

Nowoczesne rozwiązania konstrukcyjne ograniczające skutki drgań w układzie koło – szyna w pojazdach do dużych prędkości i dla linii górskich

Od ponad 40 lat obserwuje się na kolejach wielu krajów stopniowy wzrost prędkości jazdy pociągów pasażerskich na konwencjonalnych torach od 160 km/h do osiąganych obecnie prędkości przekraczających 300 km/h. Stało się to możliwe dzięki wynikom licznych prac teoretycznych i doświadczalnych, koncentrujących się wokół rozwiązywania problemów wynikających ze znacznego wzrostu obciążeń dynamicznych przy współpracy kół z szynami w zakresach dużych prędkości jazdy.

Duże obciążenia, a nawet przeciążenia dynamiczne, oddziałując niszcząco na powierzchnie toczne i obrzeża wieńców kół oraz główek szyn, obniżają bezpieczeństwo jazdy, powodując równocześnie wzrost kosztów utrzymania w eksploatacji tych istotnych współpracujących elementów. Należy również zauważyć, że niekorzystne skutki obciążeń dynamicznych rzutują na pracę i trwałość pojazdów szynowych.

W celu stworzenia bardzo ogólnego obrazu skutków szkodliwych oddziaływań dynamicznych zostały przytoczone niektóre wybrane stwierdzenia, wynikające z teoretycznych badań autorów krajowych i zagranicznych, zamieszczone w publikacjach krajowych.

Podczas jazd z dużymi prędkościami [1], wzbudzenia wysokoczęstotliwościowych drgań kół powodujących szkodliwą poligonizację (wielokątowość na obwodach kół) oraz zużycie faliste zwiększające emisję hałasu są wynikiem nieuniknionych zaburzeń podstawowego ruchu pojazdu. Źródłem zużycia falistego (korrugacji) są zjawiska zachodzące w strefie kontaktu koła z szyną.

Niestateczność tocznego ruchu zestawu kołowego objawia się narastającymi drganiami w płaszczyźnie poziomej i pionowej, których efektem są podskakiwania, wężykowania dynamiczne i kinematyczne oraz kołysania. Narastające drgania zestawów kołowych w niestabilnych zakresach prędkości mogą być dynamiczną przyczyną jednego z typów zużycia falistego szyn, którego cechą charakterystyczną jest krótka fala nierówności zużycia (20–80 mm) zależnie od obo-

wiążącej prędkości jazdy, z czym wiążą się uciążliwe efekty akustyczne.

Drgania wzbudzone w kołach są przenoszone na oś zestawu, gdzie następuje ich superpozycja z drganiami własnymi wału osi i jednocześnie powstaje sprzężenie zwrotne przenoszenia drgań z wału osi na koła. Dynamiczna podatność kół i osi wpływa na wielkość fazowego przesunięcia drgań. Z badań eksploatacyjnych wynika, że największe przesunięcia drgań w obręczy koła są wywierane głównie przez drgania zginania wału osiowego, a w mniejszym stopniu poprzez tzw. „parasolowate” drgania kół. „Na wielkość drgań nakładających się w kole wpływa ścieranie się powierzchni jezdnej koła w czasie kontaktu z szyną. Poligonizacja uwarunkowana jest jednocześnie częstotliwością drgań własnych koła i osi” [2].

„Zasadniczy konflikt między dążeniem do osiągnięcia stabilnej jazdy pojazdu z dużą prędkością na torze prostym z jednej strony a małymi oddziaływaniami w układzie koło – szyna z obniżonym zużyciem na łukach torów z drugiej strony, szczególnie przy wysokim niezrównoważonym przyspieszeniu odśrodkowym, pozostał w dalszym ciągu nie rozwiązany” [3].

Międzynarodowa grupa robocza zespołu ekspertów ORE B 176, obecnie ERRI, wybrała trzy projekty podwozi, których właściwości jako szybkojezdnych i poprawnie zachowujących się na łukach wózków zostały w obszernym programie doświadczalnym gruntownie przetestowane.

Wymagane kryteria poprawności jazdy, zwłaszcza w łukach, to zmniejszenie:

- zużycia zespołu koło – szyna,
- sił między kołem i szyną,
- skłonności do poligonizacji powierzchni tocznej kół,
- emisji hałasu.

Scharakteryzowane wyniki licznych dotychczasowych badań teoretycznych i doświadczalnych ujawniły, że szkodliwe zjawiska dynamiczne, występujące zwłaszcza w zakresach dużych prędkości jazdy, a także przy przejeżdżaniu łuków torowych, zostały spowodowane narastającymi drganiami współpracujących kół i szyn. Wyniki i wnioski wypływające z badań zostały wykorzystane w opracowaniach nowych konstrukcji w zakresie prowadzenia zestawów kołowych w wózkach oraz w unowocześnieniu urządzeń, które umożliwiły zmniejszenie skutków szkodliwych zjawisk występujących w układzie koło – szyna, ujętych w wymaganych międzynarodowych kryteriach dotyczących bezpieczeństwa i komfortu jazdy.

