

Robert CZABANOWSKI

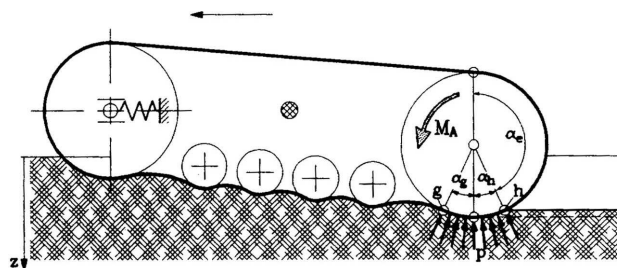
NUMERYCZNA IDENTYFIKACJA WPŁYWU PODŁOŻA ODKSZTAŁCALNEGO NA PROCES SPRZĘŻENIA POMIĘDZY KOŁEM NAPEĐOWYM A GĄSIENICĄ ELASTOMEROWĄ

Streszczenie

W artykule dokonano analizy oddziaływania podłoża odkształcalnego na wielkość przenieszonego momentu napędowego pomiędzy kołem napędowym a gąsienicą elastomerową. Wykazano, że oddziaływanie podłoża odkształcalnego, wskutek dodatkowych nacisków na łuku opasania koła napędowego może, w pewnych warunkach, znacząco zwiększać moment przenoszony przez sprzężenie cierne koła napędowego z gąsienicą elastomerową. W analizie uwzględniono ograniczoną przydatność modelu Eulera do opisu przenoszenia momentu pomiędzy kołem napędowym z podatną okładziną elastomerową a gąsienicą elastomerową.

WSTĘP

Uniwersalność podwozi z gąsienicami elastomerowymi umożliwia stosowanie wyposażonych w nie pojazdów przemysłowych w różnorodnych warunkach pracy, na różnych podłożach. Wymaga to oczywiście uwzględnienia, już na etapie projektowania układu przeniesienia napędu, obszaru zastosowań gąsienicowego układu jezdny. Przewidując zastosowanie maszyny na podłożu odkształcalnym należy uwzględnić wpływ oddziaływania podłoża na podwozie (rys. 1).



Rys. 1. Podwozie gąsienicowe na podłożu odkształcalnym [1]

Analiza procesu transmisji mocy w typowym podwoziu gąsienicowym maszyny roboczej wymaga oddzielnego rozpatrzenia dwóch podobszarów interakcji koła napędowego z gąsienicą (rys. 1):

- odcinek łuku opasania wolny od oddziaływania podłoża (α_e),

b) odcinek łuku opasania, na którym należy uwzględnić oddziaływanie podłoża (α_g i α_h).

Analizę procesu przeniesienia napędu przeprowadzono na podwoziu gąsienicowym, którego pierwsza rolka nośna jest jednocześnie kołem napinającym, a ostatnia rolka nośna spełnia rolę koła napędowego. Wybór takiej struktury jest uzasadniony przede wszystkim bardziej korzystnym rozkładem sił w gąsienicy – maksymalne napięcie ciągną występuje tylko na niewielkim odcinku gąsienicy [3].

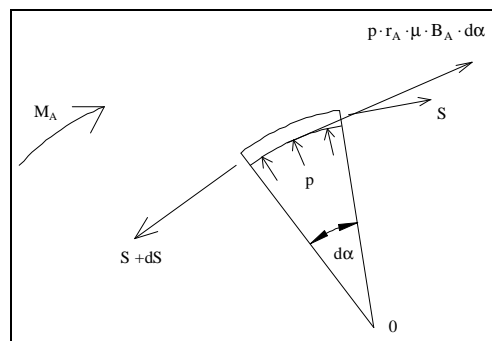
1. ANALIZA PROCESU PRZENIESIENIA NAPĘDU KOŁO NAPĘDOWE-GĄSIENICA ELASTOMEROWA

Analizując wyniki badań prezentowane w literaturze [4, 5] stwierdzono, że, w rozważanym układzie przeniesienia napędu, najbardziej istotnym parametrem wpływającym na wartość współczynnika tarcia są naciski i , w związku z tym, zdecydowano się na następującą zależność współczynnika tarcia od nacisków:

$$\mu = a + b \cdot \ln(p) \quad (1)$$

gdzie: a i b są współczynnikami aproksymacji wyników badań eksperymentalnych, p – naciski, [Pa].

