

METODYKA OBLICZANIA NAJWIĘKSZEGO MOŻLIWEGO PRZYSPIESZENIA OGRANICZONEGO WARUNKIEM PRZYCZEPNOŚCI DLA POJAZDU TRAKCYJNEGO NA PRZYKŁADZIE POJAZDU FLIRT ED 160 FIRMY STADLER*

DATA PRZESŁANIA: 29.03.2018, DATA AKCEPTACJI: 6.05.2018, KOD JEL: C02

Marek Dudzik

Wydział Inżynierii Elektrycznej i Komputerowej, Politechnika Krakowska
marekdudzik@pk.edu.pl

STRESZCZENIE

W publikacji przedstawiono metodykę obliczania maksymalnego możliwego przyspieszenia pojazdu szynowego ograniczonego warunkiem przyczepności. Celem opracowania metody było zaproponowanie zamawiającemu pojazdy trakcyjne przystępnego w złożoności obliczeniowej aparatu matematycznego do weryfikacji zgodności minimalnego przyspieszenia pojazdu w określonym przedziale jego szybkości poruszania się z warunkami zamówienia. Zaproponowana metoda została opracowana w taki sposób, aby zamawiający pojazd trakcyjny mógł dokonać teoretycznej weryfikacji zgodności wspomnianego przyspieszenia na podstawie danych, które nie stanowią tak zwanego poufnego *know-how* sprzedającego. Równanie na maksymalne możliwe przyspieszenie pojazdu szynowego ograniczonego warunkiem przyczepności zostało przedstawione wraz z wyprowadzeniem celowo dla lepszego zrozumienia zjawiska. Wszystkie wzory niezbędne do obliczenia omawianego przyspieszenia w metodzie zostały przedstawione w tabeli. Wzory te zostały zaprezentowane w kolejności obliczania wartości odpowiednich współczynników w metodzie.

Opracowana metoda umożliwia teoretyczną weryfikację wspomnianego warunku minimalnego przyspieszenia pojazdu dla różnego typu nawierzchni (dla torów suchych lub posypanych piaskiem, dla warunków przeciętnych, dla szyn mokrych). Dzięki temu może ona stanowić warunek ogólnej weryfikacji zgodności minimalnego przyspieszenia pojazdu dla określonego przedziału jego szybkości z warunkami zamówienia.

W artykule zamieszczono także przykład obliczenia takiego przyspieszenia dla pojazdu FLIRT ED 160 firmy Stadler. Obliczenia te zostały wykonane dla nawierzchni mokrej, w zakresie szybkości poruszania się pojazdu od 0 do 120 km/h.

SŁOWA KLUCZOWE

zamówienia publiczne, przyczepność pojazdu szynowego, maksymalne przyspieszenie

* Prezentowane wyniki badań zrealizowane w ramach tematu nr: E-3/728/2017/DS zostały sfinansowane z dotacji na naukę przyznanej przez Ministerstwo Nauki i Szkolnictwa Wyższego.

WPROWADZENIE

Współcześnie metody projektowania związane ze zużyciem energii elektrycznej pojazdów trakcyjnych opierają się na dość złożonych algorytmach obliczeń. Metody te wykorzystuje się między innymi w obliczeniach dotyczących elektryfikacji lub modernizacji istniejących odcinków zasilania trakcji elektrycznej (Podoski, Kacprzak, Mysłek, 1980; Kałuża, 1994; Madej, 2012).

Znajdują one także zastosowanie przy obliczeniach minimalnego zużycia energii pojazdu trakcyjnego na trasie w postępowaniach przetargowych na zakup nowych pojazdów trakcyjnych. W postępowaniach takich (oprócz specyficznej konfiguracji pojazdu) zamawiający często określa minimalne możliwe przyspieszenie pojazdu w zakresie pewnych określonych szybkości poruszania się pojazdu na trasie („PKP Intercity” S.A., 2017). Przykładowo dla Elektrycznych Zespołów Trakcyjnych (EZT) pojawia się zastrzeżenie zamawiającego, że pojazd w zakresie szybkości od 0 do 60 km/h ma osiągać przyspieszenia o wartości co najmniej $0,6 \text{ m/s}^2$ („PKP Intercity” S. A., 2017).