Prowadzenie zestawów kołowych w wózkach

Znaczący wpływ na koszty utrzymania i napraw wózków mają zestawy kołowe na skutek koniecznego reprofilowania powierzchni tocznych, w tym szczególnie obrzeży kół w wyniku ich zużywania się. Istnieje wiele współczesnych konstrukcyjnych rozwiązań powiązania zestawów kołowych z ramą wózka, których główną cechą jest podatność tego istotnego węzła w przejmowaniu sił poprzecznych i podłużnych, występujących przy współpracy kół z szynami, w wyniku zaburzenia ruchu podstawowego i nabieganiu (zwłasz-

cza w łukach torowych) obrzeży kół na główki szyn. Właściwy dobór sztywności podłużnej c_x i poprzecznej c_y [kN/mm] węzłów prowadzenia wpływa w sposób istotny na zmniejszenie sił tarcia, a przez to na zmniejszenie zużycia profili kół oraz na zwiększenie spokojności jazdy. Rozwój i opisy konstrukcji omawianych węzłów są zawarte w pracy [4].

W niniejszym artykule zostały scharakteryzowane i zilustrowane na rysunkach trzy rodzaje węzłów prowadzenia, mianowicie:

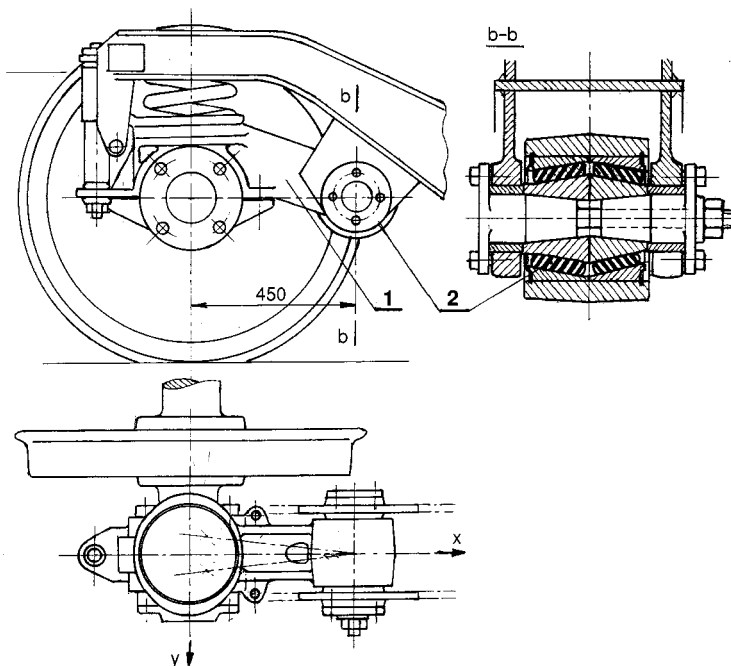
- wahaczowe lub dwucięgnowe, umożliwiające quasiradialne ustawianie się zestawów kołowych bez możliwości zmiany podczas jazdy sztywności skrajnej c_x i c_y ,
- kolumnowe, z samoczynnym doborem wartości c_x i c_y w zależności od prędkości jazdy,
- z jednostronnym wahaczem, umożliwiające radialne ustawianie się zestawów kołowych w łukach dzięki układowi dźwigni i cięgien sterowanych od nadwozia.

Węzeł z prowadzeniem wahaczowym, widoczny na rysunku 1, jest powszechnie stosowany w wózkach wagonów pasażerskich z prędkościami od 160 do ponad 200 km/h. Ramię wahacza 1 łączy kadłub łozyska osiowego z przegubem gumowo-metalowym 2 (przekrój b-b powiększony), osadzonym w wsporniku belki ostojnicowej wózka. Pożądaną podatność węzła uzyskuje się w przegubie przez dobór stosunku c_x/c_y , przy czym zawsze $c_x > c_y$. Podczas działania poprzecznej siły prowadzącej przy nabiegu obrzeża koła na główkę szyny, ramię wahacza dzięki odkształceniom elementów gumowych przegubu umożliwia, oprócz przesuwu poprzecznego, skręt zestawu kołowego w płaszczyźnie poziomej, zmniejszając przy tym kąt nabiegu. W wagonach przewidzianych głównie do pociągów szybkich na liniach z dużymi prędkościami jazdy dobiera się duże wartości stosunku c_x/c_y , rzędu 5 lub większe.

