

**Wydział Mechaniczny
Politechniki Krakowskiej**

mgr inż. Jacek Wojs

**Kształtowanie charakterystyk automatu sprzęgłowego ze względu na
drgania wzdłużne samochodu dla niepełnosprawnych**

Praca doktorska

Promotor

Dr hab. inż. Witold Grzegózek profesor PK

Kraków 2007



Bardzo serdecznie dziękuję Panu Profesorowi Witoldowi Grzegórkowi za cenną, wszechstronną pomoc w przygotowaniu badań, zredagowaniu i napisaniu pracy.

Jacek Wojs



Wykaz najczęściej występujących oznaczeń

A_F	[m ²]	– pole powierzchni czołowej,
a_x	[m/s ²]	– przyspieszenie podłużne samochodu,
c_S	[N/m]	– współczynnik sztywności skrętnej wałka sprzęgłowego wraz z tłumikiem drgań skrętnych,
c_A	[N/m]	– współczynnik sztywności skrętnej półosi,
c_{op}	[N/m]	– współczynnik sztywności obwodowej opony,
c_x	[N/m]	– współczynnik oporu czołowego,
F_{AR}	[N]	– siła oddziaływania aerodynamicznego,
α_p	[deg]	– kąt otwarcia przepustnicy,
α_s	[deg]	– kąt obrotu dźwigni sprzęgła,
f_t		– współczynnik oporu toczenia,
g	[m/s ²]	– przyspieszenie ziemskie,
F_{x1}	[N]	– siła wzdłużna działająca na koła napędzane,
F_{x2}	[N]	– siła wzdłużna na kołach tylnych,
F_{z1}	[N]	– siła normalna osi napędzanej,
i_g		– przełożenie przekładni głównej,
i_p		– przełożenie skrzyni biegów,
J_F	[kgm ²]	– masowy moment bezwładności obręczy koła,
J_K	[kgm ²]	– masowy moment bezwładności opony,
J_M	[kgm ²]	– masowy moment bezwładności silnika,
J_p	[kgm ²]	– masowy moment bezwładności skrzyni biegów i przekładni głównej,
J_S	[kgm ²]	– masowy moment bezwładności tarczy sprzęgła,
M_K	[Nm]	– moment sprzęgła,
M_A	[Nm]	– średni moment obrotowy półosi,
M_{kl}	[Nm]	– moment napędowy na półosi lewej,
M_{kp}	[Nm]	– moment napędowy na półosi prawej,
M_{max}	[Nm]	– maksymalny moment napędowy silnika,
m_N	[kg]	– masa pojazdu,
M_N	[Nm]	– moment napędowy przy prędkości kątowej odpowiadającej mocy maks.,
$M_{na p}$	[Nm]	– moment napędowy silnika,
M_{op}	[Nm]	– moment oporów ruchu,

M_S	[Nm]	– moment sprzęgła,
n	[obr.]	– liczba obrotów nakrętki regulacyjnej,
n_s	[obr/min]	– prędkość obrotowa silnika,
n_{kl}	[obr/min]	– prędkość obrotowa koła lewego,
n_{kp}	[obr/min]	– prędkość obrotowa koła prawego,
P_{DF}		– wskaźnik dyskomfortu,
R_d	[m]	– promień dynamiczny opony,
R_S	[m]	– średni promień tarcia,
s_l		– poślizg wzdłużny koła, dla kół napędzanych,
t_0	[s]	– czas odniesienia,
t_k	[s]	– czas całkowitego włączenia sprzęgła,
t_p	[s]	– czas całkowitego otwarcia przepustnicy,
t_r	[s]	– czas początku włączenia sprzęgła,
v	[m/s]	– prędkość pojazdu,
\ddot{x}	[m/s ³]	– zryw samochodu w kierunku podłużnym,
$\mu(\omega_w)$		– dynamiczny współczynnik tarcia,
φ_{\max}	[deg]	– kąt całkowitego włączenia sprzęgła,
φ_r	[deg]	– kąt początku włączenia sprzęgła,
η_p	[%]	– stopień otwarcia przepustnicy,
φ_A	[rad]	– kąt obrotu półosi,
φ_F	[rad]	– kąt obrotu tarczy koła jezdnego,
φ_K	[rad]	– kąt obrotu bieżnika opony,
φ_M	[rad]	– kąt obrotu wału silnika,
φ_S	[rad]	– kąt obrotu tarczy sprzęgła,
μ_0	[rad]	– spoczynkowy współczynnik tarcia ($\omega_w = 0$),
ρ_p	[kg/m ³]	– gęstość powietrza,
ω_M	[rad/s]	– prędkość kątowna odpowiadająca maksymalnemu momentowi,
ω_N	[rad/s]	– prędkość kątowna odpowiadająca maksymalnej mocy,
ω_w	[rad/s]	– prędkość względna tarcz sprzęgła.

Pozostałe oznaczenia wyjaśniono w tekście. W przeglądzie piśmiennictwa pozostawiono oryginalne oznaczenia na rysunkach ze względu na ochronę praw autorskich.

Spis treści

Wykaz oznaczeń	2
1. Wprowadzenie	6
1.1 Wstęp	6
1.2 Przegląd piśmiennictwa	8
1.3 Podsumowanie przeglądu literatury	26
1.4 Uzasadnienie podjęcia tematu	29
1.5 Teza pracy	32
1.6 Zakres i program pracy	33
2. Obiekty badawcze	36
2.1 Opis obiektu badań	36
2.2 Wybrane dane techniczne samochodu badawczego	39
3. Kryteria oceny jakości działania automatu sprzęgłowego	40
3.1 Charakterystyka automatu sprzęgłowego	40
3.2 Zagadnienie komfortu niepełnosprawnego kierowcy i pasażerów	40
3.3 Obciążenia dynamiczne w układzie przeniesienia napędu	40
3.4 Zagadnienie eksploatacyjnego zużycia sprzęgła	41
4. Badania eksperymentalne, analiza wyników	42
4.1 Wstępne badania stanowiskowe	42
4.1.1 Opis stanowiska	42
4.1.2 Program badań stanowiskowych	44
4.2 Wyniki badań stanowiskowych	45
4.3 Wnioski ze wstępnych badań stanowiskowych	48
4.4 Badania drogowe	48
4.4.1 Program badań drogowych	48
4.4.2 Aparatura użyta w badaniach	49
4.4.3 Wyniki wstępnych badań drogowych	52
4.4.4 Analiza wpływu szerokości szczeliny zaworu upustowego na komfort ruszania	55
4.4.5 Analiza wpływu prędkości przechyłu podłużnego nadwozia	58
4.4.6 Wyniki prób i badań drogowych	62
4.4.7 Ocena wyników badań	70
4.4.8 Ocena błędów badań drogowych	71
5. Modelowanie układu napędowego samochodu osobowego wyposażonego w automat sprzęgłowy	77

5.1	Założenia do modelu	77
5.2	Model fizyczny układu napędowego	77
5.3	Model matematyczny układu	78
5.3.1	Zagadnienie modelowania silnika	81
5.3.2	Zagadnienie modelowania sprzęgła	82
6.	Wyznaczanie doświadczalne parametrów modelu symulacyjnego	84
6.1	Wyznaczanie charakterystyki sztywnościowej sprzęgła	84
6.2	Wyznaczanie charakterystyki prędkościowej silnika na hamowni	85
6.3	Wyznaczanie momentów bezwładności, współczynników sztywności	88
7.	Weryfikacja doświadczalna modelu symulacyjnego	92
8.	Numeryczna analiza procesu ruszania z miejsca samochodem	97
8.1	Numeryczne kształtowanie charakterystyki automatu sprzęgłowego	97
8.1.	Ocena komfortu ruszania pojazdu z miejsca	108
9.	Wnioski i podsumowanie	111
9.1	Wnioski o charakterze poznawczym	111
9.2.	Wnioski utylitarne	112
9.3.	Wnioski dotyczące dalszych badań	113
10.	Bibliografia	114
	Załącznik	121

1. Wprowadzenie

1.1 Wstęp

W 1993 roku w Polsce opracowano *Rządowy Program Działania na Rzecz Osób Niepełnosprawnych i Ich Integracji ze Społeczeństwem* zgodny z Zaleceniem Nr R (92) 6 Rady Europy, gdzie stwierdzono: *Działania wobec osób niepełnosprawnych są zadaniem ogólnospołecznym, ponieważ skutki niepełnosprawności dotyczą wszystkich dziedzin życia.* W dalszych punktach mówi się o dążeniu do *zaspokajania przynajmniej niezbędnych potrzeb osób niepełnosprawnych* do których zalicza się m in. *usuwanie barier (...) komunikacyjnych i transportowych*[50]. Działania te są realizacją konstytucyjnego prawa każdego obywatela do swobodnego poruszania się, są odpowiedzią na dyrektywy Unii Europejskiej, a ich brak byłby ograniczaniem swobód ludzi niepełnosprawnych [51].

Ich liczba rośnie z postępem cywilizacji technicznej, także z powodu wypadków związanych z rozwojem motoryzacji. Techniczne wspomaganie funkcji człowieka, jako niepełnosprawnego kierowcy, to działania idące dwiema drogami.

Wykonywane są drogie pojazdy o bardzo skomplikowanej strukturze (samoczynnie odsuwane drzwi, automatyczne skrzynie biegów, roboty załadownicze wózków inwalidzkich itp.) niestety - ze względu na cenę – niedostępne dla wielu osób. Drugi kierunek działań, to konstruowanie urządzeń nakładkowych umożliwiających niepełnosprawnym korzystanie z pojazdu, bardzo często prostego i taniego[71]. Jednak nawet te proste urządzenia powinny zapewniać właściwy komfort jazdy i nie pogarszać w istotny sposób własności trakcyjnych pojazdu.

Zapewnienie komfortu ma szczególne znaczenie właśnie w przypadku osób niepełnosprawnych, ponieważ wiele z nich ze względu na swój stan chorobowy, bardzo silnie odczuwa wszelkie bodźce wynikające z niewłaściwego ruchu pojazdu. Służąc zaspokajaniu potrzeb niezamożnych osób, wymagających zastąpienia ułomności motorycznych kończyn dolnych automatem sprzęgłowym, autor przygotował niniejszą pracę.

Jest tu analizowana współpraca prostego automatu sprzęgłowego z układem napędowym samochodu małolitrażowego. Uwagę poświęcono drganiom wzdłużnym pojazdu

podczas ruszania z miejsca, upraszczając zagadnienie i nie rozważając drgań przenoszonych np. na głowę kierowcy. W celu określenia charakterystyk automatu zapewniających odpowiedni komfort jazdy, wykonano szereg badań. Były to stanowiskowe badania automatu, a następnie badania drogowe pojazdu wyposażonego w automat sprzęgłowy. Do tej analizy został opracowany model obliczeniowy układu napędowego pojazdu, umożliwiający symulację ruszania z miejsca oraz dobór parametrów regulacyjnych automatu sprzęgłowego [75]. Dużą wagę przywiązano przy tym do właściwego opisu zjawisk zachodzących podczas ruszania z miejsca, w układzie przeniesienia napędu.

Dokonano analizy publikacji naukowych dotyczących tego tematu kładąc nacisk na opis modeli stosowanych do rozpatrywania zagadnień dynamiki układu napędowego pojazdu.

Przedstawiony przegląd publikacji nie wyczerpuje w całości tego zagadnienia. Zdaniem autora stanowi jednak uzasadnienie dla sformułowanego celu i zakresu pracy.

Automat sprzęgłowy stanowi dla kierowców z dysfunkcjami i ubytkami kończyn swego rodzaju *protezę* w łańcuchu kinematycznym człowiek – maszyna, istotą tej protezy winna być jej *funkcjonalność* oraz zapewnienie *komfortu* prowadzenia i jazdy samochodem, a jest to związane także ze spełnieniem wymagań bezpieczeństwa czynnego.

Chociaż konkretny, przykładowy, poddany badaniom w tej pracy nakładkowy automat sprzęgłowy jest produktem przeznaczonym dla niepełnosprawnych, to zagadnienie poprawy komfortu ruszania samochodów wyposażonych w automaty sprzęgłowe stanowi problem uniwersalny - nie tylko dla inwalidów. Jest to zadanie aktualne szczególnie obecnie, wobec szeroko rozpowszechniających się konstrukcji samochodów, z których eliminuje się standardowy układ wyłączania sprzęgła, zastępując go układami automatyki.

Celem niniejszej pracy jest poprawa komfortu użytkowania samochodu z zamontowanym automatem sprzęgłowym poprzez dobór charakterystyki załączania sprzęgła najkorzystniejszej ze względu na zryw i drgania wzdłużne pojazdu przy ruszaniu z miejsca.

Podjęty temat będzie zrealizowany w ograniczonym zakresie dotyczącym konkretnego automatu sprzęgłowego produkcji krajowej, zamontowanego już w kilkunastu tysiącach samochodów użytkowanych przez niepełnosprawnych kierowców/pasażerów i zagadnienia dyskomfortu wynikającego z drgań wzdłużnych niskiej częstotliwości do 5 Hz przy ruszaniu z miejsca. Wnioski poznawcze i użytkarne z wyników badań i symulacji będą jednak dotyczyły szerzej pojętej poprawy działania i konstruowania automatów sprzęgłowych.

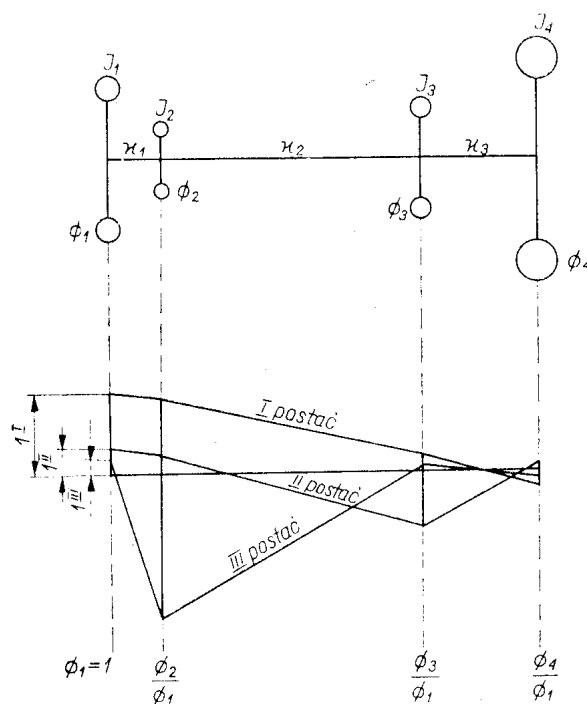
1.2 Przegląd piśmiennictwa

Samochód jest złożonym systemem dynamicznym, powiązany z drogą oraz otoczeniem. System ten składa z kilku podsystemów, a jednym z nich jest układ napędowy. Najbardziej rozpowszechniony, zwłaszcza w krajach europejskich, jest układ mechaniczny ze sprzęgłem ciernym. Samochodowy układ przeniesienia napędu stanowi mechaniczny układ drgający o wielu stopniach swobody.

W zależności od rozważanego zagadnienia mechaniczny układ napędowy pojazdu jest zastępowany dyskretnym modelem fizycznym składającym się co najmniej z dwu lub więcej mas połączonych sprężystymi elementami bezmasowymi o określonych wartościach współczynników sztywności kątowej. Na poszczególne masy oddziałują momenty tłumiące również o określonych współczynnikach tłumienia. W pracy, której tematyka jest związana z automatyzacją procesu załączania sprzęgła, stworzenie adekwatnego dla rozwiązania opracowywanego zagadnienia modelu układu napędowego staje się niezbędne. Modelowanie rozpoczyna się od skonstruowania modelu fizycznego układu napędowego, który powinien pozwolić na badanie zjawisk dynamicznych towarzyszących ruchowi pojazdu.

Badania modelowych układów napędowych pojazdów kołowych najczęściej ograniczone są do analizy drgań skrętnych układu. W zależności od liczby mas układ charakteryzuje się określonymi postaciami i częstotliwościami drgań własnych. Na rys.1.1 przedstawiono przykładowy 4-masowy model układu napędowego pozwalający na analizę miejsca występowania oraz wartości amplitud drgań poszczególnych postaci. Pominięto momenty tłumiące oddziałujące na poszczególne masy modelu ze względu na ich niewielką wartość. W rozważanym układzie występują trzy postaci drgań z których z punktu widzenia oddziaływań na ruch pojazdu istotne znaczenie (drgania wzdłużne pojazdu) ma postać pierwsza. Drgania tej postaci nie wywołują w układzie napędowym zjawisk rezonansowych.

Napisano wiele prac dotyczących analizy drgań skrętnych układu napędowego, a ich celem jest przedstawienie metod modelowania umożliwiających dobór parametrów dynamicznych układu napędowego, tak by uniknąć występowania niebezpiecznych rezonansów, które oprócz niekorzystnego wpływu na trwałość elementów układu napędowego mogą wzbudzać drgania innych elementów pojazdu, powodując np. nieprzyjemny hałas elementów nadwozia.



Rys.1.1 Czteromasowy model zastępczy układu napędowego oraz odpowiadające mu wykresy amplitud względnych trzech postaci drgań własnych [53]

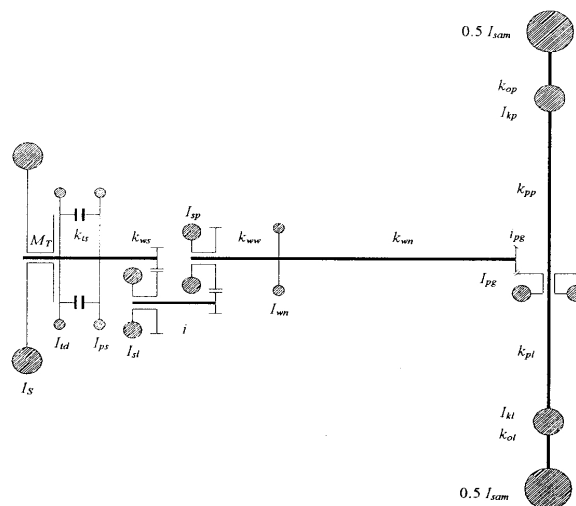
Największe obciążenia (odkształcenia) układu są związane z drganiami o niskiej częstotliwości, natomiast drgania o wyższych częstotliwościach przejawiają się w postaci wibracji i różnego rodzaju szumów. Zmiany obciążeń układu napędowego pojazdu wynikają przede wszystkim z działania kierowcy poprzez regulację dostarczanego do układu momentu napędowego. W warunkach jazdy z prędkością ustaloną amplitudy pulsacji momentu skręcającego pochodzące od drgań są niewielkie w porównaniu z wartością przenieszonego przez układ momentu napędowego. W warunkach ruszania z miejsca pojazdu, obciążenia układu napędowego mogą być znacznie większe od występujących w warunkach jazdy ustalonej i w dużej mierze zależą od sposobu regulacji wartości momentu napędowego przez kierowcę lub automat sterujący załączaniem sprzęgła. Obciążenia układu napędowego w warunkach ruszania z miejsca są często wykorzystywane do wymiarowania jego elementów.

Problematyka modelowania i badania układów napędowych jest wciąż aktualna i jest tematem wielu opracowań [19,20,45,58,62,65,67]. W literaturze polskojęzycznej znaczący wkład w badania i analizy obciążeń dynamicznych w układzie napędowym wniósł prof. S. Orzełowski. Jego prace, począwszy od roku 1965 [53] dotyczą modelowania sprzęgła w układzie napędowym oraz jego elementów takich jak np. tłumik drgań skrętnych. Wyniki prac S. Orzełowskiego [54,55,56] dotyczących analizy wrażliwości parametrycznej elementów sprzęgła, mogą być wykorzystane przez konstruktorów projektujących

i dobierających sprzęgła dla konkretnych pojazdów, a także przez badaczy drgań zachodzących w układach napędowych. Zagadnienie zmniejszenia drgań skrętnych układu napędowego rozpatrywano w przytoczonych pracach, uwzględniając jako wymuszenie tylko zmienny w czasie moment silnika. Wymuszenia te traktowano jako poliharmoniczne. W tych pracach nie wprowadzano modelu sprzęgła, zatem nie uwzględniano pewnych zjawisk towarzyszących załączaniu sprzęgła takich chociażby jak zmienność współczynnika tarcia w funkcji poślizgu tarczy sprzęgła. Nie uwzględniano również zjawisk typu *stick-slip*, które występują podczas pracy sprzęgła. Problematyka drgań skrętnych układu napędowego wywołanych nagłymi zmianami momentu napędowego (np. podczas gwałtownego ruszania samochodu) była tematem dalszych prac realizowanych przez S. Orzełowskiego i W. Grzesikiewicza [27,28]. W analizie wykorzystano złożony model sprzęgła, w którym uwzględniono własności mechaniczne elementów sprzęgła i układu załączającego, np. sztywność osiową tarczy sprzęgłowej. Uzyskane rezultaty wskazują na istotny wpływ drgań osiowych tarczy sprzęgłowej i tarczy dociskowej na oscylacyjne zmiany siły docisku powierzchni ciernych sprzęgła, a w konsekwencji na oscylacyjne zmiany momentu tarcia sprzęgła. Przyjęto, że współczynnik tarcia jest funkcją prędkości poślizgu tarczy sprzęgłowej. Przyjęto ponadto, że tłumienie ma charakter wiskotyczny. Taki model sprzęgła zweryfikowano doświadczalnie, co pozwoliło na stwierdzenie przydatności opracowanego modelu do jakościowej oceny wpływu parametrów dynamicznych modelu na badane zmiany momentu tarcia sprzęgła podczas ruszania pojazdu z miejsca.

Obciążenia występujące w układzie napędowym, przy uwzględnieniu maksymalnych amplitud oscylacji momentu, mogą być wykorzystane jako wyznaczniki stanów granicznych i posłużyć do zwymiarowania elementów układu napędowego. Zagadnienie określenia stanów granicznych w układzie napędowym było rozpatrywane w pracy W. Siłki i J. Jantosa [32]. Autorzy przyjęli do analizy zastępczy model układu napędowego o 5. stopniach swobody z uwzględnieniem poślizgu sprzęgła i kół napędzanych i ponadto uwzględniający zjawiska dynamiczne w sprzęgle oraz nieustalone warunki pracy silnika. Zastosowali złożony model sprzęgła opisujący ruch osiowy pierścienia dociskowego zarówno w fazie zmniejszania luzu jak i w fazie włączania. Badania realizowali dla ekstremalnych warunków załączania sprzęgła i gwałtownego zwiększenia zasilania silnika. Uzyskane maksymalne wartości momentu napędowego, w rozważanym przypadku, były ograniczone zdolnością przenoszenia momentu obrotowego przez koła jezdne. Interesujący z punktu widzenia wymiarowania układu napędowego był początkowy impuls momentu, znacznie przekraczający wartość przenoszonego potem momentu napędowego. Opracowany model układu napędowego był

wykorzystany w pracy doktorskiej J. Jantosa [31], w której autor analizował możliwości optymalizacji procesu ruszania z miejsca pojazdu z punktu widzenia zapewnienia odpowiedniego komfortu. Jeden z wniosków pracy J. Jantosa wskazuje na możliwość określenia idealnej charakterystyki układu sterowania sprzęgłem ciernym w celu uzyskania pożądanych przebiegów np. przyspieszenia pojazdu w procesie ruszania. Część doświadczalną pracy realizowano na stanowisku hamowni podwoziowej, a wielkości dotyczące ruchu samochodu były obliczane. Bardzo istotnym wkładem w analizę zagadnienia ruszania pojazdu z miejsca jest część pracy opisująca tworzenie modelu dynamicznego silnika. Takie modele są bardzo rzadko opisywane w literaturze fachowej. W wielu pracach dotyczących problematyki ruszania pojazdu przyjmowany jest uproszczony model silnika, w którym moment obrotowy zwiększa się liniowo do stałej wartości z różnymi prędkościami narastania. Tak jest i w pracy M. Mitschke’go [47], w której autor analizuje proces ruszania z miejsca przy różnych prędkościach narastania momentu obrotowego, różnych konfiguracjach układu napędowego wynikających z różnych załączonych biegów, a także przy różnych przebiegach współczynnika przyczepności koła ogumionego. Autor nie uwzględnia w układzie napędowym sprzęgła, przyjmując tylko określony sposób narastania momentu napędowego.

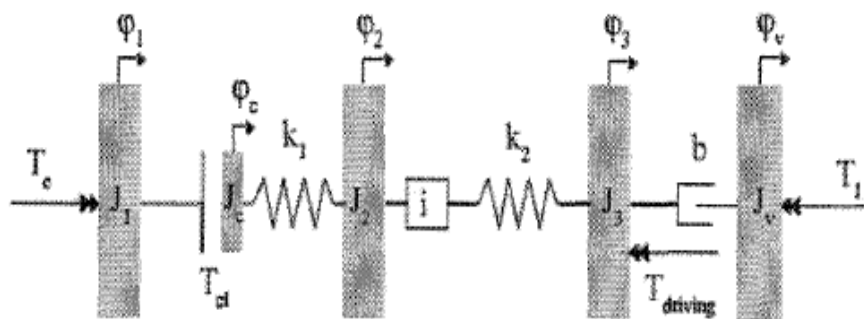


Rys.1.2. Uproszczony model obliczeniowy układu napędowego typu 4x2 [64]

Prof. K. Romaniszyn w swojej monografii [64] przedstawia analizę modeli układów napędowych o różnych stopniach uproszczenia np. przedstawiony na rys.1.2 układ typu 4x2. We wszystkich - opisanych w tej pracy modelach - uwzględniono sprzęgło.

Model prof. A. Kleczkowskiego przedstawiony w pracy prof. Romaniszyna opisuje dwa stany tłumika drgań skrętnych w sprzęgle: przypadek tarcia rozwiniętego oraz tarcia nierozwiniętego. Są to jednak - mimo nazwy *uproszczone*- modele wielomasowe o dość złożonej strukturze i jak wynika z piśmiennictwa, w wielu opracowaniach dotyczących zautomatyzowania załączania sprzęgła, wykorzystuje się modele prostsze.

Wprowadzenie do współczesnych konstrukcji samochodowych coraz częściej zautomatyzowanych manualnych skrzyń biegów oraz złożonych układów hybrydowych spowodowało, że zagadnienie uzyskania pożądanych przebiegów załączania sprzęgła ciernego stało się podmiotem wielu opracowań naukowych. Jeśli sterowanie sprzęgłem realizowane było przez człowieka, to z wyjątkiem kierowców o małym doświadczeniu, można było spodziewać się, że przebieg załączania sprzęgła nie będzie powodował gwałtownych zmian przyspieszeń pojazdu oraz, że obciążenia w układzie napędowym nie będą przekraczać stanów granicznych. Modelowanie układu napędowego wraz ze sprzęgłem ciernym napotyka na pewne trudności, mamy bowiem do czynienia z układem dynamicznym, który podczas działania zmienia liczbę stopni swobody. Możemy modelować układ napędowy ze sprzęgłem znajdującym się w poślizgu lub w chwili zrównania prędkości obrotowych tarczy sprzęgłowej i koła zamachowego jako układ dynamiczny o zmniejszonej o jeden liczbie stopni swobody w stosunku do poprzedniej sytuacji. M. Dassen w swojej pracy [9] proponuje podejście Karnoppa do rozwiązania powyższego problemu. Jeśli przyjąć, że równania opisujące układ dynamiczny, w którym występuje poślizg tarczy sprzęgłowej są prawdziwe również dla układu sprzęgniętego, to można te równania zastosować zmieniając wartość momentu sprzęgła.



Rys.1.3. Model układu napędowego wraz ze sprzęgłem [9]

Równania ruchu dla układu przedstawionego na rys.1.3 są następujące:

$$J_1 \ddot{\varphi}_1 = T_1 - T_{cl}$$

$$J_c \ddot{\varphi}_c = T_{cl} - k_1(\varphi_c - \varphi_2)$$

$$J_2 \ddot{\varphi}_2 = k_1(\varphi_c - \varphi_2) - ik_2(i\varphi_2 - \varphi_3)$$

$$J_3 \ddot{\varphi}_3 = k_2(i\varphi_2 - \varphi_3) - b(\dot{\varphi}_3 - \dot{\varphi}_v) - F_{driving} R_w$$

$$J_v \ddot{\varphi}_v = b(\dot{\varphi}_3 - \dot{\varphi}_v) - T_l$$

gdzie: T_1 moment obrotowy silnika,

T_{cl} – moment obrotowy sprzęgła,

T_l – moment oporów ruchu,

k_1, k_2 –sztywności zastępcze wałków układu napędowego,

b – tłumienie obwodowe w ogumieniu,

J_1, J_2, J_3, J_c, J_v momenty bezwładności silnika, elementów skrzyni biegów, kół napędowych, sprzęgła, pojazdu (ekwiwalentny).

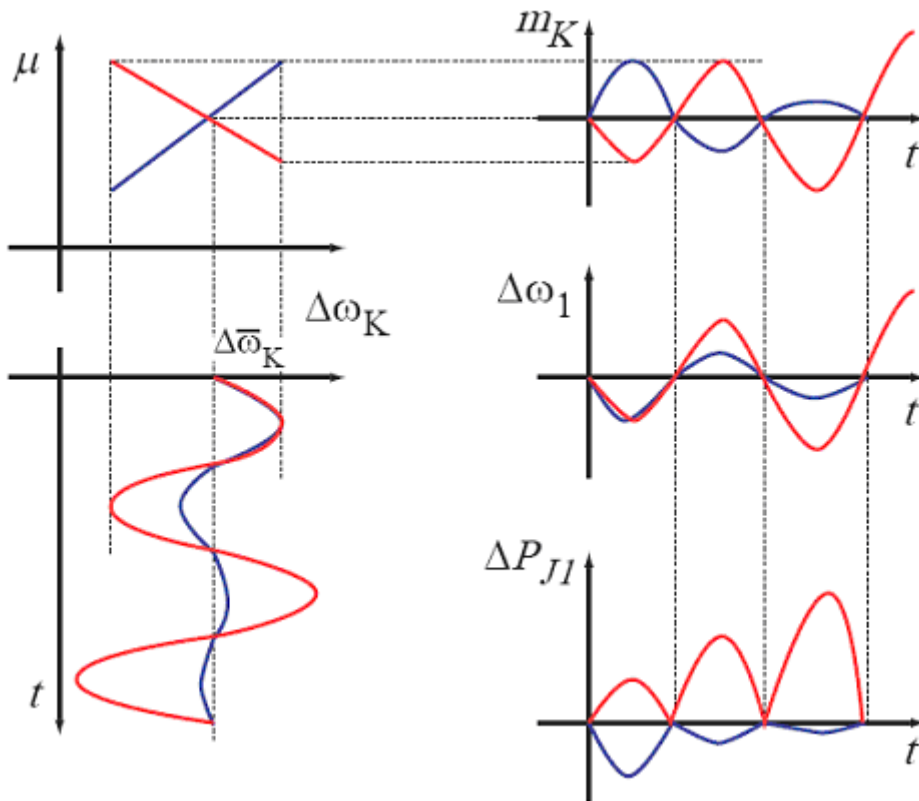
Gdy nastąpi sprzęgnięcie, moment sprzęgła zależy tylko od wartości maksymalnej siły docisku i współczynnika tarcia stąd moment przenoszony przez J_1 i J_c powinien być zastąpiony przez T_{cl} . Moment sprzęgła można wyliczyć przy założeniu że $\ddot{\varphi}_1 = \ddot{\varphi}_c$. Moment sprzęgła wynosi:

$$T_{cl} = \frac{J_1 k_1 (\varphi_c - \varphi_2) + J_c T_e}{(J_1 + J_2)}$$

To podejście pozwala zastosować ten sam układ równań do opisu zjawisk w układzie napędowym zarówno dla sprzęgła pracującego z poślizgiem jak i w przypadku sprzęgnięcia.

Drgania powstające w układzie napędowym podczas ruchu samochodu możemy rozpatrywać w dwu stanach układu, a mianowicie w stanie układu gdy w sprzęgle występuje poślizg tarczy względem koła zamachowego i pierścienia dociskowego oraz w stanie układu gdy nastąpiło pełne sprzęgnięcie[2]. W pierwszym stanie drgania układu napędowego są określane jako *chatter (judder)* i są one spowodowane zmiennością współczynnika tarcia z poślizgiem (drgania samowzbudne) oraz np. drganiami wynikającymi z oscylacji osiowych pierścienia dociskowego czy też wibracjami osiowymi wału korbowego. Wartość współczynnika tarcia występującego pomiędzy okładziną tarczy sprzęgłowej, a kołem zamachowym i pierścieniem dociskowym nie jest stała i zależy od różnicy prędkości obrotowych łączących się elementów. Przy stosowanych materiałach wraz ze wzrostem różnicy prędkości wartość współczynnika

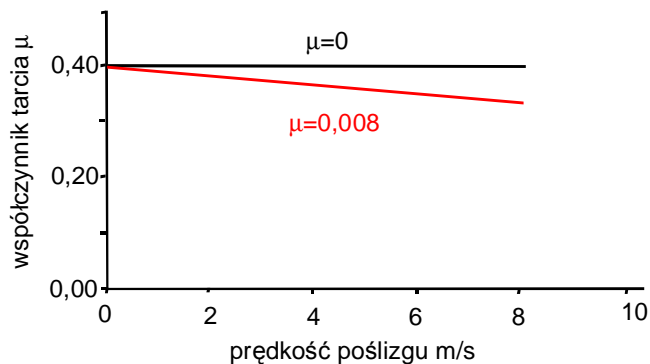
tarcia maleje, co skutkuje powstawaniem drgań samowzbudnych w układzie napędowym. Można to przedstawić w formie graficznej (rys.1.4).



