

AGH

AKADEMIA GÓRNICZO-HUTNICZA

WYDZIAŁ INŻYNIERII MECHANICZNEJ I ROBOTYKI

KATEDRA MASZYN GÓRNICZYCH, PRZERÓBCZYCH I TRANSPORTOWYCH

Praca doktorska

mgr inż. Łukasz Bołoz

Ocena obciążenia jednoorganowego kombajnu ścianowego na podstawie badań analitycznych

Promotor: prof. dr hab. inż. Krzysztof Krauze

Kraków, 2012

Niniejsza praca doktorska powstała przy wsparciu projektu:

„Doctus – Małopolski fundusz stypendialny dla doktorantów”

współfinansowanego ze środków Unii Europejskiej, w ramach Europejskiego Funduszu Społecznego. Autor jest Stypendystą tego projektu (numer umowy MCP.ZS.4110-7.1/2009).

*Pragnę serdecznie podziękować
prof. dr. hab. inż. Krzysztofowi Krauze
za poświęcony czas i pomoc w realizacji niniejszej pracy
oraz kilkuletnie kierowanie moim rozwojem naukowym*

*Składam wyrazy wdzięczności
dr hab. inż. Grzegorzowi Cieplikowi za cenną pomoc*

*Pragnę wyrazić wdzięczność mojej Żonie Magdzie
za wyrozumiałość, ciągłe wsparcie i wiarę we mnie*

Spis treści

Wykaz oznaczeń	3
1. Wstęp.....	6
2. Eksploatacja cienkich pokładów węgla kamiennego.....	8
2.1. Zasoby cienkich pokładów węgla kamiennego	8
2.2. Maszyny do eksploatacji cienkich pokładów	10
2.3. Wady i zalety maszyn eksploatacji cienkich pokładów	19
2.4. Bariery ograniczające wydobywanie	21
2.5. Podsumowanie	23
3. Cel i zakres pracy.....	26
4. Kompleks wyposażony w kombajn jednoorganowy	27
4.1. Koncepcja kompleksu do cienkich pokładów	27
4.2. Technologia pracy kompleksu do cienkich pokładów	30
4.3. Możliwe do uzyskania wydobywanie dobowe.....	33
4.3.1. <i>Projekt organów urabiających</i>	<i>36</i>
4.3.2. <i>Analiza wydobywania dobowego.....</i>	<i>39</i>
4.4. Koncepcja przenośnika zgrzeblowego oraz obudowy ścianowej.....	42
4.5. Projekt wstępny kombajnu jednoorganowego.....	44
4.6. Podsumowanie	48
5. Obciążenie kombajnu jednoorganowego	49
5.1. Schemat obciążenia kadłuba kombajnu	52
5.1.1. <i>Opory urabiania.....</i>	<i>52</i>
5.1.1. <i>Opory ładowania.....</i>	<i>58</i>
5.1.2. <i>Wpływ siły ciężkości</i>	<i>63</i>
5.1.3. <i>Redukcja obciążenia do środka ciężkości.....</i>	<i>65</i>
5.2. Przeniesienie obciążenia przez płozy i napęd	66
5.2.1. <i>Ruch swobodny bryły w przestrzeni</i>	<i>66</i>
5.2.2. <i>Opory ruchu kombajnu.....</i>	<i>71</i>
5.3. Cięgowy system posuwu	73
5.3.1. <i>Model fizyczny napędu kombajnu z ciągowym systemem posuwu</i>	<i>74</i>
5.3.2. <i>Dynamiczne równania ruchu kół napędowych</i>	<i>76</i>
5.3.3. <i>Charakterystyka mechaniczna napędu.....</i>	<i>81</i>
5.3.4. <i>Uwzględnienie masy łańcucha.....</i>	<i>82</i>
5.3.5. <i>Opory ruchu łańcucha i napędu</i>	<i>87</i>
5.4. Podsumowanie	89

6. Badania obciążenia kombajnu jednoorganowego	92
6.1. Weryfikacja opracowanego modelu dynamicznego	92
6.1.1. Modelowanie oporów urabiania.....	93
6.1.2. Modelowanie oporów tarcia.....	94
6.1.3. Modelowanie ruchu swobodnego kombajnu	95
6.1.4. Modelowanie wpływu zmieniającej się masy łańcucha	96
6.1. Badania zasadnicze	98
6.1.1. Istotne parametry badanego obiektu.....	98
6.1.2. Analiza jakościowa obciążenia kombajnu.....	101
6.1.3. Analiza ilościowa obciążenia kombajnu	115
7. Zakończenie i wnioski.....	121
7.1. Zalecenia projektowe	121
7.2. Kierunki dalszych prac.....	122
Literatura	123

Załącznik 1 – dobór parametrów organów frezujących wraz z ich układami nożowymi.

Załącznik 2 – wykresy do wyznaczania wydobywania dobowego.

Załącznik 3 – rysunki projektu wstępnego kombajnu jednoorganowego.

Załącznik 4 – wyprowadzenie wzoru na energię kinetyczną łańcucha o ciągłej masie.

Załącznik 5 – wyprowadzenie wzoru na energię kinetyczną łańcucha o ciągłej masie dla jednego stopnia swobody kombajnu.

Wykaz oznaczeń¹

$2F_N$	[N]	siła napięcia wstępnego łańcucha
A	[N/cm]	wskaźnik skrawalności
b	[mm]	przesunięcie uchwytu względem osi organu
B_1, B_2	[N]	siły boczne w płozach (na kierunku y)
c	[Ns/m]	współczynnik tarcia wiskotycznego
c_x, c_y, c_z	[Ns/m]	współczynnik tarcia wiskotycznego płóz
D_b	[mm]	średnica kadłuba organu
D_s	[mm]	średnica organu
d_x, dv_y, dv_z	[m]	przesunięcie określone w punktu
E_0	[N]	szywność łańcucha,
E_k	[J]	energia kinetyczna
F_t	[m ²]	przekrój strugi urobku na przenośniku
g_s	[mm]	głębokość skrawania pojedynczego narzędzia
g_{smax}	[mm]	maksymalna głębokość skrawania pojedynczego narzędzia
G_x, G_y, G_z	[N]	składowe siły ciężkości kombajnu (indeksy „o” dla organu, „11” i „12” dla ładowarek)
H	[m]	wysokość wyrobiska ścianowego
H_u	[mm]	wysokość uchwytu
I_1, I_2	[kgm ²]	zredukowany do koła łańcuchowego moment bezwładności wirujących elementów napędu pierwszego i drugiego
I_x, I_y, I_z	[kgm ²]	momenty bezwładności kombajnu
K	-	kierunek obrotów organu (1-podsiębierny, -1-nadsiębierny)
k_1, k_2, k_3	[N/m]	współczynnik sprężystości odcinka 1, 2, 3 łańcucha
k_b	-	współczynnik określający wartość P_b w stosunku do P_s
k_d	-	współczynnik określający wartość P_d w stosunku do P_s
k_L	-	współczynnik uwzględniający załadowanie urobku bez udziału maszyny urabiającej
k_r	-	współczynnik rozluźniania urobku
K_s	-	zastępczy współczynnik korygujący wartość oporów urabiania do wartości uzyskiwanych podczas prób
k_x, k_y, k_z	[N/m]	szywność płóz
L	[m]	długość wyrobiska ścianowego
l	[m]	odległość między osiami kół łańcuchowych
l_1, l_2, l_3	[m]	długość odcinka 1, 2, 3 łańcucha
l_k	[m]	długość kadłuba kombajnu
l_k	[m]	długość kadłuba kombajnu liczona między mocowaniami łańcucha
L_n	[mm]	długość części roboczej noża
m	[kg]	masa kombajnu
M_1, M_2	[Nm]	zredukowany moment napędu pierwszego i drugiego
m_1, m_2, m_3	[kg]	masa odcinka 1, 2, 3 łańcucha

¹ Ze względu na specyfikę branży górniczej niektóre jednostki są niezgodne z ogólnie przyjętym Międzynarodowym Układem Jednostek Miar SI

M_l	[Mg]	masa urobku między ładowarką a organem
M_{O1}, M_{O2}	[Nm]	zredukowany moment oporu napędu pierwszego i drugiego
M_x, M_y, M_z	[Nm]	momenty obciążające kombajn względem określonych osi układu współrzędnych
M_{xk}, M_{yk}, M_{zk}	[Nm]	momenty obciążające kombajn (urabianie, ładowanie i grawitacja) względem określonych osi układu współrzędnych
M_{xl}, M_{yl}, M_{zl}	[Nm]	momenty obciążające ładowarkę względem określonych osi układu współrzędnych
M_{xo}, M_{yo}, M_{zo}	[Nm]	momenty obciążające organ względem określonych osi układu współrzędnych
N_1, N_2, N_3, N_4	[N]	reakcje pionowe w płozach kombajnu
O_1, O_2, O_3	[N]	siła oporu odcinka 1, 2, 3 łańcucha
P_1, P_2	[N]	siła obciążająca kadłub od 1 gałęzi czynnej, od 2 gałęzi biernej
P_b	[N]	siła boczna obciążająca ostrze noża
P_d	[N]	siła docisku (normalna) obciążająca ostrze noża
P_s	[N]	siła skrawania (styczna) obciążająca ostrze noża
P_x, P_y, P_z	[N]	siły obciążające kombajn na kierunkach określonych osiami układu współrzędnych
P_{xi}, P_{yi}, P_{zi}	[N]	siły obciążające i-ty nóż
P_{xk}, P_{yk}, P_{zk}	[N]	siły obciążające kombajn (urabianie, ładowanie i grawitacja) na kierunkach określonych osiami układu współrzędnych
P_{xl}, P_{yl}, P_{zl}	[N]	siły obciążające ładowarkę na kierunkach określonych osiami układu współrzędnych
P_{xo}, P_{yo}, P_{zo}	[N]	siły obciążające organ na kierunkach określonych osiami układu współrzędnych
Q_{ko}	[m ³ /h]	wydajność objętościowa kombajnu
Q_t	[Mg/d]	wydajność masowa przenośnika
Q_{zp}	[m ³ /h]	zdolność przejmowania urobku przez przenośnik
s_r	[mm]	szerokość rynny przenośnika
T	[h/d]	dobowy czas pracy ściany
t	[mm]	podziałka łańcucha ogniwowego
T_1, T_2, T_3, T_4	[N]	siły tarcia na kierunku z
$T_{b1}, T_{b2}, T_{b3}, T_{b4}$	[N]	siły tarcia na kierunku y
t_o	[min]	czas organizacyjny ściany dla pojedynczego skrawu
t_{ob}	[m]	podziałka obudowy
t_p	[min]	czas przekładki
t_{st}	[s]	czas przestawiania pojedynczej sekcji
V_d	[Mg/d]	wydobycie dobowe ściany
V_l	[m ³]	objętość urobku między ładowarką a organem
v_{ob}	[m/min]	dopuszczalna prędkość posuwu kombajnu ze względu czas przesterowania sekcji obudowy
v_{org}	[m/min]	dopuszczalna prędkość posuwu kombajnu ze względu na zdolności ładujące organów
v_p	[m/min]	prędkość posuwu kombajnu
v_{pp}	[m/min]	dopuszczalna prędkość posuwu kombajnu ze względu zdolność przejmowania urobku przez przenośnik dla ruchu zgodnego
v_{pz}	[m/min]	dopuszczalna prędkość posuwu kombajnu ze względu zdolność

		przejmowania urobku przez przenośnik dla ruchu przeciwnego
v_t	[m/s]	prędkość zgrzebeł przenośnika
v_x, v_y, v_z	[m/s]	prędkość określonego punktu
w_r	[mm]	profil rynny przenośnika
x_b, y_b, z_b	[m]	położenie ostrza noża względem końca organu
x_s, y_s, z_s	[m]	przesunięcie środka masy kombajnu
Z	[mm]	zabior organu frezującego
z	-	liczba noży w linii skrawania
z_k	-	liczba gniazd koła łańcuchowego
z_{p1}, z_{p2}	[m]	przesunięcie pierwszego i drugiego punktu zaczepienia łańcucha w kierunku osi z
$2\beta_u$	[°]	kąt ostrza wierzchołka noża
Δl_{FN}	[m]	wydłużenie całego łańcucha od napięcia wstępnego
α	[°]	kąt nachylenia podłużnego wyrobiska ścianowego
α_r	[°]	ruchowy kąt przyłożenia
α_u	[°]	spoczynkowy kąt przyłożenia
β	[°]	kąt nachylenia poprzecznego wyrobiska ścianowego
δ_u	[°]	kąt pochylenia osi uchwytu
γ	[Mg/m ³]	masa właściwa urabianej skały
γ_r	[°]	ruchowy kąt natarcia
γ_u	[°]	spoczynkowy kąt natarcia
φ	[°]	kąt określający położenie noża na organie
φ_1, φ_2		kąt obrotu pierwszego i drugiego koła łańcuchowego
$\varphi_s, \varphi_{s'}, \varphi_s$	[m]	obroty kombajnu względem środka masy
φ_o	[°]	kąt wychylenia noża na tarczy odcinającej
μ_c	-	współczynnik tarcia kinetycznego
μ_s	-	współczynnik tarcia statycznego
ρ, ρ_k	[kg/m]	gęstość liniowa łańcucha obliczeniowa, katalogowa

1. Wstęp

Polska dysponuje stosunkowo dużymi zasobami surowców energetycznych. Ciągłe rosnące zapotrzebowanie na energię skłania do racjonalnego wykorzystywania tych zasobów. Jedną z możliwości takiego racjonalnego gospodarowania zasobami naturalnymi jest eksploatacja węgla kamiennego z pokładów cienkich. Pomimo wielu przeciwników wykorzystywania węgla oraz ogólnemu kwestionowaniu roli paliw kopalnych, aby sprostać wysokiemu zapotrzebowaniu na energię, nie można ignorować żadnego dostępnego źródła energii [45, 78, 120].

W związku z wybieraniem coraz cieńszych pokładów węgla, zalegających bardzo głęboko, w trudnych warunkach górniczo – geologicznych napotyka się na duże problemy związane z uzyskaniem wymaganej wydajności wydobywania przy użyciu stosowanych obecnie zmechanizowanych kompleksów ścianowych. Rozwój technik ścianowych ograniczał się do tej pory co najwyżej do modernizacji i udoskonalania obecnie stosowanych rozwiązań konstrukcyjnych kombajnów ścianowych oraz frezujących organów ślimakowych. Nowe technologie urabiania węgla metodą frezowania nie są obecnie szerzej rozwijane, w zakresie pokładów cienkich. Można natomiast zaobserwować rozwój, w tym zakresie, konkurencyjnej techniki strugowej, jednak różni się ona wyraźnie od urabiania metodą frezowania (urabiania przez struganie) i posiada szereg ograniczeń związanych ze sposobem zalegania pokładu węgla, jego urabialnością jak również z uzyskaniem wysokiej koncentracji wydobywania szczególnie w przypadku występowania przerostów czy uskoków. Proponowana w przedmiotowej pracy doktorskiej metoda urabiania cienkich pokładów z wykorzystaniem kombajnu jednoorganowego, jest rozwiązaniem nowatorskim łączącym zalety obecnie stosowanych technik kombajnowej (frezowanie) oraz strugowej (sposób realizacji napędu posuwu) przy jednoczesnym zniwelowaniu ich wad przez rozdzielenie procesu frezowania od ładowania oraz wprowadzenie pełnej automatyzacji. Wspomnieć należy, że omawiane rozwiązanie umożliwi urabianie pełnym zabiozem organu na całej długości ściany, bez konieczności zawrębiania, co do tej pory nie było możliwe przy zastosowaniu kombajnów ścianowych produkcji krajowej czy też zagranicznej.

Opracowanie technologii pracy kompleksu wyposażonego w kombajn jednoorganowy, analiza możliwego do osiągnięcia wydobywania dobowego, przy jego zastosowaniu oraz określenie wymaganych parametrów maszyn kompleksu ścianowego, a w szczególności kombajnu, decyduje o poprawności przyjętych założeń. Przejście z koncepcji do projektu

wstępnego oraz sprecyzowanie wartości istotnych parametrów geometrycznych, kinematycznych i energetycznych kombajnu przy uwzględnieniu ciągnowego systemu posuwu stwarza podstawę do opracowania modelu fizycznego oraz w następstwie tego, matematycznego obciążenia przedmiotowego kombajnu. Podczas opracowywania modelu dynamicznego rozpatrzono kombajn jako bryłę w ruchu swobodnym oraz uwzględniono efekt przewijania łańcucha, o ciągłej i równo rozłożonej masie. Model dynamiczny kombajnu, po przeniesieniu do środowiska komputerowego, pozwala na przeprowadzenie szeregu analiz, które mogą posłużyć do opracowania wytycznych do projektowania kombajnu jednoorganowego.

Dzięki badaniom analitycznym możemy się dowiedzieć wielu informacji na temat zachowania danego obiektu, zanim zostanie on przekształcony w produkt materialny. Badania analityczne oraz symulacyjne są mocno rozwijaną dziedziną na całym świecie, ponieważ oprócz aspektu poznawczego, pozwalają na zminimalizowanie wystąpienia błędów w prototypie. Badania te, dzięki możliwości przetestowania wielu wariantów, również o skrajnych i krytycznych wartościach parametrów wejściowych, niosą ze sobą dużo informacji, które nie są możliwe do uzyskania podczas badań rzeczywistego obiektu.

2. Eksploatacja ciekich pokładów węgla kamiennego

Grubość pokładu węgla kamiennego decyduje o wysokości wyrobiska ścianowego, natomiast jego nachylenie oraz deformacje wpływają na długość ściany. Podane uwarunkowania mają znaczenie przy doborze maszyn i urządzeń kompleksu ścianowego. Umownie pokłady podzielić można na [55]:

- cienkie – $1 \div 1,5$ m,
- średnie – $1,5 \div 3,0$ m,
- grube – powyżej 3,0 m,

Oprócz grubości pokładu znaczenie ma również jego nachylenie. Ze względu na nachylenie pokłady dzieli się na [49]:

- poziome – $0^\circ \div 12^\circ$,
- słabo nachylone – $12^\circ \div 35^\circ$,
- silnie nachylone – $35^\circ \div 55^\circ$,
- strome – powyżej 55° ,

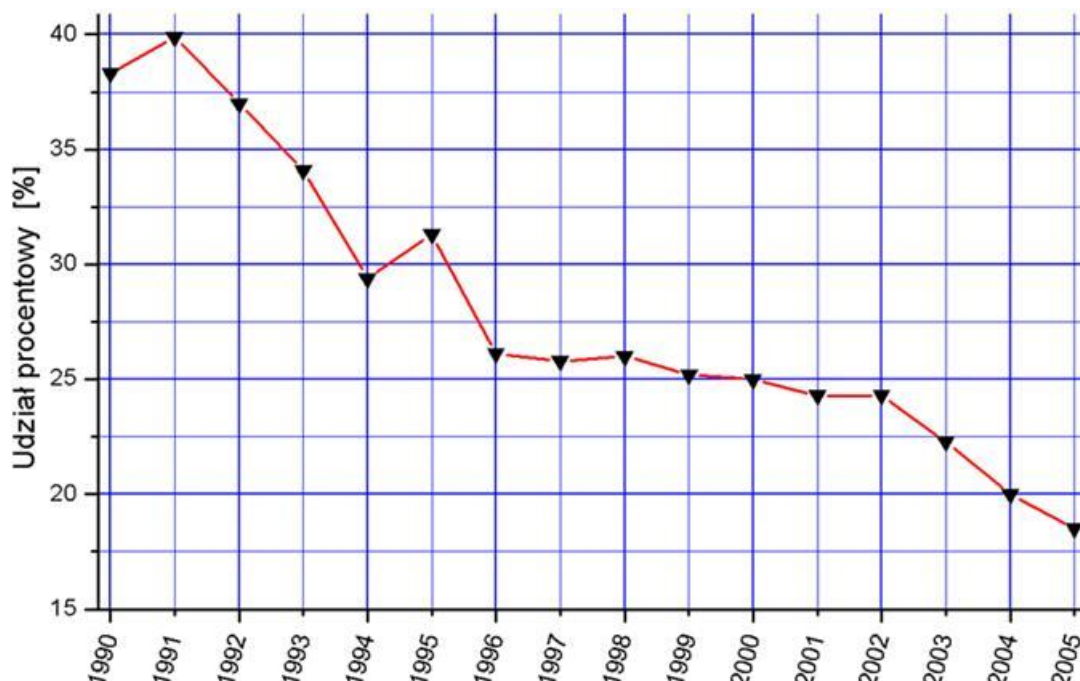
Problem eksploatacji ciekich pokładów węgla kamiennego jest przedmiotem zainteresowania użytkowników jak i producentów zmechanizowanych kompleksów ścianowych. Eksploatacja węgla rozpoczyna się od złóż najbardziej atrakcyjnych pod względem opłacalności wydobywania, czyli pokładów średnich i grubych, pozostają jednak pokłady cienkie i mocno nachylone.

2.1. Zasoby ciekich pokładów węgla kamiennego

Udział pokładów ciekich w zasobach Polskich kopalń węgla kamiennego wynosi 16,5%, co daje łącznie 659 mln Mg węgla [3, 120]. Według innych źródeł udział pokładów ciekich w całkowitych zasobach operatywnych (zasoby wydobywane) polskich kopalń węgla kamiennego wynosi 18%, co daje łącznie 550 mln Mg węgla, z czego 420 mln Mg znajduje się w pokładach udostępnionych pozostałe są nieudostępnione [102]. Przykładowo LW Bogdanka S.A. posiada 21,4% węgla w pokładach o grubości $1,2 \text{ m} \div 1,5 \text{ m}$ co daje 76 mln Mg węgla [104].

W czynnych kopalniach Górnośląskiego Zagłębia Węglowego, w pokładach ciekich, udokumentowano około 5700 mln Mg zasobów bilansowych i ponad 1700 mln Mg zasobów przemysłowych co stanowi kolejno 37% oraz 24% całości zasobów [108]. W KWK Zofiówka

pokłady o grubości 1.0 m ÷ 1.5 m stanowią aż 38% co daje 113 mln Mg węgla [114]. W kopalni KWK Bolesław Śmiały w obecnej chwili 51% zasobów przemysłowych stanowią pokłady cienkie, w KWK Krupiński 38%, w KWK Budryk 37% a w KWK Murcki 33% [121].



Rys. 2.1. Udział zasobów przemysłowych występujących w pokładach o grubości do 1,5 m

Warto również zwrócić uwagę na udział cienkich pokładów w bazie zasobowej niektórych krajów Europy i Azji, szczególnie Ukrainy i Chin. Według danych zaprezentowanych przez profesora Volodimira Bondarenkę z National Mining University of Dnipropetrovsk, w 2006 roku na konferencji w Dnipropetrovsku, na Ukrainie znajduje się 90% zasobów węgla kamiennego w pokładach o grubości do 1.5 m.

Oprócz ilości zasobów węgla kamiennego, istotne są również zmiany sposobu klasyfikacji pokładów do przemysłowych oraz pozabilansowych. Na rys. 2.1 przedstawiono wykres obrazujący zmiany udziału zasobów węgla kamiennego zlokalizowanych w cienkich pokładach, w stosunku do całości zasobów przemysłowych, na przestrzeni piętnastu lat [46].

Tab. 2.1. Udział wydobywania z cienkich pokładów w Polsce [121]

Lp.	Rok	% udział wydobywania pokładów cienkich
1.	1998	18.0
2.	1999	16.0
3.	2000	13.0
4.	2001	7.7
5.	2004	5.1
6.	2006	1

Spośród wszystkich przedziałów grubości, pokłady średnie i grube, ze względu na korzystne warunki, wybierane są w pierwszej kolejności, stąd też należałoby się spodziewać wzrostu procentowego udziału cienkich pokładów. Jednak patrząc na powyższy wykres wyraźnie widać, że ich udział zmniejszył się o ponad połowę. Spowodowane jest to zaniechaniem wybierania udokumentowanych już zasobów w pokładach o grubości do 1.5 m jak również klasyfikowaniem nowo rozpoznanych, cienkich pokładów jako nieprzemysłowe. Spadek ten jest również wynikiem realizacji programów restrukturyzacji górnictwa węgla kamiennego, które miały na celu obniżenie kosztów eksploatacji przez zmniejszenie liczby ścian, uproszczenie struktury kopalń oraz wzrost koncentracji wydobycia [36, 108, 119].

Drugim problemem jest udział wydobycia węgla z pokładów cienkich. Tab. 2.1 przedstawia jak udział ten zmieniał się w ostatnich latach. Powodu takiego stanu rzeczy należy doszukiwać się w braku odpowiednich maszyn do ich efektywnej eksploatacji.

2.2. Maszyny do eksploatacji cienkich pokładów

Zaleganie węgla kamiennego w postaci pokładu, niezależnie od jego grubości, decyduje o sposobie jego eksploatacji. Obecnie, w górnictwie polskim jak i światowym, powszechnie stosowane są systemy ścianowe [49]. Podstawowymi zaletami systemów ścianowych są [94]:

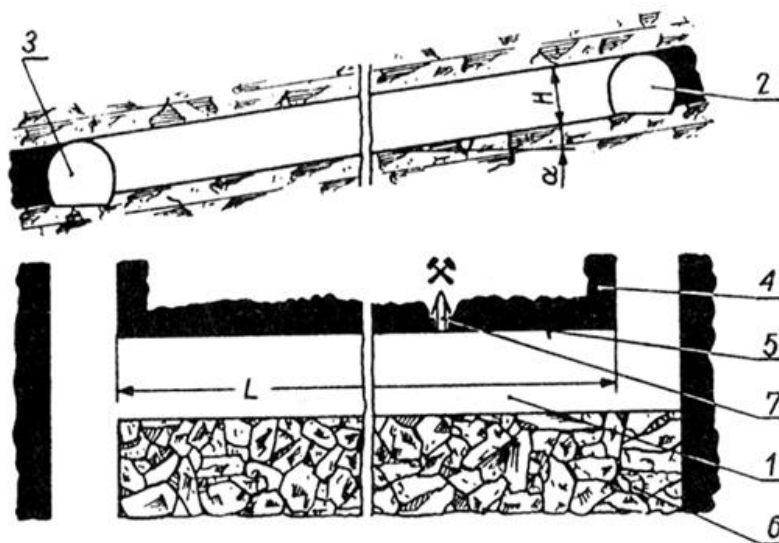
- mała ilość robót przygotowawczych,
- niskie straty eksploatacyjne,
- duża koncentracja wydobycia,
- łatwe kierowanie stropem,
- możliwość pełnej mechanizacji robót,
- łatwy nadzór nad ruchem w ścianie.

Eksploatacja systemem ścianowym polega na rozcięciu pokładu węgla chodnikami i połączeniu dwóch chodników przecinką ścianową o długości odpowiadającej długości ściany. Wyrobiska te tworzą przodek wydobywczy (rys. 2.2).

Ściana udostępniona dwoma chodnikami zapewnia przewietrzanie, możliwość sprawnego transportu oraz odstawy urobku. Obecnie wyrobisko ścianowe zostaje wyposażone w kombajnowy kompleks ścianowy lub strugowy kompleks ścianowy.

W górnictwie amerykańskim, oprócz systemów ścianowych do wybierania cienkich pokładów węgla kamiennego, stosowane są również systemy filarowo-komorowe [94, 122].

Nie są one jednak stosowane w Polsce do eksploatacji węgla kamiennego, dlatego też nie będą omawiane.



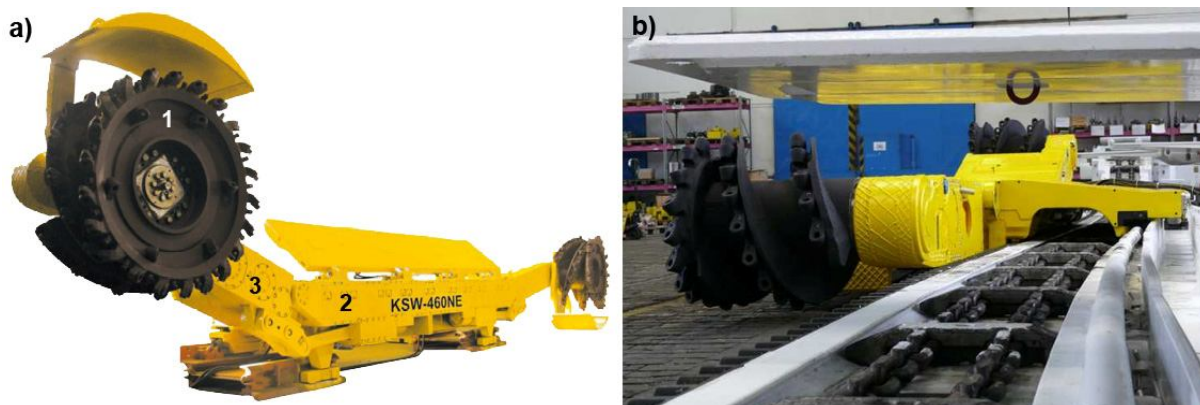
Rys. 2.2. Schemat wyrobiska ścianowego [49]

1 – ściana, 2 – chodnik nadścianowy, 3 – chodnik podścianowy, 4 – calizna węglowa, 5 – czoło ściany, 6 – zroby, 7 – kierunek eksploatacji, α – kąt nachylenia podłużnego ściany, H – wysokość ściany, L – długość ściany.

Najważniejszą maszyną zmechanizowanego kompleksu ścianowego jest kombajn (rys. 2.3a). Kombajn ścianowy składa się z kadłuba 2 wyposażonego między innymi w ciągniki napędowe, układ sterowania, diagnostyki, smarowania i chłodzenia. Do kadłuba przymocowane są dwa ramiona 3 wraz osadzonymi na końcach ich wałów frezującymi organami ślimakowymi 1. Kombajn jest maszyną zespołową realizującą jednocześnie funkcję urabiania calizny poprzez frezowanie oraz funkcję ładowania urobku na przenośnik. Frezowanie i ładowanie następuje w wyniku ruchu obrotowego organów 1 oraz ruchu kombajnu wzdłuż ściany. Organ zbrojony w noże stycznie-obrotowe skrawa caliznę. Natomiast ładowanie odbywa się po powierzchni odpowiednio ukształtowanych płyt kadłuba organu [69, 71].

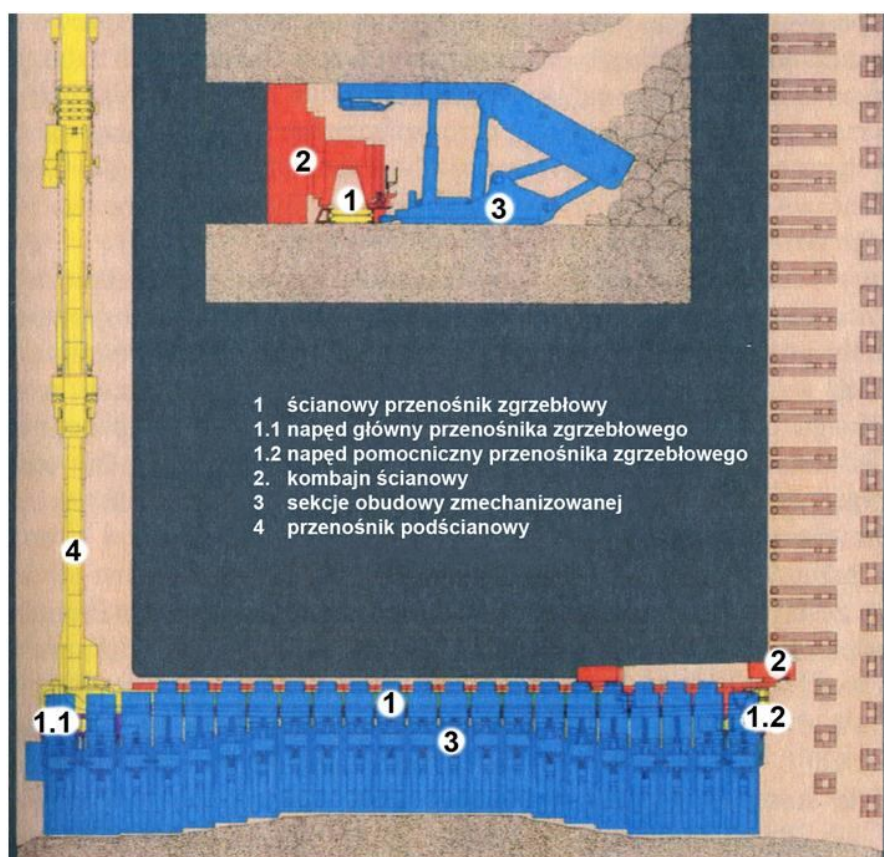
Zastosowanie dwuramionowej, dwuorganowej konstrukcji kombajnu pozwala na dostosowywanie wysokości urabiania do zmieniającej się grubości pokładu tak na wybiegu jaki i na długości ściany. Dodatkowo w przypadku zmiany geometrii pokładu na wybiegu (wznios, upad) możliwe jest dostosowanie kierunku eksploatacji poprzez podcięcie spągu poniżej poziomu przenośnika lub też pozostawienie odpowiedniej warstwy ponad ten poziom.

Do kombajnu doprowadzana jest przewodami energia elektryczna do zasilania oraz woda do systemu chłodzenia i zraszania. Przewody te prowadzone są wzdłuż ściany w specjalnym układaku.



Rys. 2.3. Kombajn ścianowy, a) KSW-460NE [124], b) MB444P [110]

Oprócz kombajnu ścianowego, kompleks ścianowy (rys. 2.4) wyposażony jest w zgrzeblowy przenośnik ścianowy oraz zmechanizowaną obudowę ścianową.

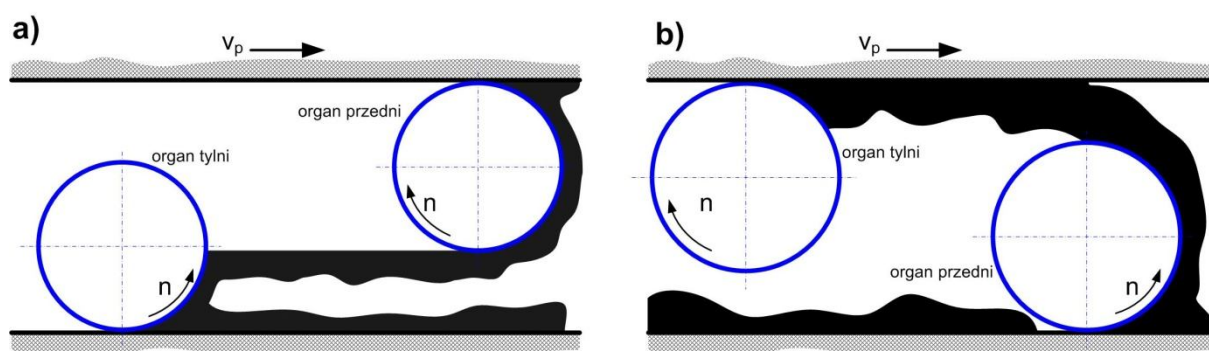


Rys. 2.4. Kombajnowy kompleks ścianowy [20]

Kombajn przeznaczony do urabiania pokładów średnich i grubych porusza się wzdłuż ściany, po rynnie przenośnika, wykonując kolejne zapiory (rys. 2.3a). Specjalny kombajn przeznaczony do pokładów cienkich porusza się po rynnie przenośnika oraz po spągu dzięki specjalnej płozie zamontowanej pod jego kadłubem. Jest to możliwe, ponieważ kadłub takiego kombajnu znajduje obok przenośnika (rys. 2.3b). Dzięki takiemu rozwiązaniu kadłub ma znacznie mniejszą wysokość i może być stosowany w niskich ścianach.

Obecnie niemal wszystkie kombajny ścianowe poruszają się dzięki beczciernowemu systemowi posuwu. Zasada działania takiego systemu polega na przeniesieniu momentu napędowego z ciągnika zabudowanego w kombajnie, poprzez koło napędowe, na specjalną drabinę mocowaną do rynien przenośnika ścianowego [98].

Kombajn pracuje w wyrobisku ścianowym zgodnie z przyjętą technologią. Technologia pracy kompleksu wynika między innymi z warunków górniczo-geologicznych, zastosowanych maszyn oraz założonego wydobywania dobowego. Najpopularniejszą technologią eksploatacji jest urabianie dwukierunkowe. Praca w wyrobisku ścianowym składa się z kolejno wykonywanych po sobie etapów związanych, z koniecznością przemieszczenia maszyny urabiającej w takie położenie, aby możliwe było rozpoczęcie nowego skrawu. Urabianie dwukierunkowe stosowane jest najczęściej, jednak w przypadku konieczności wyrównania frontu ściany czy też problemów z ładowaniem możliwe jest zastosowanie technologii urabiania jednokierunkowego. W specyficznych warunkach spotkać można również urabianie przemienne [49].

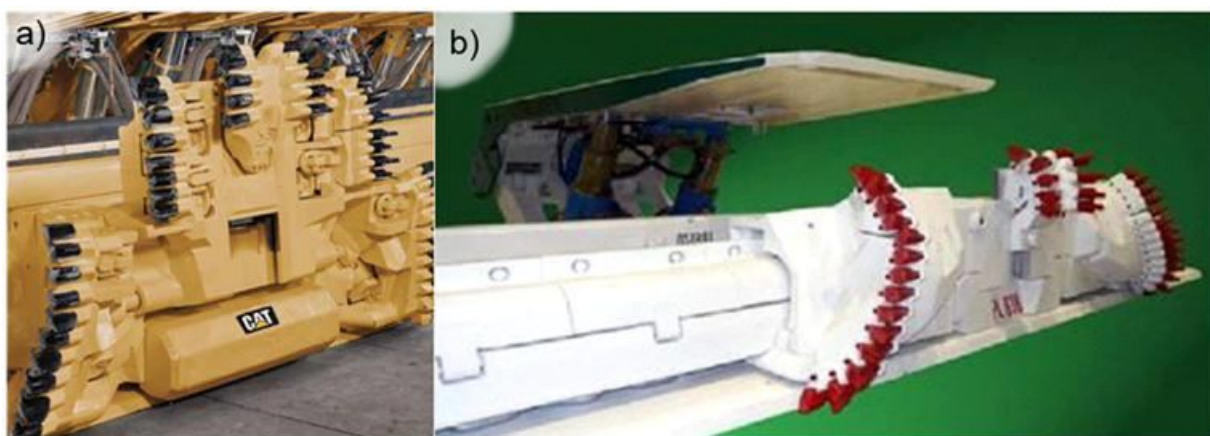


Rys. 2.5. Schemat usytuowania organów urabiających kombajnu podczas urabiania pokładu węgla kombajnem z kadłubem a) nad przenośnikiem, b) obok przenośnika

Podczas eksploatacji za pomocą kombajnu dwuramionowego istotne jest ułożenie oraz kierunki obrotów organów. Rys. 2.5a przedstawia schematycznie najczęściej spotykane ułożenie organu przedniego oraz tylnego kombajnu do pokładów średnich oraz grubych. Organ przedni obraca się podsiębiernie a tylni nadsiębiernie. Ponadto organ przedni wybiera pokład od stropu a tylni od spągu. W sytuacji takiej proces urabiania jak i ładowania przebiegają sprawnie. Organ przedni urabia na całej swojej średnicy a niezaładowany przez niego urobek zostaje na półce węglowej. Organ tylni urabia pozostały węgiel ładując jednocześnie urobek pozostawiony przez organ przedni. Dzięki obrotom podsiębiernym organ tylni skrawa nożami w kierunku powierzchni swobodnej przez co jest znacznie mniej obciążony niż gdyby miał obroty przeciwnie. Ponadto proces ładowania przebiega skuteczniej. W przypadku przeciwnych obrotów znacznie więcej urobku pozostawałoby na spągu. Rys.

2.5b przedstawia ułożenie organów specjalnych kombajnów do pokładów cienkich. Organ przedni musi poruszać się przy spągu aby wybrać miejsce dla poruszającego się za nim kadłuba kombajnu. Organ tylni porusza się przy stropie, stąd też niezaladowany przez organ przedni urobek pozostaje na spągu.

Drugą możliwą do zastosowania w systemie ścianowym techniką jest technika strugowa. Głównym elementem ścianowego kompleksu strugowego jest głowica urabiająca składająca się z odpowiednio ukształtowanego kadłuba z zabudowanymi listwami nożowymi, wieżyczką oraz mocowaniem łańcucha napędowego (rys. 2.6). Głowica realizuje jednocześnie funkcje urabiania calizny węglowej i ładowania urobku na przenośnik. Urabianie odbywa się za pomocą noży strugających a ładowanie realizowane jest dzięki specjalnie zaprojektowanemu kadłubowi. Głowica jest ciągnięta wzdłuż czoła ściany przy pomocy łańcucha. Do napędzania struga stosowane są dwa napędy składające się z silnika elektrycznego, sprzęgła oraz przekładni. Skrawanie odbywa się poprzez struganie przy prostoliniowym ruchu głowicy wzdłuż ściany, z określoną prędkością posuwu. Na końcu ściany, w chodniku przyścianowym, następuje przesunięcie czołowe głowicy w nowe położenie, aby możliwe było rozpoczęcie skrawu [9, 88, 91, 106, 107].

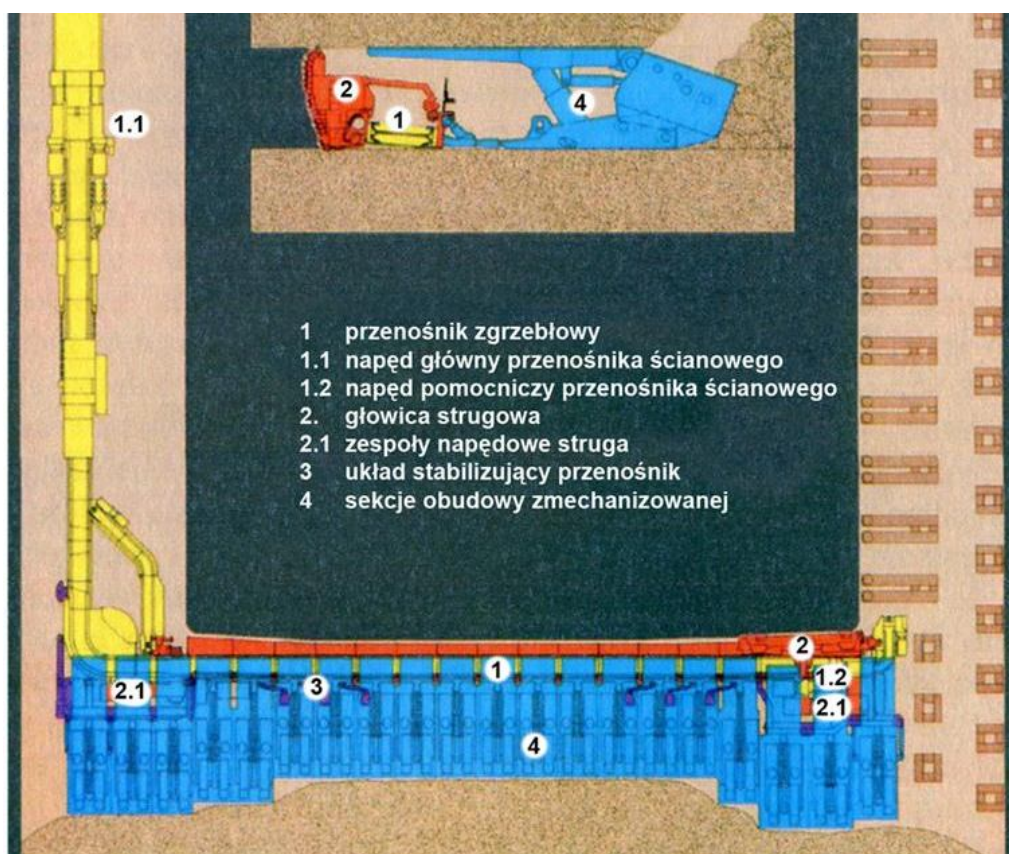


Rys. 2.6. Głowica strugowa zabudowana na przenośniku, a) głowica struga ślizgowego [18], b) głowica struga mieczowego [89]

Głowica struga może być prowadzona wzdłuż przenośnika różnymi sposobami. Rys. 2.6 przedstawia głowicę struga z prowadzeniem ślizgowym oraz prowadzeniem mieczowym. Różnice między strugami z prowadzeniem mieczowym oraz ślizgowym wynikają z miejsca zamocowania łańcucha, co wpływa na sposób prowadzenia i obciążenie głowicy, intensywność zużycia części kompleksu oraz możliwość pracy w ścianie o określonej wysokości [9]. Sposób prowadzenia musi spełniać kilka wymagań. Przede wszystkim głowica powinna być przesuwana bez nadmiernych oporów, zapewniając jak najmniejszą energochłonność przy urabianiu i ładowaniu urobku na przenośnik. Ponadto

konieczne jest odpowiednie usytuowanie głowicy względem spagu i przenośnika oraz prawidłowe przeniesienie sił docisku z przesuwników na strug [2].

Podstawowe podzespoły ścianowego kompleksu strugowego zostały przedstawione na rys. 2.7. Strugowy kompleks ścianowy oprócz głowicy strugowej wyposażony jest w ścianowy przenośnik zgrzeblowy 1 oraz zmechanizowane obudowy ścianowe 4. Głowica 2 jest prowadzona wzdłuż przenośnika 1 i ostrzami urabia skraw calizny na głębokość g i wysokość równą wysokości głowicy. Praca głowicy jest dwukierunkowa. Napędy 1.1 i 1.2, poprzez łańcuch, ciągną ją w kierunku przeciwnym, w stosunku do ruchu zgrzebeł przenośnika, potem w kierunku zgodnym. Napędy przenośnika oraz głowicy struga mogą być odrębne lub sprzężone ze sobą. Aby utrzymać założoną głębokość skrawu g , przenośnik musi dociskać głowicę. Siła docisku generowana jest przez układ przesuwników hydraulicznych obudowy 4 działających na przenośnik.



Rys. 2.7. Strugowy kompleks ścianowy [20]

Do korekcji podłużnej, między sekcjami obudowy oraz przenośnikiem, wykorzystywany jest specjalny układ siłowników 3. Obudowa podobnie jak w przypadku techniki kombajnowej osłania wyrobisko oraz umożliwia postęp ściany [48].

Głowica struga wyposażona jest w dwa zestawy noży, do pracy w dwóch kierunkach. W celu uniknięcia tarcia oraz generowania obciążenia niepracującego zestawu noży przy

danym kierunku ruchu, stosuje się samoczynne przestawianie głowicy lub noży. Zestaw noży pracujących zostaje wysunięty ku caliźnie, a nóż przyspągowy zostaje obniżony. Zestaw noży niepracujących zostaje cofnięty, a przyspągowy uniesiony. Uzyskuje się to poprzez zawiasowe osadzenie listew nożowych lub poprzez dwudzielną budowę głowicy i prowadzenie połówek głowicy na skośnych przewodnikach sań [18].

Głowica struga posiada budowę modułową, dzięki której poprzez nakładanie i zdejmowanie nakładek pośrednich, zwiększa się lub zmniejsza wysokość urabiania. Ponadto wysokość głowicy dostosować można do niewielkich zmian grubości pokładu, za pomocą wieżyczki z zamocowanymi nożami podstropowymi. Zmiana wysokości urabiania może się odbywać na końcach ściany, sterowanie realizowane jest w sposób ręczny za pomocą przekładni ślimakowej [127].

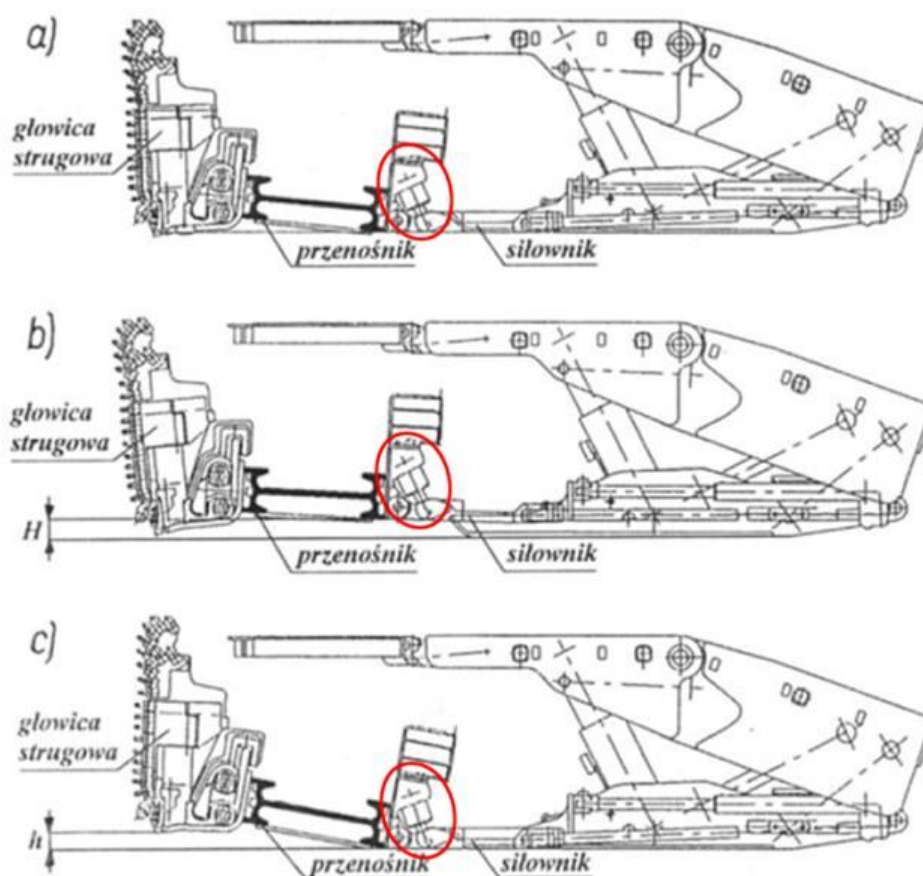
Napędy strugów są mocowane do przenośnika przy jego napędach. Stosuje się zazwyczaj cztery napędy, po dwa na końcach przenośnika. Podstawowe układy napędów struga i przenośnika to: równoległe do osi przenośnika usytuowanie napędów, równoległe usytuowanie napędów przenośnika i prostopadłe struga oraz najczęściej stosowane prostopadłe umieszczenie obu [2].

W przypadku zmiany pochylenia pokładu na kierunku wybiegu ściany (wznios, upad) możliwe jest sterowanie kierunkiem urabiania dzięki zastosowaniu specjalnego sterowania. Do sterowania położenia struga względem poziomu spągu służą siłowniki korekcyjne zabudowane między belką układu przesuwnego obudowy oraz rynną przenośnika (rys. 2.8). Dodatkowo w pokładach mocno pofałdowanych siłowniki korekcyjne umożliwiają szybką zmianę poziomu skrawania [9].

Sterowanie i automatyzacja są jednym z najważniejszych składników wysokowydajnej techniki strugowej. Pełna automatyzacja możliwa jest dzięki zastosowaniu elektrohydraulicznego sterowania obudową ścianową. Poprzez szczegółowy pomiar drogi przesunięcia przenośnika, możliwe jest dokładne ustalenie głębokości skrawu, ponadto sterowanie i automatyzacja pozwalają na przesuwanie sekcji obudowy zmechanizowanej bez ingerencji obsługi [127].

W każdej chwili, obsługujący ścianowy kompleks strugowy jest informowany o istotnych danych dotyczących pracy urządzenia, zatem o położeniu głowicy strugowej w ścianie i jej kierunku ruchu, położeniu przenośnika i docelowym przebiegu linii czoła ściany, wysuwie każdego przesuwneka dla poszczególnych sekcji obudowy w stosunku do przenośnika, jak również aktualnym ciśnieniu stojaka obudowy. Na pulpicie mogą być także wyświetlone aktualne dane na temat momentu obrotowego, temperatury oleju, poboru prądu

przez silniki, ilości wody chłodzącej lub składu atmosfery kopalnianej, o ile zamontowane są specjalne czujniki [127].

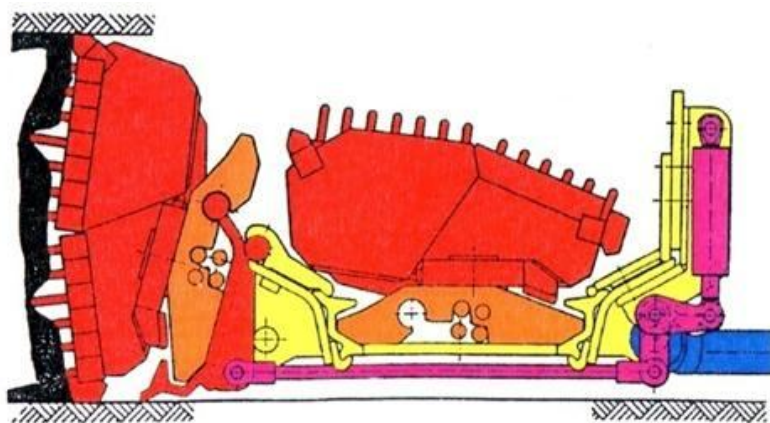


Rys. 2.8. Sterowanie położeniem głowicy strugowej, a) położenie normalne, b) zagłębianie w spąg, c) wznoszenie ponad spąg [9]

Miejsce, w którym odbywa się sterowanie, kontrola i nadzór nad całym procesem wybierania węgla kompleksem strugowym, zlokalizowane jest poza wyrobiskiem ścianowym. Docelowo jest to dyspozytornia kopalni. Jednak w początkowym okresie pracy kompleksu strugowego w danej kopalni preferowane jest umieszczenie sterowania w pobliżu wyrobiska ścianowego. Wiąże się to z faktem, iż w czasie szkolenia kadr, które będą odpowiedzialne za to sterowanie, niejednokrotnie konieczne będzie naoczne sprawdzenie stanu faktycznego położenia głowicy oraz kontroli pracy całego kompleksu. Możliwość sterowania kompleksem z wyrobiska potrzebna jest również w przypadku wystąpienia miejscowych zaburzeń geologicznych lub też awarii [48, 127].

Kombajnowe oraz strugowe kompleksy ścianowe są najczęściej stosowanymi technikami do eksploatacji cienkich pokładów węgla kamiennego. Z technik ścianowych oprócz wspomnianych warto przytoczyć również urabianie za pomocą kompleksów CLM. Kompleks CLM jest zaawansowanym systemem strugającym, który jedną maszyną realizuje

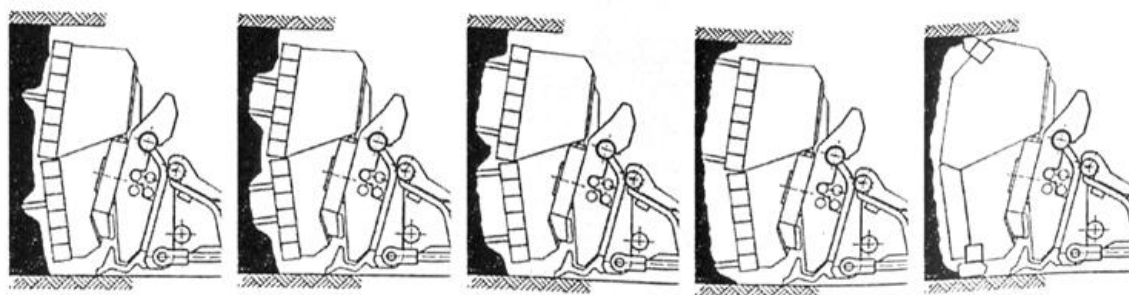
trzy podstawowe operacje technologiczne. Operacjami tymi są: urabianie calizny węglowej, ładowanie powstałego urobku na przenośnik oraz odstawa urobku z wyrobiska ścianowego na dalsze urządzenia transportowe. Calizna urabiana jest przez noże urabiające umieszczone w specyficzny sposób na kilku oddalonych od siebie głowicach urabiających. Głowice te przemieszczają się za pomocą łańcucha wzdłuż czoła ściany, podobnie jak w przypadku głowicy strugowej. Na końcu ściany głowice są obracane i transportowane w położeniu poziomym, w rynnach o specjalnym profilu (rys. 2.9). Stąd też urabianie calizny odbywa się zawsze przy ruchu głowic od wysypu do napędu zwrotnego.



Rys. 2.9. Położenie głowic w kompleksie CLM [36]

Na poszczególnych głowicach znajduje się różna liczba noży ułożonych w taki sposób, aby noże na pierwszej głowicy wykonywały skrawy otwierające, a noże na pozostałych głowicach skrawy półotwarte lub otwarte.

Rozwiązanie takie znacznie redukuje siły skrawania w stosunku do strugów konwencjonalnych. Ostatnia głowica wykańcza zabiór generując skraw przy stropie oraz przy spągu (rys. 2.10). Uzyskany urobek transportowany jest za pomocą zgrzebeł. Wyeliminowanie gałęzi biernych łańcuchów oraz rozłożenie oporów skrawania i ładowania na poszczególne głowice zmniejsza wymaganą siłę w łańcuchu o 40%, w porównaniu do konwencjonalnych strugów [36].



Rys. 2.10. Przykładowy układ noży na głowicach kompleksu CLM [36]

2.3. Wady i zalety maszyn eksploatacji cienkich pokładów

Omówione wcześniej możliwe do zastosowania podczas eksploatacji cienkich pokładów węgla kamiennego maszyny posiadają szereg wad i zalet. Poniżej zamieszczono wady i zalety kompleksów kombajnowych, strugowych oraz CLM [12, 15, 25, 36, 47, 50, 53, 54, 81, 86, 99, 113, 116, 117, 118, 123].