Współcześnie, niestety, pomimo zawartego w zamówieniu zastrzeżenia (związanego ze wspomnianym ograniczeniem minimalnego przyspieszenia pojazdu) zamawiający nie posiada prostej możliwości weryfikacji, czy pojazd proponowany przez sprzedającego spełnia takie wymaganie.

W przypadku, gdy zamawiający chciałby zweryfikować zastrzeżenie ograniczenia przyspieszenia, musiałby dokonać tego na wybranej, wynajętej przez niego trasie dla każdego z pojazdów zaproponowanych przez sprzedających. To zaś wiązałoby się z dość sporymi dodatkowymi kosztami postępowania przetargowego. Dlatego też zamawiający musi opierać się na domniemaniu spełnienia warunku ograniczenia przyspieszenia przez pojazd, który proponuje sprzedający.

Przyczyną takiego stanu rzeczy jest złożoność modeli matematycznych służących do obliczania maksymalnego możliwego przyspieszenia pojazdu trakcyjnego z uwzględnieniem warunku przyczepności (Polach, 2005). W modelach tych często znajdują się wielkości fizyczne, których zamawiający nie zna, gdyż stanowią one *know-how* sprzedającego lub są zbyt skomplikowane dla zamawiającego (Polach, 2005; Spiriyagin, Cole, Sun, Simson, 2011).

Szczególnie istotne jest, aby nadmienić, że sprzedający często używają metod obliczeń zużycia energii elektrycznej pojazdu trakcyjnego, które nie uwzględniają warunku przyczepności (Podoski i in., 1980; Kałuża, 1994). Przyczyną wykorzystania takich metod jest fakt, że umożliwiają one obliczenie większych przyspieszeń pojazdów, niż jest to fizycznie możliwe. Dzięki temu można uzyskać niższe zużycie energii elektrycznej przez pojazd na trasie referencyjnej określonej przez zamawiającego. Metody takie umożliwiają wobec tego spełnienie warunku przebycia trasy w określonym czasie z uwzględnieniem postojów pojazdu na przystankach z mniejszą złożonością obliczeniową. W metodach tych obliczenie przyspieszenia opiera się na różnicy siły napędowej F_d (*driving force*) i całkowitych oporów ruchu pojazdu zgodnie z równaniem (1) (Podoski i in., 1980; Leyko, 1974; Kałuża, 1994):

$$a = \frac{F_d - W}{m_v \cdot k_v} \quad (1)$$

gdzie:

F_d – siła napędowa (*driving force*),

W – całkowite opory ruchu pojazdu (*vehicle movement total resistance*),

m_v – masa pojazdu wraz z pasażerami,

k_v – współczynnik mas wirujących pojazdu.

Nieuwzględnienie warunku przyczepności może prowadzić do nadużyć w postępowaniach przetargowych.

W związku z powyższym w artykule przedstawiono uproszczone równanie na maksymalne możliwe przyspieszenie pojazdu trakcyjnego wynikające z warunku przyczepności koła z szyną wraz z wyprowadzeniem tego równania. Przedstawione równanie może być użyte dla każdego z typów nawierzchni (dla torów suchych lub posypanych piaskiem, dla warunków przeciętnych, dla szyn mokrych).

Wyprowadzenie równania celowo zostało wykonane w taki sposób, aby wykorzystać tylko te dane, które zamawiający może otrzymać od sprzedającego lub już je posiadać. Dzięki temu równanie to może z powodzeniem być wykorzystywane przez zamawiającego do weryfikacji spełnienia warunku minimalnego możliwego przyspieszenia pojazdu w zakresie określonych szybkości poruszania się pojazdu po trasie.