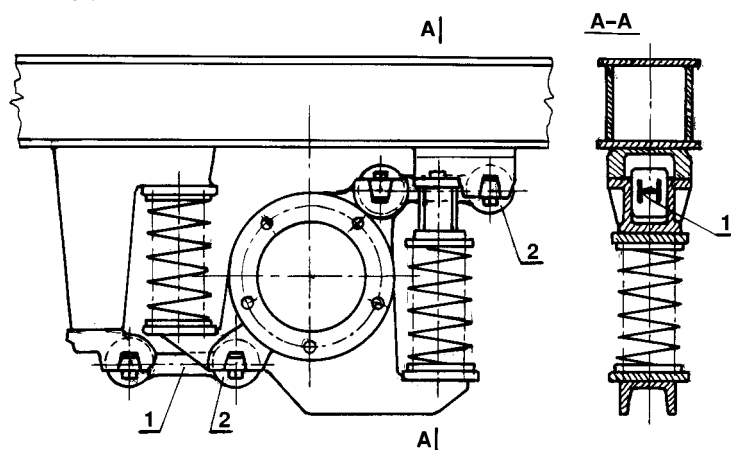
W połączeniach dwucięgnowych (typu Alstom) układ prowadzenia, widoczny na rysunku 2, stanowią dwa jednakowe poziome przeciwległe cięgna 1 górne i dolne. Każde cięgno zakończone łbami w kształcie walca 2 wyposażonymi w tuleje gumowo-metalowe, łączy za pomocą sworzni kadłub łozyska z wspornikami ramy wózka. W tych rozwiązaniach, z zachowaniem sztywności $c_x > c_y$, jest pożądana mała sztywność c_y w kierunku pionowym, ze względu na współdziałanie układu z usprężynowaniem wózka.

W niektórych zespołach szybkich pociągów kolei włoskich (np. ETR 460) w układzie dwucięgnowego prowadzenia zestawu kołowego podatność węzła realizowana jest przez dolne cięgno główne, zamontowane pod pewnym kątem względem osi podłużnej wózka. Dzięki temu, podczas jazdy w łukach przy wychyleniu ramy wózka pod działaniem siły odśrodkowej, zestaw kołowy może ustawiać się radialnie. Zadaniem poziomych cięgien górnych jest stabilizowanie układu węzła.

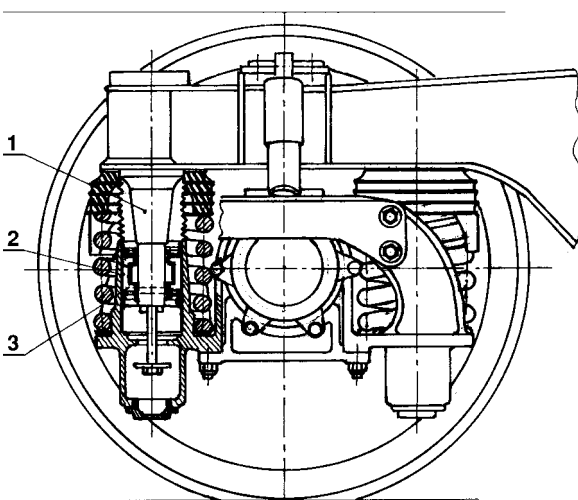
Realizacja różnych pożądaných wartości sztywności c_x i c_y , samoczynnie ustalanych zależnie od prędkości jazdy, została rozwiązana w systemie RHC (Radial Hydraulic Controlled) stosowanym w wózkach SGP 400 wagonów osobowych szybkich zespołów IC2 kolei niemieckich. Na rysunku 3 przedstawiono konstrukcję omawianego sposobu prowadze-



Rys. 1. Przykład konstrukcji prowadzenia zestawu kołowego jednostronnym wahaczem



Rys. 2. Przykład konstrukcji dwucięgnowego prowadzenia zestawu kołowego



Rys. 3. Kolumnowe prowadzenie zestawu kołowego z zastosowaniem „tulei hydraulicznych” systemu RHC

nia. Istotą tego rozwiązania jest „Hydrobuchse” (tuleja hydrauliczna) 2 z elementami gumowo-metalowymi i komorami olejowymi 3, zabudowanymi wokół każdej kolumny 1 prowadzenia zestawu kołowego. Układ ten reaguje samoczynnie na zmianę częstotliwości wymuszanych drgań pionowych, zależnych od prędkości jazdy. W przypadku niskich częstotliwości drgań, a więc podczas jazd z mniejszymi prędkościami w łukach torowych, sztywność c_x w kierunku wzdłużnym maleje, co umożliwia radialne ustawianie się zestawu kołowego. W zakresie dużych prędkości jazdy przy wysokich częstotliwościach drgań, olej przemieszczając się w komorach 3 powoduje „usztynwienie” prowadzenia i zwiększenie sztywności c_x . Dzięki temu wzrasta stabilność ruchu wymagana podczas jazd z dużymi prędkościami na torach prostych. Przy tym sposobie prowadzenia, jak wykazały badania, zużycie obrzeży kół zmniejszyło się o około 50%.

Współczesne sposoby radialnego ustawiania się zestawów kołowych w łukach

Radialna ustawność zestawów kołowych w łukach torowych, osiągnięta przez sprzężenie osi wózków układem cięgien, jest znana od kilkudziesięciu lat i była stosowana prawie wyłącznie w wózkach wagonów towarowych, eksploatowanych z małymi prędkościami na liniach krętych o znacznych nierównościach torów.