Zalety ścianowych kompleksów kombajnowych:

- urabianie węgla o najwyższych wskaźnikach skrawalności przy utrzymaniu założonego zabioru i prędkości posuwu,
- możliwość eksploatacji pokładów o zmiennej grubości,
- łatwość sterowania maszyną urabiającą przy różnym stanie wyrobiska ścianowego,
- możliwość urabiania skał towarzyszących oraz przerostów,
- możliwość urabiania uskoków.

Wady ścianowych kompleksów kombajnowych:

- duże odsłonięcie stropu, może spowodować zjawisko obwału,
- sprzeczność parametrów procesu ładowania z parametrami procesu frezowania,
- brak możliwości urabiania pokładów o miąższości do 1 m,
- mała efektywność urabiania pokładów poniżej 1,5 m,
- duże zapylenie i rozdrobnienie urobku,
- brak możliwości pełnej automatyzacji procesu,
- konieczność obecności operatora kombajnu w jego sąsiedztwie (dla większości kombajnów),
- konieczność dostosowywania prędkości posuwu kombajnu do możliwości obsługi,
- duże straty spowodowane długim czasem realizacji procesu zawrębiania.

Zalety ścianowych kompleksów strugowych:

- urabianie na małych głębokościach, w strefie najbardziej odprężonego węgla,
- możliwość automatyzacji procesu urabiania,
- prosta konstrukcja głowicy strugowej,
- możliwość urabiania pokładów poniżej 1 m,
- małe zapylenie i rozdrobnienie urobku,

- niski poziom hałasu,
- napędy zlokalizowane w chodnikach ułatwiają konserwację oraz naprawy.

Wady ścianowych kompleksów strugowych:

- trudności w prowadzeniu czoła ściany,
- silny wpływ urabialności węgla na głębokość skrawania oraz wydobyte dobowe,
- konieczność dostosowywania obudowy i przenośnika zgrzeblowego do wymagań prowadzenia głowicy strugowej,
- trudności w kierowaniu głowicą strugową wzdłuż czoła i postępu ściany,
- brak możliwości urabiania pokładów z uskokami, skałami towarzyszącymi i przerostami,
- konieczność wykonywania chodników przyścianowych o znacznych przekrojach,
- konieczność stosowania większej liczby urządzeń sterujących,
- brak możliwości dostosowania wysokości urabiania do zmieniającej się grubości pokładu na długości ściany,
- możliwość zerwania łańcucha przy nagłych obciążeniach,
- wysypywanie urobku do chodników przyścianowych.

Zalety ścianowych kompleksów CLM:

- zmniejszony pobór mocy związany z realizacją procesu urabiania, ładowania oraz odstawy,
- wyeliminowanie rozruchów związanych ze zmianą zwrotu urabiania,
- mniejszy wzrost obciążenia w przypadku wystąpienia zwiększonych oporów skrawania.

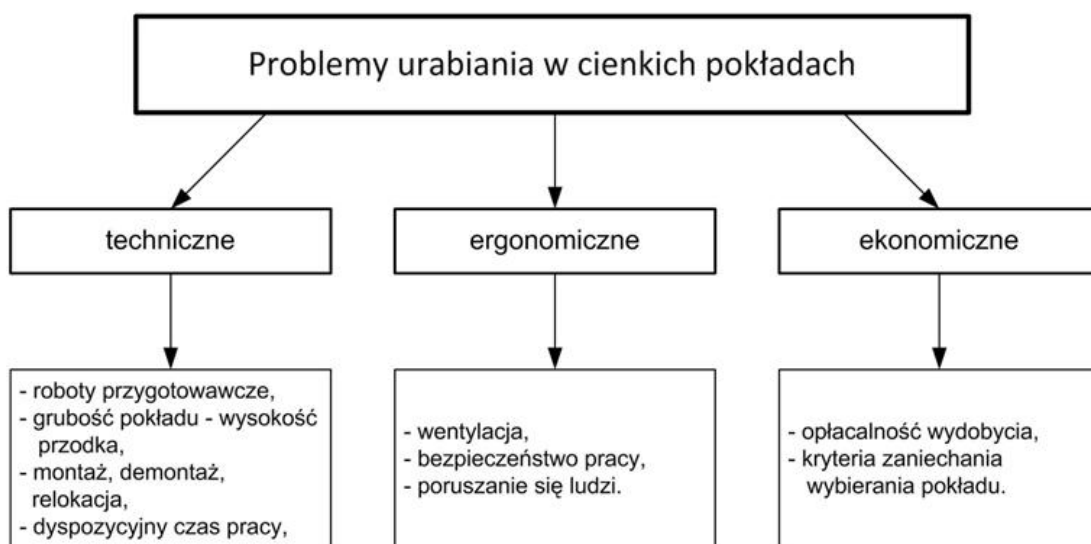
Wady ścianowych kompleksów CLM:

- konieczność wykonywania dużych chodników przyścianowych,
- konieczność przestrzegania prostopadłego usytuowania ściany w stosunku do obu chodników,
- konieczność wyrównywania chodników w celu zachowania odpowiedniego usytuowania napędów w chodnikach,
- możliwość urabiania ściany o jednej zdefiniowanej wysokości,
- możliwość eksploatacji pokładów do 1,5 m.

2.4. Bariery ograniczające wydobywanie

Analizując problemy ograniczające wydobywanie w cienkich pokładach należy mieć na uwadze również te bariery, które nie zależą bezpośrednio od przyjętej techniki eksploatacji. Bariery ograniczające wydobywanie analizować można w obszarze technicznym, ergonomicznym oraz ekonomicznym [100]. Rys. 2.11 przedstawia klasyfikację problemów urabiania w pokładach cienkich w uwzględnieniu tego podziału.

Problem koncentracji wydobywania w cienkich pokładach jest znacznie trudniejszy niż w pokładach średnich i grubych. Porównując intensyfikację wydobywania, za pomocą powierzchni odsłoniętego spągu widać, że ściana niska musi być znacznie dłuższa aby utrzymać ten sam postęp co ściana średnia czy też wysoka. Długość ścian nie może być dowolnie przyjmowana i zależy od wielu czynników górniczo-geologicznych jak również technicznych [49, 100].



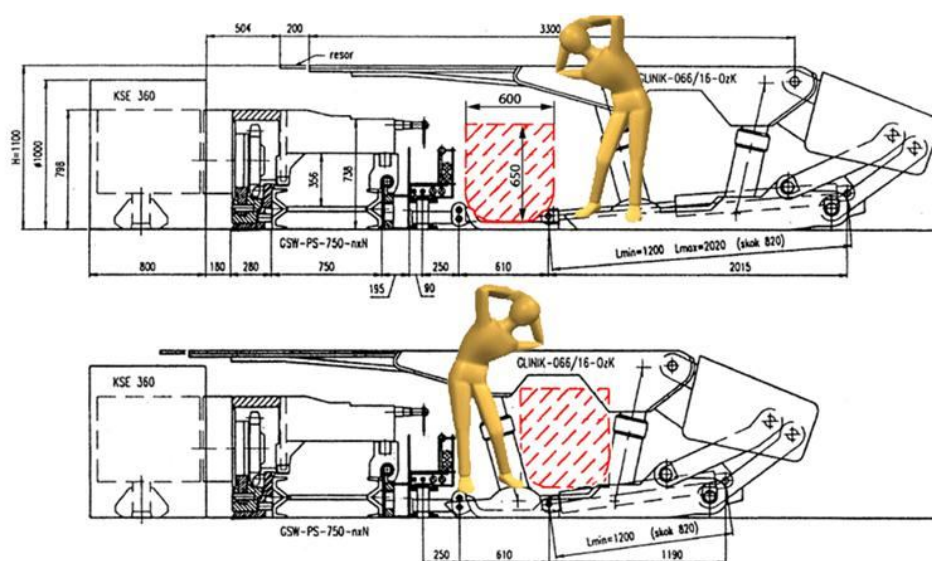
Rys. 2.11. Klasyfikacja problemów urabiania w cienkich pokładach [55]

Praktyka wskazuje, że zwłaszcza w pokładach cienkich wysokość przodka nie zawsze odpowiada grubości pokładu. Wynika to nie tylko z zastosowanej techniki [62], ale również z konieczności spełnienia wymogów ergonomii.

Podczas eksploatacji cienkich pokładów nasila się problem robót przygotowawczych. Określenie potrzeb związanych z korytarzami w funkcji grubości pokładu, jednoznacznie naświetla problem. Średnio na 1000 Mg wydobytego węgla przypada 6 m bieżących wyrobiska korytarzowego, jednak wartość tego wskaźnika dla pokładów cienkich wynosi ponad 12 m [100]. Długość koniecznych do wykonania chodników przy tym samym wydobywaniu jest co najmniej dwa razy większa, dla pokładów cienkich. Jednak decydującym elementem w tym przypadku jest udział skały w przekroju wyrobiska. Analizując

powierzchnię przekroju poprzecznego wyrobiska oraz grubość pokładu można przyjąć, że skały otaczające stanowią nawet 75% powierzchni wyłomu. Drażnienie przy tak znaczącym udziale skał znacznie ogranicza postęp dobowy, w stosunku do prowadzenia prac w węglu.

Uruchamianie oraz likwidacja ścian jest poważnym problemem technicznym oraz organizacyjnym. Masa wyposażenia ściany, niezależnie od zastosowanej metody eksploatacji, przekracza kilka tysięcy Mg. Maszyny te należy przetransportować i zamontować w nowym przodku. Uruchomienie i likwidacja generują znaczący udział w kosztach prowadzenia ścian. W szczególności ma to znaczenie dla ścian niskich, gdzie dla określonej geometrii ściany całkowite wydobycie jest znacznie mniejsze. Dodatkowo montaż czy też demontaż w ograniczonej przestrzeni roboczej trwają dłużej niż w przypadku ścian średnich czy też wysokich. Również wykorzystanie dyspozycyjnego czasu pracy w przodku, podczas prac montażowych demontażowych czy normalnego wydobywania, istotnie wpływa na efektywność. Prawidłowa współpraca maszyn i urządzeń oraz ich niezawodność mają szczególnie istotne znaczenie w przypadku niskich ścian, gdzie napotyka się na problemy z komunikacją i transportem jak również prowadzeniem prac podczas usuwania awarii [100].



Rys. 2.12. Pole przejścia dla kompleksu kombajnowego do niskich ścian z kombajnem KSE 360 obudową Glinik-066/16-Ozk i przenośnikiem GSW-PS-750

Ilość potrzebnego w wyrobisku powietrza wynika z obowiązujących przepisów i zależy od wielu czynników (wydobycie, temperatura, metanowość). Jednak prędkość przepływającego powietrza jest ograniczona ogólnie, co powoduje problem szczególnie w przypadku małych przekrojów poprzecznych wyrobiska ścianowego. W ścianie, wielkość przekroju poprzecznego wyrobiska jest w znacznym stopniu ograniczona przez obudowę zmechanizowaną oraz przenośnik [42, 100].

Wydajność pracy w pokładzie cieniym jest znacznie ograniczona przez trudności w sprawnym poruszaniu się ludzi. Również spełnienie wymogów dotyczących minimalnego wymiaru przejścia nie pozwala na swobodne poruszanie się załogi. Rys. 2.12 przedstawia kompleks kombajnowy wyposażony w obudowę Glinik-066/16. Na rysunek naniesiono pole przejścia o wymiarze 650 mm x 600 mm oraz pracownika, co obrazuje skalę problemu.

Odpowiednie rozwiązania techniczne oraz organizacyjne pozwalają uzyskać wysoką koncentrację wydobywania, jednak również w przypadku eksploatacji pokładów cieniych obowiązują te same prawa ekonomii, co w pozostałych pokładach. Dlatego często pokłady cienkie nie są eksploatowane, ze względu na brak opłacalności ich wydobywania. Efektywność ekonomiczna ścianowych systemów mechanizacyjnych, pomimo szeregu trudności, może zostać wyznaczona na drodze analitycznej [37].

2.5. Podsumowanie

Przedstawione technologie są w obecnej chwili jedynymi możliwymi do zastosowania w cieniych pokładach węgla kamiennego. Dokonano analizy danych dotyczących wybranych maszyn do eksploatacji cieniych pokładów węgla kamiennego, dostępnych na polskim oraz światowych rynkach. Analizę przeprowadzono na podstawie dostępnych informacji [18, 21, 26, 27, 28, 30, 35, 39, 89, 101, 105, 110, 121, 124]. Stwierdzić można, że znaczący udział cieniych pokładów węgla kamiennego w Polsce oraz brak odpowiednich maszyn do ich efektywnego wybierania, skłania do poszukiwania nowych rozwiązań technicznych maszyn oraz systemów maszyn.

Strugi węglowe z prowadzeniem mieczowym czy też ślizgowym są w zasadzie do siebie podobne niezależnie od typu czy też producenta, oczywiście poszczególne rozwiązania są w różnym stopniu technicznie zaawansowane. Szczególne różnice widoczne są w systemach automatyki, diagnostyki i sterowania. Jednak w żadnym z dostępnych kompleksów strugowych nie rozwiązano kluczowych wad tej techniki.

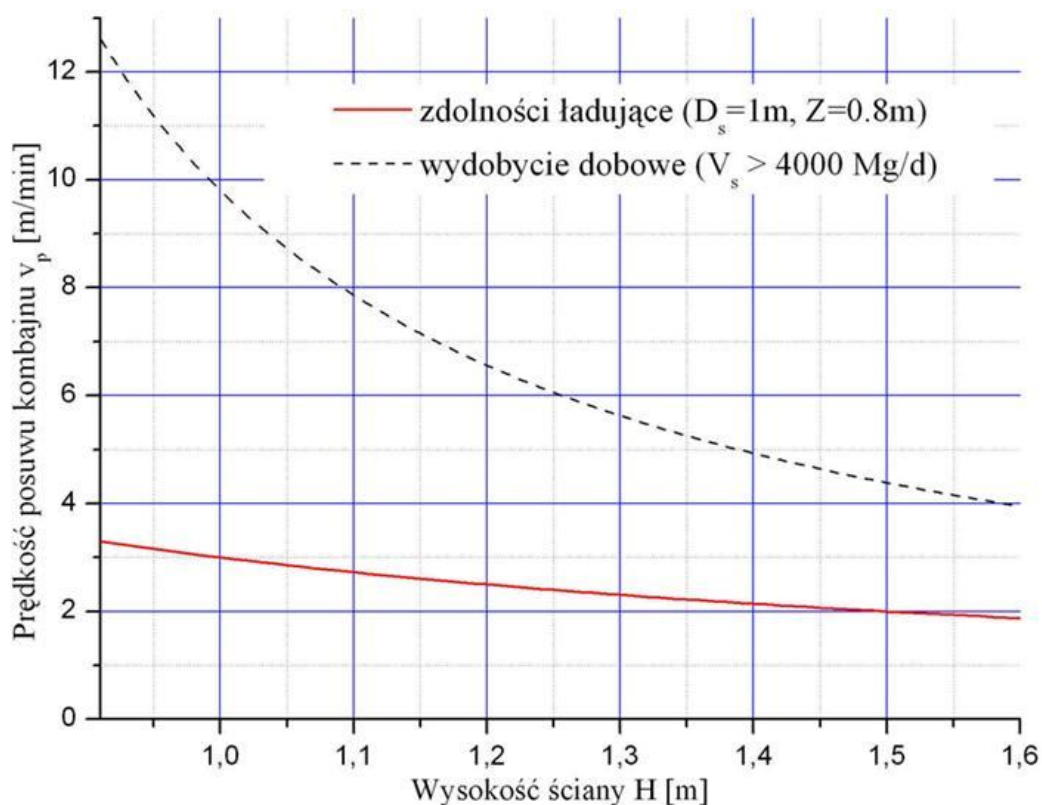
W przypadku techniki kombajnowej obserwuje się w ostatnim czasie szczególne zainteresowanie producentów kompleksami do eksploatacji pokładów cieniych. W związku z tym tworzone są nowe, technicznie zaawansowane, rozwiązania nie tylko kombajnów ścianowych, ale całych kompleksów. Jednak we wszystkich nowych rozwiązaniach, pomimo prób zastosowania automatyzacji, nadal stosowane są organy ślimakowe co nie pozwala na rozdzielenie funkcji frezowania od ładowania.

Spośród przedstawionych wad i zalet poszczególnych maszyn należy podkreślić te wady, które są w obecnej chwili krytycznymi przeszkodami uniemożliwiającymi efektywną eksploatację węgla kamiennego z cienkich pokładów, w polskich warunkach górniczo-geologicznych. W przypadku techniki strugowej kluczowym problemem jest duży wpływ urabialności węgla na uzyskiwane wydobyte dobowe. Wynika to z zastosowania strugania jako metody urabiania, gdzie całkowita siła oporów skrawania ładowania i ruchu głowicy musi zostać pokonana przez ciągnowy system posuwu. Ponadto technika strugowa może być zastosowana jedynie w pokładach o odpowiednich warunkach górniczo-geologicznych, których w Polsce jest nieznaczna ilość. Do wymogów tych zaliczyć można: brak uskoków i przerostów, stosunkowo stała miąższość pokładu, niski wskaźnik skrawalności węgla. Głównymi wadami techniki kombajnowej, odnosząc się do pokładów cienkich, są: brak pełnej automatyzacji, co wymaga nadążania operatora kombajnu za maszyną, duże straty czasowe spowodowane koniecznością realizacji procesu zawrębiania oraz znaczne ograniczenie wydobywania wynikające z problemami z realizacją procesu ładowania.

Problem ładowania wynika ze zbyt małej objętości wewnętrznej organów dostosowanych do pokładów cienkich [53, 54, 55]. Rys. 2.13 przedstawia przebieg minimalnej prędkości posuwu kombajnu gwarantującej uzyskanie założonego wydobywania dobowego (4000 Mg/d) oraz przebieg maksymalnej prędkości, przy której organ jest w stanie załadować urobek na przenośnik (przyjęto średnicę piasty 900 mm). Widać wyraźnie, że nie jest możliwe uzyskanie założonego wydobywania dobowego przy zakresie wysokości ściany $H = 1 \text{ m} \div 1.6 \text{ m}$.

Na podstawie powyższych informacji oraz danych technicznych produkowanych obecnie maszyn, określić można wytyczne i założenia do nowego rozwiązania maszyny urabiającej przeznaczonej do wydobywania węgla w ścianach niskich. Kombajn do eksploatacji cienkich pokładów powinien spełniać następujące wymagania:

- praca w systemie ścianowym,
- zastosowanie frezowania jako metody skrawania,
- rozdzielenie procesu frezowania od procesu ładowania,
- zastosowanie pełnej automatyzacji pracy,
- zastosowanie ciągnowego systemu posuwu,
- możliwość rozpoczynania nowego skrawu bez konieczności zawrębiania,
- gabaryty dostosowane do pracy w ścianach o wysokości od 1.0 do 1.6 m,
- praca systemem dwukierunkowym.



Rys. 2.13. Ograniczanie prędkości posuwu kombajnu przez proces ładowania [55]

Maszyna spełniająca podane założenia łączy w sobie zalety techniki strugowej oraz kombajnowej eliminując jednocześnie ich podstawowe wady. Należy jednak pamiętać, że eksploatacja węgla kamiennego, niezależnie od zastosowanej technologii oraz miąższości wybieranego pokładu obarczona jest szeregiem problemów, które nie mogą zostać zbagatelizowane [41]. Problemy te dotyczą zagrożeń naturalnych (tąpnięcia, zagrożenia wodne, metanowe), zagrożeń spowodowanych hałasem i pyłami, jak również awaryjnością maszyn i urządzeń w procesie wydobywczym, czy też zarządzaniem gospodarką odpadami [8]. Jednak ze względu na cel niniejszej pracy nie będą one poruszane.

3. Cel i zakres pracy

Celem niniejszej pracy doktorskiej jest ocena obciążenia jednoorganowego kombajnu ścianowego, wchodzącego w skład kompleksu ścianowego przeznaczonego do eksploatacji cienkich pokładów węgla kamiennego.

Osiągnięcie założonego celu wymaga zrealizowania szeregu działań, które określają zakres przedmiotowej pracy. Zakres pracy obejmuje:

- opis koncepcji kompleksu do eksploatacji cienkich pokładów,
- opis technologii pracy kompleksu ścianowego wyposażonego w kombajn jednoorganowy,
- analizę możliwego do uzyskania wydobywania dobowego,
- określenie parametrów geometrycznych i kinematycznych zmechanizowanego kompleksu ścianowego, a w szczególności maszyny urabiającej,
- opracowanie projektu wstępnego jednoorganowego kombajnu ścianowego,
- opracowanie modelu fizycznego i matematycznego kombajnu urabiającego z ciągowym systemem posuwu,
- przeprowadzenie badań analitycznych obciążenia kombajnu jednoorganowego,
- opracowanie wytycznych i zaleceń do projektowania kombajnu.

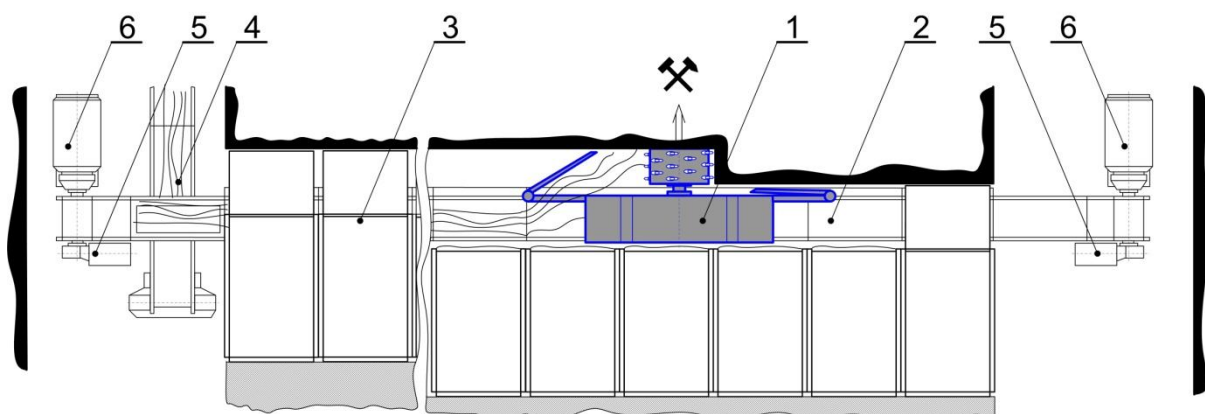
4. Kompleks wyposażony w kombajn jednoorganowy

Przedstawione w poprzednich rozdziałach informacje określają wytyczne do koncepcji kompleksu wyposażonego w jednoorganowy kombajn ścianowy do eksploatacji cienkich pokładów węgla kamiennego. W niniejszym rozdziale przedstawiona zostanie koncepcja przedmiotowego kompleksu i opis technologii eksploatacji przy jego wykorzystaniu. Kolejnym etapem będzie określenie możliwego do uzyskania wydobywania dobowego przy określonych parametrach geometrycznych oraz organizacyjnych ściany.

4.1. Koncepcja kompleksu do cienkich pokładów

Ścianowy kompleks kombajnowy jest zestawem maszyn służącym do eksploatacji minerału użytecznego. W skład kompleksu wchodzi [53, 55]:

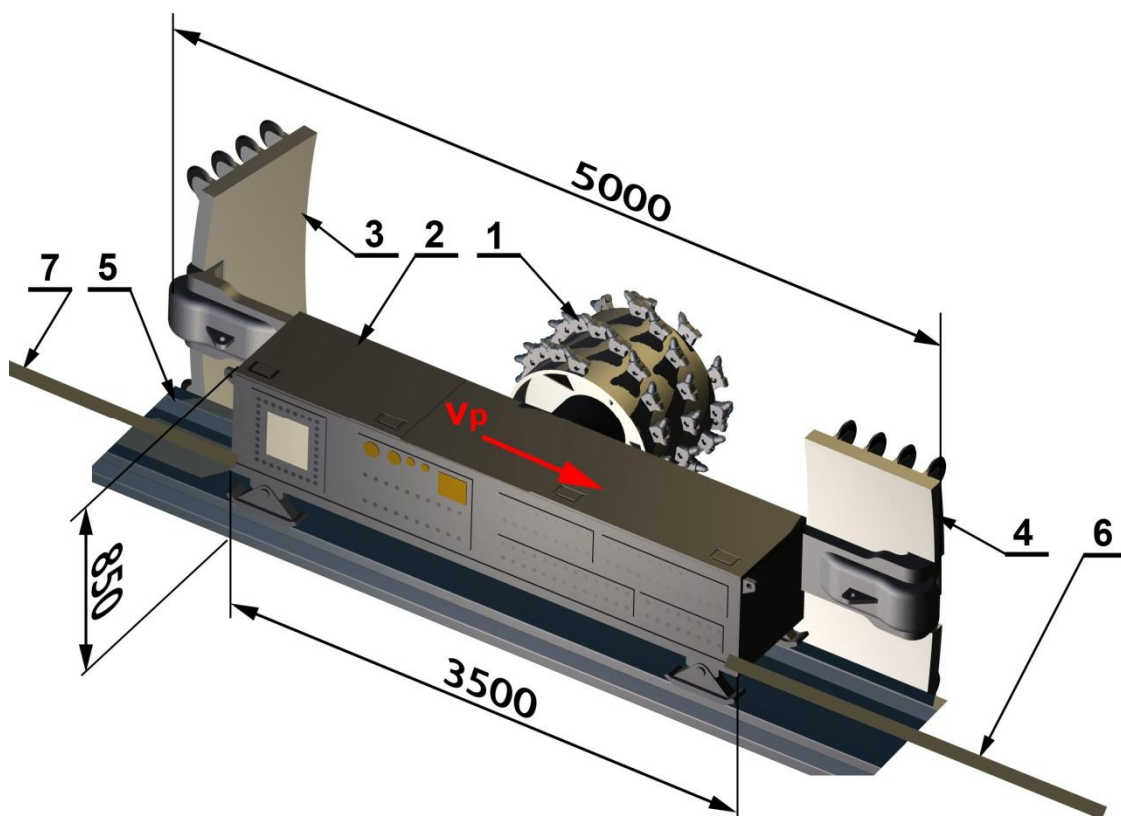
- zmechanizowana obudowa ścianowa zapewniająca stateczność wyrobiska ścianowego, wykorzystywana również do przestawiania przenośnika ścianowego,
- ścianowy przenośnik zgrzeblowy przejmujący urobek od kombajnu i przekazujący go do kolejnego środka transportu, gdzie dodatkowo rynny przenośnika służą jako element jezdny i prowadzący kombajn ścianowy,
- kombajn ścianowy jako zespołowa maszyna urabiająco-ładująca.



Rys. 4.1. Schemat zmechanizowanego kompleksu ścianowego wyposażonego w kombajn jednoorganowy [57]

Rys. 4.1 przedstawia schemat zmechanizowanego kompleksu ścianowego wyposażonego w kombajn jednoorganowy 1, ścianowy przenośnik zgrzeblowy 2, podścianowy przenośnik zgrzeblowy 4 oraz zmechanizowaną obudowę ścianową 3. Z usytuowania napędów przenośnika zgrzeblowego 6 oraz napędów posuwu kombajnu 5 wynika miejsce prowadzenia łańcucha napędowego, które zlokalizowane będzie od strony

zrobów. Przy czym zorientowanie napędów 5 posuwu kombajnu (prostopadłe, równoległe) jest dowolne [57].



Rys. 4.2. Koncepcja jednoorganowego kombajnu ścianowego [57]

Rys. 4.2 przedstawia koncepcję kombajnu jednoorganowego. Kombajn ten składa się z kadłuba 2, jednego zamocowanego centralnie organu urabiającego 1 oraz dwóch rozkładanych ładowarek odkładniowych 3 i 4. Ładowarka 3 znajduje się w pozycji czynnej, natomiast ładowarka 4 znajduje się z pozycji biernej. Kombajn jest ciągnięty po rynnach przenośnika 5 za pomocą łańcucha 6. Łańcuch 7 jest gałęzią bierną dla przedstawionego zwrotu prędkości. Podane, orientacyjne wymiary wynikają z analizy dotychczasowych rozwiązań kombajnów oraz głowic strugowych [68, 73].

Średnica organu dobierana jest do grubości pokładu. Przy czym zastosowany organ jest organem bez płatów. Należy podkreślić celowość zastosowania frezowania jako metody urabiania. W warunkach górniczo-geologicznych polskich kopalń węgla kamiennego pokłady są niejednokrotnie trudnourabialne o zmiennej miąższości z występującymi przerostami. W przedmiotowym rozwiązaniu przyjęto organ o konstrukcji przestrzennej (belki nożowe zamiast płatów), aby powstający podczas frezowania urobek mógł spadać na spąg [72]. Przykładowe rozwiązanie takiego organu przedstawia rys. 4.3 [70].

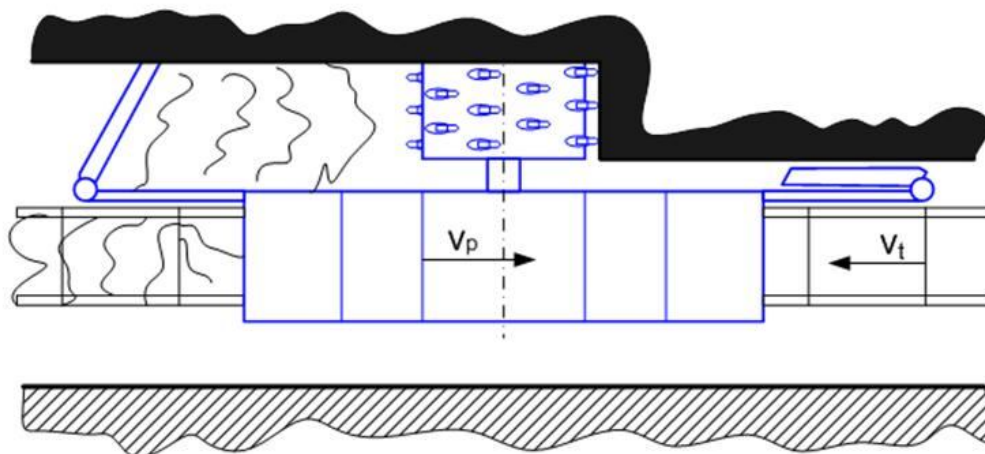
Funkcję ładowania, realizowaną normalnie przez płaty, przejmują ładowarki. Rozdzielenie procesu ładowania od procesu frezowania jest jedną z najważniejszych zalet

prezentowanego rozwiązania. Podczas pracy w ścianie parametry kinematyczne kombajnu mogą być zwiększane bez ryzyka wystąpienia problemów z ładowaniem na przenośnik, co obok możliwości ruchowych kombajnisty było głównym czynnikiem hamującym wzrost wydobywania. Załadunek urobku na przenośnik odbywa się za pomocą ładowarki, która po zmianie kierunku urabiania składa się, natomiast druga ustawiana jest w pozycji roboczej (rys. 4.4) [56].



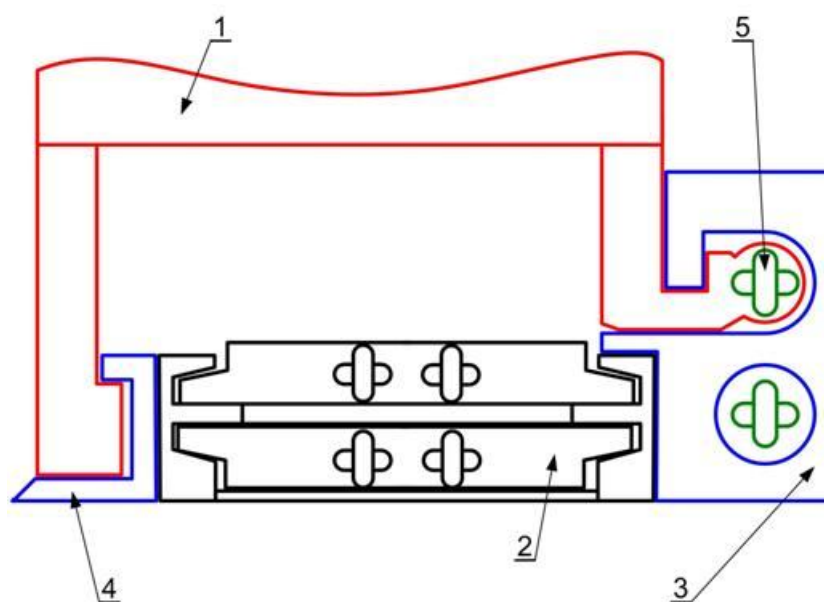
Rys. 4.3. Organ przestrzenny do urabiania utworów solnych w szybie SW-4 [70]

Sposób ładowania za pomocą ładowarki odkładniowej nie był do tej pory stosowany. Można go odnieść do zastosowania ładowarki osłonowej organu ślimakowego, jednak są one do siebie podobne w bardzo małym stopniu. Brak wiedzy na temat zachowania takiego rozwiązania w przypadku trudnych warunków był inspiracją do opracowania ładowarki aktywnej. Ładowarka aktywna może zostać umieszczona w kadłubie kombajnu a jej elementy ruchome wspomagać będą proces ładowania.



Rys. 4.4. Urabianie i ładowanie za pomocą kombajnu jednoorganowego [56]

Kombajn porusza się tradycyjnie po rynnie przenośnika, jednak przy zastosowaniu ciągnowego systemu posuwu, który zrealizowany jest za pomocą napędów znajdujących się w chodnikach. Rozwiązanie takie umożliwia znaczne zmniejszenie gabarytów kombajnu dzięki usunięciu ciągników z kadłuba. Ponadto kombajn w przypadku awarii może zostać wyciągnięty do chodnika, co eliminuje konieczność wchodzenia na ścianę i napraw w ograniczonej przestrzeni. Rys. 4.5 przedstawia koncepcję realizacji sposobu prowadzenia kombajnu. Kadłub 1 kombajnu jednoorganowego porusza się po specjalnych prowadzeniach zawałowym 3 oraz ociosowym 4. Przy czym w prowadzeniu zawałowym 3 przewiduje się miejsce na prowadzenie łańcucha napędowego 5 mocowanego do kadłuba kombajnu.



Rys. 4.5. Koncepcja sposobu prowadzenia kombajnu

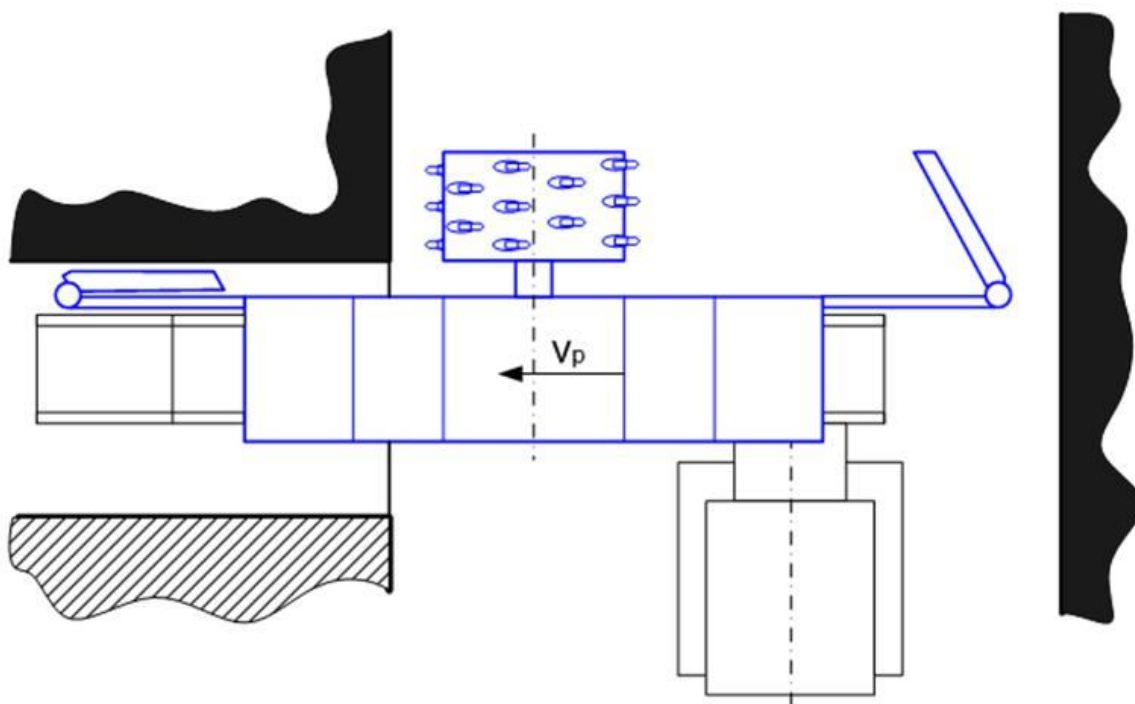
Należy zaznaczyć, że w prezentowanym rozwiązaniu zakłada się zastosowanie pełnej automatyzacji pracy kombajnu i pozostałych maszyn ścianowych, co pozwala na urabianie calizny bez obecności załogi w wyrobisku ścianowym. Ma to duże znaczenie dla możliwości zwiększenia prędkości posuwu, szczególnie przy zakresie wysokości $1.0\text{ m} \div 1.6\text{ m}$. Przy wykorzystaniu znanych, z rozwiązań strugowych, systemów automatyki, sterowania i diagnostyki wprowadzenie automatyzacji procesu nie będzie stanowiło znaczącego problemu.

4.2. Technologia pracy kompleksu do cienkich pokładów

Jednym z etapów wspomnianej, w poprzednich rozdziałach, technologii urabiania dwukierunkowego za pomocą kombajnu ścianowego jest bardzo istotny proces, mianowicie zawrębianie. Proces ten w praktyce trwa $20\text{ min} \div 60\text{ min}$ i znacznie ogranicza wydobywanie.

dobowe. Jednak ze względu na długość obecnie produkowanych kombajnów niemożliwe jest zrealizowanie przekładki bez zawrębiania, jak ma to miejsce w przypadku techniki strugowej. Głowica strugowa dojeżdżając do końca ściany zostaje wyhamowana, następnie przepchnięta w nowe położenie i rozpędzona do odpowiedniej prędkości. Zabieg ten trwa ok. 6 s.

W proponowanym rozwiązaniu kombajn ma możliwość wyjechania do chodnika na tyle, aby możliwe było zrealizowanie procesu przekładki bez konieczności zawrębiania, jak to pokazano na rys. 4.6. Uzyskuje się wtedy krótki czas przekładki, który w skrajnym przypadku może zmieścić się w tzw. czasie organizacyjnym ściany. Ponadto urabianie odbywa się pełnym zabiorem na całej długości ściany co również korzystnie wpływa na wydobywanie. Kombajn, znajdujący się w miejscu pokazanym na rysunku, zostaje przepchnięty w nowe położenie o wartość zabioru, razem z napędami oraz kilkoma rynnami przenośnika. Przekładkę realizować będą, oprócz układów przesuwanych sekcji, układy przesuwne napędów zlokalizowane w chodnikach lub ewentualnie obudowa skrzyżowań.



Rys. 4.6. Rozpoczynanie nowego skrawu [57]

Kombajn ma możliwość wyjechania do chodnika dzięki małej długości, różnicowaniu poziomu spągu chodnika w stosunku do spągu ściany oraz zabudowaniu napędów łańcucha oraz przenośnika pod jego rynną.

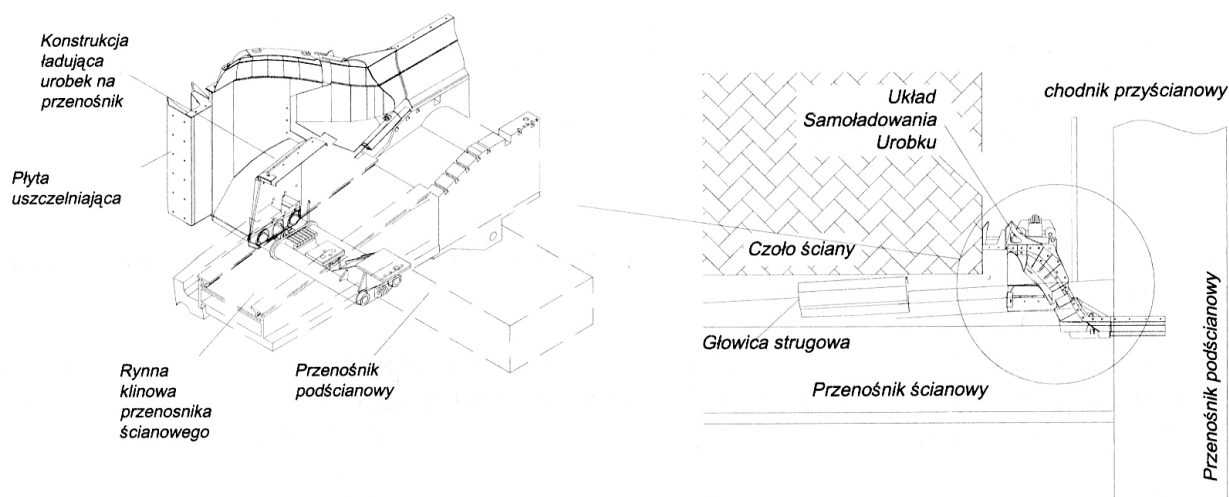
Zastosowane w ścianowej technice strugowej siłowniki korekcyjne zyskały duże uznanie załóg górniczych. Dlatego też zaczęto je stosować w niektórych kompleksach ścianowych. Do sterowania położeniem kombajnu jednoorganowego, a w szczególności

kierunkiem eksploatacji na wybiegu ściany (wznios, upad), zastosowane będą siłowniki korekcyjne łączące belkę układu przesuwnej sekcji z rynną przenośnika. Przewiduje się zastosowanie korekcji na każdej rynnie.

Podobnie jak w przypadku techniki strugowej wystąpią problemy z doбором obudowy dla chodników przyścianowych, umożliwieniem wyjazdu maszyny urabiającej do chodnika oraz utrzymaniem wyrobisk korytarzowych. Jednak problemy te w znacznej mierze zostały rozwiązane podczas eksploatacji strugów w polskich kopalniach [75, 115].

Uzyskanie wymaganych, dużych postępów robót przygotowawczych (ok. 400 m na miesiąc) jest możliwe poprzez zastosowanie tymczasowej, hydraulicznej, zmechanizowanej obudowy chodnikowej. Obecnie drażenie wyrobisk korytarzowych odbywa się w cyklu szeregowym, związane jest to między innymi z bezpieczeństwem pracy załogi. Zastosowanie obudowy tymczasowej pozwala na równoległe prowadzenie prac związanych ze stawianiem obudowy ostatecznej oraz prac eksploatacyjnych w przodku [59, 61, 63].

Podczas wspomnianego wyjeżdżania kombajnu do chodnika spodziewać się należy wysypywania urobku do chodników, co ma również miejsca w ścianach strugowych. Urobek z chodników usuwany jest za pomocą spągoloadarek, ogranicza to jednak postęp. Testowane obecnie urządzenie, tzw. Układ Samoladowania Urobku, opracowany przez firmy „Sigma” S.A. oraz „Hajduk Group” Sp. z o. o., cieszy się dobrą opinią pracowników LW „Bogdanka” S.A (rys. 4.7) [80]. Układ Samoladowania Urobku jest nadal rozwijany i testowany. Można się więc spodziewać szybkiego rozwiązania problemu wysypywanego do chodników urobku oraz obsypywania się naroży.



Rys. 4.7. Układ Samoladowania Urobku [80]

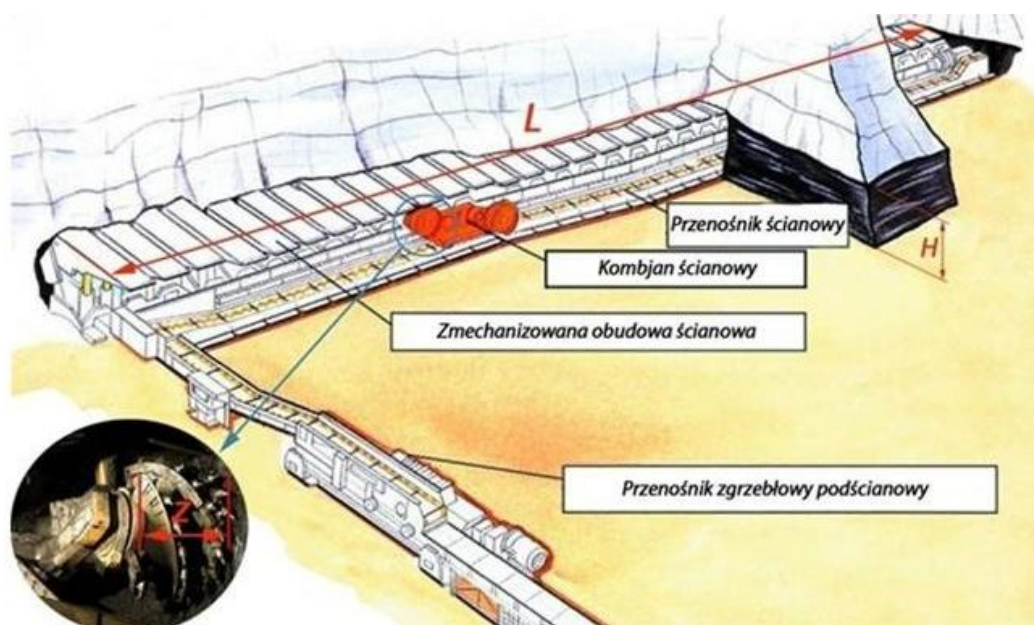
W przypadku zmiany grubości pokładu na wybiegu ściany istnieje możliwość wymiany organu na większy lub mniejszy, wraz ze zmianą organu przewidzieć należy

również zmianę wysokości posadowienia kombajnu oraz wysokości ładowarki odkładniowej. Uwzględniając zaproponowany zakres wysokości urabiania od 1.0 m do 1.6 m przyjęto cztery średnice organów $\phi 1000$ mm, $\phi 1200$ mm, $\phi 1400$ mm oraz $\phi 1600$ mm. Zakłada się zastosowanie organów o zabiorze 800 mm. Jest to często spotykana wartości zabioru w obecnie stosowanych kombajnach ścianowych.

Podsumowując kompleks do eksploatacji cienkich pokładów wyposażony w kombajn jednoorganowy przeznaczony jest do pracy w technologii urabiania dwukierunkowego. Charakterystyczną cechą tej technologii jest brak fazy zawrębiania oraz praca na pełny zabiór na całej długości ściany. W przypadku zmiany grubości pokładu możliwa jest zmiana organu, natomiast sterowanie w kierunku wybiegu odbywać się będzie za pomocą siłowników korekcyjnych.

4.3. Możliwe do uzyskania wydobyte dobowe

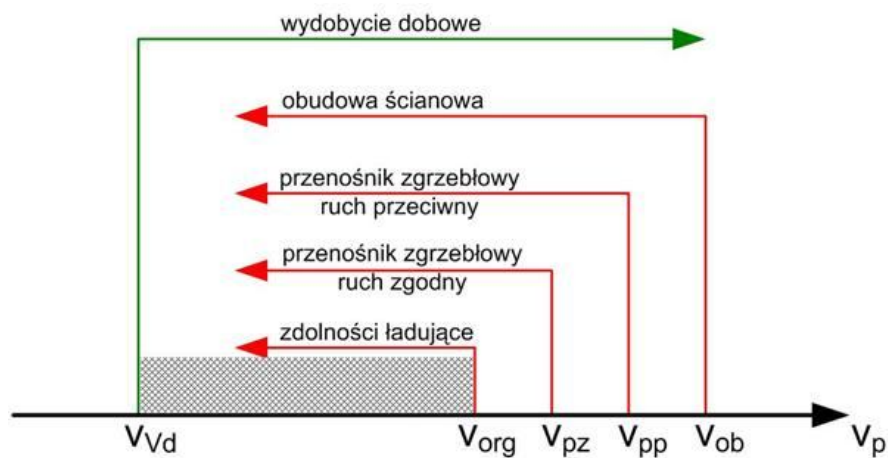
Uzyskanie określonego wydobyte dobowego wymaga zastosowania właściwej maszyny urabiającej, przenośnika ścianowego oraz obudowy zmechanizowanej (rys. 4.8). Należy jednak zwrócić uwagę, że na wydajność przodka ścianowego wpływa robocza prędkości posuwu maszyny urabiającej, która przy niewłaściwym zestawieniu współpracujących urządzeń kompleksu ścianowego może być ograniczana przez niewystarczającą zdolność przejmowania urobku przez przenośnik ścianowy, zbyt długi czas manewrowania sekcją obudowy czy też niewystarczającą zdolnością ładującą frezujących organów ślimakowych, przy zastosowania kombajnu ścianowego [55, 62].



Rys. 4.8. Konwencjonalny kombajnowy kompleks ścianowy [55]

Aby osiągnąć założone wydobyte dobowe (rys. 4.9) prędkość maszyny urabiającej musi być większa od prędkości v_{vd} . Jednak z drugiej strony, dopuszczalna prędkość posuwu maszyny urabiającej nie może przekroczyć prędkości v_{org} , v_{pz} , v_{pp} , v_{ob} wynikających z parametrów geometrycznych jak i kinematycznych zgrzeblowego przenośnika ścianowego, zmechanizowanej obudowy ścianowej oraz organów urabiających [62].

Wydobyte dobowe ujmuje wydajność urabiania poprzez ilość wydobytego w ciągu doby urobku. Na wartość wydobyte dobowego wpływ ma wiele czynników zależnych od geometrii wyrobiska ścianowego, parametrów maszyn i urządzeń oraz organizacji pracy. Właściwy dobór wspomnianych elementów ma istotne znaczenie dla uzyskania założonego wydobyte dobowego, szczególnie w pokładach cienkich [64, 65].



Rys. 4.9. Składowe determinujące dopuszczalny zakres prędkości posuwu kombajnu

Poniższe zależności określają wydobyte dobowe V_d ściany oraz parametry ograniczające to wydobyte, dla przypadku urabiania dwukierunkowego [49]:

$$V_d = \frac{H\gamma LZT}{\frac{L}{v_p} + t_p + t_o}, \quad \frac{Mg}{d} \quad (4.1)$$

gdzie:

H – wysokość ściany, m,

L – długość ściany, m,

Z – zabiór maszyny urabiającej, m,

γ – masa właściwa urabianej skały, Mg/m^3 ,

T – dobowy czas pracy ściany, h/d lub min/d,

t_p – czas wykonania przekładki, min,

t_o – czas organizacyjny dla pojedynczego skrawu, min,

v_p – prędkość posuwu (robocza) kombajnu, m/min,

Wzór (4.1) opisuje wydobywanie dobowe w funkcji parametrów organizacyjnych oraz parametrów ściany i maszyny urabiającej. Poniższy wzór określa, ile może wynosić czas t_{st} przestawiania pojedynczej sekcji, aby wydobywanie dobowe nie zostało ograniczone.

$$t_{st} < \frac{60 \cdot t_{ob}}{v_p}, \quad s \quad (4.2)$$

gdzie,

t_{ob} – podziałka (szerokość) pojedynczej sekcji, m,

Kolejnym czynnikiem, wpływającym na możliwość osiągnięcia założonego wydobywania dobowego, jest zdolność przejmowania urobku Q_{zp} przez ścianowy przenośnik zgrzeblowy. Zdolność przejmowania urobku określa czy przenośnik jest w stanie przejąć urobek od maszyny urabiającej. Zdolność ta zależy od wydajności przenośnika, mocy jego napędów oraz prędkości łańcucha i określana jest jako iloczyn przekroju strugi urobku na przenośniku F_t i sumy lub różnicy prędkości łańcucha v_t i maszyny urabiającej v_p .

$$Q_{zp} = F_t (v_t \pm v_p), \quad \frac{m^3}{h} \quad (4.3)$$

Sumowanie prędkości stosuje się w przypadku ruchu przeciwnego maszyny urabiającej oraz łańcucha a odejmowanie dla ruchu zgodnego. Wymaganiem jest, aby opisana zdolność przejmowania urobku, obliczona dla różnicy v_t i v_p (przypadek bardziej niekorzystny), była większa lub równa od wydajności objętościowej Q_{ko} maszyny urabiającej, opisanej wzorem:

$$Q_{ko} = k_L H Z v_p k_r, \quad \frac{m^3}{h} \quad (4.4)$$

gdzie,

k_r – współczynnik rozluźniania urobku ($k_r \geq 1$),

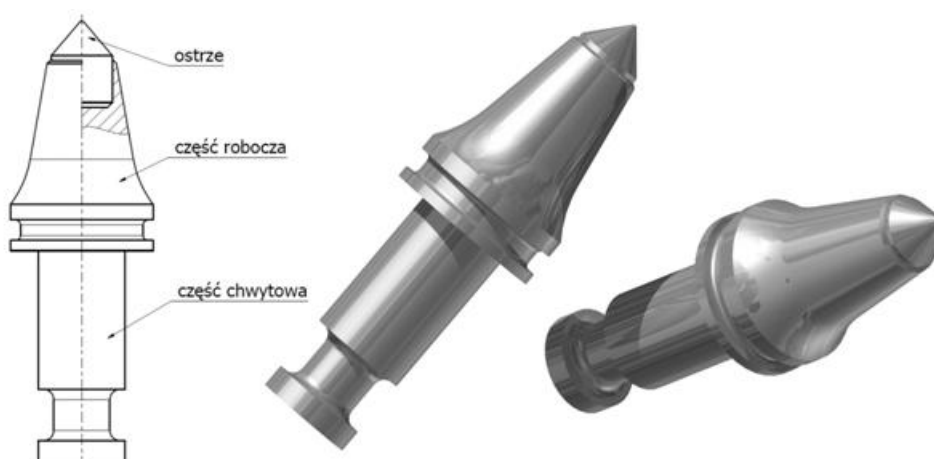
k_L – współczynnik uwzględniający załadunek urobku bez udziału maszyny urabiającej.

Przy zastosowaniu kombajnu ścianowego, wyposażonego w frezujące organy ślimakowe, ważnym jest aby nie występowało zjawisko dławienia organów urabiających, polegające na nadmiernym napełnieniu urobkiem przestrzeni między płatami ślimaka. W przypadku zastosowania kombajnu jednoorganowego nie ma konieczności analizy tego warunku ze względu na rozdzielenie funkcji ładowania i frezowania.

Aby przeanalizować wydobywanie dobowe, według przedstawionej powyżej metodyki, należy określić istotne parametry organów frezujących. Z parametrów tych wynika ograniczenie prędkości posuwu maszyny urabiającej.

4.3.1. Projekt organów urabiających

Organy urabiające, będące elementami roboczymi kombajnów ścianowych skrawają caliznę poprzez proces frezowania. Obecnie standardem, do zbrojenia organów urabiających kombajnów chodnikowych, ramionowych oraz organów kombajnów ścianowych urabiających węgle, są noże styczno-obrotowe. Noże te wyparły starsze rozwiązania, czyli noże styczne oraz promieniowe, między innymi dzięki większej trwałości. Kształt i odpowiedni sposób mocowania noża w uchwycie pozwalają na jego swobodny obrót, co skutkuje równomiernym zużywaniem się ostrza. Standardowy nóż styczno-obrotowy, przedstawiony na rys. 4.10, zbudowany jest ze stożkowo ukształtowanej części roboczej, walcowego trzpienia będącego częścią chwytową noża oraz ostrza w postaci wkładki z węgla spiekanego [67].



Rys. 4.10. Budowa noża styczno-obrotowego [60]

Nóż styczno-obrotowy podczas eksploatacji jest elementem będącym bezpośrednio w kontakcie z urabianą calizną. To właśnie nóż bezpośrednio odpowiada za proces urabiania, jednak nie można zapomnieć o fakcie, że nóż jest zamocowany w uchwycie przyspawanym do organu frezującego będącego częścią maszyny urabiającej. Podczas frezowania nożami styczno-obrotowymi ostrze zagłębia się w caliznę na głębokość g_s . Przy czym wymaga się od narzędzia takiego kształtu i wymiarów, aby występowały właściwe ruchowe kąty skrawania. Szczególnie ważnym jest, aby ruchowy kąt przyłożenia α_r był zawsze dodatni.

Nóż zamocowany w uchwycie jest częścią organu (rys. 4.11), dlatego ruchowe kąty skrawania α_r i γ_r zależą nie tylko od parametrów konstrukcyjnych noża, ale również uchwytu i organu, jak też od prędkości skrawania v_s i posuwu v_p . Wynika stąd, że dla organu o średnicy D_s , prędkości skrawania v_s i posuwu v_p , wysokości uchwytu H_u i kącie uchwytu δ_u , należy dobrać nóż styczno-obrotowy o wymaganej długości L_n i kącie ostrza $2\beta_u$ [60].

Dobór parametrów organu, uchwytów i noży oraz sposób obliczania ruchowych kątów skrawania przeprowadzono na podstawie dostępnych w literaturze wzorów [49].

W analizowanym rozwiązaniu przyjęto cztery średnice organów ($\phi 1000$ mm, $\phi 1200$ mm, $\phi 1400$ mm oraz $\phi 1600$ mm). Dla każdej średnicy oraz przyjętego rodzaju uchwytu i noża, przeprowadzono analizę ruchowych kątów skrawania, głębokości skrawania przypadającej na jeden nóż oraz prędkości skrawania.