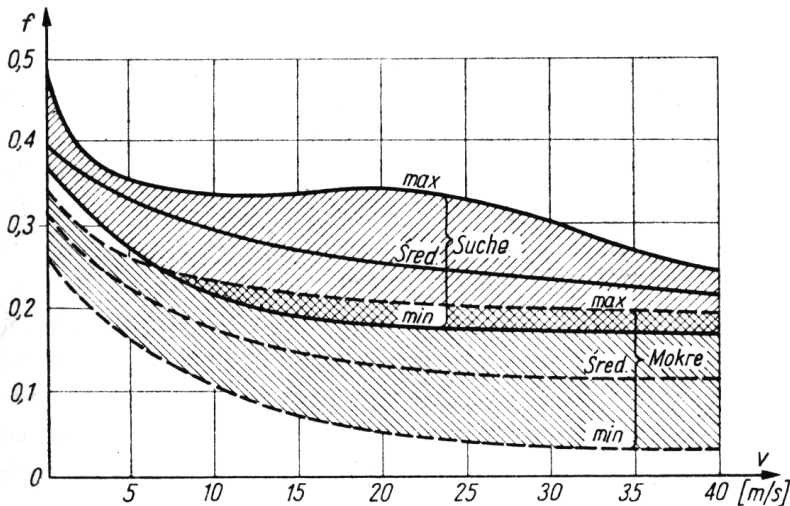
Szczególną uwagę należy również zwrócić na fakt, że wyprowadzony wzór uwzględnia równanie krzywej przyczepności $f = F(v)$ (f – współczynnik przyczepności, v – szybkość pojazdu trakcyjnego). Krzywa ta dla wspomnianego przypadku weryfikacji warunku minimalnego możliwego przyspieszenia pojazdu w określonym zakresie jego szybkości powinna stanowić miejsce geometryczne punktów o największym współczynniku przyczepności f . Zwrócenie uwagi na tę zależność jest absolutnie konieczne, ponieważ część autorów prac określa wartość współczynnika przyczepności f jako średnią wartość uzyskaną z pomiarów dla danej prędkości pojazdu. Jednak w postępowaniu przetargowym na zakup pojazdów zamawiający powinien dokonać weryfikacji wybranego zastrzeżenia dla przypadku najbardziej przychylnego sprzedającemu. Podejście takie ma na celu zapobieżenie procesowi odwoławczemu od wyników przetargu. Jeśli pojazd został wykluczony z uwagi na omawiane zastrzeżenie, wówczas rezultatem wstąpienia na drogę odwoławczą przez sprzedającego będzie wykazanie braku fizycznej możliwości spełnienia wymagań technicznych pojazdu podanych przez zamawiającego.

W artykule zamieszczono też przykład obliczenia takiego przyspieszenia dla pojazdu FLIRT ED 160 firmy Stadler. Obliczenia te zostały wykonane dla nawierzchni mokrej, w zakresie szybkości poruszania się pojazdu od 0 do 120 km/h. Do obliczeń wybrano prostoliniowy, poziomy profil trasy referencyjnej. Założono także, że ruch pojazdu po tej trasie odbywał się bez wykorzystania piasecznicy lub innego typu urządzeń zmieniających współczynnik przyczepności, czyli dla założeń, które zazwyczaj podawane są przez zamawiającego. Założono również, że nacisk wywierany na wózki napędne i ciągnięte pojazdu jest rozłożony w sposób ciągły i równomierny.

PRZYPNOCĆ POJAZDU SZYNOWEGO

Badania nad opisem zjawisk związanych z przyczepnością pojazdu szynowego są dość złożone (Podoski i in., 1980; Polach, 2005; Spiriyagin, Polach, Cole, 2013). Jedną z przyczyn takiego stanu rzeczy jest znaczny rozrzut punktów pomiarowych (Podoski i in., 1980; Polach, 2005; Spiriyagin i in., 2013). Na rysunku 1 zaprezentowano współczynnik przyczepności f (zob. równanie 2) dla szyn kolejowych suchych i mokrych (Podoski i in., 1980). Na rysunku tym zauważyć można,

że zmierzona wartość współczynnika przyczepności dla jednej wartości szybkości pojazdu szynowego nie jest jednoznaczna. Wyniki tych badań potwierdzają także inni autorzy (Polach, 2005; Spiriyagin i in., 2011, 2013). Dlatego też można mówić o paśmie wartości współczynnika przyczepności odpowiadającym wartości szybkości pojazdu.



Rysunek 1. Współczynnik przyczepności f w funkcji szybkości pojazdu szynowego dla szyn kolejowych suchych i mokrych

Źródło: Podoski, Kacprzak, Mysłek (1980).

Zasadniczy wpływ na współczynnik przyczepności f mają czynniki atmosferyczne. Duży wpływ na wspomniany współczynnik mają także rozwiązania konstrukcyjne taboru, takie jak: ograniczenie drgań pojazdu, zrównoważenie nacisku kół pojazdu w warunkach dynamicznych, rozmieszczenie silników i ich zawieszenie, odstęp między osiami wózków, powiązanie osi, zmiany momentu rozruchowego.