1.1. Sprężenie koła napędowego z gąsienicą w obszarze łuku opasania poza oddziaływaniem podłoża



Rys. 2. Siły działające na wyodrębniony element gąsienicy

Siły działające na wyodrębniony element gąsienicy na łuku opasania koła napędowego zaprezentowano na rys. 2. Z równań równowagi oraz założeń upraszczających ($\sin(d\alpha/2) \approx d\alpha/2$, $dS \cdot \sin(d\alpha/2) \approx 0$) uzyskujemy:

$$\frac{dp}{d\alpha} - p \cdot \mu(p) = 0 \quad (2)$$

Uwzględniając (1) otrzymujemy:

$$\frac{dp}{d\alpha} - p \cdot [a + b \cdot \ln(p)] = 0 \quad (3)$$

Jest to nieliniowe równanie różniczkowe pierwszego rzędu, którego rozwiązanie jest następujące:

$$p = e^{\frac{1}{b}(e^{b(\alpha+C_1)} - a)} \quad (4)$$

Uwzględniając warunek brzegowy: $p|_{\alpha=0} = p_1$ po podstawieniu do równania (4) otrzymujemy:

$$p(\alpha) = \exp \left[\frac{1}{b} \left(e^{b \left(\alpha_0 + \frac{1}{b} \ln[a + b \ln(p_1)] \right)} - a \right) \right] \quad (5)$$

Powyższe równanie umożliwia obliczenie wartości nacisków jednostkowym w każdym punkcie łuku opasania. Uwzględniając drugi warunek brzegowy: $p|_{\alpha=\alpha_0} = p_2$ po podstawieniu do równania (5) otrzymujemy:

$$p_2 = \exp \left[\frac{1}{b} \left(e^{b \left(\alpha_0 + \frac{1}{b} \ln[a + b \ln(p_1)] \right)} - a \right) \right] \quad (6)$$

To równanie przedstawia maksymalny nacisk, pomiędzy gaśnicą a kołem napędowym i wykorzystując zależność $p=2S/(D_A B_A)$ możemy określić siłę w cięgnię w dowolnym punkcie łuku opasania:

$$S(\alpha) = p \cdot z_1 = \frac{B_A \cdot D_A}{2} \cdot p = \frac{B_A \cdot D_A}{2} \cdot \exp \left[\frac{1}{b} \left(e^{b \left(\alpha_0 + \frac{1}{b} \ln \left[a + b \ln \left(\frac{2 \cdot S_1}{B_A \cdot D_A} \right) \right]} - a \right) \right) \right] \quad (7)$$

a uwzględniając, że dla jazdy do przodu $S_1=0,5S_V$, siła maksymalna wynosi:

$$S_2 = p_2 \cdot z_1 = \frac{B_A \cdot D_A}{2} \cdot p_2 = \frac{B_A \cdot D_A}{2} \cdot \exp \left[\frac{1}{b} \left(e^{b \left(\alpha_0 + \frac{1}{b} \ln \left[a + b \ln \left(\frac{S_V}{B_A \cdot D_A} \right) \right]} - a \right) \right) \right] \quad (8)$$

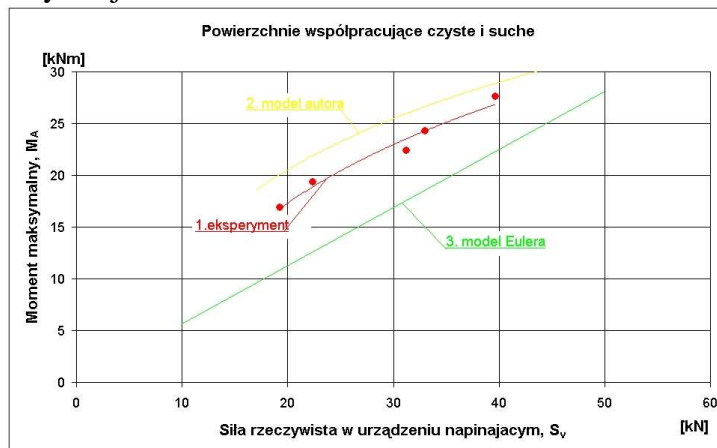
Moment napędowy przenoszony przez sprzężenie cierne z pominięciem oddziaływania gruntu (np.: jazda pojazdu po sztywnym podłożu) można obliczyć wstawiając do równania:

$$M_A = \frac{D_A}{2} \cdot (S_2 - S_1) \quad (9)$$

równanie (8). W ten sposób (dla jazdy pojazdu do przodu) otrzymujemy następujące równanie:

$$M_A = \frac{D_A}{2} \left\{ \frac{B_A \cdot D_A}{2} \cdot \exp \left[\frac{1}{b} \left(e^{b \left(\alpha_0 + \frac{1}{b} \ln \left[a + b \ln \left(\frac{S_V}{B_A \cdot D_A} \right) \right]} - a \right) \right) \right] - \frac{S_V}{2} \right\} \quad (10)$$

gdzie: M_A – moment napędowy, D_A – średnica koła napędowego, B_A – szerokość koła napędowego, S_V – siła w urządzeniu napinającym gaśnicę, α_0 – kąt opasania, a, b – współczynniki aproksymacji.