Podczas doboru kierowano się następującymi założeniami:

- prędkość skrawania $v_s \leq 3$ m/s (ze względu na zużycie oraz iskrzenie) [88],
- głębokość skrawania $g_s \leq 70$ mm (ze względu na długość noża),
- ruchowy kąt przyłożenia $\alpha_r > 0^\circ$ dla całego zakresu prędkości posuwu kombajnu,
- ruchowy kąt natarcia powinien przyjąć jak największą wartość dla całego zakresu prędkości posuwu kombajnu.

W wyniku powyższego otrzymano, dla każdej średnicy organu, wymaganą prędkość obrotową organu, dopuszczalną prędkość posuwu kombajnu, położenie uchwytu na powierzchni organu oraz przebiegi ruchowych kątów skrawania dla obliczonego zakresu prędkości. Do analizy przyjęto zakres prędkości od wartości zerowej do maksymalnej dla danej średnicy organu. Na podstawie uzyskanych informacji oraz przy założeniu, że dla polskich węgli średnia podziałka między liniami skrawania wynosi 45 mm [13, 49], opracowano schematy układów nożowych dla każdej średnicy organu. Układy nożowe zostały zamieszczone w załączniku 1, gdzie naniesiono również wymiary zastosowanego uchwytu oraz noża. Wszystkie obliczenia i wykresy wykonano na podstawie odpowiednich wzorów [49], w programie MathCad. W załączniku 2 zamieszczono również, dla każdego z zaprojektowanych organów, wykresy przebiegu ruchowego kąta przyłożenia i natarcia w funkcji położenia noża na organie oraz w funkcji prędkości posuwu maszyny.

W wyniku realizacji powyższych działań otrzymano istotne parametry organów (tab. 4.1). Wymiary organów kombajnów ścianowych podaje się w postaci zaokrąglonej. Jednak niektóre parametry podano z większą dokładnością z następujących przyczyn: średnica organu D_s jest teoretyczną wyliczoną średnicą organu; głębokość skrawania g_s oraz prędkość skrawania v_s ograniczone były odgórnie wartościami (kolejno 70 mm oraz 3 m/s) i wyliczono je na drodze analitycznej. Należy zwrócić uwagę, że dla określonej wysokości ściany podana jest dopuszczalna prędkość posuwu otrzymana podczas doboru parametrów układów nożowych.

Tab. 4.1. Zestawienie istotnych parametrów zaprojektowanych organów

Lp.	Typ organu	Średnica D_s [mm]	Przesunięcie b [mm]	Prędkość v_p [m/min]	Prędkość n [obr $^{-1}$]	Głębokość g_s [mm]	Prędkość v_s [m/s]	Średnica D_b [mm]
1.	φ1000x830	φ999.42	6.0	12.0	57.2	69.93	2.99	φ725
2.	φ1200x830	φ1199.05	8.0	9.9	47.7	69.18	2.99	φ925
3.	φ1400x830	φ1399.87	10.5	8.5	40.9	69.27	2.99	φ1126
4.	φ1600x830	φ1600.75	13.0	7.5	35.7	69.83	3.00	φ1327

4.3.2. Analiza wydobywania dobowego

Uzyskane w trakcie projektowania organów prędkości posuwu umożliwiają przeprowadzenie analizy możliwego do uzyskania wydobywania dobowego. Poniżej zamieszczono (tab. 4.2 do tab. 4.5) wartość możliwego do uzyskania wydobywania dobowego w zależności od długości i wysokości ściany oraz dobowego czasu pracy ściany i czasu przekładki. Obliczenia wykonano wykorzystując wzór (4.1).

Do obliczeń przyjęto następujące wartości parametrów:

- $\gamma = 1.4 \text{ Mg/m}^3$ – przyjęta masa właściwa węgla,
- $t_o = 10 \text{ min}$ – czas organizacyjny (wartość średnia, przyjęta na podstawie danych z kopalń),
- $t_p = 11, 7, 3, 0 \text{ min}$ – czas przekładki, przyjęty przy uwzględnieniu czasu przekładki dla techniki strugowej i kombajnowej (wartość 0 oznacza wykonanie przekładki w ramach czasu organizacyjnego ściany),
- $T = 12, 14, 16, 18 \text{ h/d}$ – dobowy czas pracy ściany (przyjęty na podstawie danych z kopalń),
- $L = 180, 220, 260, 300 \text{ m}$ – długość ściany stosowana w polskim górnictwie,
- $H = 1.0, 1.2, 1.4, 1.6 \text{ m}$ – wysokość ściany przyjęta do obliczeń.

Tab. 4.2. Wydobywanie dobowe dla ściany o długości 180 m ($Z = 0.8 \text{ m}$, $t_o = 10 \text{ min}$, $\gamma = 1.4 \text{ Mg/m}^3$)

Czas pracy $T \text{ [h/d]}$	Czas przekładki $t_p \text{ [min]}$	$H_1 = 1.0 \text{ m}$ $v_p = 12.0 \text{ m/min}$	$H_2 = 1.2 \text{ m}$ $v_p = 9.9 \text{ m/min}$	$H_3 = 1.4 \text{ m}$ $v_p = 8.5 \text{ m/min}$	$H_4 = 1.6 \text{ m}$ $v_p = 7.5 \text{ m/min}$
		Wydobywanie dobowe $V_d \text{ [Mg/d]}$			
12	11	4 032	4 445	4 818	5 161
	7	4 536	4 951	5 323	5 664
	3	5 184	5 586	5 946	6 277
	0	5 806	6 181	6 518	6 831
14	11	4 704	5 186	5 621	6 021
	7	5 292	5 776	6 210	6 609
	3	6 048	6 517	6 937	7 323
	0	6 774	7 211	7 605	7 969
16	11	5 376	5 927	6 424	6 881
	7	6 048	6 601	7 097	7 553
	3	6 912	7 448	7 928	8 369
	0	7 741	8 241	8 691	9 108
18	11	6 048	6 668	7 227	7 741
	7	6 804	7 426	7 984	8 497
	3	7 776	8 379	8 919	9 415
	0	8 709	9 271	9 777	10 246

Tab. 4.3. Wydobycie dobowe dla ściany o długości 220 m ($Z = 0.8$ m, $t_o = 10$ min, $\gamma = 1.4$ Mg/m³)

Czas pracy T [h/d]	Czas przekładki t_p [min]	$H_1 = 1.0$ m $v_p = 12.0$ m/min	$H_2 = 1.2$ m $v_p = 9.9$ m/min	$H_3 = 1.4$ m $v_p = 8.5$ m/min	$H_4 = 1.6$ m $v_p = 7.5$ m/min
		Wydobycie dobowe V_d [Mg/d]			
12	11	4 510	4 925	5 298	5 639
	7	5 021	5 428	5 792	6 126
	3	5 662	6 044	6 388	6 705
	0	6 261	6 607	6 922	7 217
14	11	5 262	5 746	6 181	6 579
	7	5 858	6 332	6 757	7 147
	3	6 606	7 052	7 452	7 823
	0	7 305	7 708	8 075	8 419
16	11	6 014	6 567	7 064	7 519
	7	6 695	7 237	7 723	8 168
	3	7 549	8 059	8 517	8 940
	0	8 349	8 809	9 229	9 622
18	11	6 766	7 388	7 947	8 459
	7	7 531	8 142	8 688	9 189
	3	8 493	9 066	9 582	10 058
	0	9 392	9 910	10 383	10 825

Tab. 4.4. Wydobycie dobowe dla ściany o długości 260 m ($Z = 0.8$ m, $t_o = 10$ min, $\gamma = 1.4$ Mg/m³)

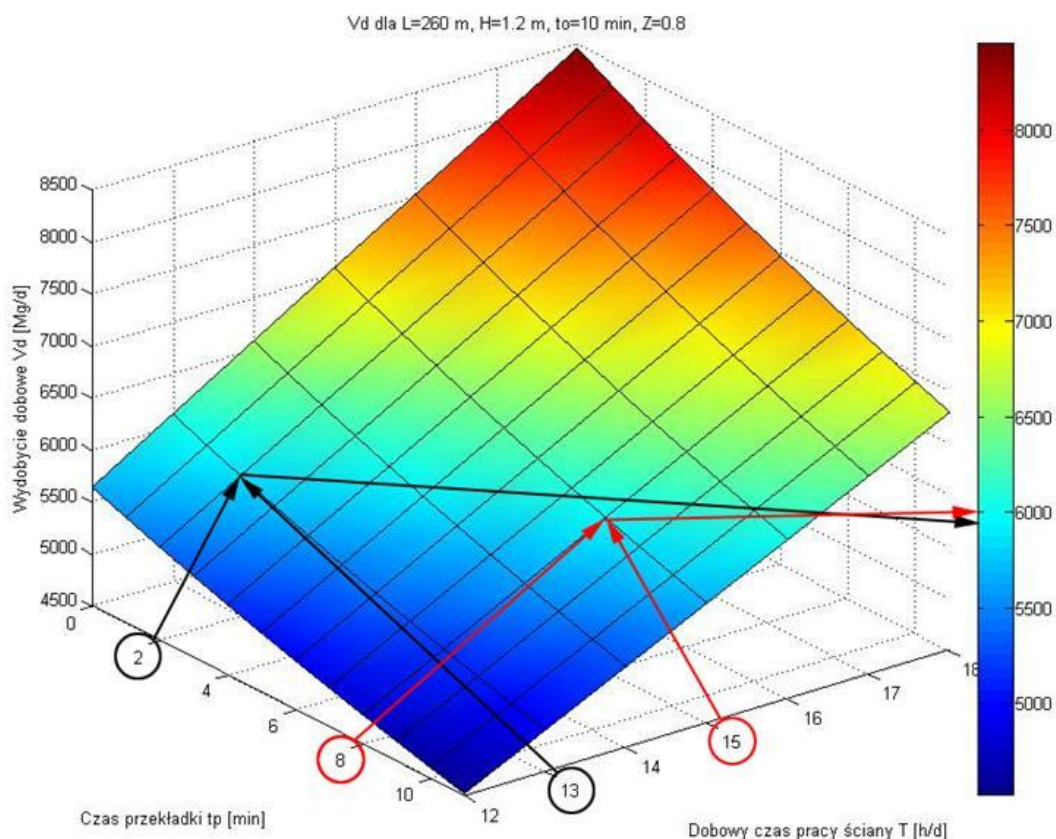
Czas pracy T [h/d]	Czas przekładki t_p [min]	$H_1 = 1.0$ m $v_p = 12.0$ m/min	$H_2 = 1.2$ m $v_p = 9.9$ m/min	$H_3 = 1.4$ m $v_p = 8.5$ m/min	$H_4 = 1.6$ m $v_p = 7.5$ m/min
		Wydobycie dobowe V_d [Mg/d]			
12	11	4 914	5 323	5 690	6 026
	7	5 422	5 816	6 168	6 493
	3	6 048	6 408	6 734	7 038
	0	6 621	6 938	7 232	7 510
14	11	5 733	6 211	6 638	7 031
	7	6 326	6 785	7 196	7 575
	3	7 056	7 476	7 857	8 211
	0	7 724	8 095	8 437	8 762
16	11	6 552	7 098	7 586	8 035
	7	7 230	7 754	8 224	8 657
	3	8 064	8 544	8 979	9 384
	0	8 828	9 251	9 643	10 014
18	11	7 371	7 985	8 535	9 039
	7	8 134	8 723	9 252	9 739
	3	9 072	9 612	10 101	10 557
	0	9 931	10 407	10 848	11 266

Tab. 4.5. Wydobycie dobowe dla ściany o długości 300 m ($Z = 0.8$ m, $t_o = 10$ min, $\gamma = 1.4$ Mg/m³)

Czas pracy T [h/d]	Czas przekładki t_p [min]	$H_1 = 1.0$ m $v_p = 12.0$ m/min	$H_2 = 1.2$ m $v_p = 9.9$ m/min	$H_3 = 1.4$ m $v_p = 8.5$ m/min	$H_4 = 1.6$ m $v_p = 7.5$ m/min
		Wydobycie dobowe V_d [Mg/d]			
12	11	5 259	5 659	6 016	6 345
	7	5 760	6 137	6 477	6 791
	3	6 366	6 704	7 013	7 303
	0	6 912	7 203	7 478	7 741
14	11	6 136	6 602	7 019	7 403
	7	6 720	7 160	7 556	7 923
	3	7 427	7 821	8 182	8 520
	0	8 064	8 404	8 724	9 032
16	11	7 012	7 545	8 022	8 461
	7	7 680	8 183	8 635	9 054
	3	8 488	8 939	9 351	9 738
	0	9 216	9 604	9 970	10 322
18	11	7 889	8 488	9 025	9 518
	7	8 640	9 206	9 715	10 186
	3	9 549	10 056	10 520	10 955
	0	10 368	10 805	11 216	11 612

Zestawione tabelarycznie dane umożliwiają określenie wydobycia dobowego możliwego do uzyskania przy określonych wartościach parametrów geometrycznych ściany, kinematycznych kombajnu oraz organizacyjnych pracy ściany. Dla założonych parametrów można stwierdzić, że minimalne wydobycie dobowe na poziomie $V_d = 4032$ Mg/d uzyskano dla $L = 180$ m, $t_p = 11$ min, $H = 1.0$ m oraz $T = 12$ h/d. Maksymalne wydobycie dobowe na poziomie $V_d = 11\,612$ Mg/d uzyskać można dla $L = 300$ m, $t_p = 0$ min, $H = 1.6$ m oraz $T = 18$ h/d. Na wydobycie dobowe największy wpływ ma dobowy czas pracy ściany a następnie czas przekładki. Parametry te mogą być zmieniane i zależą w dużej mierze od organizacji pracy kopalni, czynnika ludzkiego oraz awaryjności maszyn. Wysokość ściany dostosowana jest do miąższości pokładu, nie mamy więc na nią wpływu. Długość ściany można modyfikować na etapie planowania rozcięcia złoża, większa długość pozwala uzyskać większe wydobycie dobowe.

Aby umożliwić orientacyjne określenie wydobycia dobowego dla znanej geometrii ściany (długość L , wysokość H) sporządzono specjalne wykresy trójwymiarowe (załącznik 2). Każdy z opracowanych wykresów (16 wykresów) przedstawia wydobycie dobowe w funkcji dobowego czasu pracy ściany oraz czasu przekładki dla znanych i stałych parametrów geometrycznych ściany.



Rys. 4.12. Wydobywanie dobowe dla ściany o długości 260 m i wysokości 1.2 m

Rys. 4.12 przedstawia przykładowy wykres dla ściany o długości 260 m oraz wysokości 1.2 m. Na wykres naniesiono przykładową analizę wydobywania dobowego. Zakładając, że przekładka będzie trwała 2 min a dobowy czas pracy wyniesie 13 h/d uzyskać można wydobywanie dobowe ok. 6000 Mg/d. Jednak zwiększając dobowy czas pracy ściany do 15 h/d, czas przekładki może wynieść nawet 8 min a uzyskane wydobywanie dobowe będzie nieco większe. Znając parametry ściany lub zakładając je można, dzięki opracowanym wykresom, oszacować wartość wydobywania dobowego.

4.4. Koncepcja przenośnika zgrzeblowego oraz obudowy ścianowej

Przedstawione wcześniej analizy wydobywania dobowego uwzględniają jedynie parametry ściany (długość, wysokość), kombajnu (urabianie, ładowanie) i organizacji pracy (dobowy czas pracy, czas organizacyjny i przekładki). Pominięta została analiza ograniczenia prędkości posuwu kombajnu ze względu na zdolność przejmowania urobku przez przenośnik oraz czas przestawienia sekcji. Podejście takie pozwoliło na dobranie istotnych parametrów kombajnu niezależnie od wspomnianego przenośnika i obudowy. Dlatego też należy dobrać przenośnik ścianowy oraz obudowę ścianową w taki sposób, aby nie ograniczały wyliczonego wcześniej wydobywania dobowego.

Dobór wymaganych parametrów przenośnika oraz obudowy wykonany został za pomocą wzorów (4.2), (4.3), (4.4). Przeprowadzono go osobno dla każdej wysokości ściany. Zaznaczyć należy, że na dobór parametrów przenośnika i obudowy, na tym etapie, nie ma wpływu dobowy czas pracy ściany, czasy organizacyjne ani długość ściany. Obliczenia wykonano w programie MathCad. Uzyskane wyniki zestawiono w tab. 4.6.

Tab. 4.6. Zestawienie parametrów uzyskanych w wyniku doboru przenośnika i obudowy ścianowej

Lp.	Wysokość ściany H [m]	Prędkość posuwu v_p [m/min]	Wydajność przenośnika Q_{tp} [Mg/h]	Prędkość łańcucha v_t [m/s]	Cza przesterowania sekcji t_{st} [s]
1.	1.0	12.0	1300.3	1.5	7.5
2.	1.2	9.9	1259.0	1.5	9.1
3.	1.4	8.5	1240.9	1.4	10.6
4.	1.6	7.5	1236.1	1.4	12.0

Uwzględniając otrzymane wyniki oraz przyjęte założenia określono następujące wymagania analizowanych maszyn kompleksu ścianowego:

Zgrzeblowy przenośnik ścianowy:

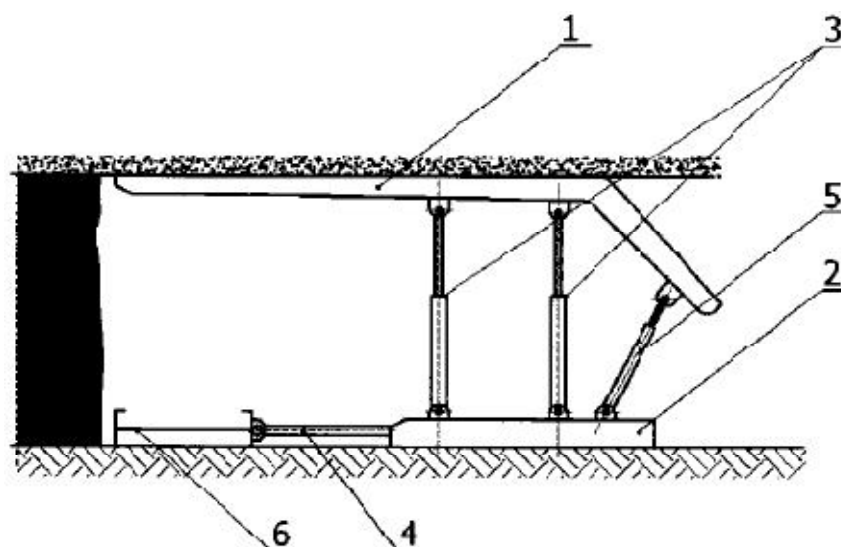
- szerokość $s_r = 850$ mm,
- profil rynny $w_r = 200$ mm,
- prędkość zgrzebeł łańcucha $v_t = 1.5$ m/s,
- wydajność $Q_t > 1400$ Mg/d,

Zmechanizowana obudowa ścianowa:

- podziałka sekcji $t_{ob} = 1.5$ m,
- czas przesterowania sekcji $t_{st} < 7.5$ s,
- skok układu przesuwne 850 mm,
- zakres roboczy 1.0 m ÷ 1.6 m,

Przedstawione parametry ścianowego przenośnika zgrzeblowego oraz zmechanizowanej obudowy ścianowej są w zakresie produkowanych obecnie maszyn [28, 97, 111]. Należy jednak zdawać sobie sprawę z konieczności wykonania specjalnych wersji tych urządzeń na potrzeby kompleksu do cienkich pokładów. W szczególności uwzględnić należy sposób umieszczenia napędów przenośnika zgrzeblowego, aby kombajn mógł wyjechać do chodnika. Dodatkowo przenośnik musi być wyposażony w odpowiednie elementy umożliwiające prowadzenie kombajnu wraz z łańcuchem. Należy przewidzieć również sposób zrealizowania napędu łańcucha kombajnu. Obudowa ścianowa musi zostać

wyposażona w sterowanie elektrohydrauliczne z odpowiednimi czujnikami oraz zabezpieczeniami [40, 43]. Belka układu przesuwneego musi zostać zaopatrzona w siłowniki korekcyjne. Przewiduje się zastosowanie obudowy podporowo-osłonowej pracującej na zawal lub specjalnej konstrukcji obudowy podporowej (rys. 4.13). Sekcja ścianowej zmechanizowanej obudowy podporowej, posiada stropnicę 1 i spągnicę 2 rozpięte za pomocą co najmniej dwóch stojaków 3, osadzonych w nich przegubowo oraz układ przesuwu 4 łączący przenośnik ścianowy 6. Obudowa wyposażona jest również w siłownik zastrzałowy 5, umieszczony pomiędzy stropnicą 1 i spągnicą 2, połączony przegubowo [74].



Rys. 4.13. Sekcja ścianowej zmechanizowanej obudowy podporowej [74]

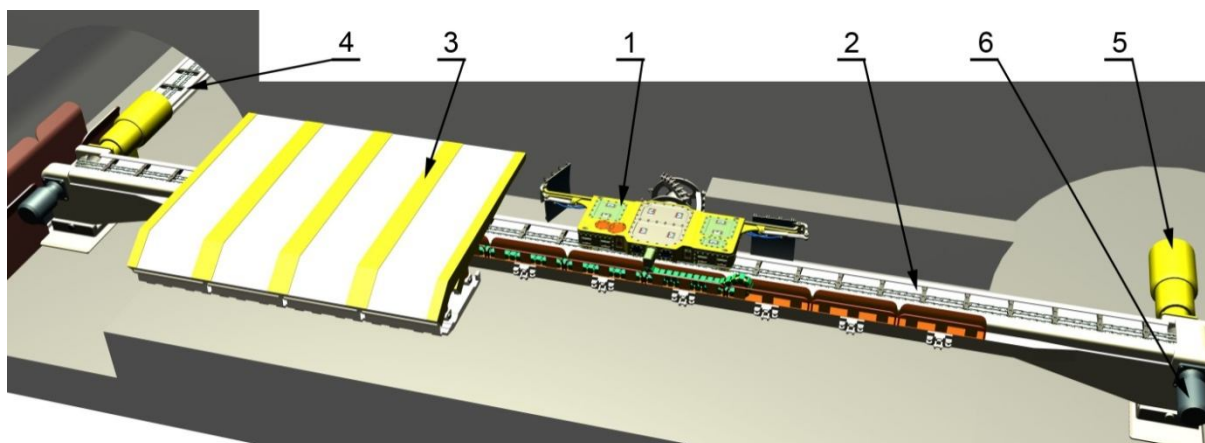
4.5. Projekt wstępny kombajnu jednoorganowego

Określone parametry geometryczne i kinematyczne kombajnu jednoorganowego, ścianowego przenośnika zgrzeblowego oraz zmechanizowanej obudowy chodnikowej pozwoliły na opracowanie projektu wstępnego przedmiotowego kombajnu oraz jego modelu 3D w programie Autodesk Inventor. Uwzględniając ścisłą współpracę kombajnu z przenośnikiem oraz obudową opracowano również modele tych maszyn.

Rys. 4.14 przedstawia kombajnowy kompleks ścianowy składający się z kombajnu jednoorganowego 1, ścianowego przenośnika zgrzeblowego 2, sekcji zmechanizowanej obudowy ścianowej 3 i podścianowego przenośnika zgrzeblowego 4. Na końcach przenośnika ścianowego znajdują się jego napędy 5 oraz napędy 6 kombajnu.

Kadłub kombajnu został przewidziany w taki sposób, aby zmieścić jednostkę napędową organu o mocy ok. 2x120 kW (na podstawie przeglądu obecnych rozwiązań) wraz z odpowiednią przekładnią planetarną, zabezpieczeniami, układem smarowania oraz

chłodzenia wodą. Oprócz jednostki napędowej w kadłubie przewidziano układ hydrauliczny zasilany z jednostki napędzającej organ, układ automatyki, sterowania i diagnostyki. Układ hydrauliczny potrzebny jest do zmiany położenia ładowarek oraz podnoszenia całego kombajnu na płozach. Wielkości poszczególnych elementów dobrano orientacyjnie uwzględniając kształt i wielkość obecnie stosowanych części kombajnów ścianowych oraz strugów węglowych. Długość ramienia określono obliczając strugę urobku generowaną przez kombajn podczas urabiania.



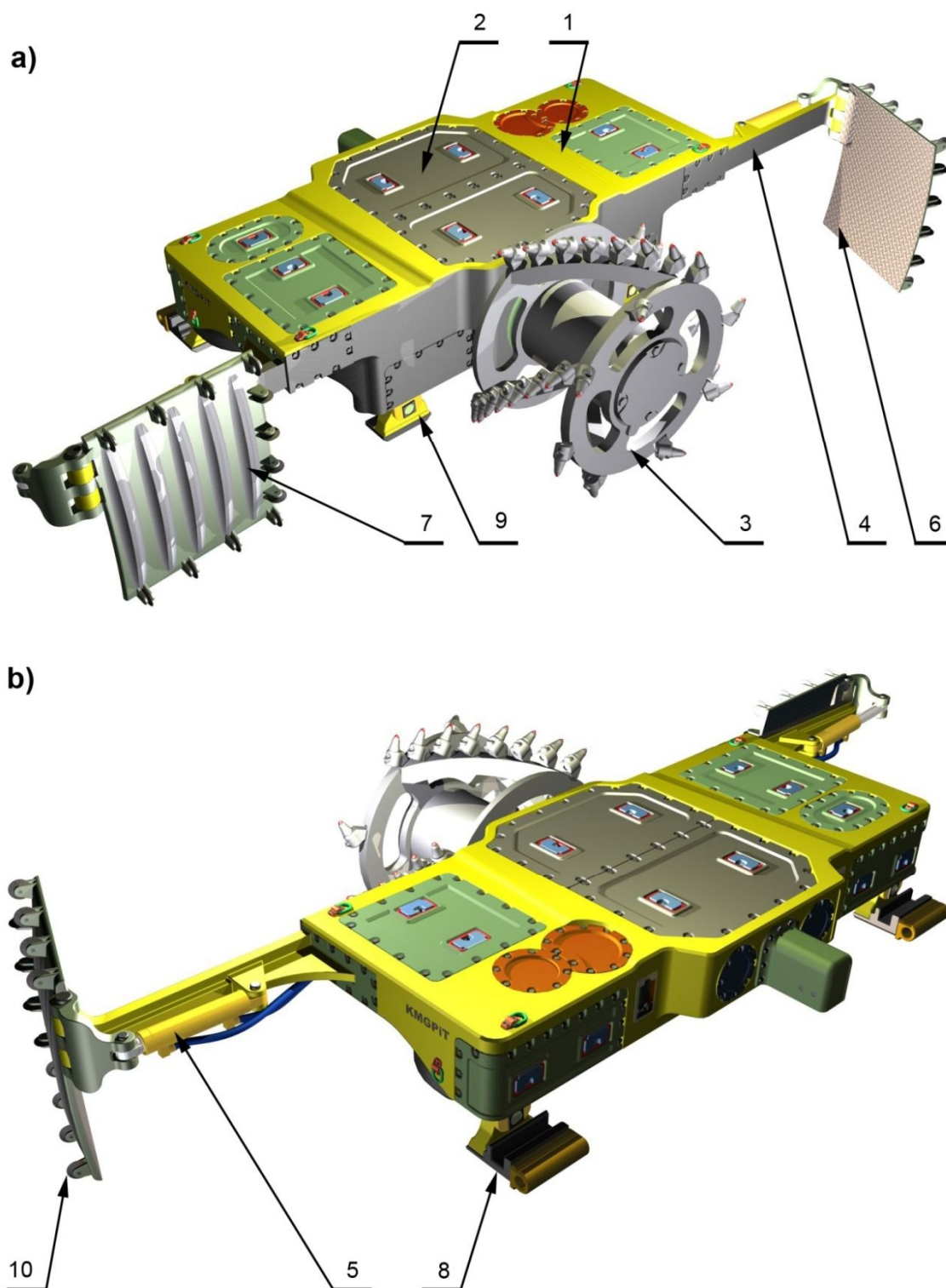
Rys. 4.14. Kompleks wyposażony w kombajn jednoorganowy

Rys. 4.15a przedstawia model kombajnu od strony ociosu. Rys. 4.15b przedstawia widok od strony zrobów. Zgodnie z założeniami kombajn składa się z kadłuba 1, którego głównym zespołem jest jednostka napędowa 2 z zamocowanym na końcu wału frezującym organem przestrzennym 3. Do kadłuba za pomocą ramion 4 i siłowników 5 mocowane są ładowarki. Ładowarka 6 znajduje się w pozycji aktywnej, natomiast ładowarka 7 w pozycji biernej. Kadłub posiada dwie płozy zawałowe 8 oraz dwie płozy ociosowe 9. Płozy zawałowe 8 połączone są z przyłączem łańcucha napędowego. Kadłub od strony zawałowej posiada uchwyt układaka 9 z przewodami. Każda ładowarka wyposażona jest w rolki 10 zabezpieczające je przed blokowaniem na nierównościach. Rolki rozmieszczone są na krawędzi ociosowej, spągowej oraz stropowej ładowarek.

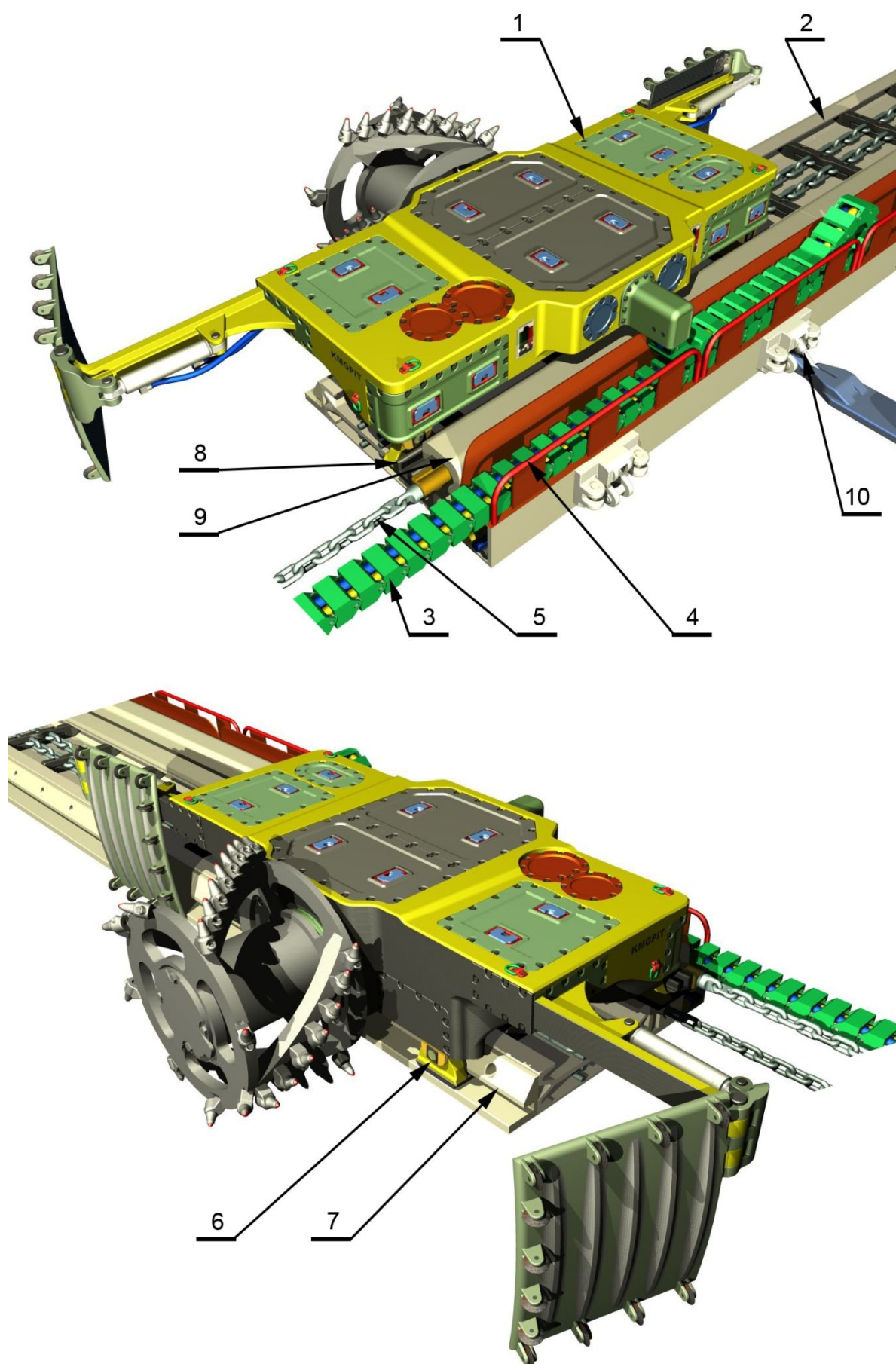
Rys. 4.16 przedstawia kombajn 1 na przenośniku ścianowym 2. Przewody w układaku 3 prowadzone są w zastawce 4. Kombajn 1 ciągnięty jest za pomocą łańcucha 5. Płozą ociosową 6 kombajnu porusza się po prowadzeniu ociosowym 7 przenośnika, natomiast płozą zawałową 8 porusza się po prowadzeniu zawałowym 9 przenośnika. Kompleks wyposażono w siłowniki korekcyjne 10.

Rys. 4.17 przedstawia kombajn 1 na końcu ściany przygotowany do przestawienia w nowe położenie. Poziom spąg chodnika jest obniżony w stosunku do spągu ściany na tyle,

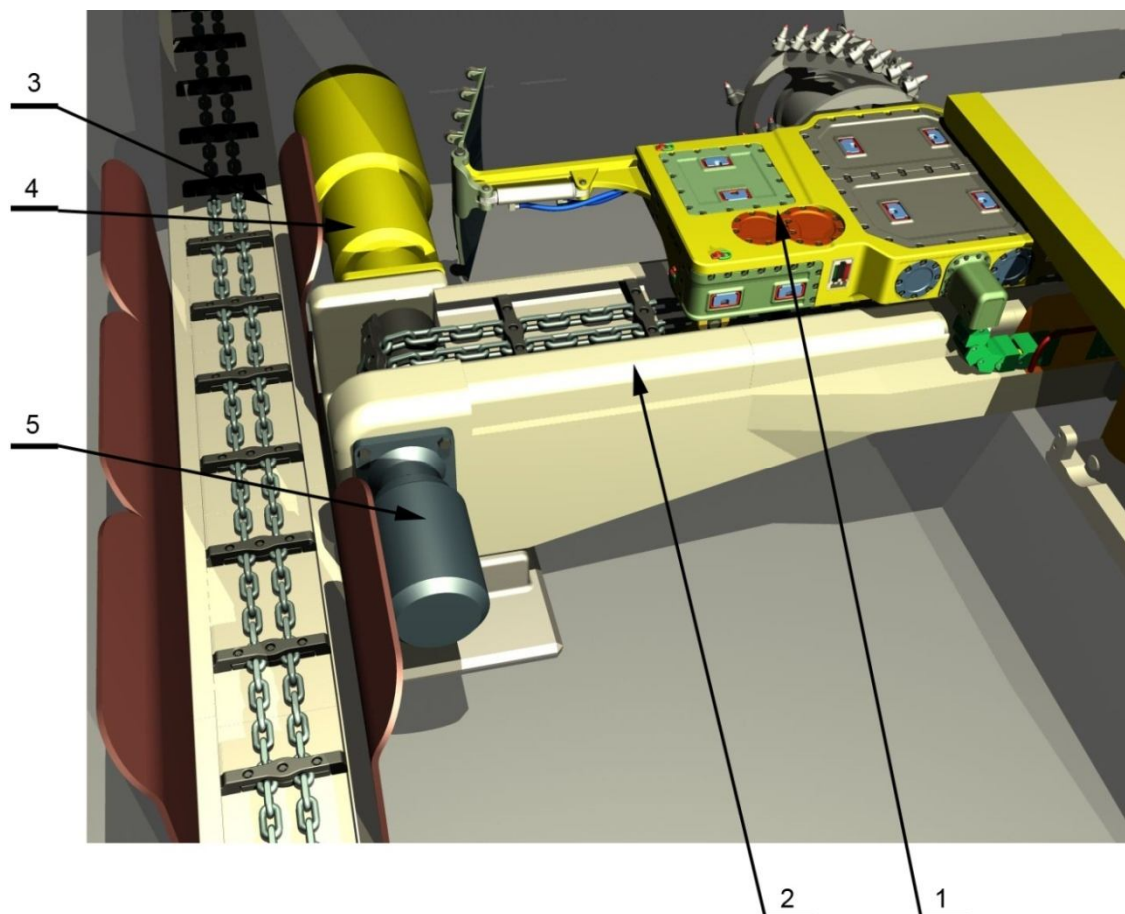
że napęd przenośnika 4 oraz napęd kombajnu 5 zabudowane są pod rynnami. W prezentowanym rozwiązaniu zastosowano przesyp czołowy przenośnika ścianowego 2 na przenośnik podścianowy 3.



Rys. 4.15. Widok kombajnu jednoorganowego, a) od strony ociosu b) od strony zrobów



Rys. 4.16. Kombajn jednoorganowy poruszający się po przenośniku



Rys. 4.17. Widok kombajnu na końcu ściany (dla chodnika ŁP10)

Podstawowe wymiary kombajnu jednoorganowego zamieszczono w załączniku 3. Dodatkowo przedstawiono istotne wymiary kombajnu posadowionego na zgrzeblowym przenośniku ścianowym. Wymiary te wykorzystane zostaną podczas analizy obciążenia kombajnu jednoorganowego.

4.6. Podsumowanie

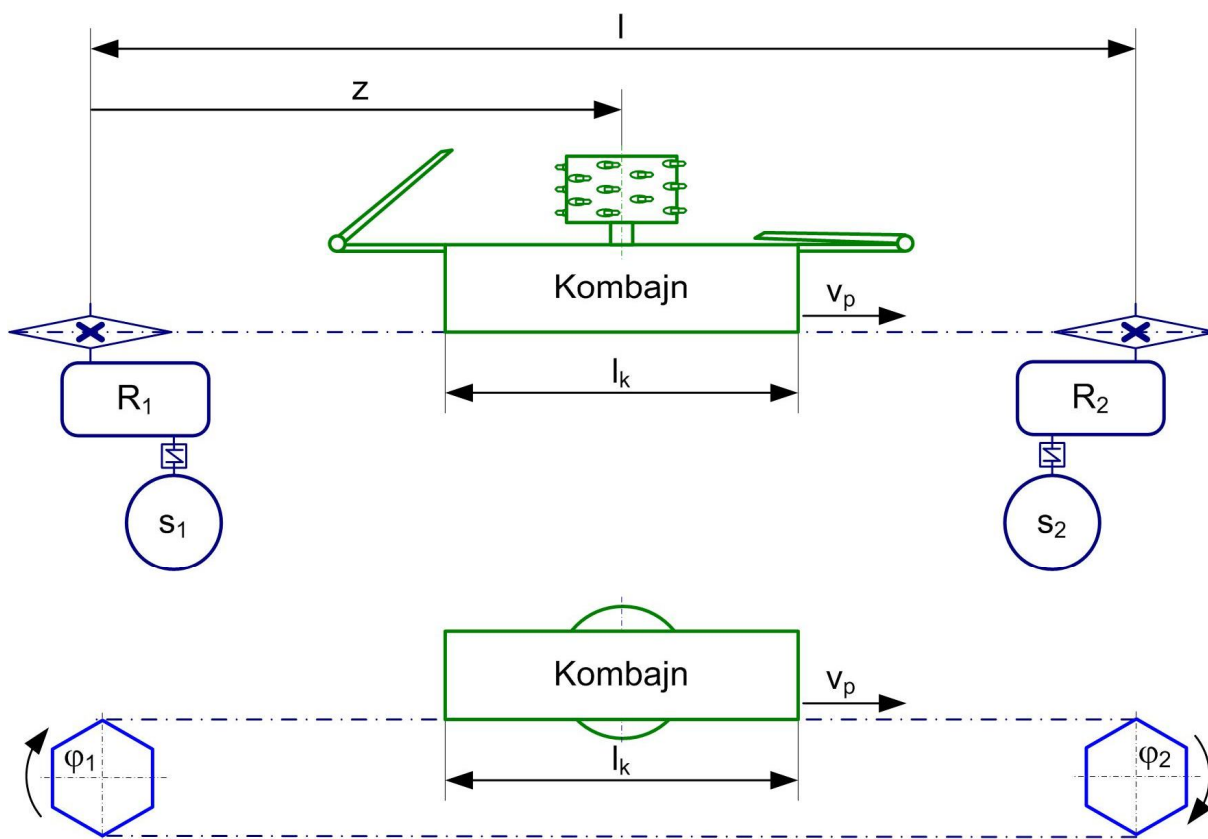
Zaproponowane rozwiązanie kompleksu ścianowego przeznaczonego do eksploatacji cienkich pokładów węgla kamiennego umożliwia pracę w ścianach o wysokości od 1.0 m do 1.6 m. Na podstawie przeprowadzonej analizy wydobywania określono minimalne wydobywanie dobowe na poziomie $V_{dmin} = 4032 \text{ Mg/d}$, co jest wartością obiecującą. Analizując przyjęte do obliczeń wydobywania dobowego parametry, można spodziewać się, że jego wartość średnia przekroczy $V_d = 6000 \text{ Mg/d}$.

Opisana technologia pracy kompleksu wyposażonego w kombajn jednoorganowy oraz sprecyzowanie jego parametrów pozwala na opracowanie modelu obciążenia kombajnu z ciągnowym systemem posuwu.

5. Obciążenie kombajnu jednoorganowego

Na podstawie analizy dostępnej literatury można stwierdzić, że do tej pory modelem dynamicznym obciążenia kombajnu ścianowego zajmowano się wybiórczo (niezależnie od systemu zastosowanego napędu). Tworzone były modele dynamiczne niektórych jego elementów, np. dynamika podnoszenie ramienia [49] lub dynamika bezciągowych napędów posuwu [98]. Zwrócić należy uwagę, że w pierwszych rozwiązaniach ciągowych systemów posuwu łańcuch rozciągnięty był na długości ściany z końcami zaczepionymi w chodnikach. Kombajn przeciągał się po łańcuchu za pomocą napędu zlokalizowanego w jego kadłubie.

W przedmiotowym rozwiązaniu kombajn jednoorganowy ciągnięty jest łańcuchem po specjalnych prowadzeniach przenośnika ścianowego. Do kadłuba mocowany jest początek i koniec łańcucha, czyli łańcuch tworzy pętlę przewiniętą przez koła łańcuchowe napędów znajdujących się w chodnikach (rys. 5.1). Organ frezujący posiada własny, oddzielny napęd zlokalizowany w kadłubie kombajnu.



Rys. 5.1. Schemat kombajnu z ciągowym systemem posuwu

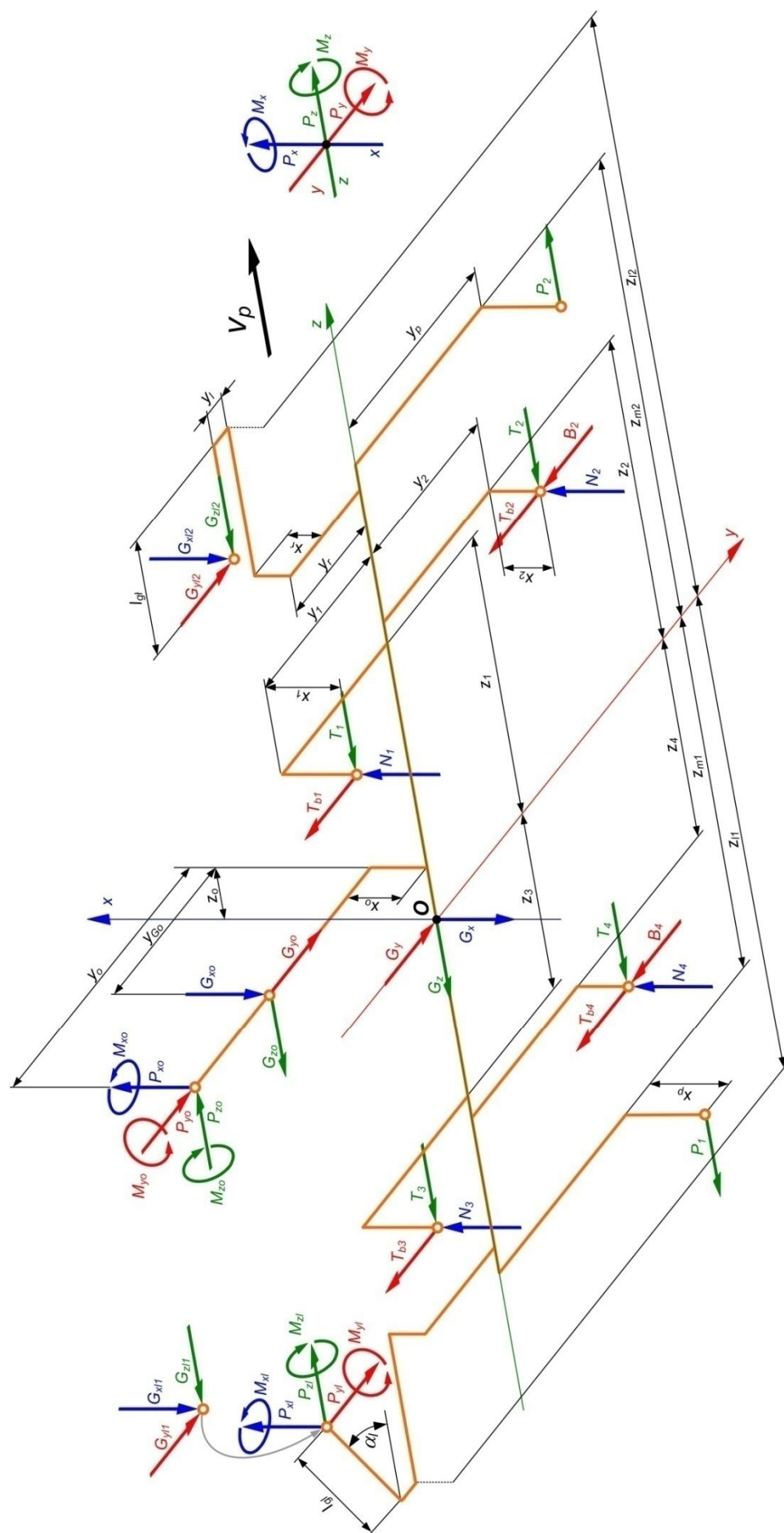
Podczas eksploatacji na kombajn działać będzie szereg obciążeń [57, 58]:

- od procesu urabiania organem frezującym,
- od procesu ładowania ładowarką odkładniową,
- grawitacyjne,
- wynikające z oporów ruchu kombajnu,
- wynikające z siły w gałęzi czynnej i biernej łańcucha napędowego.

Rys. 5.2 przedstawia schemat obciążenia kadłuba jednoorganowego kombajnu ścianowego z uwzględnieniem wymienionych elementów oraz założonego sposobu prowadzenia kombajnu na płozach.

Zamieszczony na rys. 5.2 schemat przedstawia geometrię kombajnu narysowaną pomarańczowymi liniami. Układ współrzędnych xyz przyjęto w środku ciężkości kombajnu. Kolorem niebieskim oznaczono siły działające w kierunku osi x oraz momenty działające względem osi x . Kolorem czerwonym oznaczono siły działające w kierunku osi y oraz momenty działające względem osi y . Kolorem zielonym oznaczono siły działające w kierunku osi z oraz momenty działające względem osi z . Na schemat naniesiono obciążenie pochodzące od procesu urabiania (P_{xo} , P_{yo} , P_{zo} , M_{xo} , M_{yo} , M_{zo}) i ładowania (P_{xl} , P_{yl} , P_{zl} , M_{xl} , M_{yl} , M_{zl}) będące czynnym obciążeniem kombajnu. Dodatkowo na kadłub, organ oraz ładowarki działają siły ciężkości. Ich składowe oznaczono kolejno G_x , G_y , G_z , G_{xo} , G_{yo} , G_{zo} , G_{xl} , G_{yl} , G_{zl} , G_{xl2} , G_{yl2} , G_{zl2} . Siła P_1 jest siłą w gałęzi czynnej łańcucha, natomiast siła P_2 jest siłą w gałęzi biernej łańcucha. Kombajn poruszający się po prowadzeniach generuje siły nacisku, siły boczne oraz wynikające z nich siły tarcia. Reakcje pionowe w płozach oznaczono kolejno N_1 , N_2 , N_3 , N_4 a boczne B_1 , B_2 . Reakcje te dodatkowo wywołują siły tarcia w kierunku osi z , oznaczone T_1 , T_2 , T_3 , T_4 oraz siły tarcia w kierunku osi y oznaczone T_{b1} , T_{b2} , T_{b3} , T_{b4} . Na schemacie oznaczono również symbolicznie istotne wymiary linowe oraz kąt położenia ładowarki odkładniowej.

Ze względu na spodziewane małe wartości pominięto obciążenie, w kierunku osi y , wywołane urobkiem znajdującym się między ociosem a kombajnem oraz siłę wywołaną oporami ruchu układu kabla.



Rys. 5.2. Schemat obciążenia jednoorganowego kombajnu ścianowego

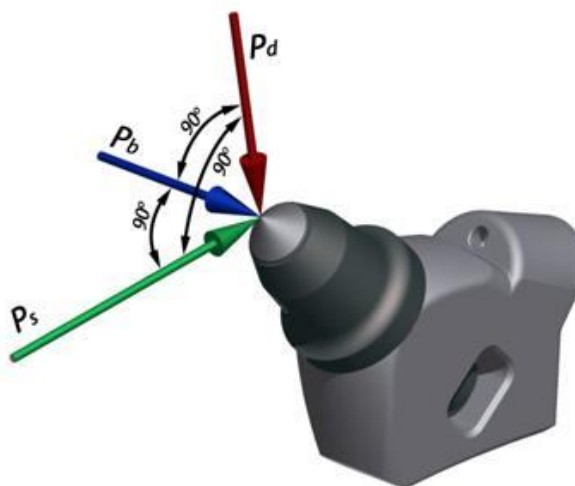
5.1. Schemat obciążenia kadłuba kombajnu

W celu zwiększenia czytelności oraz ułatwienia dalszych obliczeń rozdzielono przedstawiony schemat na dwa odrębne. Schemat obciążenia uwzględniający obciążenie pochodzące od oporów urabiania, ładowania i grawitacji przedstawiono na rys. 5.4. Natomiast obciążenie pokonywane przez płozy oraz łańcuch napędowy przedstawiono na rys. 5.14. Obciążenie P_{xk} , P_{yk} , P_{zk} , M_{xk} , M_{yk} , M_{zk} naniesione na rys. 5.4 jest zredukowanym obciążeniem pochodzącym od oporów urabiania, ładowania i grawitacji, które następnie jest przenoszone przez płozy oraz łańcuch napędowy i zostało również naniesione na rys. 5.14.

5.1.1. Opory urabiania

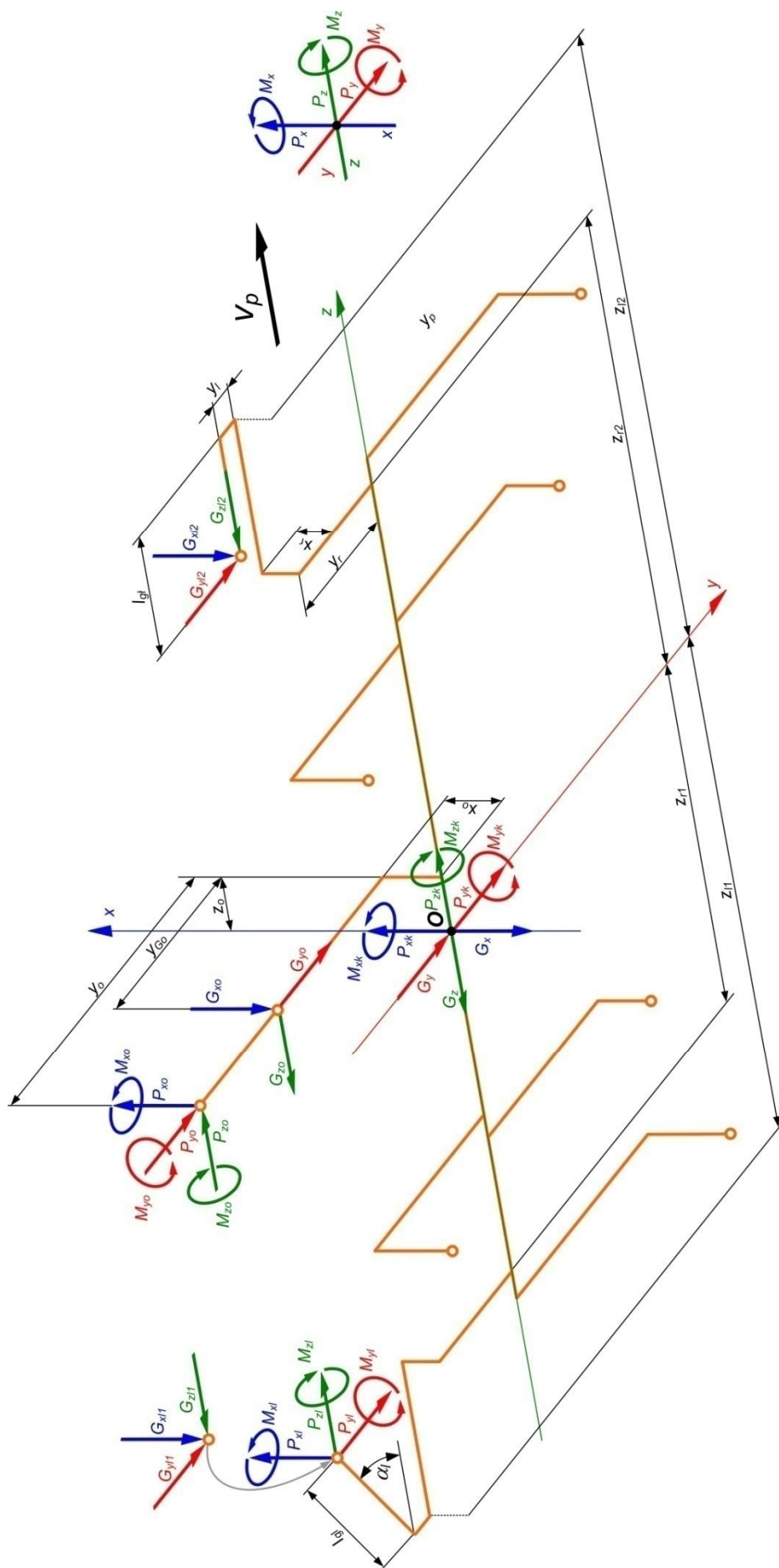
Podczas procesu skrawania, na każdy nóż będący w kontakcie z calizną, działają siły oporów urabiania. Opory te przyjęło się przedstawiać za pomocą trzech prostopadłych względem siebie sił (rys. 5.3):

- P_s – siła skrawania (siła styczna),
- P_d – siła docisku (siła normalna),
- P_b – siła boczna.



Rys. 5.3. Siły skrawania działające na nóż podczas skrawania [58]

Mechanika skrawania materiałów kruchych (np. węgiel) była i nadal jest przedmiotem licznych badań. Powstało wiele modeli, które opisują zależności między siłami urabiania a parametrami materiału kruchego. Do takich teoretycznych modeli, odnoszących się w szczególności do materiałów kruchych, zaliczyć można model Nishimatsu, Kasjana, Evansa, Zniszczyńskiego, Bierona czy Frołowa [38, 125].

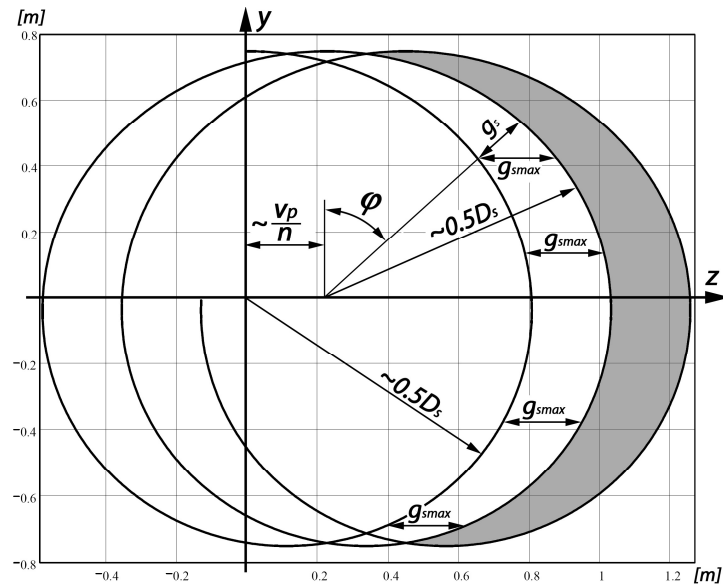


Rys. 5.4. Schemat obciążenia od urabiania, ładowania i grawitacji

Jednak analizy porównawcze wyników badań empirycznych i obliczeń teoretycznych sił działających na organ wykazały, że przytoczone modele można stosować jedynie do uzyskania przybliżonych wartości sił skrawania [66]. Problemy w określeniu oporów skrawania są szczególnie widoczne w przypadku węgla, który jest minerałem anizotropowym i niejednorodnym, często uławnym z licznymi spękaniami i przerostami.