Warunek przyczepności koła z szyną wynika z nierówności (2). Zachowanie tego warunku zapewnia brak wystąpienia utraty przyczepności koła napędzonego z szyną, po której to koło się porusza. Nie oznacza to jednak, że nie występują nieznaczne poślizgi częściowe, które likwidują się samoczynnie:

$$T \leq f \cdot G_n \quad (2)$$

gdzie:

f – współczynnik przyczepności,

G_n – ciężar masy napędzonej w N,

T – siła działająca na obwodzie koła w N.

W przypadku toru mokrego współczynnik przyczepności maleje (podobnie jak współczynnik tarcia) wraz ze wzrostem prędkości pojazdu szynowego.

Zależność współczynnika przyczepności od prędkości pojazdu określa wiele wzorów opracowanych empirycznie (Podoski i in., 1980; Lipiński, Miszewski, 2012; Filipović, 2005; Kacprzak, 1996; Steimel, 2008; Wende, 2003; al., Zhang, W., Chen, J., Wu, X., Jin, X., 2002; Curtis, Kniffler, 1950). Przy tym należy dodać, że pewien poślizg między kołem i szyną istnieje zawsze (Podoski i in., 1980). Poniżej przedstawiono równania opisujące krzywą przyczepności $f = F(v)$, czyli krzywą stanowiącą miejsce geometryczne punktów o najwyższym współczynniku przyczepności dla danej prędkości pojazdu przy różnych prędkościach poślizgu (Podoski i in., 1980). Równanie (3) przedstawia aproksymację podaną przez Parodiego, a równanie (4) aproksymację Curtiusa i Knifflera (Lipiński, Miszewski, 2012; Filipović, 2005; Kacprzak, 1996; Steimel, 2008; Wende, 2003; Curtis, Kniffler, 1950). Podane równania zostały opracowane dla szybkości do 120 km/h, co oznacza, że ich zastosowanie powyżej tej wartości jest nieuzasadnione (Lipinski, Miszewski, 2012).

Postać wzoru Parodiego w układzie jednostek SI prezentuje równanie (3) (Podoski i in., 1980):

$$f = \frac{f_0}{1+0,036v} \quad (3)$$

gdzie:

v – prędkość pojazdu w m/s,

f_0 – statyczny współczynnik przyczepności wynoszący:

0,33 – dla torów suchych lub posypanych piaskiem,

0,30 – dla warunków przeciętnych,

0,23 – dla szyn mokrych.

Wzór empiryczny Curtiusa i Knifflera dla prędkości wyrażonej w km/h przedstawia równanie (4) (Curtis, Kniffler, 1950):

$$f = \frac{7,5}{v+44} + 0,161 \quad (4)$$

gdzie

v – prędkość pojazdu w km/h.

W niniejszym opracowaniu zostanie użyty najbardziej rozpowszechniony ze wzorów na współczynnik przyczepności (Podoski i in., 1980), tak zwany wzór Parodiego. Wynika to z faktu, że wzór ten spełnia zazwyczaj zastrzeżenie związane z minimalnym przyspieszeniem pojazdu podanym przez zamawiającego w danym zakresie szybkości pojazdu. W dodatku zamawiający przy wykorzystaniu tego wzoru może określić rodzaj nawierzchni torowiska.

MAKSYMALNE MOŻLIWE PRZYSPIESZENIE POJAZDU SZYNOWEGO OGRANICZONE WARUNKIEM PRZYCZEPNOŚCI

Dla pojazdu szynowego siła na obwodzie kół określona jest równaniem (5) (Podoski i in., 1980):

$$T = G_n \cdot w_n + G_c \cdot w_c + (m_n \cdot k_n + m_c \cdot k_c) \cdot a \quad (5)$$

gdzie:

$G_n = m_n \cdot g$ – ciężar masy napędnej,

w_n – współczynnik oporów ruchu dla masy napędnej,

$G_c = m_c \cdot g$ – ciężar masy ciągnionej,

g – grawitacyjne przyspieszenie ziemskie (w opracowaniu przyjęto $g = 9,81 \text{ m/s}^2$),

w_c – współczynnik oporów ruchu dla masy ciągnionej,

m_n – masa napędna,

m_c – masa ciągniona,

k_n – współczynnik mas wirujących dla masy napędnej,

k_c – współczynnik mas wirujących dla masy ciągnionej.