Rys.1.4. Wpływ zmian współczynnika tarcia na drgania układu napędowego [66]

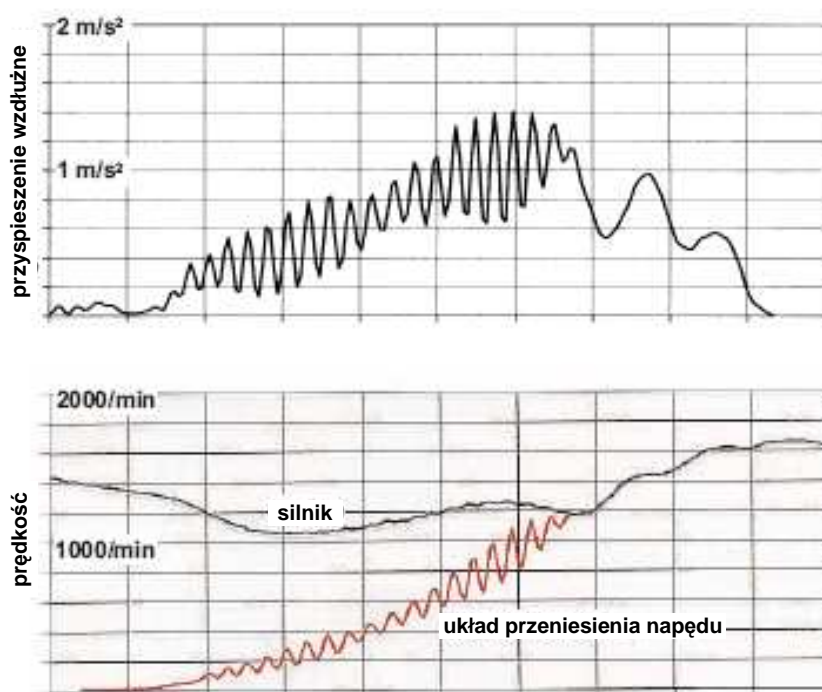
- $\Delta\omega_K$ - różnica prędkości obrotowych współpracujących elementów,
- $\Delta\omega_1$ - zmiana prędkości obrotowej elementów układu napędowego za sprzęgłem,
- m_K - zmiana momentu obrotowego sprzęgła,
- ΔP_{JI} - zmiana mocy drgań,

Przebieg zmian współczynnika tarcia z prędkością poślizgu przyjmowany w przypadku typowych materiałów okładzin w wielu publikacjach do analizy drgań układu napędowego pojazdu został przedstawiony na rys.1.5.



Rys.1.5. Przebieg zmian współczynnika tarcia w funkcji prędkości poślizgu [46]

Według opracowań przedstawionych przez firmę LuK [45], zapewnienie małych zmian współczynnika tarcia z prędkością poślizgu może prowadzić do występowania niewielkich amplitud drgań w układzie napędowym. Firma LuK podaje, że zapewnienie nawet niewielkiego wzrostu współczynnika tarcia ze wzrostem prędkości poślizgu zabezpiecza układ przed drganiem typu *chatter*. Takie drgania układu napędowego, jak już wspomniano wcześniej, mogą być również spowodowane drganiami osiowymi współpracujących elementów. Ponadto powodować je może niewspółosiowość elementów sprzęgła. Drgania te są odczuwalne przez podróżujących i jak wykazały badania, amplitudy drgań przyspieszeń wzdłużnych pojazdu mogą osiągać wartości powyżej $0,3\text{m/s}^2$ (rys.1.6).[45]

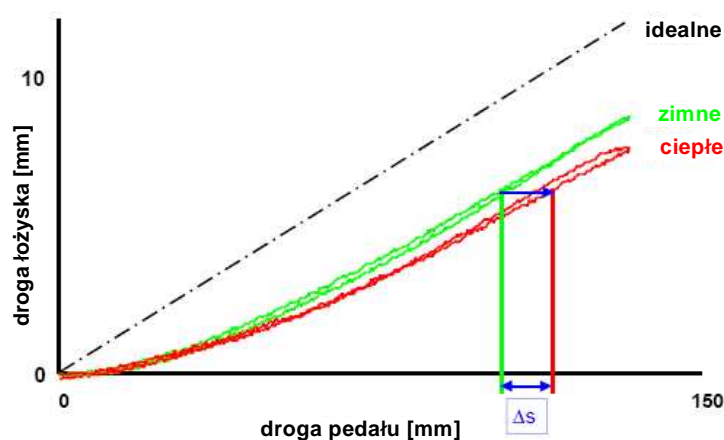


Rys.1.6. Przyspieszenie wzdłużne pojazdu oraz prędkość silnika i wałka skrzyni biegów podczas ruszania z miejsca [45]

Drgania skrętne układu napędowego będące efektem zjawiska *chatter* są tematem wielu opracowań naukowych. Cantea i inni[6] w swoich pracach przeprowadzili analizę wpływu zmienności wartości współczynnika tarcia z prędkością poślizgu na wartości amplitud drgań układu napędowego. Wg Cantea również w przypadku narastania współczynnika tarcia z prędkością poślizgu mogą pojawić się drgania typu *chatter*. Wyniki analizy, prezentowanej w pracy Cantea [6], wskazują na uzależnienie wartości amplitud drgań układu również od wartości siły docisku w sprzęgle. Cantea podaje warunki których spełnienie zapewni stabilność systemu nawet przy zmniejszaniu się współczynnika tarcia

z prędkością poślizgu. Drgania skrętne układu napędowego mogą być również spowodowane ruchem typu *stick-slip* jako typowym zachowaniem się systemów z tarciami suchymi. Jeśli bowiem w pewnej chwili czasu prędkość względna elementów trących będzie równa zero, to wartość możliwego do przeniesienia momentu, biorąc pod uwagę efekt Striebecka, gwałtownie wzrośnie, ale przy jednoczesnym wzroście momentu silnika może dojść do zerwania przyczepności i gwałtownego obniżenia wartości przenoszonego przez sprzęgło momentu obrotowego.

Istotne znaczenie dla powstających w układzie napędowym wartości amplitud ma także prędkość narastania siły docisku. Po pierwsze zagadnienie to jest związane z prędkością ruchu pedału sprzęgła i wynikającą z niej prędkością liniową łożyska wyłączającego, po drugie ze zmianą w czasie wartości siły docisku. Ponieważ układ wyłączający składa się z wielu mas oraz elementów łączących o określonych wartościach współczynników sztywności, ruch łożyska wyłączającego może być ruchem drgającym (rys.1.7). Jest to tematem opracowania Zink i innych(Luk) [84]. Częstotliwości drgań, jak widać z załączonego rysunku (rys.1.7) są wysokie, co może skutkować pewnymi efektami akustycznymi przy załączaniu sprzęgła.



Rys.1.7. Droga łożyska wyłączającego w funkcji drogi pedału [12]

Zmiana wartości siły docisku o charakterze oscylacyjnym, jak już wspomniano poprzednio, może skutkować drganiami typu *chatter* lub gwałtownymi zmianami momentu napędowego wywołującymi poczucie dyskomfortu.

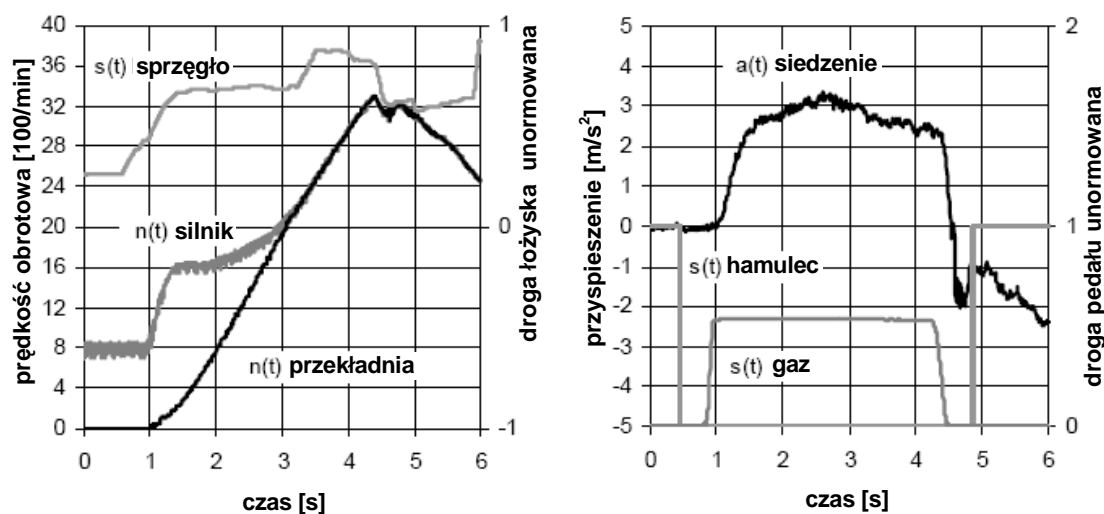
W samochodowych układach napędowych załączanie suchego sprzęgła jest bardzo ważnym procesem, ma bowiem zapewnić odpowiednio małe zużycie elementów przy akceptowalnym przez prowadzącego przebiegu procesu ruszania pojazdu. Coraz powszechniej stosowane sterowanie automatyczne procesem załączania sprzęgła musi

spełniać różne i w dodatku sprzeczne cele; po pierwsze małe straty tarcia, po drugie krótki czas załączania i po trzecie komfort procesu ruszania.

Te cele są uzyskiwane poprzez odpowiednie wysterowanie wartością siły docisku. Oczywiście nie można przy realizacji układu automatycznego sterowania sprzęgłem zapominać o kosztach układu. Złożone układy sterowania umożliwiające pomiar przemieszczenia układu wyłączającego, czy też wartości prędkości poślizgu tarczy sprzęgłowej są kosztowne.

Badania automatycznego systemu zaproponowanego przez firmę LuK wskazują na istotność odpowiedniego sterowania zmiennością siły docisku z punktu widzenia komfortu jazdy [39]. Na kolejnych rysunkach przedstawiono wpływ zmian sterowania siłą docisku na zmiany przyśpieszenia wzdłużnego mierzonego na szynie siedzenia pojazdu.

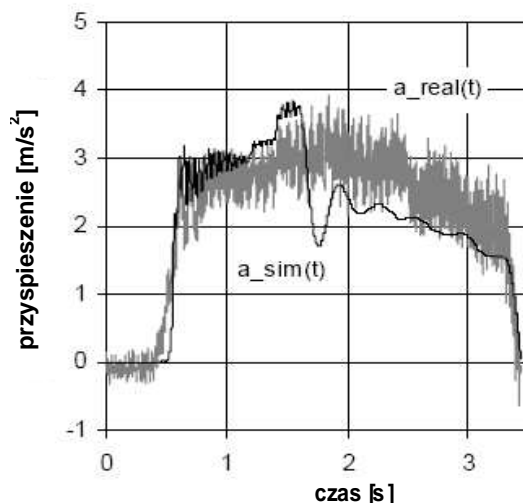
Przebieg zmian drogi siłownika sprzęgła przedstawiono w górnej części rysunku lewego (rys 1.8). Na prawym rysunku (rys.1.8) przedstawiono przebieg przyspieszenia mierzonego na szynie siedzenia



Rys.1.8. Przebieg w czasie zmian prędkości obrotowej silnika, prędkości obrotowej wałka wejściowego skrzyni biegów, drogi siłownika sprzęgła (rysunek lewy) oraz

przyspieszenia siedzenia pojazdu (rysunek prawy), ustawienie standardowe [44]

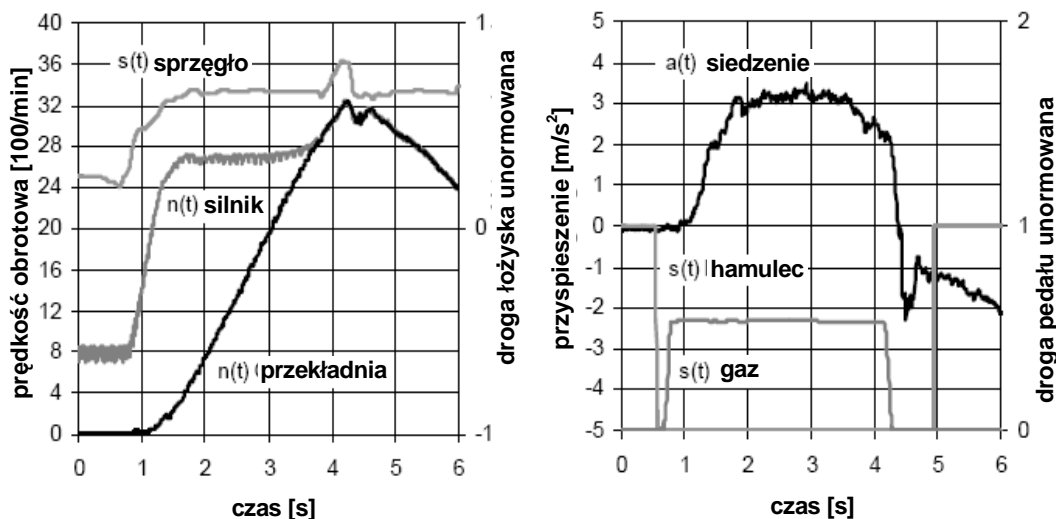
Pomiary wykonano dla standardowego ustawienia automatu sprzęgłowego i ograniczenia ruchu pedału gazu do 50% wartości maksymalnej. Odpowiadające tym ustawieniom przyśpieszenie wzdłużne pojazdu zostało przedstawione na rys.1.9. Przebieg przemieszczeń hamulca zarejestrowany w pracy [44] wynika z działania aparatury rejestrującej, ale nie ma wpływu na realizację badań.



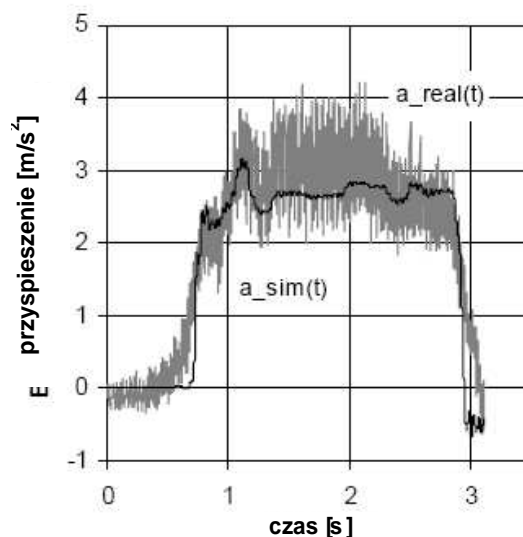
Rys.1.9. Przyśpieszenie wzdłużne pojazdu zmierzone (linia szara) i symulowane (linia czarna) [44]

Uzyskany przebieg symulowanego przyspieszenia wzdłużnego pojazdu charakteryzuje się wystąpieniem oscylacji o dużej amplitudzie co niewątpliwie może być przyczyną poczucia dyskomfortu dla prowadzącego pojazd.

Wprowadzenie zmian w sposobie sterowania np. poprzez wydłużenie fazy występowania poślizgu tarczy sprzęgłowej spowodowało znaczące zmniejszenie wartości amplitud przyspieszeń wzdłużnych zarówno siedziska jak i pojazdu (rys.1.10,1.11)



Rys.1.10. Przebieg w czasie zmian prędkości obrotowej silnika, prędkości obrotowej wałka wejściowego skrzyni biegów, drogi siłownika sprzęgła (rysunek lewy) oraz przyspieszenia siedzenia pojazdu (rysunek prawy), ustawienie zmienione [44]

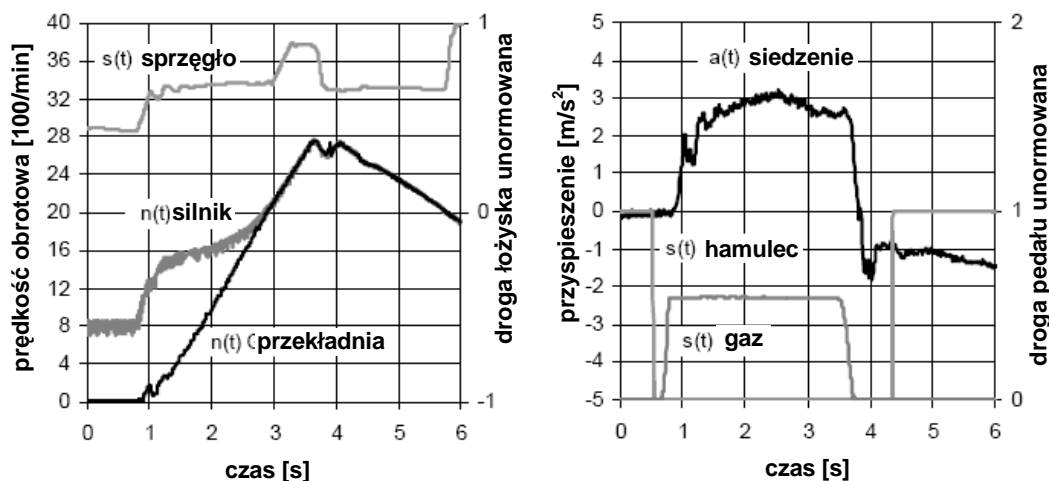


Rys.1.11. Przyśpieszenie wzdluzne pojazdu zmierzone (linia szara) i symulowane (linia czarna) [44], ustawienie zmienione

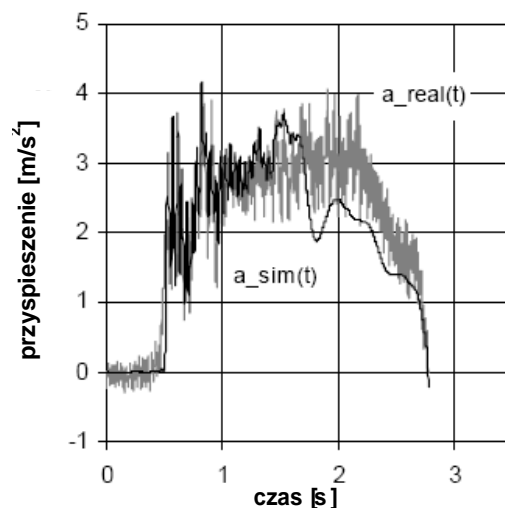
Wydłużenie czasu poślizgu tarczy sprzęgłowej korzystnie wpłynęło na przebieg przyśpieszeń zarówno siedziska jak i pojazdu, ale nie należy zapominać o niewątpliwie zwiększonym zużyciu tarczy sprzęgłowej.

W rozprawie [44] podano wyniki badań w postaci analiz wielu przebiegów czasowych.

Wprowadzenie zmian w sterowaniu poprzez wprowadzenie 3. faz przemieszczeń siłownika skutkuje zmniejszeniem prędkości narastania przyśpieszenia zarówno na siedzisku jak i pojeździe (rys.1.12,1.13). Trudno ocenić czy pojawiające się oscylacje przyśpieszeń nie będą źle odczuwane przez uczestników ruchu.



Rys.1.12. Przebieg zmian prędkości obrotowej silnika, prędkości obrotowej wałka wejściowego skrzyni biegów, drogi siłownika sprzęgła (rysunek lewy) oraz przyspieszenia siedzenia pojazdu (rysunek prawy), ustawienie zmienione [44]



Rys.1.13. Przyspieszenie wzdłużne pojazdu zmierzone (linia szara) i symulowane (linia czarna) [44], ustawienie zmienione

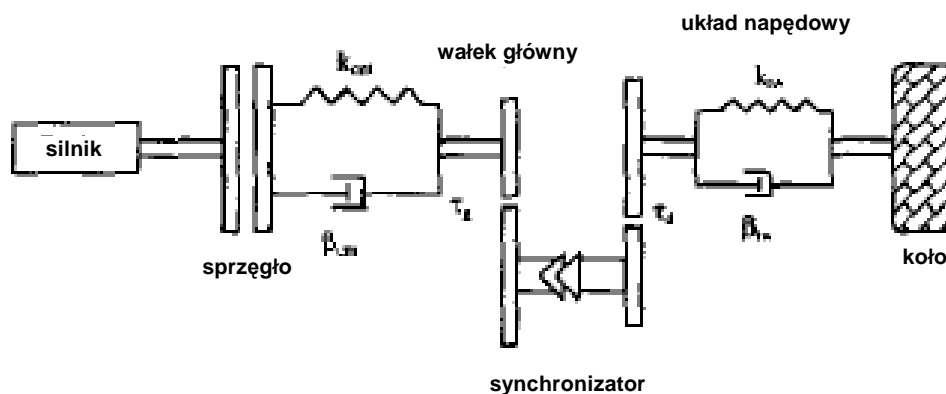
Przedstawione powyżej wykresy dotyczą generalnie badań automatu sprzęgłowego stosowanego w samochodach Opel Corsa. W dostępnej literaturze brak opisu stosowanego sterownika, stopnia jego złożoności, niemniej analiza przebiegów badawczych pozwala na wyciągnięcie wniosków dotyczących istotności wartości przedziałów czasowych poszczególnych faz załączania sprzęgła na przebiegi przyspieszeń wzdłużnych zarówno siedziska jak i całego samochodu.

Projekt sterownika do automatycznego załączania sprzęgła jest tematem wielu opracowań naukowych [4,8,14,21,37,43,43,46,69]. Podstawowym ograniczeniem przyjętego w sterowniku sposobu regulacji automatycznego załączania sprzęgła jest zapobiegnięcie zgaśnięciu silnika przy ruszaniu pojazdu z miejsca (*no-kill condition*). Drugim również istotnym warunkiem jest konieczność wyeliminowania oscylacji momentu w układzie napędowym (*no-lurch condition*) po załączeniu sprzęgła. Biorąc pod uwagę koszty realizacji, liczba czujników zapewniających odpowiedni zasób informacji o stanie obiektu powinna być ograniczona do niezbędnego minimum. Zazwyczaj wystarczają czujniki prędkości obrotowej silnika i wałka wejściowego skrzyni biegów.

Na podstawie zmierzonych wartości prędkości obrotowych można opracować strategię sterowania. Wyniki pomiarów wartości prędkości są często przetwarzane i dopiero po przetworzeniu wielkości te są wykorzystywane do sterowania, np. jest to przyspieszenie poślizgu[16]. Problemem są często nieliniowe charakterystyki urządzeń wykonawczych, których uwzględnienie wymaga zastosowania dodatkowego czujnika, np. przemieszczenia siłownika wyłączającego. Opracowane modele układu napędowego

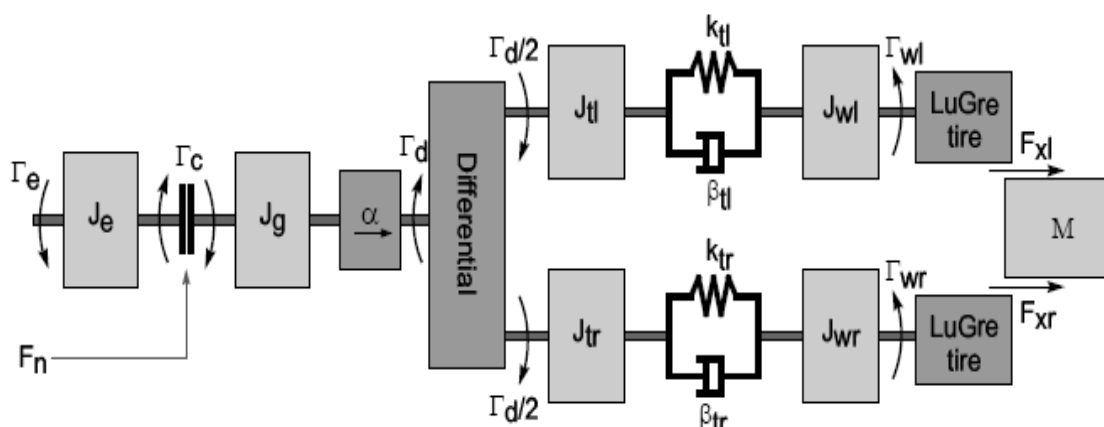
umożliwiają analizę symulacyjną, sposobu regulacji siły docisku w celu uzyskania zamierzonego celu.

Przykładowo model fizyczny układu napędowego wraz ze sprzęgłem do analizy załączania sprzęgła, zaproponowany przez F. Garafallo i innych [16] przedstawiono na rys.1.14, był rozpatrywany następnie jako model matematyczny o 4. stopniach swobody.

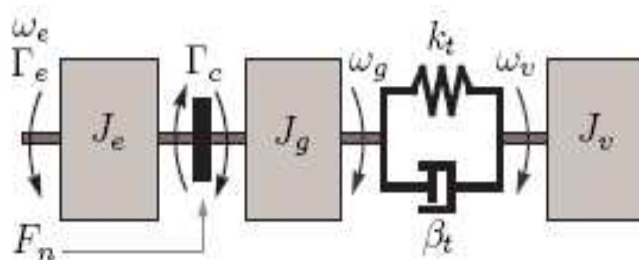


Rys.1.14. Model układu napędowego wg. Garafallo[15]

Bardziej złożonym modelem jest model fizyczny układu napędowego przedstawiony na rys.1.15, który w celu opracowania systemu sterowania został uproszczony do modelu o trzech stopniach swobody (rys.1.16). Model ten prezentuje w swojej pracy P. Dolcini i inni [10].

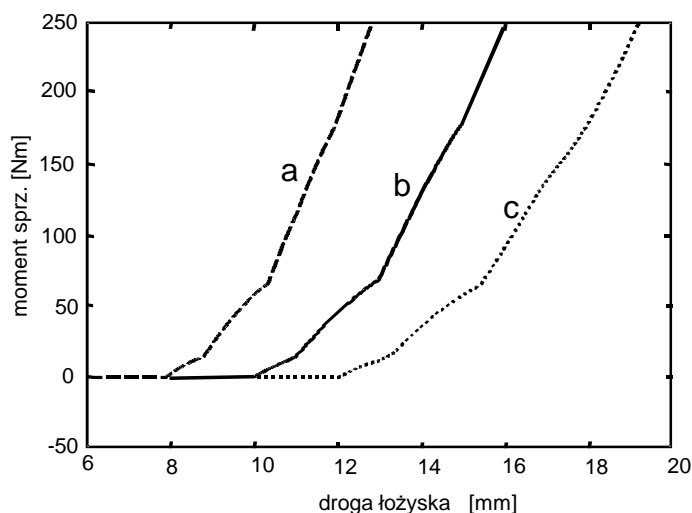


Rys.1.15 Model układu napędowego wg Dolcini [10]



Rys.1.16 Uproszczony model układu napędowego na potrzeby regulacji [10]
 Stosowany dla realizacji automatycznego załączania sprzęgła model fizyczny jak i model matematyczny sprzęgła są często bardzo uproszczone. Zazwyczaj wykorzystuje się charakterystykę momentu sprzęgła lub siły docisku w funkcji przemieszczenia łożyska wyłączającego.

Przykładowo charakterystyka momentu sprzęgła w funkcji drogi łożyska wyłączającego została przedstawiona na rys.1. 17.



Rys.1.17. Przebieg zmian momentu sprzęgła w funkcji drogi łożyska;
 Charakterystyka uśredniona dla różnych wartości zużycia sprzęgła; a) sprzęgło nowe,
 b) sprzęgło w połowie zużyte, c) sprzęgło zużyte [20]

W celu przeprowadzenia symulacji konieczne jest opracowanie modelu matematycznego silnika spalinowego, adekwatnego do symulacji procesu ruszania pojazdu z miejsca. To sprowadza się do określenia przede wszystkim jego charakterystyki dynamicznej. Spotykane w literaturze modele matematyczne silnika [7] są często bardzo

złożone i wymagają określenia wielu parametrów. Przykładowo model matematyczny silnika proponowany przez Hendricksa [29] wymaga sprecyzowania wartości masy powietrza przepływającej przez kanał dolotowy silnika, określenia współczynnika nadmiaru powietrza, kąta wyprzedzenia zapłonu, masy powietrza przepływającej przez zawór EGR itd. Dlatego analizy procesu ruszania samochodu z miejsca są często wykonywane dla bardzo uproszczonych modeli lub warunków pracy silnika.

Sposób realizacji procesu ruszania z miejsca decyduje o subiektywnej ocenie komfortu jazdy.

Należałoby zdefiniować pojęcie komfortu. Według W. Kopalińskiego komfort to *zespół urządzeń, warunków, zapewniający wygodę i odpowiadający w pełni wymaganiom estetyki* [87]. Problemem pozostaje określenie obiektywnych wielkości i ich wartości decydujących o subiektywnym poczuciu komfortu. Komfort w badaniach pojazdów jest określany jako dobre samopoczucie i chociaż jest jedną z wielkości mających wpływ na dobre samopoczucie, niekoniecznie jest jego częścią [1]. Istnieje wiele określeń związanych z komfortem. Jednym z nich jest określenie *jakość jazdy*.

Przez jakość jazdy rozumie się reakcję osób na pewien obszar fizycznych doznań związanych z dynamiką ruchu pojazdu, przestrzenią w pojeździe i wokół pojazdu, oraz panującymi w niej warunkami. W określeniu *jakości jazdy* pojęcie dynamiki ruchu pojazdu obejmuje przyspieszenia i ich zmiany w kierunku poprzecznym, wzdłużnym i pionowym oraz ruchy kątowe wokół osi (umocowanych zgodnie z ISO 2631[30]) x,y,z, a mianowicie ruch przechyłu poprzecznego, pochylenia podłużnego oraz ruch odchylenia.

Warunki otoczenia określają: temperatura, ciśnienie, wentylacja, hałas oraz wielkość pojazdu, sposób posadowienia kierowcy itd. Komfort jazdy albo lepiej dyskomfort, jest to określenie o mniejszym zakresie oceny niż jakość jazdy i można go zdefiniować wykorzystując zmiany dynamicznych wielkości związanych z ruchem pojazdu. Przykładowo norma ISO-2631 do oceny komfortu wykorzystuje wartości przyspieszeń w trzech kierunkach: bocznym, wzdłużnym i pionowym, mierzonych w odpowiednich miejscach pojazdu w zakresie częstotliwości od 0,5 Hz do 80 Hz, podając jednocześnie odpowiednie ograniczenia, których przekroczenie traktowane jest jako pojawienie się dyskomfortu. Czasy ekspozycji w tej normie nie dotyczą zjawisk trwających kilka sekund.

Należy zwrócić uwagę, że w różny sposób dokonuje się oceny, jeśli chodzi o przekroczenie wymagań zdrowotnych, wymagań komfortu oraz wymagań związanych z subiektywnym odczuciem. Do oceny wymagań zdrowotnych i subiektywnego odczucia wybiera się kierunek dla którego wartości są największe. Ponieważ wszelkie odczucia

drgań przez kierowcę lub pasażera są związane nie tylko z wartością sygnału, ale również z częstotliwością jego występowania, stosuje się odpowiednie filtry w celu uzyskania oceny zgodnej z ludzką percepcją [5]. Nawet sygnały o tych samych wartościach mocy są różnie traktowane przez człowieka w zależności od częstotliwości występowania. Wartości filtrów częstotliwościowych są określone w normach ISO 2631 i BS 6841 [3].

Do oceny wykorzystywane są zazwyczaj wartości skuteczne przyspieszeń określone jako:

$$a_{rms} = \left[\frac{1}{N} \sum_{n=0}^{N-1} a_w(n)^2 \right]^{\frac{1}{2}}$$

który określa całkowitą energię zawartą w sygnale

gdzie: $a_w(n)$ - przyspieszenie n -tej próbki po uwzględnieniu wagi w zależności od kierunku pomiarów mierzone w kierunku osi x, y, z

N – ilość próbek.