Do wyznaczenia składowych sił oporu skrawania z powodzeniem można stosować model empiryczny, który jest wynikiem wieloletnich prac badawczych nad zagadnieniami procesu skrawania węgla. W metodzie empirycznej przyjmuje się, że największą siłą jest siła skrawania P_s i jest ona liniowo zależna od głębokości skrawu. Według badań, siłę docisku oraz boczną przyjmować można proporcjonalnie do siły skrawania [49]. Brak jednak konkretnych wyników badań skrawalności węgla pojedynczym nożem styczno-obrotowym. Podczas badań tych noży urabiano zazwyczaj skały trudnourabialne (dolomity, granity, piaskowce) oraz sztuczne próbki piaskowo-cementowe.

Nóż podczas frezowania porusza się ruchem złożonym, wynikającym z prędkości posuwu maszyny oraz prędkości obrotowej organu. W wyniku tego nóż na jeden obrót wykonuje jeden skraw o kształcie przedstawionym na rys. 5.5.



Rys. 5.5. Trajektoria ostrza noża na organie podczas urabiania [58]

Głębokość skrawania zmienia się od zera do wartości maksymalnej a następnie znów maleje do zera. Wzory określające położenie ostrza noża podczas urabiania całizny pozwalają na wyprowadzenie dokładnych wartości głębokości skrawania, jednak w praktyce stosuje się przybliżony wzór [49]:

$$g_s = g_{s\max} \cdot \sin(\varphi) \quad (5.1)$$

Maksymalną wartość głębokości skrawania dla prędkości posuwu v_p , prędkości obrotowej organu n oraz liczby noży w linii skrawania z można zapisać jako:

$$g_{s\max} = \frac{v_p}{n \cdot z} \quad (5.2)$$

Wzór empiryczny przedstawiający opory skrawania dla noża płaskiego przyjmuje następującą postać [49]:

$$P_s = A \frac{0,3 + 0,35b_n}{(b_n + g_s \tan \psi) k_\psi} g_s t_s k_\gamma k_s k_{od} k_{ks} k_\Phi \frac{1}{\cos \xi}$$

$$P_d = k_d \cdot P_s$$

$$P_b = k_b \cdot P_s$$
(5.3)

gdzie:

A – wskaźnik skrawalności, N/cm,

k_d – współczynnik określający wartość P_d w stosunku do P_s ,

k_b – współczynnik określający wartość P_b w stosunku do P_s .

Znaczenie pozostałych parametrów nie zostało wyjaśnione, ponieważ wzór ten nie będzie stosowany. Współczynniki te korygują wpływ różnych parametrów na wartość uzyskiwanej siły.

Powyższe współczynniki i parametry, oprócz głębokości skrawania g_s i wskaźnika skrawalności A , zostały opracowane na podstawie badań i pomiarów. Wartość wskaźnika skrawalności można wyznaczyć specjalnymi urządzeniami [5].

W literaturze znaleźć można przykłady obliczeń oporów generowanych przez nóż płaski [19], [82]. Jednak dla noża stycznie-obrotowego wartości powyższych współczynników są nieznane. Na potrzeby określenia oporu generowanego przez organ można przyjąć następujący wzór określający opory skrawania w funkcji skrawalności:

$$P_s = A \cdot K_s \cdot g_{s\max} \cdot \sin(\varphi) \quad (5.4)$$

gdzie:

K_s – zastępczy współczynnik korygujący wartość oporów urabiania do wartości rzeczywistego obciążenia organu.

Należy zaznaczyć, że przyjęto stałą prędkość obrotową organu urabiającego równą wartości wyznaczonej, dla danej średnicy, przy projektowaniu układów nożowych.

Zastępczy współczynnik korygujący zostanie tak dobrany, aby uzyskiwane wyniki były zbliżone do wyników pomiarów skrawania węgla organem frezującym. Dodatkowym

kryterium jest moc napędu, której wartość musi znaleźć się w założonym zakresie. Wyniki obciążenia i energochłonności całego organu urabiającego wyznaczone na podstawie badań oraz wzorów teoretycznych znaleźć można w literaturze [6, 7, 10, 14]. W ostatnim czasie powstał specjalny przyrząd POU-BW/01-WAP do pomiaru rzeczywistych sił skrawania nożem styczno-obrotowym, w warunkach dołowych [11]. Należy się więc spodziewać, w najbliższej przyszłości, wyników takich badań.

Podane wzory pozwalają na oszacowanie wartości sił na pojedynczym narzędziu znajdującym się w określonym położeniu na organie. Aby uzyskać zredukowane obciążenie działające na organ należy wyznaczyć, dla każdego noża będącego w kontakcie z calizną, następujące wartości [49]:

$$\begin{aligned}
 P_x &= K \cdot P_s \sin(\varphi) - K \cdot P_d \cos(\varphi) \\
 P_y &= P_b \\
 P_z &= -P_s \cos(\varphi) - P_d \sin(\varphi) \\
 M_x &= -P_b z_i - [P_s \cos(\varphi) + P_d \sin(\varphi)] y_i \\
 M_y &= K \cdot 0,5 D_s P_s \\
 M_z &= K \cdot P_b x_i + K [P_d \cos(\varphi) - P_s \sin(\varphi)] y_i
 \end{aligned}
 \tag{5.5}$$

Położenie ostrza noża:

$$\begin{aligned}
 x_i &= 0.5 D_s \cos(\varphi) \\
 z_i &= 0.5 D_s \sin(\varphi)
 \end{aligned}
 \tag{5.7}$$

Schemat rozkładu składowych siły oporu skrawania na pojedynczym narzędziu przedstawia rys. 5.7. Przy czym we wzorach i na schemacie pominięto indeks „i” aby zwiększyć czytelność. Układ współrzędnych xyz umiejscowiony jest w osi organu na jego końcu (od strony ociosu). Układ współrzędnych $x_n'y_n'z_n'$ jest obrócony w wyniku zmiany położenia narzędzia na organie. Położenie to opisane jest kątem φ . Schemat przedstawia rozkład sił dla obrotów podsiębiernych oraz nadsiębiernych. Dzięki temu można zapisać uniwersalne wzory. Przy czym we wzorach pojawia się K opisujące kierunek obrotów organu. K przyjmuje wartość 1 dla obrotów podsiębiernych oraz -1 dla obrotów nadsiębiernych. Opisany schemat oraz wzory dotyczą noży znajdujących się na części urabiająco ładującej organu, czyli na powierzchni walcowej organu.

Organy frezujące oprócz noży umieszczonych na poboczniczy kadłuba, zbrojone są również nożami na tarczy odcinającej. Nóż na tarczy odcinającej jest wychylony na tyle, aby

skrawając chronił uchwyt oraz organ przed kontaktem z calizną. Rys. 5.6 przedstawia organ frezujący z nożami 1 na części urabiająco ładującej oraz z wychylonymi nożami 2 na tarczy odcinającej. Kąt wychylenia noża na tarczy odcinającej może przekroczyć wartość 45° , co w znaczący sposób wpływa na rozkład sił obciążających organ. Rys. 5.8 przedstawia schemat rozkładu sił dla noża wychylonego o kąt φ_o , dla obrotów podsiębiernych organu, natomiast rys. 5.9 dla obrotów nadsiębiernych.

Tworząc schemat obciążenia noża wychylonego na tarczy odcinającej przyjęto, zgodnie z zasadą, że siła skrawania jest siłą styczną działającą w kierunku ruchu ostrza. Natomiast wektory sił docisku oraz bocznej zostały odchyłone od osi o kąt φ_o . Uwzględniając położenie noża na organie otrzymano, podobnie jak dla noża niewychylonego, układ współrzędnych $x_n'y_zn'$. Siła docisku oraz boczna wychylone są o kąt φ_o w płaszczyźnie $x_n'y$.



Rys. 5.6. Organ frezujący kombajnu ścianowego (na podstawie [28])

Po opracowaniu schematu rozkładu sił na ostrzu noża wychylonego, dla obrotów podsiębiernych oraz nadsiębiernych wyprowadzone zostały wzory na redukcję obciążenia:

$$\begin{aligned}
 P_x &= K \cdot P_b \sin(\varphi_o) \cos(\varphi) + K \cdot P_s \sin(\varphi) - K \cdot P_d \cos(\varphi_o) \cos(\varphi) \\
 P_y &= P_b \cos(\varphi_o) + P_d \sin(\varphi_o) \\
 P_z &= P_b \sin(\varphi_o) \sin(\varphi) - P_d \cos(\varphi_o) \sin(\varphi) - P_s \cos(\varphi)
 \end{aligned}
 \tag{5.8}$$

$$\begin{aligned}
M_x &= \left[P_b \sin(\varphi_o) \sin(\varphi) - P_d \cos(\varphi_o) \sin(\varphi) - P_s \cos(\varphi) \right] y_i \dots \\
&\quad - \left[P_d \sin(\varphi_o) + P_b \cos(\varphi_o) \right] z_i \\
M_y &= K \cdot P_s \left[0.5 D_b + H_n \cos(\varphi_o) \right] \\
M_z &= K \left[P_d \cos(\varphi_o) \cos(\varphi) - P_b \sin(\varphi_o) \cos(\varphi) - P_s \sin(\varphi) \right] y_i \dots \\
&\quad + K \left[P_d \sin(\varphi_o) + P_b \cos(\varphi_o) \right] x_i
\end{aligned} \tag{5.9}$$

Położenie ostrza noża:

$$\begin{aligned}
x_i &= (0.5 D_b + H_n \cos(\varphi_o)) \cos(\varphi) \\
z_i &= (0.5 D_b + H_n \cos(\varphi_o)) \sin(\varphi)
\end{aligned} \tag{5.10}$$

Zredukowane obciążenie organu wyliczyć można poprzez zsumowanie wyznaczonych sił i momentów działających na każde narzędzie będące w kontakcie z calizną.

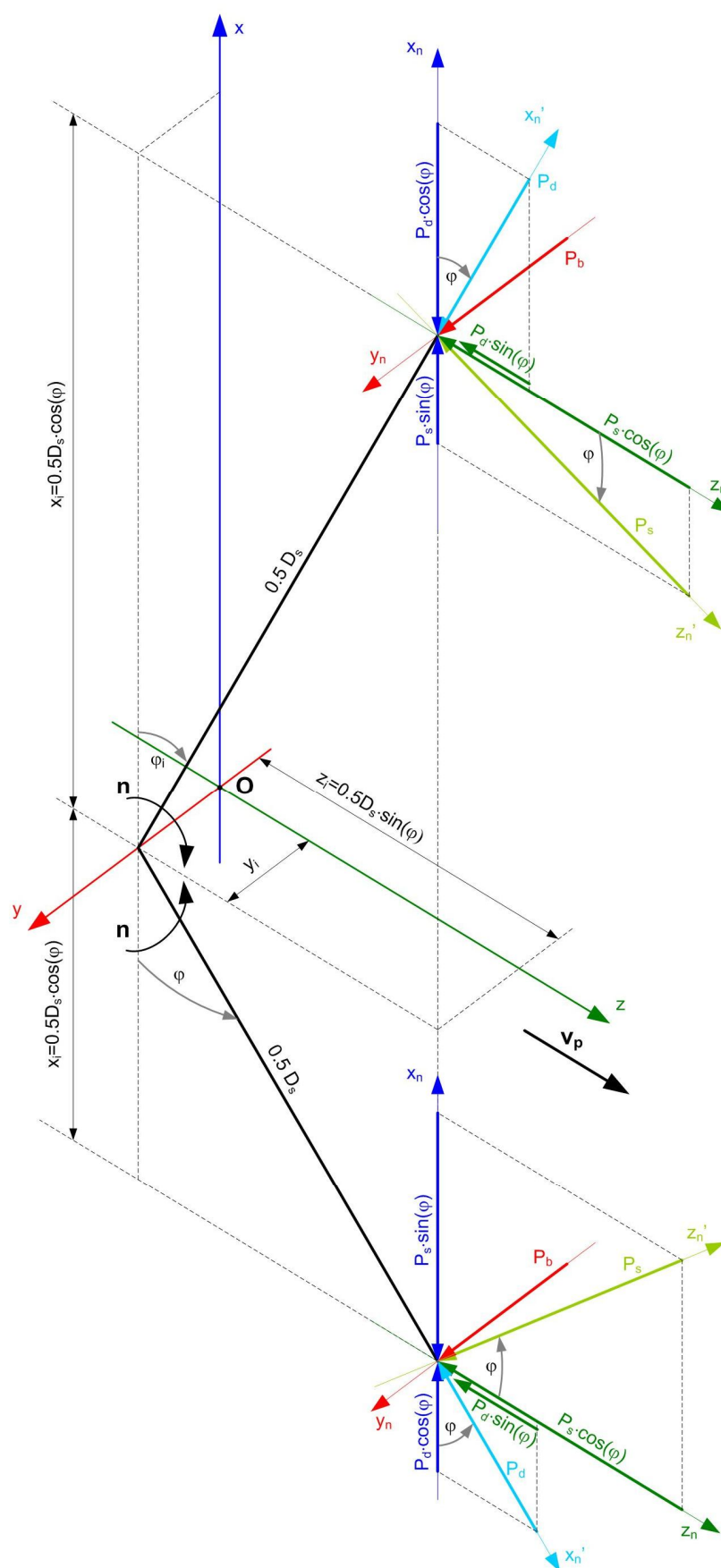
$$P_{xo} = \sum_{i=1}^n P_{xi}, \quad P_{yo} = \sum_{i=1}^n P_{yi}, \quad P_{zo} = \sum_{i=1}^n P_{zi} \tag{5.11}$$

$$M_{xo} = \sum_{i=1}^n M_{xi}, \quad M_{yo} = \sum_{i=1}^n M_{yi}, \quad M_{zo} = \sum_{i=1}^n M_{zi} \tag{5.12}$$

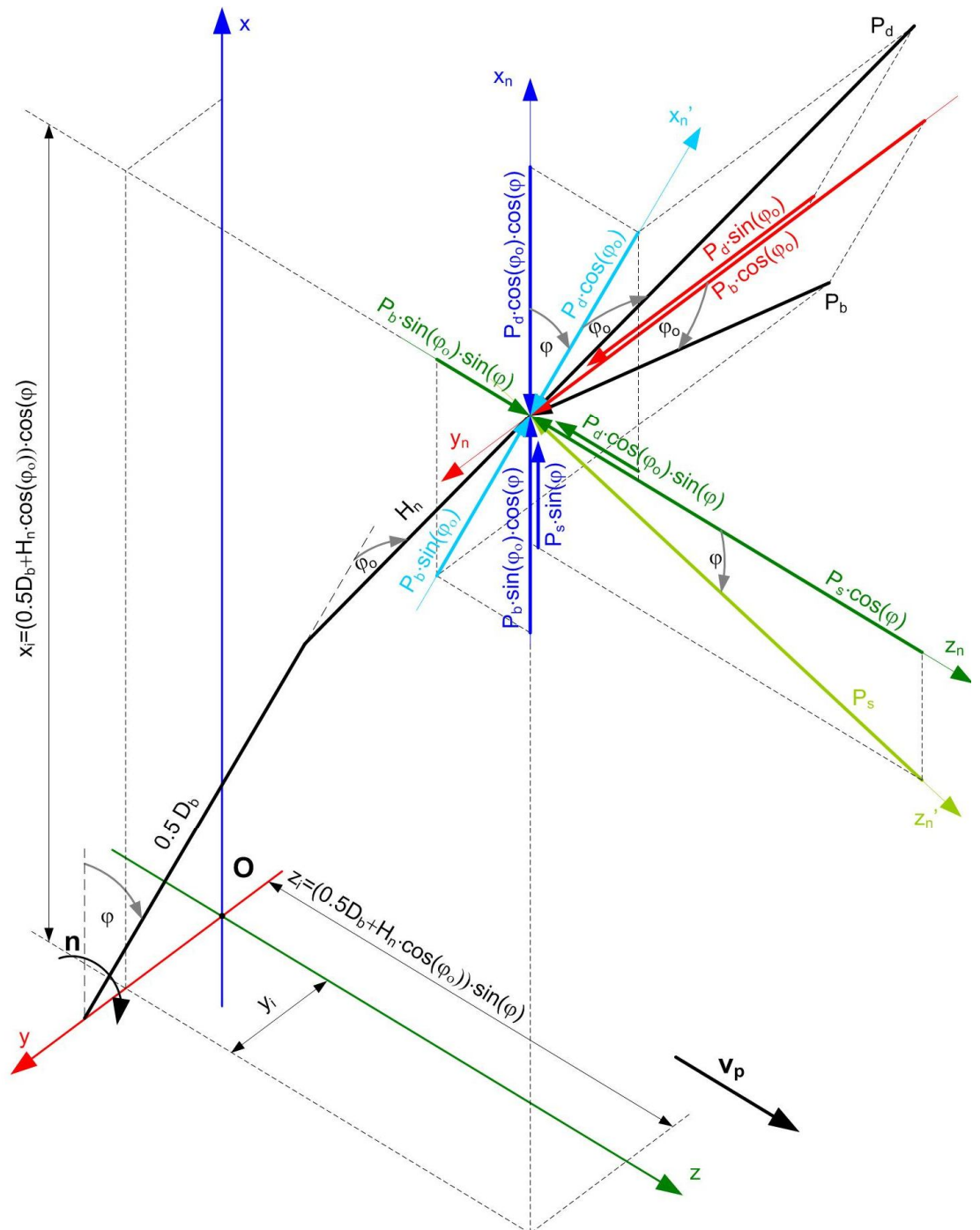
5.1.1. Opory ładowania

W najczęściej stosowanych rozwiązaniach organów frezujących kombajnów ścianowych, kadłub organu składa się z piasty, tarczy odcinającej oraz płyt na których mocowane są uchwyty nożowe. Proces ładowania takim organem składa się z czynności zaczerpywania urobku, przemieszczania go w poziomie i pionie oraz wysypywania na przenośnik [49].

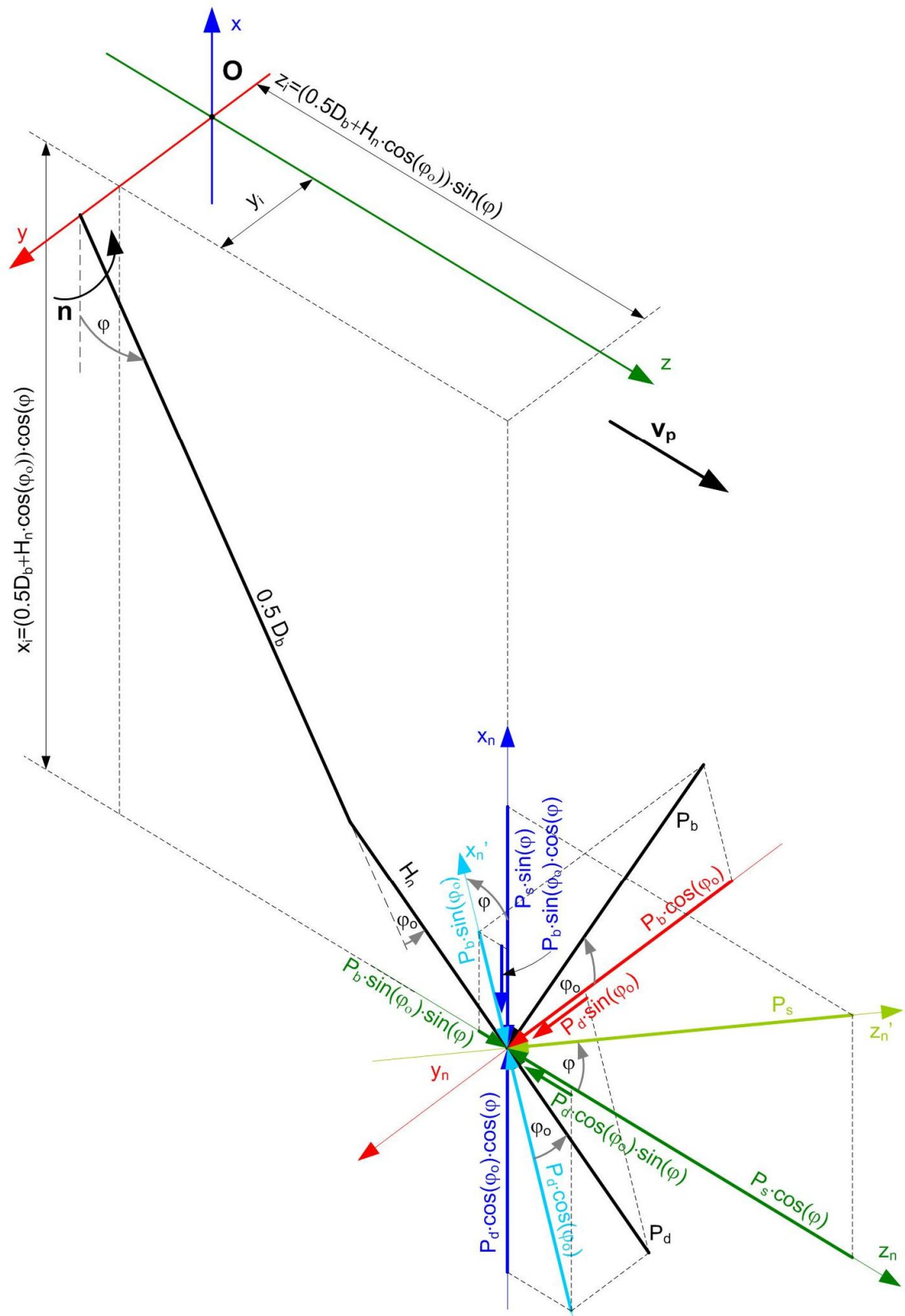
W przedmiotowym rozwiązaniu, powstały w wyniku frezowania, urobek ładowany jest na przenośnik za pomocą ładowarki odkładniowej (rys. 5.10). Urobek pozostawiany przez organ na spągu przemieszczany jest po spągu oraz po powierzchni ładowarki w kierunku przenośnika. Podczas tego ruchu urobek generuje opory ruchu o spąg, ocios a nawet przy dużej ilości urobku o strop. Ponadto uwzględnić należy opory tarcia wewnętrznego przemieszczającego się materiału sypkiego oraz tarcie o powierzchnię ładowarki, jak i opór wynikający z konieczności podniesienia urobku ponad profil rynny przenośnika.



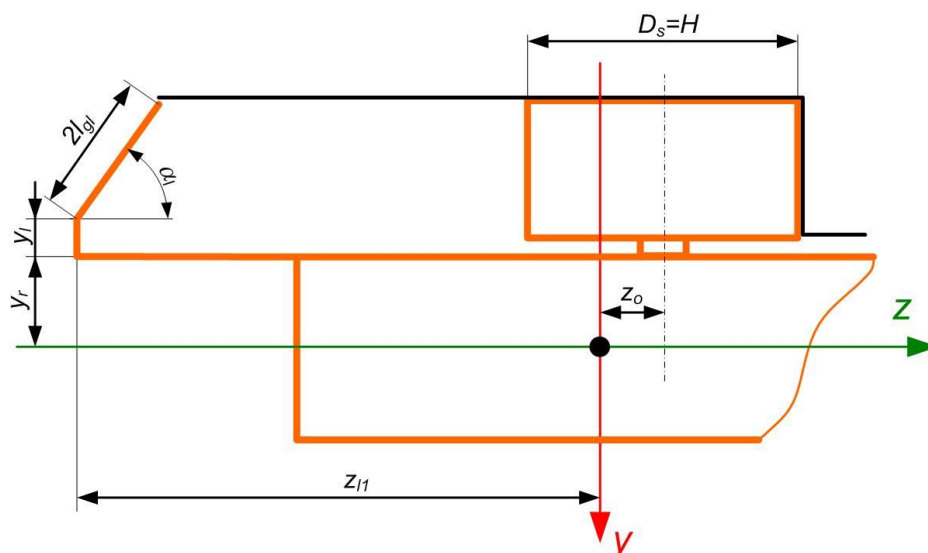
Rys. 5.7. Schemat rozkładu składowych siły oporu skrawania na pojedynczym narzędziu



Rys. 5.8. Schemat rozkładu sił skrawania na ostrzu noża wychylonego – obroty podsiębierne



Rys. 5.9. Schemat rozkładu sił skrawania na ostrzu noża wychylonego – obroty nadsiębierne



Rys. 5.10. Schemat do wyliczenia ilości ładowanego urobku

Taki sposób ładowania zupełnie odbiega od obecnie stosowanych i nie był do tej pory wykorzystywany w wyrobiskach ścianowych. Zachodzi jednak potrzeba oszacowania oporów ładowania taką ładowarką. W tym celu przeanalizowano podobne procesy, między innymi: ładowanie za pomocą ładowarek łyżkowych [95], spychanie spycharkami i wyrównywanie zgarniarkami [16] oraz teorię dotyczącą materiałów sypkich [79, 95] oraz parcia biernego i czynnego gruntów [76]. Jednak opis tych procesów czy też zjawisk wymaga znajomości wartości szeregu parametrów empirycznych. Ponadto najlepiej dają się opisać materiały sypkie o podobnej wielkości i kształcie ziarna, jak piasek czy żwir. Jednak urobek powstający w procesie frezowania jest bardzo zróżnicowany pod względem wielkości i kształtu ziaren.

Uwzględniając złożoność procesu ładowania ładowarką odkładniową, brak znajomości jego dokładnego przebiegu oraz wartości rzeczywistych parametrów powstającego urobku, przyjęto następujące założenia pozwalające na oszacowanie oporów generowanych przez ładowarkę:

- opór liczony jest dla maksymalnej ilości zgromadzonego, w przestrzeni między organem a ładowarką, urobku,
- opór liczony jest dla przypadku, w którym ładowarka przemieszcza urobek po spągu,
- opór zależy od masy urobku zgromadzonego między organem a ładowarką,
- opór zależy od kąta nachylenia podłużnego ściany,
- opór w kierunku osi z równy jest dwukrotnej wartości siły tarcia generowanej o spąg (uwzględniając tarcie o spąg ocios oraz opory tarcia wewnętrznego),
- opór w kierunku osi y równy jest składowej siły tarcia urobku o ładowarkę w tym kierunku.

W związku z powyższymi założeniami wyliczono maksymalną objętość urobku, która może zostać zgromadzona między ładowarką o organem (rys. 5.10):

$$V_l = 2l_{gl} \cdot \sin(\alpha_l) \cdot H \cdot (z_{l1} + z_o) - 2l_{gl}^2 \cdot \sin(\alpha_l) \cdot \cos(\alpha_l) \cdot H \dots \\ + y_l \cdot H \cdot (z_{l2} + z_o) - \frac{1}{8} \cdot (y_l + 2l_{gl} \cdot \sin(\alpha_l)) \cdot \pi \cdot H^2 \quad (5.13)$$

Następnie, uwzględniając masę właściwą urobku oraz współczynnik rozluźnienia, wyliczono masę:

$$M_l = \frac{\gamma}{k_r} \cdot \left(\begin{aligned} &2l_{gl} \cdot \sin(\alpha_l) \cdot H \cdot (z_{l1} + z_o) - 2l_{gl}^2 \cdot \sin(\alpha_l) \cdot \cos(\alpha_l) \cdot H \dots \\ &+ y_l \cdot H \cdot (z_{l2} + z_o) - \frac{1}{8} \cdot (y_l + 2l_{gl} \cdot \sin(\alpha_l)) \cdot \pi \cdot H^2 \end{aligned} \right) \quad (5.14)$$

Stąd też opór ładowania ładowarką odkładniową zapisać można jako:

$$P_{zl} = -2 \cdot \mu_{ws} \cdot M_l \cdot g \cdot \cos(\alpha) \quad (5.15)$$

$$P_{yl} = \mu_{wl} \cdot P_{zl} \cdot \sin(\alpha_l) \quad (5.16)$$

Siła P_{zl} generuje moment:

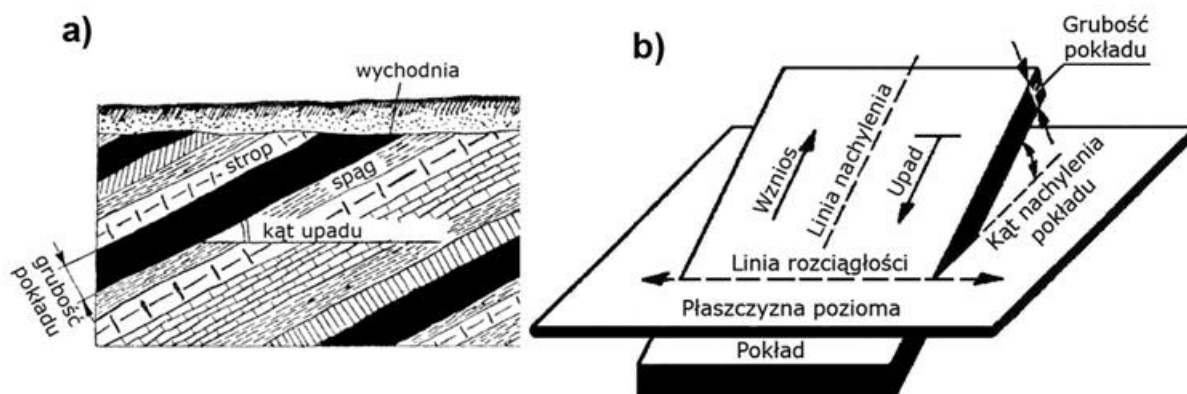
$$M_{yl} = 0.5 \cdot H \cdot P_{zl} \quad (5.17)$$

Przedstawiona metodyka wyznaczenia oporów ładowania przyjmuje znaczące uproszczenia, jednak umożliwia ich oszacowanie przy uwzględnieniu najistotniejszych parametrów. Spodziewać się należy, że przedstawiony sposób ładowania będzie charakteryzował się małą dynamiką i uwzględnienie oporów według przyjętej metodyki może być wystarczające.

5.1.2. Wpływ siły ciężkości

W rozważaniach dotyczących kombajnów chodnikowych, przenośników zgrzeblowych czy też taśmowych uwzględnia się wpływ składowej grawitacji w dwóch prostopadłych do siebie kierunkach, co jest oczywiste i wynika nachylenia spągu w analizowanym miejscu.

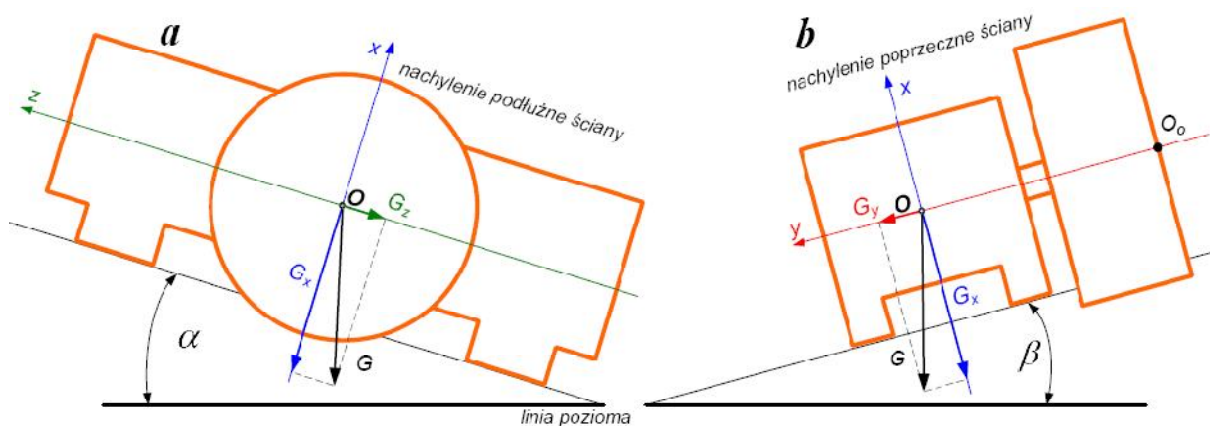
Z założenia, analizowany kompleks ścianowy wybiera węgiel zalegający w postaci pokładu (rys. 5.11a). Nachylenie pokładu (rys. 5.11b) jest to kąt zawarty między płaszczyzną spągu lub stropu a płaszczyzną poziomą. Nachylenie pokładu w górę od przyjętej płaszczyzny poziomej nazywa się wzniosem, natomiast w dół upadem.



Rys. 5.11. Schemat a) złoza pokładowego [109], b) rozciągłości i upadu pokładu [31]

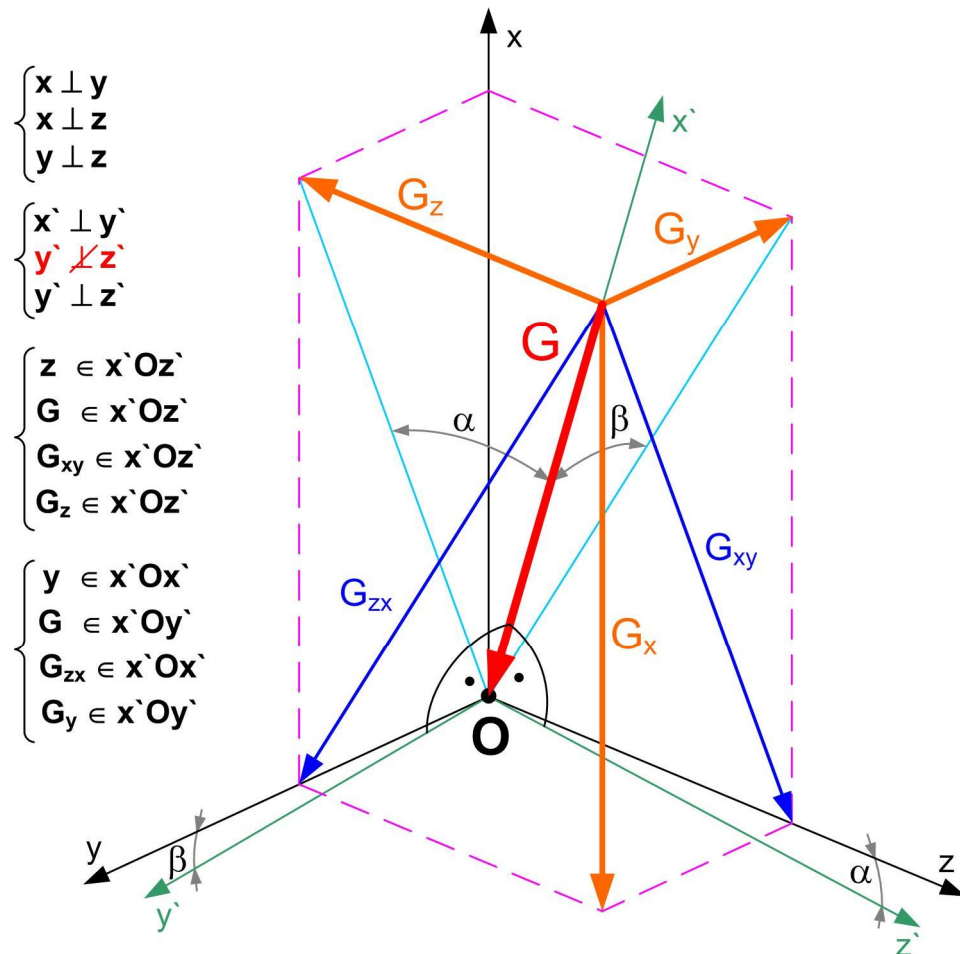
Jednak wyrobisko ścianowe nie musi być ułożone tak, że przenośnik ścianowy pokrywa się z linią rozciągłości. Stąd też w przypadku analizy kombajnu ścianowego zachodzi potrzeba rozpatrzenia wpływu siły grawitacji w trzech kierunkach. Wyrobisko ścianowe może być nachylone wzdłuż (kąt nachylenia wzdłużnego β – rys. 5.12b) lub w poprzek (kąt nachylenia poprzecznego α – rys. 5.12a).

Pomiar kąta poprzecznego i podłużnego odbywa się z prostopadłych do siebie kierunkach i mierzony jest względem pionu (rys. 5.13). Układ xyz jest lokalnym układem związanym z kombajnem. Natomiast układ $x'y'z'$ jest układem o tym samym początku i zorientowany jest tak, że oś x' pokrywa się z kierunkiem siły ciężkości.



Rys. 5.12. Pokład nachylony, a) nachylenie $\alpha > 0$, $\beta = 0$, b) nachylenie $\alpha = 0$, $\beta > 0$

Układ $x'y'z'$ powstaje przez rzutowanie osi z i osi y na płaszczyznę poziomą, z tego faktu wynika ciekawa cecha, mianowicie oś y' nie jest prostopadła do osi z' . Jest to związane ze sposobem określania kątów nachylenia wyrobiska ścianowego. Pomiar dokonywany jest w przodku względem pionu a nie względem płaszczyzny poziomej.



Rys. 5.13. Rozkład siły grawitacji na kierunki układu współrzędnych

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

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

$$G_z = G \sin(\alpha)$$

$$G_x = G \sqrt{\cos^2(\alpha) - \sin^2(\beta)} \quad (5.18)$$

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

5.1.3. Redukcja obciążenia do środka ciężkości

W wyniku redukcji, do środka ciężkości kombajnu, sił i momentów pochodzących od oporów urabiania, ładowania oraz siły ciężkości, otrzymano następujące wzory:

$$P_{xk} = P_{xo} + P_{xl} - G_x - G_{xo} - G_{xl1} - G_{xl2}$$

$$P_{yk} = P_{yo} + P_{yl} + G_y + G_{yo} + G_{yl1} + G_{yl2} \quad (5.19)$$

$$P_{zk} = P_{zo} + P_{zl} - G_z - G_{zo} - G_{zl1} - G_{zl2}$$

$$\begin{aligned}
M_{xk} &= M_{xo} + M_{xl} + (G_{yl1} + P_{yl})(z_{l1} - l_{gl} \cos(\alpha_l)) \dots \\
&\quad + (G_{zl1} - P_{zl})(y_r + y_l + l_{gl} \sin(\alpha_l)) - G_{yl2}(z_{l2} - l_{gl}) \dots \\
&\quad + G_{zl2}(y_r + y_l) + (P_{yo} + G_{yo})z_o - P_{zo}y_o + G_{zo}y_{GO} \\
M_{yk} &= M_{yo} + M_{yl} + (G_{xl1} - P_{xl})(z_{l1} - l_{gl} \cos(\alpha_l)) \dots \\
&\quad + (G_{zl1} - P_{zl})x_r - G_{xl2}(z_{l2} - l_{gl}) + G_{zl2}x_r \dots \\
&\quad + (G_{zo} - P_{zo})x_o + (P_{xo} - G_{xo})z_o \\
M_{zk} &= M_{zo} + M_{zl} + (P_{yl} + G_{yl1})x_r + G_{yl2}x_r - G_{xl2}(y_r + y_l) \dots \\
&\quad + (P_{xl} - G_{xl1})(y_r + y_l + l_{gl} \sin(\alpha_l)) + (P_{yo} + G_{yo})x_o \dots \\
&\quad + P_{xo}y_o - G_{xo}y_{GO}
\end{aligned} \tag{5.20}$$

5.2. Przeniesienie obciążenia przez płozy i napęd

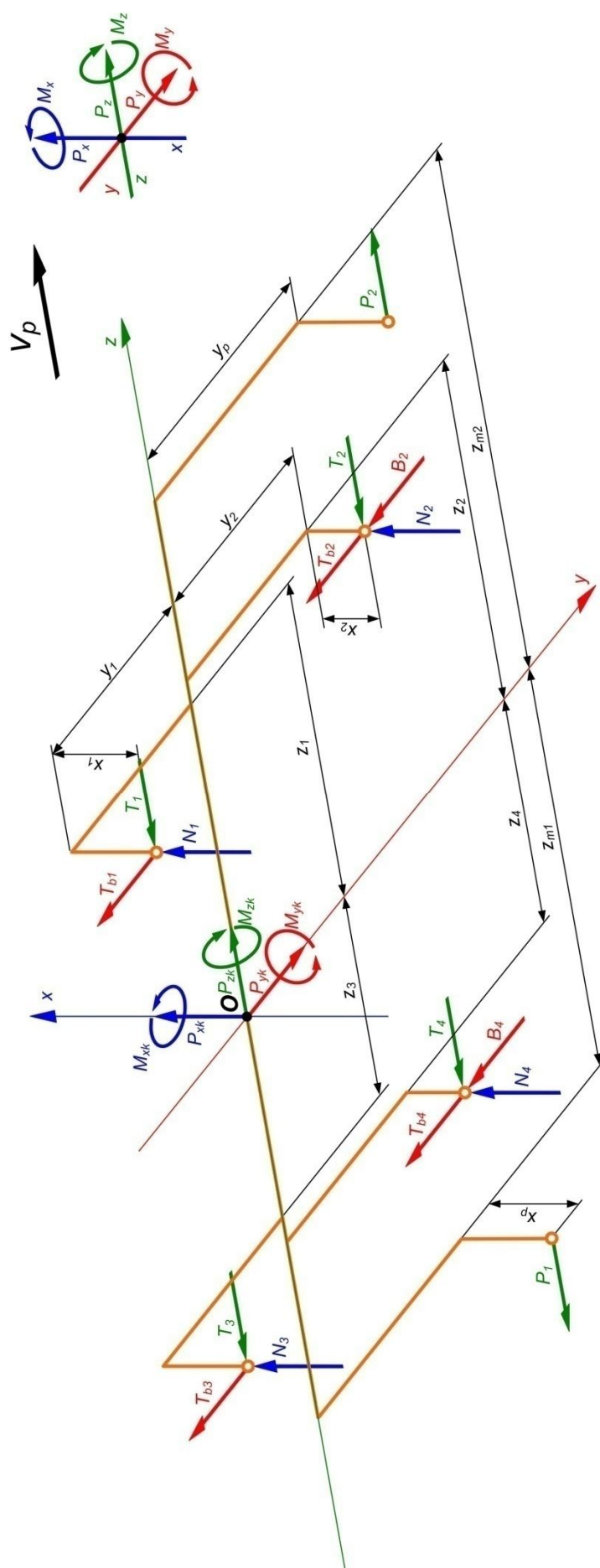
Wyprowadzone obciążenie zredukowane musi zostać pokonane przez łańcuch napędowy, przy czym uwzględnić należy również siły tarcia generowane przez płozy. Rys. 5.14 przedstawia schemat obciążenia kombajnu z tymi siłami.

5.2.1. Ruch swobodny bryły w przestrzeni

Przedstawiony na rys. 5.14 schemat obciążenia płóz i zaczepów łańcucha napędowego jest układem statycznie niewyznaczalnym. W układzie tym kombajn, podparty jest na płaszczyźnie w czterech punktach. Jeżeli układ taki analizuje się jako bryłę, to nie można uzyskać jednoznacznych wartości reakcji w punktach podparcia.

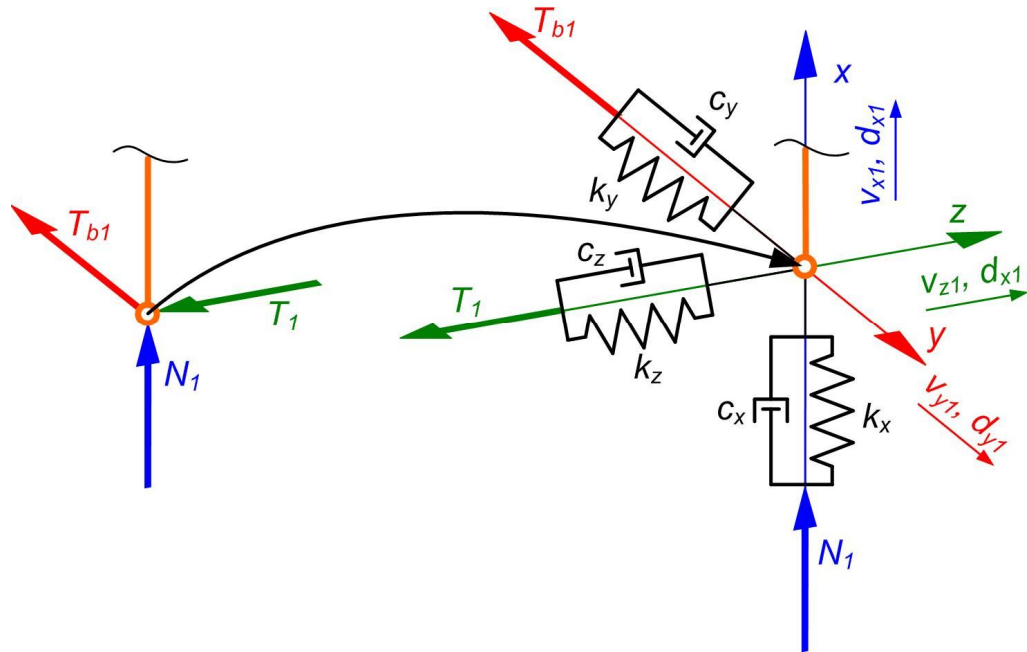
W związku z tym, aby możliwe było rozwiązanie tego układu wprowadzono sztywności k_x , k_y , k_z płóz, w trzech kierunkach. Rys. 5.15 przedstawia przyjęty schemat kontaktu płozy z prowadzeniem, przy założeniu określonej sztywności oraz tłumienia wiskotyczne c_x , c_y , c_z . Można zapisać następujące zależności na siły tarcia oraz siłę nacisku:

$$\begin{aligned}
N_1 &= -k_x d_{x1} - c_x v_{x1} \\
T_{b1} &= k_y d_{y1} + c_y v_{y1} \\
T_1 &= k_z d_{z1} + c_z v_{z1}
\end{aligned} \tag{5.21}$$



Rys. 5.14. Schemat obciążenia płóz i zaczepów łańcucha napędowego kombajnu jednoorganowego

Poprzez wprowadzenie sztywności, w trzech kierunkach dla każdej z płóz, kombajn uzyskuje możliwość wykonywania ruchu swobodnego. Założono, że kadłub kombajnu, oprócz wspomnianych płóz, jest ciałem sztywnym.



Rys. 5.15. Schemat kontaktu płozy z prowadzeniem

Bryły posiadające sześć stopni swobody analizować można zgodnie z eulerowskim opisem, za pomocą [85]:

- trzech współrzędnych x_s, y_s, z_s translacyjnych środka masy w nieruchomym układzie xyz ,
- trzech współrzędnych kątowych φ, Ψ, Θ odpowiadających kątom Eulera podczas obrotu ciała wokół środka masy.

Jeżeli osie η, ν, μ drugiego przyjętego układu odpowiadają głównym, centralnym osiom bezwładności kombajnu o masie m oraz osie obranego układu bezwzględnego xyz są w stanie równowagi odpowiednio równoległe do osi układu $\eta\nu\mu$, to ruch kombajnu zapisać możemy za pomocą równań ruchu translacyjnego środka jego masy i równań Eulera opisujących ruch obrotowy [84, 85]:

$$\begin{aligned} m\ddot{x}_s &= \sum P_{xi} \\ m\ddot{y}_s &= \sum P_{yi} \\ m\ddot{z}_s &= \sum P_{zi} \end{aligned} \tag{5.22}$$

$$\begin{aligned}
I_\eta \ddot{\phi}_\eta - \dot{\phi}_\mu \dot{\phi}_\nu (I_\mu - I_\nu) &= \sum M_{\eta i} \\
I_\mu \ddot{\phi}_\mu - \dot{\phi}_\eta \dot{\phi}_\nu (I_\nu - I_\eta) &= \sum M_{\mu i} \\
I_\nu \ddot{\phi}_\nu - \dot{\phi}_\eta \dot{\phi}_\mu (I_\eta - I_\mu) &= \sum M_{\nu i}
\end{aligned} \tag{5.23}$$

Przyjęty sposób prowadzenia kadłuba kombajnu, z założenia nie pozwala na jego duże przemieszczenia kątowe względem środka masy. Aby ułatwić analizę sprecyzowano, za Autorami [85], odpowiednie założenia, które pozwoliły uprościć równania (5.23). Są to następujące założenia:

- dla analizy małych kątów, układ kątów Eulera można zmodyfikować w taki sposób aby operować na kątach obrotu ciała względem poszczególnych osi układu xyz ,
- można pominąć człony z iloczynami prędkości (np. dla maszyny o długości 2 m i $A = \pm 1$ mm, amplituda przyspieszeń jest o trzy rzędy większa od iloczynu prędkości występujących w równaniach (5.23).
- układ xyz położeniu równowagi statycznej pokrywa się on z układem $\eta\nu\mu$,
- analiza dotyczy małych drgań ciała m wokół położenia równowagi statycznej,

Wtedy równania (5.23) można zapisać w następującej postaci [84, 85]:

$$\begin{aligned}
I_x \ddot{\phi}_x &= \sum M_{xi} \\
I_y \ddot{\phi}_y &= \sum M_{yi} \\
I_z \ddot{\phi}_z &= \sum M_{zi}
\end{aligned} \tag{5.24}$$

Należy jednak zaznaczyć, że jeśli układy xyz oraz $\eta\nu\mu$ w położeniu równowagi statycznej bryły posiadają wspólny początek, ale osie główne nie pokrywają się z osiami xyz to równania ruchu przyjmują następującą postać [34]:

$$\begin{aligned}
I_x \ddot{\phi}_x - I_{xy} \ddot{\phi}_y - I_{xz} \ddot{\phi}_z &= \sum M_{xi} \\
I_y \ddot{\phi}_y - I_{yx} \ddot{\phi}_x - I_{yz} \ddot{\phi}_z &= \sum M_{yi} \\
I_z \ddot{\phi}_z - I_{zx} \ddot{\phi}_x - I_{zy} \ddot{\phi}_y &= \sum M_{zi}
\end{aligned} \tag{5.25}$$

gdzie:

$I_{xy} = I_{yx}$, $I_{xz} = I_{zx}$, $I_{yz} = I_{zy}$ są momentami dewiacji bryły m względem osi układu xyz obliczone w położeniu równowagi statycznej.

Wzór (5.25) pozwala na wprowadzenie korekty wzoru w przypadku, gdy kąty odchylenia osi głównych od osi układu $\eta\nu\mu$ będą większe niż zakładane.

W rezultacie otrzymujemy dynamiczne równania ruchu kombajnu jednoorganowego, które w postaci macierzowej możemy zapisać jako:

$$\begin{bmatrix} m & m & m & I_x & I_y & I_z \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} \ddot{x}_s \\ \ddot{y}_s \\ \ddot{z}_s \\ \ddot{\varphi}_x \\ \ddot{\varphi}_y \\ \ddot{\varphi}_z \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} P_x \\ P_y \\ P_z \\ M_x \\ M_y \\ M_z \end{bmatrix} \quad (5.26)$$

Siły znajdujące się po prawej stronie równania są siłami oddziaływań zewnętrznych w kierunku odpowiednich osi a momenty są momentami oddziaływań zewnętrznych względem odpowiednich osi. Na obciążenia zewnętrzne składają się zredukowane siły i momenty od urabiania, ładowania i grawitacji oraz siły tarcia płóz, reakcje w płozach i siły w łańcuchu napędowym.

Aby możliwe było określenie wartości sił w płozach, zgodnie z przyjętymi wzorami (5.21), określić należy przemieszczenie każdej z płóz w przestrzeni. Przemieszczenie to zależy od ruchu środka masy kombajnu oraz obrotu kombajnu. Istotnym jest, że poprzez ruch kombajnu rozumie się ruch swobodny w przestrzeni przy uwzględnieniu wspomnianych wcześniej sześciu stopni swobody. Wzór na przemieszczenie $\Delta r_{\varphi i}$, dowolnego punktu w wyniku obrotu kombajnu o małe wartości kątów $\Delta\varphi_x, \Delta\varphi_y, \Delta\varphi_z$, przyjmuje następującą postać:

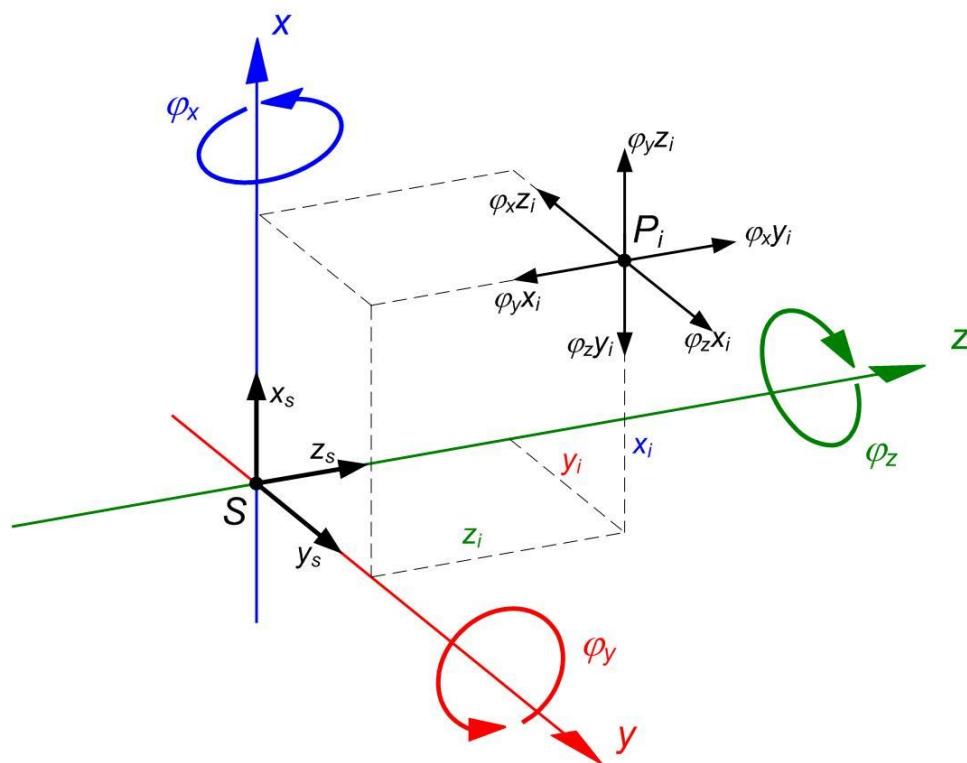
$$\Delta \bar{r}_{\varphi i} = \begin{vmatrix} \hat{i} & \hat{j} & \hat{k} \\ \Delta\varphi_x & \Delta\varphi_y & \Delta\varphi_z \\ x_i & y_i & z_i \end{vmatrix} \quad (5.27)$$

$$\Delta \bar{r}_{\varphi i} = \hat{i}(\Delta\varphi_y z_i - \Delta\varphi_z y_i) + \hat{j}(\Delta\varphi_z x_i - \Delta\varphi_x z_i) + \hat{k}(\Delta\varphi_x y_i - \Delta\varphi_y x_i)$$

Uwzględniając ruch środka masy kombajnu oraz pomijając znak „ Δ ” (dla ułatwienia zapisu), otrzymujemy zależności na przemieszczenie dowolnego punktu kombajnu:

$$\begin{aligned} x_i &= x_s + \varphi_y z_i - \varphi_z y_i \\ y_i &= y_s + \varphi_z x_i - \varphi_x z_i \\ z_i &= z_s + \varphi_x y_i - \varphi_y x_i \end{aligned} \quad (5.28)$$

Interpretację graficzną podanego wzoru (5.28) zilustrowano na rys. 5.16. Naniesione wektory przemieszczeń punktu P_i po zsumowaniu z wektorami przemieszczenia środka masy S dają zależności (5.28).



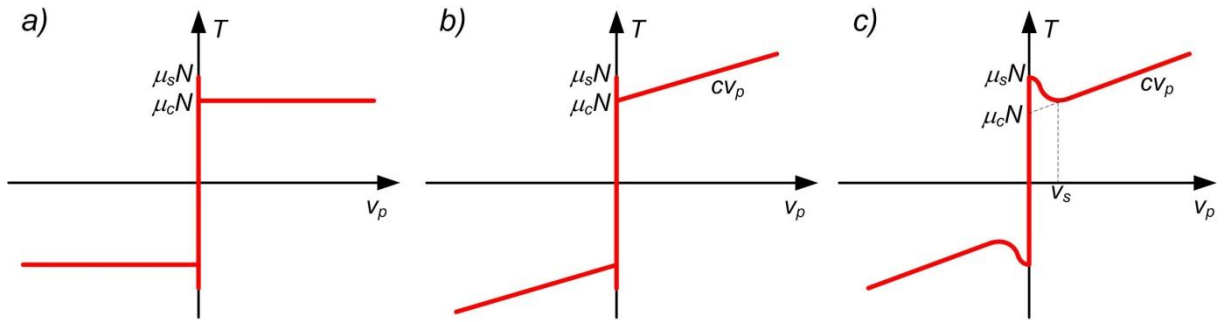
Rys. 5.16. Przesunięcie dowolnego punktu bryły w ruchu swobodnym

5.2.2. Opory ruchu kombajnu

Tarcie jest istotnym zjawiskiem fizycznym, nieodłącznie związanym wytwarzaniem i eksploatacją układów mechanicznych. Tarcie w znaczący sposób wpływa na trwałość, niezawodność oraz opory ruchu. W rozpatrywanym przypadku tarcie analizowane będzie jako zjawisko powodujące określoną siłę oporu przemieszczającego, się po prowadzeniu płozy, kombajnu.

W literaturze spotkać można wiele modeli tarcia i przyjęcie odpowiedniego ma znaczący wpływ na uzyskiwane wyniki [29]. Rys. 5.17 przedstawia, wykresy przebiegów siły tarcia w funkcji prędkości dla różnych modeli tarcia.

Rys. 5.17a przedstawia najprostsze podejście do problemu tarcia, w modelu tym uwzględnia się oprócz tarcia statycznego również tarcie kinetyczne $\mu_c N$. Rys. 5.17b przedstawia podobny model, przy czym wprowadzono wpływ wartości prędkości na wartości siły tarcia (tarcie wiskotyczne) $c v_p$. Rys. 5.17c przedstawia najbardziej złożony model, uwzględniający efekt Stribeck (wymagana jest znajomość wartości prędkości Stribeck v_s oraz wartości współczynnika tarcia Coulomba μ_c).