Uwzględniając warunek przyczepności (2), zapisać można nierówność (6):

$$f \cdot G_n \geq G_n \cdot w_n + G_c \cdot w_c + (m_n \cdot k_n + m_c \cdot k_c) \cdot a \quad (6)$$

Na jej podstawie wyprowadzić można nierówność, z której wynika maksymalne przyspieszenie pojazdu trakcyjnego ograniczonego warunkiem przyczepności.

$$f \cdot G_n - G_n \cdot w_n - G_c \cdot w_c \geq (m_n \cdot k_n + m_c \cdot k_c) \cdot a \quad (7)$$

$$\frac{f \cdot G_n - G_n \cdot w_n - G_c \cdot w_c}{m_n \cdot k_n + m_c \cdot k_c} \geq a \quad (8)$$

Zastępując znak nierówności znakiem równości, otrzymujemy wzór na największe możliwe do uzyskania przyspieszenie pojazdu szynowego wyprowadzonego z uwagi na warunek przyczepności (9).

$$a = \frac{G_n \cdot (f - w_n) - G_c \cdot w_c}{m_n \cdot k_n + m_c \cdot k_c} \quad (9)$$

Podkreślić należy przy tym, że równanie (9) nie uwzględnia mocy pojazdu i jego siły pociągowej. Przyczyną takiego stanu rzeczy jest fakt, że w praktyce obydwa parametry techniczne pojazdu powinny być wystarczające z uwagi na podany zakres prędkości (w warunkach zamówienia opracowanych przez sprzedającego), w którym obowiązuje zastrzeżenie minimalnego przyspieszenia pojazdu.

OKREŚLENIE PARAMETRÓW NIEZBĘDNYCH DO OBLICZENIA NAJWIĘKSZEGO MOŻLIWEGO DO UZYSKANIA PRZYSPIESZENIA POJAZDU FLIRT ED 160 FIRMY STADLER OGRANICZONEGO WARUNKIEM PRZYZCZEPNOŚCI

Do określenia parametrów, takich jak G_n , G_c , m_n , m_c zostanie wykorzystana znajomość układu osi pojazdu typu FLIRT ED160 firmy Stadler (Górowski, 2004–2018; Wojtaszek, 2018).

Z opisu pojazdu (Górowski, 2004–2018; Wojtaszek, 2018) wynika, że producent pojazdu FLIRT ED 160 stosuje następujący układ osi: Bo'2'2'2'2'+2'2'2'2'Bo'.

Pozycja (Górowski, 2004–2018) podaje także, że „pudła pojazdu oparte są na dziesięciu wózkach dwuosiowych przystosowanych do jazdy po torze o szerokości normalnej 1435 mm. Wózki skrajne to wózki napędne z indywidualnym napędem osi – rozstaw osi 2500 mm. Średnica kół nowych w wózkach napędnych wynosi 920 mm. Na łączeniach członów znajdują się wózki dwuosiowe toczne typu Jacobsa o rozstawie osi 2700 mm i średnicy nowego koła 760 mm. W środku długości jednostki pudła podparte są dwoma klasycznymi wózkami tocznymi o rozstawie osi 3500 mm i średnicy kół 920 mm”.

Na podstawie układu osi stwierdza się, że liczba wszystkich osi pojazdu FLIRT ED 160 jest równa 20. Przy tym 16 z nich stanowią osie toczne, a 4 z nich są osiami napędnymi.

W tabeli 1 zaprezentowano parametry pojazdu FLIRT ED 160 firmy Stadler opracowane między innymi według pozycji (Górowski, 2004–2018; Wojtaszek, 2018). W nazwie współczynnika słowo w nawiasie: NETTO oznacza, że wartość nie uwzględnia ludzi znajdujących się w pojeździe, BRUTTO dotyczy wartości z uwzględnieniem tychże osób.

W tabeli 1 komentarza wymaga wartość współczynnika mas wirujących dla masy ciągnionej, którą przyjęto jako 1,03. Wynika ona z faktu, że energia kinetyczna masy ciągnionej stanowi sumę energii kinetycznej ruchu postępowego tej masy i energii kinetycznej w ruchu obrotowym zestawu kołowego z kołami tocznymi.