Stosowana jest również dla wskaźnika przewyższenia wynoszącego 9 (ISO) lub 6 (BS) czwarta potęga zmierzonego sygnału zdefiniowana jako:

$$a_{rmq} = \left[\frac{1}{N} \sum_{n=0}^{N-1} a_w(n)^4 \right]^{\frac{1}{4}}$$

zapewniająca dobrą korelację z subiektywnym odczuciem dyskomfortu. Ponadto definiowana jest doza skumulowanych sygnałów:

$$VDV = \left[\frac{1}{f_s} \sum_{n=0}^{N-1} a_w(n)^4 \right]^{\frac{1}{4}}$$

gdzie: f_s częstotliwość próbkowania.

Doza ta jest wykorzystywana do określenia możliwego czasu ekspozycji nie powodującego kłopotów zdrowotnych. Jeśli chodzi o ocenę komfortu wykorzystywana jest wartość całkowitego przyspieszenia skutecznego. Wartość ta jest określana następującym wzorem:

$$a_v = \sqrt{(k_x^2 a_{wx}^2) + (k_y^2 a_{wy}^2) + (k_z^2 a_{wz}^2)}$$

gdzie: k - współczynniki multiplikujące w zależności od kierunku mierzonych przyspieszeń i celu wykonywania oceny.

Należy zdawać sobie sprawę, że w konstrukcji samochodu zastosowane są siedziska o pewnej określonej strukturze sprężystej, która może decydować o przenoszeniu amplitud drgań na ciało człowieka. Celem analizy wpływu drgań wzdłużnych na poczucie komfortu konieczne jest uwzględnienie parametrów sprężysto-tłumiących warstw

izolujących siedzenia. Można w tym celu wykorzystać prezentowany w literaturze [18] index przenoszenia definiowany jako:

$$S.E.A.T. [\%] = 100 \sqrt{\frac{\int G_{ss}(f)W^2(f)df}{\int G_{ff}(f)W^2(f)df}}$$

gdzie: f – częstotliwość,
 G_{ss} – gęstość widmowa mocy sygnału mierzona na siedzeniu,
 G_{ff} – gęstość widmowa mocy mierzona na podłodze,
 W – waga subiektywnej oceny.

Stosowane są również różne metody subiektywnej oceny, przyjmujące pewną skalę np. proponowaną przez Forsterberga od 1 (zły komfort jazdy) do 5 (bardzo dobry komfort jazdy) czy też 10-stopniową skalę Borga [13].

Problemem w ocenie komfortu są pojawiające się zaburzenia w ruchu pojazdu, zarówno podczas jazdy po prostej jak i po łuku wynikające z działania układu napędowego, czy też z warunków drogowych. Są one bowiem pewnego rodzaju dodatkiem do zmian, np. quasistatycznego przyspieszenia podczas jazdy po łuku. Ustalone przyspieszenie jest czasami wystarczające do subiektywnego odczucia dyskomfortu.

Połączenie ustalonego przyspieszenia z jego fluktuacjami znacznie częściej w zależności od wartości fluktuacji powoduje złą ocenę komfortu. W literaturze znanej autorowi trudno znaleźć zarówno metody mierzenia jak i oceny wpływu tych fluktuacji. Brytyjskie koleje wprowadziły do oceny komfortu spowodowanego krótkotrwałymi fluktuacjami przyspieszenia, dwa wskaźniki. Wskaźniki te dotyczą oceny wpływu zmian przyspieszenia poprzecznego pojawiających się podczas jazdy po łuku. Wskaźniki te są definiowane w następujący sposób [14]:

$$P_{CT} = \text{Max}(A\ddot{y} - B\ddot{y} - C, 0) + D\dot{\phi}^E \quad [\%]$$

gdzie:
 \ddot{y} - maksimum przyspieszenia poprzecznego [%g]
 \ddot{y} - maksymalny zryw [%g/s]
 $\dot{\phi}$ - maksymalna prędkość przechyłu [°/s]

oraz

$$P_{DE} = a\ddot{y}_p + b\ddot{y}_n - c \quad [\%]$$

gdzie:

\ddot{y}_p - różnica między wartościami ekstremów przyśpieszeń [%g]

\ddot{y}_n - średnia wartość boczego przyśpieszenia [%g]

Jak widać do oceny komfortu został wprowadzony zryw oraz historia przebiegu przyśpieszeń. Prowadzone badania przez koleje szwedzkie, a ostatnio także brytyjskie i japońskie również dotyczące zaburzeń w komforcie podróżowania, spowodowanych drganiami niskiej częstotliwości występujących sporadycznie, pozwoliły na określenie akceptowalnych wartości przyśpieszenia poprzecznego i wartości zrywu. Według tych badań limit wartości średniego przyśpieszenia wynosi: 0,9-1,0 m/s², a wartości zrywu 0,4 m/s³ po przefiltrowaniu (filtr niskoprzepustowy 0,3Hz) [11]. W znanych autorowi normach dla oceny zarówno komfortu jak i ograniczeń zdrowotnych kierunek wzdłużny i poprzeczny działania przyśpieszeń traktowane są jednakowo.

1.3. Podsumowanie przeglądu piśmiennictwa

Na podstawie przedstawionego przeglądu publikacji można stwierdzić, że problematyka automatycznego włączania sprzęgła jest wciąż aktualna. Można nawet zaryzykować stwierdzenie, że współcześnie, wskutek wprowadzania coraz powszechniej zautomatyzowanych skrzyń biegów, problem właściwego załączania sprzęgła, które zapewnia nie tylko realizację techniczną, ale także poczucie komfortu, stał się tematem wielu nowych opracowań naukowych.

Oczywiście współcześnie stosowane rozwiązania konstrukcyjne automatów sprzęgłowych w dużej mierze wykorzystują układy mechatroniczne. Jednak sposób załączania sprzęgła i kryteria oceny realizacji tego zagadnienia pozostają takie same bez względu na stosowane rozwiązanie. Prosty układ mechaniczny analizowany w niniejszej pracy powinien spełniać w miarę możliwości przedstawione wymagania. Przeprowadzenie analiz teoretycznych drgań układu napędowego w trakcie załączania sprzęgła i po jego załączeniu, wymaga opracowania odpowiednich modeli fizycznych i matematycznych badanego układu.

Można zauważyć tendencję stosowania stosunkowo prostych modeli układów napędowych do rozwiązania zagadnienia sterowania. Problemem pozostaje ocena prawidłowego ukształtowania charakterystyki układu załączania tak, aby zapewnić odpowiednią trwałość sprzęgła przy jednoczesnym komfortowym przebiegu załączania. Brak jest odpowiednich unormowanych zaleceń, czy też ograniczeń, które pozwalałyby na ocenę zastosowanego rozwiązania technicznego. Autor przedstawił dostępne współcześnie

normy dotyczące komfortu, których zastosowanie mogłoby przyczynić się do powstania zaleceń odnośnie kształtowania charakterystyki załączania sprzęgła.

Jak wynika z przeglądu piśmiennictwa, problematyka niniejszej pracy mieści się w zakresie tematyki wielu aktualnych opracowań naukowych.

Uzasadnienie podjęcia tematu

Podjęcie tematyki technicznej pomocy osobom niepełnosprawnym w dziedzinie przygotowania dla nich oferty bezpiecznego samochodu, przystosowanego do konkretnych dysfunkcji, a jednocześnie dostępnego cenowo w krajowych uwarunkowaniach [35] ekonomicznych jest działaniem w pełni uzasadnionym społecznie i z czysto ludzkich pobudek.

Prace adaptacyjne samochodów osobowych dla niepełnosprawnych trwały w wielu krajach już od lat pięćdziesiątych [38], a na szerszą skalę ruszyły w latach sześćdziesiątych. Eberhard Franz zaprojektował pierwsze urządzenie do kierowania samochodem bez użycia rąk. Zostało ono wykonane w 1965 roku w Niemczech, a jego rozwojem i produkcją zajęła się firma ABB w Heidelbergu.

Powstały w latach sześćdziesiątych w Polsce, przy znacznym udziale prof. Adama Kleczkowskiego, małowrażliwy samochód inwalidzki Gacek, z motocyklowym silnikiem Jawy miał specjalnie skonstruowany, dla niepełnosprawnych kierowców, fotel obrotowy. Idea takiego fotela powróciła po latach do współczesnych samochodów adaptowanych dla inwalidów.

Obecnie znane są i stosowane liczne rozwiązania techniczne służące tak do sterowania samochodem przez osoby z dysfunkcjami kończyn, jak i ułatwiające wsiadanie do pojazdu osobom z ogólnym upośledzeniem ruchowym. Stosuje się także pomocnicze urządzenia do załadunku wózków inwalidzkich i innego rodzaju sprzętu rehabilitacyjnego [70].

W naszych realiach życiowych większości osób z wrodzoną lub nabytą niepełnosprawnością dotyczącą kończyn nie stać na własny, nowy pojazd samochodowy przystosowany fabrycznie do dysfunkcji ruchowych kierowcy. Samochody z takim dodatkowym wyposażeniem inwalidzkim produkcji renomowanych firm specjalistycznych jak np. ABB, EDAG, Guidosimplex, Petri und Lehr, czy Zawatzky, prezentowane na frankfurckich czy genewskich salonach samochodowych w latach 1999, 2001, 2003, 2005, 2007 kosztują nieraz drugie tyle, co podstawowa wersja samochodu bez wyposażenia inwalidzkiego [70], [74].

Istnieje jednakże w naszym kraju kilkanaście zakładów specjalistycznych wykonujących, w przystępnych cenach, adaptacje standardowych samochodów, umożliwiające eksploatację ich przez inwalidów. Są to często samochody używane, kupowane przez niepełnosprawnych.

Sprzedaż nowych samochodów ze specjalnym wyposażeniem inwalidzkim prowadzą także w Polsce przedstawicielstwa producentów [79]. Odpowiednikiem odbywających się w Niemczech światowych, specjalistycznych targów takich urządzeń w Düsseldorfie REHACARE, są organizowane rokrocznie w Łodzi Targi „Rehabilitacja”. Aktualne informacje z tej dziedziny umieszczone są na stronie internetowej: niepełnosprawni.pl [85].

Samochód dla osoby niepełnosprawnej jest przedmiotem szczególnego znaczenia, gdyż może być narzędziem czy też środkiem zbliżenia się do normalnego uczestnictwa w życiu społecznym, zawodowym, kulturalnym, duchowym [68]. Dobrze, często indywidualnie przystosowany samochód stanowi dla osoby niepełnosprawnej nieocenioną pomoc i umożliwia osobie na co dzień upośledzonej motorycznie, funkcjonowanie niezależne od pomocy innych, stanie się pełnoprawnym uczestnikiem ruchu drogowego oraz podjęcie pracy zawodowej poza domem. Jest zatem dobrem niejednokrotnie cenniejszym, niż pojazd użytkowany przez pełnosprawnego kierowcę [81].

Po drogach krajowych porusza się znaczna liczba samochodów przystosowanych dla osób z dysfunkcjami motorycznymi kończyn (samochodów zwanych dalej inwalidzkimi). O ile w przypadku samochodów standardowych stan dostępnej wiedzy na temat ich właściwości (np. zdolności do przyspieszania, skuteczności hamowania, innych właściwości trakcyjnych, ergonomii na stanowisku kierowcy, bezpieczeństwa, komfortu itd.) jest bardzo obszerny, [80], [36] o tyle w przypadku samochodów inwalidzkich niewiele jest usystematyzowanych wiadomości na ten temat.

O tym jak potrzebnym urządzeniem dla osób niepełnosprawnych jest automat sprzęgłowy, nie pogarszający własności trakcyjnych i komfortu prowadzenia samochodu niech świadczy przedstawiona w następnym rozdziale klasyfikacja dysfunkcji i odpowiadających im niezbędnych urządzeń nakładkowych w samochodzie [78].

Przeprowadzone przez autora pracy badania ankietowe środowiska związanego z tą tematyką i informacje ze środowiska biegłych z dużą praktyką, m.in. z Instytutu Ekspertyz Sądowych, Policji Drogowej dowodzą, że kierowcy niepełnosprawni ruchowo, w samochodach ze specjalnym wyposażeniem do sterowania samochodem, nie stanowią zagrożenia dla bezpieczeństwa ruchu drogowego. Są zdyscyplinowanymi kierowcami i tylko sporadycznie są uczestnikami zdarzeń kolizyjnych na drodze, niezwykle rzadko z własnej

winy[25]. Jest to zgodna opinia biegłych z Instytutu Ekspertyz Sądowych w Krakowie i policjantów służby drogowej.


Dlatego tak istotne jest zaoferowanie im przystosowanych indywidualnie samochodów o dobrych właściwościach trakcyjnych, bezpiecznych, o wystarczającym komforcie ruchu, sterowania. Bezpieczeństwo należy zapewnić także podczas przewozu sprzętu rehabilitacyjnego nierzadko o stosunkowo dużej masie i wysoko położonym środku mas oraz bezpieczny przewóz pasażerów.





1.4.1 Uzasadnienie konieczności stosowania automatów sprzęgłowych dla niepełnosprawnych.

Jak istotny problem dla naszego rynku samochodów przystosowywanych dla niepełnosprawnych stanowi dobry, tani automat sprzęgłowy, świadczy fakt potrzeby stosowania go w przypadkach różnych dysfunkcji usystematyzowanych przez autora w poniższej tabeli. Przygotowana i publikowana już [82] przez autora obejmuje wielorakie, liczne dysfunkcje motoryczne. Przyporządkowano im 7 grup zestawów nakładkowych samochodowych urządzeń specjalnych, a dla potrzeb niniejszej pracy wyartykułowano zastosowania automatu sprzęgłowego: tab.1.1.

W oznaczeniach dysfunkcji motorycznych człowieka użyto jednej z wielu spotykanych w literaturze odmian piktogramów, na których niepełnosprawne elementy ciała oznaczono białymi plamami.

Tabela 1.1. Dysfunkcje motoryczne ludzkiego ciała i odpowiadające grupom dysfunkcji niezbędne przeróbki i zmiany w układach samochodu

Nr grupy	Grupy dysfunkcji motorycznych	Odpowiednie zmiany w układach sterowania
I	<ul style="list-style-type: none">– prawa ręka– prawe przedramię– prawa dłoń 	<ul style="list-style-type: none">– układ napędowy: automatyczna skrzynia biegów lub AUTOMAT SPRZĘGŁOWY– układ hamulcowy: hamulec pomocniczy uruchamiany lewą nogą (dźwignia umieszczona na lewo od pedału hamulca zasadniczego),– układ kierowniczy: wspomaganie, gałka na kierownicy,– instalacja elektryczna: dźwignie, wyłączniki w zasięgu lewej ręki,

Nr grupy	Grupy dysfunkcji motorycznych	Odpowiednie zmiany w układach sterowania
II	<ul style="list-style-type: none"> - lewa ręka - lewe przedramię - lewa dłoń 	<ul style="list-style-type: none"> - układ napędowy: automatyczna skrzynia biegów lub AUTOMAT SPRZĘGŁOWY - układ hamulcowy: hamulec pomocniczy uruchamiany lewą nogą, - układ kierowniczy: wspomaganie, gałka na kierownicy, - instalacja elektryczna: dźwignie, wyłączniki w zasięgu prawej ręki,
III	<ul style="list-style-type: none"> - obie ręce - lewa ręka prawe przedramię - lewa ręka prawa dłoń  <ul style="list-style-type: none"> - prawa ręka lewe przedramię - prawa ręka lewa dłoń - prawe przedramię, lewe przedramię  <ul style="list-style-type: none"> - prawe przedramię lewa dłoń - lewe przedramię, prawa dłoń 	<ul style="list-style-type: none"> - system Franz lub inny system nożnego sterowania układem kierowniczym, hamulcem, gazem, skrzynią biegów i instalacją elektryczną, zalecany AUTOMAT SPRZĘGŁOWY <p>System Franz noszący swą nazwę od nazwiska konstruktora umożliwia sterowanie nożne układem kierowniczym przy użyciu specjalnego pedału przypinanego do stopy kierowcy z dysfunkcjami motorycznymi górnych kończyn.</p>

Nr grupy	Grupy dysfunkcji motorycznych	Odpowiednie zmiany w układach sterowania
IV	<ul style="list-style-type: none"> - prawa noga - prawa stopa - prawe podudzie 	<ul style="list-style-type: none"> - układ hamulcowy: hamulec zasadniczy w dźwigni ręcznej, - instalacja elektryczna: sterownik wyłączników elektrycznych na kierownicy, - układ kierowniczy: wspomaganie, gałka na kierownicy, - układ sterowania przyspieszeniem: manetka przyspieszenia na ręcznej dźwigni hamulca zasadniczego alternatywnie pedał gazu przemieszczony na lewo jeśli skrzynia biegów automatyczna, - nadwozie: specjalny mechanizm otwierania drzwi, ewentualnie obrotowy fotel kierowcy,
V	<ul style="list-style-type: none"> - lewa noga - lewa stopa - lewe podudzie 	<ul style="list-style-type: none"> - układ napędowy: AUTOMAT SPRZĘGŁOWY, ewentualnie automatyczna skrzynia biegów, - nadwozie: specjalny mechanizm otwierania drzwi, ewentualnie obrotowy fotel kierowcy, - instalacja elektryczna: sterownik wyłączników elektrycznych na kierownicy, - uchwyty dachowe,
VI	<ul style="list-style-type: none"> - obie nogi - lewa noga, prawa stopa - lewa noga, prawe podudzie  <ul style="list-style-type: none"> - prawa noga, lewa stopa - prawa noga, lewe podudzie 	<ul style="list-style-type: none"> - układ napędowy: AUTOMAT SPRZĘGŁOWY lub automatyczna skrzynia biegów, - układ hamulcowy: hamulec zasadniczy w dźwigni ręcznej, - układ kierowniczy: wspomaganie, gałka na kierownicy, - układ sterowania przyspieszeniem: manetka przyspieszenia na ręcznej dźwigni hamulca zasadniczego, - nadwozie: specjalny mechanizm otwierania drzwi, ewentualnie obrotowy fotel kierowcy, - instalacja elektryczna: sterownik wyłączników elektrycznych na kierownicy, - uchwyty dachowe,
VII	<ul style="list-style-type: none"> - karzeł 	<ul style="list-style-type: none"> - przedłużki pedałów, zalecany AUTOMAT SPRZĘGŁOWY - wysoki dywanik (paleta), podwyższający podłogę na miejscu kierowcy, - specjalny, wyższy i płytszy fotel kierowcy,

Przedstawionej systematyki dysfunkcji z dobranym wyposażeniem samochodu mogą używać lekarze rehabilitanci, producenci i dystrybutorzy tych urządzeń, a także specjalistyczne zakłady montujące je w samochodach [72]. Tak aby osoba z określonymi dysfunkcjami motorycznymi mogła nabyć lub dostosować samochód do swoich potrzeb, a sprzedawca miał ułatwione zadanie sprostania wymogom klienta.

1.5 Teza pracy

Na podstawie przeprowadzonych badań w zrealizowanym projekcie badawczym pod tytułem *Badania weryfikacyjne i rozwój konstrukcyjny urządzeń specjalnych do samochodu dla osób o różnym stopniu dysfunkcji kończyn* PB 436/T12/97/13 kierowanym przez autora tej pracy oraz dalszych badań przygotowawczych do realizacji niniejszej rozprawy, można było postawić tezę, że:

Istnieje możliwość uzyskania korzystnego przebiegu drgań wzdłużnych pojazdu dla niepełnosprawnych przy ruszaniu z miejsca, poprzez odpowiednie kształtowanie charakterystyki automatu sprzęgłowego.

Charakterystyki także innych urządzeń sterujących samochodem przystosowanego dla niepełnosprawnych ruchowo można kształtować w taki sposób, iż urządzenia specjalne nie pogorszą jego własności trakcyjnych i funkcjonalnych, w porównaniu z samochodem bez wyposażenia dodatkowego. W niniejszej pracy opisano problem kształtowania charakterystyki sterowania sprzęgłem.

Kompleksowe badania trakcyjne powszechnie stosowanych w kraju urządzeń do sterowania samochodem dla niepełnosprawnych przeprowadzone podczas realizowanego projektu badawczego potwierdziły powyższą tezę [73]. Użytkowany na naszych drogach w wielu tysiącach egzemplarzy półautomat sprzęgłowy cechuje się jednak wywoływaniem uciążliwych, a przykrych w pewnych warunkach ruchu szczególnie dla osób niepełnosprawnych, drgań wzdłużnych samochodu przy ruszaniu z miejsca [24].

Ponieważ automat produkowany przez jednego z wytwórców krajowych poprzez swą cenę i łatwość montażu jest jedynym powszechnie stosowanym w kraju tego typu urządzeniem, to usunięcie wymienionej wady jest szczególnie istotne. Podjęto próbę ukształtowania najkorzystniejszej charakterystyki wybranego urządzenia poprzez przygotowany i opisany poniżej tok postępowania. Podjęta praca jest działaniem prowadzącym do osiągnięcia celów użytecznych polegających na:

-poprawie komfortu jazdy podczas ruszania samochodu wyposażonego w automat sprzęgłowy dla niepełnosprawnych,

-określeniu zadań dla konstruktorów oraz sieci serwisowej prostych nakładkowych automatów sprzęgłowych do samochodów dla inwalidów,

-poprawie bezpieczeństwa i poczucia bezpieczeństwa oraz komfortu niepełnosprawnego kierowcy jak też innych uczestników ruchu drogowego [52],[59].

Komfort samochodu dla osoby niepełnosprawnej w odniesieniu do własności trakcyjnych jest jedną z wysoko cenionych przez tego odbiorcę cech takich pojazdów, co potwierdzają wyniki badań ankietowych wykonanych przez autora pracy, w zainteresowanym tym zagadnieniu środowisku w kraju i za granicą, a zamieszczone w sprawozdaniu z projektu badawczego, kierowanego przez autora. Dla niepełnosprawnych kierowców ze schorzeniami kręgosłupa płynność ruszania pojazdu decyduje nierzadko w ogóle o możliwości korzystania z samochodu [51].

Zatem problem kształtowania charakterystyk automatu sprzęgłowego, wpływających na nieprzyjemnie odczuwane przez kierowcę drgania wzdłużne samochodu podczas ruszania z miejsca, ograniczenie wartości przyspieszeń wzdłużnych i zrywu, jest podstawowym zagadnieniem rozważanym w tej pracy badawczej.

Nie był dotąd rozpoznany szczegółowo problem możliwości występowania drgań wzdłużnych pojazdu inwalidzkiego podczas ruszania, które przecież są przykre także dla pełnosprawnych kierowców i pasażerów przewożonych samochodem. Zagadnienie ma więc powszechne zastosowanie.

Samochody osobowe z inwalidzkim wyposażeniem specjalnym powinny zapewniać własności trakcyjne i poziom bezpieczeństwa nie gorszy od pojazdów bez takich nakładek.

1.6 Zakres i program pracy

W niniejszej pracy rozpoznano problem obniżonego komfortu ruszania samochodem inwalidzkim, wyposażonym w automat sprzęgłowy krajowej produkcji. Dokonano przeglądu piśmiennictwa w zakresie badań, teorii, norm, modelowania układu napędowego samochodu w szczególności podczas ruszania samochodem z miejsca. Przeprowadzono analizę wrażliwości: który parametr regulacyjny przykładowego, badanego typu automatu sprzęgłowego wpływa najkorzystniej na proces ruszania z miejsca samochodu; przeprowadzono badania stanowiskowe automatu sprzęgłowego, wyznaczono doświadczalnie wartości wielkości potrzebnych do przygotowanego modelu matematycznego: mas,

podatności, momentów bezwładności elementów, charakterystycznych czasów faz załączania sprzęgła i innych.

Przygotowano model matematyczny ze szczególnym uwzględnieniem sprzęgła ciernego, zawierający też model silnika, skrzyni biegów, przekładni głównej z półosiami i kołami napędowymi. Model uwzględnia siły zewnętrzne działające na samochód i przenoszone na układ napędowy. Model ten zweryfikowano eksperymentalnie w badaniach drogowych mierząc przebiegi czasowe kątów otwarcia przepustnicy, przemieszczenia dźwigni sprzęgła, prędkości obrotowej wału silnika i kół napędzanych, prędkości i przyspieszeń wzdłużnych pojazdu, momentów napędowych na półosiach i porównując z przebiegami symulowanymi.

Uzyskane wyniki badań eksperymentalnych i symulacyjnych, pozwoliły określić jaki wpływ na przebieg charakterystyki automatu sprzęgłowego mają jego poszczególne parametry regulacyjne i jak poprzez odpowiedni ich dobór można obniżyć wartości obciążeń układu napędowego, przyspieszeń drgań wzdłużnych, zmniejszyć zryw przy ruszaniu, poprawiając tym samym komfort samochodu dla niepełnosprawnych.

W przeglądzie piśmiennictwa autor wskazał na to, że zryw został wprowadzony jako jeden z członów równania opisującego wskaźniki komfortu [14]. W niniejszej pracy w zastosowaniu do samochodu inwalidzkiego, autor kładzie większy nacisk na tę wielkość definiowaną tu jako:

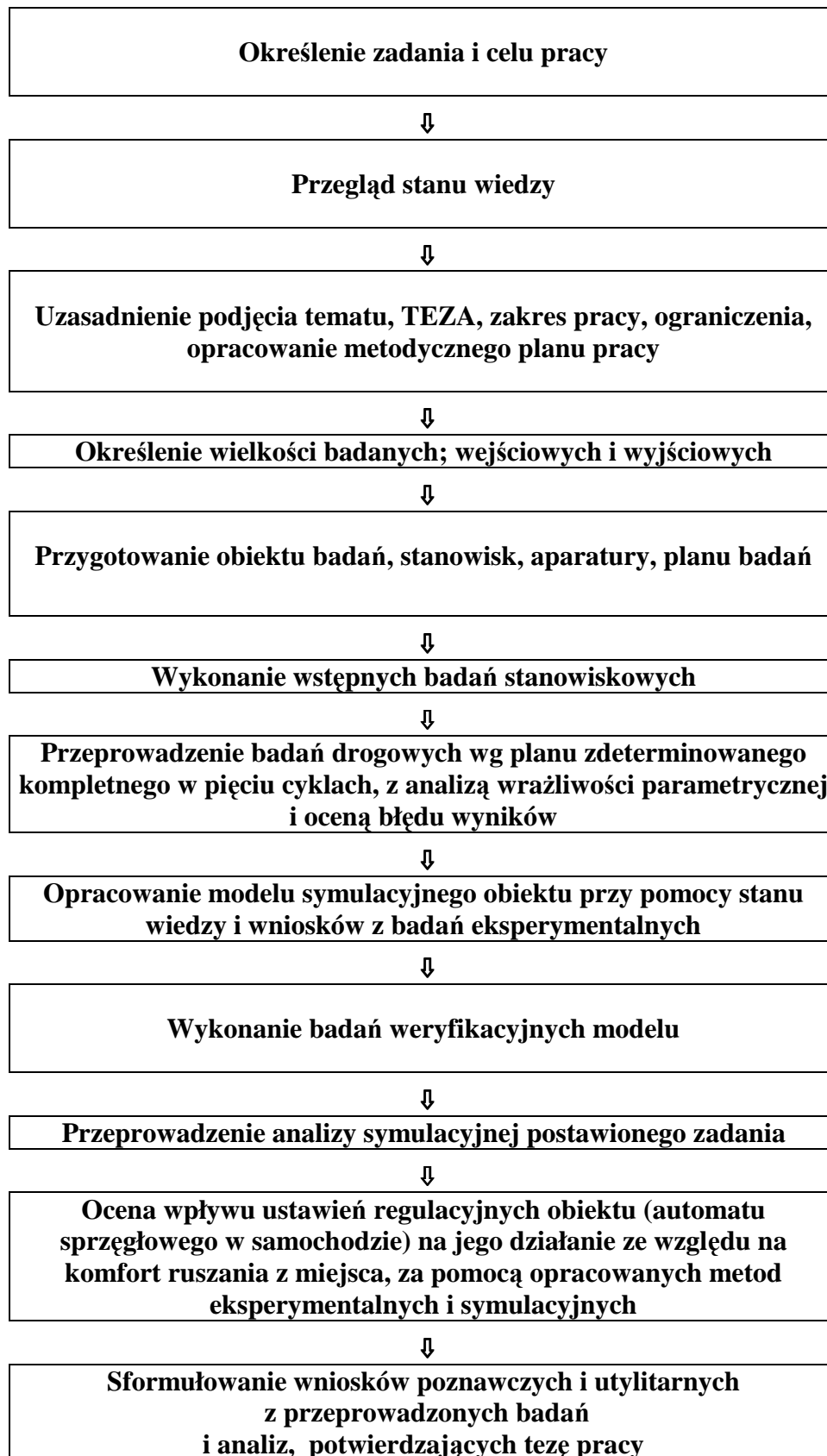
$$\ddot{x} = \frac{da_x}{dt} \left[\frac{\text{m}}{\text{s}^3} \right]$$

gdzie: a_x – przyspieszenie podłużne samochodu

Parametr ten określa intensywność zmiany siły bezwładności podczas ruszania z miejsca i może być, zdaniem autora, jednym z istotnych wskaźników komfortu [77]. Problem zrywu występuje też np. przy projektowaniu wind na oddziałach neurologicznych, gdzie nadmierne zmiany przyspieszenia (zryw) są dla niepełnosprawnych i chorych z uszkodzeniem kręgosłupa niedopuszczalne [35].

Schematyczny plan metodyki prowadzenia niniejszej pracy przedstawiono poniżej:

Metodyczny plan pracy



2. Obiekty badawcze

2.1. Opis obiektu badań.

W niniejszej pracy przeprowadzono badania elektropneumatycznego automatu sprzęgłowego krajowego producenta [61], powszechnie używanego w Polsce w samochodach przystosowanych dla osób z dysfunkcjami (*schemat 1*). Automat ten został zamontowany w samochodzie klasy A, popularnym na naszym rynku.

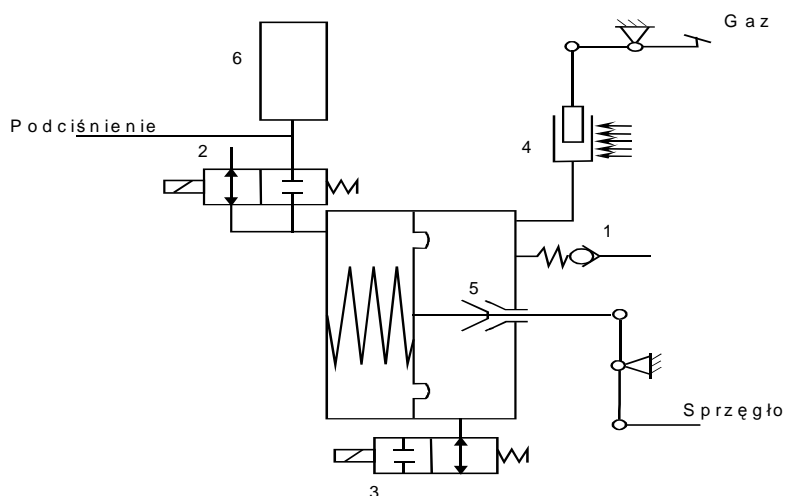
W działaniu automatu wykorzystuje się podciśnienie ssania silnika, jest on w pewnej swojej części sterowany elektrycznie.

Elektryczne sterowanie urządzeniem opiera się na trzech sygnałach:

- obrotów silnika - sygnał pobierany z układu zapłonowego,
- mikrowyłącznika pod pedałem gazu
- mikrowyłącznika w dźwigni zmiany biegów (uruchamianego impulsem pochodzącym od położenia dłoni na dźwigni).

Szczelinowy zawór pneumatyczny 4 (rys.2.1) sprzężony z ruchem ciężła przyspieszenia reguluje wydatek przepływu powietrza z komory urządzenia do atmosfery. Czynnikiem wykonawczym w urządzeniu jest podciśnienie panujące w kolektorze dolotowym pracującego silnika spalinowego samochodu.

Zastosowany automat sprzęgłowy umożliwia, w ramach dostępnej regulacji, przesunięcie w czasie początku załączania sprzęgła, a tym samym wpływa na wartość momentu obrotowego silnika w chwili rozpoczęcia procesu włączania. W stosowanym automacie, istnieje możliwość uzyskania różnych wartości prędkości załączania sprzęgła, a tym samym prędkości zwiększania w czasie momentu napędowego - poprzez zmianę wartości odsłoniętej szczeliny zaworu proporcjonalnego.



Rys. 2.1. Schemat automatu sprzęgłowego

Schemat automatu sprzęgłowego jest pokazany na rys.2.1. Gdy kierowca położy rękę na dźwigni zmiany biegów, to zostanie załączony mikrowyłącznik, co spowoduje, że obydwa zawory elektromagnetyczne 2,3 zostaną zasilone. Zawór 3 odcina prawą komorę od atmosfery, a zawór 2 łączy komorę lewą ze zbiornikiem podciśnienia 6. W komorze lewej panuje podciśnienie, które przesuwą tłok siłownika, przedstawionego na rys. 2.2, a wraz z nim za pośrednictwem cięgna – dźwignię sprzęgła.