Rys. 5.17. Przebieg siły tarcia według wybranych modeli

Dobór odpowiedniego modelu tarcia jest bardzo istotny, jednak równie ważna jest znajomość parametrów danego modelu. Stwierdzono jednak, na podstawie zebranych badań, że pomiar współczynnika tarcia przeprowadzony tą samą metodą, ale na różnych maszynach pomiarowych charakteryzuje się dużym rozrzutem. Uzyskane charakterystyki tribologiczne różnią się nawet o kilkaset procent [96].

Przedstawiona wzorem (5.21), zależność na siłę tarcia, obowiązuje do momentu utraty przyczepności ciała z podłożem. W początkowej fazie następuje wzrost siły tarcia od wartości zerowej aż do wartości tarcia rozwiniętego, czyli tarcia statycznego. Po zerwaniu kontaktu następuje ruch i wtedy siła tarcia zapisywana jest za pomocą modelu na rys. 5.17a. Wybrano ten prosty model ze względu na brak wartości parametrów potrzebnych do wykorzystania bardziej skomplikowanych modeli. Przy czym należy zaznaczyć, że uwzględniony został model tarcia z tarcie wiskotycznym oraz efektem Stribeck, który w przypadku znajomości wartości potrzebnych parametrów może zostać zastosowany.

Przebieg wartości siły tarcia, opisaną charakterystyką przedstawioną na rys. 5.17c, zapisać można za pomocą następującego równania [17]:

$$T(v) = \begin{cases} \pm T_s & : v = 0 \\ \left(T_c + (T_s - T_c) \left(\frac{v}{v_s} \right)^2 + T_v |v| \right) \text{sign}(v) & : v \neq 0 \end{cases} \quad (5.29)$$

gdzie:

T_s – siła tarcia statycznego,

T_c – siła tarcia Coulomba,

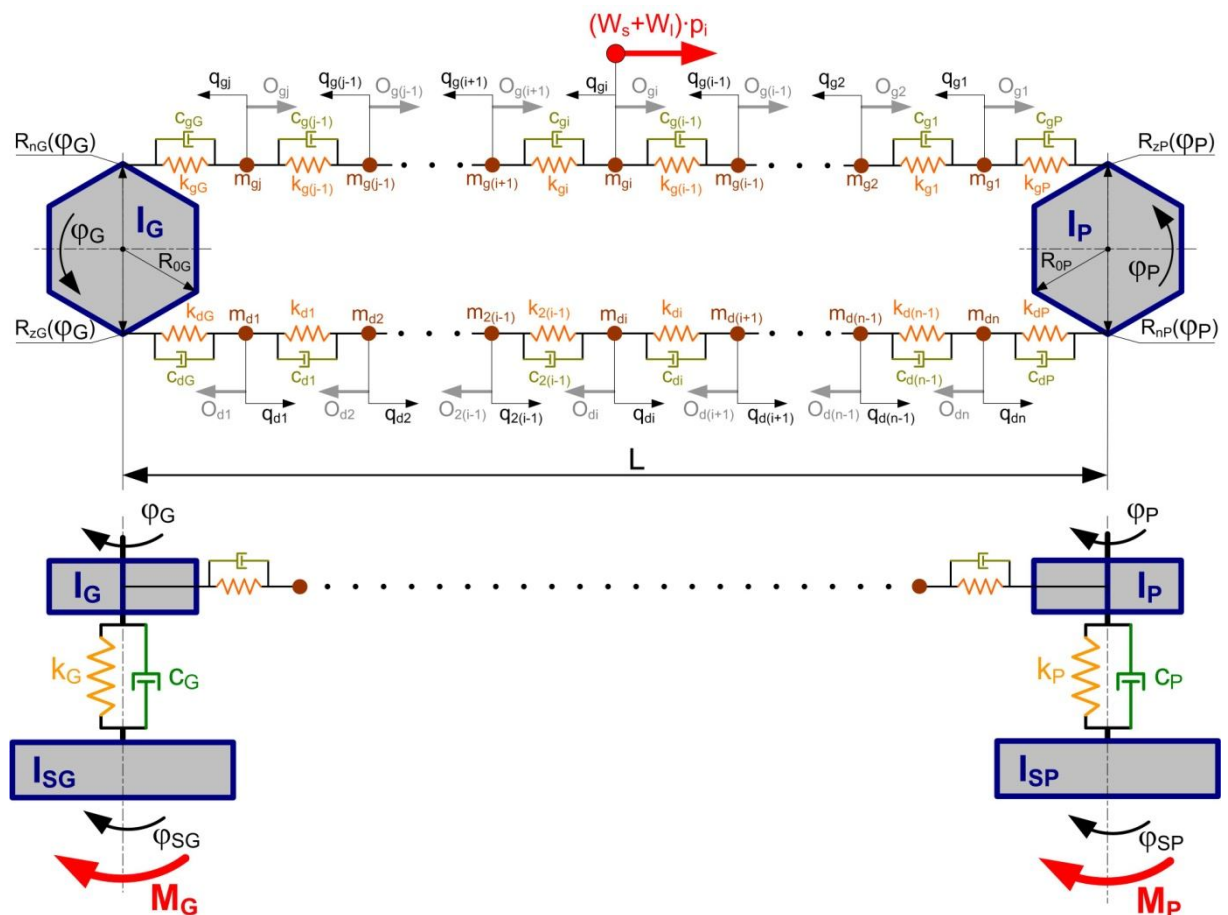
T_v – siła tarcia wiskotycznego,

v_s – prędkość Stribeck.

5.3. Ciężnowy system posuwu

Łańcuch ogniowy, jako element przekazujący siłę posuwu, jest szeroko stosowany w górnictwie w przenośnikach zgrzeblowych i kompleksach strugowych. Ze względu na szereg problemów związanych z ciągnowymi systemami posuwu zostały one wyparte z techniki kombajnowej przez coraz doskonalsze systemy bezciągnowe. Obecnie jednak opracowywane jest jedno rozwiązanie kombajnu z systemem ciągnowym [121].

Kombajn jednoorganowy, jak zostało to już zaznaczone, również wykorzystuje ciągły system posuwu z łańcuchem przewiniętym przez koła łańcuchowe napędów zlokalizowanych w chodnikach przyścianowych. Aby dokonać pełnej analizy obciążenia kombajnu jednoorganowego należy opracować model fizyczny a następnie matematyczny takiego napędu.



każdego odcinka skupiono w jego środku. Do jednego z tych punktów dołączana jest masa głowicy strugowej. Koła łańcuchowe zastąpiono sztywnymi wielobokami i zredukowano do nich momenty bezwładności reduktora i członu napędzanego sprzęgła. Do wieloboku, więzią lepkosprężystą, połączono bryłę obrotową, do której zredukowano moment bezwładności członu napędzającego sprzęgła i wirnika silnika [23, 24].

W modelu uwzględniono wpływ nachylenia poprzecznego wyrobiska i siły tarcia. Opory urabiania i ładowania głowicy strugowej oznaczono na modelu jako $W_s + W_l$. Położenie głowicy określane jest w sposób dyskretny poprzez związanie jej z określoną masą skupioną łańcucha. Dokładny opis wraz z zapisanym modelem matematycznym można znaleźć w literaturze [23, 24].

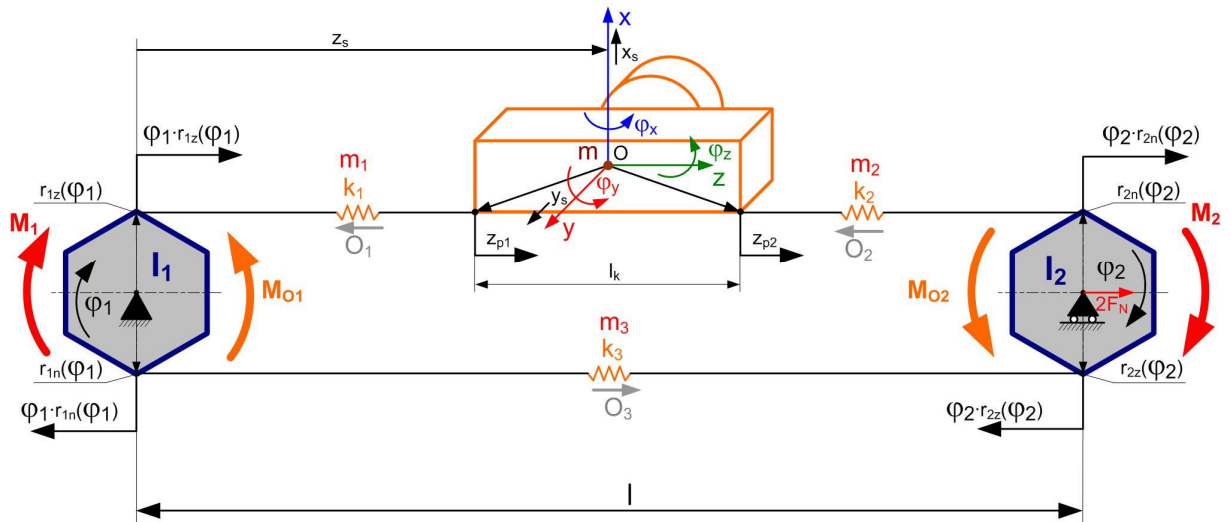
Przedstawiony model wykorzystywany jest w szczególności do analiz dynamiki łańcucha oraz napędów. Model głowicy strugowej sprowadza się do dodania, do określonego stopnia swobody łańcucha, jej masy oraz uwzględnieniu siły skrawania i ładowania. Sama głowica traktowana jest jako punkt materialny. Konsekwencją tego jest brak możliwości uwzględnienia zmiany położenia głowicy podczas eksploatacji. Dlatego też zaproponowane zostanie inne podejście do analizy dynamiki kombajnu z ciągnowym systemem posuwu.

5.3.1. Model fizyczny napędu kombajnu z ciągnowym systemem posuwu

Na podstawie przyjętej konstrukcji oraz szeregu założeń opracowano model fizyczny kombajnu jednoorganowego z ciągnowym systemem posuwu. Tworząc model fizyczny przedstawiony na rys. 5.19 przyjęto następujące założenia:

- momenty bezwładności wirujących części napędów zredukowano do momentów bezwładności kół łańcuchowych,
- poszczególne odcinki łańcucha zastąpiono sprężyną o odpowiedniej długości i współczynniku sprężystości, przy czym uwzględniono, że sprężyna ta może przenosić tylko obciążenia rozciągające,
- zastąpione odcinki łańcucha posiadają ciągłą, równomiernie rozłożoną masę,
- ze względu na duże przełożenie przekładni mechanicznych pominięto podatność sprzęgieł pozostawiając jeden stopień swobody napędów.

Założony model fizyczny jest podstawą do stworzenia modelu matematycznego kombajnu jednoorganowego z ciągnowym systemem posuwu. Na schemat modelu fizycznego naniesione zostały istotne symbole opisujące kombajn z napędami (rys. 5.19).



Rys. 5.19. Model fizyczny kombajnu jednoorganowego z ciągowym systemem posuwu

Na rys. 5.19 oznaczono przez:

- x_s – przemieszczenie środka masy kombajnu w kierunku osi x ,
- y_s – przemieszczenie środka masy kombajnu w kierunku osi y ,
- z_s – przemieszczenie środka masy kombajnu w kierunku osi z ,
- φ_x – kąt obrotu kadłuba kombajnu wokół osi x ,
- φ_y – kąt obrotu kadłuba kombajnu wokół osi y ,
- φ_z – kąt obrotu kadłuba kombajnu wokół osi z ,
- z_{p1} – przemieszczenie pierwszego punktu zaczepienia łańcucha w kierunku osi z ,
- z_{p2} – przemieszczenie drugiego punktu zaczepienia łańcucha w kierunku osi z ,
- φ_1 – kąt obrotu pierwszego koła łańcuchowego,
- φ_2 – kąt obrotu drugiego koła łańcuchowego,
- r_{1z} – promień zbiegania pierwszego koła łańcuchowego,
- r_{1n} – promień nabiegania pierwszego koła łańcuchowego,
- r_{2n} – promień nabiegania drugiego koła łańcuchowego,
- r_{2z} – promień zbiegania drugiego koła łańcuchowego,
- l – odległość między osiami kół łańcuchowych
- l_k – długość kombajnu (odległość między mocowaniami łańcucha),
- M_1 – zredukowany, do koła łańcuchowego, moment napędu pierwszego,
- M_2 – zredukowany, do koła łańcuchowego, moment napędu drugiego,
- M_{O1} – zredukowane, do koła łańcuchowego, opory ruchu napędu pierwszego,
- M_{O2} – zredukowane, do koła łańcuchowego, opory ruchu napędu drugiego,
- $2F_N$ – siła napięcia wstępnego łańcucha,

$I_{1,2}$ – momenty bezwładności koła łańcuchowego, wirnika silnika, elementów reduktora oraz odcinka łańcucha na kole zredukowane do bieguna redukcji związanego z współrzędną φ_1, φ_2 ,

m – masa kombajnu,

m_1 – masa łańcucha między pierwszym kołem łańcuchowym a kombajnem, o długości l_1 (gałąź górna),

m_2 – masa łańcucha między kombajnem a drugim kołem łańcuchowym o długości l_2 (gałąź górna),

m_3 – masa łańcucha między kołem łańcuchowym pierwszym a drugim o długości l_3 (gałąź dolna),

k_1 – zastępczy współczynnik sprężystości łańcucha między kołem łańcuchowym pierwszym a kombajnem (gałąź górna),

k_2 – zastępczy współczynnik sprężystości łańcucha między kombajnem a kołem łańcuchowym drugim (gałąź górna),

k_3 – zastępczy współczynnik sprężystości łańcucha między kołem łańcuchowym pierwszym a drugim (gałąź dolna),

$O_{1,2,3}$ – siła oporu generowana przez łańcuch m_1, m_2, m_3 ,

5.3.2. Dynamiczne równania ruchu kół napędowych

Koło łańcuchowe, współpracujące z łańcuchem napędowym, ma postać wieloboku. Oddziaływanie wieloboku, czyli zmiana promienia, powoduje zmianę prędkość łańcucha oraz zmianę momentu sił obciążenia koła łańcuchowego. Dodatkowo oddziaływanie wieloboku wprowadza drgania poprzeczne łańcucha. Temat współpracy łańcucha z kołem łańcuchowym, przy uwzględnieniu rodzaju ząbienia (normalne, nominalne, specjalne), został w sposób wyczerpujący przedstawiony w kilku pracach naukowych [23, 24].

W pracy [126] znaleźć można wzór opisujący promienie zbiegania i nabiegania wykorzystywane w symulacjach komputerowych:

$$r_k(\varphi_k) = r_{\max} \cdot \cos \left[\left| \text{mod} \left(\varphi_k + \pi, \frac{2\pi}{z_k} \right) - \frac{\pi}{z_k} \right| \right] \quad (5.30)$$

gdzie:

r_k – promień zbiegania/nabiegania,

$r_{\max}$ – maksymalny promień koła łańcuchowego,

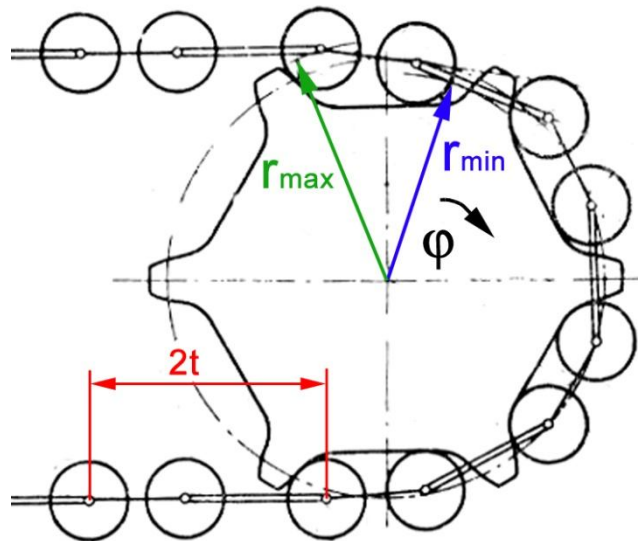
z_k – liczba gniazd koła łańcuchowego,

φ_k – kąt obrotu koła łańcuchowego,

$\text{mod}(a, b)$ – reszta z dzielenia a przez b .

Dokładne opisanie tego problemu pozwala na analizę obciążenia i prędkości kół łańcuchowych oraz zachowania łańcucha w ich obrębie. Jednak w niniejszej pracy, ze względu na cel analizy (kombajn jednoorganowy) oraz problemy z analitycznym wyznaczeniem pochodnej promieni nabiegania, wielobok uproszczono do koła. Badania dotyczące wpływu takiego uproszczenia na uzyskiwane wyniki potwierdzają jego słuszność, szczególnie gdy przedmiotem analizy jest maszyna urabiająca, a nie sam napęd [32]. Należy również zaznaczyć, że przyjęcie do analizy koła łańcuchowego o parzystej liczbie zębów niweluje problem zmienności obciążenia.

Założenie kształtu koła zamiast wieloboku wymaga określenia zastępczego promienia koła łańcuchowego. Łańcuch o podziałce t przewija się przez koło łańcuchowe o liczbie gniazd z_k , promieniu maksymalnym $r_{\max}$ oraz promieniu minimalnym $r_{\min}$ (rys. 5.20). Aby wyznaczyć zastępczy promień koła łańcuchowego r_z konieczne jest przeanalizowanie długości przewiniętego łańcucha podczas obrotu koła o znany kąt.

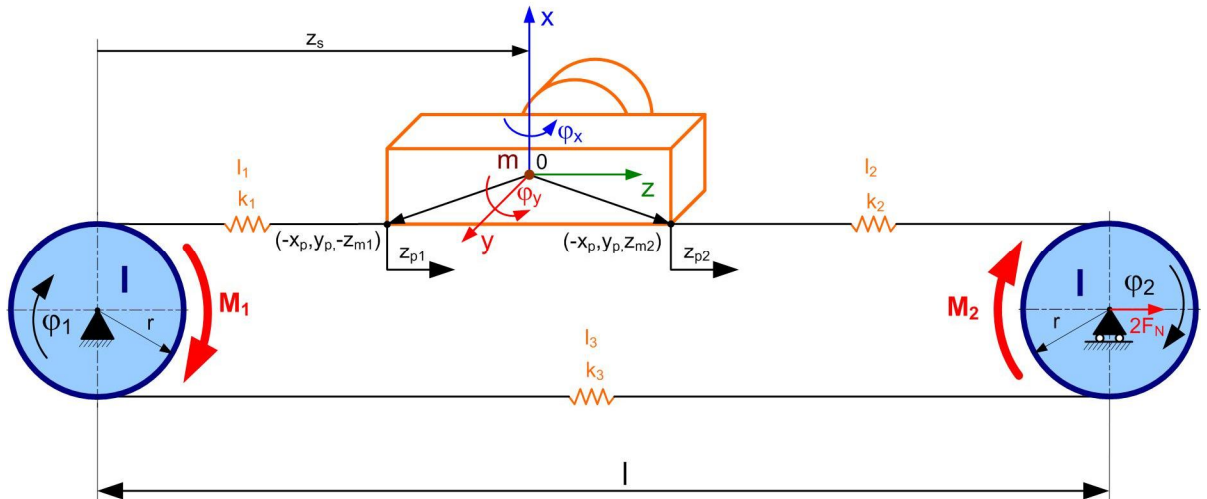


Rys. 5.20. Schemat przewijania łańcucha przez koło łańcuchowe (na podstawie [88])

W wyniku powyższej analizy wyprowadzono wzór na promień zastępczy koła:

$$r_z = \frac{t \cdot z_k}{\pi} \quad (5.31)$$

Uwzględniając powyższe, do wyznaczenia dynamicznych równań ruchu, przyjęto model fizyczny kół napędowych przedstawiony na rys. 5.21.



Rys. 5.21. Model fizyczny do wyznaczenia dynamicznych równań ruchu kół napędowych

Zapisując dynamiczne równania ruchu dla kół napędowych otrzymano:

$$\begin{aligned}
 I_1 \dot{\omega}_1 &= M_1 + k_1 (z_s + \varphi_x \cdot y_p + \varphi_y \cdot x_p - \varphi_1 \cdot r_1) r_1 \dots \\
 &\quad + F_N \cdot r_1 - k_3 (\varphi_1 \cdot r_1 - \varphi_2 \cdot r_2) r_1 - F_N \cdot r_1 \\
 I_2 \dot{\omega}_2 &= M_2 - k_2 (\varphi_2 \cdot r_2 - z_s - \varphi_x \cdot y_p - \varphi_y \cdot x_p) r_2 \dots \\
 &\quad + F_N \cdot r_2 + k_3 (\varphi_1 \cdot r_1 - \varphi_2 \cdot r_2) r_1 - F_N \cdot r_2
 \end{aligned} \tag{5.32}$$

Po przekształceniu otrzymano:

$$\begin{aligned}
 I_1 \dot{\omega}_1 &= M_1 + k_1 (z_s + \varphi_x \cdot y_p + \varphi_y \cdot x_p - \varphi_1 \cdot r_1) r_1 \dots \\
 &\quad + k_3 (\varphi_2 \cdot r_2 - \varphi_1 \cdot r_1) r_1 \\
 I_2 \dot{\omega}_2 &= M_2 + k_2 (z_s + \varphi_x \cdot y_p + \varphi_y \cdot x_p - \varphi_2 \cdot r_2) r_2 \dots \\
 &\quad + k_3 (\varphi_1 \cdot r_1 - \varphi_2 \cdot r_2) r_1
 \end{aligned} \tag{5.33}$$

Przedstawione równania zawierają szereg zmiennych oraz parametrów niestacjonarnych. Zmiennymi w tych równaniach są translacje oraz obroty kombajnu, obroty kół łańcuchowych oraz momenty napędowe, natomiast zmiennymi parametrami są współczynniki sprężystości łańcucha.

Współczynnik sprężystości łańcucha, dla danej odmiany i wielkości, zależy od jego długości. Na podstawie danych katalogowych [112] łańcuchów wyznaczyć można jego sztywność E_0 będącą siłą konieczną do uzyskania jednostkowego wydłużenia.

Sztywność łańcucha obliczyć można z następującego wzoru:

$$E_0 = \frac{F_{pl}}{\Delta l_l} \quad [N] \quad (5.34)$$

gdzie:

E_0 – sztywność łańcucha, N,

F_{pl} – obciążenie próbne, N,

Δl_l – wydłużenie względne przy obciążeniu próbnym, m,

Potrzebny do obliczeń współczynnik sprężystości łańcucha k_l dla jego określonej długości l_l obliczyć można jako iloraz sztywności do jego długości [23]:

$$k_l = \frac{E_0}{l_l} \left[\frac{N}{m} \right] \quad (5.35)$$

gdzie:

k_l – współczynnik sprężystości dla odcinka łańcucha o długości l_l , N/m,

l_l – długość łańcucha, m,

Długości poszczególnych odcinków łańcucha można wyznaczyć uwzględniając następujące założenia (rys. 5.21):

- położenie początkowe kombajnu na długości ściany odpowiada adekwatnemu obrotowi kół napędowych,
- długość odcinka l_1 wynika z kąta obrotu pierwszego koła napędowego i wynosi:

$$l_1 = \varphi_1 \cdot r \quad [m] \quad (5.36)$$

- długość odcinka l_2 wynika z kąta obrotu drugiego koła napędowego i długości ściany i wynosi:

$$l_2 = l - l_k - \varphi_2 \cdot r \quad [m] \quad (5.37)$$

- długość odcinka l_3 wynika z kąta obrotu pierwszego i drugiego koła napędowego oraz długości ściany i wynosi:

$$l_3 = l + \varphi_2 \cdot r - \varphi_1 \cdot r \quad [m] \quad (5.38)$$

Dla przyjętych założeń współczynniki sprężystości poszczególnych odcinków łańcucha wynoszą:

$$k_1 = \frac{E_0}{\varphi_1 \cdot r} \left[\frac{N}{m} \right]$$

$$k_2 = \frac{E_0}{l - l_k - \varphi_2 \cdot r} \left[\frac{N}{m} \right] \quad (5.39)$$

$$k_3 = \frac{E_0}{l + \varphi_2 \cdot r - \varphi_1 \cdot r} \left[\frac{N}{m} \right]$$

Napięcie wstępne łańcucha $2F_N$ jest statycznym obciążeniem mającym na celu kompensację wydłużeń sprężystych pojawiających się podczas jego pracy. Napięcie wstępne powinno mieć taką wartość, aby podczas pracy maszyny nie występował stan zluzowania łańcucha. Właściwa wartość napięcia wstępnego niweluje luzy międzyogniowe i wpływa korzystnie na dynamikę pracy przenośników zgrzeblowych oraz statycznych strugów węglowych [24].

Dla założonej wartości napięcia wstępnego $2F_N$ łańcuch sumarycznie (w gałęzi górnej jak i dolnej) wydłuży się o wartość Δl_{FN} . Wydłużenie Δl_{FN} całego łańcucha wyniesie:

$$\Delta l_{FN} = \frac{F_N}{k_1} + \frac{F_N}{k_2} + \frac{F_N}{k_3} \quad [m] \quad (5.40)$$

Zakłada się, że przyjęta do symulacji odległość między osiami kół łańcuchowych uwzględnia wydłużenie łańcucha spowodowane napięciem wstępnym. Aby kontrolować czy nie występują stany zluzowania łańcucha należy sprecyzować odpowiedni warunek. Stan łańcucha należy kontrolować dla każdego jego odcinka. Warunek ten ma postać:

$$\begin{aligned} z_s + \varphi_x \cdot y_p + \varphi_y \cdot x_p - \varphi_1 \cdot r &> -\frac{F_N}{k_1} \\ \varphi_2 \cdot r_2 - (z_s + \varphi_x \cdot y_p + \varphi_y \cdot x_p) &> -\frac{F_N}{k_2} \\ \varphi_1 \cdot r_1 - \varphi_2 \cdot r_2 &> -\frac{F_N}{k_3} \end{aligned} \quad (5.41)$$

Napięcie wstępne powodując wydłużenie łańcucha wpływa na wartość jego gęstości liniowej ρ_k podanej w katalogu. Wartość zmiany gęstości liniowej nie zależy od jego długości a jedynie od sztywności łańcucha oraz siły napięcia wstępnego, co wykazano poniżej. Wyprowadzenie wzoru na skorygowaną wartość gęstości liniowej ρ łańcucha:

$$k_l = \frac{E_0}{l_l}$$

$$\Delta l_l = \frac{F_N}{k_l} \wedge k_l = \frac{E_0}{l_l} \Rightarrow \Delta l_l = \frac{l_l \cdot F_N}{E_0} \quad (5.42)$$

$$m_l = \rho_k \cdot l_l$$

$$\rho = \frac{m_l}{l_l + \Delta l_l} \Rightarrow \rho = \frac{\rho_k \cdot l_l}{l_l + \frac{l_l \cdot F_N}{E_0}} \Rightarrow \rho = \frac{\rho_k \cdot l_l \cdot E_0}{l_l \cdot E_0 + l_l \cdot F_N}$$

$$\rho = \rho_k \frac{E_0}{E_0 + F_N} \quad (5.43)$$

5.3.3. Charakterystyka mechaniczna napędu

Kombajn jednoorganowy porusza się z maksymalną prędkością posuwu równą prędkości manewrowej. Biorąc pod uwagę prędkości znamionowe silników oraz promienie zastępcze kół łańcuchowych wyznaczyć można wymagane przełożenie reduktora. W napędach tego typu stosuje się przekładnie planetarne, nowoczesne sprzęgła oraz układy automatyki. W celu analizy zachowania kombajnu założono, że jednostka napędowa składa się z silnika asynchronicznego z wirnikiem klatkowym, reduktora czterostopniowego o wymaganym przełożeniu całkowitym oraz koła łańcuchowego. Zakłada się, że oba napędy mają identyczne charakterystyki uzyskane na drodze doboru charakterystyki sprzęgła hydrokinetycznego.

Charakterystykę mechaniczną silnika asynchronicznego pierścieniowego o dużej mocy można zapisać, za pomocą uproszczonego wzoru Klossa [33]:

$$M_e = 2M_k \frac{1}{\frac{s}{s_k} + \frac{s_k}{s}}$$

$$s = \frac{n_s - n}{n_s} \quad (5.44)$$

$$s_k = \frac{n_s - n_k}{n_s}$$

Wzór (5.44) określa moment mechaniczny M_e wybranego silnika, w funkcji poślizgu s . Charakterystykę silnika określa się za pomocą momentu krytycznego M_k , prędkości synchronicznej n_s oraz prędkości krytycznej n_k . Poślizg n_k , występujący przy prędkości krytycznej, określany jest poślizgiem krytycznym. W stanie pracy ustalonej wzór

można wykorzystać do opisu silnika klatkowego. Charakterystykę zapisaną powyższym wzorem można zmodyfikować, aby uzyskać adekwatny do silnika klatkowego moment rozruchowy.

5.3.4. Uwzględnienie masy łańcucha

We wcześniejszych rozważaniach stworzono model dynamiczny kombajnu jako bryły w ruchu swobodnym. Zapisane zostały również dynamiczne równania ruchu kół łańcuchowych przy założeniu, że łańcuch jest cięgnem bezmasowym. Dlatego też należy jeszcze uwzględnić energię kinetyczną łańcucha, przy założeniu zmiennej masy poszczególnych jego odcinków. Zmienna masa wynika ze zmieniającego się podczas urabiania położenia kombajnu oraz od przemieszczenia kąowego kół łańcuchowych.

Problem opisu, równaniami Lagrange'a II rodzaju, układów o zmiennej masie został poruszony w literaturze stosunkowo niedawno. Autorzy [4, 92, 93] zajmowali się między innymi opisem układów o zmiennej masie wynikającej z rozwijającego się przewodu. W publikacjach tych wykazano, że powszechnie stosowane równania Lagrange'a II rodzaju wymagają uwzględnienia odpowiednich składników korekcyjnych pozwalających na poprawny opis układów o zmiennej masie.

Równania uzyskane tradycyjnym podejściem do problemu układów o zmiennej masie obciążone są błędem wynikającym z innego wzoru na siłę uogólnioną [93]. W rozpatrywanym przypadku odcinki łańcucha zmieniają swoją masę jednak, masa całego układu pozostaje stała. Dlatego też do analizy całego układu można zastosować równania Lagrange'a II rodzaju bez składników korekcyjnych. Należy jednak zaznaczyć, że w przypadku, gdy konieczna będzie analiza części układu i masa tego nowopowstałego układu będzie się zmieniała w czasie, to należy uwzględnić inny wzór [93].

W rozpatrywanym przypadku równanie Lagrange'a II rodzaju przyjmuje następującą postać:

$$\frac{d}{dt} \frac{\partial E_k}{\partial \dot{q}_i} - \frac{\partial E_k}{\partial q_i} = Q_i \quad (5.45)$$

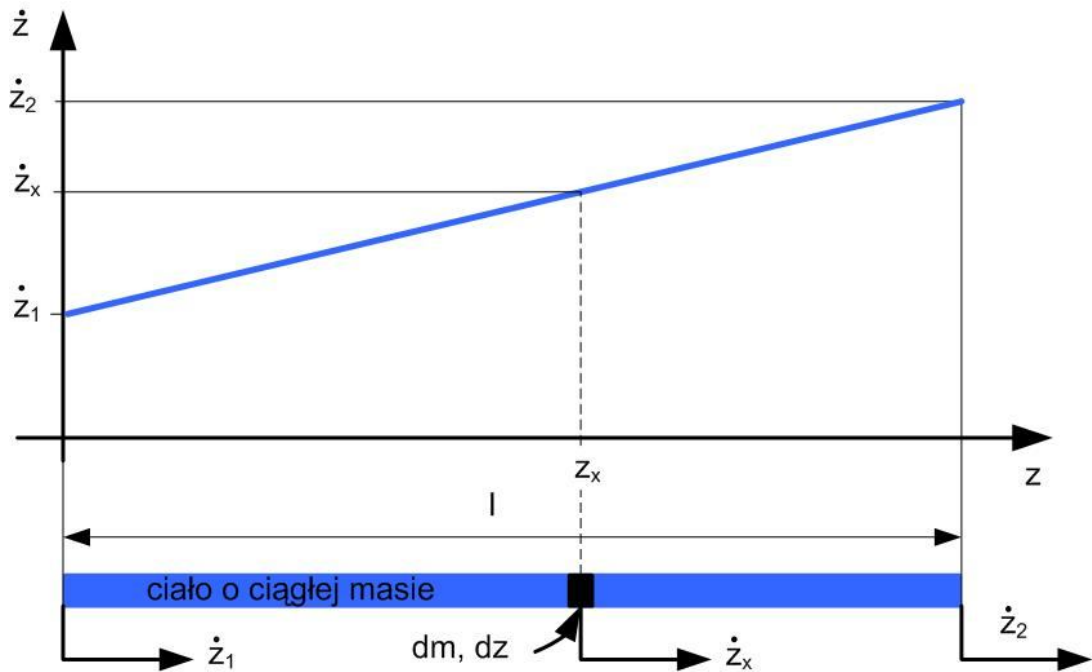
gdzie:

E_k – energia kinetyczna,

Q_i – i -ta siła uogólniona,

q_i – i -ta współrzędna uogólniona,

Zamiast, standardowo stosowanego w równaniu Lagrange'a II rodzaju, lagranżjanu wpisano jedynie energię kinetyczną, jak to zostało wcześniej zaznaczone. Współzrzednymi uogólnionymi są: przemieszczenie w kierunku urabiania z_s , obroty φ_x i φ_y kombajnu względem środka jego masy oraz obroty φ_1 i φ_2 kół łańcuchowych.



Rys. 5.22. Schemat pomocniczy do wyprowadzenia energii kinetycznej ciała o ciągłej masie

Rozpatrywanie poszczególnych odcinków łańcucha o ciągłej masie wymaga wyprowadzenia wzoru na energię kinetyczną takiego elementu. Rys. 5.22 przedstawia ciało o ciągłej masie m , gęstości liniowej ρ oraz długości l . Jego początek porusza się z prędkością $\dot{z}_1$ a koniec z prędkością $\dot{z}_2$. W stanie równowagi statycznej gęstość liniowa ciała na całej jego długości jest stała. Prędkość na długości l zmienia się linowo.

Analizując prędkość dowolnego wycinka łańcucha o długości dz i masie dm otrzymano następującą zależność:

$$\dot{z}_x = \dot{z}_1 + \frac{\dot{z}_2 - \dot{z}_1}{l} z_x \quad (5.46)$$

Znając prędkość oraz masę analizowanego wycinka można zapisać jego energię kinetyczną w postaci:

$$dE_k = \frac{1}{2} dm \cdot \dot{z}_x^2 \Rightarrow dE_k = \frac{1}{2} dz \cdot \rho \cdot \dot{z}_x^2 \quad (5.47)$$

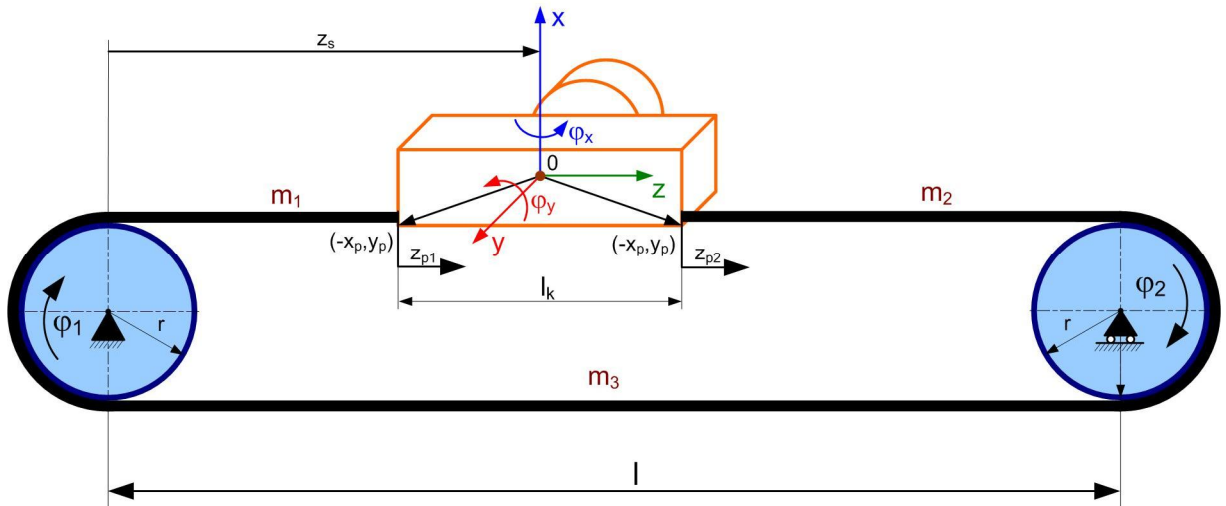
Stąd też energię kinetyczną możemy zapisać jako:

$$E_k = \frac{1}{2} \rho \cdot \int_0^l \dot{z}_x^2 dz \Rightarrow E_k = \frac{1}{2} \rho \cdot \int_0^l \left(\dot{z}_1 + \frac{\dot{z}_2 - \dot{z}_1}{l} \right)^2 dz \quad (5.48)$$

Po scałkowaniu otrzymujemy:

$$E_k = \frac{1}{6} m \left(\dot{z}_1^2 + \dot{z}_1 \dot{z}_2 + \dot{z}_2^2 \right) \quad (5.49)$$

Rys. 5.23 przedstawia model kombajnu z ciągowym systemem posuwu z wyróżnionymi poszczególnymi odcinkami łańcucha o ciągłej i równo rozłożonej masie. Odcinek o masie m_1 rozciągnięty jest od koła łańcuchowego do zaczepu na kadłubie kombajnu, analogicznie odcinek o masie m_2 . Dolna gałąź łańcucha o masie m_3 znajduje się między kołami łańcuchowymi.



Rys. 5.23. Model fizyczny uwzględniający masę łańcucha

Energia kinetyczna, tak przyjętego układu, wynosi:

$$E_k = \frac{1}{6} m_1 \left(\dot{z}_{p1}^2 + \dot{\phi}_1^2 r^2 + \dot{\phi}_1 \dot{z}_{p1} r \right) + \frac{1}{6} m_2 \left(\dot{z}_{p2}^2 + \dot{\phi}_2^2 r^2 + \dot{\phi}_2 \dot{z}_{p2} r \right) \dots \quad (5.50)$$

$$+ \frac{1}{6} m_3 \left(\dot{\phi}_1^2 r^2 + \dot{\phi}_2^2 r^2 + \dot{\phi}_1 \dot{\phi}_2 r^2 \right)$$

Zmiana masy poszczególnych odcinków wynika z przetaczania się łańcucha po koła łańcuchowym. Jak to już zostało przedstawione (na podstawie długości poszczególnych odcinków łańcucha w rozdziale 5.3.2) podczas obrotu koła łańcuchowego o wartość $\Delta\phi_1$ masa m_1 powiększa się o $r\rho\Delta\phi_1$, natomiast masa m_3 zostaje pomniejszona o tę samą wartość. Należy zauważyć, że drgania kombajnu na kierunku z pomimo, że zmieniają długość łańcucha przed i za kombajnem, to jednak nie wpływają na jego masę, a jedynie powodują jego

mniejsze lub większe wydłużenie. Zgodnie z oznaczeniami podanymi na rys. 5.23 można zapisać zależności na m_1 , m_2 oraz m_3 .

$$\begin{aligned} m_1 &= \rho r \varphi_1 \\ m_2 &= \rho (l - l_k - \varphi_2 r) \\ m_3 &= \rho (l + \varphi_2 r - \varphi_1 r) \end{aligned} \quad (5.51)$$

Uwzględnioną we wzorze (5.50) prędkość $\dot{z}_{p1}$, $\dot{z}_{p2}$ zaczepów łańcucha na kadłubie można zapisać na podstawie podanych wcześniej zależności oraz oznaczeń z rys. 5.23.

$$\dot{z}_{p1} = \dot{z}_{p2} = \dot{z}_s + \dot{\phi}_x \cdot y_p + \dot{\phi}_y \cdot x_p \quad (5.52)$$

Uwzględniając zależności (5.51) i (5.52) we wzorze (5.50) otrzymano:

$$\begin{aligned} E_k &= \frac{1}{6} \rho \varphi_1 r \left[\left(\dot{z}_s + \dot{\phi}_x \cdot y_p + \dot{\phi}_y \cdot x_p \right)^2 + \dot{\phi}_1^2 r^2 \dots \right] \dots \\ &\quad + \frac{1}{6} \rho (l - l_k - \varphi_2 r) \left[\left(\dot{z}_s + \dot{\phi}_x \cdot y_p + \dot{\phi}_y \cdot x_p \right)^2 \dots \right. \\ &\quad \left. + \dot{\phi}_2^2 r^2 + \dot{\phi}_2 r \left(\dot{z}_s + \dot{\phi}_x \cdot y_p + \dot{\phi}_y \cdot x_p \right) \right] \dots \\ &\quad + \frac{1}{6} \rho (l + \varphi_2 r - \varphi_1 r) \left(\dot{\phi}_1^2 r^2 + \dot{\phi}_2^2 r^2 + \dot{\phi}_1 \dot{\phi}_2 r^2 \right) \end{aligned} \quad (5.53)$$

Po przeprowadzeniu koniecznych obliczeń oraz przekształceń (załącznik 4) otrzymano pięć równań dynamiki, które można zapisać w postaci macierzowej.

$$M \cdot \ddot{q} = Q \quad (5.54)$$

gdzie:

M – macierz mas,

$\ddot{q}$ – wektor przyspieszeń liniowych oraz kątowych,

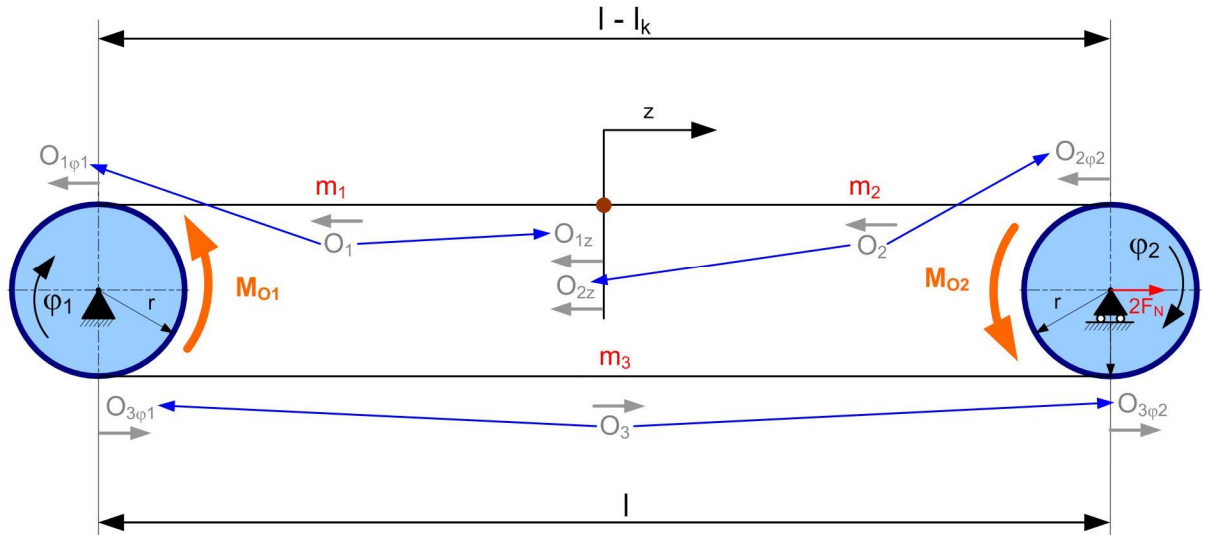
Q – wektor obciążeń.

Ze względu na rozmiar otrzymanych macierzy równanie zostało zapisane w postaci zamieszczonej na następnej stronie. Występujące w wektorze Q obciążenie P_x , P_y , P_z , M_x , M_y , M_z zostanie omówione w rozdziale 5.4.

$$\begin{aligned}
& \begin{bmatrix} \frac{1}{3}\rho\varphi_1 r + \frac{1}{3}\rho(l-l_k-\varphi_2 r) & \frac{1}{3}\rho\varphi_1 y_p r + \frac{1}{3}\rho(l-l_k-\varphi_2 r)y_p & \frac{1}{3}\rho\varphi_1 x_p r + \frac{1}{3}\rho(l-l_k-\varphi_2 r)x_p & \frac{1}{6}\rho\varphi_1 r^2 & \frac{1}{6}\rho(l-l_k-\varphi_2 r)r \\ \frac{1}{3}\rho\varphi_1 y_p r + \frac{1}{3}\rho(l-l_k-\varphi_2 r)y_p & \frac{1}{3}\rho\varphi_1 y_p^2 r + \frac{1}{3}\rho(l-l_k-\varphi_2 r)y_p^2 & \frac{1}{3}\rho\varphi_1 x_p y_p r + \frac{1}{3}\rho(l-l_k-\varphi_2 r)x_p y_p & \frac{1}{6}\rho\varphi_1 y_p r^2 & \frac{1}{6}\rho(l-l_k-\varphi_2 r)y_p r \\ \frac{1}{3}\rho\varphi_1 x_p r + \frac{1}{3}\rho(l-l_k-\varphi_2 r)x_p & \frac{1}{3}\rho\varphi_1 y_p x_p r + \frac{1}{3}\rho(l-l_k-\varphi_2 r)y_p x_p & \frac{1}{3}\rho\varphi_1 x_p^2 r + \frac{1}{3}\rho(l-l_k-\varphi_2 r)x_p^2 & \frac{1}{6}\rho\varphi_1 x_p r^2 & \frac{1}{6}\rho(l-l_k-\varphi_2 r)x_p r \\ \frac{1}{6}\rho\varphi_1 r^2 & \frac{1}{6}\rho\varphi_1 y_p r^2 & \frac{1}{6}\rho\varphi_1 x_p r^2 & \frac{1}{3}\rho(l+\varphi_2 r)r^2 & \frac{1}{6}\rho(l+\varphi_2 r-\varphi_1 r)r^2 \\ \frac{1}{6}\rho(l-l_k-\varphi_2 r)r & \frac{1}{6}\rho(l-l_k-\varphi_2 r)y_p r & \frac{1}{6}\rho(l-l_k-\varphi_2 r)x_p r & \frac{1}{6}\rho(l+\varphi_2 r-\varphi_1 r)r^2 & \frac{1}{3}\rho(2l-l_k-\varphi_1 r)r^2 \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} \ddot{z}_s \\ \ddot{\phi}_x \\ \ddot{\phi}_y \\ \ddot{\phi}_1 \\ \ddot{\phi}_2 \end{bmatrix} = [Q] \\
\\
& [Q] = \begin{bmatrix} \frac{1}{3}\rho\dot{\phi}_2 \dot{z}_s r + \frac{1}{3}\rho\dot{\phi}_2 \dot{\phi}_x y_p r + \frac{1}{3}\rho\dot{\phi}_2 \dot{\phi}_y x_p r + \frac{1}{6}\rho\dot{\phi}_2^2 r^2 - \frac{1}{3}\rho\dot{\phi}_1 \dot{z}_s r - \frac{1}{3}\rho\dot{\phi}_1 \dot{\phi}_x y_p r - \frac{1}{3}\rho\dot{\phi}_1 \dot{\phi}_y x_p r - \frac{1}{6}\rho\dot{\phi}_1^2 r^2 + P_z \\ \frac{1}{3}\rho\dot{\phi}_2 \dot{z}_s y_p r + \frac{1}{3}\rho\dot{\phi}_2 \dot{\phi}_x y_p^2 r + \frac{1}{3}\rho\dot{\phi}_2 \dot{\phi}_y x_p y_p r + \frac{1}{6}\rho\dot{\phi}_2^2 y_p r^2 - \frac{1}{3}\rho\dot{\phi}_1 \dot{z}_s y_p r - \frac{1}{3}\rho\dot{\phi}_1 \dot{\phi}_x y_p^2 r - \frac{1}{3}\rho\dot{\phi}_1 \dot{\phi}_y x_p y_p r - \frac{1}{6}\rho\dot{\phi}_1^2 y_p r^2 + M_x \\ \frac{1}{3}\rho\dot{\phi}_2 \dot{z}_s x_p r + \frac{1}{3}\rho\dot{\phi}_2 \dot{\phi}_x y_p x_p r + \frac{1}{3}\rho\dot{\phi}_2 \dot{\phi}_y x_p^2 r + \frac{1}{6}\rho\dot{\phi}_2^2 x_p r^2 - \frac{1}{3}\rho\dot{\phi}_1 \dot{z}_s x_p r - \frac{1}{3}\rho\dot{\phi}_1 \dot{\phi}_x y_p x_p r - \frac{1}{3}\rho\dot{\phi}_1 \dot{\phi}_y x_p^2 r - \frac{1}{6}\rho\dot{\phi}_1^2 x_p r^2 + M_y \\ \frac{1}{6}\rho r \left[\left(\dot{z}_s + \dot{\phi}_x \cdot y_p + \dot{\phi}_y \cdot x_p \right)^2 + \dot{\phi}_1^2 r^2 + \dot{\phi}_1 r \left(\dot{z}_s + \dot{\phi}_x \cdot y_p + \dot{\phi}_y \cdot x_p \right) \right] - \frac{1}{3}\rho\dot{\phi}_1^2 r^3 - \frac{1}{6}\rho\dot{\phi}_1 \dot{z}_s r^2 - \frac{1}{6}\rho\dot{\phi}_1 \dot{\phi}_x y_p r^2 - \frac{1}{6}\rho\dot{\phi}_1 \dot{\phi}_y x_p r^2 \dots \\ - \frac{1}{6}\rho(\dot{\phi}_2 r - \dot{\phi}_1 r)(2\dot{\phi}_1 r + \dot{\phi}_2 r^2) - \frac{1}{6}\rho r (\dot{\phi}_1^2 r^2 + \dot{\phi}_2^2 r^2 + \dot{\phi}_1 \dot{\phi}_2 r^2) + M_1 \\ \frac{1}{6}\rho\dot{\phi}_2 r (2\dot{\phi}_2 r^2 + \dot{z}_s r + \dot{\phi}_x y_p r + \dot{\phi}_y x_p r) - \frac{1}{6}\rho r \left[\left(\dot{z}_s + \dot{\phi}_x \cdot y_p + \dot{\phi}_y \cdot x_p \right)^2 + \dot{\phi}_2^2 r^2 + \dot{\phi}_2 r \left(\dot{z}_s + \dot{\phi}_x \cdot y_p + \dot{\phi}_y \cdot x_p \right) \right] \dots \\ - \frac{1}{6}\rho(\dot{\phi}_2 r - \dot{\phi}_1 r)(2\dot{\phi}_2 r^2 + \dot{\phi}_1 r^2) + \frac{1}{6}\rho r (\dot{\phi}_1^2 r^2 + \dot{\phi}_2^2 r^2 + \dot{\phi}_1 \dot{\phi}_2 r^2) + M_2 \end{bmatrix} \quad (5.55)
\end{aligned}$$

5.3.5. Opory ruchu łańcucha i napędu

Przedstawione w rozdziale 5.1.1 rozważania na temat oporów tarcia generowanych przez płozy kombajnu dotyczą również oporów generowanych przez napęd oraz poszczególne gałęzie łańcucha. Rys. 5.24 przedstawia schemat przyjętych do analizy oporów ruchu.



Rys. 5.24. Schemat do wyznaczenia oporów ruchu łańcucha i napędów

Opory M_{O1} i M_{O2} przyjęto jako wartości stałe, wynikające ze sprawności napędów [103]. Wyznaczenie oporów ruchu O_1 , O_2 , O_3 łańcucha jest bardziej złożonym problemem. Jeżeli prędkość początku łańcucha jest przeciwna do prędkości jego końca, to część łańcucha generuje siłę tarcia przeciwną do siły tarcia pozostałego łańcucha. W analizowanym przypadku prędkości zmiennych uogólnionych są dodatnie. Należy jednak wyznaczyć, zgodnie z definicją siły uogólnionej, wpływ oporów tarcia poszczególnych gałęzi łańcucha na odpowiednie współrzędne $O_{1\varphi1}$, $O_{3\varphi1}$, $O_{2\varphi2}$, $O_{3\varphi2}$, O_{1z} , O_{2z} . Wzór na siłę uogólnioną ma następującą postać [83]:

$$O_{nj} = \sum_{i=1}^m T_{ni} \cdot \frac{\partial \bar{r}_{ni}}{\partial q_{nj}} \quad (5.56)$$

gdzie:

O_{nj} – siła uogólniona związana z j -tą współrzędną działająca na n -tym odcinkiem,

m – liczba działających na układ sił,

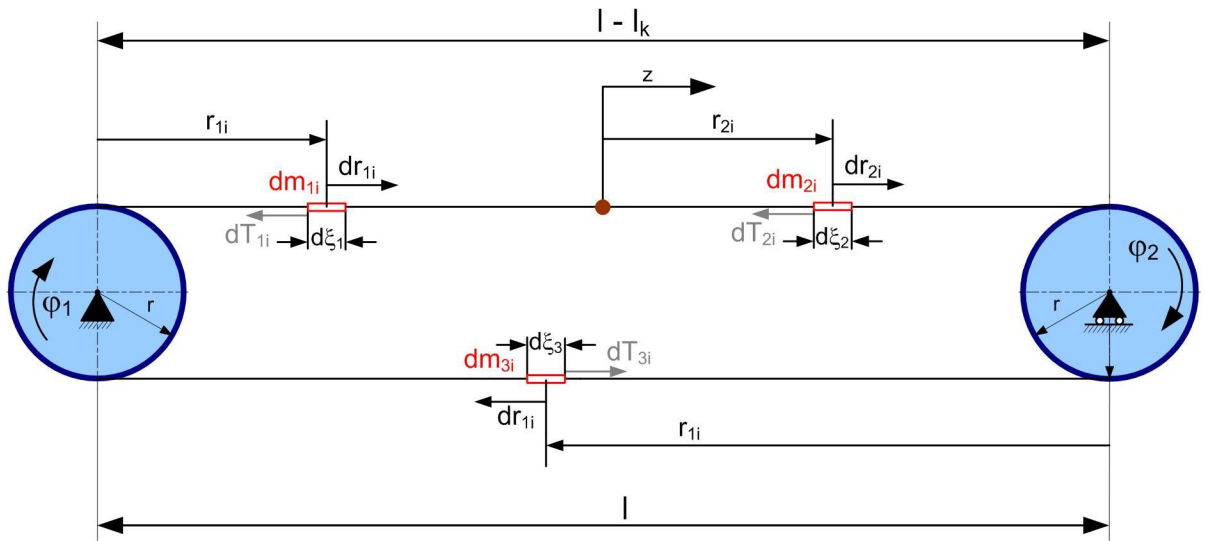
T_{ni} – siła tarcia przyłożona w punkcie r_{ni} ,

j – liczba współrzędnych uogólnionych dla n -tego odcinka,

n – analizowany odcinek łańcucha.

Wyznaczenie wartości sił uogólnionych działających na poszczególne współrzędne uogólnione przeprowadzić należy dla każdego z trzech odcinków łańcucha. Rys. 5.25 przedstawia schemat do wyznaczenia wartości sił uogólnionych. Długość odcinka o masie elementarnej dm_{1i} opisują współrzędne φ_1 oraz z . Długość odcinka o masie elementarnej dm_{2i} opisują współrzędne z oraz φ_1 . Długość odcinka o masie elementarnej dm_{3i} opisują współrzędne φ_1 oraz φ_2 . W położeniu określonym współrzędną r_{ni} rozpatruje się odcinek łańcucha o podanej masie dm_{ni} oraz długości $d\xi_n$. Odcinek dm_{ni} generuje siłę tarcia dT_{ni} i może przemieścić się o dr_{ni} . Dla każdego z odcinków wyznaczono wzór na r_{ni} :

$$\begin{aligned} r_{1i} &= \varphi_1 r + \frac{z - \varphi_1 r}{z} \xi \\ r_{2i} &= z + (\varphi_2 r - z) \frac{\xi - z}{l - l_k - z} \\ r_{3i} &= \varphi_2 r + \frac{\varphi_1 r - \varphi_2 r}{l} \xi \end{aligned} \quad (5.57)$$



Rys. 5.25. Rysunek pomocniczy do wyznaczenia wartości sił uogólnionych

Współrzędne uogólnione zmieniając swoje wartości wpływają na gęstość łańcucha:

$$\begin{aligned} \rho_1 &= \frac{\varphi_1 r}{z} \rho \\ \rho_2 &= \frac{l - l_k - \varphi_2 r}{l - l_k - z} \rho \\ \rho_3 &= \frac{\varphi_2 r - \varphi_1 r + l}{l} \rho \end{aligned} \quad (5.58)$$

Uwzględniając powyższe, wartości sił tarcia generowanych przez elementarne masy łańcucha, zapisać można jako:

$$dT_{ni} = g\mu\rho_n d\xi \quad (5.59)$$

Dla każdego odcinka łańcucha obliczono pochodne r_i , po każdej z dwóch opisujących go współrzędnych. Następnie zgodnie z podanym wzorem (5.56) obliczono wartości sił uogólnionych przyłożonych do tych współrzędnych. Obliczenia pochodnych oraz całek przeprowadzone zostały symbolicznie w programie MathCad. Wartości poszukiwanych sił, zgodnie z oznaczeniami przyjętymi na rys. 5.24, wynoszą:

$$\begin{aligned} O_{1\varphi 1} &= g\rho_1\mu r \frac{z}{2}, & O_{1z} &= g\rho_1\mu \frac{\varphi_1 r}{2} \\ O_{2z} &= g\rho_2\mu \frac{l-l_k-\varphi_2 r}{2}, & O_{2\varphi 2} &= g\rho_2\mu r \frac{l-l_k-z}{2} \\ O_{3\varphi 2} &= g\rho_3\mu r \frac{l}{2}, & O_{3\varphi 1} &= g\rho_3\mu r \frac{l}{2} \end{aligned} \quad (5.60)$$

Otrzymane wartości sił zbliżone są do połowy wartości siły tarcia wyznaczonej dla całej długości danej gałęzi. Współczynnik tarcia μ , w zależności od zastosowanego modelu, należy zastąpić odpowiednimi zależnościami.