Rys. 3. Porównanie wyników pomiarów (1) z obliczeniami: (2)-wg modelu autora: $\mu=f(p)$, (3)-wg modelu Eulera: $\mu=0,8$ [2]

Powyższa formuła jest nieciągła dla siły w urządzeniu napinającym równej zero ($S_v=0$). Jest to spowodowane przyjętym rodzajem funkcji aproksymującej (1). Obliczenia z wykorzystaniem równania (7) muszą być prowadzone dla nacisków jednostkowych w obszarze aproksymowanych wyników eksperymentalnych.

Na rysunku 3 przedstawiono moment napędowy przenoszony przez sprzężenie cierne w zależności od napięcia wstępnego elastycznego ciągu. W obliczeniach użyto wartości współczynnika sprzężenia oraz współczynników funkcji charakterystycznych dla takich samych warunków pracy. Jak można zauważyć, przebieg momentu obliczony ze wzoru Eulera istotnie odbiega od uzyskanego eksperymentalnie. Zwraca uwagę przede wszystkim zupełnie odmienny charakter obu wykresów. Inaczej jest w przypadku obliczeń wykonanych według opracowanego modelu. Jakkolwiek występują różnice co do wartości, to charakter obu wykresów jest zbliżony, co wydaje się być potwierdzeniem słuszności przyjętej metody uwzględnienia zmienności współczynnika sprzężenia.

1.2. Sprzężenie koła napędowego z gąsienicą w obszarze oddziaływania podłoża odkształcalnego

1.2.1. Naciski pomiędzy układem jezdny a podłożem odkształcalnym

W przypadku pracy pojazdu przemysłowego na odkształcalnym podłożu należy uwzględnić pionowe reakcje podłoża, których obecność w obszarze kontaktu koła (poprzez gąsienicę) z podłożem wpływa na proces sprzężenia koła napędowego z gąsienicą. Istotna jest przy tym przede wszystkim znajomość rozkładu nacisków pod kołem napędowym. Wymaga to rozpatrzenia podstawowych własności mechanicznych podłoża odkształcalnego.

Odształcenie gruntu może mieć charakter sprężysty lub plastyczny. W tym ostatnim przypadku odształcenie może być spowodowane poprzez zagęszczenie bądź też płynięcie gruntu. Odształcenie gruntu zależy głównie od rodzaju podłoża (uziarnienia) oraz stanu podłoża (porowatości, wilgotności). Jedną z pierwszych prób opisu zależności pomiędzy wielkością ciśnienia, działającego na głębę a zgniotem gleby jest [6]:

$$p = k \cdot z^n \quad (11)$$

gdzie: p – nacisk jednostkowy na podłoże, z – głębokość osiadania gleby pod wpływem obciążenia, k – moduł odkształcalności gleby, n – bezwymiarowy wykładnik określający strukturę i rodzaj gleby.

Badania [1] wykazały, że parametr n nie zależy od wielkości powierzchni obciążającej, a zależy tylko od rodzaju gleby i jej jednorodności. Natomiast parametr k jest nie tylko zależny od rodzaju i stanu podłoża, ale również zależy od wymiarów geometrycznych stempla. Dlatego też, Bekker [1] podzielił współczynnik k na dwa moduły pionowego odształcenia gleby: zależny od jej spoistości k_c oraz zależny od jej tarcia wewnętrznego k_ϕ :

$$p = \left(\frac{k_c}{b} + k_\phi \right) \cdot z^n \quad (12)$$

gdzie: b – szerokość stempla.