Rys.2.2 Otwarty siłownik wraz z zaworami automatu sprzęgłowego produkcji krajowej

Do prawej komory, której objętość ulega zwiększeniu, po przesunięciu tłoka wpływa powietrze przez zawór zwrotny 1. Sprzęgło rozłącza się i można włączyć pierwszy lub wsteczny bieg.

Z chwilą nieznacznego wychylenia przepustnicy rozłączane są styki mikrowyłącznika umieszczonego przy pedale gazu, co powoduje zanik napięcia na zaworze 2 i połączenie komory lewej z atmosferą.

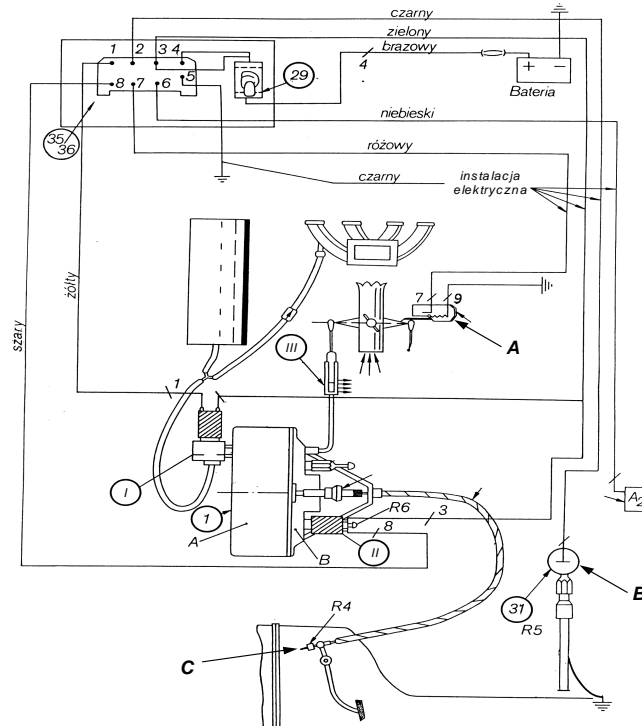
Pod wpływem siły w sprężynie dociskowej sprzęgła, tłok zaczyna powracać do położenia wyjściowego, a zatem następuje załączenie sprzęgła. Ruch tłoka odbywa się szybko, do chwili zamknięcia zaworu 5 przez tłok. Po jego zamknięciu w komorze prawej rozpoczyna się sprężanie powietrza i tłok zatrzymuje się.

Punkt zatrzymania tłoka dobiera się poprzez regulację zaworu 5 – dostosowując go do chwili rozpoczęcia pracy poślizgu sprzęgła.

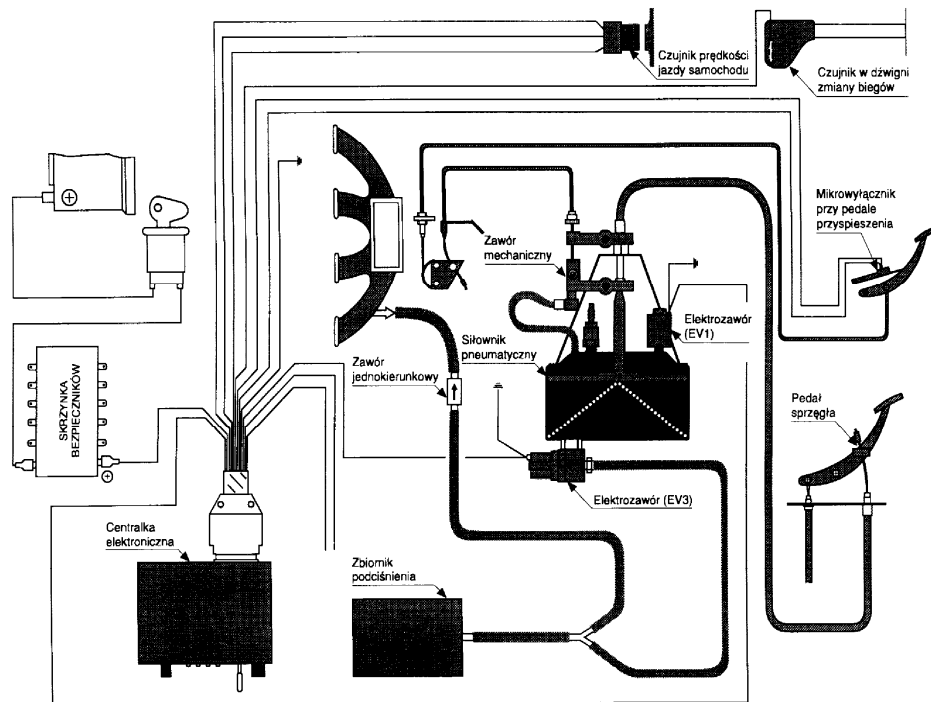
Dalsze wychylenie przepustnicy skutkuje otwarciem zaworu 4, który wypuszcza powietrze z prawej komory proporcjonalnie do wychylenia przepustnicy, co umożliwia płynne załączenie sprzęgła i ruszenie samochodu z miejsca. Przy przekroczeniu prędkości obrotowej

silnika powyżej 2000 obr/min następuje otwarcie zaworu 3 i tym samym szybkie załączenie sprzęgła.

Automat sprzęgłowy, podobny do rozpatrywanego (rys.2.3), produkowany jest przez włoską firmę Guidosimplex(rys.2.4). Jego zasada działania jest analogiczna, różnice polegają na



Rys.2.3. Schemat polskiego automatu sprzęgłowego z instrukcji obsługi producenta [61]



Rys.2.4. Schemat układu automatycznego sterowania sprzęgłem (Guidosimplex) [72]

uwzględnieniu w sterowniku elektronicznym sygnału prędkości jazdy samochodu [74], czyli wprowadzeniu sprzężenia zwrotnego w układzie sterowania. Inaczej usytuowany jest punkt przyłożenia siły wywieranej przez siłownik pneumatyczny – przy pedale sprzęgła, a nie przy dźwigni sprzęgła, jak w polskim automacie. Stycznik w dźwigni zmiany biegów jest fotoelektryczny, a nie mechaniczny. Poza tym, w wersji automatu przedstawionej na rys. 2.4, wytwórca nie podaje innych znaczących różnic, w porównaniu z polskim automatem.

2.2 Wybrane dane techniczne samochodu badawczego

Do badań wykorzystano tani, mały samochód osobowy; tego rodzaju pojazdy ze względów bytowych, najczęściej kilkuletnie, bywają kupowane i przystosowywane przez osoby niepełnosprawne do ich potrzeb. Specjalistyczne zakłady wykonują adaptacje stosownie do indywidualnych dysfunkcji kierowców tych pojazdów dla niepełnosprawnych kierowców, zazwyczaj montując automat sprzęgłowy krajowej produkcji.

Tego typu automat zamontowano w naszym przypadku do samochodu osobowego klasy A, postępując tak, jak wielu niepełnosprawnych w Polsce. Montaż zlecono specjalistycznemu autoryzowanemu zakładowi w Bielsku-Białej, który wyposażył w to urządzenie ponad tysiąc samochodów. Obiekt badawczy jest więc typowy - rys.2.5.



Rys.2.5. Samochód badawczy wyposażony w automat sprzęgłowy oraz aparaturę użytą podczas badań

Dane techniczne samochodu zamieszczono w załączniku: str. 121.

3. Kryteria oceny jakości działania automatu sprzęgłowego

3.1 Charakterystyka automatu sprzęgłowego

Charakterystyką automatu sprzęgłowego będzie się nazywać w dalszej części pracy zależność położenia dźwigni załączającej sprzęgło od czasu. Ze względu na to, że samochód badawczy wyposażony był w gaźnik, pomiar położenia cięgła przyspieszenia realizowano mierząc bezpośrednio kąt otwarcia przepustnicy.

Przy określaniu tej charakterystyki mierzono i rejestrowano ponadto prędkość wzdłużną samochodu, obroty silnika, momenty sił na półosiach oraz położenie kątowe przepustnicy. W celu określenia wartości (występujących przy ruszaniu z miejsca) przyspieszeń i zrywu, czyli wielkości opisujących komfort jazdy i służących do oceny jakości pracy automatu sprzęgłowego oraz aplikacji ich do modelu matematycznego, w wybranych próbach mierzono także i rejestrowano wartości przyspieszeń.

3.2. Zagadnienie komfortu niepełnosprawnego kierowcy i pasażerów

Jedną z najistotniejszych przesłanek jakimi należy się kierować przy doborze charakterystyki automatu sprzęgłowego jest niewątpliwie płynność ruszania z miejsca. Musi się to odbywać bez nadmiernego przyrostu przyspieszenia i bez generowania przykrych dla organizmu człowieka drgań wzdłużnych pojazdu. Wpływ przyspieszeń na organizm kierowcy podczas drgań wzdłużnych samochodu opisali przywołani w przeglądzie literatury Hacaamba i Giacomini [17].

Jak już wspomniano w przeglądzie piśmiennictwa, ocena komfortu jest trudna, ponieważ drgania wzdłużne przy ruszaniu z miejsca występują w bardzo krótkim przedziale czasu, stanowiąc swego rodzaju zaburzenia przyspieszenia wzdłużnego wynikającego z ruszania. Propozycje przedstawione w przeglądzie literatury wykorzystują do określenia wskaźnika komfortu między innymi zryw. Autor niniejszej pracy postanowił wykorzystać także zryw do oceny prawidłowego doboru parametrów regulacji. Z drugiej strony należy się liczyć, przy ruszaniu z miejsca, z dynamicznymi obciążeniami w układzie przeniesienia napędu[49], [50].

3.3 Obciążenia dynamiczne w układzie przeniesienia napędu

Układ przeniesienia napędu samochodu stanowi mechaniczny układ drgający o wielu stopniach swobody. Można sformułować pewne uwagi co do obciążeń dynamicznych:

- Niewłaściwy przebieg sterowania sprzęgłem może prowadzić do bardzo dużych przeciążeń chwilowych w układzie przeniesienia napędu.
- W pewnych warunkach poślizg kół napędzanych oraz poślizg tarcz sprzęgła, ogranicza wzrost momentu skręcającego w układzie napędowym. Wartość największego momentu skręcającego jest jednak w każdym z tych dwu ograniczeń większa od odpowiedniego momentu obrotowego na granicy poślizgu, co jest wynikiem oddziaływania obrotowych momentów bezwładności w układzie napędowym.
- Drgania wzbudzane podczas ruszania, powodują znaczne obniżenie komfortu jazdy.
- Pewne ograniczenie niekorzystnych skutków wadliwego przebiegu włączania sprzęgła (nadmierne obciążenia dynamiczne, szarpanie) można osiągnąć poprzez odpowiedni dobór parametrów konstrukcyjnych układu napędowego, a w przypadku samochodu z automatem sprzęgłowym – poprzez odpowiednie ukształtowanie jego charakterystyki pracy.
- Specjalne konstrukcje (np. dwumasowe koło zamachowe), skutecznie ograniczają amplitudę drgań niskiej częstotliwości.

3.4 Zagadnienie eksploatacyjnego zużycia sprzęgła i automatu

W przypadku występowania zbyt długich czasów załączania sprzęgła, co oznacza nadmierne wydłużenie czasu pracy okładzin tarczy sprzęgłowej w stanie tarcia rozwiniętego, a więc poślizgu, należy liczyć się z jej przyspieszonym zużyciem eksploatacyjnym. Automat powinien zapewniać załączanie sprzęgła w taki sposób, jak robi to wprawny, doświadczony kierowca. Jest to zagadnienie o tyle trudne, że człowiek w inteligentny sposób reaguje na zużycie sprzęgła, stan ruchu pojazdu, prędkość obrotową silnika, występujące przyspieszenie, zryw i powstające drgania wzdłużne[79].

Dlatego niezależnie od najlepiej ukształtowanej charakterystyki pracy automatu, konieczne są cykliczne regulacje urządzenia, po określonych przez producenta przebiegach. Wynika to zresztą nie tylko z eksploatacyjnego zużycia okładzin sprzęgła, co skutkuje przesunięciem zakresu kąta pracy widełek sprzęgła, ale także z wydłużenia się linki, oraz skrócenia pancerza cięgła sprzęgła łączącego je z siłownikiem automatu. Te minimalne różnice kierowca sterujący sprzęgłem koryguje nawet nieświadomie. Proste urządzenie jakim jest badany automat firmy krajowej, choć wymaga okresowej regulacji, spełnia zasadniczo w rewersach międzyserwisowych swoje zadanie, pod warunkiem właściwej regulacji czyli prawidłowego ukształtowania charakterystyki pracy.

4. Badania eksperymentalne, analiza wyników

4.1 Wstępne badania stanowiskowe

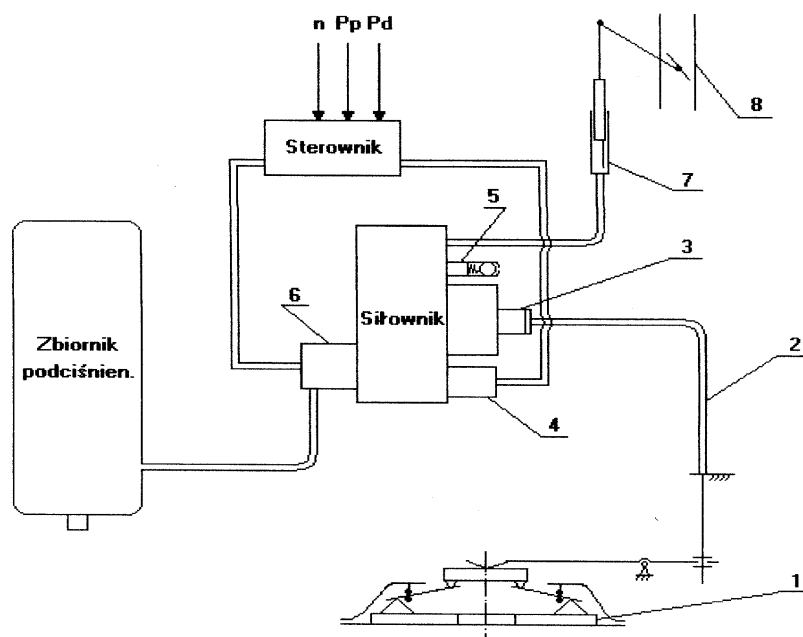
Przeprowadzone badania stanowiskowe miały na celu wyznaczenie parametrów istotnych przy opracowaniu wyników badań drogowych, a także przy planowanych badaniach symulacyjnych.

Badania na stanowisku przeprowadzono przy ustalonym czasie próbkowania 0,01s, z liczbą próbek 1280, przy wykorzystaniu do pomiaru dwóch kanałów pomiarowych:

- przemieszczenia kąтового dźwigni włączającej sprzęgło mierzonego przetwornikiem rezystancyjnym MU 617 z dokładnością do 0,5 stopnia oraz przełożeniem $i = 0,3$,
- kąta otwarcia przepustnicy mierzonego przetwornikiem MU 615 z dokładnością do 0,5 stopnia, z przełożeniem $j = 1$.

4.1.1 Opis stanowiska

Zaprojektowano i wykonano stanowisko do badania automatu sprzęgłowego poza pojazdem. Na stanowisku symulowane są fizyczne warunki pracy automatu zbliżone do jego pracy w samochodzie. Rejestrację, akwizycję i wizualizację danych wykonano rejestratorem cyfrowym składającym się z przetwornika analogowo-cyfrowego AD-8 i komputera. Pracę automatu zapewnia zasilanie elektryczne z akumulatora.



Rys. 4.1. Schemat stanowiska badawczego automatu sprzęgłowego

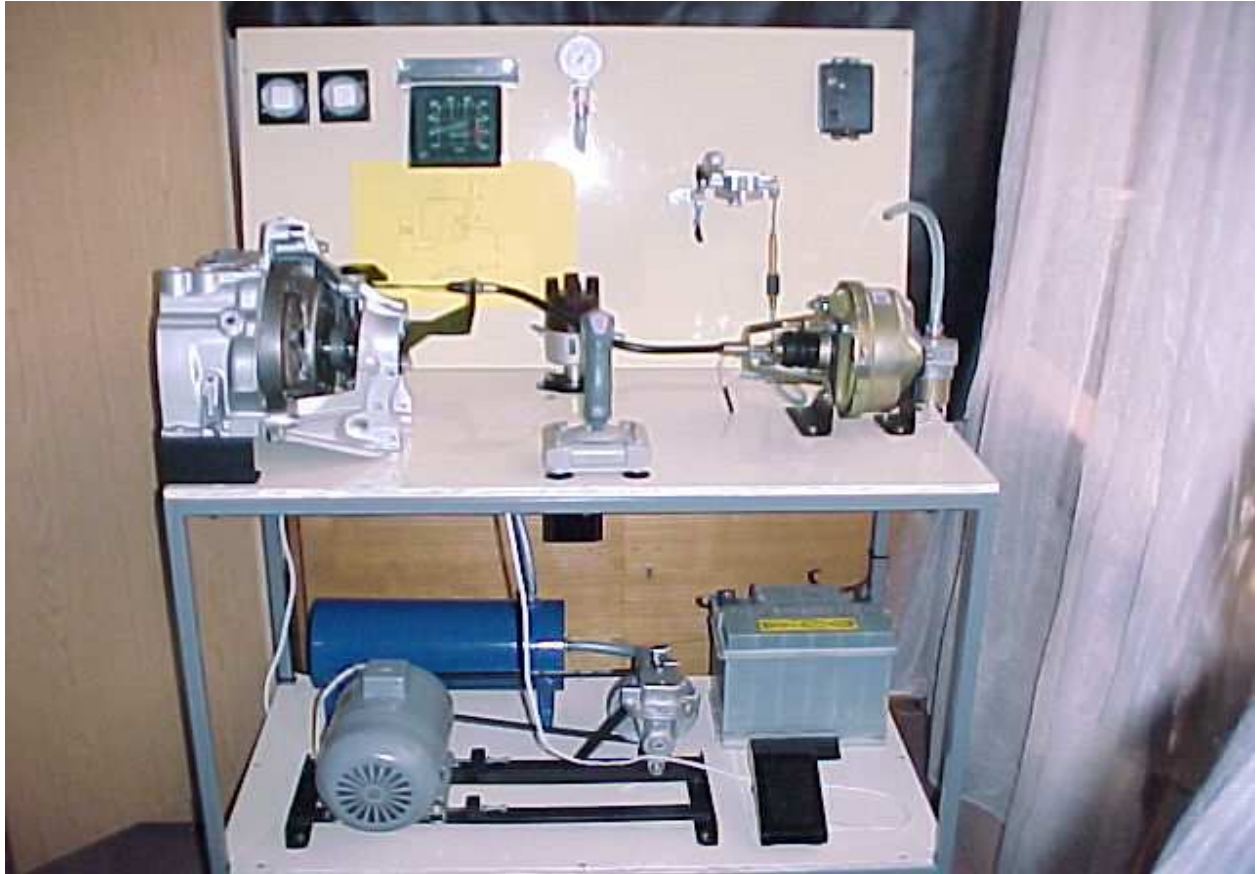
Na rys.4.1 oznaczono:

- 1- zespół sprzęgła,
- 2- linka sprzęgła,
- 3- upustowy zawór zewnętrzny siłownika z nakrętką regulacyjną,
- 4- elektromagnetyczny zawór upustowy,
- 5- zawór zwrotny,
- 6- trójdrożny zawór elektromagnetyczny,
- 7- szczelinowy mechaniczny zawór upustowy,
- 8- przepustnica gaźnika.

Podciśnienie, którego źródłem w samochodzie jest kolektor dolotowy silnika, w stanowisku jest wytwarzane przez pompę zasilaną silnikiem elektrycznym. Wartość tego podciśnienia można obserwować ze wskazań wakuometru. Elementy składowe automatu sprzęgłowego są oryginalnym zestawem nakładkowym dostarczonym przez firmę montującą krajowe automaty w samochodach dla niepełnosprawnych. Zespół sprzęgła połączono linką z siłownikiem pneumatycznym. Ruchy linki wywołane działaniem siłownika powodują załączanie i wyłączenie sprzęgła. Do sterownika elektronicznego zasilanego napięciem 12V, z akumulatora, doprowadzono impulsy obrotów silnika, symulowanych - generowanych za pomocą aparatu zapłonowego napędzanego odrębnym silnikiem elektrycznym zabudowanym do stanowiska.

Prędkość obrotowa ustalana jest płynnie regulatorem i wskazywana przez obrotomierz. Rozłączanie styków mikrowyłącznika, powodującego zanik napięcia na trójdrożnym zaworze elektromagnetycznym, uzyskuje się poprzez ręczne wychylenie przepustnicy gaźnika. Regulacja obrotów silnika elektrycznego napędzającego aparat zapłonowy stanowiska odbywa się oddzielnym pedałem. Przy obrotach przewyższających ustaloną wartość, impuls elektryczny powodujący wyłączenie sprzęgła dla uzyskiwania wyższych przełożeń jest realizowany mikrowyłącznikiem joysticka imitującego dźwignię zmiany biegów.

Wykonane stanowisko do badania automatu sprzęgłowego – rys.3.2. - zapewniło możliwość dokonania badań rozpoznawczych działania automatu poza pojazdem i rejestracji czasów charakterystycznych dla procesu załączania sprzęgła.



Rys.4.2 Stanowisko do badań automatu sprzęgłowego

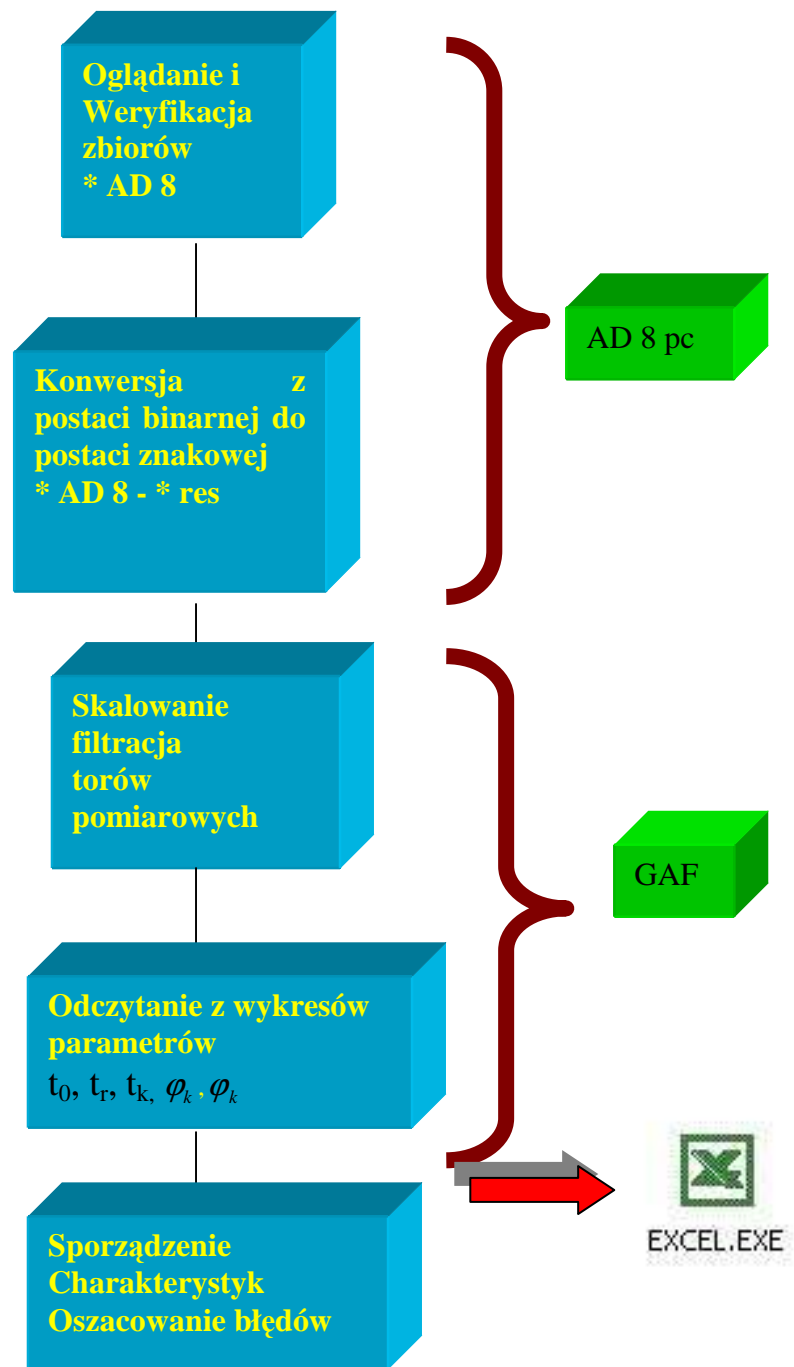
4. 1.2 Program badań stanowiskowych

Badania stanowiskowe obejmowały swym zakresem wykonanie pomiarów przemieszczeń dźwigni sprzęgła w funkcji czasu.

Zaplanowany przebieg pomiarów:

- Zadawano ręcznie ustaloną szybkość otwierania przepustnicy. Zastosowano dwie szybkości otwierania odpowiadające małej (wolno) i dużej (szybko) prędkości naciskania na pedał gazu.
- Zmieniano regulacje zaworu wewnętrznego siłownika za pomocą regulacyjnej nakrętki radełkowej 5 na rys 2.2, w pełnym możliwym zakresie od 0 do 10 obrotów licząc od czoła gwintowanej tulei (rys.4.14), z krokiem co dwa obroty. Dla każdego ustawienia przeprowadzono trzy badania: dla szczeliny zerowej, szczeliny „1” - średniej – 0,25 mm i dużej „2” – 0.5 mm szczeliny zaworu upustowego.

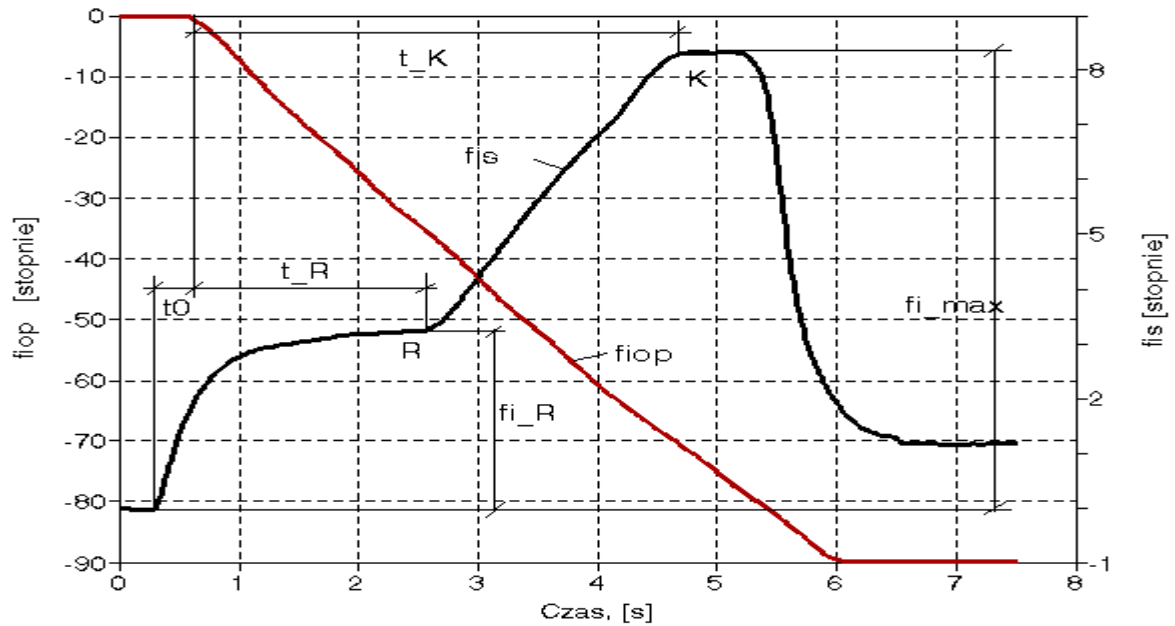
Według podobnego schematu (rys. 4.3) opracowywano wszystkie wyniki prób doświadczalnych.



Rys.4.3 Schemat blokowy obróbki wyników.

4.2 Wyniki badań stanowiskowych

Na rys. 4.4 przedstawiono typowe, uzyskane z badania, przebiegi kąta otwarcia przepustnicy oraz kąta obrotu dźwigni sprzęgła. Zaznaczono na nich punkty charakterystyczne, dla których następnie zbudowano wykresy w funkcji pozycji [liczby obrotów] nakrętki regulacyjnej zaworu wewnętrznego siłownika.



Rys.4.4. Wielkości i sposób odczytu parametrów na stanowisku, w kolejnych fazach włączania sprzęgła - schemat. Linia czerwona –przebieg kąta otwarcia przepustnicy - f_{iop} , czarna - przemieszczenie dźwigni sprzęgła f_{is} .

t_0 - czas odniesienia

t_r – czas początku włączenia sprzęgła

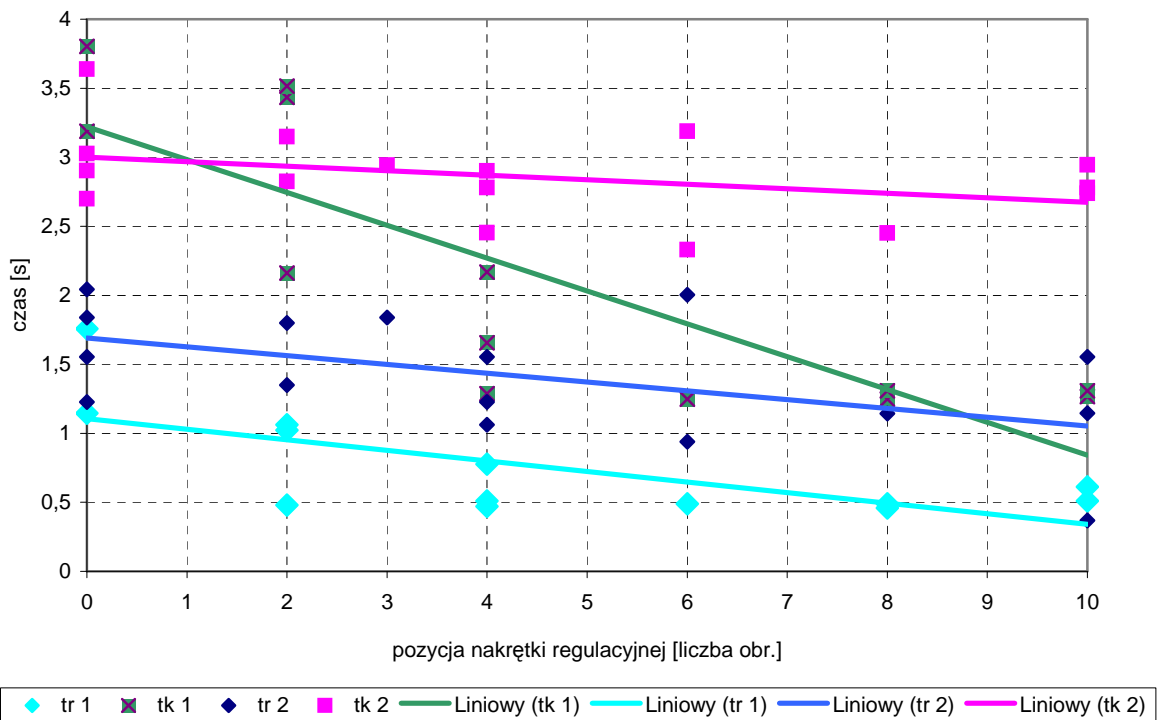
t_k – czas całkowitego włączenia sprzęgła

φ_r - kąt początku włączenia sprzęgła

φ_{max} - kąt całkowitego włączenia sprzęgła

Badania stanowiskowe wykonano przy różnych nastawieniach nakrętki regulacyjnej oraz 3. różnych szczelinach o szerokościach 0,0; 0,25; 0,5mm. Na rysunku przedstawiono zmiany chwili początku włączenia sprzęgła i czasu całkowitego załączenia sprzęgła w funkcji pozycji nakrętki regulacyjnej dla dwu różnych szczelin. Badanie wpływu szczeliny ograniczono do dwu szczelin ze względu na brak jednoznacznej tendencji zmian czasów w przypadku badań zaworu 4 bez szczeliny.

Przykładowe charakterystyki uzyskane z prób stanowiskowych dla szczelin o szerokościach 0,25mm i 0,5mm przedstawiono na poniższych rysunkach .