5.4. Podsumowanie

Przedstawione rozważania pozwoliły na zbudowanie kompletnego dynamicznego modelu fizycznego i matematycznego obciążenia kombajnu jednoorganowego z uwzględnieniem ciągnowego systemu posuwu. Przyjęty w pracy model różni się od znanych modeli, przeznaczonych do analizy kombajnów ścianowych oraz strugów z ciągnowym systemem posuwu. Z istotnych różnic warto podkreślić, że dopuszcza sześć stopni swobody kombajnu, ciągłą i równomiernie rozłożoną masę łańcucha oraz zjawisko zmiany masy poszczególnych odcinków łańcucha podczas pracy kombajnu. Należy jednak zwrócić uwagę na jego ograniczenia. Ze względu na uproszczenie dotyczące koła łańcuchowego oraz opisanie odcinków łańcucha modelem ciągłym nie nadaje się on do szczegółowej analizy samego napędu czy też łańcucha. Nie można również, za jego pomocą, analizować drgań poprzecznych łańcucha. Można jednak, oprócz przeprowadzonych w niniejszej pracy analiz, symulować pełen rozruch kombajnu.

W rozdziale 5.2 wyprowadzono macierzowe równanie ruchu kombajnu jednoorganowego. W rozdziale 5.3 skupiono się na ciągnowym systemie posuwu kombajnu

jednoorganowego. Wyprowadzono dynamiczne równania ruchu kół łańcuchowych, opracowano model napędu, uwzględniono masę łańcucha oraz opory generowane przez napędy oraz łańcuch. Otrzymane zależności przedstawić można w postaci, wygodnego do dalszych prac, równania macierzowego (5.65).

Występujące w wektorze Q obciążenie $P_x, P_y, P_z, M_x, M_y, M_z$ uwzględnia opory urabiania, ładowania, grawitacji oraz obciążenia wynikające z nacisków płóz oraz oporów ruchu. Wartość tego obciążenia można zapisać jako:

$$\begin{aligned} P_x &= P_{xk} + N_1 + N_2 + N_3 + N_4 \\ P_y &= P_{yk} - T_{b1} - R_{y2} - T_{b3} - R_{y4} \\ P_z &= P_{zk} - T_1 - T_2 - T_3 - T_4 + P_2 - P_1 - O_{1z} - O_{2z} \end{aligned} \quad (5.61)$$

$$\begin{aligned} M_x &= M_{zk} + P_2 y_p - P_1 y_p + T_1 y_1 - T_2 y_2 + T_3 y_1 - T_4 y_2 \dots \\ &\quad + T_{b1} z_1 + R_{y2} z_2 - T_{b3} z_3 - R_{y4} z_4 \\ M_y &= M_{yk} + P_2 x_p - P_1 x_p + N_1 z_1 + N_2 z_2 - N_3 z_3 - N_4 z_4 \dots \\ &\quad - T_1 x_1 - T_2 x_2 - T_3 x_1 - T_4 x_2 \\ M_z &= M_{zk} + N_1 y_1 - N_2 y_2 + N_3 y_1 - N_4 y_2 \dots \\ &\quad + T_{b1} x_1 + R_{y2} x_2 + T_{b3} x_1 + R_{y4} x_2 \end{aligned} \quad (5.62)$$

Gdzie siły reakcji bocznych R_{y2} oraz R_{y4} przyjmują wartość:

$$\begin{aligned} R_{y2} &= T_{b2} + B_2 \\ R_{y4} &= T_{b4} + B_4 \end{aligned} \quad (5.63)$$

Uwzględniając opory ruchu łańcucha działające na koła napędowa dynamiczne równania kół napędowych zapisać można jako:

$$\begin{aligned} I_1 \dot{\omega}_1 &= M_1 + k_1 (z_s + \varphi_x \cdot y_p + \varphi_y \cdot x_p - \varphi_1 \cdot r_1) r_1 \dots \\ &\quad + k_3 (\varphi_2 \cdot r_2 - \varphi_1 \cdot r_1) r_1 - O_{1\varphi1} - O_{3\varphi1} \\ I_2 \dot{\omega}_2 &= M_2 + k_2 (z_s + \varphi_x \cdot y_p + \varphi_y \cdot x_p - \varphi_2 \cdot r_2) r_2 \dots \\ &\quad + k_3 (\varphi_1 \cdot r_1 - \varphi_2 \cdot r_2) r_1 - O_{2\varphi2} - O_{3\varphi2} \end{aligned} \quad (5.64)$$

$$\begin{bmatrix}
m & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\
0 & m & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\
0 & 0 & m + \frac{1}{3}\rho\varphi_1 r + \frac{1}{3}\rho(l-l_k-\varphi_2 r) & \frac{1}{3}\rho\varphi_1 y_p r + \frac{1}{3}\rho(l-l_k-\varphi_2 r)y_p & \frac{1}{3}\rho\varphi_1 x_p r + \frac{1}{3}\rho(l-l_k-\varphi_2 r)x_p & 0 & \frac{1}{6}\rho\varphi_1 r^2 & \frac{1}{6}\rho(l-l_k-\varphi_2 r)r \\
0 & 0 & \frac{1}{3}\rho\varphi_1 y_p r + \frac{1}{3}\rho(l-l_k-\varphi_2 r)y_p & I_x + \frac{1}{3}\rho\varphi_1 y_p^2 r + \frac{1}{3}\rho(l-l_k-\varphi_2 r)y_p^2 & \frac{1}{3}\rho\varphi_1 x_p y_p r + \frac{1}{3}\rho(l-l_k-\varphi_2 r)x_p y_p & 0 & \frac{1}{6}\rho\varphi_1 y_p r^2 & \frac{1}{6}\rho(l-l_k-\varphi_2 r)y_p r \\
0 & 0 & \frac{1}{3}\rho\varphi_1 x_p r + \frac{1}{3}\rho(l-l_k-\varphi_2 r)x_p & \frac{1}{3}\rho\varphi_1 y_p x_p r + \frac{1}{3}\rho(l-l_k-\varphi_2 r)y_p x_p & I_y + \frac{1}{3}\rho\varphi_1 x_p^2 r + \frac{1}{3}\rho(l-l_k-\varphi_2 r)x_p^2 & 0 & \frac{1}{6}\rho\varphi_1 x_p r^2 & \frac{1}{6}\rho(l-l_k-\varphi_2 r)x_p r \\
0 & 0 & 0 & 0 & 0 & I_z & 0 & 0 \\
0 & 0 & \frac{1}{6}\rho\varphi_1 r^2 & \frac{1}{6}\rho\varphi_1 y_p r^2 & \frac{1}{6}\rho\varphi_1 x_p r^2 & 0 & I_1 + \frac{1}{3}\rho(l+\varphi_2 r)r^2 & \frac{1}{6}\rho(l+\varphi_2 r-\varphi_1 r)r^2 \\
0 & 0 & \frac{1}{6}\rho(l-l_k-\varphi_2 r)r & \frac{1}{6}\rho(l-l_k-\varphi_2 r)y_p r & \frac{1}{6}\rho(l-l_k-\varphi_2 r)x_p r & 0 & \frac{1}{6}\rho(l+\varphi_2 r-\varphi_1 r)r^2 & I_2 + \frac{1}{3}\rho(2l-l_k-\varphi_1 r)r^2
\end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} \ddot{x}_s \\ \ddot{y}_s \\ \ddot{z}_s \\ \ddot{\phi}_x \\ \ddot{\phi}_y \\ \ddot{\phi}_z \\ \ddot{\phi}_1 \\ \ddot{\phi}_2 \end{bmatrix} = [Q]$$

$$[Q] = \begin{bmatrix}
P_x \\
P_y \\
\frac{1}{3}\rho\dot{\phi}_2\dot{z}_s r + \frac{1}{3}\rho\dot{\phi}_2\dot{\phi}_x y_p r + \frac{1}{3}\rho\dot{\phi}_2\dot{\phi}_y x_p r + \frac{1}{6}\rho\dot{\phi}_2^2 r^2 - \frac{1}{3}\rho\dot{\phi}_1\dot{z}_s r - \frac{1}{3}\rho\dot{\phi}_1\dot{\phi}_x y_p r - \frac{1}{3}\rho\dot{\phi}_1\dot{\phi}_y x_p r - \frac{1}{6}\rho\dot{\phi}_1^2 r^2 + P_z \\
\frac{1}{3}\rho\dot{\phi}_2\dot{z}_s y_p r + \frac{1}{3}\rho\dot{\phi}_2\dot{\phi}_x y_p^2 r + \frac{1}{3}\rho\dot{\phi}_2\dot{\phi}_y x_p y_p r + \frac{1}{6}\rho\dot{\phi}_2^2 y_p r^2 - \frac{1}{3}\rho\dot{\phi}_1\dot{z}_s y_p r - \frac{1}{3}\rho\dot{\phi}_1\dot{\phi}_x y_p^2 r - \frac{1}{3}\rho\dot{\phi}_1\dot{\phi}_y x_p y_p r - \frac{1}{6}\rho\dot{\phi}_1^2 y_p r^2 + M_x \\
\frac{1}{3}\rho\dot{\phi}_2\dot{z}_s x_p r + \frac{1}{3}\rho\dot{\phi}_2\dot{\phi}_x y_p x_p r + \frac{1}{3}\rho\dot{\phi}_2\dot{\phi}_y x_p^2 r + \frac{1}{6}\rho\dot{\phi}_2^2 x_p r^2 - \frac{1}{3}\rho\dot{\phi}_1\dot{z}_s x_p r - \frac{1}{3}\rho\dot{\phi}_1\dot{\phi}_x y_p x_p r - \frac{1}{3}\rho\dot{\phi}_1\dot{\phi}_y x_p^2 r - \frac{1}{6}\rho\dot{\phi}_1^2 x_p r^2 + M_y \\
M_z \\
\frac{1}{6}\rho r \left[\left(\dot{z}_s + \dot{\phi}_x \cdot y_p + \dot{\phi}_y \cdot x_p \right)^2 + \dot{\phi}_1^2 r^2 + \dot{\phi}_1 r \left(\dot{z}_s + \dot{\phi}_x \cdot y_p + \dot{\phi}_y \cdot x_p \right) \right] - \frac{1}{3}\rho\dot{\phi}_1^2 r^3 - \frac{1}{6}\rho\dot{\phi}_1\dot{z}_s r^2 - \frac{1}{6}\rho\dot{\phi}_1\dot{\phi}_x y_p r^2 - \frac{1}{6}\rho\dot{\phi}_1\dot{\phi}_y x_p r^2 - \frac{1}{6}\rho(\dot{\phi}_2 r - \dot{\phi}_1 r)(2\dot{\phi}_1 r^2 + \dot{\phi}_2 r^2) \dots \\
- \frac{1}{6}\rho r (\dot{\phi}_1^2 r^2 + \dot{\phi}_2^2 r^2 + \dot{\phi}_1\dot{\phi}_2 r^2) + M_1 \\
\frac{1}{6}\rho\dot{\phi}_2 r (2\dot{\phi}_2 r^2 + \dot{z}_s r + \dot{\phi}_x y_p r + \dot{\phi}_y x_p r) - \frac{1}{6}\rho r \left[\left(\dot{z}_s + \dot{\phi}_x y_p + \dot{\phi}_y x_p \right)^2 + \dot{\phi}_2^2 r^2 + \dot{\phi}_2 r (\dot{z}_s + \dot{\phi}_x y_p + \dot{\phi}_y x_p) \right] \dots \\
- \frac{1}{6}\rho(\dot{\phi}_2 r - \dot{\phi}_1 r)(2\dot{\phi}_2 r^2 + \dot{\phi}_1 r^2) + \frac{1}{6}\rho r (\dot{\phi}_1^2 r^2 + \dot{\phi}_2^2 r^2 + \dot{\phi}_1\dot{\phi}_2 r^2) + M_2
\end{bmatrix}$$

(5.65)

6. Badania obciążenia kombajnu jednoorganowego

Zapisany, za pomocą równań, model dynamiczny kombajnu z ciągowym systemem posuwu umożliwia określenie szeregu wielkości opisujących jego zachowanie oraz obciążenie. Ze względu na stopień skomplikowania uzyskanych równań, badania przeprowadzone zostaną w środowisku Matlab. Wyprowadzone zależności zapisane zostały w postaci odpowiednich skryptów. Do rozwiązywania równań różniczkowych wykorzystano metodę Rungego-Kutty IV rzędu.

Numeryczna metoda Rungego-Kutty służy do iteracyjnego rozwiązywania równań różniczkowych zwyczajnych w postaci $z'=f(t,z)$, dla wartości początkowej $z(t_0)=x_0$. W metodzie Rungego-Kutty IV rzędu kolejna poszukiwana wartość zmiennej przyjmuje postać [90]:

$$\begin{aligned} z_{n+1} &= z_n + \Delta z_n \\ \Delta z_n &= \frac{1}{6}(k_1 + 2k_2 + 2k_3 + k_4) \end{aligned} \quad (6.1)$$

Przy czym wartość poszczególnych współczynników, przy założeniu określonej wielkości kroku obliczeń h , wyznacza się następująco:

$$\begin{aligned} k_1 &= h \cdot f(t_n, z_n) \\ k_2 &= h \cdot f\left(t_n + \frac{h}{2}, z_n + \frac{h \cdot k_1}{2}\right) \\ k_3 &= h \cdot f\left(t_n + \frac{h}{2}, z_n + \frac{h \cdot k_2}{2}\right) \\ k_4 &= h \cdot f(t_n + h, z_n + h \cdot k_3) \end{aligned} \quad (6.2)$$

6.1. Weryfikacja opracowanego modelu dynamicznego

Istotnym etapem modelowania jest weryfikacja przyjętego modelu. Wykorzystując stworzony model przeprowadzone zostaną wstępne badania mające na celu sprawdzenie poprawności napisanych skryptów oraz wzorów, na bazie których powstały.

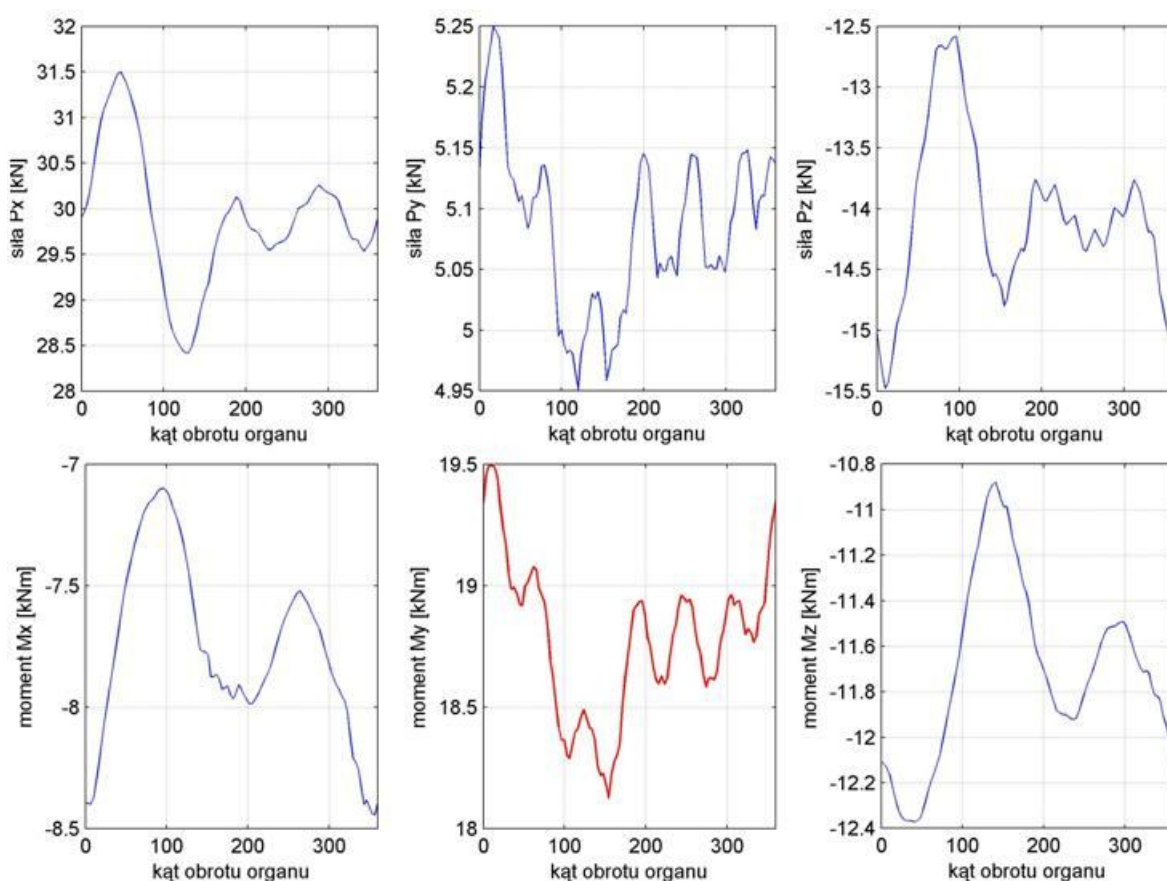
Opisany w dotychczasowych rozważaniach model podzielić można na kilka elementów, które testowane będą niezależnie:

- opory urabiania,

- opory ruchu,
- ruch swobodny bryły,
- wpływ zmiany długości poszczególnych gałęzi łańcucha.

6.1.1. Modelowanie oporów urabiania

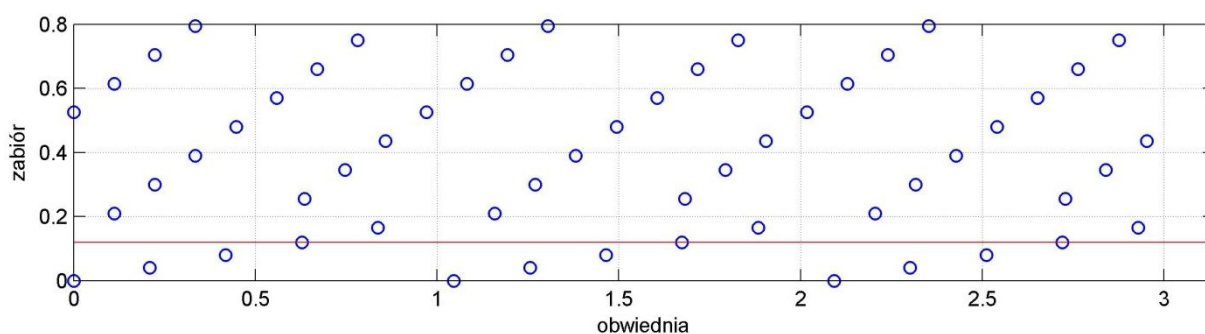
Zapisane w rozdziale 5.1.1 wzory pozwalają obliczyć zredukowane obciążenie organu urabiającego na podstawie schematu układu nożowego oraz oporów urabiania na pojedynczym narzędziu. Na tej podstawie stworzono funkcję wyliczającą poszukiwane obciążenie organu. Rys. 6.1 przedstawia przebiegi sił i momentów zredukowane na koniec organu. Przedstawione przebiegi opracowano dla organu $\phi 1000 \times 830$ oraz przyjętych wcześniej parametrów kinematycznych. Dla każdego z zaprojektowanych organów przeanalizowano uzyskane obciążenie. Współczynniki A , K_s , k_b , k_d wpływające na wartość obciążenia dobrano tak, aby dla wyliczonych parametrów kinematycznych zapotrzebowanie organu na moc, wyliczone z momentu M_y oraz prędkości obrotowej n , wynosiło 110 kW.



Rys. 6.1. Obciążenie zredukowane organu frezującego

Obciążenie organu w znacznej mierze zależy od schematu układu nożowego, dlatego też istotna jest kontrola poprawnego wprowadzenia położenia noży. Wprowadzone do

programu położenie noży wykorzystywane jest do wykreślenia schematu organu. Kontrola wprowadzenia danych polega na porównaniu uzyskanego wykresu z zaprojektowanym układem nożowym. Rys. 6.2 przedstawia układ nożowy, dla którego na rys. 6.1 wykreślono przebiegi sił i momentów.

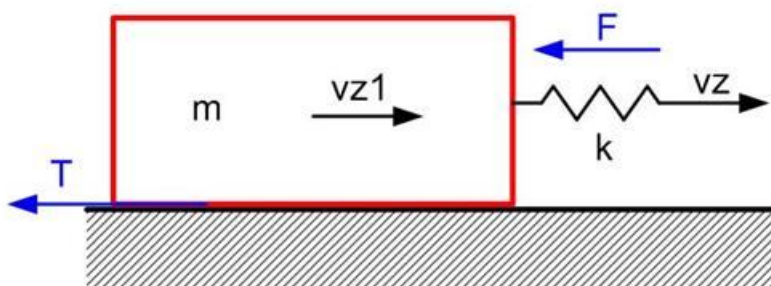


Rys. 6.2. Wygenerowany układ nożowy organu

Dla celów weryfikacji skrypt wykreśla przebiegi obciążenia dla jednego pełnego obrotu organu, natomiast podczas właściwych obliczeń podawane jest chwilowe obciążenie organu w postaci wektora trzech sił oraz trzech momentów, w funkcji prędkości posuwu kombajnu.

6.1.2. Modelowanie oporów tarcia

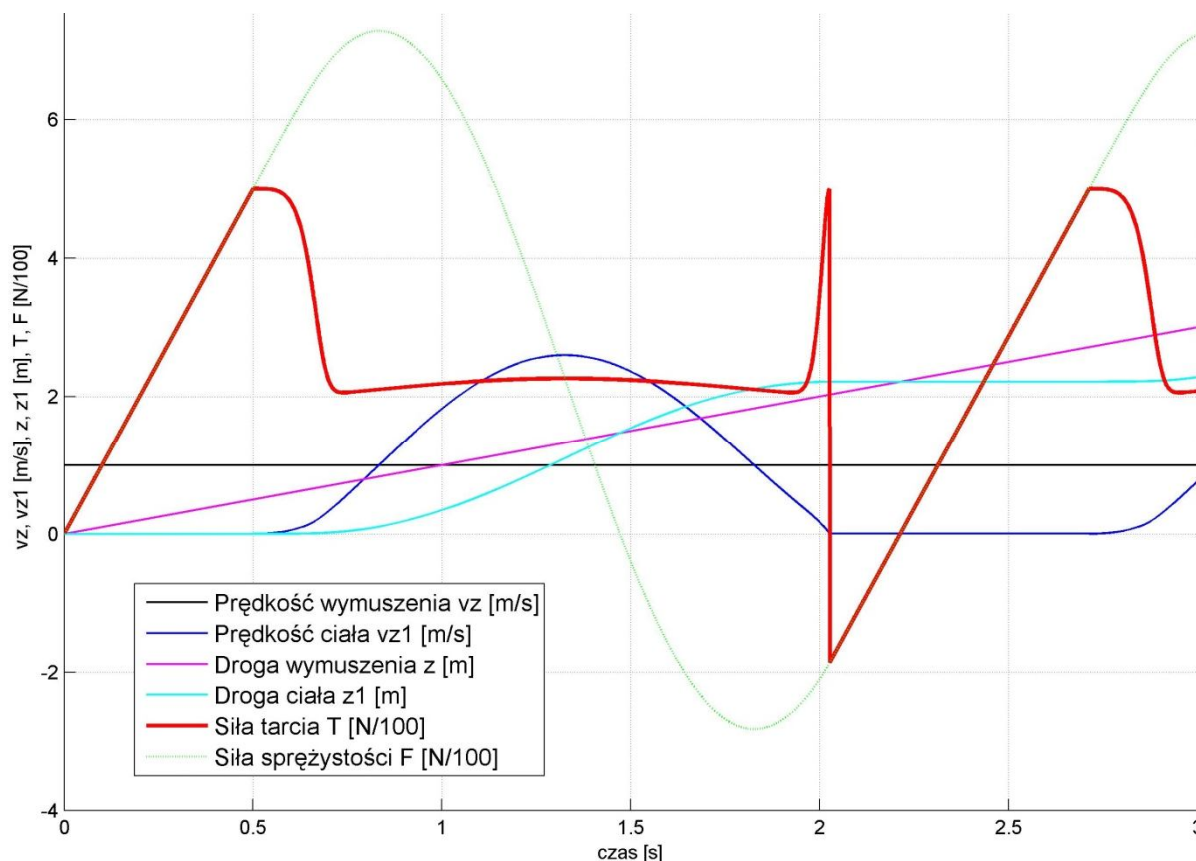
W rozdziale 5.2.2 opisano kilka możliwych do zastosowania modeli tarcia. W celu weryfikacji modelu tarcia zapisanego za pomocą skryptu przyjęto prosty model fizyczny przedstawiony na rys. 6.3. Ciało o masie m ciągnięte jest, za pomocą sprężyny o współczynniku sprężystości k , stałym wymuszeniem kinematycznym v_z . Wykorzystując wzór (4.1) zasymulowano zachowanie przyjętego modelu.



Rys. 6.3. Model fizyczny do kontroli modelu tarcia

W rezultacie otrzymano wykres sił, prędkości oraz przemieszczeń w funkcji czasu (rys. 6.4). W chwili początkowej ciało pozostaje w spoczynku. Wymuszenie kinematyczne powoduje wzrost siły w sprężynie. Siła ta równoważona jest przez narastającą siłę tarcia ciała o podłoże. Po przekroczeniu wartości tarcia rozwinętego następuje ruch ciała, przy

jednoczesnej zmianie wartości tarcia zgodnie z modelem Stribecka. Po przebyciu przez ciało odpowiedniej drogi, w wyniku tłumienia wiskotycznego oraz spadku wartości siły w sprężynie następuje zatrzymanie ruchu, a następnie cykl powtarza się. Wykres przedstawia zachowanie ciała w najbardziej niekorzystnym przypadku, czyli podczas wystąpienia drgań relaksacyjnych.

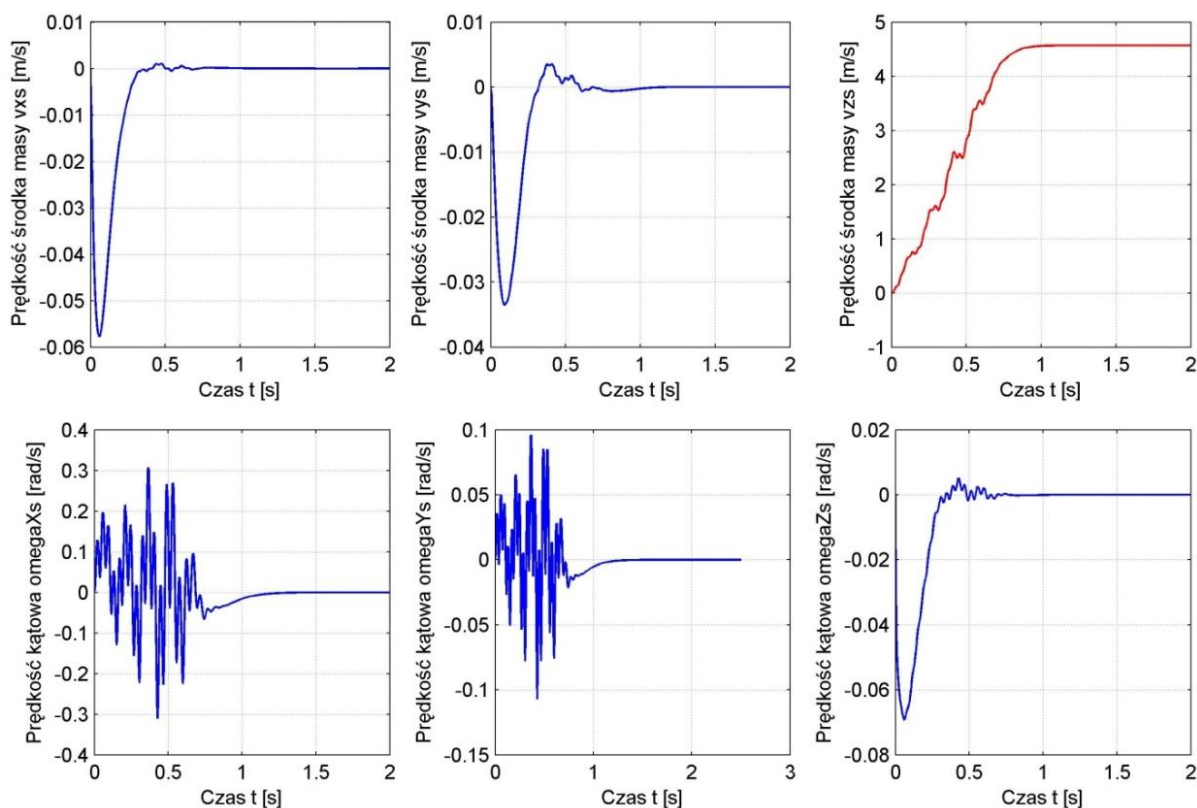


Rys. 6.4. Wykres przebiegów poszczególnych wielkości w czasie

Przyjęty model tarcia umożliwia analizę zachowania obiektu z uwzględnieniem tarcia suchego, kinetycznego, wiskotycznego oraz efektu Stribecka, co w rezultacie pozwala również na symulowanie warunków wystąpienia niekorzystnych drgań relaksacyjnych.

6.1.3. Modelowanie ruchu swobodnego kombajnu

Jednym z kluczowych etapów tworzenia modelu dynamicznego kombajnu było wprowadzenie sztywności płóz kombajnu, przez co kadłub posiada sześć stopni swobody. Rys. 6.5 przedstawia prędkości liniowe i kątowe kadłuba kombajnu od momentu rozruchu do ustabilizowania się drgań kadłuba. Po włączeniu napędów posuwu, kombajn zaczyna drgać w trzech kierunkach oraz względem trzech osi. Następuje wygaszanie drgań a prędkości stabilizują się na wartości zerowej, jedynie prędkość posuwu osiąga założoną wartość. Model symuluje zachowanie kombajnu zgodnie z oczekiwaniami.

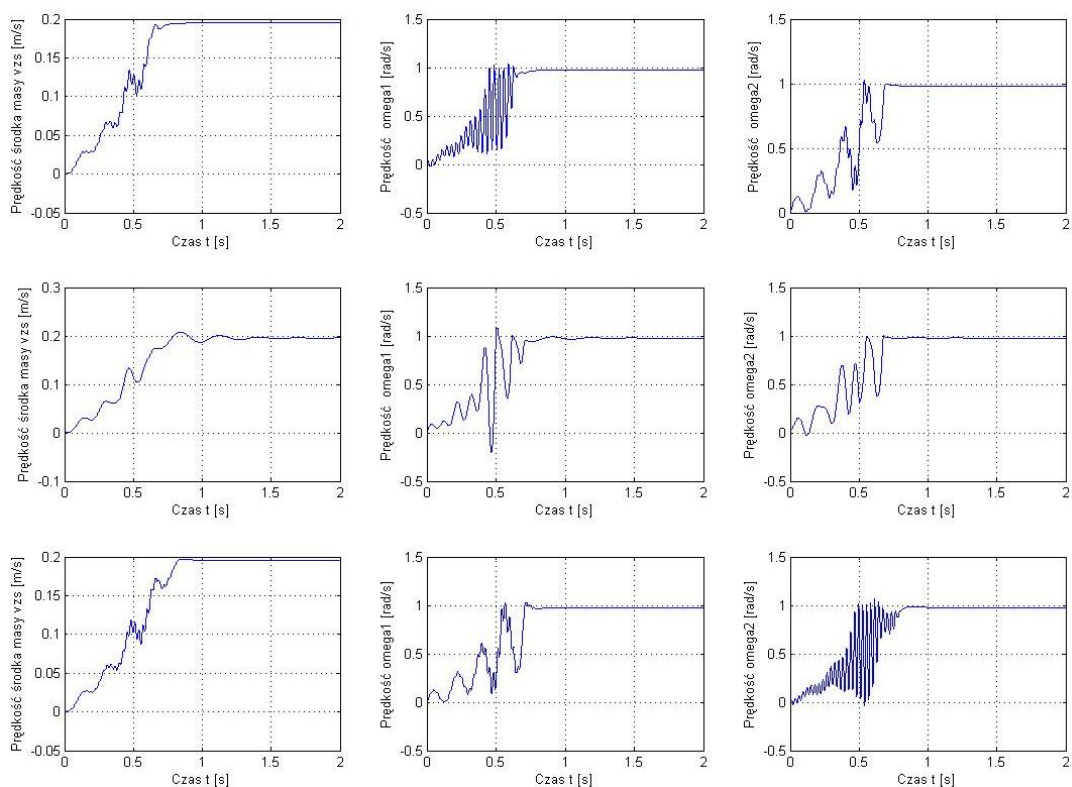


Rys. 6.5. Analiza kombajnu jako bryły w ruchu swobodnym

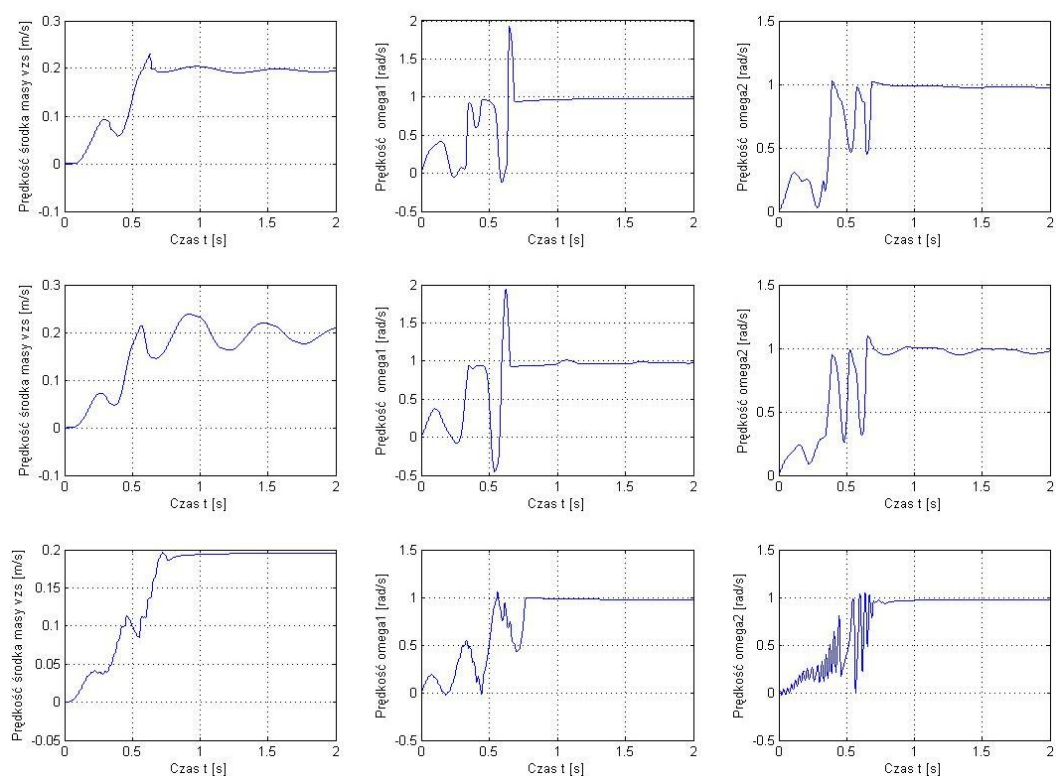
6.1.4. Modelowanie wpływu zmieniającej się masy łańcucha

Uwzględnienie zmieniającej się długości odpowiednich odcinków łańcucha było istotnym etapem tworzenia modelu kombajnu. Zmiana długości łańcucha powoduje zmianę jego masy oraz sztywności. Dla celów weryfikacji stworzono model, gdzie kombajn o sześciu stopniach swobody zastąpiono punktem o jednym stopniu swobody (załącznik 5). Należy zaznaczyć, że opracowany model można wykorzystywać do symulowania zachowania głowicy strugowej z ciągnowym systemem posuwu.

Rys. 6.6 przedstawia przebiegi prędkości posuwu kombajnu oraz prędkości koła łańcuchowego dla ślady o długości 300 m. Pierwszy rząd przedstawia przebiegi dla kombajnu położonego 10 m od początku ślady, drugi dla kombajnu w połowie ślady a trzeci dla kombajnu położonego 290 m od początku ślady. Widać wyraźnie wpływ zmiany długości łańcucha na zachowanie kombajnu. Wykresy sporządzono dla łańcucha prawidłowo napiętego, czyli nie występują stany zluźniania. Rys. 6.7 przedstawia analogiczne wykresy dla łańcucha niewłaściwie napiętego. Prędkości charakteryzują się znacznie mniejszą częstotliwością drgań oraz większymi amplitudami.



Rys. 6.6. Przebiegi prędkości posuwu kombajnu oraz kół łańcuchowych dla prawidłowo napiętego łańcucha



Rys. 6.7. Przebiegi prędkości posuwu kombajnu oraz kół łańcuchowych dla łańcucha niewłaściwie napiętego

6.1. Badania zasadnicze

Wykorzystując, opracowany i sprawdzony pod względem poprawności działania, model kombajnu jednoorganowego wykonano wymagane badania obciążenia kombajnu. Pierwszym etapem badań jest wyznaczenie lub przyjęcie wartości istotnych parametrów badanego obiektu.

6.1.1. Istotne parametry badanego obiektu

Analiza obciążenia jednoorganowego kombajnu ścianowego wymaga sprecyzowania wartości istotnych parametrów. Należy wyznaczyć lub założyć parametry następujących elementów modelu:

- wyrobisko ścianowe (długość, wysokość, nachylenie),
- kombajn ścianowy (masa, momenty bezwładności, wymiary),
- łańcuch z kołem łańcuchowym (sztywność, gęstość liniowa, moment bezwładności, promień zastępczy),
- silnik (moc, moment znamionowy i krytyczny, prędkość znamionowa i krytyczna, moment bezwładności),
- współczynniki tarcia oraz zastępczy współczynnik oporów urabiania.

Zgodnie z przyjętymi we wcześniejszych rozdziałach założeniami długość wyrobiska ścianowego wynosi $L = \{180 \text{ m}, 220 \text{ m}, 260 \text{ m}, 300 \text{ m}\}$, natomiast wysokość ściany wynosi $H = \{1.0 \text{ m}, 1.2 \text{ m}, 1.4 \text{ m}, 1.6 \text{ m}\}$. Założono przeprowadzenie analiz dla wyrobiska poziomego.

Na podstawie projektu wstępnego kombajnu jednoorganowego, przy wykorzystaniu programu Autodesk Inventor, wyznaczona została masa kombajnu, momenty bezwładności oraz położenie środka ciężkości. Dane te zestawiono na rys. 6.8. Otrzymane, w ten sam sposób, kąty odchylenia głównych osi bezwładności kombajnu od osi przyjętego układu odniesienia wynoszą kolejno $R_x = -0.00192 \text{ rad}$, $R_y = 0.04112 \text{ rad}$, $R_z = -0.11083 \text{ rad}$.

Oprócz podanych parametrów istotne są również wymiary oznaczone symbolami na rys. 5.4. Wymiary geometryczne kombajnu, według podanych oznaczeń, zapisano w tab. 6.1. Istotna jest również odległość między mocowaniami łańcucha na kombajnie $l_k = 2.900 \text{ m}$ oraz kąt ustawienia ładowarki $\alpha_l = 1.2217 \text{ rad}$.

Tab. 6.1. Istotne wymiary geometryczne jednoorganowego kombajnu ścianowego w funkcji wysokości ściany

Wysokość ściany H [m]	Parametry zależne od wysokości ściany [m]	Parametry niezależne od wysokości ściany [m]
1.0	$x_l = 0.595, x_2 = 0.340, x_p = 0.275$	$z_l = 0.798, z_2 = 1.298, z_3 = 0.775, z_4 = 1.275,$ $y_l = 0.380, y_2 = 0.600, y_p = 0.780,$ $x_o = -0.147, y_o = 1.475, z_o = 0.011,$ $z_{ll} = 2.539, l_{gl} = 0.460, y_l = 0.050,$ $x_r = -0.147, y_r = 0.400,$
1.2	$x_l = 0.695, x_2 = 0.440, x_p = 0.375$	
1.4	$x_l = 0.795, x_2 = 0.540, x_p = 0.475$	
1.6	$x_l = 0.895, x_2 = 0.740, x_p = 0.575$	

Dane kombajnu:

Masa:

$m = 10\,760$ kg,

Środek ciężkości:

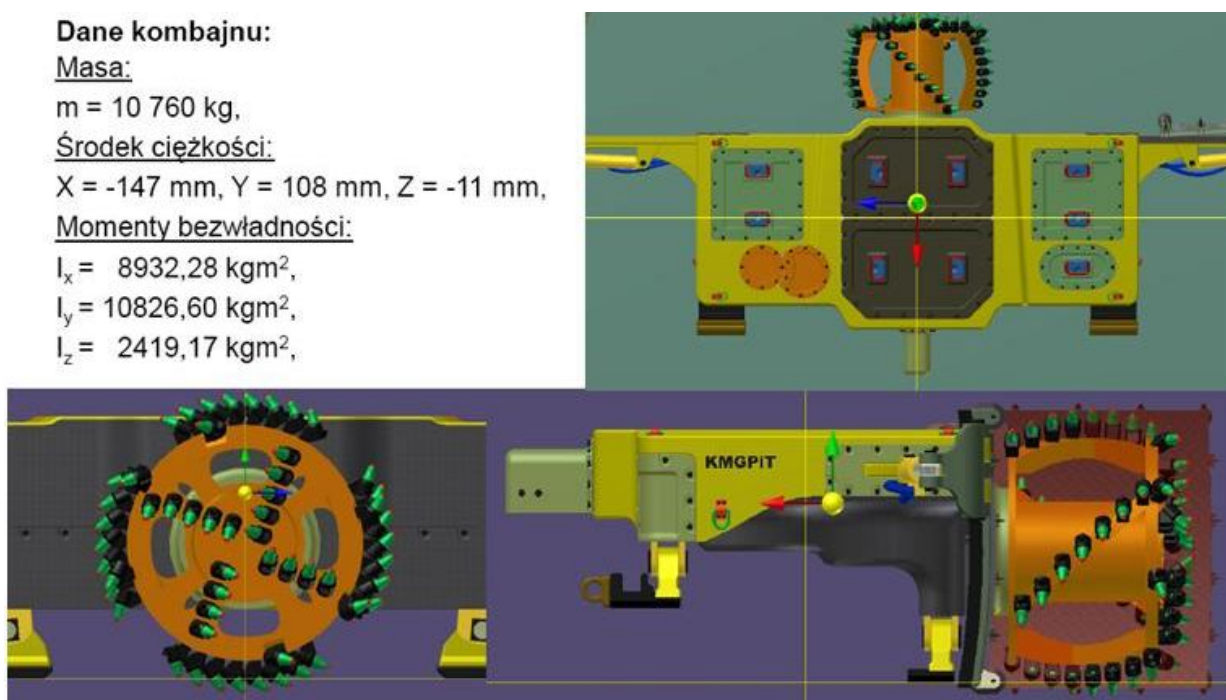
$X = -147$ mm, $Y = 108$ mm, $Z = -11$ mm,

Momenty bezwładności:

$I_x = 8932,28$ kgm²,

$I_y = 10826,60$ kgm²,

$I_z = 2419,17$ kgm²,



Rys. 6.8. Parametry fizyczne kombajnu uzyskane w programie Autodesk Inventor

Tab. 6.2. Parametry łańcucha ogniwowego Thiele THD

Wielkość $d \times t$ [mm]	Gęstość linowa ρ_k [kg/m]	Sztywność E_0 [MN]	Obciążenie zrywające [kN]
18x64	6.6	19.0	407.0
22x86	9.5	28.5	608.0
26x92	13.7	39.8	850.0
38x137	29.0	85.0	1820.0

Parametry łańcucha ogniwowego przyjęto na podstawie katalogu Thiele [112] oraz normy PN-G-46701: Łańcuchy ogniowe górnicze. Założono cztery wielkości łańcucha typu THD (tab. 6.2). Sztywność łańcucha wyliczono na podstawie wzoru podanego w rozdziale 5.3.2. Przyjęcie konkretnej wielkości łańcucha determinuje rozmiar koła łańcuchowego. Założono zastosowanie dla każdego rozmiaru łańcucha, kół o parzystej liczbie gniazd

(6 sztuk) według normy PN-G-46703: Bębny i koła łańcuchowe gniazdowe. Dla każdego koła łańcuchowego, a co za tym idzie dla każdej wielkości łańcucha, wyznaczono jego promień zastępczy. Dodatkowo wyznaczono wartość błędu wynikającego z przyjętego uproszczenia (tab. 6.3).

Tab. 6.3. Parametry koła łańcuchowego

Wielkość $d \times t$ [mm]	Promień zastępczy koła r_z [m]	Błąd δ [%]	Moment bezwładności koła I_k [kgm ²]
18x64	0.122	4.1	0.16
22x86	0.164	4.3	0.60
26x92	0.176	4.5	0.85
38x137	0.262	4.4	3.46

Parametry silnika asynchronicznego przyjęto na podstawie katalogu firmy Damel [22]. Na podstawie wstępnych symulacji przyjęto silnik o następujących parametrach:

- moc znamionowa $P_n = 100$ [kW],
- prędkość obrotowa $n_n = 1456$ [min⁻¹],
- moment znamionowy $M_n = 656$ [Nm],
- krotność momentu rozruchowego $p = 2.4$,
- krotność momentu krytycznego $\lambda = 2.1$,

Znając parametry kół łańcuchowych, silnika, prędkości posuwu kombajnu dla danej wysokości ściany oraz nominalną prędkość posuwu wyznaczono wymagane przełożenie reduktora oraz współczynniki korygujące prędkość posuwu dla określonej wysokości ściany (tab. 6.4).

Tab. 6.4. Przełożenie reduktora oraz współczynnik korygujący prędkość posuwu

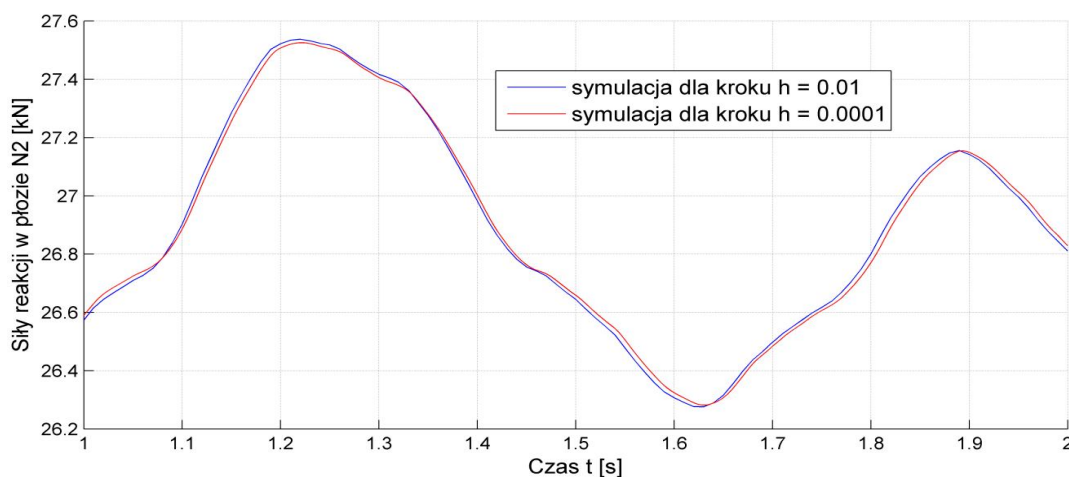
Wielkość $d \times t$ [mm]	Przełożenie reduktora i [-]	Moment bezwładności napędu $I_1=I_2$ [kgm ²]	Współczynnik korygujący prędkość poprzez zastosowanie falownika f [-]			
			$H = 1.0$ m $v_p=12$ m/min	$H = 1.2$ m $v_p=9.9$ m/min	$H = 1.4$ m $v_p=8.5$ m/min	$H = 1.6$ m $v_p=7.5$ m/min
18x64	75.63	17 428	0.8	0.66	0.56	0.5
22x86	101.55	31 964				
26x92	108.56	37 562				
38x137	161.93	80 873				

Współczynniki tarcia przyjęto na podstawie dostępnej literatury [1, 77]. Statyczny współczynnik tarcia płóz kombajnu oraz łańcucha o prowadzenie $\mu = 0.10$, natomiast kinetyczny $\mu = 0.07$. Współczynnik tarcia urobku o spąg $\mu_{ws} = 0.50 \div 0.80$. Współczynnik tarcia urobku od powierzchnię ładowarki $\mu_{wl} = 0.30 \div 0.50$.

6.1.2. Analiza jakościowa obciążenia kombajnu

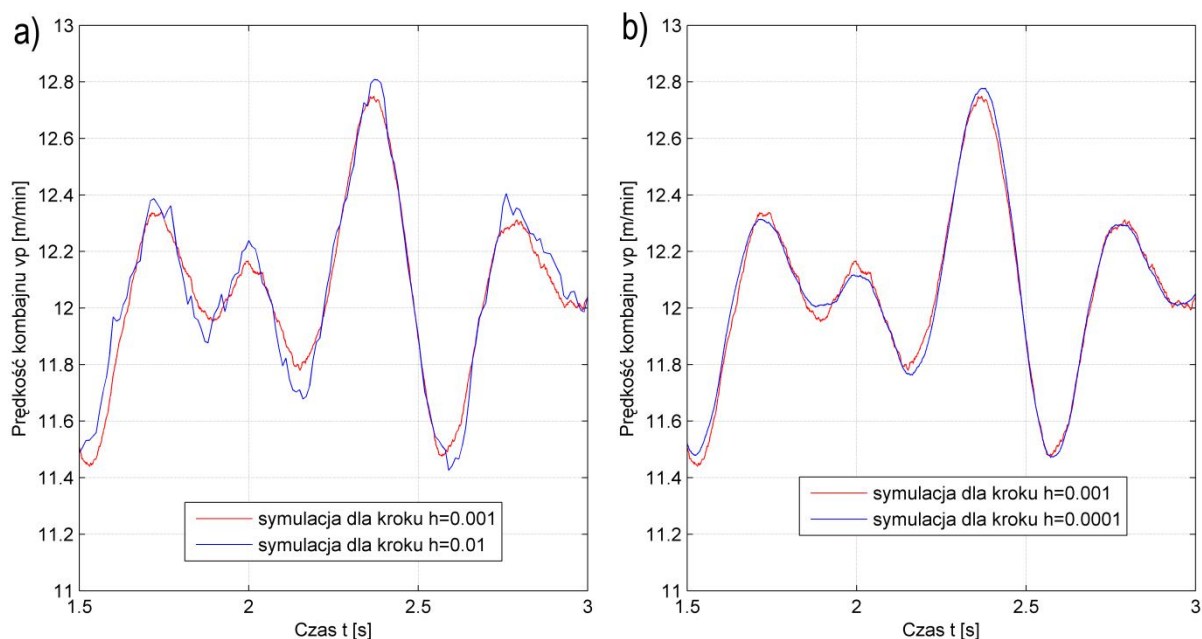
Zmieniając w trakcie badań obciążenia kombajnu wartości poszczególnych parametrów uzyskujemy różne ich konfiguracje. Zmieniając wysokość i długość ściany oraz wielkość łańcucha otrzymano 64 konfiguracje parametrów. Uwzględniając kierunek podsiębierny i nadsiębierny organu otrzymano łącznie 128 różnych konfiguracji. Zakładając sprawdzenie wpływu położenia kombajnu na długości ściany w pięciu położeniach otrzymuje się kilkaset konfiguracji parametrów, które należy użyć do zasymulowania pracy kombajnu. Aby zmniejszyć liczbę symulacji należy przeprowadzić analizę jakościową obciążenia kombajnu i wykluczyć nieistotne konfiguracje parametrów.

Dla przedstawionych w poprzednim rozdziale wartości poszczególnych parametrów przeprowadzono szereg symulacji urabiania kombajnem jednoorganowym. Wyniki tych symulacji pozwoliły na analizę jakościową obciążenia i zachowania kombajnu. Symulacje wykonano dla kroku obliczeniowego o wartości $h=0.01$ s. Krok ustalony został na podstawie porównania wyników symulacji przy różnej jego wartości. Rys. 6.9 przedstawia przebiegi siły reakcji N_2 w płozie, uzyskane dla kroku obliczeń $h=0.01$ s oraz $h=0.0001$ s. Symulacje przeprowadzono dla stałej wartości wskaźnika skrawalności $A=2000$ N/cm. Jednak dla analiz uwzględniających losowy rozrzut wartości wskaźnika skrawalności, należy zmniejszyć krok do wartości $h=0.001$ s lub nawet $h=0.0001$ s (rys. 6.10). Dalsze zmniejszanie wartości kroku nie powoduje znaczącego wzrostu dokładności.

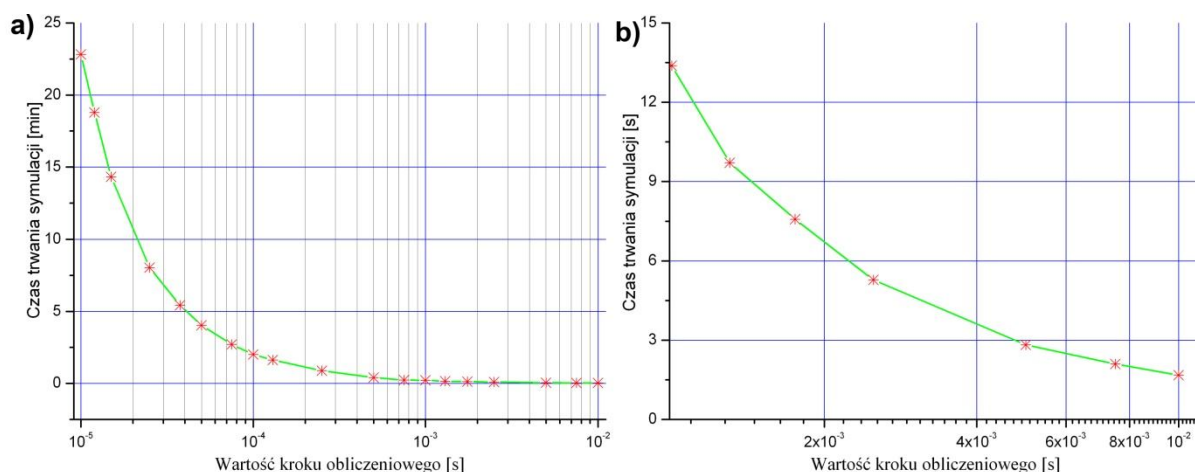


Rys. 6.9. Porównanie wyników symulacji dla różnych wartości kroku obliczeń

Należy jednak mieć na uwadze konsekwencje zmniejszania kroku obliczeń. Czym mniejszy krok, tym dłuższy czas trwania symulacji. Rys. 6.11 przedstawia zależność czasu trwania symulacji od wartości przyjętego kroku obliczeniowego. Aby skrócić czas symulacji do analizy przyjęto trzysekundowe urabianie kombajnem. Rys. 6.11a przedstawia czas trwania symulacji w minutach dla szerokiego zakresu wartości kroku obliczeniowego. Natomiast rys. 6.11b przedstawia czas w sekundach dla możliwego do zastosowania zakresu wartości kroku.



