.30939/ijastech..855733.
- [8] A. Tota, E. Galvagno, i M. Velardocchia, „Analytical Study on the Cornering Behavior of an Articulated Tracked Vehicle”, *Machines*, t. 9, nr 2, s. 38, luty 2021, doi: 10.3390/machines9020038.
- [9] R. Majdan, R. Abrahám, K. Kollárová, Z. Tkáč, E. Matejková, i L. Kubík, „Alternative Models for Calculation of Static Overturning Angle and Lateral Stability Analysis of Subcompact and Universal Tractors”, *Agriculture*, t. 11, nr 9, s. 861, wrz. 2021, doi: 10.3390/agriculture11090861.
- [10] M. Bietresato i F. Mazzetto, „Definition of the Layout for a New Facility to Test the Static and Dynamic Stability of Agricultural Vehicles Operating on Sloping Grounds”, *Applied Sciences*, t. 9, nr 19, s. 4135, paź. 2019, doi: 10.3390/app9194135.
- [11] L. Vita, D. Gattamelata, i D. Pessina, „Retrofitting Agricultural Self-Propelled Machines with Roll-Over and Tip-Over Protective Structures”, *Safety*, t. 7, nr 2, s. 46, cze. 2021, doi: 10.3390/safety7020046.
- [12] G. Sierzputowski i P. Dudziński, „A mathematical model for determining and improving rollover stability of four-wheel earthmoving vehicles with arbitrary undercarriage system design”, *Archiv. Civ. Mech. Eng.*, t. 20, nr 2, s. 52, cze. 2020, doi: 10.1007/s43452-020-00054-w.
- [13] X. Li, G. Wang, Z. Yao, i J. Qu, „Dynamic model and validation of an articulated steering wheel loader on slopes and over obstacles”, *Vehicle System Dynamics*, t. 51, nr 9, s. 1305-1323, wrz. 2013, doi: 10.1080/00423114.2013.800893.
- [14] X. Li, G. Wang, Z. Yao, i Y. Yang, „Research on lateral stability and rollover mechanism of articulated wheel loader”, *Mathematical and Computer Modelling of Dynamical Systems*, t. 20, nr 3, s. 248-263, maj 2014, doi: 10.1080/13873954.2013.825871.
- [15] X. Li, Y. Wu, W. Zhou, i Z. Yao, „Study on Roll Instability Mechanism and Stability Index of Articulated Steering Vehicles”, *Mathematical Problems in Engineering*, t. 2016, s. 1-15, 2016, doi: 10.1155/2016/7816503.
- [16] Ł. Bołoz, A. Kozłowski, i W. Horak, „Assessment of the Stability of BEV LHD Loader”, *Management Systems in Production Engineering*, t. 30, nr 4, s. 377-387, grudz. 2022, doi: 10.2478/mspe-2022-0048.
- [17] J. Garcia, G. Wood, i F. Barrera-Mora, „Reactions on Rigid Legs of Rectangular Tables”, *AM*, t. 06, nr 03, s. 599-616, 2015, doi: 10.4236/am.2015.63055.

Support system for articulated drilling rigs stability evaluation

Abstract: Underground mining machines, such as wheel-tyre drilling rigs, are articulated and equipped with booms that project far beyond the undercarriage. Such a structure makes these machines prone to lose stability. Hence, it is necessary to analyse the distribution of masses and geometry as well as their broadly understood stability during the entire design process, taking into account many factors resulting from the manner and conditions of their operation. However, there are no appropriate computational models that would enable carrying out analytical tests for machines with this kind of construction. The article presents the author's support system which allows a quick assessment of the stability of single- and twin-boom drilling rigs. The model makes it possible to perform analyses without having to solve differential equations present in dynamic models or using model studies based on CAD/CAE tools. The developed computational model was verified by comparing the obtained results with the results of the full dynamic model, the results of model tests carried out in the CAD/CAE program and the results of empirical tests of wheel and jack pressures on the ground for the selected drilling rig. Based on the verification and validation of this model, it was found to be fully correct and useful. The model was used to prepare a practical and user-friendly calculation sheet. Next, analytical tests of the stability of the selected drilling rig were carried out. The computational model and the spreadsheet provide handy tools used during the design process by one of the Polish companies producing drilling rigs.

Keywords: stability of drilling rigs, drilling rig dynamics, model tests, dynamic model, physical model, mathematical model, simulation tests, CAD/CAE tools

Łukasz Bołoz

AGH Akademia Górniczo-Hutnicza w Krakowie

Al. Mickiewicza 30, 30-059 Kraków, Poland

e-mail: boloz@agh.edu.pl