Tabela 1. Parametry pojazdu FLIRT ED 160 firmy Stadler

Nazwa współczynnika	Relacja fizyczna	Oznaczenie w opracowaniu	Wartość parametru
1	2	3	4
Masa służbowa – całkowita masa pojazdu (NETTO)		m_s	257 000 kg
Masa przy zapełnieniu nominalnym (BRUTTO)		m_{nom}	285 000 kg
Masa spoczynkowa na osi napędnej (NETTO)		m_{oN}	18 000 kg
Liczba osi tocznych		L_{oc}	16
Liczba osi napędnych		L_{on}	4
Masa napędna (NETTO)	$m_{nN} = L_{on} \cdot G_{on}$	m_{nN}	72 000 kg
Masa pasażerów przypadająca na osie napędne	$m_{nP} = \frac{L_{on} \cdot (m_{nom} - m_s)}{L_{on} + L_{oc}}$	m_{nP}	5600 kg
Masa napędna (BRUTTO)	$m_n = m_{nN} + m_{nP}$	m_n	77 600 kg
Ciężar masy napędnej (BRUTTO)	$G_n = m_n \cdot g$	G_{nN}	761 256 N

1	2	3	4
Masa ciągniona (BRUTTO)	$m_c = m_{nom} - m_n$	m_c	207 400 kg
Ciężar masy ciągnionej (BRUTTO)	$G_c = m_c \cdot g$	G_c	2 034 594 N
Współczynnik mas wirujących dla masy napędnej		k_n	1,09
Współczynnik mas wirujących dla masy ciągnionej		k_c	1,03
Szerokość toru			1435 mm
Długość całkowita			152,9 m
Szerokość całkowita			2820 mm
Wysokość całkowita			4120 mm
Średnica kół			920 mm
Liczba i moc silników			4 x 500 kW
Typ silników trakcyjnych			trójfazowe asynchroniczne
System zasilania			3 kV DC
Łączna moc pojazdu			2 kW
Moc chwilowa pojazdu			3 kW
Prędkość konstrukcyjna			160 km/h
Liczba miejsc siedzących w pierwszej klasie			60
Liczba miejsc siedzących w drugiej klasie			294

Źródło: opracowanie własne; Wojtaszek (2018).

W tabeli 1 nie zamieszczono także współczynników w_n i w_c , których wartości zgodnie z pozycją (Podoski i in., 1980) dla łożysk tocznych (zazwyczaj stosowanych na pojazdach trakcyjnych) najczęściej wynoszą 0,002. Dlatego też właśnie takie wartości przyjęto do dalszych obliczeń opracowania. Dla łożysk ślizgowych zgodnie z pozycją (Podoski i in., 1980) zaleca się wartości współczynników w_n i w_c równe 0,0025.

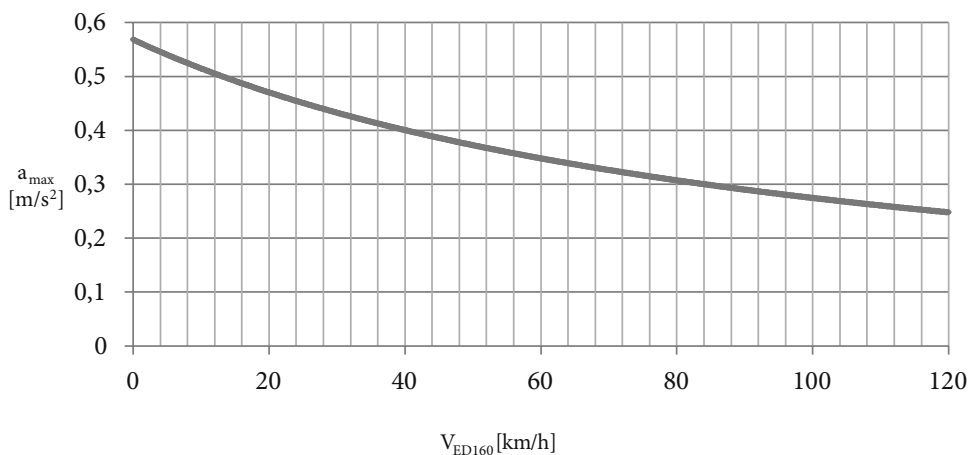
Należy zaznaczyć, że wartości współczynników w_n i w_c wynikają z chwilowych rozkładów sił kolejno na kole napędnym i kole tocznym. W związku z tym w przypadku stosowania równania (9) w metodach projektowych związanych ze zużyciem energii elektrycznej pojazdów trakcyjnych (Podoski i in., 1980; Kałuża, 1994; Madej, 2012; Kacprzak, 1996) zaleca się stosowanie wartości współczynników w_n i w_c obliczonych z tych rozkładów celem poprawy dokładności obliczeń. Relacje pomiędzy wartościami współczynników w_n i w_c a wspomnianymi siłami zostaną podane w kolejnych publikacjach autora.