Dążność do zwiększania prędkości jazdy pociągów pasażerskich, także na liniach o dużej liczbie łuków, wpłynęła na rozwój współcześnie wprowadzanych konstrukcji wózków

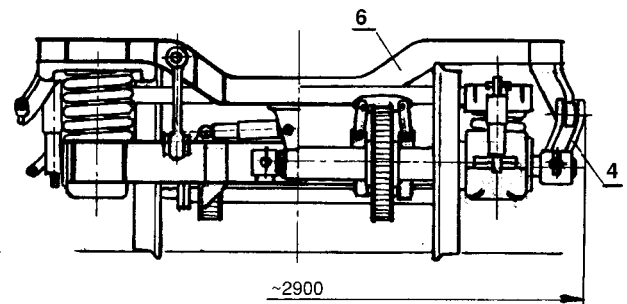
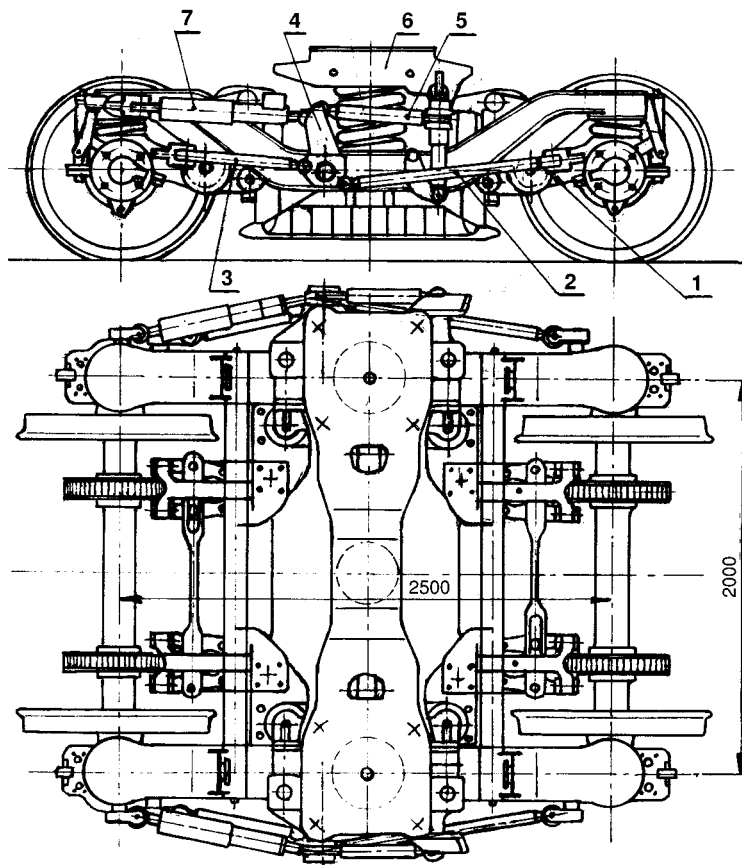
z układami sterującymi radialnym ustawianiem się osi zestawów kołowych. W ramach Komitetu ORE B 176 w 1986 r. zostały przeprowadzone badania kilku nowych konstrukcji tego rodzaju wózków. Jazdy doświadczone były dokonywane na górskich liniach krętych w Alpach pod przełęczą Gotharda, a ich wyniki zostały opisane w [5]. Z badań tych wynika, że spośród przebadanych wózków najmniejsze zużycie powierzchni toczonej i obrzeży kół (mniejsze o ponad 58% w porównaniu z wózkami konwencjonalnymi) wykazały zestawy kołowe wózków typu SIG Navigator z osiami sterowanymi przez nadwozie układem cięgien i dźwigni.

Zestawienie tego wózka przedstawiono na rysunku 4. Po każdej stronie wózka ramiona wahaczy 1 prowadzenia łożysk osiowych są połączone mimośrodowo cięgnami 2 i 3 z dolną częścią dźwigni 4 osadzonej obrotowo na czopie belki ostojnicowej. Górna część dźwigni 4 jest połączona cięgnem sterującym 5 z poprzeczną belką 6, która jest związana z ramą nadwozia. Dźwignię 4 łączy dodatkowo z belką ostojnicową wózka poziomy tłumik hydrauliczny 7.

Sterowane radialne ustawianie osi wózka w łukach torowych wpłynęło na zminimalizowanie kąta nabeżu kół na szyny, umożliwiając zwiększenie prędkości jazdy w łukach, zwiększenie trwałości toczonej powierzchni i obrzeży kół oraz na zmniejszenie skłonności do poligonizacji i emisji hałasu.

Urządzenia przeciwoślizgowe

Możliwości osiągnięcia dużych wartości sił pociągowych zwłaszcza przez lokomotywy w okresie rozruchu, jak rów-