Wielu autorów podejmowało próby poszerzenia formuł (11) oraz (12). Przyjmując podobny model i przyjmując za podstawę równanie Terzaghi'ego [9], Reece zaproponował [8]:

$$p = \left(c \cdot k'_c + \gamma \cdot b \cdot k'_\phi \right) \cdot \left(\frac{z}{b} \right)^n \quad (13)$$

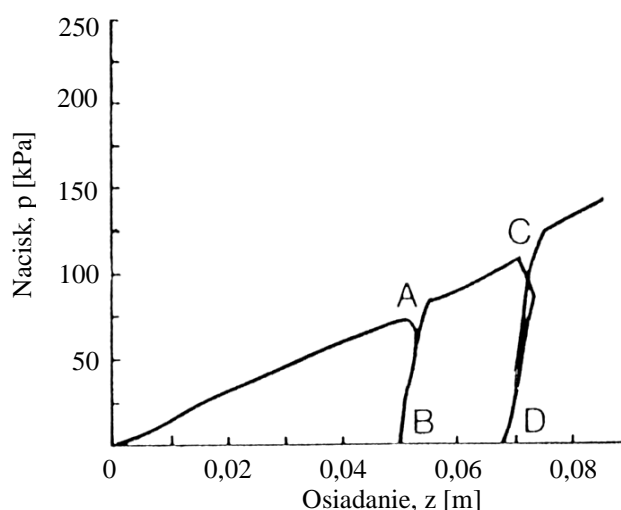
gdzie: c – kohezja, γ - gęstość gruntu.

Przedstawione powyżej zależności nacisk-osiadanie są adekwatne tylko w przypadku pierwotnego obciążania podłoża. Przy rozważaniu poruszania się pojazdu gąsienicowego po

odkształcalnym podłożu istotna jest znajomość zachowania się gruntu w przypadku odciążania i ponownego obciążania, co ma miejsce przy przejeżdżaniu kolejnych rolek nośnych podwozia gąsienicowego. Przebieg przykładowej krzywej obciążanie-odciążanie-ponowne obciążanie przedstawiono na rys. 4. Wong [10] proponuje, w pierwszym przybliżeniu (dla odcinków AB i CD, rys. 4), następującą liniową zależność:

$$p = p_{Ei} - k_{Ei} \cdot (z_{Ei} - z) \quad (14)$$

gdzie: p_{Ei} – nacisk przy początku odciążania, z_{Ei} – osiadanie przy początku odciążania, k_{Ei} – parametr podczas i-tego cyklu odciążanie-obciążanie.



Rys. 4. Odpowiedź mineralnego podłoża na cykliczne obciążanie[10]

Takie założenie jest możliwe, ponieważ udział histerezy w całkowitym odkształceniu jest pomijalnie mały, a przy podłożu piaszczystym całkowicie zanika. Stwierdzono, że wartość współczynnika k_{Ei} podczas odciążania i ponownego obciążania zmienia się ze zmieniającym się osiadaniami z_{Ei} :

$$k_{Ei} = k_o + \alpha_E \cdot z_{Ei} \quad (15)$$

gdzie k_o i α_E są parametrami gruntu uzyskanymi na drodze eksperymentalnej.

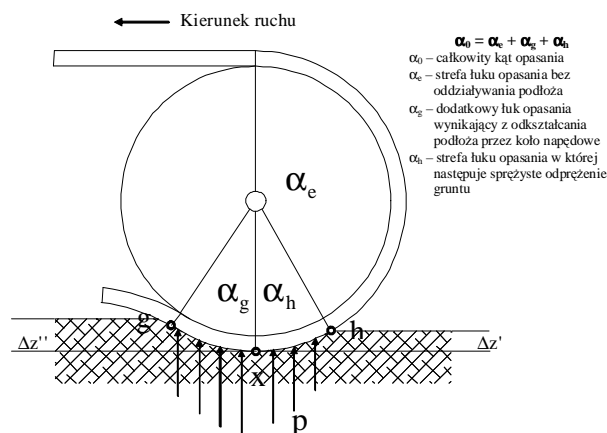
1.2.2. Analityczna ocena wpływu odkształcalnego podłoża na wielkość przenieszonego momentu napędowego

Przemieszczanie się zespołu jezdnego po odkształcalnym podłożu ma, ze względu na wielkość przenieszonego momentu napędowego, dwa istotne aspekty (rys. 5):

- oddziaływanie dodatkowych nacisków w obszarze styku koła z gruntem – fragmenty łuku opasania α_g i α_h ,
- wzrost kąta opasania – obszar łuku opasania α_g .

Wielkości rozpatrywanych stref łuku opasania α_g i α_h w obszarze oddziaływania podłoża zależą od szeregu istotnych parametrów. Najważniejsze z nich to:

- rodzaj i stan podłoża odkształcalnego,
- szerokość i średnica koła napędowego,
- prędkość jazdy pojazdu,
- prędkość odkształcania podłoża,
- historia obciążenia (tzw. multi-pass-effect),
- rodzaj i własności elementów zawieszenia,
- napięcie wstępne gąsienicy,
- własności fizyko-mechaniczne gąsienicy elastomerowej i ukształtowania bieżnika,
- obciążenie pionowe koła napędowego.