Rys.4.5. Wykres porównawczy zależności czasów działania sprzęgła w funkcji pozycji (liczby obrotów wkręcenia) nakrętki regulacyjnej dla szczelin 1 i 2

Badania stanowiskowe dostarczyły najistotniejszych informacji o wpływie pozycji regulacyjnej nakrętki na czasy charakterystycznych faz załączania sprzęgła – patrz rys. 4.5. To właśnie bowiem interwały czasowe, w których zachodzą poszczególne zjawiska włączania sprzęgła; jak kasowanie luzu, faza tarcia rozwiniętego, wyrównywania prędkości kątowych wałków, pełnego załączania sprzęgła, mają podstawowe znaczenie w rozpatrywanym zagadnieniu powstawania drgań kątowych pochodzących od sprzęgła w układzie napędowym, a w efekcie drgań wzdłużnych samochodu ruszającego z miejsca.

Z wykresu widać, że czasy te ulegają skróceniu wraz ze zwiększeniem liczby obrotów wkręcenia względem czoła gwintowanej tulei, nakrętki regulacyjnej siłownika.

Na stanowisku można było ponadto obserwować na przekroju sprzęgła, aktualną pozycję pierścienia dociskowego przemieszczanego przez automat. Ponieważ jednak sprzęgło nie było obciążone momentem obrotowym, to badanie stanowiskowe miało głównie charakter wstępny i jakościowy.

4.3 Wnioski ze wstępnych badań stanowiskowych

Wyniki przeprowadzonej serii badań stanowiskowych pozwoliły na zidentyfikowanie faz załączania sprzęgła przez badany automat, dały informacje wstępne o wpływie położenia nakrętki regulacyjnej na przebiegi czasowe faz włączania sprzęgła. Analiza przebiegu linii trendu wyznaczonych na zbiorach wyników badań przy wkręcaniu nakrętki, wskazywała na skrócenie przedziału czasu t_k całkowitego załączenia sprzęgła oraz spadek długości trwania początkowej fazy załączania t_r - podczas której rozpoczyna się proces tarcia z przemieszczaniem w sprzęgle.

Zastosowanie zaworu ze szczeliną zerową, przy założeniu minimalnych nieszczelności w układzie, dawało znaczny, trudny do interpretacji rozrzut wyników badania pracy automatu, dając wskazanie o możliwości eliminacji takiego rozwiązania technicznego z dalszych rozważań i badań.

Z wyników badań stanowiskowych nie można jednak było jednoznacznie wnioskować o wpływie szerokości szczeliny zaworu upustowego na sposób działania automatu, gdyż brak w sterowaniu stanowiska korelacji między arbitralnie zadawanymi obrotami silnika, a położeniem dźwigni załączającej sprzęgło.

Obciążanie silnika przy ruszaniu wpływa na przebieg przyrostu obrotów silnika w czasie, a tej zależności w działaniu stanowiska nie udało się odzwierciedlić. Fakt ten potwierdzał konieczność przeprowadzenia zaplanowanych badań trakcyjnych ruszania samochodu z miejsca, przy różnych ustawieniach pozycji nakrętki regulacyjnej i różnych szerokościach szczelin, w celu zbadania ich wpływu na przebiegi czasowe momentów napędowych na półosiach, przebiegi przyspieszenia, a więc na komfort.

Postępować się będzie drogą eliminacji kolejno tych parametrów ustawienia automatu, których wpływ na poprawę komfortu okaże się znikomy lub nawet szkodliwy. Jakościowe i orientacyjne wyniki wstępnych badań stanowiskowych, wskazują np. że szczelina zaworu upustowego tzw. zerowa po potwierdzeniu jej nieprzydatności zostanie odrzucona w dalszych cyklach badań.

4.4 Badania drogowe

4.4.1 Program badań drogowych

Badania drogowe prowadzono według przygotowanego programu ich przebiegu w pięciu cyklach. W **pierwszym cyklu** sprawdzono tory pomiarowe i rejestracyjne oraz

przeprowadzono skalowanie kanałów rejestratora (przetwornik analogowo - cyfrowy + komputer przenośny).

Po koniecznych poprawkach w prototypowym układzie przekazu telemetrycznego danych o momencie na półosiach, w **drugim cyklu**, określono jakościowo zmiany wartości mierzonych wielkości względem czasu.

Trzeci cykl – pomiarowy, prowadzony był według planu zdeterminowanego kompletnego. Wykonano rejestrację przebiegów oraz ich ilościową ocenę i wizualizację na wykresach.

Czwarty cykl badań obejmował zebranie danych, ich archiwizację i wizualizację w celu przeprowadzenia analizy i aplikowaniu niezbędnych wyników do modelu matematycznego, a także do jego weryfikacji.

Piąty cykl badań drogowych posłużył do sprawdzenia podczas jazdy, słuszności wniosków płynących z analizy numerycznej kształtowania najwłaściwszej charakterystyki automatu sprzęgłowego, a tym samym poprawy komfortu niepełnosprawnego kierowcy/pasażera, dzięki ograniczeniu niekorzystnych zjawisk wynikających z drgań wzdłużnych samochodu przystosowanego dla niepełnosprawnych kierowców, istotnych także ze względu na przewóz takim samochodem sprzętu rehabilitacyjnego, wózka inwalidzkiego itp.

4.4.2 Aparatura użyta w badaniach

Do przeprowadzenia badań drogowych użyto opisanej poniżej aparatury.

Prędkość wzdłużną samochodu mierzono bezstykową głowicą CORREVIT L z dokładnością 0,02 m/s, rys. 4.6,

- prędkości obrotowe kół napędzanych n_{kp} , n_{kl} – czujnikami impulsowymi obrotów (dokł. określa 1000 impulsów/jeden obrót, tzn. $0,36^\circ$), rys 4.7,

- przemieszczenie kątowne widełek sprzęgła – czujnikiem potencjometrycznym (dokł. $0,1^\circ$),

- obroty wału silnika za pomocą elektronicznego przetwornika prędkości obrotowej z czujnikiem reluktancyjnym umieszczonym na obudowie koła zamachowego o dokładności wyższej od 0,3%,

- kąt wychylenia przepustnicy - czujnikiem potencjometrycznym (dokł. $0,1^\circ$) rys.4.8,

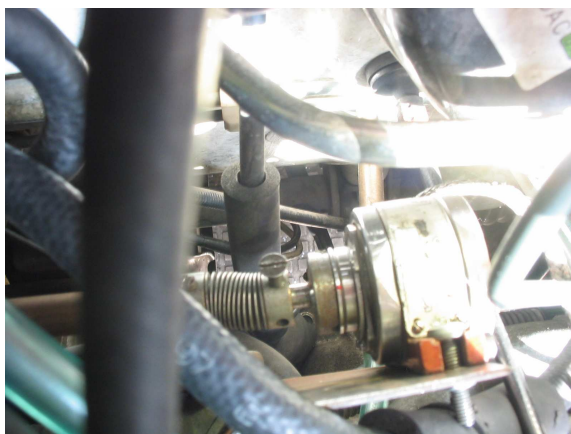


Rys.4.6. Głowica Correvit zamocowana do nadwozia samochodu.

-przyspieszenie wzdłużne a_x - przetwornikiem przyspieszenia Hottinger Baldwin Messtechnik B12/Z10 ze wzmacniaczem sygnału z przetwornika przyspieszenia a_x .



Rys.4.7. Impulsowy przetwornik prędkości obrotowej koła.



Rys.4.8 Przetwornik kąta wychylenia przepustnicy wraz ze sprzęgłem elastycznym - moment obrotowy na półosiach przy wykorzystaniu zestawu telemetrycznego z pełnomostkowym układem tensometrów foliowych

Użyto zestawu: przetwornik AD 12 plus mikrokomputer typu Laptop, do programowania pomiaru, wizualizacji i rejestracji sygnałów pomiarowych.

Pedał gazu był naciskany automatycznie za pomocą tak zwanej mechanicznej nogi – rys.4.9.; wykonanego specjalnie dla potrzeb badań silownika elektrycznego z nastawną prędkością wysuwu ramienia, co zapewniało uzyskanie sygnału wejściowego o jednakowej, powtarzalnej [60] postaci (przebiegu).



Rys. 4.9 „Mechaniczna noga” do sterowania pedałem gazu zamontowana w samochodzie badawczym.

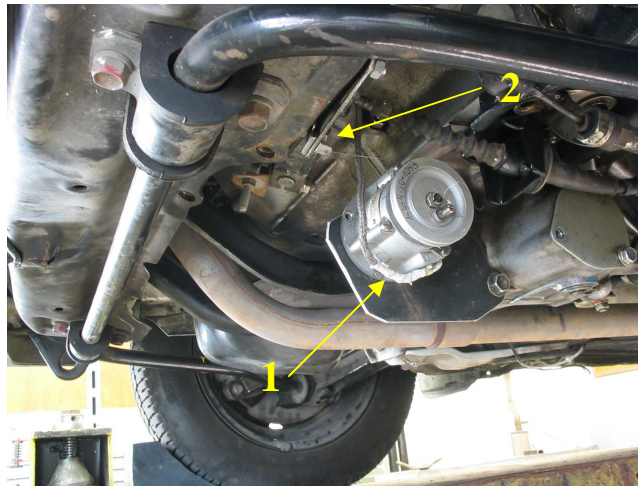
Zadaniem telemetrycznego układu bezprzewodowego wykonanego w celu realizacji niniejszej pracy badawczej było umożliwienie pomiaru momentu obrotowego na półosiach napędowych podczas próby ruszania z miejsca. Opis układu telemetrycznego znajduje się w załączniku do pracy.



Rys. 4.10 Nakrętka regulacyjna;
ustawienie: 0 obrotów wkręcenia



Rys.4.11 Układ przetwarzania,
archiwizacji i wizualizacji danych AD-12

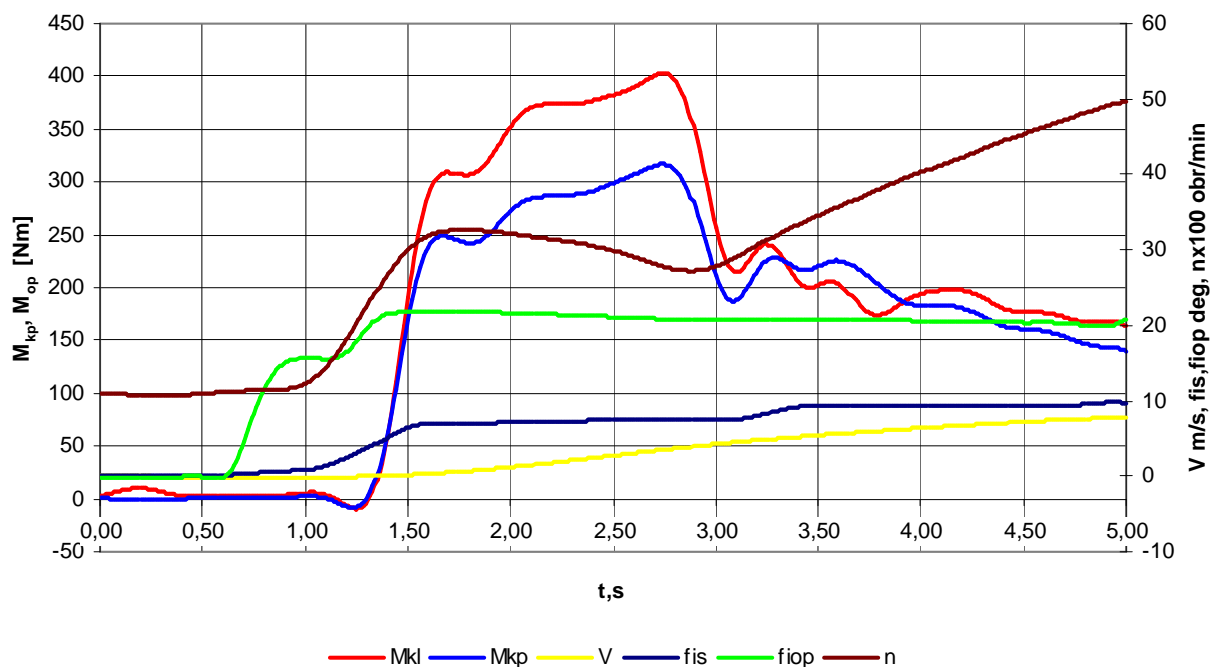


Rys. 4.12. Zamocowanie przetwornika kąta obrotu dźwigni sprzęgła: 1- przetwornik kąta Mu-161, 2- dźwignia sprzęgła

4.4.3. Wyniki wstępnych badań drogowych

Próby ruszania z miejsca wraz z późniejszym rozpędzaniem i zmianą biegów, przeprowadzono samochodem ze sprzęgłem bez sterowania automatycznego i ze sprzęgłem z automatycznym sterowaniem.

Sprawdzono tory pomiarowe i wykonano wstępną próbę porównawczą ruszania z miejsca samochodem badawczym z wyłączonym, a następnie włączonym automatem sprzęgłowym.



Rys.4.13 Wyniki próby ruszania z miejsca (z późniejszą zmianą biegów) uzyskane z badań samochodu Daewoo Tico ze sprzęgłem obsługiwanym przez kierowcę

Na wykresie oznaczono:

M_{kl} – moment obrotowy na półosi lewej (krótkiej) [Nm]

M_{kp} – moment obrotowy na półosi prawej (długiej) [Nm]

V – prędkość pojazdu [m/s]

φ_s – kąt obrotu dźwigni sprzęgła [°]

φ_{op} – kąt otwarcia przepustnicy [°]

n – prędkość obrotowa silnika $\times 100$ [obr/min]

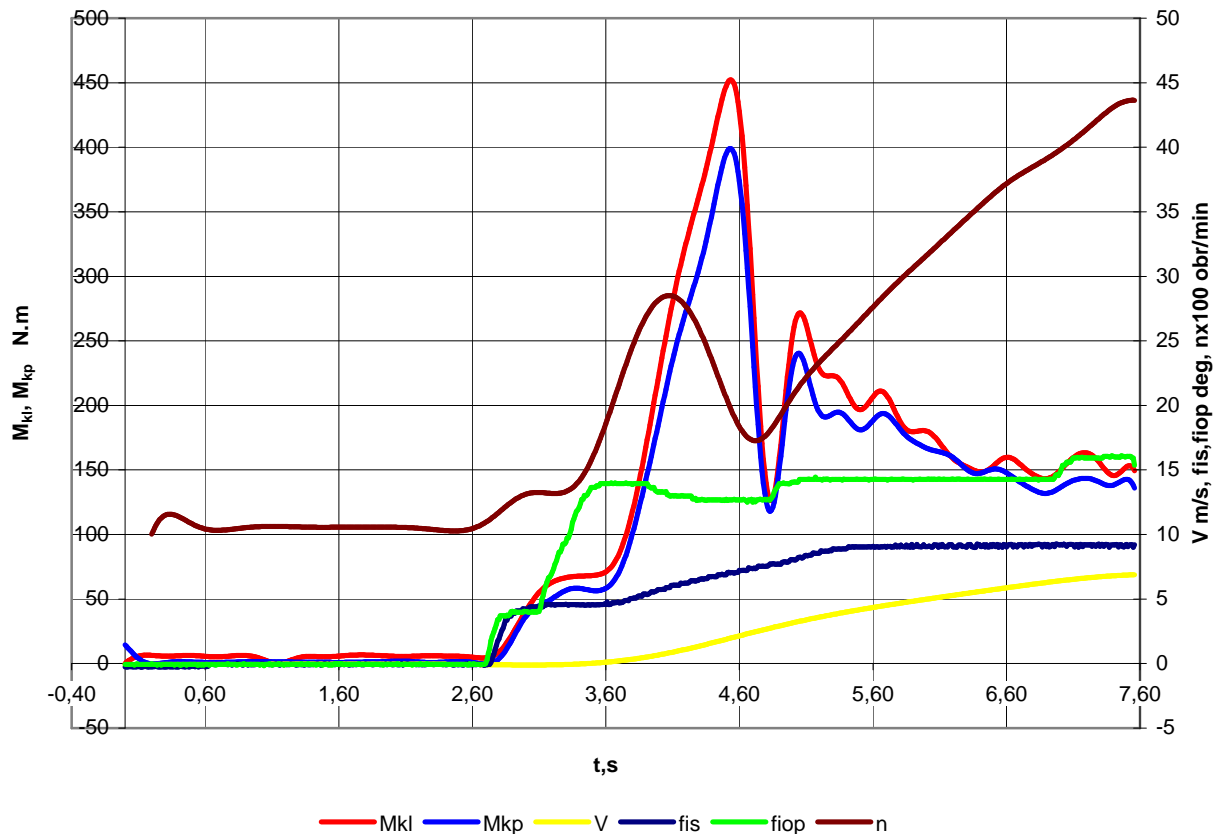
Na rys. 4.13. przedstawiono próbę wykonaną dla celów porównawczych przy wyłączonym automacie sprzęgłowym. Sprzęgłem steruje kierowca, starając się ruszyć z miejsca szybko i płynnie. Działania i reakcje wynikają z nawyku, odruchu ale też, ruchy operowania pedałem tak przyspieszenia, jak i sprzęgła kierowca uzależnia od aktualnego stanu ruchu pojazdu i odczuć, reagując inteligentnie i subiektywnie na stan ruchu układu maszyna – człowiek; układu interaktywnego.

Widać wyraźnie z wykresu współzależność czasową operowania zarówno kątem otwarcia przepustnicy, jak też dźwignią sprzęgła. Widać również, że największe przyrosty momentu napędowego na półosiach przypadają na interwał czasowy odpowiadający pełnemu załączaniu sprzęgła. Widoczny jest wtedy także spadek prędkości obrotowej silnika, obciążanego momentem oporu ruchu przyspieszającego pojazdu. Całkowity czas załączania sprzęgła trwa około 3 sekund (granatowa linia fis).

Charakterystyczny, dla ruszania samochodem z miejsca, jest gwałtowny spadek wartości momentu obrotowego na półosiach po zrównaniu się prędkości obrotowej wałka sprzęgłowego z prędkością obrotową silnika.

Wyniki badań przedstawione w postaci wykresów na rys. 4.14, ilustrują przebiegi odpowiadające załączaniu sprzęgła, które realizuje badany automat. Widoczne są większe wartości amplitudy momentu obrotowego. Podobnie większą amplitudę zmian wykazuje przebieg czasowy obrotów silnika i chociaż czas całkowity procesu załączania sprzęgła skrócił się o około 10% w stosunku do poprzedniej próby, to poszczególne fazy zwane dalej czasami t_1 , t_2 i t_3 mają odmienny okres trwania.

Interwały czasowe t_1 , t_2 i t_3 odpowiadające fazom przemieszczenia kąтового dźwigni sprzęgła i jego załączania, zaznaczono na rys.4.28.



Rys.4.14 Wyniki próby ruszania z miejsca z późniejszą zmianą biegów dla samochodu badawczego przy sterowaniu sprzęgłem przy użyciu krajowego automatu sprzęgłowego

Na rysunku oznaczono:

M_{ol} – moment obrotowy na półosi lewej (krótkiej) [Nm]

M_{op} – moment obrotowy na półosi prawej (długiej) [Nm]

V – prędkość pojazdu [m/s]

φ_s – kąt obrotu dźwigni sprzęgła [°]

φ_{op} – kąt otwarcia przepustnicy [°]

n – prędkość obrotowa silnika x100[obr/min]

Przebieg momentu napędowego na półosiach pojazdu charakteryzuje się znacznym przewyższeniem wartości średniej. Jest to typowe zjawisko w układach napędowych przy szybkim ruszaniu pojazdu. Uzyskane maksymalne przyspieszenie wzdłużne samochodu wynosi ok. 3 m/s^2 .

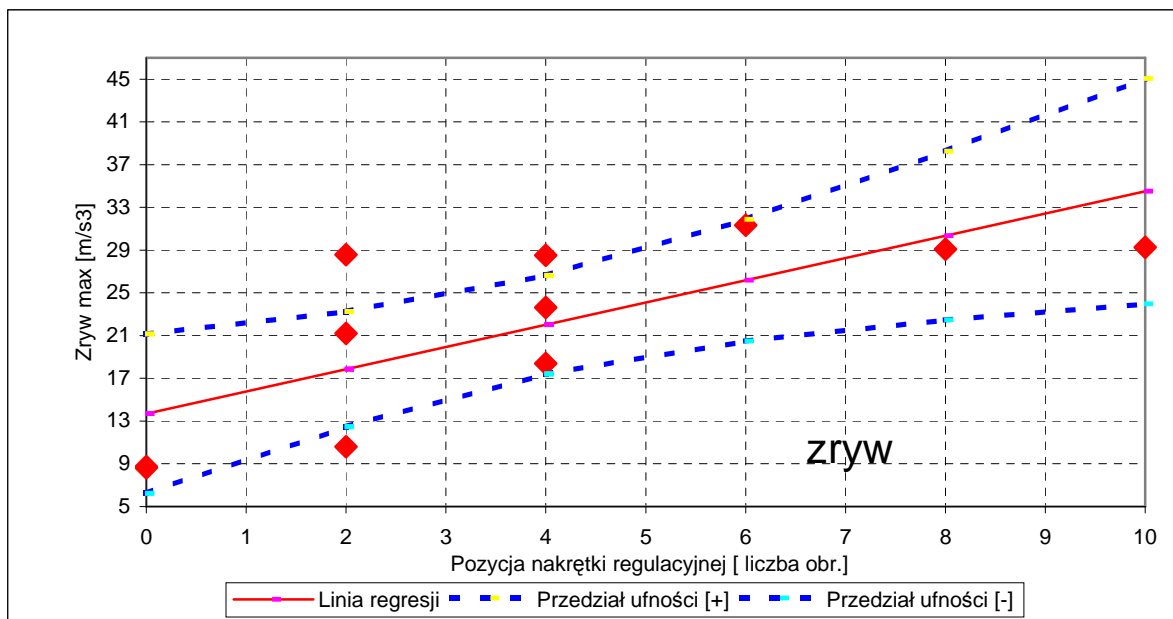
4.4.4. Analiza wpływu szerokości szczeliny zaworu upustowego na proces ruszania z miejsca samochodem

Mając na względzie wynik badań stanowiskowych eliminujący szczelinę tzw. zerową, wykonano badania ruszania z miejsca samochodem z automatem sprzęgłowym, stosując dwie szerokości szczeliny 0,25mm i 0,5mm zaworu proporcjonalnego przedstawionego na rys. 4.15 oraz badanie, o ograniczonym zakresie, w którym zastosowano tuleję zaworu pozbawioną szczeliny, zakładając, że w zaworze tym istnieją minimalne nieszczelności wynikające z jego budowy. Przeprowadzono w każdym z przypadków cykle badań ruszania z miejsca samochodem przy różnych ustawieniach nakrętki regulacyjnej automatu sprzęgłowego (każda ze szczelin ze wszystkimi ustawieniami nakrętki – plan kompletny).

Wyniki badań drogowych także potwierdziły niecelowość stosowania szczeliny zerowej, ze względu na zaburzenie pracy automatu. Z rejestracji pierwszych cykli badań drogowych wynikało, że szersza szczelina (0,5 mm) będzie dawała lepsze rezultaty poprzez skrócenie czasu załączania sprzęgła, jednak z powtórzenia prób ruszania z miejsca z pomiarem obrotów silnika i przyspieszeń, wynikało, że przy zastosowaniu tej szczeliny wzrost obrotów silnika potrzebnych do załączenia zaworu odpowiadającego za fazę pełnego załączenia sprzęgła był opóźniony tak, że dawało to efekt wzrostu wartości przyspieszeń wzdłużnych i zrywu – zjawisk niekorzystnych przy ruszaniu. Dlatego w kolejnym etapie badań drogowych za celowe uznano wykorzystanie do prób tulei zaworu upustowego ze szczeliną o szerokości 0,25mm. Wykonano badania, których wyniki przedstawione na rys. 4.16 i 4.17, poddano analizie.

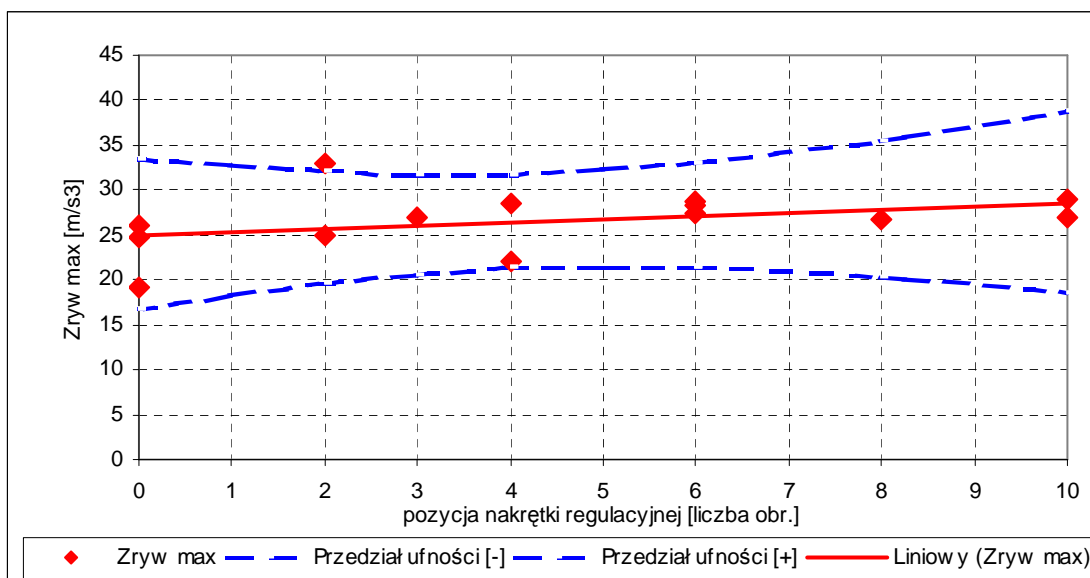


Rys. 4.15. Szczelinowy zawór pneumatyczny i badane szczeliny



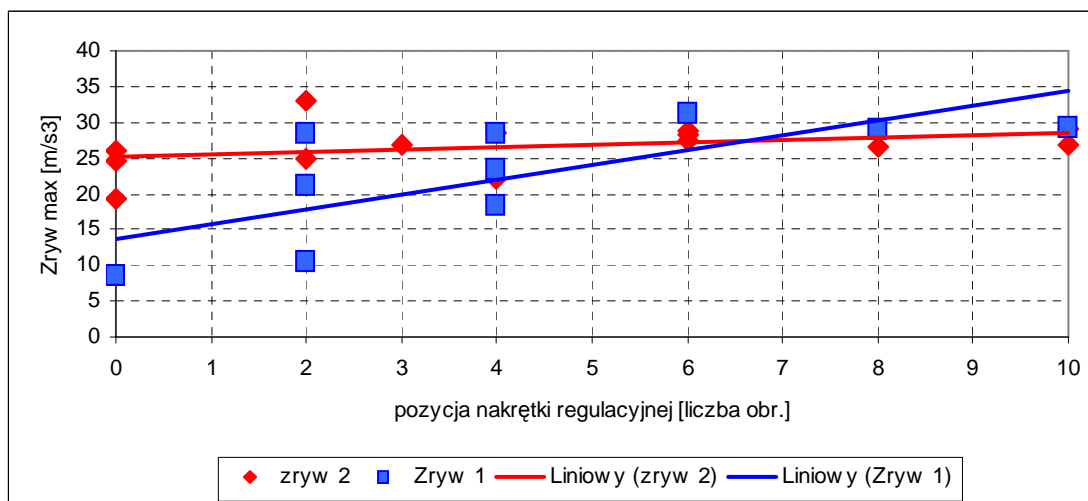
Rys.4.16. Wartości maksymalne zrywu samochodu z automatem sprzęgłowym (szczelina 1)

Na wykresie rys. 4.16 przedstawiono wartości maksymalne pochodnej przyspieszenia (zrywu) samochodu, występujące w wykonanych próbach ruszania, przy zastosowaniu w automacie szczeliny 1, ponadto określono przedział ufności i linię trendu. Podobny zbiór wyników badań z zastosowaniem szczeliny 2, przedstawiono na rys. 4.17.



Rys. 4.17. Wartości maksymalne zrywu samochodu z automatem sprzęgłowym (szczelina 2).

Wyniki prób dla obu szczelin zestawiono na wykresie porównawczym rys. 4.18.



Rys. 4.18. Wartości maksymalne zrywu samochodu (rysunek porównawczy szczelin 1 i 2).

Wyniki wszystkich prób wykonywanych w celu określenia wpływu szerokości szczeliny zaworu upustowego na proces ruszania, opracowano stosując przybliżenie liniowe - rys. 4.18. W celu oceny wykorzystano zryw pojazdu. Stwierdzono wyraźny wpływ szczeliny o szerokości 0,25 mm na zryw pojazdu (szczelina 1).

Zużycie okładzin ciernych sprzęgła oraz zanieczyszczenia eksploatacyjne zaworu szczelinowego (wymagające usuwania) sprawiają, że konieczna jest okresowa regulacja ustawienia nakrętki automatu sprzęgłowego, jednak jak wykazały doświadczenia poszerzenie szczeliny, czy też jej likwidacja pogarsza możliwości regulacyjne automatu, nie daje w pełnym zakresie regulacyjnym zmniejszenia wartości uzyskiwanych maksymalnych wartości zrywu.

Analizując uzyskane wyniki badań trakcyjnych można sformułować następujące wnioski:

- a) Zwiększenie szerokości szczeliny zaworu upustowego spowodowało zmianę przebiegu charakterystyki przemieszczenia kątownego dźwigni wyłączającej sprzęgło.
- b) Po zmianie szerokości szczeliny, wartość zrywu uległa w pewnym zakresie nieznacznemu zmniejszeniu. Gradient przyrostu zrywu dla szerszej szczeliny jest niewielki i prawie nie zależy od położenia nakrętki regulacyjnej zaworu wewnętrznego siłownika. Z przybliżeń liniowych przebiegu wartości otrzymanych podczas badań wynika, że dla szczeliny 1 przyrost zrywu jest większy (większa możliwość regulowania nakrętką).
- c) zauważa się dość znaczny rozrzut wyników, a niektóre punkty leżą poza przedziałem ufności ($\pm 20\%$).

Podsumowując ten etap badań trakcyjnych, można stwierdzić, że ze wzrostem szerokości zastosowanej szczeliny zaworu proporcjonalnie występują mniejsze wartości maksymalne zrywu samochodu przy ustawieniu nakrętki w pozycji - powyżej sześciu obrotów wkręcenia.

Największy wpływ na regulację wartości zrywu przy użyciu nakrętki regulacyjnej uzyskujemy przy zastosowaniu szczeliny pośredniej 1 i wtedy stosując odpowiednią regulację nakrętką – najlepiej w zakresie od 2 do 6 obrotów - możemy ten zryw zmniejszyć. Postanowiono zatem, że do dalszych badań stosować należy szczelinę 0,25mm.

4.4.5 Analiza wpływu prędkości przechyłu podłużnego nadwozia na całkowite przyspieszenie pojazdu

Zachodzi pytanie czy istotny wpływ na pogorszenie komfortu samochodu przy ruszaniu z miejsca mają przechyły wzdłużne nadwozia. Także ze względu na przyjęte uproszczenia modelu symulacyjnego należało określić czy przechył podłużny nadwozia podczas ruszania można w symulacji pominąć. W tym celu wykonano badanie samochodu.

Do badań zastosowano następujące przyrządy i urządzenia:

- a) głowice systemu Correvit do bezstykowego pomiaru prędkości podłużnej samochodu VL,
- b) przetwornik przyspieszenia Hottinger Baldwin Messtechnik B12/Z10 do pomiaru przyspieszenia wzdłużnego a_x ,
- c) 3 głowice Correvit H do bezstykowego pomiaru wysokości wybranych punktów nadwozia pojazdu
- d) wzmacniacz sygnału z przetwornika przyspieszenia a_x ,
- e) zestaw przetwornika AD12 z laptopem do programowania, pomiaru, rejestracji sygnałów pomiarowych i wizualizacji graficznej otrzymanych wyników.
- f) żyroskop murata

Pedał przyspieszenia był naciskany automatycznie przy użyciu tak zwanej „mechanicznej nogi”, co zapewniło uzyskanie jednakowego sygnału wejściowego – przebiegu czasowego procesu „dodawania gazu” we wszystkich przeprowadzanych próbach.