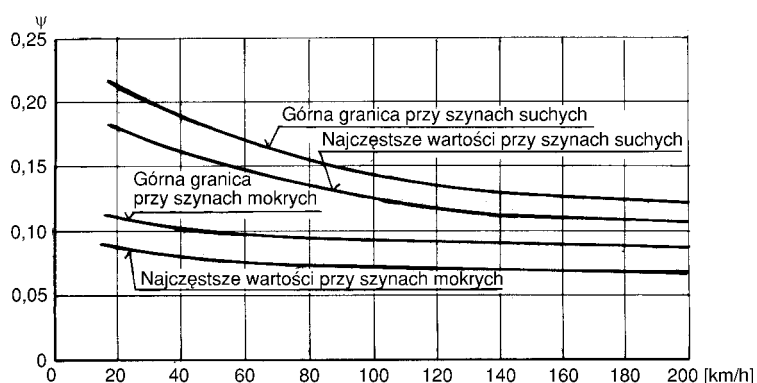
Rys. 4. Wózek wagonu osobowego typu SIG Navigator

niez dużych sił hamujących ruch obrotowy zestawów kołowych, są ograniczane siłami przyczepności kół z szynami. Przekroczenie wartości sił pociągowych lub hamowania w stosunku do sił wynikających z warunku przyczepności powoduje „zerwanie przyczepności” i wystąpienie poślizgu kół na szynach, co jest zjawiskiem szkodliwym. Poślizg niszczy powierzchnie toczne kół i główki szyn, a „zablokowanie” ślizgających się kół podczas hamowania wydłuża drogi hamowania, co może zagrażać bezpieczeństwu jazdy.

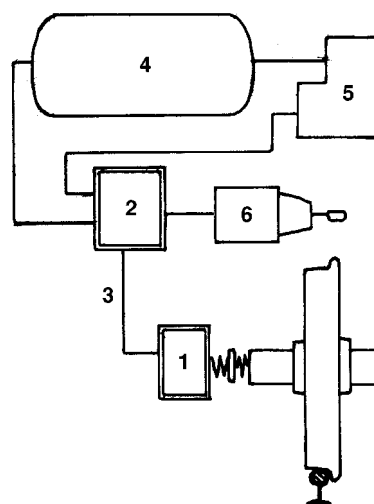
Wartości współczynnika przyczepności są zmienne, gdyż zależą od warunków pogodowych, stanu czystości, zwłaszcza główek szyn, i maleją ze wzrostem prędkości jazdy. Według wyników badań M. Laplaicha, zmienność wartości współczynnika przyczepności ψ w funkcji prędkości jazdy v przedstawiono na rysunku 5. Jest wiele sposobów likwidowania poślizgów kół podczas rozruchu pojazdów trakcyjnych lub urządzeń zapobiegania powstawaniu poślizgów podczas hamowania wagonów, które są niewystarczająco skuteczne w odniesieniu do szybkich pojazdów szynowych.

Zadaniem urządzeń przeciwpoślizgowych jest szybkie wykrywanie i likwidacja poślizgów zestawów kołowych przy równocześnie możliwie pełnym wykorzystywaniu przyczepności w danych warunkach zewnętrznych. Do zasadniczych zespołów urządzenia przeciwpoślizgowego należy czujnik poślizgu koła, który steruje zaworem upustu powietrza z cylindra (siłownika) hamulcowego, w chwili wystąpienia poślizgu.

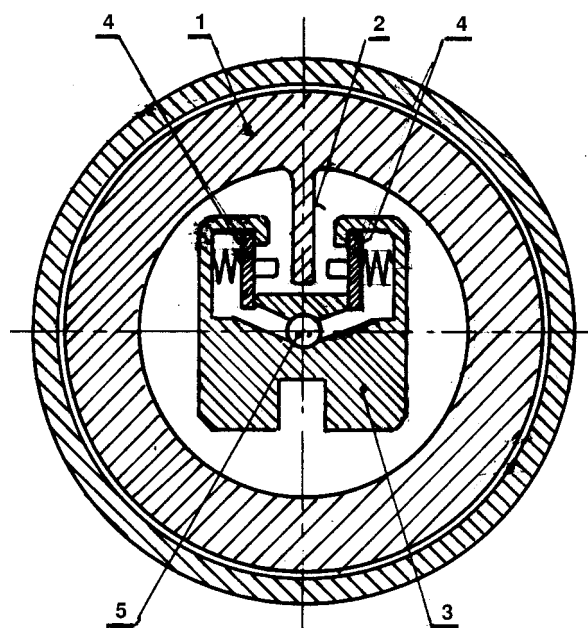
W licznych wagonach osobowych z prędkościami do 160 km/h na kolejach polskich stosowano stosunkowo mało czułe urządzenia przeciwpoślizgowe typu Oerlikon. W skład tego urządzenia, przedstawionego schematycznie w układzie hamulca (rys. 6), wchodzi bezwładnościowy czujnik 1 napędzany od osi zestawu kołowego oraz zawór urządzenia 2 połączony z czujnikiem przewodem 3. Oprócz tego zawór 2 jest połączony ze zbiornikiem pomocniczym 4, z zaworem rozrządczym 5 hamulca oraz z cylindrem (siłownikiem) hamulcowym 6. Podczas hamowania bez poślizgu kół sprężone powietrze przepływa z zaworu rozrządczego 5 przez zawór urządzenia przeciwpoślizgowego 2 do cylindra hamulcowego 6. Równocześnie powietrze płynące ze zbiornika pomocniczego 4 wypełnia komory zaworu 2 oraz przewód 3 prowadzący do czujnika 1. Przekrój poprzeczny bezwładnościowego czujnika, który jest zabudowany w pokrywie łożyska osiowego, przedstawiono na rysunku 7. Na niewidocznym na tym rysunku wałku czujnika, napędzanym od czoła osi przez sprężynę i sprzęgło podatne, jest ułożyskowane koło zamachowe 1, z którego wydrążonej części wystaje w dół trzpień 2. Trzpień ten wchodzi w głąb graniastej głowicy 3 wałka czujnika wirującego podczas jazdy wraz z osią zestawu kołowego i dzięki temu wprawia w ruch wirowy koło zamachowe. Podczas hamowania, w przypadku wystąpienia poślizgu zestawu kołowego z równoczesnym wyraźnym obniżeniem prędkości obrotowej, koło zamachowe 1 w efekcie bezwładności obraca się dodatkowo o pewien kąt względem osi zestawu, przy czym trzpień 2 (zależnie od kierunku obrotów) powoduje otwarcie jednego z zaworków 4 i zadziałanie czujnika. W rezultacie upustu po-