CHARAKTERYSTYKA NAJWIĘKSZEGO MOŻLIWEGO DO UZYSKANIA PRZYSPIESZENIA Z UWAGI NA WARUNEK PRZYZCZEPNOŚCI W FUNKCJI PRĘDKOŚCI POJAZDU FLIRT ED 160 FIRMY STADLER

Na rysunku 2 zaprezentowano charakterystykę największego możliwego do uzyskania przyspieszenia z uwagi na warunek przyczepności pojazdu FLIRT ED 160 firmy Stadler w funkcji

prędkości. Charakterystyka ta została wykonana dla nawierzchni mokrej, w zakresie szybkości poruszania się pojazdu od 0 do 120 km/h. Do obliczeń wybrano prostoliniowy, poziomy profil trasy referencyjnej.

Założono, że ruch pojazdu po tej trasie odbywa się bez wykorzystania piasecznicy lub innego typu urządzeń zmieniających współczynnik przyczepności, czyli dla założeń, które zazwyczaj podawane są przez zamawiającego w warunkach zamówienia opracowanych przez niego. Założono też, że nacisk wywierany na wózki napędne i ciągnięte pojazdu jest rozłożony w sposób ciągły i równomierny. Do obliczenia charakterystyki zostały użyte wartości przedstawione i opisane w poprzednim podrozdziale.



Rysunek 2. Charakterystyka największego możliwego do uzyskania przyspieszenia pojazdu FLIRT ED 160 firmy Stadler w funkcji szybkości z uwagi na warunek przyczepności. a_{max} – największe możliwe do uzyskania przyspieszenie pojazdu FLIRT ED 160 firmy Stadler wynikające z warunku przyczepności w m/s², V_{ED160} – szybkość pojazdu FLIRT ED 160 firmy Stadler w km/h

Źródło: opracowanie własne.

Z charakterystyki tej wynika, że przy podanych warunkach największe możliwe przyspieszenie pojazdu FLIRT ED 160 z uwagi na warunek przyczepności to około 0,57 m/s².

PODSUMOWANIE

W publikacji przedstawiono metodykę obliczania maksymalnego możliwego przyspieszenia pojazdu szynowego ograniczonego warunkiem przyczepności. Celem opracowania metody było zaproponowanie zamawiającemu pojazdy trakcyjne przystępnego w złożoności obliczeniowej aparatu matematycznego do weryfikacji zgodności minimalnego przyspieszenia pojazdu w określonym przedziale jego szybkości poruszania się z warunkami zamówienia.

Zaproponowana metoda została opracowana w taki sposób, aby zamawiający pojazd trakcyjny mógł dokonać teoretycznej weryfikacji zgodności wspomnianego przyspieszenia na

podstawie danych, które nie stanowią tak zwanego poufnego *know-how* sprzedającego. Równanie na maksymalne możliwe przyspieszenie pojazdu szynowego ograniczonego warunkiem przyczepności zostało przedstawione wraz z wyprowadzeniem celowo dla lepszego zrozumienia zjawiska. Wszystkie wzory niezbędne do obliczenia omawianego przyspieszenia w metodzie zostały przedstawione w tabeli 1. Wzory te zostały zaprezentowane w kolejności obliczania wartości odpowiednich współczynników w metodzie.

Opracowana metoda umożliwi teoretyczną weryfikację wspomnianego warunku minimalnego przyspieszenia pojazdu dla różnego typu nawierzchni (dla torów suchych lub posypanych piaskiem, dla warunków przeciętnych, dla szyn mokrych). Dzięki temu może ona stanowić warunek ogólnej weryfikacji zgodności minimalnego przyspieszenia pojazdu dla określonego przedziału jego szybkości z warunkami zamówienia.