Przyspieszenie punktu nadwozia (odpowiadające środkowi głowy kierowcy) w jego ruchu przechyłowym też obliczano podobnie jak przyspieszenie pojazdu. Metodą numeryczną różniczkowano dwukrotnie względem czasu drogę (x) jaką przebywa punkt na wysokości 1 [m], którą otrzymujemy po uprzednim wyznaczeniu kąta przechyłu podłużnego pojazdu. Wysokość 1 m nad powierzchnią jezdni, wybrano ze względów poznawczych oraz na położenie na takiej wysokości najwrażliwszego na drgania odcinka szyjnego kręgosłupa osób przewożonych samochodem mimo, że przytoczone w przeglądzie literatury normy zalecają pomiar na wysokości szyny siedzenia. Wyznaczania kąta przechyłu podłużnego samochodu

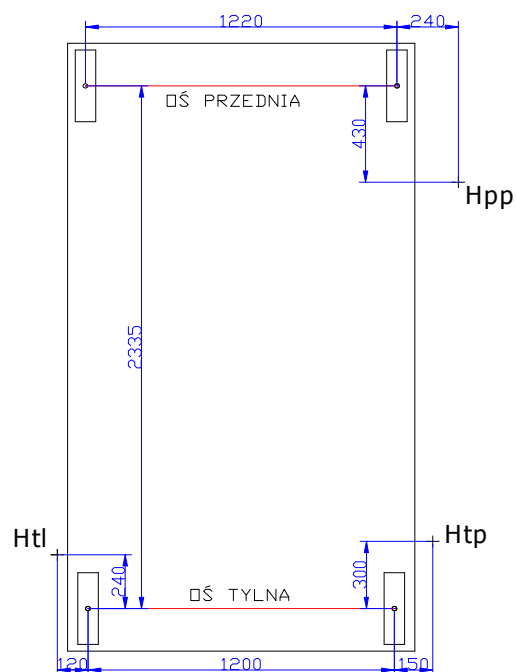
dokonano metodą pomiaru odległości wybranych punktów nadwozia od podłoża oraz metodą całkowania prędkości kątowej pochylenia mierzonej przy użyciu żyroskopu.

Dzięki zastosowaniu głowic Correvit „H” możliwa była ciągła rejestracja położenia nadwozia względem podłoża. Pomiar prowadzono bezstykowo, metodą triangulacyjną, system pomiarowy pracuje bowiem optogeometrycznie.



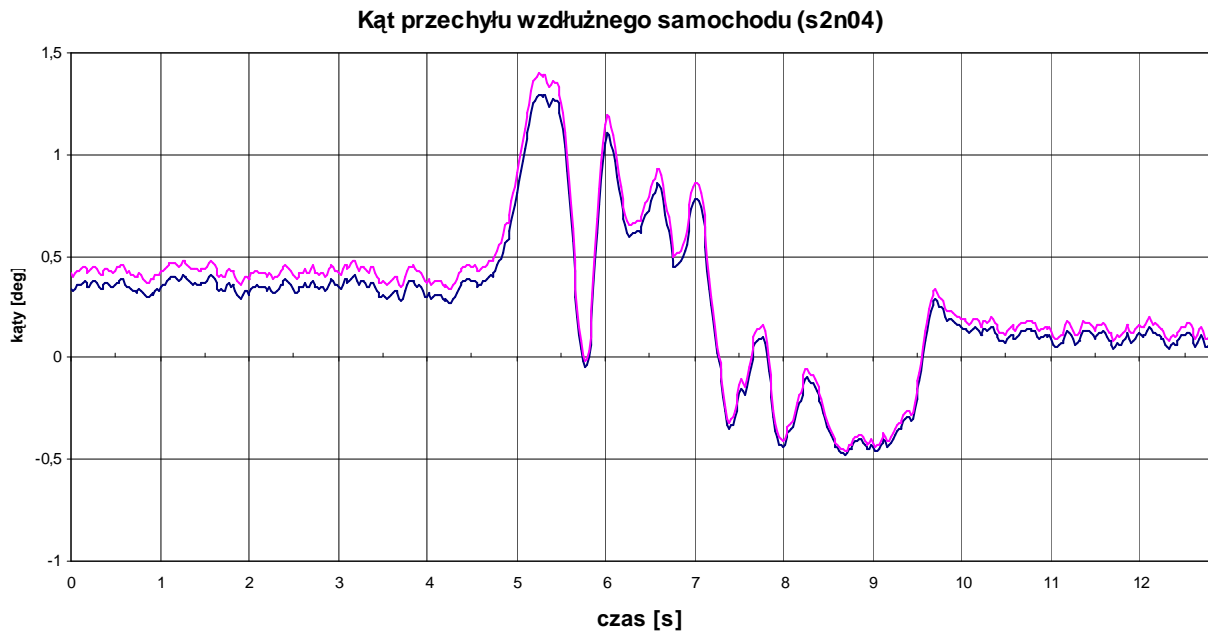
Rys.4.19. Ustawienie głowic Correvit Htl, Htp i Hpp – wyznaczanie kąta przechyłu
wzdłużnego

W badaniach wykorzystano trzy głowice rys. 4.19. umieszczone na nadwoziu zgodnie ze schematem jak na rys. 4.20.; za pomocą głowic mierzono wartości przemieszczeń pionowych określonych punktów nadwozia podczas ruszania samochodu.

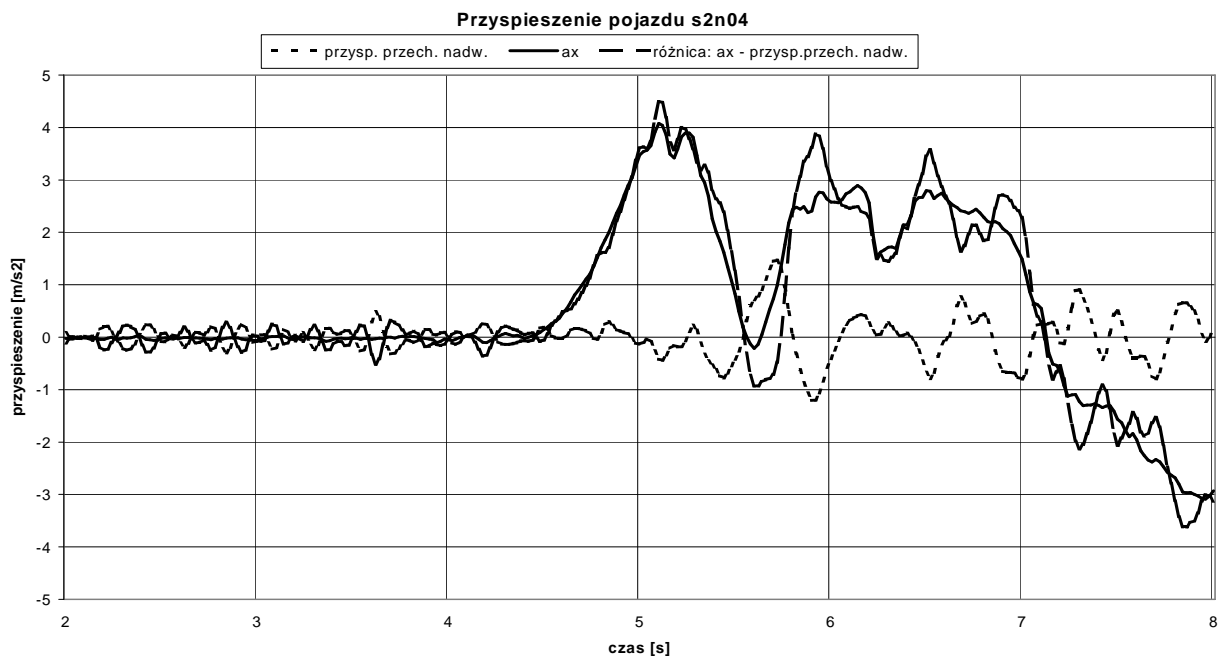


Rys.4.20. Rozmieszczenie głowic Correvit H do badania przechyłu nadwozia

Na poniższym rys.4.21. przedstawiono przebiegi w czasie kąta przechyłu wzdłużnego nadwozia przy ruszaniu z miejsca, wyznaczone na podstawie pomiarów dwiema metodami. Wyniki badań wyznaczanych kątów przechyłu wzdłużnego są powtarzalne.



Rys.4.21. Kąty przechyłu wzdłużnego nadwozia przy ruszaniu



Rys.4.22. Przyspieszenie wzdłużne pojazdu i przyspieszenie przechyłu podłużnego nadwozia

Rozpatrując wartości przyspieszenia samochodu w stosunku do przyspieszenia wynikającego z samego przechyłu podłużnego nadwozia należy zauważyć, że wartości tych przyspieszeń pojawiają się podczas badań w przeciwfazie (rys. 4.22), a więc odejmują się, co w efekcie daje zmniejszenie wartości przyspieszenia odczuwanego przez kierowcę. Przyspieszenie przechyłu podłużnego jest mniejsze o rząd wielkości.

To korzystne zjawisko wskazuje na możliwość uproszczenia modelu, tzn. pominięcie w badaniach wpływu przechyłu podłużnego nadwozia na dyskomfort niepełnosprawnego kierowcy związany z przechyłem podłużnym nadwozia podczas ruszania samochodu.

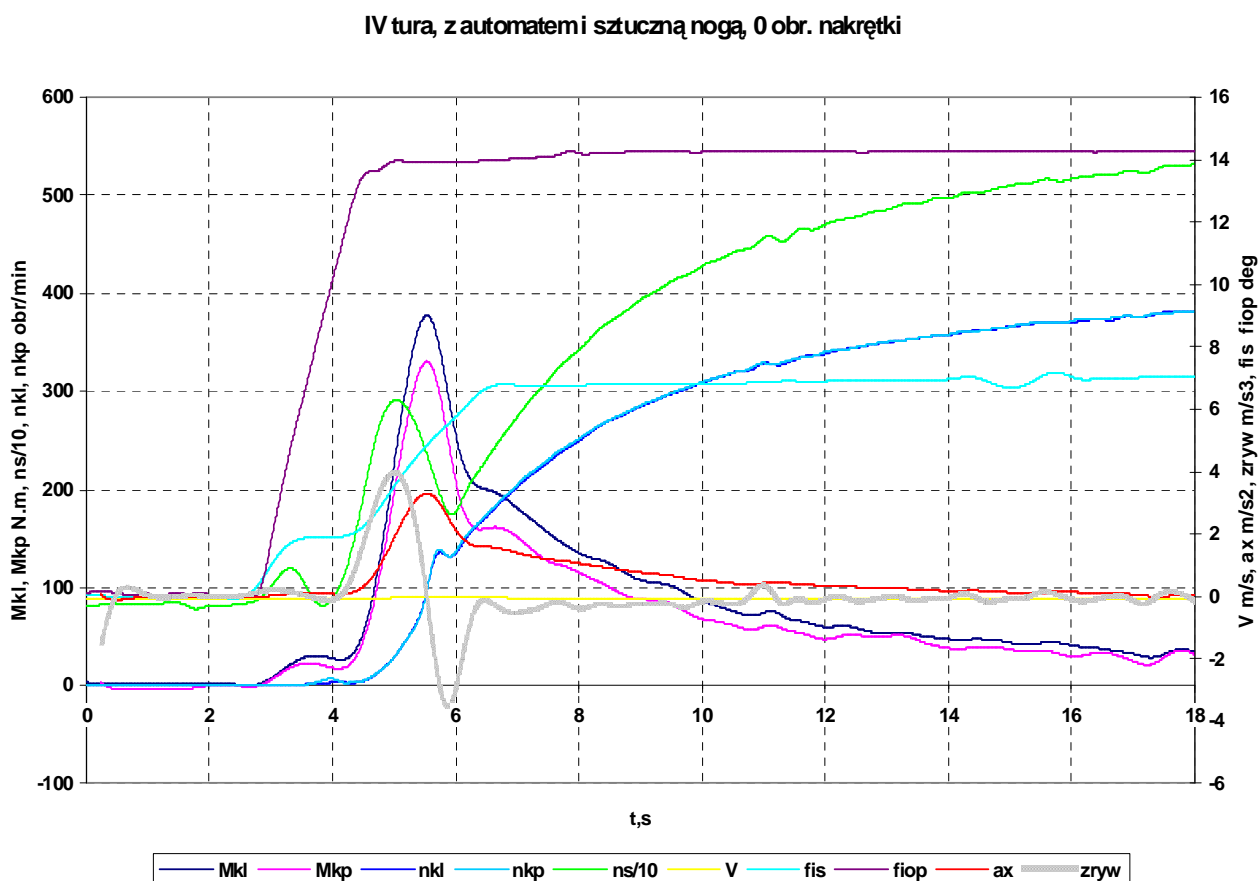
Dążąc do ograniczenia nieprzyjemnego zjawiska dla niepełnosprawnego użytkownika automatu sprzęgłowego, zmierzamy do zmniejszenia przyspieszeń działających na takiego kierowcę na wysokości odcinka szyjnego kręgosłupa.

Przeprowadzone badania wskazują, że przechył podłużny w procesie ruszania samochodem, ma niewielki wpływ na wartość wzdluznego przyspieszenia, ograniczając je o około 20%, a nie zwiększając. Można zatem wnioskować że przechył wzdluzny nadwozia - dla uproszczenia niniejszych rozważań – jest pomijalnie mały.

Dla potrzeb tej pracy, nie będą zatem uwzględniane zmiany przechyłu wzdluznego nadwozia podczas badań i w symulacji.

4.4.6 Wyniki prób i badań drogowych

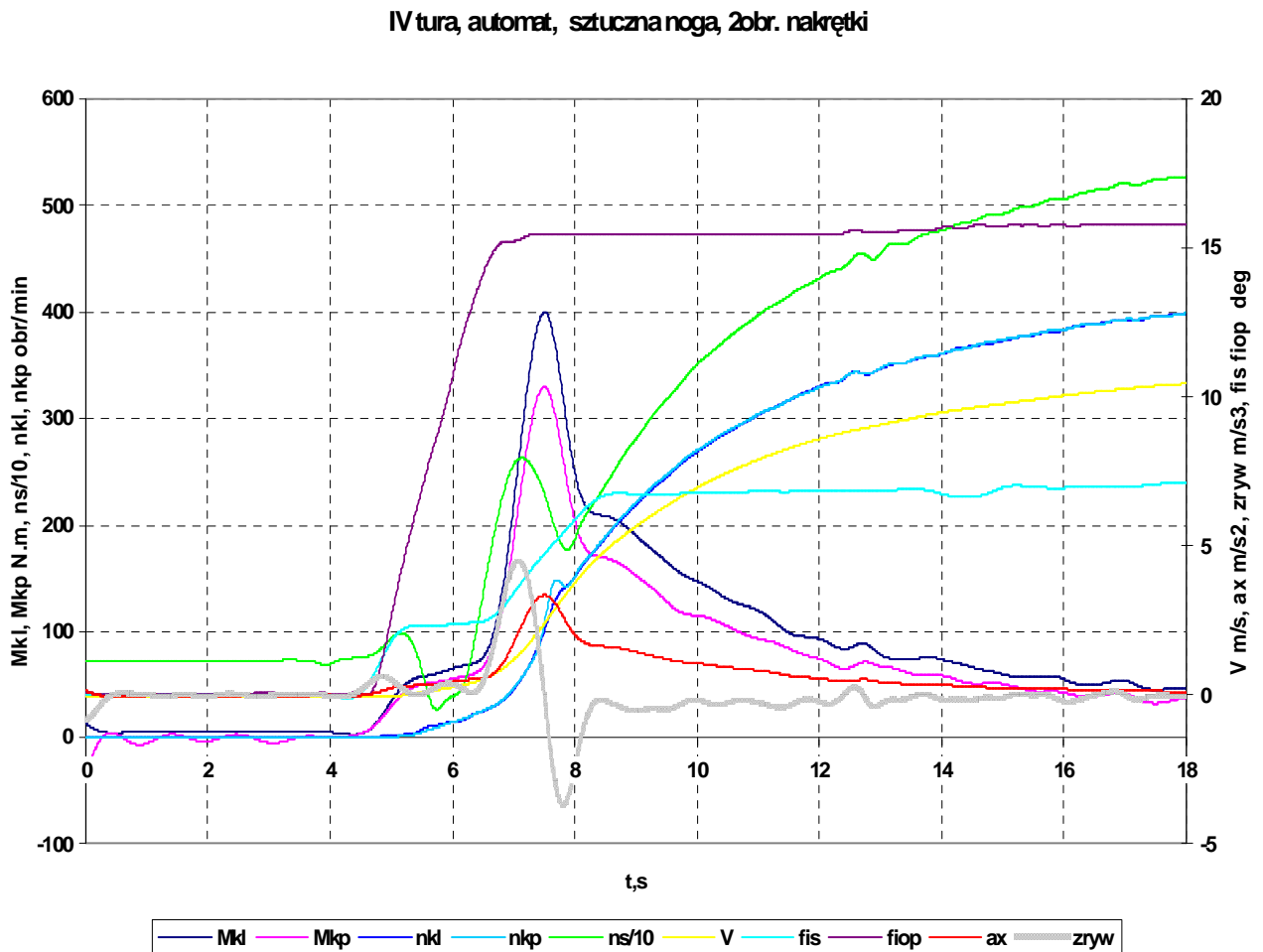
Wykonano i zarejestrowano przebiegi czasowe mierzonych wielkości w kolejnych 20. próbach ruszania z miejsca przygotowawczych i badawczych, co najmniej po trzy próby przy różnym ustawieniu nakrętki regulacyjnej. Na poniższych rysunkach przedstawiono wybrane próby.



Rys.4.23. Przebiegi czasowe momentów obrotowych na półosiach, prędkości obrotowych kół, prędkości i przyspieszenia oraz zrywu samochodu, a także kątów otwarcia przepustnicy oraz kątowych przemieszczeń dźwigni sprzęgła; ustawienie nakrętki 0

Na podstawie przeprowadzonej próby – rys. 4.23. można stwierdzić, że maksymalne wartości momentu napędowego przypadają na fazę pełnego załączania sprzęgła. Zaobserwować można znaczną amplitudę oscylacji prędkości obrotowej silnika (linia zielona). Nie występują różnice prędkości kątowych koła lewego i prawego (przebiegi pokrywają się). Na wykresie prędkości obrotowej kół zauważyć można niewielkie ekstremum obrotów. Wartość maksymalna przyspieszenia występuje w tym samym czasie,

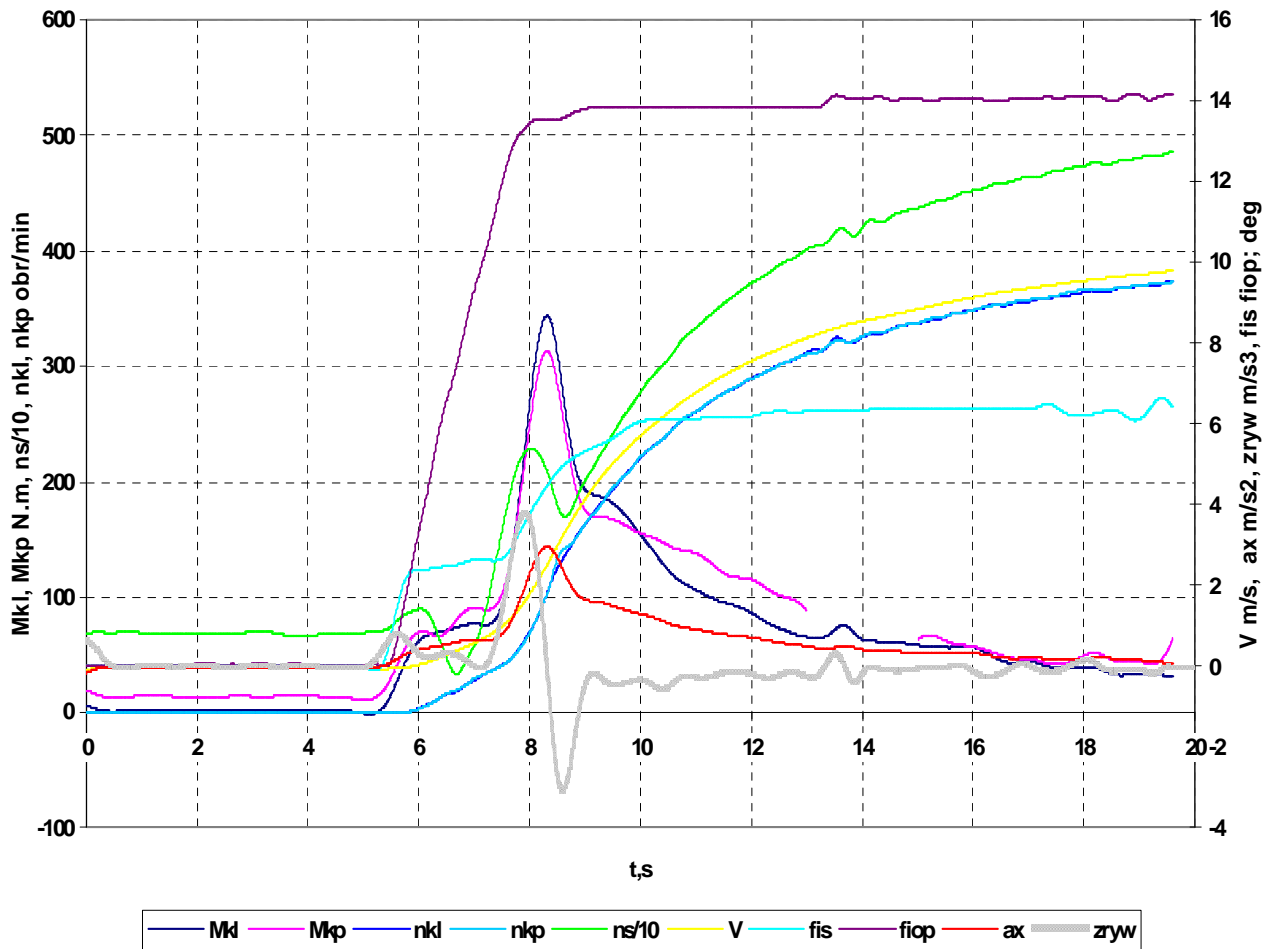
a jednocześnie występują maksymalne wartości momentów obrotowych. Temu punktowi na osi czasu odpowiada zmiana znaku zrywu, który przed i po tej charakterystycznej wartości czasu osiąga znaczne ekstremalne wartości; dodatnią i ujemną. Jest to zatem faza decydująca o przebiegu ruszania z miejsca.



Rys.4.24 Przebiegi czasowe momentów obrotowych na półosiach, prędkości obrotowych kół, prędkości i przyspieszenia oraz zrywu samochodu, a także kątów otwarcia przepustnicy oraz kątowych przemieszczeń dźwigni sprzęgła; ustawienie nakrętki 2 [obroty]

Przedstawione na rys. 4.24 przebiegi czasowe mierzonych wielkości przy ustawieniu nakrętki regulacyjnej na 2 obroty zawierają istotne zmiany przebiegów w porównaniu z odpowiednimi przebiegami przy poprzednim ustawieniu nakrętki. Nastąpiło wydłużenie czasu trwania drugiej fazy załączania sprzęgła, zmniejszyła się maksymalna wartość przyspieszenia. Pozostałe przebiegi mają charakter podobny jak w poprzedniej próbie.

IV turą, z autematem, ze szluczną nogą, 4 obr. nakrętki

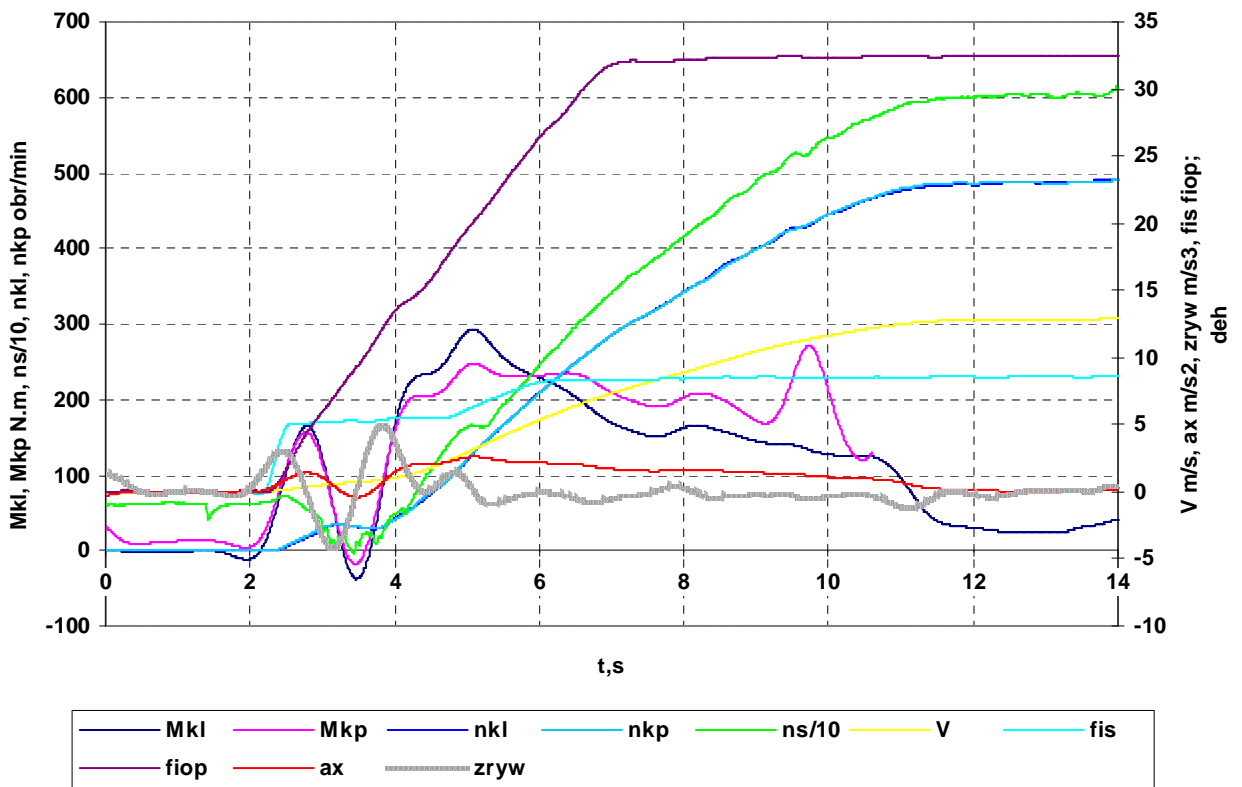


Rys. 4.25. Przebiegi czasowe momentów obrotowych na półosiach, prędkości obrotowych kół, prędkości i przyspieszenia oraz zrywu samochodu, a także kątów otwarcia przepustnicy oraz kątowych przemieszczeń dźwigni sprzęgła; ustawienie nakrętki 4 obroty

Przebiegi czasowe, przedstawione na rys.4.25., zarejestrowane przy pozycji nakrętki regulacyjnej „4 obroty,” wykazują dalsze wydłużenie czasu trwania drugiej fazy załączania sprzęgła, skrócenie fazy pierwszej i skrócenie fazy trzeciej.

Nastąpiło zmniejszenie wartości amplitud oscylacji momentów obrotowych na półosiach pojazdu. W konsekwencji nastąpiło również zmniejszenie amplitud przyspieszenia oraz uległ zmianie przebieg zrywu pojazdu.

IV tura, proba z automatem, ze sztuczną nogą, 8 obr nakrętki



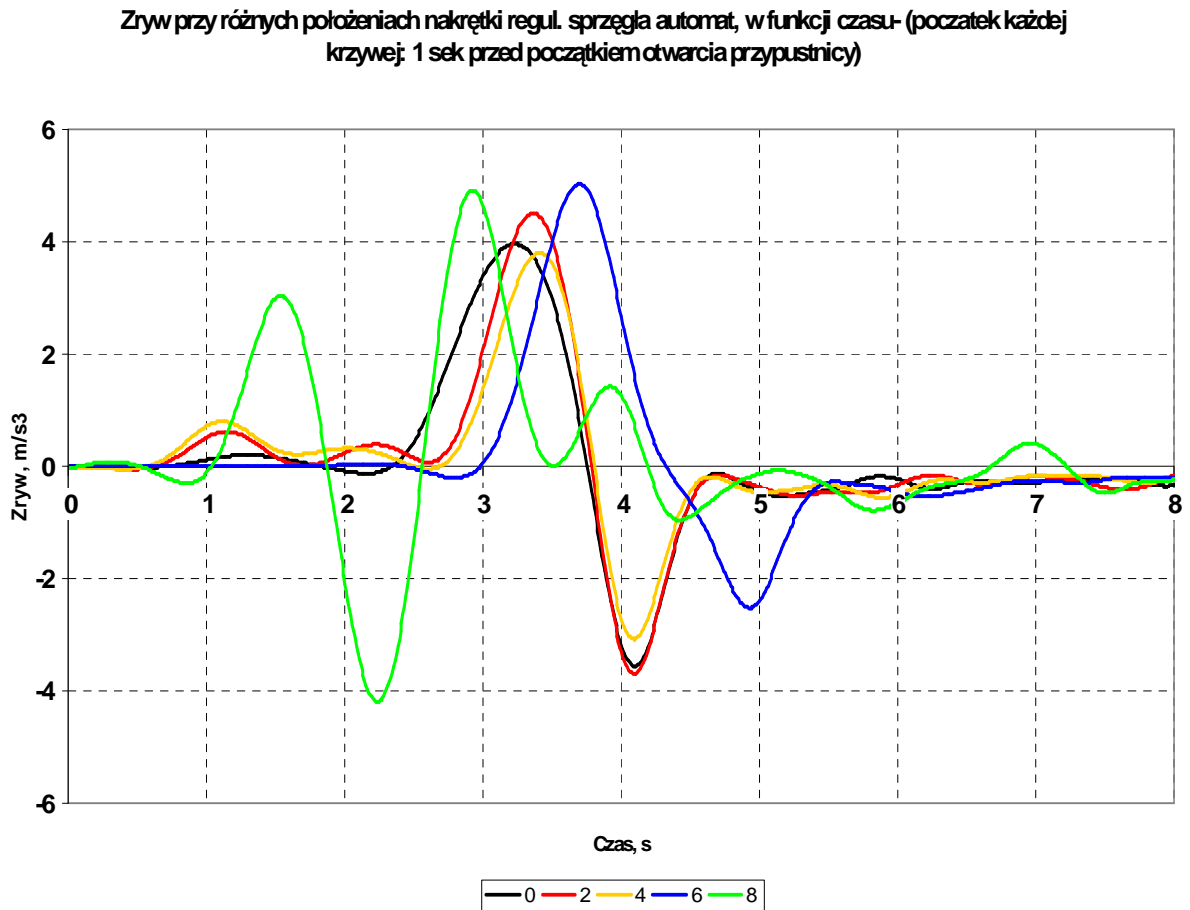
Rys.4.26 Przebiegi czasowe momentów obrotowych na półosiach, prędkości obrotowych kół, prędkości i przyspieszenia oraz zrywu samochodu, a także kątów otwarcia przepustnicy oraz kątowych przemieszczeń dźwigni sprzęgła; ustawienie nakrętki 8 obrotów

Wykresy pokazane na rys. 4.26 przy pozycji nakrętki „8 obrotów wkręcenia” charakteryzują się znacznym skróceniem czasu trwania fazy pierwszej, wydłużeniem drugiej i trzeciej.

Znaczej zmianie uległ charakter przebiegu momentów obrotowych na półosiach. W związku z wydłużeniem fazy drugiej załączania sprzęgła pojawiły się duże amplitudy momentów obrotowych powodujące również duże amplitudy przyspieszenia wzdłużnego pojazdu.

Należy zwrócić uwagę na całkowitą zmianę charakteru krzywych momentów obrotowych na półosiach w poszczególnych próbach w zależności od ustawienia nakrętki. Znaczące zmiany charakteru momentów obrotowych pojawiają się już na początku drugiej fazy załączania sprzęgła. Zgodne ze zmianami momentów obrotowych na półosiach jest również przyspieszenie wzdłużne pojazdu. Wartości maksymalne momentów obrotowych na

półosiach przy ustawieniu nakrętki „8”, są zdecydowanie mniejsze niż w poprzednich próbach. Jednak oscylacje momentu obrotowego na półosiach, przyspieszenia i zrywu zaczynają się w początkowej fazie ruszania z miejsca samochodem.