Rys. 5. Wykres zależności wartości współczynnika przyczepności od prędkości jazdy v w różnych warunkach zewnętrznych według Laplaicha



Rys. 6. Schemat urządzenia przeciwpoślizgowego typu Oerlikon (starszego typu) w układzie hamulca wagonu

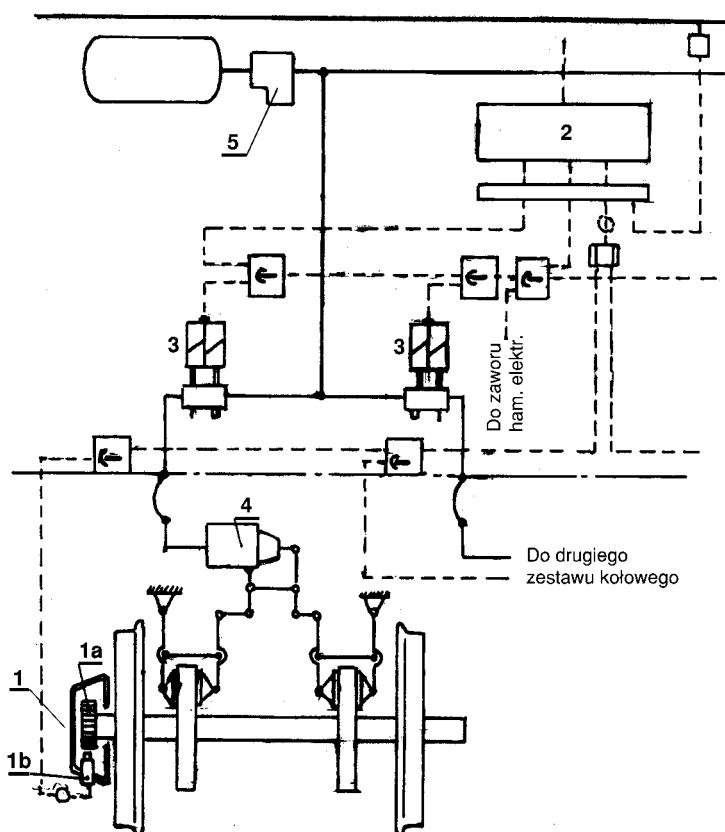


Rys. 7. Przekrój poprzeczny bezwładnościowego czujnika poślizgu firmy Oerlikon

wietrza przez otwarty zaworek 4 kanałikiem 5 w wałku czujnika i przewodem 3 (rys. 6) z komory zaworu urządzenia przeciwpoślizgowego 2 (rys. 6) następuje obniżenie ciśnienia powietrza w cylindrze hamulcowym 6 przez połączenie go z atmosferą poprzez zawór urządzenia przeciwślizgowego 2. Obniżenie siły hamującej likwiduje poślizg, przywracając stan zamierzonego stopnia hamowania.

Współczesne urządzenia przeciwpoślizgowe

Technika mikrokomputerowa umożliwiła budowę i szerokie stosowanie nowoczesnych urządzeń wykrywania i likwidacji poślizgów, które charakteryzuje osiąganie możliwie najkrótszych czasów reakcji na zaburzenia prędkości obrotowej zestawów kołowych zarówno w trakcie wywiązywania sił pociągowych w pojazdach trakcyjnych, jak i podczas hamowania wagonów. Uzyskuje się to przez stosowanie bardzo czułych czujników prędkości obrotowych oraz układów elektronicznych, które przetwarzając sygnały wysyłane z czujników zamontowanych przy osiach zestawów kołowych, wypracowują sygnały dla właściwych wartości nastaw systemów sterujących układem likwidacji poślizgów [6]. Nowoczesne urządzenia umożliwiają optymalne wykorzystanie przyczepności w różnych zewnętrznych warunkach jazdy, a przez to minimalizację dróg hamowania oraz w sposób istotny przyczyniają się do zmniejszania kosztów utrzymania zestawów kołowych, wynikających z napraw uszkodzonych powierzchni tocznych.