Rys. 5. Interakcja koła napędowego i gąsienicy elastomerowej z udziałem nacisków na odkształcalnym podłożu [2]

Wyznaczenie wartości α_g i α_h na drodze analitycznej jest bardzo skomplikowane i wymaga opracowania modelu podwozia gąsienicowego uwzględniającego interakcję z podłożem. Ze względu na złożoność zagadnienia, ocenę wpływu interakcji koła napędowego z podłożem odkształcalnym na wielkość przenoszonego momentu ograniczono do uwzględnienia: wzrostu kąta opasania o kąt dodatkowy α_g oraz wpływu nacisków jednostkowych od podłoża w obszarze łuku opasania α_h , przy czym wielkość α_h (i tym samym $\Delta z'$) jest funkcją własności sprężystych podłoża z uwzględnieniem historii obciążenia (multi-pass-effect).

Związek pomiędzy sprężystym „odbiciem” $\Delta z'$ a α_h przedstawia się następująco:

$$\Delta z' = \frac{D_A}{2} [1 - \cos(\alpha_h)] \quad (16)$$

stąd kąt α_h :

$$\alpha_h = \arccos\left(1 - \frac{2 \cdot \Delta z'}{D_A}\right) \quad (17)$$

Analogicznie:

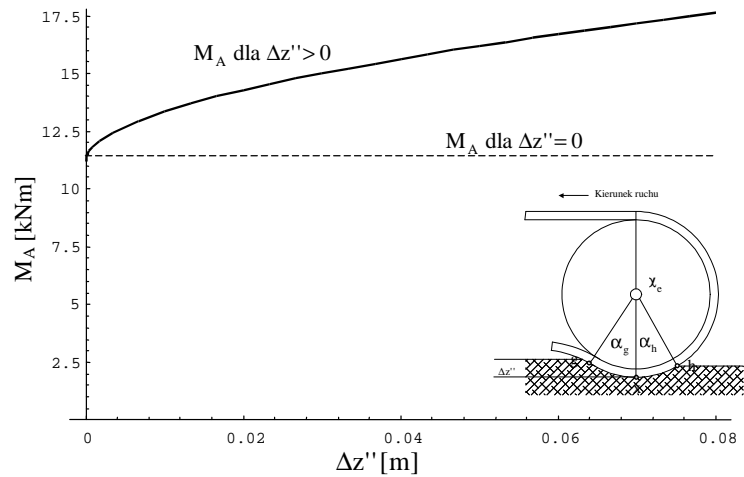
$$\Delta z'' = \frac{D_A}{2} [1 - \cos(\alpha_g)] \quad (18)$$

$$\alpha_g = \arccos\left(1 - \frac{2 \cdot \Delta z''}{D_A}\right) \quad (19)$$

Na rysunku 6 przedstawiono wzrost przenoszonego momentu napędowego, spowodowany wzrostem kąta opasania o kąt dodatkowy α_g . Obliczenia przeprowadzono wykorzystując równanie (10), nie uwzględniono przy tym wpływu dodatkowych nacisków jednostkowych od podłoża na gąsienicę. Dane użyte do obliczeń zebrano w tabeli 1.

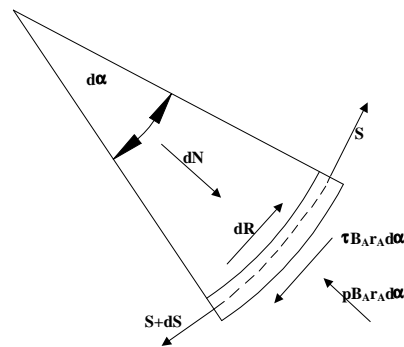
Tab. 1. Dane używane do obliczeń numerycznych

Opis	Symbol	Wymiar	Wartość
Średnica koła	D_A	[m]	0,8
Szerokość koła	B_A	[m]	0,276
Siła w urządzeniu napinającym	S_V	[kN]	80
Kąt opasania	α_0	[rad]	$\pi + \alpha_g$
Współczynniki aproksymacji	a	[-]	2.802
	b	[1/ln(Pa)]	-0.172



Rys. 6. Zmiana momentu napędowego M_A wskutek wzrostu kąta opasania o kąt $\alpha_g=f(\Delta z'')$ wynikający z interakcji koła napędowego z podłożem odkształcalnym

W celu uwzględnienia wpływu nacisków od podłoża poddano bliższej analizie odcinek gaśienicy h-x (rys. 6). Rozkład obciążeń działających na wyodrębniony element gaśienicy w tym obszarze przedstawiono na (rys. 7).