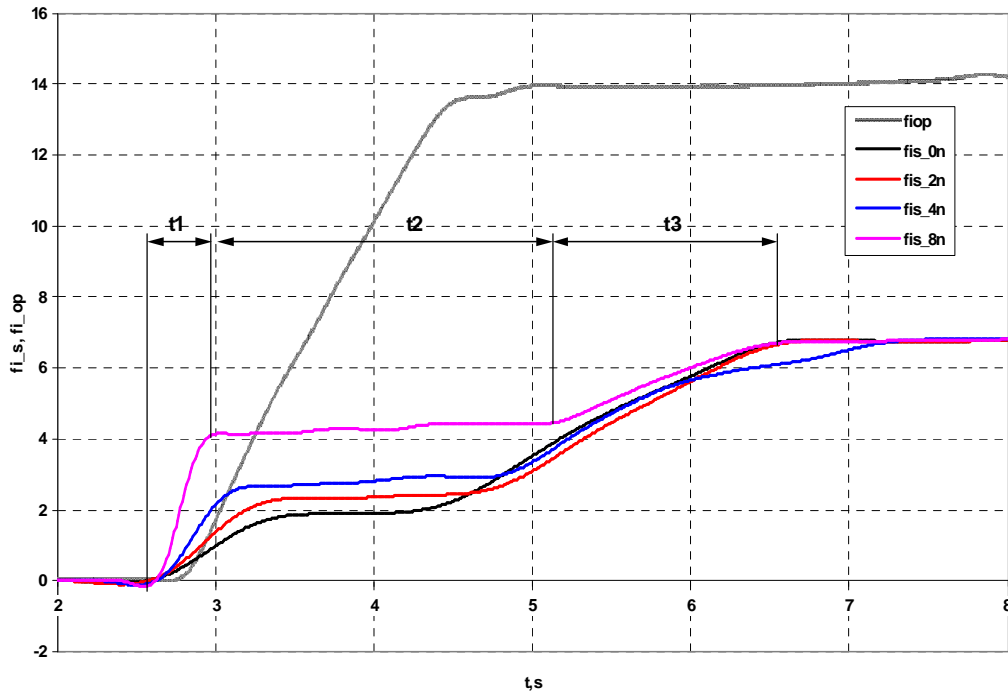


Rys. 4.27. Przebiegi czasowe zrywu przy różnych ustawieniach nakrętki regulacyjnej

Zryw samochodu występujący przy różnych ustawieniach nakrętki regulacyjnej, w zależności od czasu zestawiono porównawczo na wykresie rys.4.27. Dla ustawienia nakrętki w pozycji „4 obroty”, przebieg czasowy zrywu charakteryzuje się najniższą amplitudą, nie przekraczającą 4 [m/s³] wahań od wartości zerowej.

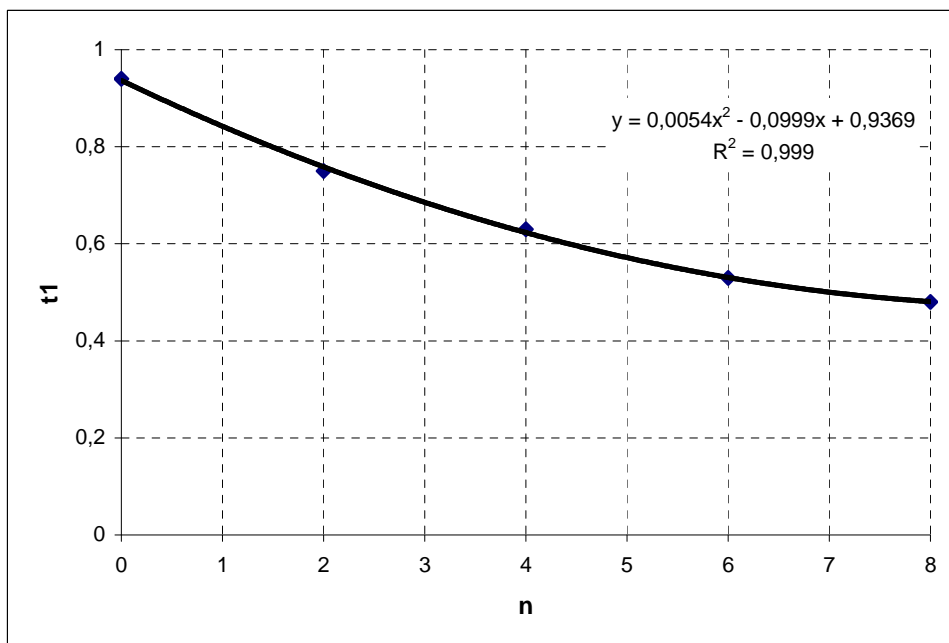
Wskazuje to na najkorzystniejszą, z badanych eksperymentalnie, pozycję nakrętki regulacyjnej.

Ponieważ uzyskane przebiegi czasowe mierzonych wielkości są w tych próbach zależne od zmian w czasie kąтового położenia dźwigni sprzęgła, dlatego opracowano przebiegi czasowe przemieszczeń kątowych dźwigni przy różnych nastawieniach nakrętki.



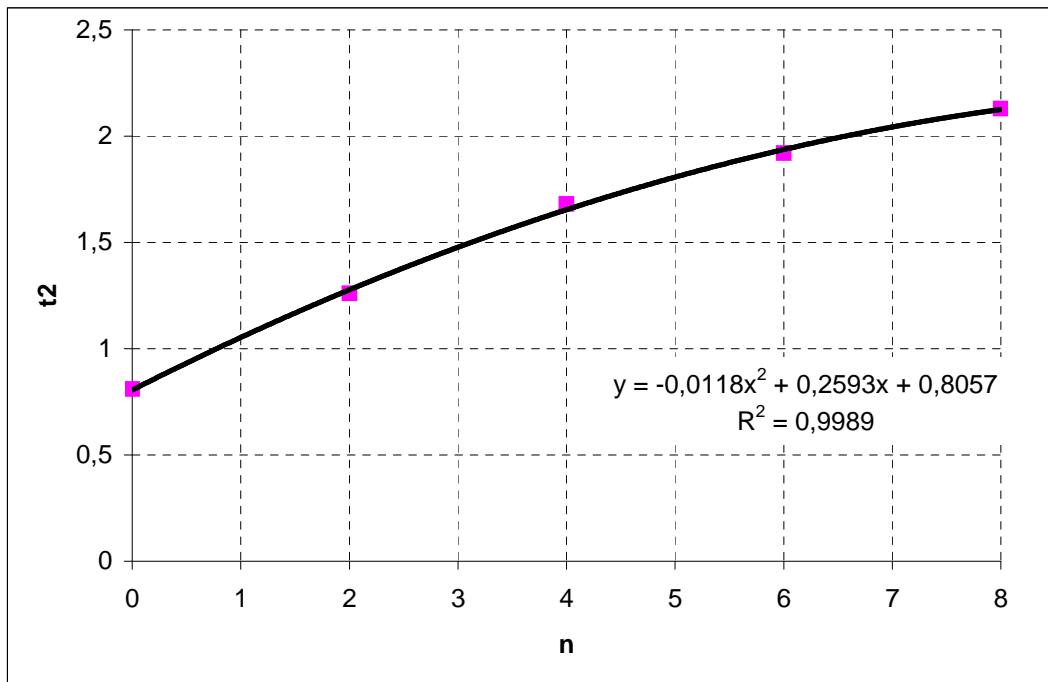
Rys. 4.28. Przebiegi czasowe przemieszczeń kątowych dźwigni sprzęgła oraz kąta otwarcia przepustnicy przy różnych nastawieniach nakrętki regulacyjnej (charakterystyka automatu)

Na rys.4.28. oznaczono charakterystyczne przedziały czasowe procesu włączania sprzęgła: t_1, t_2, t_3 . Widoczna jest znaczna zmiana długości trwania oznaczonych przedziałów czasu zależna od pozycji regulacyjnej nakrętki. Wpływ pozycji nakrętki regulacyjnej na te charakterystyczne przedziały czasowe można prześledzić sporządzając wykresy zależności dla poszczególnych wymienionych powyżej interwałów czasowych.



Rys. 4.29. Zależność długości przedziału czasu t_1 od pozycji nakrętki regulacyjnej

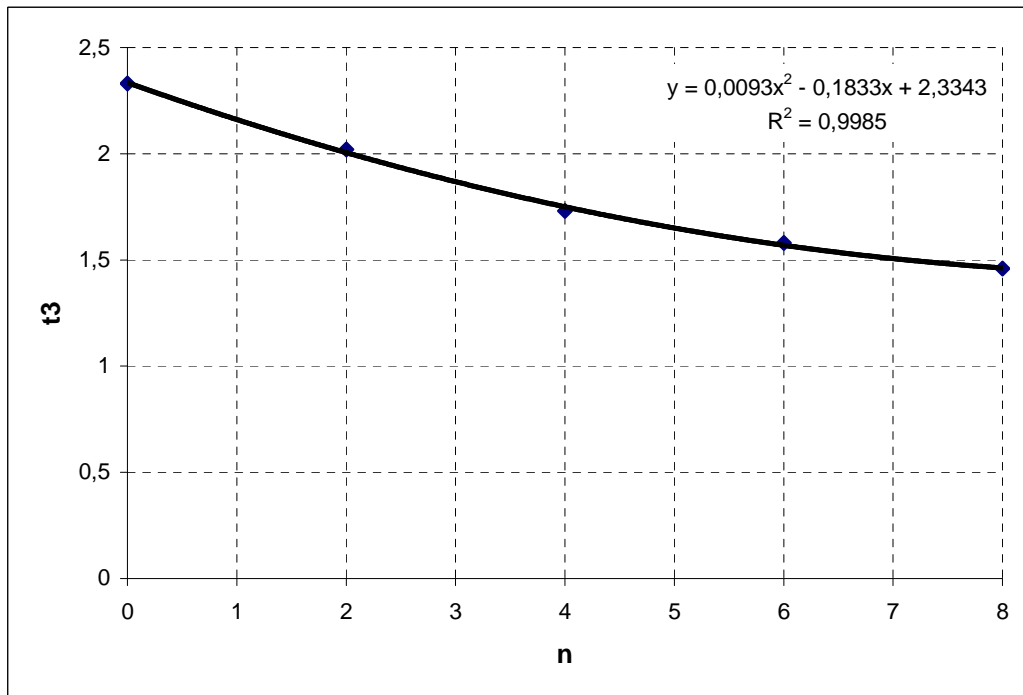
Na podstawie rys.4.29. można stwierdzić, że zwiększając liczbę obrotów pozycji nakrętki skracamy czas t_1 . Ponieważ w tym przedziale czasowym następuje kasowanie luzu, a wielkości charakteryzujące komfort ruszania nie mają tendencji do osiągania dużych wartości, skracanie tego przedziału czasu należy ocenić korzystnie, gdyż skraca się całkowity czas załączenia sprzęgła, nie pogarszając jednocześnie komfortu ruszania z miejsca samochodem, zużycia sprzęgła i nie obciążając nadmiernie silnika ani układu przeniesienia napędu.



Rys. 4.30. Zależność czasu t_2 od pozycji nakrętki regulacyjnej

Przedstawiony na rys. 4.30. wykres zależności długości przedziału czasu t_2 od pozycji nakrętki wskazuje na przyrost tego przedziału czasowego wraz z wkręcaniem nakrętki.

Zbyt długi czas trwania tej fazy nie jest korzystny, gdyż przyspieszenie i zryw osiągają podczas niej znaczną amplitudę, co naraża osoby w samochodzie na wydłużenie czasu ekspozycji na te obniżające komfort, niekorzystne zjawiska. Wartości momentów obciążających układ napędowy nie osiągają, co prawda, w tym przedziale czasu maksymalnych wartości, ale ich amplituda rośnie, a znacznie spadają obroty silnika, co może powodować opóźnienie otwarcia elektrozaworu sterowanego sygnałem obrotów silnika, którego otwarcie inicjuje trzecią fazę załączania sprzęgła - fazę pełnego włączenia. Wydłużenie trwania tej fazy przedłuża całkowity czas ruszania samochodem z miejsca.

Rys.4.31. Zależność czasu t_3 od pozycji nakrętki regulacyjnej

W przedziale czasowym t_3 odbywa się najistotniejsza część procesu włączania sprzęgła. Jak widać z poprzednich wykresów, w tej fazie rośnie znacznie obciążenie układu napędowego, gdyż moment napędowy mierzony na pólasiach osiąga wtedy dużą amplitudę. Z punktu widzenia analizy obciążeń układu napędowego czas taki powinien być jak najkrótszy, ale analizując przyspieszenie i zryw, w skróconym czasie osiągają one wyższe wartości amplitudy, a krótsze czasy fazy t_3 odpowiadają na powyższym wykresie – rys. 4.31., pozycjom nakrętki głębiej wkręconej.

Ponadto w wykonanych próbach trakcyjnych pojawiło się subiektywne odczucie kierowcy, że pozycja nakrętki powyżej 8 obrotów wkręcenia doprowadza już nierzadko do zdławienia silnika przy ruszaniu, pozycje z mniejszą liczbą obrotów obciążają mniej układ przeniesienia napędu, a przy nakrętce w pozycji 0 samochód rusza z miejsca z małą dynamiką pomimo dużych przyrostów prędkości obrotowej silnika (poślizg sprzęgła).

Reasumując; czasy faz załączania sprzęgła, najkorzystniejsze z punktu widzenia celu przeprowadzonej analizy osiąga się w pozycjach regulacyjnych nakrętki między czterema a sześcioma obrotami jej wkręcenia.

4.4.7 Ocena wyników badań

W celu oceny wyników badań przeprowadzono analizę wrażliwości parametrycznej polegającą na porównaniu wpływu zmian różnych parametrów wejściowych na wybraną charakterystykę.

Rozpatrując wektor parametrów $p=(p_1,p_2,\dots,p_3)$ i charakterystykę czasową badanego obiektu $H(p,t)$, można funkcję wrażliwości zapisać w postaci:

$$W_{r_i}(t) = \partial H(p,t) / \partial p_i |_{p_i(0)},$$

gdzie oznaczenie $p_{i(0)}$ oznacza, że wartości pochodnej cząstkowej są wyznaczone przy nominalnej wartości parametru p_i , ($0 < i < r$). Nominalny wektor parametrów $p_{(0)} = (p_{1(0)}, p_{2(0)}, \dots, p_{r(0)})$. Funkcja $H(p_{(0)}, t)$ jest dowolną charakterystyką, opisującą właściwości dynamiczne obiektu badanego, odpowiadającą nominalnemu wektorowi parametrów $p_{(0)}$ [76].

Jeżeli charakterystyka $H(\cdot)$ nie jest funkcją czasu, to funkcja wrażliwości staje się współczynnikiem wrażliwości W_{r_i} .

W przypadku zadania rozważanego w tej pracy jako parametry *nominalnego wektora parametrów* przyjęto: szerokość szczeliny zaworu upustowego s_{sz} i pozycję nakrętki regulacyjnej n . Jako charakterystykę wyjściową przyjęto zryw pojazdu.

Ponieważ elementy wektora $p = (s_{sz}, n)$ są parametrami o różnych jednostkach fizycznych, do porównania wpływu tych parametrów na amplitudę zrywu używa się w takich przypadkach odpowiednich współczynników wrażliwości względnej. Jak wynika z prowadzonych analiz [76], współczynniki te w podobny sposób obrazują wpływ parametrów na charakterystykę wyjściową. Wybrano do analizy tylko współczynniki wrażliwości W_{r_i} .

Współczynniki wrażliwości wartości amplitudy zrywu na zmiany parametrów wejściowych obliczono względem każdego z parametrów:

$$W_r(\text{ampl. } \ddot{x}, p_i) = \delta \text{ampl. } \ddot{x} / \delta p_i,$$

gdzie δp_i – to odpowiednio: δp_1 – przyrost szerokości szczeliny [%],

δp_2 – przyrost liczby obrotów pozycji nakrętki [%],

$\delta \text{ampl. } \ddot{x}$ – przyrosty amplitudy zrywu [%], odpowiadające przyrostom odpowiednich parametrów

Obliczone współczynniki wrażliwości $W_r(\text{ampl. } \ddot{x}, p_i)$ zestawiono w tab. 4.1.

Tabela.4.1.

$W_r(\text{ampl. } \ddot{x}, s_{sz})$	0,09
$W_r(\text{ampl. } \ddot{x}, n)$	0,76

Gdzie:

- $W_r(\text{ampl. } \ddot{x}, s_{sz})$ - współczynnik wrażliwości wartości amplitudy zrywu na zmianę szerokości szczeliny,

- $W_r(\text{ampl. } \ddot{x}, n)$ - współczynnik wrażliwości wartości amplitudy zrywu na pozycję nakrętki regulacyjnej,

Pozwala to stwierdzić, że z rozpatrywanych parametrów największy wpływ na zmianę amplitudy zrywu ma pozycja regulacyjna nakrętki, natomiast wpływ szerokości szczeliny jest stosunkowo mały.

4.4.8. Ocena błędu

Spośród źródeł błędu, jakimi są obarczone przedstawione wyniki badań, zostały uwzględnione błędy przyrządów oraz błędy przypadkowe pomiarów. Założono, że pozostałe błędy (np. błąd metody, niestabilności warunków próby, przetwarzania sygnału, wzorcowania przyrządów, kwantowania) są pomijalnie małe, co jest uzasadnione przy odpowiednim doborze przyrządów oraz staranności wykonywania pomiarów. Zastosowano przyrządy o małych wartościach błędu, poniżej 1% wartości mierzonej.

Błędu przypadkowego nie można jednak wyeliminować. Można natomiast, za pomocą rachunku błędów, ustalić z określonym prawdopodobieństwem, granice w których będzie się on mieścił.

Wyniki pomiarów obarczone błędem przypadkowym potraktowano jako zmienne losowe, o normalnym rozkładzie prawdopodobieństwa, które charakteryzują wartość średnia i odchylenie standardowe.

4.4.8.1 Błędy zastosowanych przyrządów

Tablica 4.2

Nazwa mierzonej wielkości	Symbol mierzonej wielkości, jednostka	Nazwa przyrządu pomiarowego	Dokładność pomiaru
Prędkość podłużna samochodu	V_L , m/s	Głowica bezstykowa systemu <i>Correxit</i>	0,1 m/s
Przyspieszenie podłużne samochodu	a_x , m/s ²	Przetwornik przyspieszenia <i>B12/200</i>	0,1 m/s ²
Prędkości obrotowe kół przednich	n_{kl} , n_{kp} , obr/min	Przetworniki impulsowe <i>Introll 1000</i>	1/60 obr/min
Momenty obrotowe półosi napędowych	M_{kl} , M_{kp} , N.m	Układy tensometrów oporowych + telemetryczny system przesyłania sygnałów	0,1 N.m
Kąt obrotu dźwigni wyłączającej sprzęgło	φ_s , 1°	Przetwornik rezystancyjny + przekładnia linkowa 1:1	0,5 °
Kąt otwarcia przepustnicy	φ_s , 1°	Przetwornik rezystancyjny sprzężony bezpośrednio z osią przepustnicy	0,25 °

4.4.8.2. Ocena błędu badań drogowych

Podczas badań drogowych mierzono i rejestrowano wielkości wyszczególnione w tablicy 4.1.

Sygnaly rejestrowano w systemie cyfrowym, za pomocą zestawu do pomiaru, przetwarzania i akwizycji danych AD12. Częstość próbkowania w czasie pomiarów $\nu_p = 100\text{Hz}$.

Ocenę błędu pomiarów momentów obrotowych, kąta obrotu dźwigni sprzęgła, przyspieszenia podłużnego przeprowadzono w następujący sposób:

- Połączono zbiory danych uzyskane z trzech najbardziej udanych prób. Jako punkt startowy każdej próby przyjęto czas 1 s, przed chwilą początku otwarcia przepustnicy,

- Otrzymany zbiór uporządkowano wg upływu czasu. W ten sposób, w każdym przedziale czasu, odpowiadającym okresowi próbkowania $T_p = 1/v_p = 0,01$ s uzyskano trzy próbki mierzonej wielkości,
- Podzielono zbiór na klasy 0,2 s. W ten sposób, w każdej klasie znalazło się 60 próbek,
- Dla każdej mierzonej wielkości obliczono wartości średnie i odchylenia standardowe w każdej klasie.

Zgodnie z powyższym, uzyskano serie wyników o dużej liczności (>30). Dla takich serii można z odpowiednim przybliżeniem przyjąć, że wartość średnia i odchylenie standardowe są dostatecznie bliskie wartości średniej i odchyleniu standardowemu całej badanej populacji. W takim przypadku liczba t (będąca funkcją prawdopodobieństwa tego, że błąd pomiaru nie przekroczy błędu granicznego) jest identyczna z tzw. standaryzowaną zmienną u rozkładu Gaussa i dla żądanego poziomu ufności liczbę u można znaleźć w tablicach zależności $u=f(P)$.

Przyjęto poziom ufności $P = 95\%$, tzn. $t = u = 2$

Na kolejnych rysunkach pokazano przebiegi mierzonych wielkości wraz z odchyleniami standardowymi dla wartości średniej momentów obrotowych na półosiach napędowych, kąta obrotu dźwigni sprzęgła oraz przyspieszenia podłużnego pojazdu.

Oznaczenia:

M_{kl} – moment obrotowy na półosi lewej,

M_{kp} – moment obrotowy na półosi prawej,

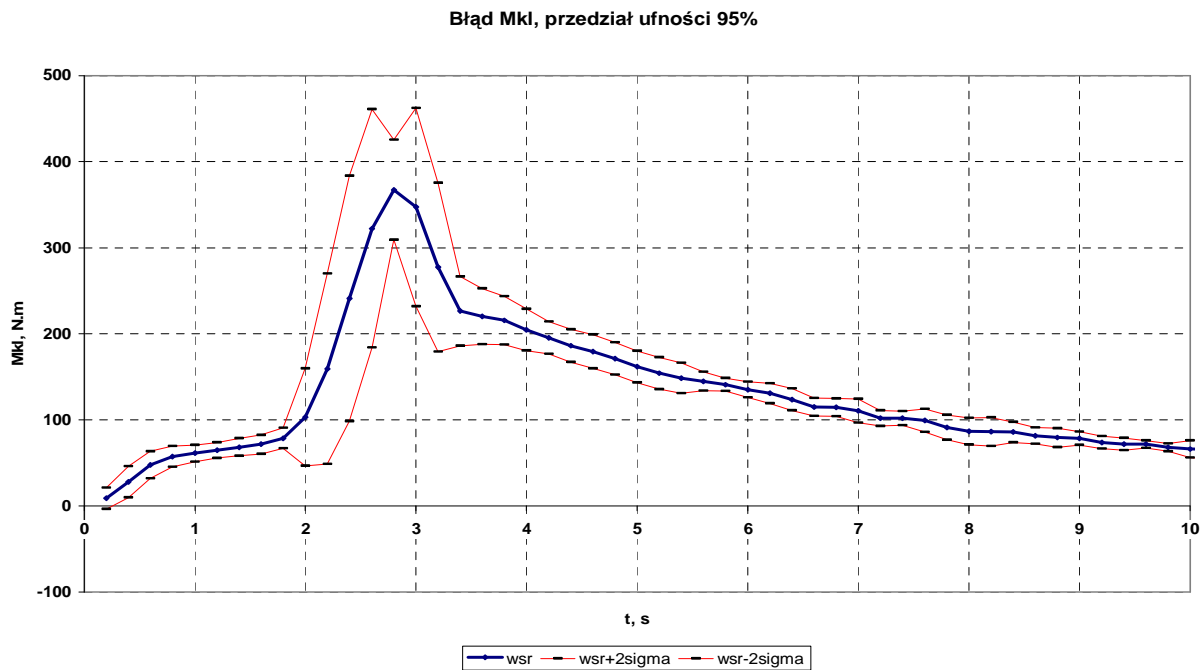
φ_S – kąt obrotu dźwigni wyłączającej sprzęgło,

a_x – przyspieszenie podłużne samochodu

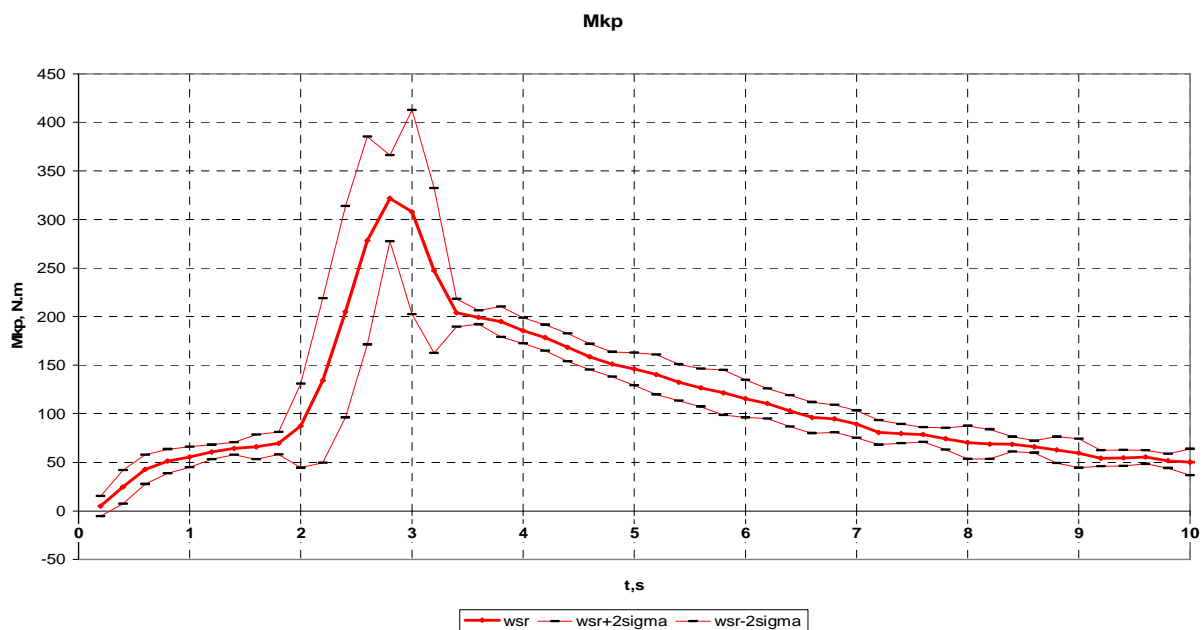
w_{sr} - wartość średnia

σ – odchylenie standardowe

Z analizy przebiegu momentu napędowego na półosi lewej, przedstawionego na rys.4.32. można wywnioskować, że wartość odchylenia standardowego jest niewielka, przykładowo dla maksymalnej wartości momentu obrotowego wartość odchylenia standardowego nie przekracza 6% wartości maksymalnej przenieszonego momentu. Należy zatem uznać, że dokładność i powtarzalność realizowanych prób była zadawalająca.

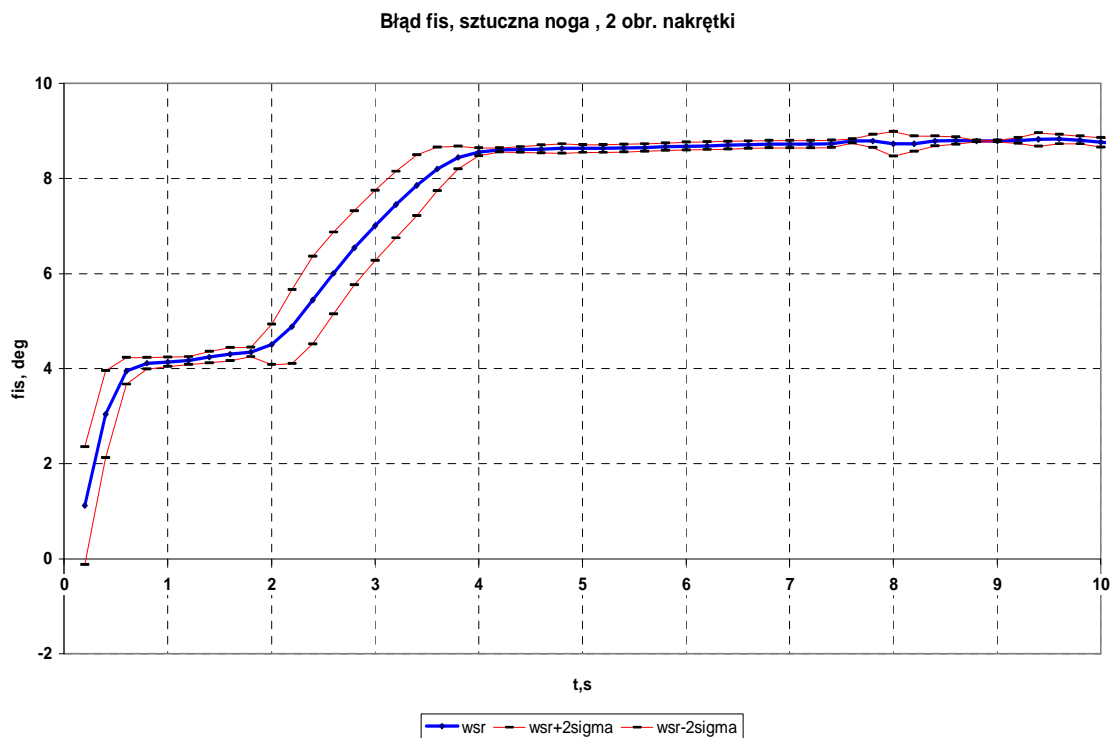


Rys.4.32. Moment obrotowy na półosi lewej zmierzony podczas ruszania z miejsca wraz z odchyleniem standardowym (2σ)



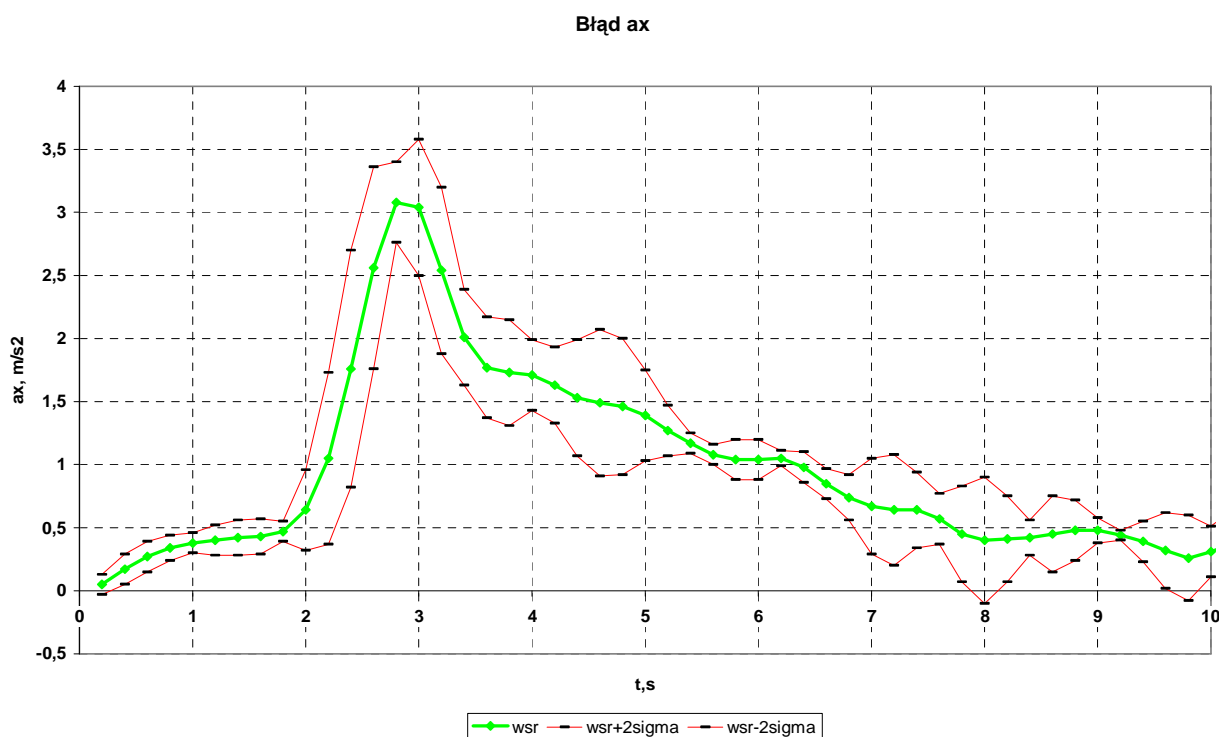
Rys.4.33. Moment mierzony na półosi prawej podczas ruszania z miejsca wraz z odchyleniem standardowym (2σ)

Podobnie na rysunku 4.33. przedstawiającym przebieg momentu na półosi prawej; odchylenie standardowe dla maksimum momentu obrotowego nie przekracza 7% wartości średniej.



Rys.4.34. Przebieg zmiany położenia kąowego dźwigni sprzęgła wraz z odchyleniem standardowym (2σ)

Wynik pomiaru położenia dźwigni sprzęgła wykazuje odchylenie standardowe co najwyżej kilka procent wartości średniej, to także jest dobrym wynikiem w badaniach eksperymentalnych.



Rys.4.35. Przebieg przyspieszenia przy ruszaniu z miejsca wraz z odchyleniem standardowym (2σ)

Rysunek 4.35 przedstawiający wynik pomiaru przebiegu przyspieszenia wzdłużnego w czasie wraz z odchyleniem standardowym, także świadczy o zadawalającej powtarzalności tych pomiarów. Tutaj można zauważyć także jedynie kilkuprocentowe odchylenie standardowe.

Reasumując; we wszystkich wykonanych próbach wartości odchyleń standardowych były podobne.