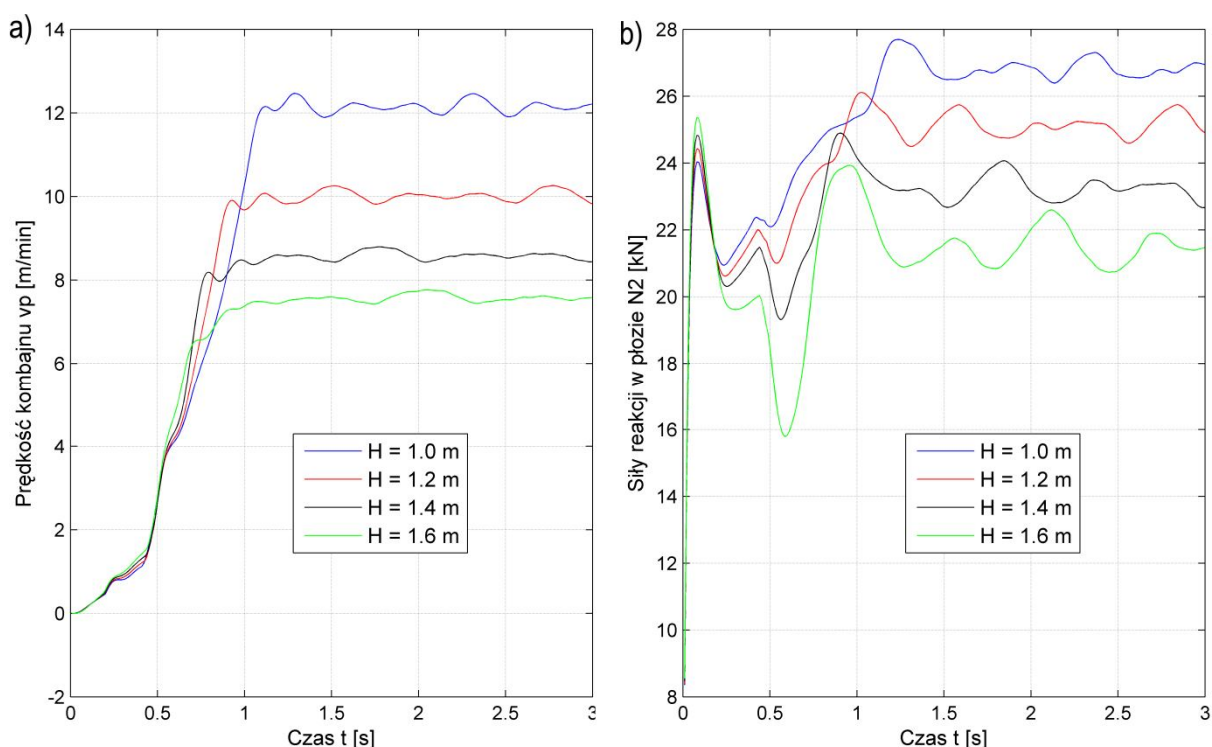
Rys. 6.10. Porównanie wyników symulacji dla a) $h=0.01$ oraz $h=0.001$, b) $h=0.001$ oraz $h=0.0001$



Rys. 6.11. Czas trwania symulacji dla trzech sekund rzeczywistego czasu pracy kombajnu, a) w minutach dla kroku $h=10^{-2} \div 10^{-5}$ s, b) w sekundach dla kroku $h=10^{-2} \div 10^{-3}$ s

Zmiana wysokości ściany pociąga za sobą zmianę wielkości organu, geometrii oraz dopuszczalnej prędkości posuwu kombajnu. Zmiana wielkości zastosowanego łańcucha związana jest ze zmianą jego sztywności i masy a ponadto zmieniana jest średnica kół

napędowych, przełożenia reduktorów oraz zredukowanych momentów bezwładności napędów. Zmiana długości ściany nie wpływa na inne parametry modelu, tak samo jak kierunek obrotów organu. Rys. 6.12a przedstawia wpływ wysokości ściany na przebiegi prędkości posuwu kombajnu. Zgodnie z założeniami prędkość dostosowana jest do wielkości organu. Czas rozruchu zwiększa się ze względu na zmianę oporów skrawania spowodowaną zmianą średnicy organu. Rys. 6.12b przedstawia przykładowy wykres wpływu wysokości ściany na wartość siły reakcji w płozie 2. Numery płóz są zgodne z numerami indeksów przyjętymi na schematach obciążenia kombajnu jednoorganowego.

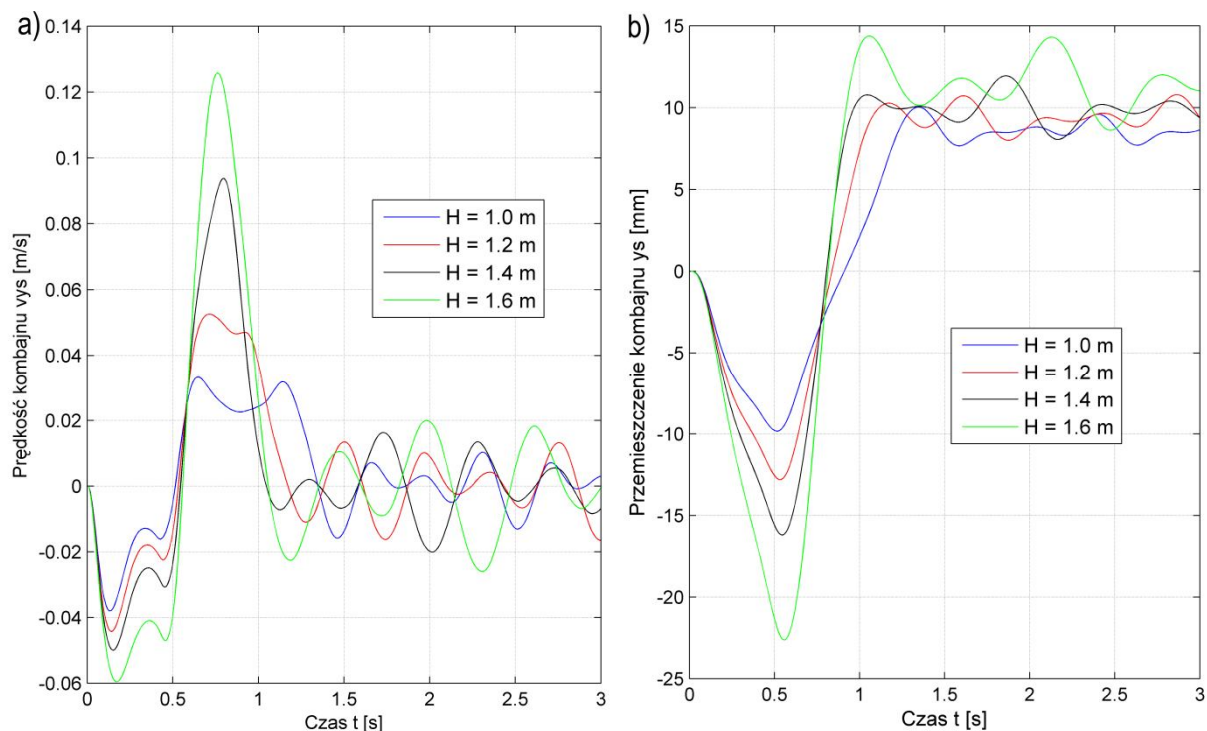


Rys. 6.12. Wpływ wysokości ściany na a) prędkość posuwu kombajnu, b) siłę reakcji w płozie 2

Zmiana oporów urabiania i ładowania, zależnych od wysokości ściany, wpływa na zachowanie kombajnu, czyli na jego prędkości liniowe i kątowe oraz przemieszczenia liniowe i kątowe. Nie zauważono jednak wpływu wysokości ściany na wartości prędkości oraz przemieszczenia kombajnu w kierunku osi x . Wraz ze wzrostem wysokości ściany prędkość v_{ys} kombajnu zwiększa swoją wartość, szczególnie w fazie rozruchu (rys. 6.13a). Takie zachowanie prędkości wpływa na wartość średnią oraz amplitudę przemieszczenia w stanie ustalonym (rys. 6.13b). Poprzez pracę w stan ustalony rozumie się sytuację, gdy prędkość kombajnu oscyluje wokół wartości założonej dla danej średnicy organu.

Prędkość kąтова kombajnu ω_x zwiększa się w fazie rozruchu wraz ze wzrostem obciążenia nawet o 50%. W czasie pracy ustalonej jej amplituda rośnie a częstotliwość maleje. Podobnie prędkość kąтова ω_z zmienia się podczas rozruchu oraz podczas pracy

ustalanej. Wzrost prędkości ω_x oraz ω_z podczas rozruchu wpływa na wartości średnie kątów obrotu kadłuba kombajnu φ_x oraz φ_z podczas pracy ustalonej. Wartość średnia tych kątów zwiększa się nawet o 30%. Zwiększanie średnicy organu najbardziej wpływa na prędkość kątową ω_y (rys. 6.14a), która z kolei zwiększa wartość średnią oraz amplitudę przemieszczenia kątownego podczas pracy ustalonej kombajnu (rys. 6.14b). Zwiększanie wysokości ściany pociąga za sobą zmniejszanie prędkości obrotowej organu, która uwidacznia się spadkiem częstotliwości przedstawionych przebiegów.



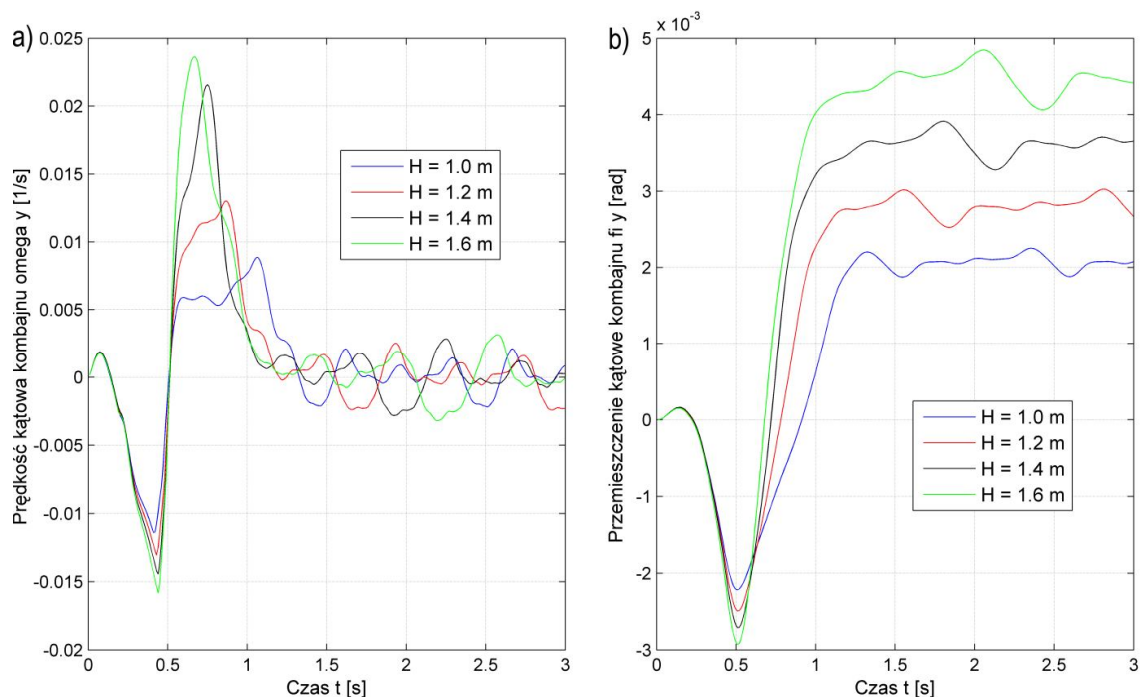
Rys. 6.13. Wpływ wysokości ściany na a) prędkość kombajnu v_{ys} , b) przemieszczenie kombajnu y_s

Na rys. 6.15a przedstawiono wpływ długości ściany na względne wydłużenie 2 odcinka łańcucha. Numer odcinka łańcucha jest zgodny z numerem indeksów przyjętych na schematach modelu fizycznego kombajnu z ciągowym systemem posuwu. Podczas rozruchu łańcuch wydłuża się aż do przedstawionych na wykresie wartości. Wraz ze wzrostem długości ściany wydłużenie względne maleje. Natomiast wydłużenie bezwzględne (rys. 6.15b) rośnie. Nie zauważono znaczącego wpływu długości ściany na siły reakcji w płozach, siły tarcia czy też siły boczne.

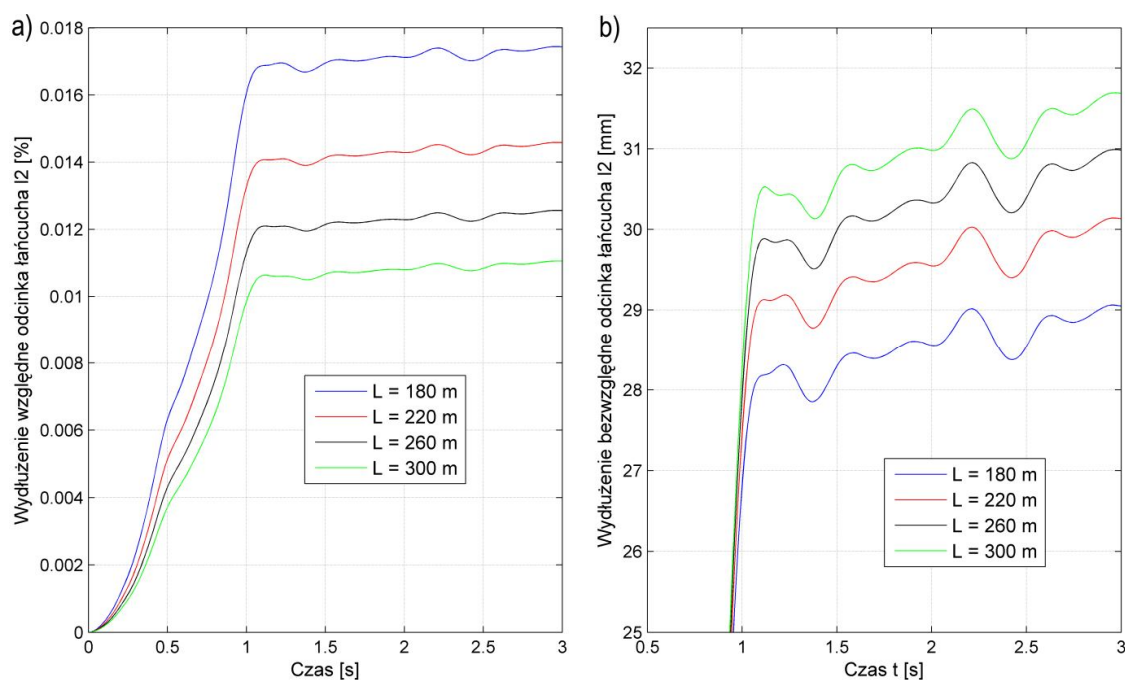
Ze względu na zależność współczynnika sprężystości łańcucha od jego długości, zmiana długości ściany wpływa na siły w zaczepach łańcucha na kombajnie. Dłuższa ściana generuje mniejsze siły w zaczepach. Rys. 6.16 przedstawia wpływ długości ściany na siły P_1 i P_2 . Wartości sił podano bez uwzględnienia napięcia wstępnego łańcucha, stąd też siła P_1 przyjmuje wartość ujemną. W celu wyliczenia wartości rzeczywistego obciążenia należy, do

podanych wartości sił, dodać napięcie wstępne łańcucha. Celowo zastosowano ten zabieg, ponieważ siła napięcia wstępnego przyjmowana jest między innymi na podstawie wartości siły P_I i musi mieć taką wartość, aby nie występował stan zluzowania łańcucha. Wartość siły napięcia wstępnego łańcucha podana zostanie na podstawie wyników wszystkich symulacji.

Zmiana długości ściany nie wpływa, w zauważalny sposób, na prędkości liniowe i kątowe oraz przemieszczenia liniowe i kątowe kombajnu. Wydłużenie łańcucha zwiększa w nieistotnym zakresie czas rozruchu.

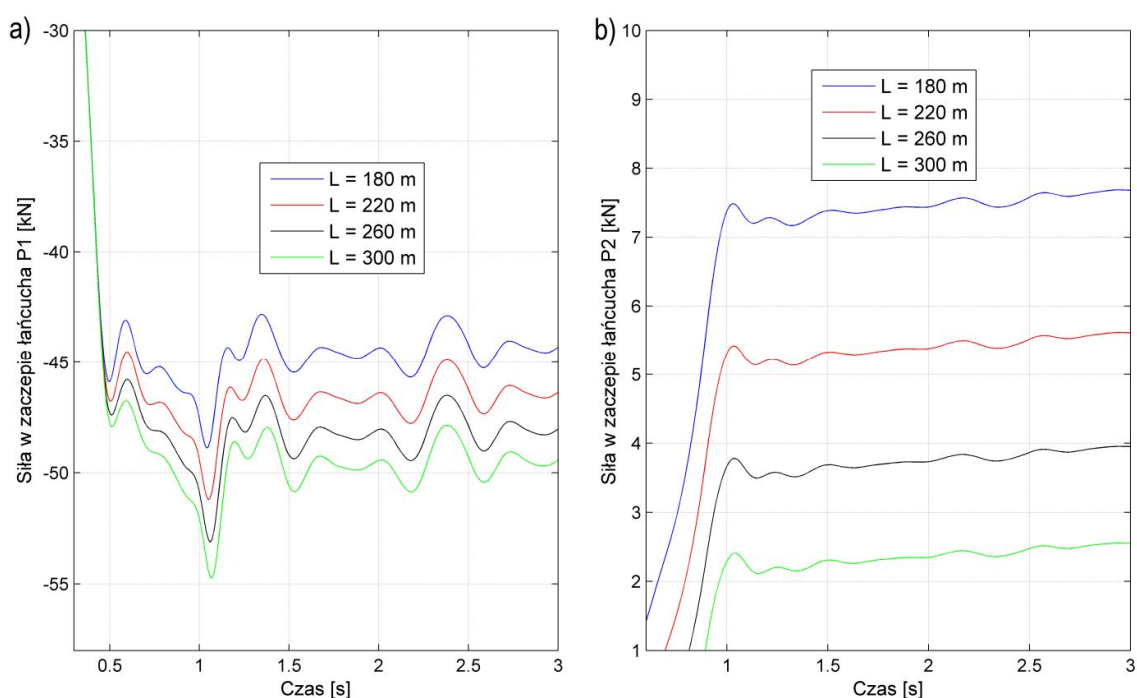


Rys. 6.14. Wpływ wysokości ściany na a) prędkość kombajnu ω_y , b) przemieszczenie kombajnu φ_y

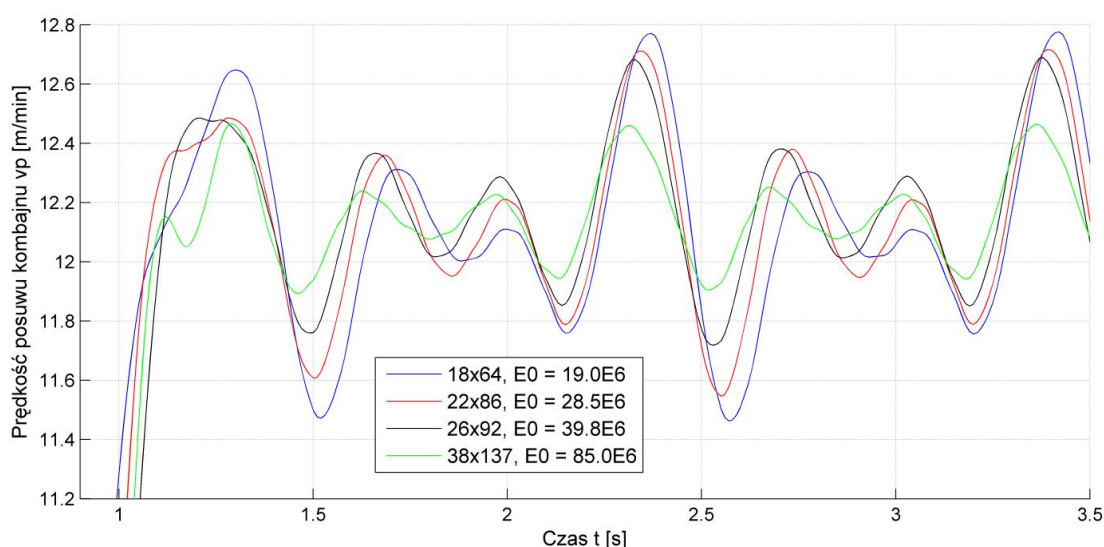


Rys. 6.15. Wpływ długości ściany na a) wydłużenie względne oraz b) bezwzględne łańcucha

Zmiana rozmiaru łańcucha wpływa na zachowanie kombajnu inaczej gdy znajduje się on na początku ściany a inaczej w połowie. Dla kombajnu znajdującego się na początku ściany zmiana wielkości łańcucha zmienia wartości prędkości v_{xs} oraz v_{ys} przy rozruchu. Przebiegi prędkości v_{xs} oraz v_{ys} w nieistotny sposób wpływają na przebiegi x_s oraz y_s . Zmiana wielkości, a co za tym idzie, sztywności łańcucha w znaczący sposób wpływa na amplitudę prędkości posuwu kombajnu (rys. 6.17). Czym większa sztywność łańcucha tym amplituda drgań w kierunku osi z jest mniejsza. Zwiększenie sztywności około czterokrotnie powoduje niemal trzykrotne zmniejszenie amplitudy. Wielkość łańcucha nieznacznie wpływa na czas rozruchu kombajnu.



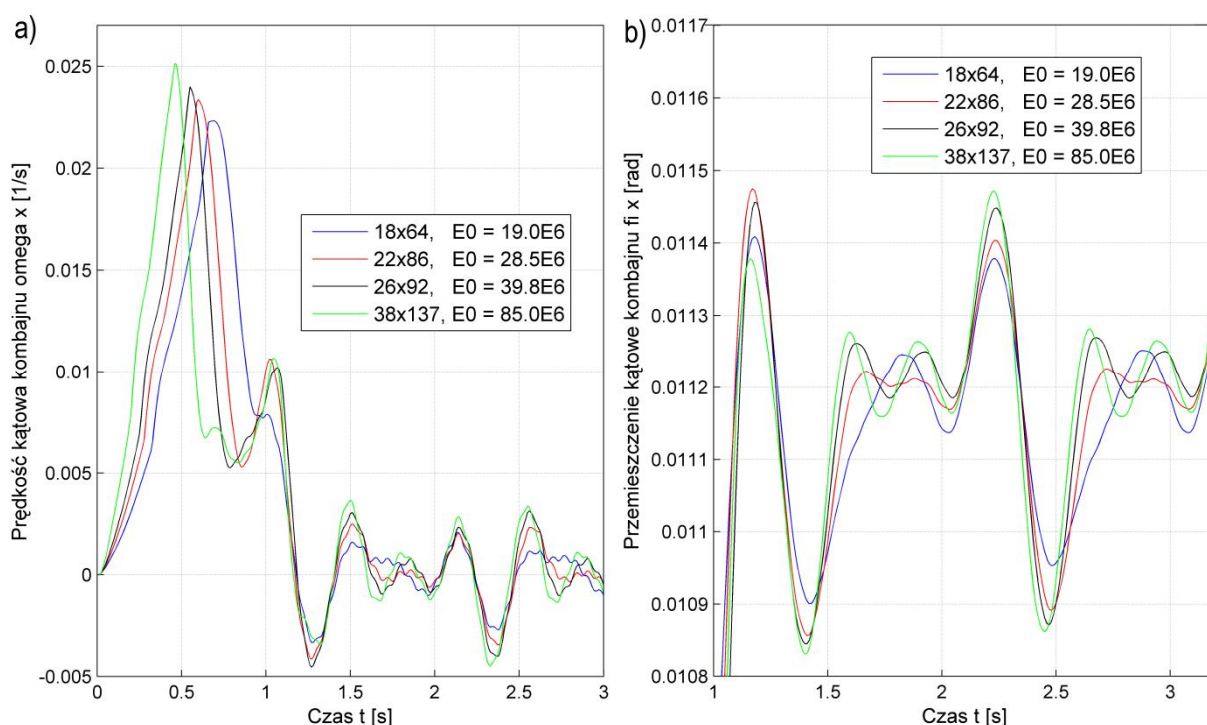
Rys. 6.16. Wpływ długości ściany na siłę w zaczeple a) siła P1, b) siła P2



Rys. 6.17. Wpływ wielkości łańcucha na przebieg prędkości posuwu kombajnu

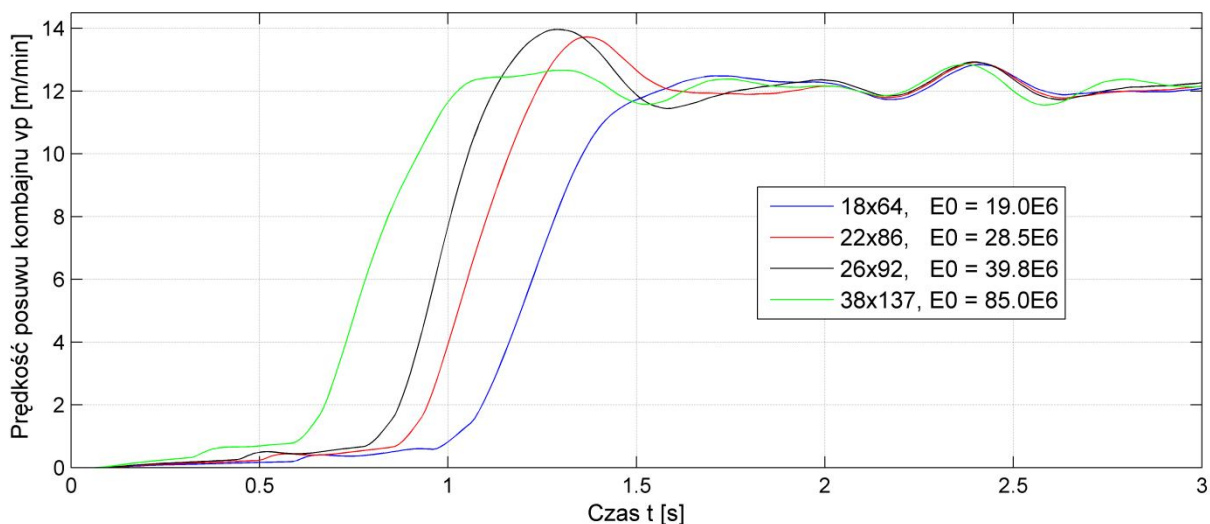
Zwiększenie wielkości łańcucha powoduje wzrost amplitudy prędkości kątowych ω_x oraz ω_z , co z kolei zwiększa kąty obrotu kadłuba kombajnu φ_x oraz φ_z . Rys. 6.18a przedstawia zmianę prędkości kątowej ω_x w funkcji wielkości łańcucha, natomiast rys. 6.18b przedstawia zmianę kąta obrotu φ_x . Czym sztywniejszy łańcuch tym amplituda drgań kątowych kadłuba kombajnu jest większa. Prędkość ω_z a co za tym idzie kąt φ_z nie ulegają znaczącej zmianie.

Dla kombajnu znajdującego się w połowie ściany, zmiana wielkości łańcucha wpływa na amplitudę drgań liniowych w kierunku x i y oraz kątowych względem wszystkich osi. Czym większa sztywność tym amplituda drgań kombajnu jest większa. Wzrost sztywności łańcucha powoduje zmniejszenie amplitudy drgań prędkości posuwu kombajnu urabiającego blisko jednego z chodników przyścianowych.

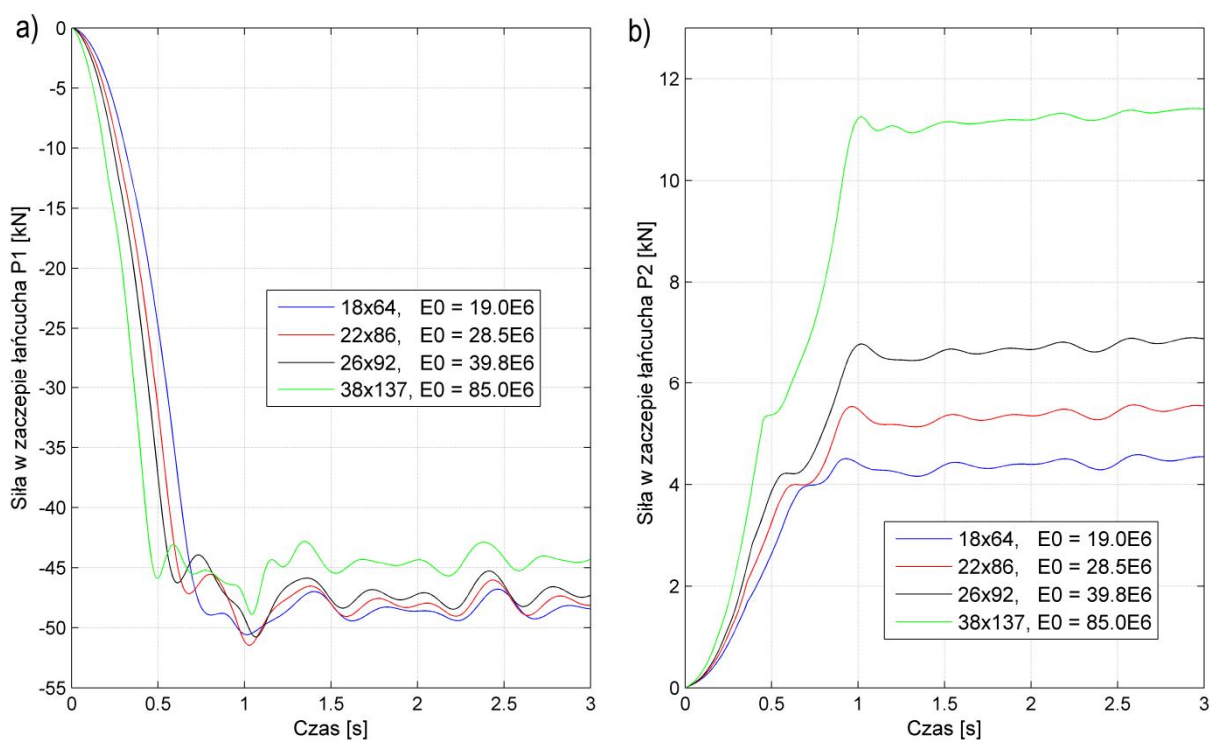


Rys. 6.18. Wpływ wielkości łańcucha na a) prędkość ω_x kombajnu, b) przemieszczenie φ_x kombajnu

Czas rozruchu kombajnu, znajdującego się w znacznej odległości od końców ściany, zależy od wielkości łańcucha (rys. 6.19). Jak widać, z przedstawionych przebiegów, czym większa sztywność łańcucha tym czas rozruchu jest krótszy, co związane jest z mniejszym wydłużeniem. Wielkość łańcucha w małym zakresie wpływa na wartości sił w płozach. Zwiększanie sztywności łańcucha powoduje jednak wzrost sił w zaczepach łańcucha (rys. 6.20), co odzwierciedla się w rosnącej amplitudzie drgań prędkości posuwu kombajnu. Większa siła posuwu zazwyczaj przekłada się na większą głębokość skrawania czyli wzrost oporów urabiania, co z kolei ma wpływ na drgania kombajnu. Łańcuch o małej sztywności i częstotliwości drgań własnych nie wprowadza aż takiej dynamiki do układu.



Rys. 6.19. Wpływ wielkości łańcucha na przebieg prędkości posuwu kombajnu (w połowie ściany)

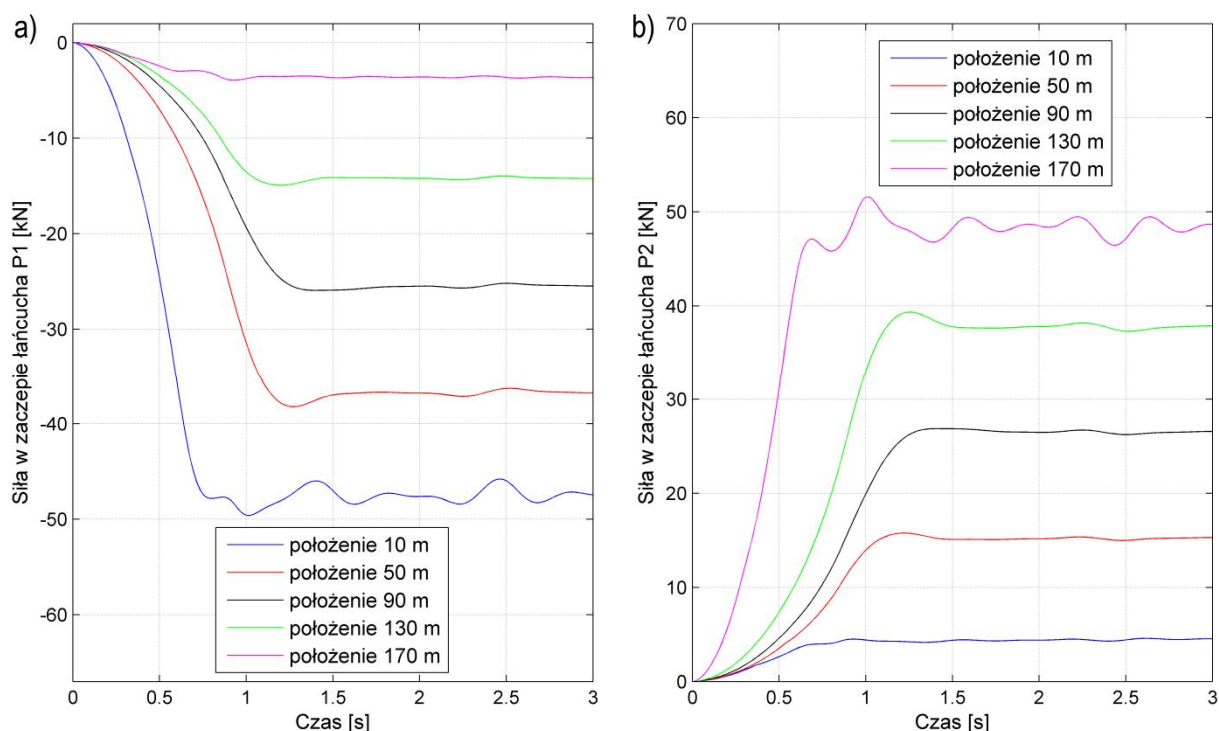


Rys. 6.20. Wpływ wielkości łańcucha na siły a) w zaczepie P_1 , b) w zaczepie P_2

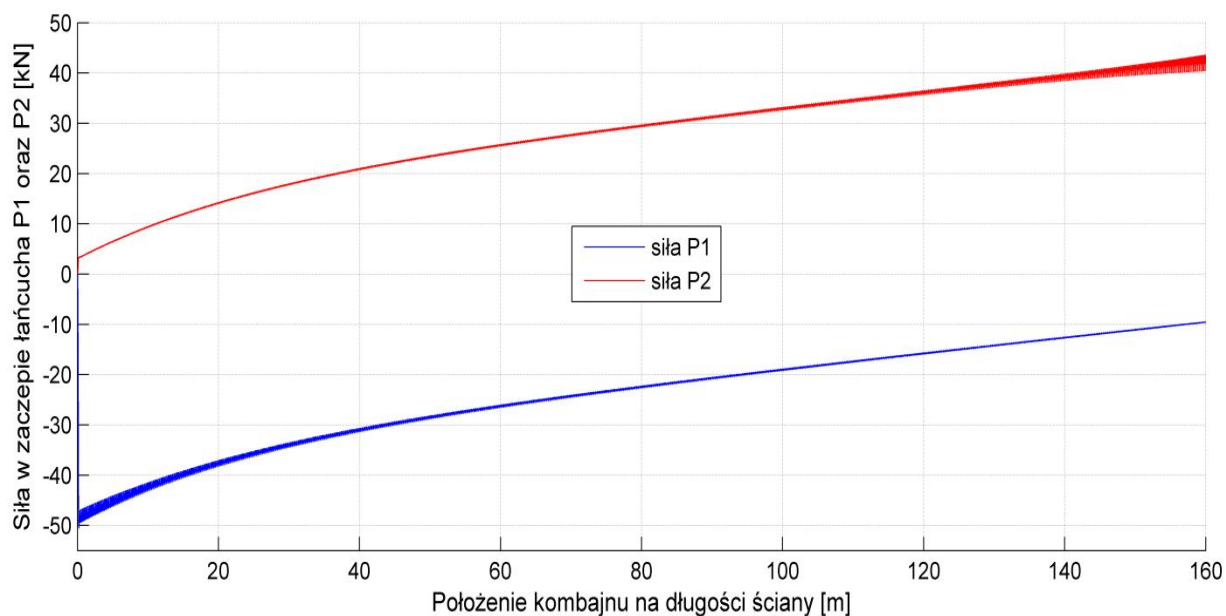
Siły w zaczepach zmieniają się nie tylko w funkcji wielkości łańcucha ale również położenia kombajnu w ścianie. Położenie kombajnu wpływa dodatkowo na amplitudę i częstotliwość drgań (rys. 6.21 – ściana 180 m). Dla kombajnu położonego blisko początku (rys. 6.21a) lub końca (rys. 6.21b) ściany jedna z gałęzi łańcucha jest krótsza, przez co występują większe drgania. Czym bliżej środka ściany tym drgania są mniejsze.

Zmianę wartości sił w zaczepach, podczas przejazdu kombajnu przez całą ścianę przedstawia rys. 6.22. Różnica między siłami w zaczepach, w każdym punkcie na długości ściany, jest wartością obciążenia kombajnu w kierunku jego ruchu. Widoczne na rysunku

poszerzenia przebiegów wskazują na wzrost amplitudy i częstotliwości drgań przy dojeżdżaniu do któregoś z końców ściany. Przebiegi wykonano dla ściany o długości 180 m, podczas przejazdu od 10 m do 170 m.



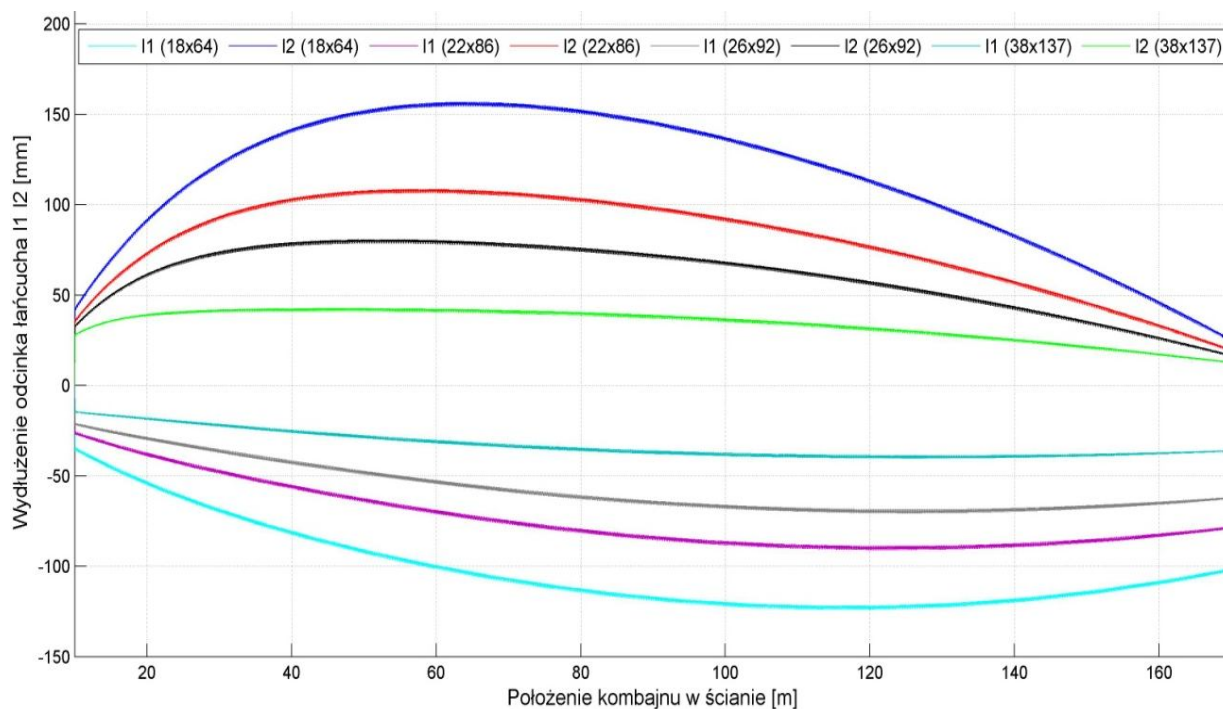
Rys. 6.21. Wpływ położenia kombajnu na wartości i amplitudy sił a) w zaczepie P_1 , b) w zaczepie P_2



Rys. 6.22. Zmiana wartości sił P_1 i P_2 podczas przejazdu kombajnu przez ścianę

Rys. 6.23 przedstawia wydłużenie odcinka łańcucha l_2 oraz skrócenie l_1 podczas przejazdu kombajnu od 10 m do 170 m, przez ścianę o długości 180 m. Przebiegi wykreślono w funkcji wielkości zastosowanego łańcucha. Podczas rozruchu następuje wstępne

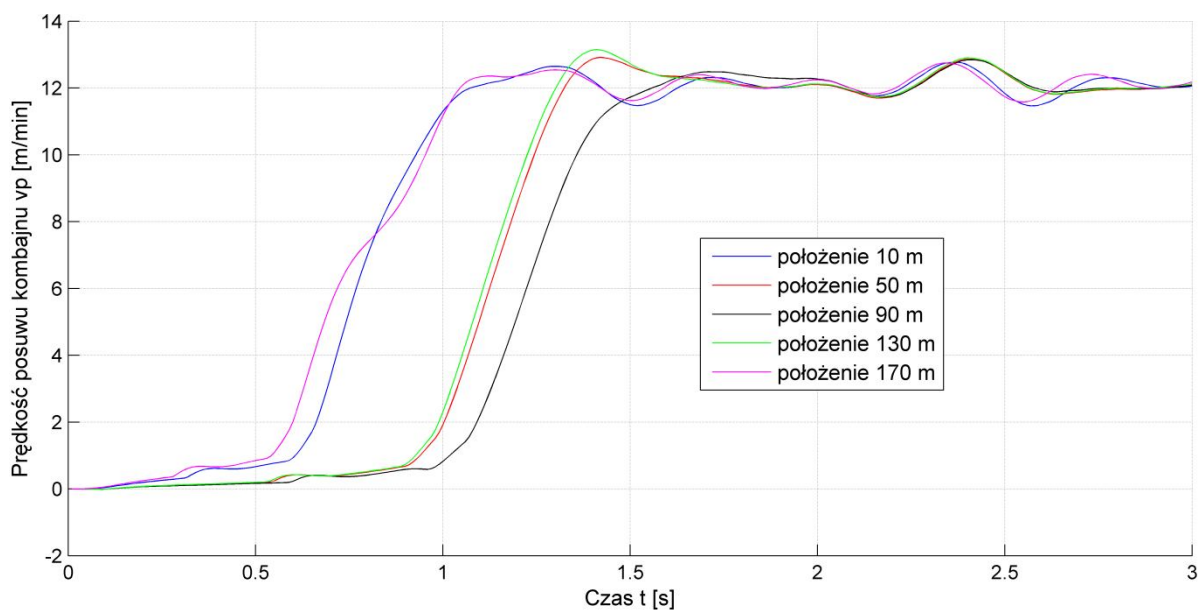
wydłużenie łańcucha, którego wartość zależy od obciążenia, napięcia wstępnego i jego wielkości. Następnie wydłużenie zwiększa się aż do wartości maksymalnej i maleje gdy kombajn zbliża się do końca ściany. Miejsce wystąpienia maksimum wydłużenia jest przesunięte względem środka długości ściany ze względu na prędkość obrotową kół napędowych.



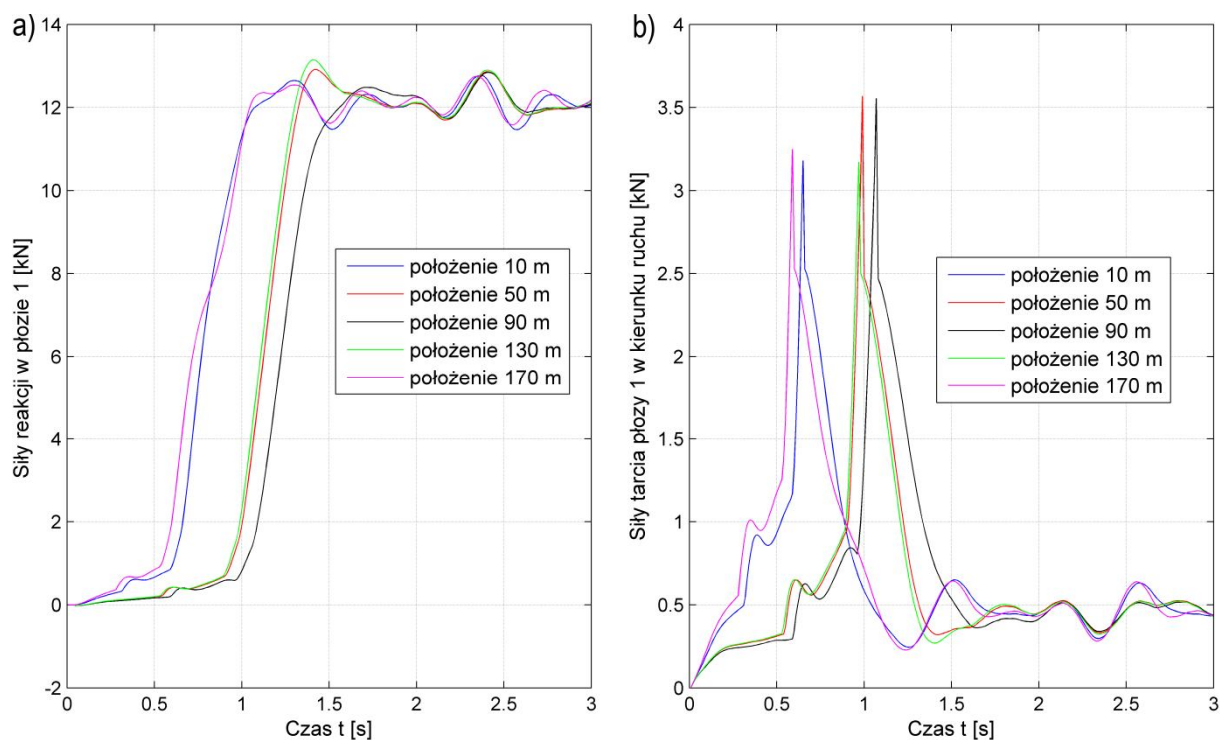
Rys. 6.23. Wpływ położenia kombajnu w ścianie na wydłużenie bezwzględne łańcuchów

Rys. 6.24 przedstawia wpływ położenia kombajnu w ścianie na przebieg jego prędkości posuwu. Wraz ze wzrostem odległości od początku ściany czas rozruchu zwiększa się, jednak po przekroczeniu połowy długości ściany maleje. Na przykład, czas rozruchu kombajnu w odległości 10 m i 50 m jest zbliżony do czasu rozruchu kombajnu w położeniu kolejno 170 m i 130 m. Związane jest to ze wzrostem sztywności łańcuchów wraz z ich zmniejszającą się długością.

Podobne zależności można zaobserwować na wykresach siły reakcji w płozach (rys. 6.25a) oraz siłach tarcia między płozami a prowadzeniami (rys. 6.25b). Wartości średnie tych sił nie zmieniają się, zmieniają się natomiast ich amplitudy i częstotliwości. Na rys. 6.25b widoczny jest moment przekroczenia wartości tarcia statycznego, a tym samym moment rozpoczęcia ruchu kombajnu. Istotne jest, że położenie kombajnu wpływa nieznacznie na wartości sił podczas rozruchu kombajnu. Dzięki temu nie ma konieczności analizowania wartości sił w funkcji położenia kombajnu w ścianie.

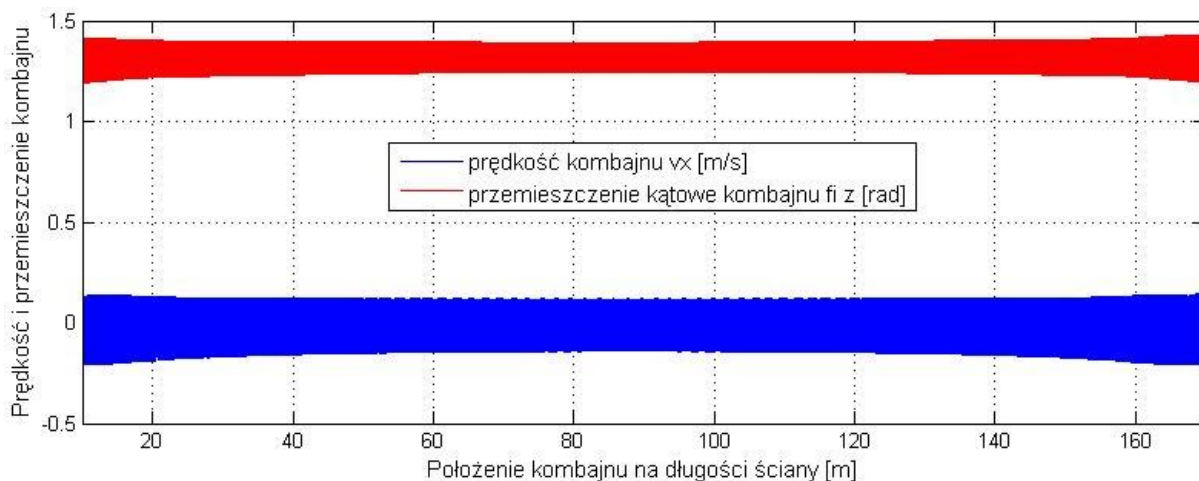


Rys. 6.24. Wpływ położenia kombajnu w ścianie o długości 180 m, na przebieg prędkości posuwu v_p

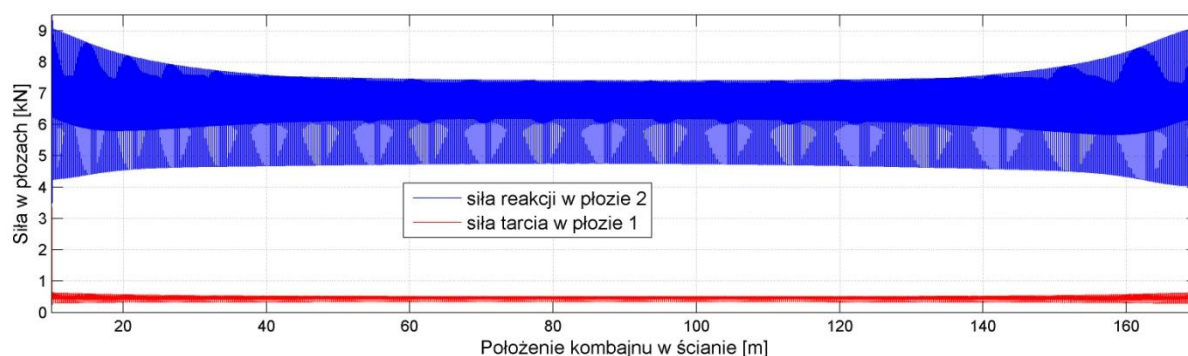


Rys. 6.25. Wpływ położenia kombajnu w ścianie o długości 180 m, na siły w płozie 1

Podczas zmiany położenia kombajnu na długości ściany zaobserwować można wzrost amplitudy i częstotliwości prędkości liniowych i kątowych kombajnu przy jej końcach. Rys. 6.26 przedstawia to zjawisko na przykładzie prędkości kombajnu v_x oraz przemieszczenia kątowego φ_z kombajnu. Taka właściwość charakteryzuje również przebiegi sił w płozach. Na rys. 6.27 pokazano przebiegi sił na przykładzie siły reakcji w płozie 2 oraz siły tarcia w kierunku osi z w płozie 1.



Rys. 6.26. Wpływ położenia kombajnu w ścianie na prędkości i przemieszczenia kombajnu

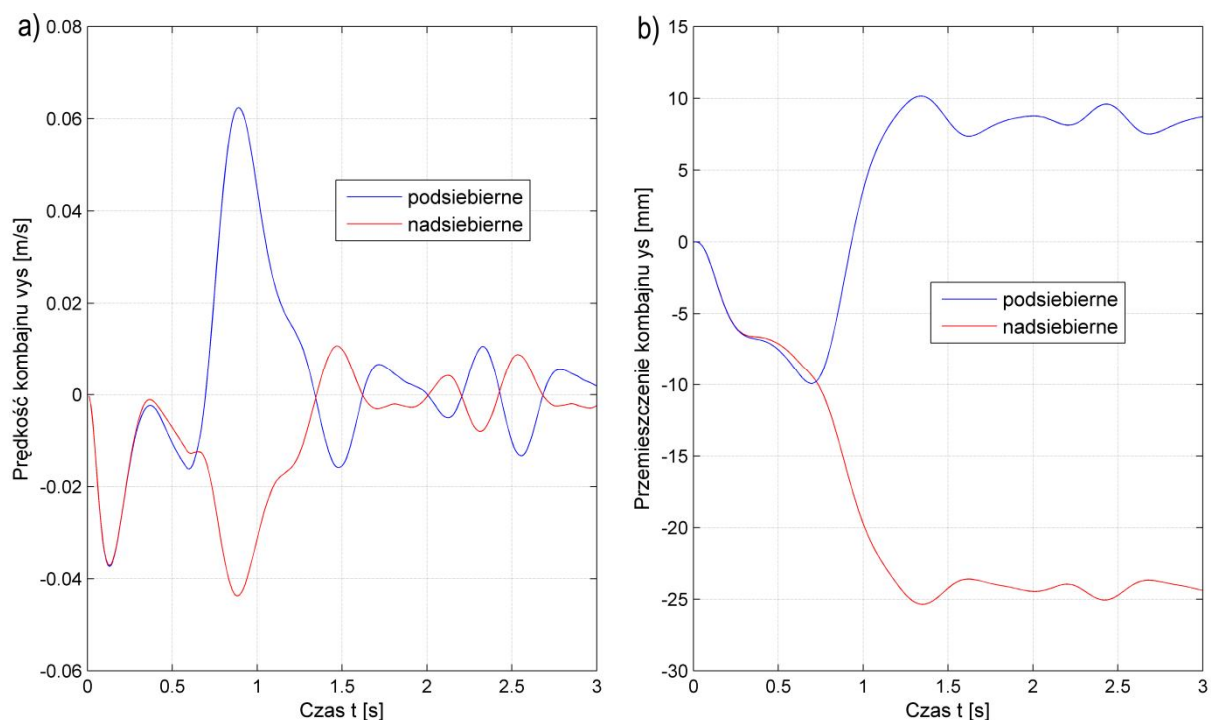


Rys. 6.27. Wpływ położenia kombajnu w ścianie na amplitudy sił

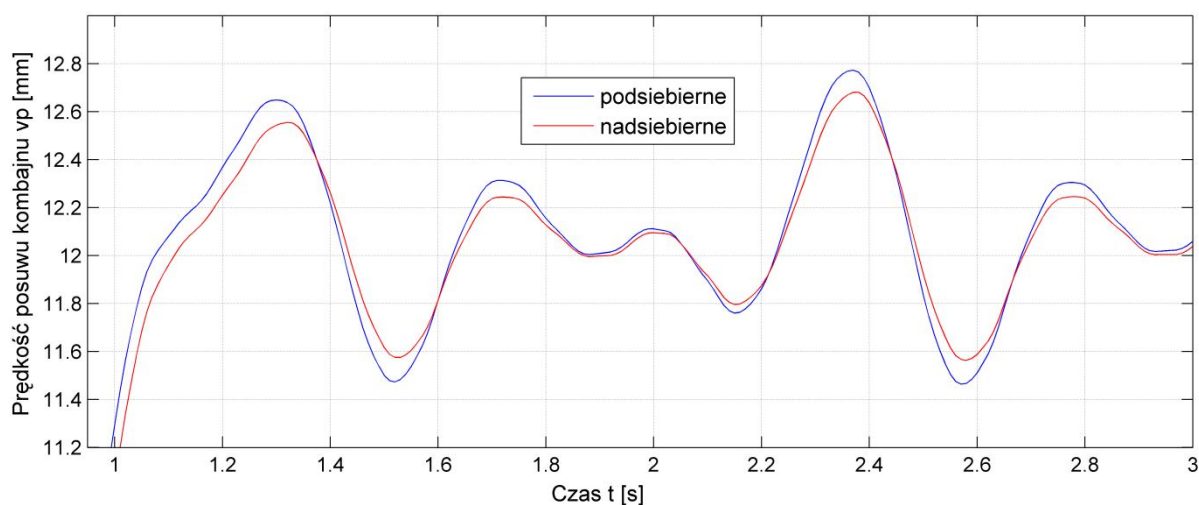
Organ frezujący może skrawać caliznę pracując podsiębiernie lub nadsiębiernie. Zmiana kierunku obrotów powoduje zmianę zwrotu sił działających w osi x oraz y co wpływa na zachowanie oraz obciążenie kombajnu podczas urabiania. Zmiana kierunku obrotów z podsiębiernych na nadsiębierne zmniejsza prędkość v_{ys} oraz v_{xs} podczas rozruchu. Powoduje ona również zmianę znaków tych prędkości podczas pracy ustalonej (rys. 6.28a). Wpływa to na wartość przemieszczenia kombajnu (rys. 6.28b). Kierunek obrotów organu wpływa w podobny sposób na prędkości katowe ω_y oraz ω_z oraz przemieszczenia katowe φ_y oraz φ_z . Prędkość katowa ω_x zmienia się nieznacznie, natomiast przemieszczenie katowe φ_x zwiększa się o około 20%. Nie zauważono wpływu kierunku obrotów na amplitudy prędkości i przemieszczeń podczas pracy ustalonej, oprócz wpływu na amplitudę prędkości posuwu kombajnu. Prędkość posuwu po zmianie kierunku obrotów na nadsiębierne charakteryzuje się mniejszą amplitudą (rys. 6.29). Kierunek podsiębierny obrotów organu urabiającego generuje siłę podnoszącą kombajn. Reakcje w płozach, od strony organu, są znacznie większe po zmianie kierunku obrotów na nadsiębierne (rys. 6.30a). Przekłada się to bezpośrednio na wzrost sił tarcia, między płozami a prowadzeniami (rys. 6.30b). Rys. 6.31 przedstawia, zestawione na jednym wykresie, wartości reakcji w płozach dla obu kierunków obrotów.