Rys. 8. Uproszczony schemat zabudowy w układzie hamulca urządzenia przeciwpoślizgowego MRP - GMC 24 (rysunek wykonany według [7])

Poniżej została opisana, w sposób uproszczony, budowa i zasada działania elektronicznego urządzenia przeciwpoślizgowego firmy Mannesmann Rexroth [7] MRP-GMC 29, stosowanego w wagonach osobowych. Na rysunku 8 przedstawiono schemat (wykonany na podstawie rys. 1 [7]) budowy urządzenia w odniesieniu do jednego zestawu kołowego z hamulcem tarczowym. Urządzenia te są zainstalowane na wszystkich zestawach kołowych wagonu.

Podstawowe zespoły urządzenia to:

- bezdotykowy (czujnik) nadajnik impulsów,
- mikrokomputerowe urządzenie przeciwpoślizgowego (jedno na wagon) zasilane z baterii akumulatorów,
- elektrozawór upustowy zamontowany między zaworem rozrządczym 5 a cylindrem hamulcowym.

Bezdotykowy czujnik, zabudowany w pokrywie kadłuba łożyska osiowego, składa się z koła zębatego 1a osadzonego na czole osi oraz z nadajnika impulsów 1b, umocowanego na pokrywie. Luz między obwodem koła zębatego a nadajnikiem wynosi 0,5–1,2 mm. Podczas jazdy wirujące na osi koło zębate 1a wytwarza w nadajniku zmienne napięcia o częstotliwościach proporcjonalnych do prędkości obrotowej zestawu kołowego. Zmienne napięcie zostaje przekazane do mikrokomputera 2, który przetwarza sygnały wejściowe w rozkazy analogowe i cyfrowe sterujące pracą urządzenia.

W przypadku wystąpienia krytycznego opóźnienia (poślizgu) podczas hamowania, następuje zadziałanie urządzenia przeciwpoślizgowego przez regulację i sterowane obniżenie ciśnienia powietrza w cylindrze hamulcowym 4 przez elektrozawór upustowy 3. We wspólnym korpusie z komorami sterującymi mieszczą się dwa elektrozawory: wpustowy i wypustowy. W przypadku hamowania bez poślizgu cewki zaworów są zasilane i powietrze sprężone przepływa z zaworu rozrządczego 5 do cylindra hamulcowego 4. W przypadku wystąpienia poślizgu następuje wzbudzenie obu elektrozaworów, co powoduje odcięcie zasilania cylindra hamulcowego i obniżenie ciśnienia w nim przez odpowietrzanie. Po zlikwidowaniu poślizgu zostaje wzbudzony elektrozawór wypustowy przerywając odpowietrzanie, przy czym ustalone ciśnienie w cylindrze pozostaje niezmiennione.

Smarowanie obrzeży kół pojazdów trakcyjnych

Podczas jazdy koła danego zestawu kołowego, mimo praktycznie jednakowych średnic, toczą się chwilami różnymi kręgami, nie tylko w łukach torowych o poszerzonych przeswitach, ale także na odcinkach prostych. Prócz tego koła, zwłaszcza zestawów prowadzących, nabiegają obrzeżami na główki szyn toków zewnętrznych pod pewnym kątem. Skutkiem tego na powierzchniach tocznych powstają poślizgi wzdłużne i poprzeczne, a w styku obrzeża z główką szyny występują siły tarcia powodujące szybkie zużycie współpracujących powierzchni i ich zniekształcenie zagrażające bezpieczeństwu jazdy.

Stosowanie urządzeń do smarowania obrzeży kół, powodujące zmniejszenie wartości współczynnika tarcia, wpływa na:

- znaczne zmniejszenie tempa ściernego zużycia współpracujących powierzchni, zwłaszcza podczas jazd na liniach

krętych, a przez to na wydłużenie przebiegów między koniecznymi reprofilacjami zarysów wieńców kół,

- zmniejszenie możliwości wykolejeń zestawów prowadzących, powodowane unoszeniem i wytoczeniem obrzeża koła nabiegającego na i poza główkę szyny pod wpływem działania siły prowadzącej,
- zmniejszenie oporów ruchu, a przez to oszczędzenie energii trakcyjnej na liniach krętych,
- zmniejszenie emisji dźwięków w formie piszczenia, wywołanych dodatkowymi drganiami, zwłaszcza podczas przejeżdżania łuków o małych promieniach.

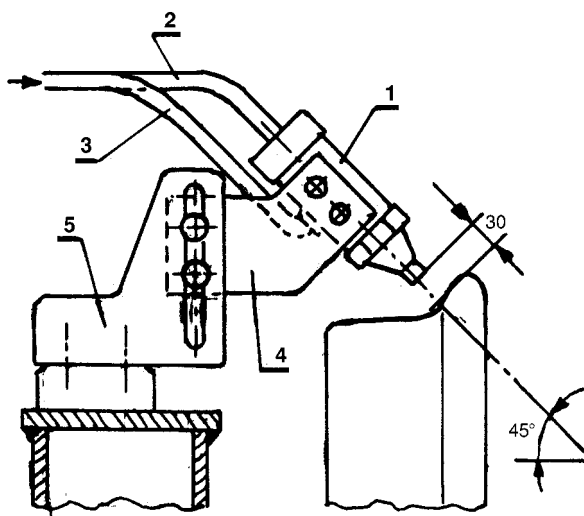
Istnieje wiele różnych, stosowanych od wielu lat, rozwiązań urządzeń do smarowania obrzeży kół z zastosowaniem olejów, smarów mazistych lub stałych. Do grupy tych ostatnich należą wkłady wytwarzane z komponentów stabilizowanych polimerami, dzięki którym uzyskano niskie wartości współczynnika tarcia, mieszczące się w granicach 0,06–0,1, nie wrażliwe na zmiany temperatur w dużym zakresie.