LITERATURA

- Curtius, E., Kniffler, A. (1950). Neue Erkenntnisse über die Haftung zwischen Triebtrad und Schiene. *Elektrische Bahnen*, 21 (9), 201–210.
- Filipović, Ž. (2005). *Elektrische Bahnen*. Grundlagen: Triebfahrzeuge, Stromversorgung.
- Górowski, M. (2004–2018). *Transport szynowy*. Pobrane z: <http://www.transportszynowy.pl>.
- Kacprzak, J. (1996). *Teoria trakcji elektrycznej. Materiały do projektowania*. Warszawa: Wyd. Politechniki Warszawskiej.
- Kałuża, E. (1994). *Zbiór zadań i ćwiczeń projektowych z trakcji elektrycznej*. Gliwice: Wyd. Politechniki Śląskiej.
- Leyko, J. (1974). *Mechanika ogólna*. T. 2. *Dynamika*. Warszawa: PWN.
- Lipiński, L., Miszewski, M. (2012). Wyznaczanie charakterystyk trakcyjnych pojazdów kolejowych z asynchronicznymi napędami trakcyjnymi. *Zeszyty Problemowe – Maszyny Elektryczne*, 94 (1), 67–74.
- Madej, J. (2012). *Teoria ruchu pojazdów szynowych*. Warszawa: Wyd. Politechniki Warszawskiej.
- „PKP Intercity” S.A. (2017). *Specyfikacja istotnych warunków zamówienia nr postępowania 33/11/TUT/2017*. Warszawa.
- Podoski, J., Kacprzak, J., Mysiek, J. (1980). *Zasady trakcji elektrycznej*. Warszawa: Wydawnictwa Komunikacji i Łączności.
- Polach, O. (2005). Creep force in simulations of traction vehicles running on adhesion limit. *Wear*, 258 (7), 992–1000.
- Spiryagin, M., Polach, O., Cole, C. (2013). Creep force modelling for rail traction vehicles based on the Fastsim algorithm. *Vehicle System Dynamics, International Journal of Vehicle Mechanics and Mobility*, 51 (11), 1765–1783.
- Spiryagin, M., Cole, C., Sun, Y.Q., Simson, S. (2011). Development of Traction Control for Hauling Locomotives. *Journal of System Design and Dynamics*, 5 (6), 1214–1225.
- Steimel, A. (2008). *Electric Traction – Motive Power and Energy Supply. Basics and Practical Experience*. München: Oldenbourg Industrieverlag GmbH.
- Wende, D. (2003). *Fahrdynamik der Schienenverkehrs*. Wiesbaden: B.G. Teubner Verlag/GWV Fachverlage GmbH.
- Wojtaszek, M. (2018). Pobrane z: <http://www.psmkms.krakow.pl/index.php/kolej/elektryczne-zespolo-trakcyjne/1465-ed160>.
- Zhang, W., Chen, J., Wu, X., Jin, X., (2002). Wheel/rail adhesion and analysis by using full scale roller rig. *WEAR*, 253, 82–88.

Calculation methodology of the maximal acceleration limited by the adhesion condition for a traction vehicle on the example of the Stadler FLIRT ED 160 model

SUMMARY

The paper provides a calculation methodology of the maximal acceleration of the traction vehicle limited by the adhesion condition. This methodology was devised in order to introduce an accessible mathematical apparatus for verification of compatibility of the minimal vehicle's acceleration in a specified velocity section with the conditions of the purchaser's order.

The proposed methodology enables the purchaser to theoretically verify the compatibility of the above mentioned acceleration with order conditions on the basis of the data constituting confidential know-how of the vehicle's seller. The maximal acceleration of the traction vehicle limited by the adhesion condition was introduced along with its derivation deliberately to enhance understanding of the phenomenon. All formulas needed for the calculation of the discussed maximal acceleration were presented in a table. These formulas were shown in the order of calculating particular coefficients in the method.

The devised methodology enables theoretical verification of the condition of minimal acceleration of the vehicle for diverse types of railroad surfaces (dry, wet and average conditions). Therefore, the method may become a condition of general verification of compatibility of the minimal acceleration of the vehicle for a specified velocity section with the conditions of the order.

The paper also presents an example of calculation of such acceleration for the Stadler FLIRT ED 160 vehicle performed for wet rail surface, in the velocity section from 0 km/h to 120 km/h.

KEYWORDS

maximal acceleration, adhesion condition, FLIRT ED 160

Translated by Paulina Duda