Zaobserwować można wspomniane zwiększenie sił na prowadzeniach ociosowych oraz zmniejszenie na prowadzeniach zawałowych.

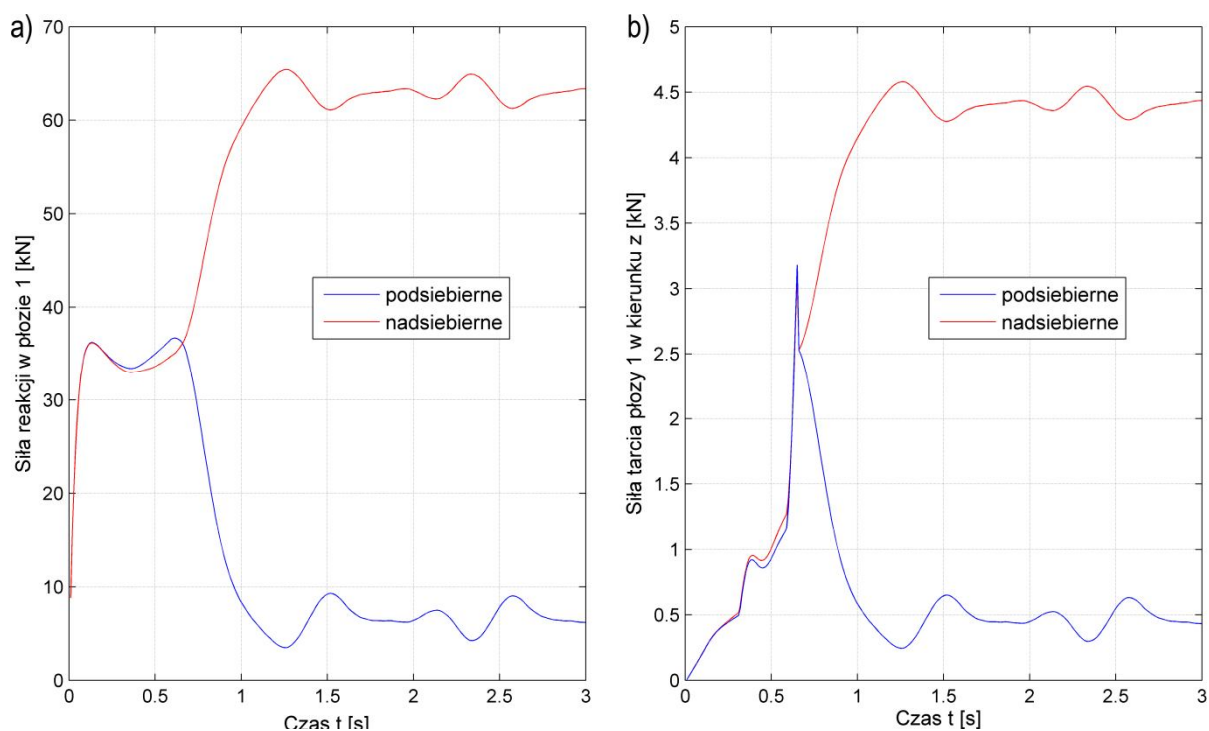
Zmiana kierunku obrotu organu na podsiębierne powoduje wzrost sił w zaczepach łańcucha o około 10%. Wydłużenie łańcucha zwiększa się również o około 10% dla obrotów podsiębiernych. Jest to spowodowane zwiększonymi siłami tarcia między płozami a prowadzeniami. Kierunek obrotów wpływa w dużym stopniu na wartości sił reakcji oraz tarcia w płozach, co należy uwzględnić przy analizie obciążenia.



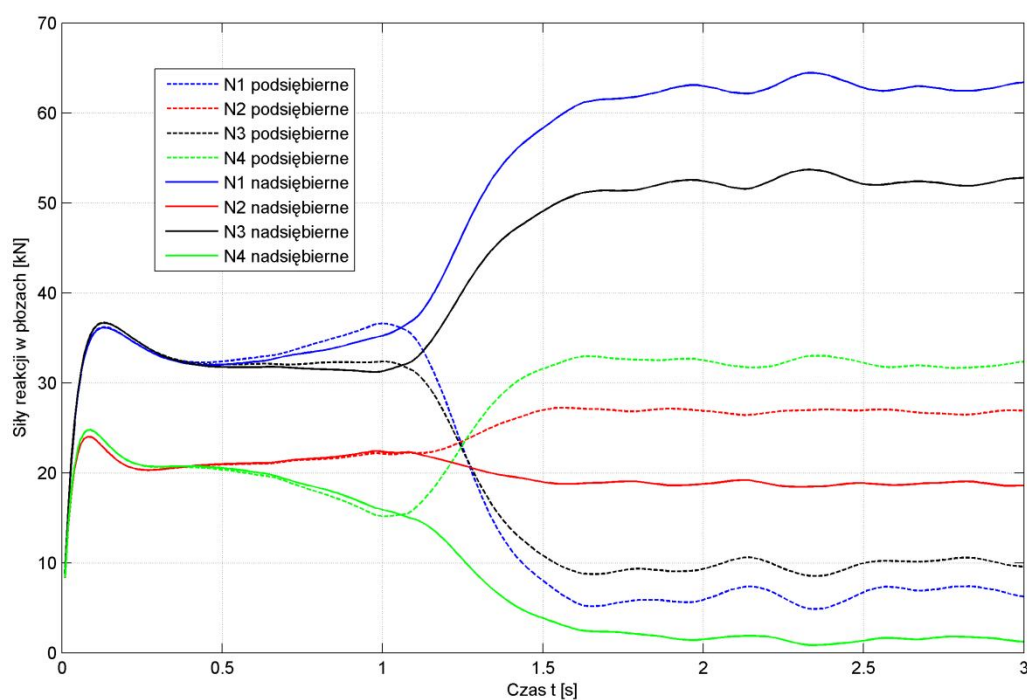
Rys. 6.28. Wpływ kierunku obrotów organu na prędkość v_{ys} i przemieszczenie y_s



Rys. 6.29. Wpływ kierunku obrotów organu na prędkość posuwu kombajnu



Rys. 6.30. Wpływ kierunku obrotów organu na siły w płozie 1



Rys. 6.31. Wpływ kierunku obrotów organu na wartości sił reakcji w płozach

Przeprowadzona analiza jakościowa obciążenia i zachowania kombajnu pozwoliła na zmniejszenie liczby koniecznych do przeprowadzenia symulacji, w celu określenia maksymalnych wartości sił i momentów obciążających poszczególne węzły kombajnu.

6.1.3. Analiza ilościowa obciążenia kombajnu

Głównym obciążeniem działającym na kombajn, podczas eksploatacji ściany węglowej, są opory urabiania oraz ładowania. Opory ładowania zależą od wysokości ściany, natomiast opory urabiania zależą od wysokości ściany oraz kierunku obrotów organu. Tab. 6.5 zawiera wartości zredukowanych sił i momentów obciążających wał organu, w funkcji wysokości ściany oraz kierunku obrotów. Dodatkowo podane zostały główne częstotliwości występujące w widmie przebiegów obciążenia. Podano je w kolejności malejącej wartości amplitudy przenoszonej przez daną częstotliwość. Rys. 6.32 przedstawia przykładowy rozkład częstotliwości momentu obciążającego organ $\phi 1600$. W tab. 6.6 zestawiono maksymalne wartości sił i momentu obciążających ładowarkę lemieszową. Opory wyznaczono dla ściany o długości 180 m, łańcucha 18x64 i kombajnu urabiającego w odległości 10 m od początku ściany. Dla każdego przypadku podana została wartość minimalna, średnia oraz maksymalna.

Tab. 6.5. Zestawienie maksymalnych wartości zredukowanego obciążenia od urabiania w funkcji wysokości ściany oraz kierunku obrotów organu

Wysokość ściany H [m]	Kierunek obrotów	Częst. f [Hz]	P_{xo} [N]	P_{yo} [N]	P_{zo} [N]	M_{xo} [Nm]	M_{yo} [Nm]	M_{zo} [Nm]
1.0	pod.	1.90	27 744	4 707	-13 363	-7 441	17 232	-10 443
			30 124	5 123	-14 155	-7 809	18 918	-11 798
			32 709	5 516	-15 076	-8 462	20 248	-12 853
	nad.	2.86 0.95	-28 237	4 790	-13 249	-7 485	-17 538	10 629
			-30 106	5 120	-14 151	-7 805	-18 907	11 791
			-32 303	5 444	-15 104	-8 425	-19 985	12 692
1.2	pod.	1.59	27 027	4 596	-13 347	-7 590	20 238	-10 149
			29 784	5 065	-13 989	-8 116	22 490	-11 667
			32 850	5 527	-14 773	-8 714	24 426	-12 926
	nad.	2.38 0.79	-27 591	4 681	-13 284	-7 742	-20 626	10 343
			-29 765	5 062	-13 985	-8 112	-22 476	11 658
			-32 285	5 432	-14 860	-8 717	-24 002	12 702
1.4	pod.	2.04	26 860	4 590	-13 338	-7 873	23 615	-10 082
			29 806	5 068	-13 998	-8 523	26 306	-11 676
			33 226	5 587	-14 679	-9 102	28 872	-13 100
	nad.	1.37 0.68	-27 324	4 662	-13 356	-8 015	-23 985	10 240
			-29 782	5 065	-13 994	-8 518	-26 288	11 666
			-32 574	5 478	-14 802	-9 107	-28 295	12 839
1.6	pod.	1.78	27 059	4 639	-13 338	-8 268	27 351	-10 144
			30 119	5 121	-14 143	-9 015	30 436	-11 801
			33 816	5 666	-14 796	-9 602	33 595	-13 352
	nad.	1.18 0.60	-27 373	4 690	-13 452	-8 363	-27 643	10 254
			-30 094	5 118	-14 136	-9 009	-30 414	11 792
			-33 146	5 569	-14 895	-9 621	-32 955	13 095

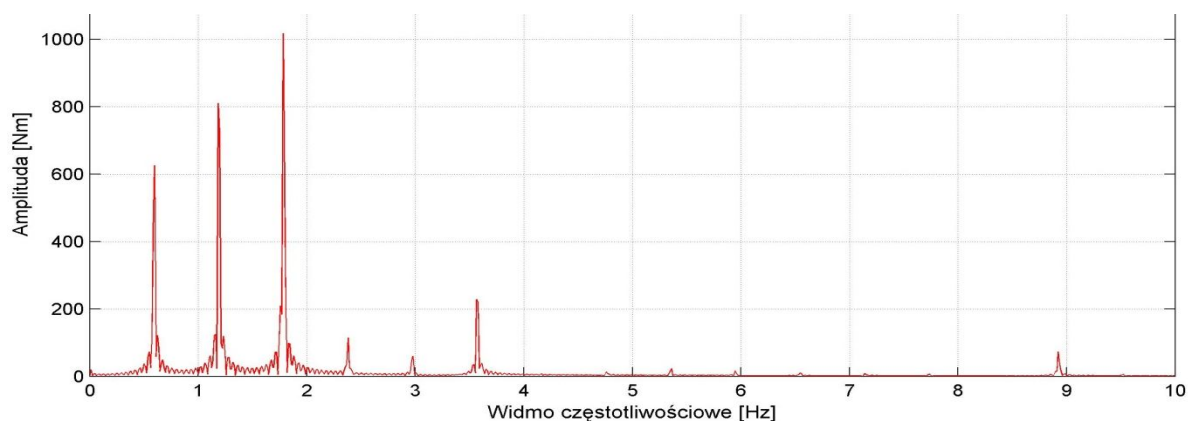
Tab. 6.6. Zestawienie maksymalnych wartości obciążenia od ładowania w funkcji wysokości ściany

Wysokość ściany H [m]	P_{yl} [N]	P_{zd} [N]	M_{yl} [Nm]
1.0	-12 030	-32 004	-16 002
1.2	-13 728	-36 521	-21 912
1.4	-15 190	-40 411	-28 288
1.6	-16 416	-43 673	-34 938

Na podstawie powyższych symulacji wyznaczono również wartości sił w płozach kombajnu. Wyniki zestawiono w tab. 6.7 oraz 6.8. Wpisane kursywą wartości sił są wartościami chwilowymi występującymi podczas rozruchu. Dodatkowo podane zostały również wartości częstotliwości przebiegów.

Tab. 6.7. Zestawienie maksymalnych wartości obciążenia płóz kombajnu w funkcji wysokości ściany oraz kierunku obrotów organu

Wysokość ściany H [m]	Kierunek obrotów	Częst. f [Hz]	N_1 [N]	N_2 [N]	N_3 [N]	N_4 [N]	T_1 [N]	T_2 [N]
1.0	pod.	1.90	4 245	26 277	8 038	30 818	297	2 076
			6 671	26 782	9 906	32 075	467	2 095
			9 050	27 232	11 571	33 320	633	2 115
			36 710	27 540	36 650		3 352	
	nad.	2.86	61 251	18 390	51 138	602	4 287	2 131
		0.95	62 970	18 781	52 407	1 502	4 407	2 158
			64 935	19 209	54 043	2 311	4 545	2 187
1.2	pod.	1.59	4 037	24 448	9 146	30 491	282	2 020
			7 074	25 077	11 426	32 196	495	2 040
			10 101	25 752	13 538	33 841	707	2 062
			38 050	27 490	36 420		3 489	
	nad.	2.38	61 834	18 971	50 594	988	4 328	2 224
		0.79	64 047	19 310	52 135	-173	4 483	2 258
			66 431	19 749	53 976	-1 382	4 650	2 284
1.4	pod.	2.04	3 608	22 518	10 229	30 417	252	1 960
			7 189	23 249	12 833	32 482	503	1 983
			10 565	24 163	15 158	34 560	739	2 010
			39 160	25 490	36 120		3 263	
	nad.	1.37	62 931	19 306	50 516	-579	4 405	2 308
		0.68	65 511	19 631	52 252	-2 058	4 586	2 347
			68 284	20 063	54 264	-3 583	4 779	2 371
1.6	pod.	1.78	2 904	20 385	11 058	30 358	203	1 939
			7 020	21 480	14 015	32 921	491	1 969
			10 830	22 803	16 622	35 489	758	1 990
			41 140	25 380	35 770		3 464	
	nad.	1.18	65 697	18 089	51 983	-3 661	4 599	2 207
		0.60	68 714	18 553	53 961	-5 578	4 810	2 239
			71 893	18 967	56 153	-7 487	5 036	2 267

Rys. 6.32. Widmo częstotliwościowe momentu M_y organu $\phi 1600$

Tab. 6.8. Zestawienie maksymalnych wartości obciążenia płóz kombajnu w funkcji wysokości ściany oraz kierunku obrotów organu

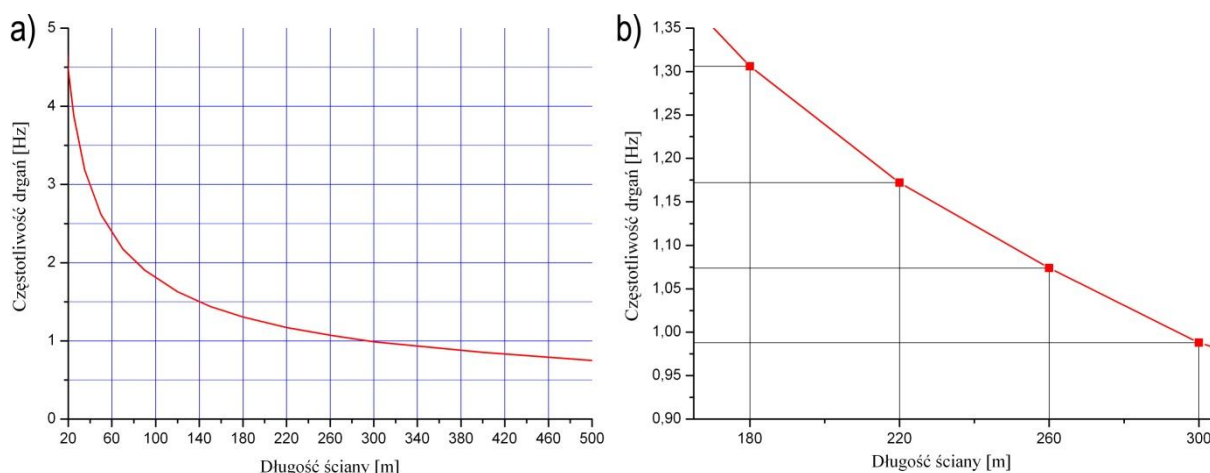
Wysokość ściany H [m]	Kierunek obrotów	Częst. f [Hz]	T_3 [N]	T_4 [N]	T_{b1} [N]	R_{y2} [N]	T_{b3} [N]	R_{y4} [N]
1.0	pod.	1.90	562	2 390	-12 656	-12 170	3 831	14 654
			693	2 490	-13 266	-13 352	4 311	15 398
			809	2 578	-13 814	-14 098	4 683	15 823
			2 885			-17 180	5 272	16 670
	nad.	2.86	3 579	551	-5 210	-23 952	14 121	7 850
		0.95	3 668	614	-5 569	-24 463	14 577	8 637
			3 783	661	-6 002	-24 727	15 086	9 278
1.2	pod.	1.59	640	2 371	-13 246	-13 364	4 066	14 641
			799	2 503	-13 979	-14 841	4 604	15 555
			948	2 622	-14 619	-15 940	4 997	16 151
			2 944			-20 180	5 229	17 820
	nad.	2.38	3 542	562	-5 981	-25 237	14 218	7 952
		0.79	3 649	623	-6 464	-25 836	14 757	8 876
			3 778	669	-6 817	-26 186	15 322	9 562
1.4	pod.	2.04	716	2 369	-13 839	-14 468	4 344	14 700
			898	2 527	-14 612	-16 170	4 904	15 753
			1 061	2 679	-15 329	-17 491	5 316	16 469
			3 263			-22 320	5 939	17 550
	nad.	1.37	3 536	605	-6 599	-26 476	14 487	8 040
		0.68	3 658	654	-7 096	-27 177	15 069	9 080
			3 798	698	-7 476	-27 612	15 688	9 847
1.6	pod.	1.78	774	2 348	-13 423	-16 430	5 569	14 129
			981	2 537	-14 314	-18 142	6 031	15 137
			1 164	2 716	-15 050	-19 484	6 422	15 766
			3 463			7 146	16 620	
	nad.	1.18	3 639	871	-9 669	-25 353	12 420	10 674
		0.60	3 777	912	-10 045	-26 067	13 068	11 739
			3 931	948	-10 390	-26 464	13 692	12 570
				1 785	-11 070			

W powyższych tabelach przedstawione zostały częstotliwości drgań kombajnu pochodzące od procesu urabiania. Zależą one od prędkości obrotowej organu, która związana jest z wysokością ściany. W tab. 6.9 zestawiono trzy główne częstotliwości drgań organu wyznaczone na podstawie przebiegów obciążenia. Częstotliwości te są identyczne z wyznaczonymi wcześniej.

Tab. 6.9. Zestawienie częstotliwości drgań, charakterystycznych dla organów urabiających

Organ urabiający	Częstotliwość f [Hz]
$\phi 1000 \times 830$	0.95, 1.90, 2.86
$\phi 1200 \times 830$	0.79, 1.59, 2.38
$\phi 1400 \times 830$	0.68, 1.37, 2.04
$\phi 1600 \times 830$	0.60, 1.18, 1.78

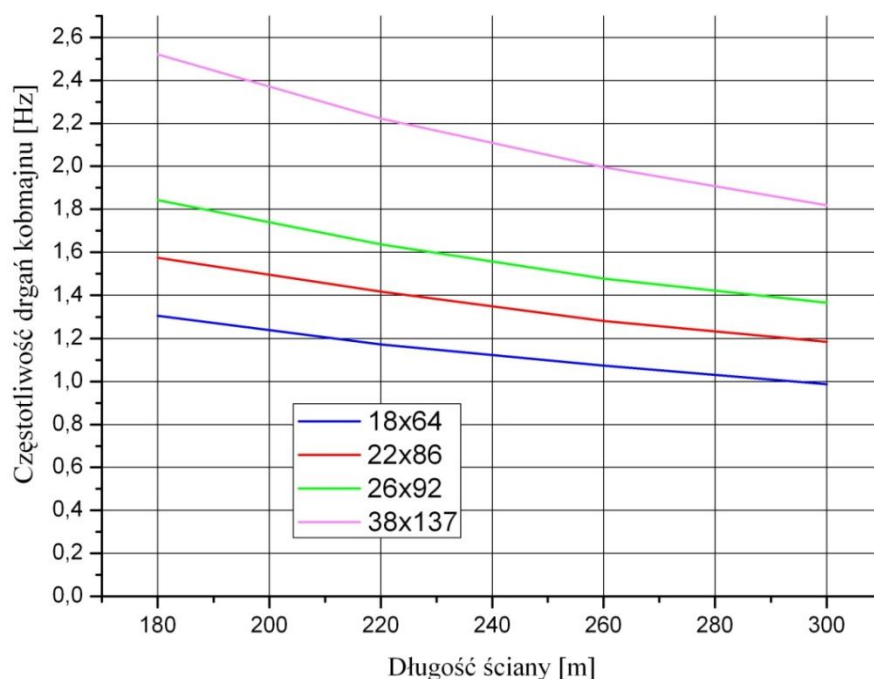
Poza analizą drgań generowanych przez organ urabiający przeprowadzono również analizę częstotliwości drgań własnych kombajnu w funkcji długości ściany, wielkości łańcucha oraz położenia kombajnu w ścianie. Częstotliwości te mają znaczenie dla analizy możliwości wystąpienia rezonansu. Rys. 6.33a przedstawia wpływ długości ściany na częstotliwość drgań własnych kombajnu. Częstotliwość drgań maleje wraz ze wzrostem długości ściany. Dla analizowanego zakresu długości ścian zmiany te są niewielkie (rys. 6.33a). Analizę wykonano dla kombajnu znajdującego się w połowie długości ściany.



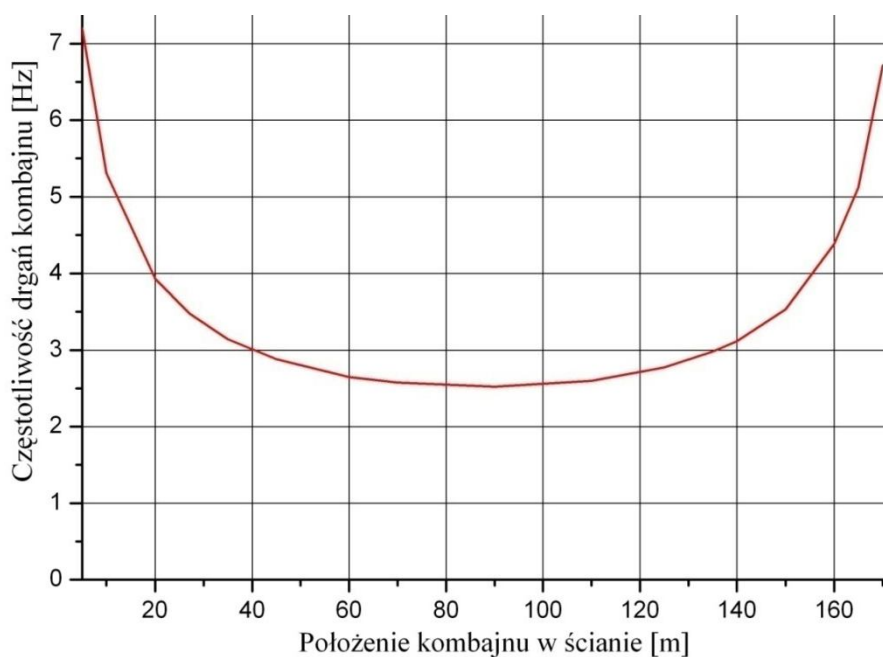
Rys. 6.33. Częstotliwość drgań własnych kombajnu w funkcji a) szerokiego zakresu długości ściany, b) analizowanej długości ściany

Na częstotliwość drgań własnych wpływ ma również sztywność zastosowanego łańcucha. Rys. 6.34 przedstawia wartości częstotliwości drgań kombajnu, w funkcji wysokości ściany i wielkości łańcucha. Częstotliwość drgań rośnie wraz ze wzrostem sztywności łańcucha.

Na częstotliwość drgań własnych kombajnu, oprócz długości ściany oraz sztywności łańcucha, wpływ ma jego położenie w ścianie. Częstotliwość drgań kombajnu znajdującego się blisko jednego z końców ściany jest większa niż w środku. Rys. 6.35 przedstawia przebieg częstotliwości funkcji położenia. Wykres wykonano dla łańcucha o największej sztywności oraz dla najkrótszej ściany, są to więc największe częstotliwości drgań kombajnu jakie mogą wystąpić.



Rys. 6.34. Częstotliwość drgań kombajnu w zależności od wielkości łańcucha



Rys. 6.35. Częstotliwość drgań kombajnu w funkcji jego położenia w ścianie

Podczas projektowania kombajnu jednoorganowego, oprócz podanych obciążeń oraz częstotliwości, istotne będzie również wydłużenie względne łańcucha. Przyłożenie siły napięcia wstępnego powoduje naciągnięcie łańcucha o pewną wartość. Podczas przejazdu kombajnu przez ścianę odcinek l_1 łańcucha zmniejsza swoje wydłużenie, natomiast odcinek l_2 zwiększa. Dlatego też analizę wartości Δl_1 przeprowadzono na początku a Δl_2 na końcu ściany. Względne maksymalne wydłużenie obu odcinków łańcucha, w funkcji wysokości ściany, zestawiono w tab. 6.10. Największe wydłużenie względne zaobserwowano dla ściany o długości 180 m oraz łańcucha o rozmiarze 18x64.

Tab. 6.10. Maksymalne wydłużenie względne łańcucha

Wysokość ściany H [m]	Δl_1 [%]	Δl_2 [%]
1.0	0.451	0.513
1.2	0.469	0.526
1.4	0.479	0.534
1.6	0.482	0.544

Łańcuch napędowy obciąża bezpośrednio zaczepy kombajnu, dlatego też konieczne jest wyznaczenie maksymalnej wartości tego obciążenia. Największą siłę w zaczepach zaobserwowano dla ściany o długości 300 m oraz łańcucha o rozmiarze 38x137. Tab. 6.11 przedstawia maksymalne wartości sił w zaczepach w funkcji wysokości ściany. Dodatkowo podano proponowaną wartość siły napięcia wstępnego. Uwzględniając wartość siły napięcia wstępnego określono rzeczywiste wartości sił w zaczepach.

Tab. 6.11. Maksymalne wartości sił w zaczepach oraz minimalne napięcia wstępnego łańcucha

Wysokość ściany H [m]	P_1 [N]	P_2 [N]	F_N [N]	P_1 [N] rzeczywiste	P_2 [N] rzeczywiste
1.0	-52 130	34 660	60 000	7 870	94 660
1.2	-56 700	36 020	65 000	8 300	101 020
1.4	-61 080	38 300	70 000	8 920	108 300
1.6	-63 800	40 670	75 000	11 200	115 670

Przeprowadzone badania pozwoliły na określenie maksymalnych spodziewanych sił w istotnych węzłach kombajnu. Dodatkowo podane zostały wartości częstotliwości drgań kombajnu, generowanych przez proces urabiania oraz częstotliwości drgań własnych. Zestawiono również maksymalne wydłużenie łańcucha podczas pracy kombajnu w ścianie.

7. Zakończenie i wnioski

Znaczny udział cienkich pokładów węgla kamiennego oraz wysokie koszty ich wydobycia narzucają konieczność poszukiwania nowych możliwości opłacalnego ich eksploataowania przy zachowaniu wymaganego bezpieczeństwa i komfortu pracy załogi. Kombajny ścianowe oraz strugi węglowe, dostępne obecnie na rynku, przeznaczone do cienkich pokładów węgla kamiennego ze względu na konstrukcję oraz sposób pracy nie umożliwiają osiągnięcia założonego wydobycia dobowego. Najważniejszymi ograniczeniami obecnych konstrukcji kombajnów są między innymi problemy z ładowaniem organem ślimakowym przy niewystarczającej objętości wewnętrznej organu, duże gabaryty kombajnów oraz konieczność obecności obsługi w ścianie i podążania kombajnisty za maszyną urabiającą. Strugi węglowe, ze względu na sposób urabiania poprzez struganie oraz urabialność polskich węgla, nie wszędzie mogą zostać zastosowane.

Zaproponowane rozwiązanie kombajnu jednoorganowego rozwiązuje szereg przedstawionych problemów związanych eksploatacją omawianych pokładów. Prezentowane rozwiązanie jest konstrukcją nową, znacznie różniącą się od obecnie produkowanych kombajnów ścianowych, co wymusza konieczność wprowadzenia wielu zmian w konstrukcji maszyn z nim współpracujących w celu stworzenia szeregu kompatybilnych urządzeń tworzących wyspecjalizowany kompleks kombajnowy do cienkich pokładów.

Wyniki przeprowadzonej analizy możliwości wydobywczych takiego rozwiązania świadczą na korzyść jego stosowania w niskich ścianach. Jak widać pełna automatyzacja procesu przy jednoczesnym rozdzieleniu procesu ładowania od procesu frezowania umożliwia efektywne urabianie cienkich pokładów węgla kamiennego bez obecności załogi w ścianie.

Opracowanie projektu wstępnego, sprecyzowanie parametrów geometrycznych, kinematycznych i energetycznych oraz opracowanie zasady działania i technologii pracy takiego rozwiązania pozwoliło na opracowanie modelu fizycznego a następnie matematycznego kombajnu jednoorganowego z ciągowym systemem posuwu. Opracowany model dynamiczny prezentuje nowe podejście do modelowania dynamiki kombajnu z ciągowym systemem posuwu.

7.1. Zalecenia projektowe

Stworzony model oraz opracowany na jego podstawie zestaw programów pozwoliły na przeprowadzenie szeregu analiz obciążenia kombajnu jednoorganowego z ciągowym

systemem posuwu. W wyniku przeprowadzonych badań określono wartości sił jakich można się spodziewać w poszczególnych węzłach kombajnu. Szczególnie istotne jest obciążenie działające na płozy kombajnu, ramię ładowarki, zaczepy łańcucha napędowego oraz wał organu urabiającego.

Opracowany model 3D oraz projekt wstępny kadłuba z uwzględnieniem sposobu prowadzenia kombajnu po przenośniku należy wykorzystać podczas tworzenia projektu prototypu. Elementami wymagającymi szczególnej uwagi są płozy kombajnu oraz ramię ładowarki lemieszowej. W przypadku ramienia oraz sworznia mocującego ramię wymagana będzie modyfikacja zwiększająca ich wytrzymałość..

Analizę częstotliwości drgań własnych kombajnu należy uwzględnić przy doborze organu urabiającego do określonych warunków górniczo-geologicznych. W przypadku wystąpienia zbliżonych wartości częstotliwości sił generowanych przez organ do wartości częstotliwości drgań własnych kombajnu, układ nożowy oraz prędkość obrotową organu należy zmodyfikować.

Przy doborze wielkości łańcucha bardzo istotna jest jego trwałość, jednak jego wielkość, a przede wszystkim sztywność, wpływa na wartość sił w zaczepach, częstotliwość drgań własnych oraz jego wydłużenie.

7.2. Kierunki dalszych prac

Zakres przeprowadzonych w niniejszej rozprawie prac jest bardzo szeroki i obejmuje wiele aspektów nowego rozwiązania kompleksu do eksploatacji cienkich pokładów. Poniżej zaproponowano możliwe do realizacji kierunki dalszych prac :

- analiza wpływu nierównomiernego obciążenia napędów oraz różnych charakterystyk jednostek napędowych (silnik, sprzęgło, reduktor),
- badania przy uwzględnieniu pochylenia wyrobiska ścianowego,
- wprowadzenie do modelu łańcucha obciążenia pochodzącego od krzywoliniowego profilu trasy,
- wprowadzenie do modelu łańcucha wielu stopni swobodny, zgodnie z przyjętym modelem.

Wymienione powyżej kierunki, są jedynie propozycjami dalszych prac. Przedstawiony model pozwala na bardzo szeroką analizę zachowania i obciążenia kombajnu. Ponadto sposób zapisu skryptów umożliwia modyfikowanie modelu w dowolnym momencie.

Literatura

1. Antoniak J.: Urządzenia i systemy transportu podziemnego w kopalniach. Katowice, Wydawnictwo Śląsk, 1990,
2. Antoniak J., Opolski T.: Maszyny Górnicze. Część II. Maszyny do eksploatacji podziemnej. Katowice, Wydawnictwo Śląsk, 1979,
3. Bajorski J., Bula M., Kania J.: Zespoły maszyn i urządzeń do wysokiej koncentracji wydobywania węgla kamiennego ze ścian w pokładach cienkich. Szczyrk, Materiały szkoły eksploatacji podziemnej, 1999,
4. Bedoustani Y., Birgas P., Taghirad H., Bonev I.: Lagrangian Dynamics of cable-driven parallel manipulators: a variable mass formulation. Transactions of the Canadian Society for Mechanical Engineering, 4/2011,
5. Biały W.: Analiza metod badania urabialności węgla. Przegląd Górniczy, 4/2002,
6. Biały W.: Dobór ścianowych maszyn urabiających oparty na wynikach badań właściwości mechanicznych urabianego materiału węglowego. Przegląd Górniczy, 2/2005,
7. Biały W.: Energochłonność procesu urabiania głowicą urabiającą ścianowego kombajnu bębnowego w oparciu o wyniki badań urabialności węgla. Przegląd Górniczy, 2/2005,
8. Biały W.: Górnictwo węgla kamiennego – wybrane problemy funkcjonowania. Gliwice, Wydawnictwo Pracowni Komputerowej Jacka Skalmierskiego, 2011,
9. Biały W.: Nowoczesne strugi węglowe. Przegląd Górniczy, 7-8/2004,
10. Biały W.: Prognozowanie mocy potrzebnej do urabiania ścianowymi kombajnami bębnowymi. Przegląd Górniczy, 2/2003,
11. Biały W.: Przyrząd określający urabialność węgla i skał otaczających złoża. IV Międzynarodowa Konferencja Problemy Bezpieczeństwa w Budowie i Eksploatacji Maszyn i Urządzeń Górnictwa Podziemnego, Ustroń 30.05-1.06.2012,
12. Biały W.: Stosowanie strugów węglowych środkiem do pełniejszego wykorzystania krajowych zasobów węgla kamiennego. Przegląd Górniczy, 5/2004,
13. Biały W.: Wpływ rozmieszczenia noży na dynamikę pracy głowicy urabiającej. Mechanizacja i Automatyzacja górnictwa, 11/2002,
14. Biały W.: Wyznaczanie teoretycznej energochłonności procesu urabiania oraz teoretycznej mocy ścianowych kombajnów bębnowych. Przegląd Górniczy, 11/2005,
15. Biały W.: Zasoby węgla kamiennego w Polsce w aspekcie możliwości zastosowania techniki strugowej. Kraków-Krynica, IV Międzynarodowa Konferencja TUR 2005,
16. Bęben A.: Maszyny i urządzenia do wybranych technologii urabiania surowców skalnych. Katowice, Wydawnictwo "Śląsk", 1998.
17. Canudas de Wit. C. i inni.: A new model for control of systems with friction. Transactions on Automatic Control, 3/1995,
18. Caterpillar Inc., <https://mining.cat.com>, 03.10.2011,
19. Chodura J.: Problematyka obciążenia organu urabiającego kombajnu ścianowego. Mechanizacja i Automatyzacja Górnictwa, 7-8/1991,

20. Coal, Materiały reklamowe firmy Wesfalia Lunen,
21. Czernicki M., Kowalski S., Kucza J., Szczurek P.: Ścianowy kompleks ciągłego urabiania CLM Heintzmann. W.: Eksploatacja cienkich pokładów węgla kamiennego. Kraków, Biblioteka Szkoły Eksploatacji Podziemnej, 1996,
22. Damel, Karta Katalogowa, Silniki indukcyjne Górnicze SG6, 2012.
23. Dolipski M.: Dynamika przenośników łańcuchowych. Gliwice, Wydawnictwo Politechniki Śląskiej, 1997,
24. Dolipski M.: Modelowanie i badanie zespołów strugowych. Gliwice, Wydawnictwo Politechniki Śląskiej, 1993,
25. Dyczkowski R.O., Tymoszenko Ie. V.: Zastosowanie kompleksów strugowych w górnictwie ukraińskim. W.: Nowe spojrzenie na technikę i technologię eksploatacji cienkich pokładów węgla kamiennego. Red. A. Dyczko i inni. Fundacja dla AGH, Kraków, 2011.
26. Fairchild International, <http://www.fairchildint.com>, 18.05.2012,
27. Famur NEWS, Innowacyjny kompleks ścianowy w KWK Murcki Staszic, Materiały z Targów Maszyn Górniczych, Katowice 2011,
28. Famur S.A., <http://www.famur.com.pl/page/index/77>, 28.09.2011,
29. Furmanik K.: Drgania wzbudzone tarcie suche. Teoria, eksperyment, symulacja. Kraków, Wydawnictwa AGH, 2006,
30. Gach Z., Skrabaka M., Nosal T., Holewa R.: Eksploatacja cienkich pokładów węgla kamiennego w kopalniach wchodzących w skład Katowickiego Holdingu Węglowego z zastosowaniem kombajnowego kompleksu ścianowego. W.: Nowe spojrzenie na technikę i technologię eksploatacji cienkich pokładów węgla kamiennego. Red. A. Dyczko i inni. Kraków, Fundacja dla AGH, 2011,
31. Gisman S.: Ilustrowany górniczy słownik. Wydawnictwo Górniczo-Hutnicze, Stalinogród, 1955.
32. Gospodarczyk P.: Wpływ charakterystyk sprzęgieł na obciążenie elementów układu napędowego i cięgien ścianowego przenośnika zgrzeblowego. Praca doktorska. Akademia Górniczo-Hutnicza, Kraków, 1986,
33. Grzbiela Cz., Machowski A.: Maszyny, urządzenia elektryczne i automatyka w przemyśle. Katowice, Wydawnictwo Śląsk, 2010,
34. Harris C.M.: Handbook of Noise Control. Mc Graw-Hill Book Co., Nowy Jork, 1957,
35. Heintzmann CLMiner, Materiały reklamowe firmy Heintzmann,
36. Jaszczyk M.: Ścianowe systemy mechanizacyjne, Katowice, Wydawnictwo Śląsk, 2007,
37. Jaszczyk M., Kania J.: Warunki skutecznego i efektywnego wybierania pokładów węgla systemem ścianowym. Gliwice, Monografia nr 17 Komag, 2007,
38. Jonak J.: Teoretyczne podstawy urabiania skał stożkowymi nożami obrotowymi. Lublin, Wydawnictwo Uczelniane, 1998,
39. Joy Global, <http://www.joy.com/en>, 18.05.2012,
40. Kalukiewicz A., Gorczyński H.: Badanie współpracy spągnicy obudowy zmechanizowanej ze spągami – metodyka obliczeniowa. Kraków-Krynica, II Międzynarodowa Konferencja TUR 2002,

41. Kalukiewicz A., Gospodarczyk P.: Kompleksowy dobór wyposażenia ścian w aspekcie bezpieczeństwa pracy, W: Problemy bezpieczeństwa w budowie i eksploatacji maszyn i urządzeń górnictwa podziemnego, Red. Krauze K. Łędziny, Centrum Badań i Dozoru Górnictwa Podziemnego, 2009,
42. Kalukiewicz A., Gospodarczyk P., Wojciechowski J.: Górnicze urządzenie chłodnicze GMC-1000 dla klimatyzacji grupowej w kopalniach głębinowych. *Maszyny Górnicze*, 3/2008,
43. Kalukiewicz A., Marianowski J., Kipczak P.: Nowa konstrukcja i wyniki badań zaworu upustowego obudowy zmechanizowanej. *Przegląd Górniczy*, 11/2011,
44. Kalukiewicz A., Pieczora E.: Techniczne możliwości realizacji zraszania w kombajnach chodnikowych, *Maszyny Górnicze*, 3/2002,
45. Kasztelewicz Z., Zajączkowski M.: Rola węgla kamiennego i brunatnego w krajowym i światowym bilansie paliw w produkcji energii elektrycznej. *Przegląd Górniczy*, 9-10/2008,
46. Kicki J., Sobczyk E.: Węgiel kamienny jako podstawowy nośnik energetyczny w Polsce z perspektywy bazy zasobowej. *Polityka Energetyczna*, Zeszyt specjalny 1, 10/2007,
47. Krauze K.: Ocena możliwości technicznych efektywnego wybierania cienkich pokładów. Kraków, Materiały Szkoły Eksploatacji Podziemnej, 2002,
48. Krauze K.: Określenie warunków dla stosowania statycznych strugów węglowych. *Mechanizacja i Automatyzacja Górnictwa*, 3/2006,
49. Krauze K.: Urabianie skał kombajnami ścianowymi. Katowice, Wydawnictwo "Śląsk", 2000,
50. Krauze K.: Wykorzystanie statycznych strugów węglowych do eksploatacji cienkich pokładów. Kraków, Materiały Szkoły Eksploatacji Podziemnej, 2008,
51. Krauze K., Bołoz Ł.: Analiza obciążenia jednoorganowego kombajnu ścianowego. *Przegląd Górniczy*, 11/2011,
52. Krauze K., Bołoz Ł.: Analiza obciążenia jednoorganowego kombajnu ścianowego. W: Nowoczesne metody eksploatacji węgla i skał zwięzłych. Kraków, Katedra Maszyn Górniczych, Przeróbczych i Transportowych, 2011,
53. Krauze K., Bołoz Ł.: Eksploatacja cienkich pokładów węgla kamiennego. W: Wybrane problemy eksploatacji węgla i skał zwięzłych, Red. Krauze K., Reś J. Kraków, Katedra Maszyn Górniczych, Przeróbczych i Transportowych, 2009,
54. Krauze K., Bołoz Ł.: Exploitation of hard coal seams. Selected problems of coal and cohesive rocks exploitation. A collective work under the direction of Antoni Kalukiewicz, Janusz Reś. Cracow, Department of Mining, Dressing and Transport Machines, 2010,
55. Krauze K., Bołoz Ł.: Koncepcja wybierania cienkich pokładów węgla kamiennego. *Transport Przemysłowy i Maszyny Robocze*, 3/2009,
56. Krauze K., Bołoz Ł.: Model jednoorganowego frezującego kombajnu ścianowego. *Napędy i Sterownie*, 12/2010,
57. Krauze K., Bołoz Ł.: Model jednoorganowego frezującego kombajnu ścianowego. W: Innowacyjne techniki i technologie dla górnictwa, Red. Klich. A, Kozieł A. Gliwice, KOMAG, 2010,
58. Krauze K., Bołoz Ł.: Modelowanie obciążenia organu frezującego kombajnu jednoorganowego. W: Zagadnienia mechaniki pęknięcia i skrawania materiałów, Red. Jonak J. Lublin, Lubelskie Wydawnictwo Naukowe, 2010,

59. Krauze K., Bołoz Ł., Kotwica K., Wydro T., Dygdała W., Mazur M., Pasek J.: Projekt wynalazczy. Polska. nr P-395271. Tymczasowa obudowa krocząca przodka wyrobiska chodnikowego,
60. Krauze K., Bołoz Ł., Wydro T.: Ocena jakości noży styczno-obrotowych na podstawie badań laboratoryjnych. Kraków, Materiały Szkoły Eksploatacji Podziemnej, 2012,
61. Krauze K., Bołoz Ł., Wydro T.: Prototyp zmechanizowanej obudowy chodnikowej dla wyrobisk korytarzowych. W: Nowe spojrzenie na technikę i technologię eksploatacji cienkich pokładów węgla kamiennego. Red. A. Dyczko i inni. Kraków, Fundacja dla AGH, 2011,
62. Krauze K., Bołoz Ł., Wydro T.: Sprawozdanie nr 1 z realizacji projektu badawczego: Modelowanie obciążenia kombajnu ścianowego z ciągnowym napędem posuwu w niskich ścianach. Kraków, niepublikowane, 2011,
63. Krauze K., Bołoz Ł., Wydro T.: Zmechanizowana obudowa chodnikowa dla zwiększenia efektywności drażenia i poprawy bezpieczeństwa pracy. W: Problemy bezpieczeństwa w budowie i eksploatacji maszyn i urządzeń górnictwa podziemnego, Red. Krauze K. Łędziny, Centrum Badań i Dozoru Górnictwa Podziemnego, 2011,
64. Krauze K., Flaga S.: Dobór maszyn kompleksu ścianowego w aspekcie uzyskania założonej wydajności i minimalizacji nakładów inwestycyjnych. Szczyrk, Międzynarodowa Konferencja CMG Komag, 1999,
65. Krauze K., Klempka R.: Wspomaganie komputerowe wyposażenia technicznego ścian do cienkich pokładów. Kraków, Materiały Szkoły Eksploatacji Podziemnej, 2002,
66. Krauze K., Kotwica K., Bochenek W.: Badania oporów urabiania pojedynczymi narzędziami skrawającymi. Mechanizacja i Automatyzacja Górnictwa, 1/1996,
67. Krauze K., Kotwica K., Bołoz Ł.: Określenie parametrów noży styczno – obrotowych w aspekcie zmniejszenia występowania zagrożeń podczas urabiania skał zwięzłych. W: Problemy bezpieczeństwa w budowie i eksploatacji maszyn i urządzeń górnictwa podziemnego, Red. K. Krauze. Łędziny, Centrum Badań i Dozoru Górnictwa Podziemnego, 2009,
68. Krauze K., Wydro T.: Frezujące kombajny ścianowe dla cienkich pokładów - wymagania konstrukcyjne i ruchowe. Maszyny Górnicze, 3/2006,
69. Krauze K., Wydro T., Bołoz Ł.: Frezujące organy maszyn urabiających. Maszyny Górnicze, 3/2009,
70. Krauze K., Wydro T., Bołoz Ł.: Frezujący organ urabiający nowej generacji do urabiania soli kamiennej w warunkach drażenia wyrobiska szybowego. Kraków, Materiały Szkoły Eksploatacji Podziemnej, 2012,
71. Krauze K., Wydro T., Bołoz Ł.: Problemy związane z procesem ładowania frezującymi organami ślimakowymi. W: Problemy bezpieczeństwa w budowie i eksploatacji maszyn i urządzeń górnictwa podziemnego, Red. Krauze K. Łędziny, Centrum Badań i Dozoru Górnictwa Podziemnego, 2010,
72. Krauze K., Wydro T., Bołoz Ł.: Projekt wynalazczy. Polska. nr P-389240. Frezujący organ ślimakowy, zwłaszcza do kombajnów ścianowych,
73. Krauze K., Wydro T.: Projekt wynalazczy. Polska. nr P-381944. Frezujący kombajn ścianowy,
74. Krauze K., Wydro T.: Projekt wynalazczy. Polska. nr P-384138, Sekcja ścianowej zmechanizowanej obudowy podporowej,

75. Kwiatkowski K.: Wykonywanie i utrzymanie chodników przyścianowych dla ścian strugowych. W: Nowe spojrzenie na technikę i technologię eksploatacji cienkich pokładów węgla kamiennego. Red. A. Dyczko i inni. Kraków, Fundacja dla AGH, 2011,
76. Lambe T. W., Whitman R.V.: Mechanika gruntów, Tom I. Warszawa, Wydawnictwo Arkady, 1976,
77. Lisiecki W.: Transport kopalniany cz.1 Odstawa urobku. Katowice, Państwowe Wydawnictwo Techniczne, 1951,
78. Lorentz U.: Węgiel jako paliwo z przyszłością. Przegląd Górniczy, 10/2005,
79. Malczewski J.: Mechanika materiałów sypkich. Operacje jednostkowe. Warszawa, Wydawnictwo Politechniki Warszawskiej, 1990,
80. Masiakiewicz M., Szyszka A.: Praktyczne elementy optymalizacji systemów mechanizacji ścian strugowych w warunkach LW "Bogdanka" S.A. W: Nowe spojrzenie na technikę i technologię eksploatacji cienkich pokładów węgla kamiennego. Red. A. Dyczko i inni. Kraków, Fundacja dla AGH, 2011,
81. Matula J.: Doświadczenia OKD w zakresie techniki strugowej. W: Nowe spojrzenie na technikę i technologię eksploatacji cienkich pokładów węgla kamiennego. Red. A. Dyczko i inni. Kraków, Fundacja dla AGH, 2011,
82. Matyja S., Podsiadło A.: Analiza obciążenia frezującego kombajnu bębnowego. Mechanizacja i Automatyzacja Górnictwa, 4/1975,
83. Michalczyk J.: Dynamika maszyn górniczych, część 1. Kraków, Wydawnictwo AGH, 1990,
84. Michalczyk J.: Maszyny wibracyjne. Warszawa, Wydawnictwa Naukowo-Techniczne, 1995,
85. Michalczyk J., Cieplik G.: Wysokoefektywne układy wibroizolacji i redukcji drgań. Kraków, Collegium Columbinum, 1999,
86. Myszkowski M., Paschedag U.: Longwall Mining in Seams of Medium Thickness - Comparison of Plow and Shearer Performance under Comparable Conditions, Materiały firmy Bucyrus, www.bucyrus.com, 2010, Materiały firmy Bucyrus, www.bucyrus.com, 2010,
87. Nowomag S.A., <http://www.famur.com.pl/page/index/19>, 20.05.2012,
88. Opolski T.: Strugi węglowe. Katowice : Wydawnictwo Śląsk, 1969,
89. Ostroj a.s., <http://www.ostroj.cz>, 03.10.2011,
90. Palczewski A.: Równania różniczkowe zwyczajne. Warszawa : Wydawnictwa Naukowo-Techniczne, 2004,
91. Paschedag U.: Technologia strugowa - historia i dzisiejszy stan techniki. W: Nowe spojrzenie na technikę i technologię eksploatacji cienkich pokładów węgla kamiennego. Red. A. Dyczko i inni. Kraków, Fundacja dla AGH, 2011,
92. Pesce C.: The application of Lagrange equations to mechanical systems with mass explicitly dependent on position. Journal of Applied Mechanics, 70/2003,
93. Pesce C., Tannuri E., Casetta L.: The Lagrange equation for systems with mass varying explicitly with position: some applications to offshore engineering. Journal of the Brazilian Society of Mechanical Sciences and Engineering, 4/2006,
94. Piechota S.: Podstawowe zasady i technologie wybierania kopalin stałych. Kraków, Biblioteka Szkoły Eksploatacji Podziemnej, 2003,

95. Pieczonka K.: Maszyny urabiające, Podstawy urabiania i przemieszczania. Wrocław, Wydawnictwo Politechniki Wrocławskiej, 1988,
96. Pytko S., Szczerek M.: Analiza morfologiczna eksperymentalnych badań tribologicznych. Tribologia, 5-6/1997,
97. Ryfama S.A., <http://www.ryfama.rybnik.pl>, 20.05.2012,
98. Sikora W.: Obciążenia dynamiczne w układach ciągnięcia wysoko wydajnych kombajnów ścianowych. Gliwice, Wydawnictwo Politechniki Śląskiej, 2005,
99. Sikora W.: Pozytywne i negatywne strony technik urabiania: strugowej i kombajnowej w sysmetach ścianowych - tendencje rozwoju. Szczyrk, Materiały Szkoły Eksploatacji Podziemnej, 1997,
100. Sikora W.: Bariery koncentracji wydobywania w pokładach cienkich W.: Eksploatacja cienkich pokładów węgla kamiennego. Szczyrk : Biblioteka Szkoły Eksploatacji Podziemnej, 1996.
101. Skrabaka M., Renigiusz W., Marcinkowski G., Gwiazdziński P.: Wybieranie pokładów cienkich z wykorzystaniem kompleksu ścianowego FL 12/18. W: Nowoczesne metody eksploatacji węgla o skał zwiezłych, Kraków, Katedra Maszyn Górniczych, Przeróbczych i Transportowych, 2011,
102. Sobczyk J.: Zasoby węgla kamiennego w Polsce a możliwość zaspokojenia potrzeb energetyki. Polityka energetyczna, 1/2008,
103. Sobota P.: Doświadczalne wyznaczenie sprawności bębna łańcuchowego w przenośniku zgrzeblowym. Przegląd Górniczy, 4/2012,
104. Stopa Z.: Perspektywy eksploatacji cienkich pokładów węgla kamiennego w LW „Bogdanka” S.A. Szczyrk : Materiały Szkoły Eksploatacji Podziemnej, 2008,
105. Stopa Z.: Technika strugowa w Lubelskim Węglu "Bogdanka" S.A. - stan obecny i perspektywy rozwoju. W: Nowe spojrzenie na technikę i technologię eksploatacji cienkich pokładów węgla kamiennego. Red. A. Dyczko i inni. Kraków, Fundacja dla AGH, 2011,
106. Strzemiński J.: Strugi węglowe, rozwój, stan aktualny, perspektywy cz. 1. Mechanizacja i Automatyzacja Górnictwa, 3/2001,
107. Strzemiński J.: Strugi węglowe, rozwój, stan aktualny, perspektywy cz. 2. Mechanizacja i Automatyzacja Górnictwa, 10/2001,
108. Strzemiński J.: Wybieranie cienkich pokładów w polskich kopalniach węgla kamiennego. Stan aktualny i perspektywy na przyszłość. Mechanizacja i Automatyzacja Górnictwa, 3/2001,
109. Szczepanek W.: Zarys górnictwa. Warszawa : Wyd. Szkolnictwa Zawodowego, 1952,
110. TMachinery a.s., <http://www.tmachinery.cz>, 28.09.2011,
111. Tagor S.A., <http://www.tagor.com.pl/idm,631,oferta.html>, 20.05.2012,
112. Thiele, Katalog wyrobów górniczych, 9/2007,
113. Tor A.: Dotychczasowe doświadczenia i dalsze plany w zakresie zastosowania techniki strugowej w Jastrzębskiej Spółce Węglowej S.A. W: Nowe spojrzenie na technikę i technologię eksploatacji cienkich pokładów węgla kamiennego. Red. A. Dyczko i inni. Kraków, Fundacja Dla AGH, 2011,

114. Tor A.: Nowoczesna technika strugowa jako sposób na zwiększenie racjonalnego wykorzystania złóż węgla w JSW S.A. KWK „Zofiówka”. Szczyrk, Materiały Szkoły Eksploatacji Podziemnej, 2006,
115. Tor A., Dobrzyński R., Koliński K.: Utrzymanie wyrobisk przyścianowych w kopalniach JSW S.A. W: Nowe spojrzenie na technikę i technologię eksploatacji cienkich pokładów węgla kamiennego. Red. A. Dyczko i inni. Kraków, Fundacja dla AGH, 2011,
116. Tor A., Kubaczka Cz., Olma R., Kapcia J.: Uwarunkowania techniczne eksploatacji cienkich pokładów węgla kamiennego z wykorzystaniem kompleksu strugowego w warunkach Jastrzębskiej Spółki Węglowej S.A. Kraków : Materiały Szkoły Eksploatacji Podziemnej, 2008,
117. Tor A., Wróbel A., Łukosz M., Olma R., Kapcia J.: Nowoczesna technika strugowa jako sposób na zwiększenie racjonalnego wykorzystania złóż węgla w JSW S.A. KWK Zofiówka. Kraków : Materiały Szkoły Eksploatacji Podziemnej, 2006,
118. Turek M.: Analiza ekonomicznej efektywności wybierania cienkich pokładów węgla kamiennego. Kraków, Materiały Szkoły Eksploatacji Podziemnej, 2002,
119. Turek M.: Rola i uwarunkowania ekonomicznej eksploatacji pokładów cienkich węgla kamiennego. Szczyrk, Materiały Szkoły Eksploatacji Podziemnej, 2003,
120. Turek M.: Nie pozostawiamy pokładów cienkich. Przegląd Górniczy, 10/2005,
121. Tytko S., Walczak Z., Dziura J., Skrzypiec A.: Kompleks ściany do wybierania cienkich pokładów. W: Nowoczesne metody eksploatacji węgla o skał zwięzłych, Kraków, Katedra Maszyn Górniczych, Przeróbczych i Transportowych, 2011,
122. Unrug F.: Eksploatacja węgla w cienkich pokładach w USA - stan obecny i perspektywy. W.: Eksploatacja cienkich pokładów węgla kamiennego. Szczyrk, Biblioteka Szkoły Eksploatacji Podziemnej, 1996,
123. Xianguang Tang D.: Doświadczenia z eksploatacji zautomatyzowanych systemów strugowych w Tiefa w Chinach. W.: Nowe spojrzenie na technikę i technologię eksploatacji cienkich pokładów węgla kamiennego. Red. A. Dyczko i inni. Kraków, Fundacja dla AGH, 2011.
124. ZZM S.A, <http://www.zzm.com.pl>, 28.09.2011.
125. Zagórski K.: Badania procesu skrawania tworzyw węglowych WPW celem doboru optymalnych warunków obróbki. Kraków : Praca doktorska, Akademia Górniczo-Hutnicza, 2010,
126. Ziegler M.: Die beanspruchung mechanischer Komponenten endloser Kettentriebe in der Kohlegewinnung durch eigen- und fremderregte Schwingungen. Praca doktorska. Bochum, RUHR-UNIVERSITÄT BOCHUM, 2006,
127. Zorychta A., Tor A., Plutecki J.: Ocena możliwości wybierania pokładów cienkich w polskim górnictwie węgla kamiennego na przykładzie Jastrzębskiej Spółki Węglowej SA. Wydawnictwo IGSMiE PAN, Kwartalnik Gospodarka Surowcami Mineralnymi, 24/2008,