Rys. 7. Rozkład obciążeń działających na element gaśienicy z obszaru styku koła napędowego z odkształconym podłożem

Z równań równowagi w kierunkach promieniowym i stycznym, przyjmując założenia: $\sin(d\alpha/2) \approx d\alpha/2$, $\cos(d\alpha/2) \approx 1$, $dS \cdot \sin(d\alpha/2) \approx 0$ oraz stosując zależności: $dR = \mu \cdot dN$, $\tau = \tau(p)$ and $p = p(z)$ po przekształceniach otrzymano równanie różniczkowe pierwszego rzędu:

$$\frac{dS}{d\alpha} - \mu \cdot S - B_A \cdot r_A [\mu \cdot p(z) - \tau(p)] = 0 \quad (20)$$

Po zastosowaniu zależności:

$$z = r_A \cdot \cos(\alpha_h - \alpha) \quad (21)$$

gdzie: α - współrzędna kątowa począwszy od h, sprowadzono funkcje $p=p(z)$ przez $p=p(\alpha)$ oraz $\tau(p)=\tau(\alpha)$ otrzymując:

$$\frac{dS}{d\alpha} - \mu \cdot S = B_A \cdot r_A [\mu \cdot p(\alpha) - \tau(\alpha)] \quad (22)$$

Ze względu na stosunkowo małe wartości kątów α_g i α_h i tym samym niewielkie zmiany wartości współczynnika sprzężenia $\mu=f(p)$, powyższe równanie (22) rozwiązano dla $\mu=\text{const}$. Rozwiązaniem równania jednorodnego:

$$\frac{dS}{d\alpha} - \mu \cdot S = 0 \quad (23)$$

jest:

$$S_a = C_1 \cdot e^{\mu\alpha} \quad (24)$$

Rozwiązanie osobliwe uzyskano wprowadzając przewidywane rozwiązanie równania (34):

$$S_b = C(\alpha) \cdot e^{\mu\alpha} \quad (25)$$

po zróżniczkowaniu: $S'_b = C'(\alpha) \cdot e^{\mu\alpha} + C(\alpha) \cdot \mu \cdot e^{\mu\alpha}$ i podstawieniu do równania (20) uzyskano:

$$C'(\alpha) \cdot e^{\mu\alpha} + C(\alpha) \cdot e^{\mu\alpha} - \mu \cdot C(\alpha) \cdot e^{\mu\alpha} = B_A \cdot r_A \cdot [\mu \cdot p(\alpha) - \tau(\alpha)] \quad (26)$$

Po przekształceniach otrzymano następujące wyrażenie:

$$S_b = e^{\mu\alpha} \int B_A \cdot r_A \cdot [\mu \cdot p(\alpha) - \tau(\alpha)] \cdot e^{-\mu\alpha} d\alpha \quad (27)$$

Ze względu na $S(\alpha) = S_a(\alpha) + S_b(\alpha)$ otrzymano ostatecznie:

$$S_b = e^{\mu\alpha} \int B_A \cdot r_A \cdot [\mu \cdot p(\alpha) - \tau(\alpha)] \cdot e^{-\mu\alpha} d\alpha \quad (28)$$

Prowadzone dotąd rozważania nie uwzględniają grubości ani struktury gąsienicy (linki zbrojenia). Jednak przy bardziej dokładnej analizie wpływu naprężeń stycznych od podłoża na generowaną siłę sprzężenia, można zauważyć, że siła styczna na zewnętrznej powierzchni gąsienicy i bieźniku $\tau \cdot B_A \cdot r_A \cdot d\alpha$ (rys. 7) powoduje co prawda odkształcenie warstw elastomeru, ale tylko do dzielącej przekrój gąsienicy warstwy linek, których wydłużenie z uwagi na niewielkie wartości siły stycznej i dużą sztywność linek jest znikome. W związku z tym, oddziaływanie sił stycznych od podłoża praktycznie nie przenosi się na strefę styku gąsienicy i koła napędowego i nie wpływa znacząco na proces sprzężenia. Dlatego też, równanie (28) rozwiązano z pominięciem wpływu naprężeń stycznych ($\tau(\alpha) = 0$). W pierwszej kolejności rozwiązano powyższe równanie na przedziale g-x. Wprowadzając do równania (28) funkcję nacisk-zagłębienie:

$$p(z) = k \cdot \Delta z' \quad (29)$$

uzyskano:

$$S = e^{\mu\alpha} \left\{ C_1 + \mu \cdot B_A \cdot r_A \cdot k \int [r_A \cdot \cos(\alpha_h - \alpha) - \Delta z'] \cdot e^{-\mu\alpha} d\alpha \right\} \quad (30)$$