Do współczesnych rozwiązań omawianych urządzeń zalicza się układy zaprojektowane i budowane w OBRPS Poznań, stosowane z dobrym skutkiem w krajowych pojazdach trakcyjnych [8]. Układ składa się głównie z: elektronicznego urządzenia sterującego związanego z nadajnikiem szybkościomierza i z szybkościomierzem, przewodu zasilającego, zbiornika oleju, zaworu elektropneumatycznego, urządzenia rozpylającego oraz przewodów olejowych i powietrznych o obniżonym ciśnieniu. Podstawowym zadaniem elektronicznego urządzenia jest sterowanie pneumatyczną i hydrauliczną częścią układu smarowania obrzeży, przy czym obsługa pojazdu dobiera odcinki drogi wymagające uruchomienia urządzenia smarującego lub przerwania jego działania.

Na rysunku 9 widoczne jest urządzenie rozpylające zamontowane na ramie wózka. Do dyszy 1, wytwarzającej mgłą olejową natryskiwaną na obrzeże koła, jest doprowadzony przewodem 2 olej ze zbiornika oraz przewodem 3 powietrze o zredukowanym ciśnieniu. Dysza jest umocowana w uchwycie 4 wspornika 5, który jest zamontowany na belce ostojnicowej 6 ramy wózka. Śrubowe połączenie uchwytu z wspornikiem umożliwia regulację ustawienia dyszy względem obrzeża pod kątem 45° z zachowaniem wymaganej stałej odległości 30 mm między wylotem dyszy a obrzeżem.

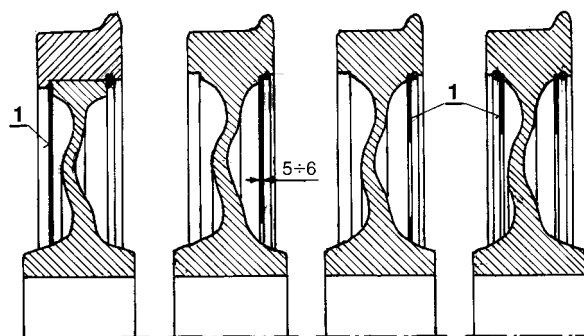
Tłumienie hałasu toczących się kół

Emisja dźwięku, powodowana dynamicznymi drganiami toczących się po torach kół, wzrasta ze wzrostem prędkości jazdy, a wraz z nią rośnie uciążliwość hałasu. W konstrukcji pojazdów szynowych przewidzianych do dużych prędkości jazdy dąży się do zmniejszania ich masy, aby naciski zestawów kołowych na tor w pojazdach trakcyjnych nie przekraczały 170 kN, a w wagonach 160 kN. Dąży się też przy tym do zmniejszania mas nieusprężynowanych, do których należą przede wszystkim zestawy kołowe. Możliwość zmniejszania średnic kół jest ograniczana względami konstrukcyjnymi i wzrostem nacisków Hertza w strefie styku koła z szyną. Dyktowane względami wytrzymałościowymi,



Rys. 9. Sposób zamontowania dyszy do smarowania obrzeży kół (rysunek wykonany według [8])

stosowane nieduże grubości i kształty przekrojów tarcz kół, zwłaszcza wagonów pasażerskich, zwiększają niekorzystną podatność dynamiczną, natomiast zwiększenie sztywności dynamicznej kół przez wprowadzenie tarcz o znacznej grubości i zwiększenie średnic wałów osiowych spowodowałyby niepożądany wzrost masy zestawu kołowego i zarazem mas nieusprężynowanych. Wobec tych przeciwstawnych wymagań, możliwość zmniejszenia hałasu toczenia uzyskuje się przez zabudowę w kołach pierścieniowych tłumików pochłaniających dźwięk. Część energii drgań, zwłaszcza obręczy lub wieńca koła, jest przenoszona na tłumik, w którym zostaje rozproszona i zamieniona na ciepło. Na rysunku 10, zaczerpniętym z [2], przedstawiono przykładowo cztery przekroje kół z zabudowanymi tarczami 1 tłumiącymi hałas.



Rys. 10. Przekroje kół z zabudowanymi tłumikami hałasu (rysunek wykonany według [2])

Literatura

- [1] Dżuła S.: *O problemach dynamicznych przy wysokich prędkościach jazdy*. Zeszyty Naukowe Politechniki Śląskiej, Transport, zeszyt 35. Gliwice 1999.

Dokończenie na s. 38 □