Przyjęto liniowy zapis równania (11) (dla $n=1$) ze względu na niewielkie odkształcenia podłoża (praktycznie w zakresie sprężystym). Dzielnik całkę powyższego równania na sumę całek:

$$A = A_1 + A_2 = \int r_A \cdot \cos(\alpha_h - \alpha) \cdot e^{-\mu\alpha} d\alpha - \int \Delta z' \cdot e^{-\mu\alpha} d\alpha \quad (31)$$

Wprowadzając obliczone całki ($A_1 + A_2$) do równania (30) otrzymano:

$$S = e^{\mu\alpha} \left\{ C_1 + B_A \cdot r_A \cdot k \cdot \left[e^{-\mu\alpha} \left\{ \frac{-r_A \cdot \mu}{1 + \mu^2} [\mu \cdot \cos(\alpha_h - \alpha) + \sin(\alpha_h - \alpha)] + \Delta z' \right\} + C_2 + C_3 \right] \right\} \quad (32)$$

i dalej, kładąc $C = C_1 + \mu B_A r_A (C_2 + C_3)$ otrzymano:

$$S = C \cdot e^{\mu\alpha} + B_A \cdot r_A \cdot k \cdot \left[\Delta z' - \frac{r_A \cdot \mu}{1 + \mu^2} [\mu \cdot \cos(\alpha_h - \alpha) + \sin(\alpha_h - \alpha)] \right] \quad (33)$$

Stałą C wyznaczono z warunku brzegowego: $S(\alpha=0) = S_h$ i uzyskano:

$$S = S_h e^{\mu\alpha} + B_A r_A k \left[\frac{r_A \mu}{1 + \mu^2} \left\{ e^{\mu\alpha} [\mu \cos(\alpha_h) + \sin(\alpha_h)] - \mu \cos(\alpha_h - \alpha) - \sin(\alpha_h - \alpha) \right\} - \Delta z' (e^{\mu\alpha} - 1) \right] \quad (34)$$

Do obliczenia momentu przenoszonego przez sprzężenie niezbędne jest obliczenie siły w ciągu w punkcie h (dla $\alpha=\alpha_h$):

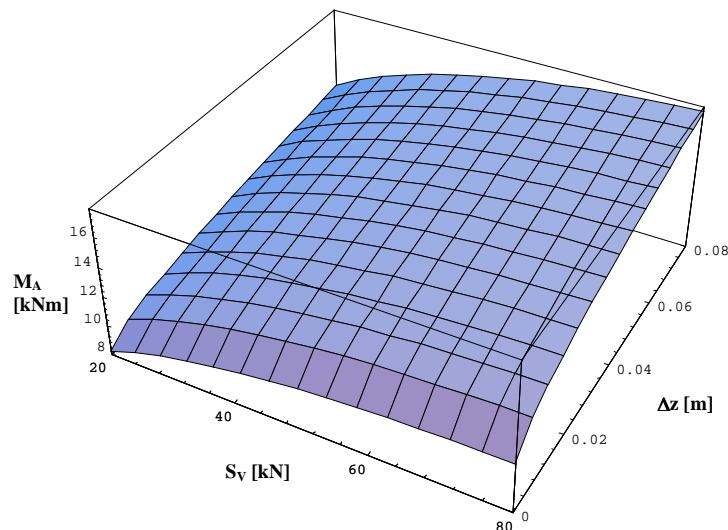
$$S_2 = S_h e^{\mu\alpha_h} + B_A r_A k \left[\frac{r_A \mu}{1 + \mu^2} \{ e^{\mu\alpha_h} [\mu \cos(\alpha_h) + \sin(\alpha_h)] - \mu \} - \Delta z' (e^{\mu\alpha_h} - 1) \right] \quad (35)$$

natomiast siłę w punkcie S_h obliczono z przyjmując kładąc $\alpha_0=\pi-\alpha_h$. Całkowity moment napędowy (z uwzględnieniem oddziaływania podłoża odkształcalnego można obliczyć z poniższego wzoru:

$$M_A = \frac{D_A}{2} \left\{ \left(\frac{B_A \cdot D_A}{2} \cdot \exp \left[\frac{1}{b} \left(e^{b \left(\alpha_c + \frac{1}{b} \ln \left[a + b \cdot \ln \left(\frac{S_V}{B_A \cdot D_A} \right) \right]} \right) - a \right) \right] \cdot e^{\mu\alpha_h} + \right. \right. \quad (36)$$

$$\left. \left. + B_A r_A k \left[\frac{r_A \mu}{1 + \mu^2} \{ e^{\mu\alpha_h} [\mu \cos(\alpha_h) + \sin(\alpha_h)] - \mu \} - \Delta z' (e^{\mu\alpha_h} - 1) \right] - \frac{S_V}{2} \right\}$$

Przyjmując do obliczeń dane z tabeli 1 (uzupełnione o: $k=1000 \text{ kN/m}^3$, $\mu=0,2$) korzystając z równania (36), obliczono przenoszony moment napędowy z uwzględnieniem pionowych reakcji podłoża (rys. 8).



Rys. 8. Moment napędowy w funkcji osiadania koła napędowego i siły napinającej [2]

PODSUMOWANIE

Powyższe analizy pokazują, że pionowe reakcje podłoża mogą mieć znaczący wpływ na moment napędowy przenoszony przez układ napędowy powodując jego zwiększenie nawet o 50%. Wzrost ten może być nawet większy, jeżeli uwzględni się, poza strefą α_h , również drugi podobzdar współpracy koła napędowego z podłożem odkształcalnym α_g . Porównywalne wartości nacisków w strefie łuku α_g powodują co najmniej taki sam (lub większy) przyrost przenoszonego momentu jak w strefie łuku α_h . Tym samym, całkowity przyrost przenoszonego momentu napędowego spowodowany oddziaływaniem podłoża może być nawet dwukrotnie większy niż uzyskany w powyższych obliczeniach, a więc pionowe reakcje podłoża mogą powodować wzrost przenoszonego momentu napędowego nawet o 100%.

THE NUMERIC IDENTIFICATION OF THE IMPACT OF SOIL ON THE COUPLING PROCESS BETWEEN THE DRIVE PULLEY AND ELASTOMERIC TRACK

Abstract

The article includes the analysis of deformable ground influence on the volume of driving moment transmitted between a drive pulley and elastomeric track. It has been demonstrated that the influence of deformable ground, as a result of additional pressures working on wrap of a drive pulley may, in some circumstances, considerably increase the moment transmitted by means of friction feedback of a drive pulley with elastomeric track. Increase of driving moment may be higher than 50%. The analysis includes limited applicability of Euler and Entelwein's law in the description of transmitting the moment between a drive pulley with elastomeric lining and elastomeric track.

BIBLIOGRAFIA

1. Bekker, M., G.: Off-the-Road locomotion. Research and development in terramechanics, Ann Arbor The University of Michigan Press, 1960.
2. Czabanowski, R.: Modelowanie sprzężenia układu napędowego z gąsienicą elastomerową, Rozprawa doktorska, Wrocław University of Technology, Wrocław, 2001.
3. Dudziński, P.: New Ideas for mobile track system with elastomer belt. Part 2, Off-Road Machine and Vehicles in Theory and Practice, Proceedings of the 1st International Conference Ed. by Piotr Dudziński [i in.]. ISTVS East European Office, Technical University of Wrocław, September 23 24, 1996, Wrocław.
4. Hohmann, R.: Zur Kraftübertragung von Antriebstrommeln auf Fördergurte mit Stahlseileinlagen, Dissertation, TH Hannover, 1975.
5. Pfleger, P., Pampel, W.: Ergebnisse der Reibwertermittlung zwischen Antriebstrommel und Stahlseilfördergurt, Hebezeuge und Fördermittel, 3/1980.
6. Reece, A., R.: Principles of soil-vehicle mechanics, Proc. Of the Institution of Mechanical Engineers, Bd. 180, Pt2A Number 2, 1965/1966.
7. Sołtyński, A.: Mechanika układu pojazd teren, Wydawnictwo MON, Warszawa, 1966.
8. Terzaghi, K.: Theoretical Soil Mechanics, John Wiley and Sons, New York, 1959.
9. Wong, J., Y.: Terramechanics and Off-Road Vehicles, Elsevier, 1989.

Autorzy:

dr inż. Robert Czabanowski – Politechnika Wrocławska, Instytut Konstrukcji i Eksploatacji Maszyn