Ze wszystkimi otrzymanymi z badań wartościami badanych wielkości postąpiono analogicznie jak z przedstawionymi powyżej wielkościami.

Można wnioskować, że z punktu widzenia oceny błędu, badania wykonano poprawnie biorąc pod uwagę postawiony cel pracy.

5. Modelowanie układu napędowego samochodu osobowego wyposażonego w automat sprzęgłowy

W tym rozdziale zaproponowano model matematyczny układu napędowego składającego się z silnika, sprzęgła, skrzyni biegów z przekładnią główną i mechanizmem różnicowym oraz kół napędowych. Uwzględniono model sprzęgła ciernego. Model układu napędowego zostanie wykorzystany do analizy odpowiedzi układu na różne sposoby sterowania pracą sprzęgła przez automat sprzęgłowy.

5.1 Założenia do modelu;

Przygotowując model poczyniono następujące założenia:

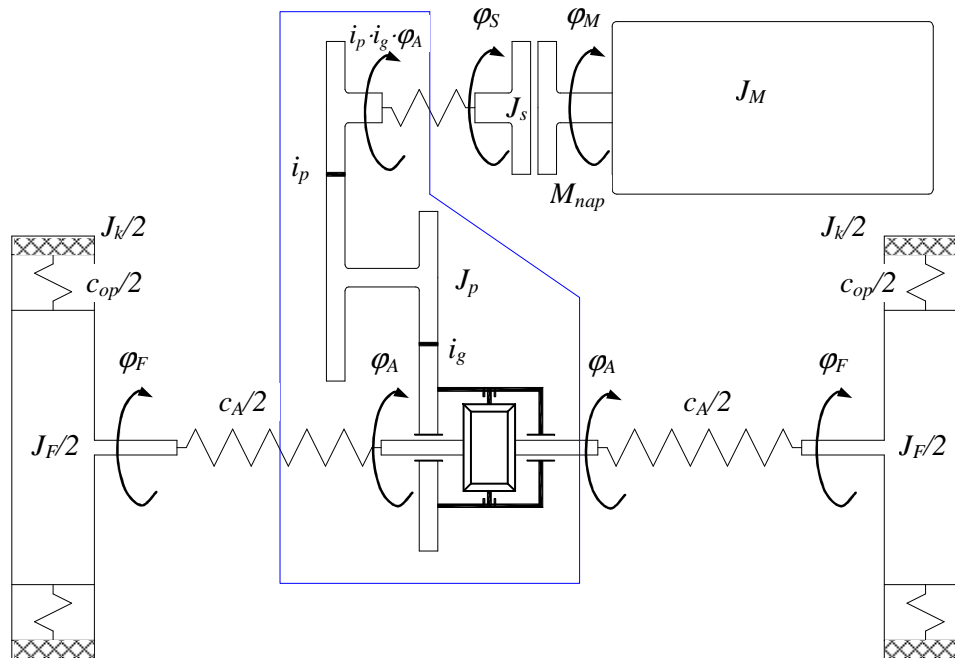
1. Przyjęto dyskretny rozkład pięciu mas ruchomych w postaci odpowiednio zredukowanych momentów bezwładności.
2. Przyjęto, że połączenia sprężysto-tłumiące w układzie przeniesienia napędu są bezmasowe.
3. Charakterystyki sprężystości elementów łączących przyjęto jako liniowe.
4. Przyjęto dynamiczny współczynnik tarcia w sprzęgle.
5. Przyjęto uproszczony model współpracy koła ogumionego z jezdnią.
6. Przyjęto quasistatyczną charakterystykę silnika wyznaczoną doświadczalnie.
7. Pominięto tłumienie w kołach zębatych.
8. Uwzględniono siły zewnętrzne działające na samochód w ruchu:
 - siły wzdłużne na kołach,
 - siły normalne na osiach kół,
 - siłę oddziaływania aerodynamicznego.
9. W modelu nie uwzględniono występujących w układzie napędowym drgań wysokiej częstotliwości i hałasu.
10. Nie uwzględniono zmian kąta przechyłu podłużnego nadwozia.
11. Przyjęto przebieg ruszania przy dobrej przyczepności opon do jezdni.

5.2 Model fizyczny układu napędowego

Schemat fizycznego modelu układu napędowego przedstawiono na rys.5.1.

Zgodnie z przyjętymi założeniami model składa się z 5. mas. Należy zwrócić uwagę, że w procesie ruszania z miejsca problem zamodelowania współpracy koła ogumionego z jezdnią jest trudny. Drgania pojawiające się w układzie napędowym skutkują między

innymi przemieszczaniem się obrotów koła względem podłoża, możliwym dzięki podatności obwodowej opony. Stąd też rozdzielono koło ogumione na 2 masy połączone elementem sprężystym.



Rys.5.1. Schemat fizycznego modelu układu napędowego

5.3 Model matematyczny układu

Przy modelowaniu układu napędowego podstawowym problemem są dwa stany układu. Pierwszy kiedy sprzęgło pracuje w poślizgu i drugi, kiedy liczba stopni swobody zmniejsza się o jeden w wyniku całkowitego sprzęgnięcia. W czasie pracy układu napędowego amplitudy oscylacji momentu napędowego mogą spowodować wystąpienie poślizgu nawet po całkowitym sprzęgnięciu.

W celu uniknięcia problemu numerycznego rozwiązania układu równań opisującego proces ruszania z miejsca, a wynikającego ze zmiany liczby stopni swobody układu po załączeniu sprzęgła, zastosowano układ o niezmięnionej liczbie równań, w którym dokonywano zmian zarówno lewej, jak i prawej strony równań. Dwa równania po załączeniu sprzęgła stają się identyczne.

Model układu napędowego w przypadku, gdy sprzęgło pracuje w poślizgu opisują następujące równania ruchu:

$$\begin{aligned}
 J_M \ddot{\varphi}_M &= M_{nap} - M_K \\
 J_S \ddot{\varphi}_S &= M_K - M_S \\
 J_p \ddot{\varphi}_A &= i_p i_g M_S - M_A \\
 J_F \ddot{\varphi}_F &= M_A - M_F \\
 J_K \ddot{\varphi}_K &= M_F - M_{op}
 \end{aligned}
 \tag{5.1}$$

gdzie:

J_M – masowy moment bezwładności silnika,

J_S – masowy moment bezwładności tarczy sprzęgła,

J_p – masowy moment bezwładności skrzyni biegów i przekładni głównej,

J_F – masowy moment bezwładności obręczy koła,

J_K – masowy moment bezwładności opony,

φ_M – kąt obrotu wału silnika,

φ_S – kąt obrotu tarczy sprzęgła,

φ_A – kąt obrotu półosi,

φ_F – kąt obrotu tarczy koła jezdniego,

φ_K – kąt obrotu bieżnika opony,

i_p – przełożenie skrzyni biegów,

i_g – przełożenie przekładni głównej,

M_A – moment obrotowy półosi

M_{nap} – moment napędowy silnika,

M_K – moment sprzęgła,

M_{op} – moment oporów ruchu,

F_{x1} – siła wzdłużna działająca na koła napędzane,

F_{z1} – siła normalna osi napędzanej,

R_d – promień dynamiczny opony.

$$\begin{aligned}
 M_S &= c_S (\varphi_S - i_p i_g \varphi_A) \\
 M_A &= c_A (\varphi_A - \varphi_F) \\
 M_F &= c_{op} (\varphi_F - \varphi_K) \\
 M_{op} &= F_{x1} R_d + M_t \\
 M_{t1} &= R_{d1} \cdot F_{z1} \cdot f_t
 \end{aligned}
 \tag{5.2}$$

gdzie:

c_S – współczynnik sztywności skrętnej wałka sprzęgłowego wraz z tłumikiem drgań skrętnych

c_A – współczynnik sztywności skrętnej półosi

c_{op} – współczynnik sztywności obwodowej opony

Gdy sprzęgło pracuje bez poślizgu, liczba stopni swobody układu zmniejsza się o 1, model układu napędowego opisany jest, w takim przypadku, przez układ 4 równań:

$$\begin{aligned} (J_M + J_S) \ddot{\phi}_M &= M_{nap} - M_S \\ J_p \ddot{\phi}_A &= i_p i_g M_S - M_A \\ J_F \ddot{\phi}_F &= M_A - M_F \\ J_K \ddot{\phi}_K &= M_F - M_{op} \end{aligned} \quad (5.3)$$

Równania opisujące układ napędowy uzupełniono o równanie ruchu samochodu w kierunku wzdłużnym. Układ sił działających na samochód przedstawiono na rys. 5.2.

$$m_N \cdot \ddot{x} = F_{x1} + F_{x2} - F_{AR} \quad (5.4)$$

gdzie:

m_N – masa pojazdu,

F_{AR} – siła oddziaływania aerodynamicznego,

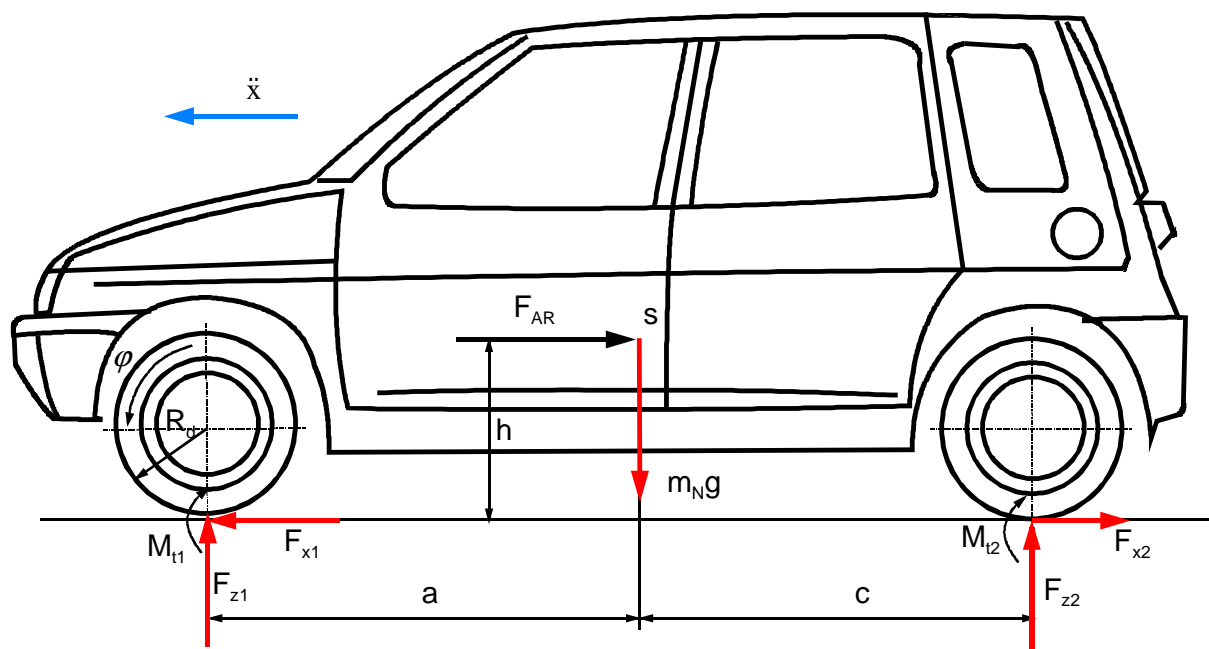
F_{x2} – siła wzdłużna na kołach tylnych.

$$F_{AR} = c_x \cdot A_F \cdot \frac{\rho_p \cdot \dot{x}^2}{2} \quad (5.5)$$

c_x – współczynnik oporu czołowego,

A_F – pole powierzchni czołowej,

ρ_p – gęstość powietrza.



Rys. 5.2. Siły działające na samochód, z napędem na koła osi przedniej, podczas ruchu prostoliniowego

Do wyznaczenia siły wzdłużnej działającej na koła napędzane wykorzystano liniowy model opony. Zależność współczynnika przyczepności w funkcji poślizgu [45] dla tego modelu przedstawiono na rys.5.4. Siłę wzdłużną F_{x1} i F_{x2} można wyznaczyć z zależności:

$$\begin{aligned} F_{x1} &= \mu(s_1) F_{z1} \\ F_{x2} &= F_{z2} \cdot f_t \end{aligned} \quad (5.6)$$

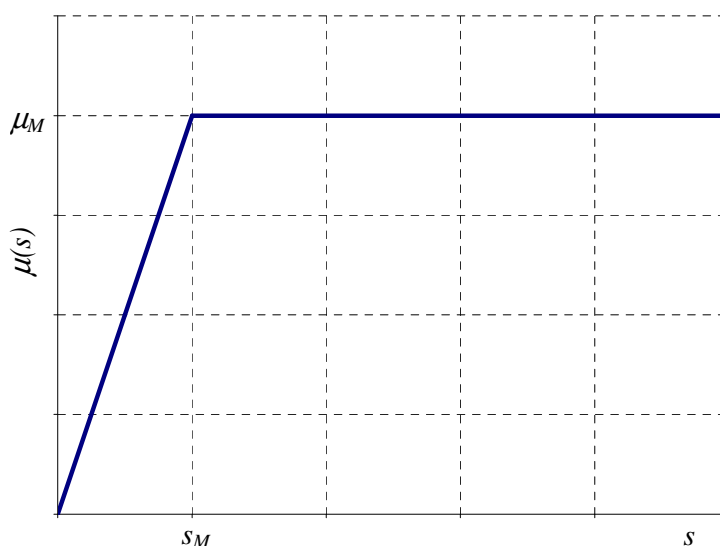
gdzie:

f_t – współczynnik oporu toczenia,

s_l – poślizg wzdłużny koła, dla kół napędzanych poślizg można wyznaczyć z zależności:

$$s_l = 1 - \frac{\dot{x}}{R_d \cdot \dot{\phi}_K}$$

Przyjęto stałą wartość współczynnika oporu toczenia.



Rys.5.3 Zależność współczynnika przyczepności μ w funkcji poślizgu wzdłużnego koła s [47]

Na podstawie prac Mitschke'go [47,48] przyjęto uproszczony model współpracy koła ogumionego z drogą. Ponieważ analizowano problem ruszania z miejsca przy dobrych warunkach przyczepności, uznano, że ten sposób przybliżenia będzie wystarczający do przeprowadzenia analiz.

5.3.1 Zagadnienie modelowania silnika

Zagadnienie modelowania silnika jest problemem złożonym, a stosowane modele bywają bardzo rozbudowane [7, 29, 64]. W uproszczonym modelu można przyjąć, że moment napędowy silnika jest kwadratową funkcją prędkości kątowej wału korbowego $\dot{\phi}_M$ i jest proporcjonalny do stopnia otwarcia przepustnicy.

Do wykonania badań symulacyjnych potrzebne są charakterystyki prędkościowe silnika badanego pojazdu. Opis charakterystyki prędkościowej przy wykorzystaniu wzoru Hahna, prowadził do znacznych różnic między wynikami badań symulacyjnych i drogowych.

5.3.2 Zagadnienie modelowania sprzęgła

W rozpatrywanym zadaniu kształtowania charakterystyki automatu sprzęgłowego wydaje się celowe skorzystanie z innych prac dotyczących automatów sprzęgłowych. W pracach [10], [15] model sprzęgła przyjmowany jest jako czarna skrzynka tzn. opisuje zależności między przemieszczeniem osiowym łożyska wyłączającego i momentem obrotowym sprzęgła.

W niniejszej pracy postanowiono zamodelować sprzęgło w formie zależności siły docisku od przemieszczenia łożyska wyłączającego. Sprzęgło można zamodelować jako układ tarcz dociskanych do siebie osiową siłą F_n . Siła docisku tarcz może być opisana jako funkcja kąta obrotu dźwigni sprzęgła. Zależność siły docisku od kąta obrotu dźwigni sprzęgła, dla konkretnego sprzęgła samochodu doświadczalnego została wyznaczona eksperymentalnie na specjalnym stanowisku badawczym.

W zależności od prędkości względnej pomiędzy kołem zamachowym i tarczą sprzęgła zmienia się liczba stopni swobody modelu układu napędowego. Przyjęto, że moment przenoszony przez sprzęgło jest funkcją siły docisku tarcz według zależności:

$$M_K = \text{sign}(\omega_w) \cdot n \cdot F_n(\alpha_K) R_S \cdot \mu(\omega_w) \quad (5.7)$$

gdzie:

n – liczba powierzchni ciernych,

$F_n(\alpha_K)$ – osiowa siła docisku,

R_S – średni promień tarcia:

$$R_S = \frac{2(R_z^3 - R_w^3)}{3(R_z^2 - R_w^2)} \quad (5.8)$$

ω_w – prędkość względna tarcz (poślizg) sprzęgła, wyznaczana z zależności:

$$\omega_w = (\dot{\varphi}_M - \dot{\varphi}_S)$$

$\mu(\omega_w)$ – dynamiczny współczynnik tarcia, wyznaczany z zależności

$$\mu(\omega_w) = \mu_0 \cdot e^{b|\omega_w|}$$

gdzie:

μ_0 – spoczynkowy współczynnik tarcia ($\omega_w = 0$).

W przypadku, gdy prędkość względna wynosi zero, liczba stopni swobody układu zmniejsza się o 1. Silnik jest bezpośrednio połączony z wałkiem sprzęgłowym i jego prędkość kątowa jest równa prędkości kątowej wałka sprzęgłowego.

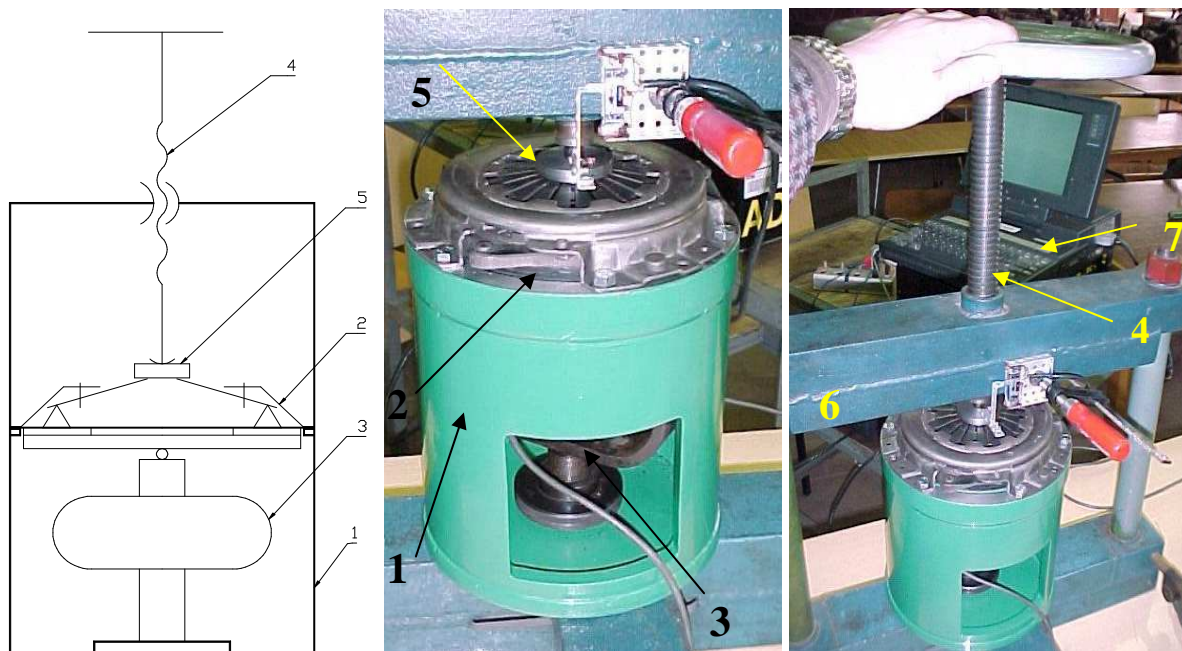
Nadal jednak wartość maksymalna momentu sprzęgła, możliwa do przeniesienia, jest ograniczona i po jej przekroczeniu następuje poślizg tarczy sprzęgłowej względem pierścienia dociskowego i koła zamachowego.

6. Wyznaczanie doświadczalne parametrów modelu symulacyjnego

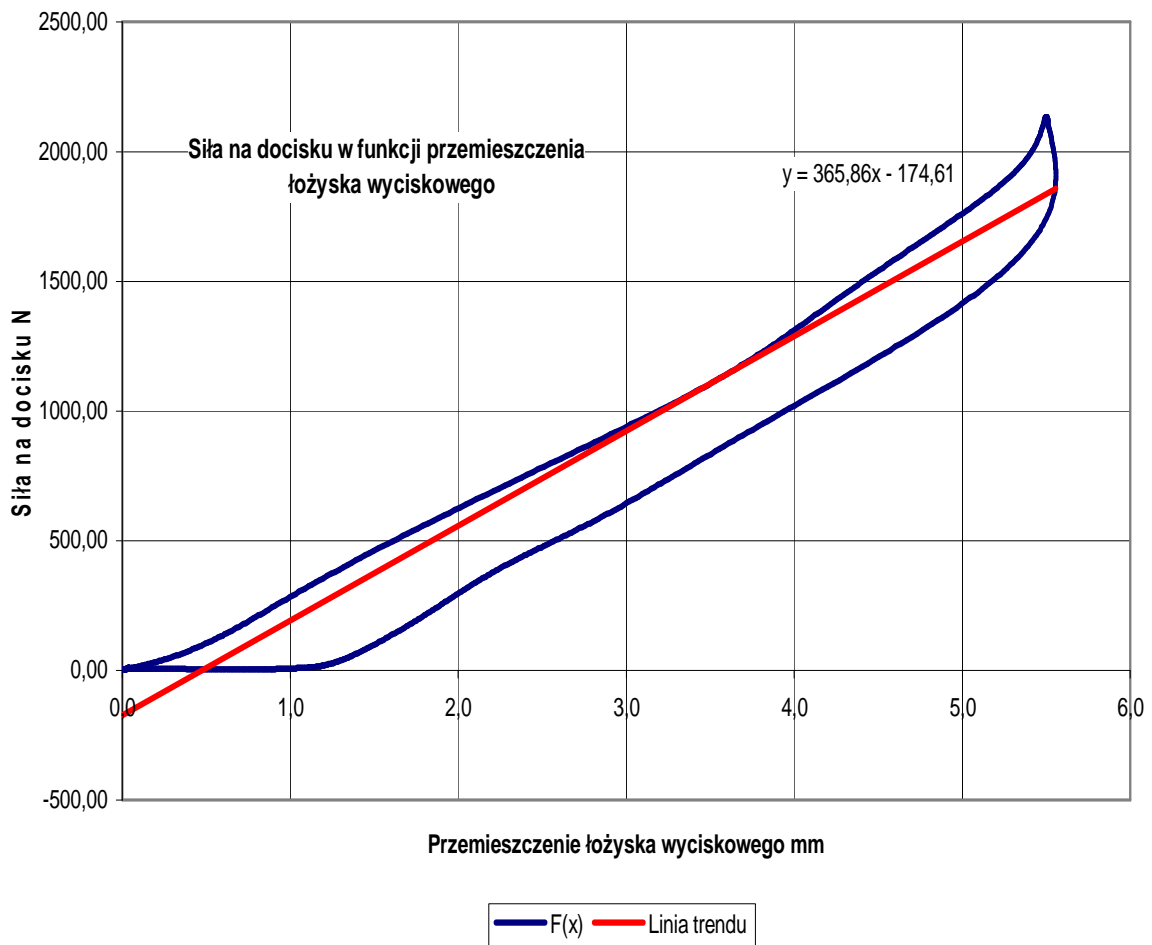
6.1 Wyznaczanie charakterystyki sztywnościowej sprzęgła

Charakterystyka quasistatyczna, sztywnościowa sprzęgła opisuje zależności pomiędzy siłą na docisku sprzęgła a przemieszczeniem osiowym łożyska wyciskowego. Charakterystykę tę wyznaczono doświadczalnie na stanowisku pokazanym na rys. 6.1.

Siłomierz pałkowy (3) mierzy siłę reakcji podstawy na płytę dociskaną przez tarczę sprzęgłową. Przemieszczenie osiowe pierścienia dociskowego wymuszano obracając śrubę (4) prasy i wywierając nacisk osiowy na sprężynę talerzową poprzez łożysko wyciskowe. Wielkościami rejestrowanymi były: mierzona otensometrowanym siłomierzem pałkowym siła docisku tarczy [N] oraz mierzone przy użyciu potencjometru suwakowego, przemieszczenie łożyska wyciskowego [mm].



Rys. 6.1. Stanowisko do badania docisku sprzęgła: 1- obudowa, 2- kompletny docisk sprzęgła z tarczą sprzęgłową, 3- siłomierz pałkowy, 4- śruba dociskowa prasy, 5- łożysko wyciskowe, 6- prasa, 7- układ przetwarzania, archiwizacji i wizualizacji danych AD-12



Rys.6.3. Przebieg zmiany siły na docisku sprzęgła w funkcji przemieszczenia łożyska wyciskowego

Na rys.6.3. przedstawiono wyznaczoną na stanowisku zależność osiowej siły na pierścieniu dociskowym sprzęgła w zależności od przemieszczenia łożyska wyciskowego. Linię trendu tej charakterystyki opisano wielomianem trzeciego stopnia.

$$y = -5,567 x^3 + 94,053 x^2 + 10,296 x ,$$

gdzie y – siła dociskająca

x - przemieszczenie osiowe łożyska wyciskowego

Przebieg otrzymanej charakterystyki sprzęgła jest bliski kształtem do charakterystyki publikowanej w [20] dotyczącej sprzęgła samochodu Fiat Stilo.

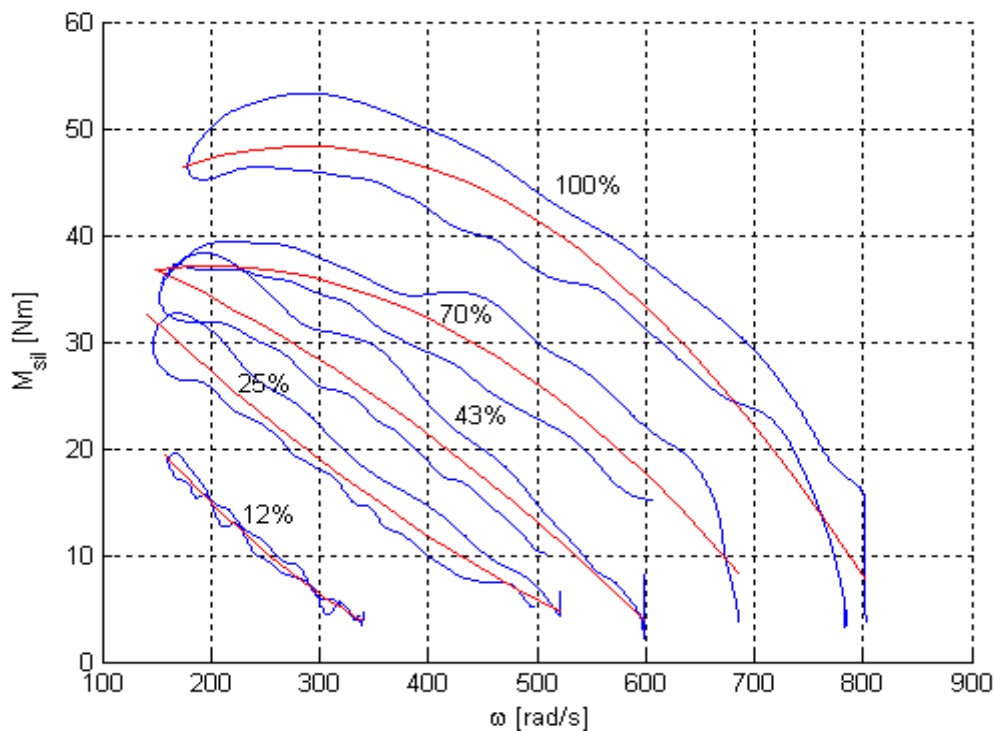
6.2 Wyznaczanie charakterystyki prędkościowej silnika na hamowni

Badanie wykonano na stanowisku bębnowym hamowni podwoziowej, przyjmując ustalone położenia przepustnicy:

1. Silnik doprowadzono do wysokich obrotów bez obciążenia dla każdego z zaplanowanych stopni otwarcia przepustnicy,
2. Bardzo powoli obciążano silnik momentem hamującym koła i doprowadzając do minimalnej prędkości kątowej – stopniowo „zdławiając” silnik.

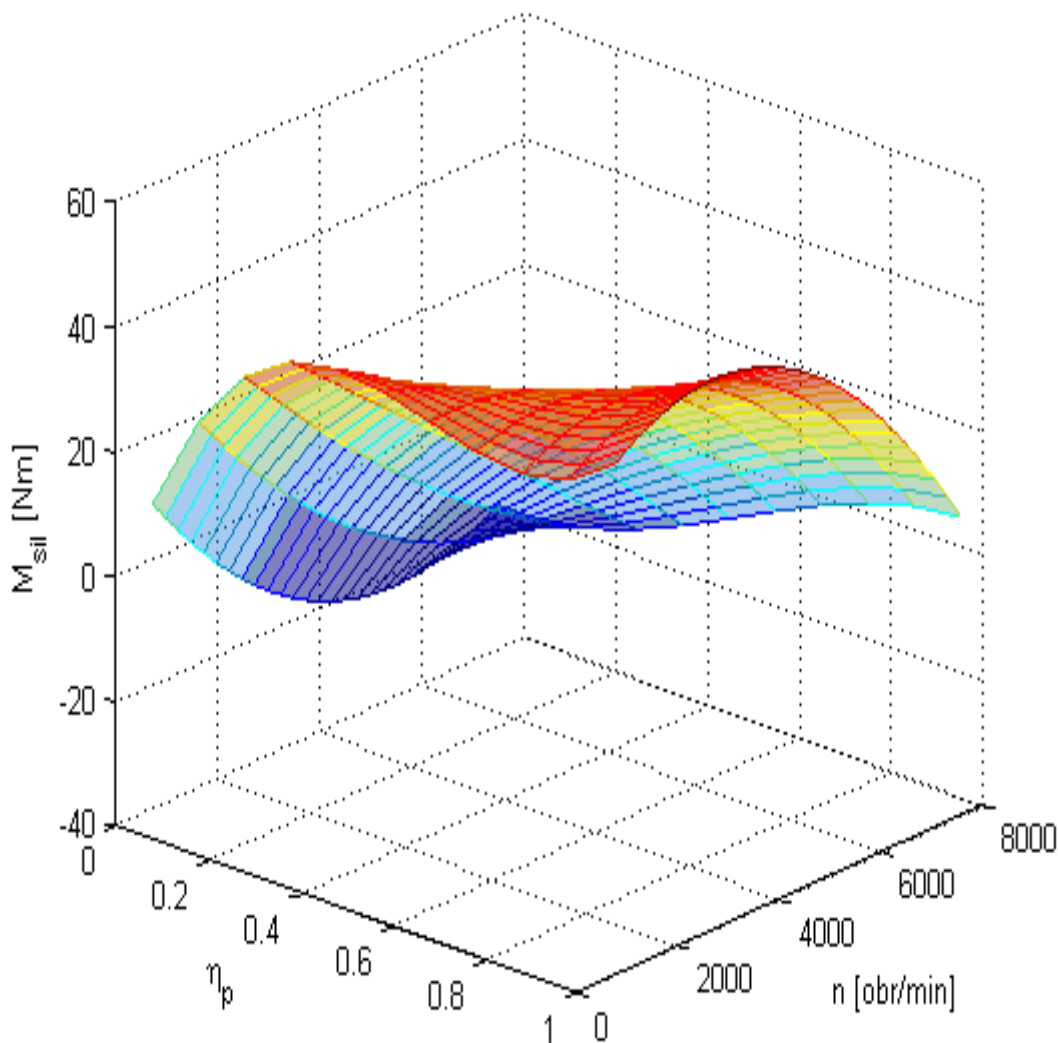
Mierzono prędkość obrotową silnika oraz momenty obrotowe na półosiach pojazdu. Obliczono wartość momentu obrotowego silnika.

Próby przeprowadzono przy kilku wartościach (12%, 25%, 43%, 70% oraz 100%) otwarcia przepustnicy na biegu drugim, zwanych w opisie modelu η_p - stopniami otwarcia przepustnicy. Wyznaczono quasistatyczną zewnętrzną charakterystykę silnika. Wyniki prób przedstawiono na poniższych rysunkach .



Rys.6.4. Charakterystyki zależności momentu silnika od prędkości kątowej

Na rys. 6.4. przedstawiono charakterystykę zewnętrzną silnika wyznaczoną na podstawie wyników badań przy różnych stopniach otwarcia przepustnicy η_p .



Rys.6.5.Charakterystyka zewnętrzna silnika w funkcji otwarcia przepustnicy

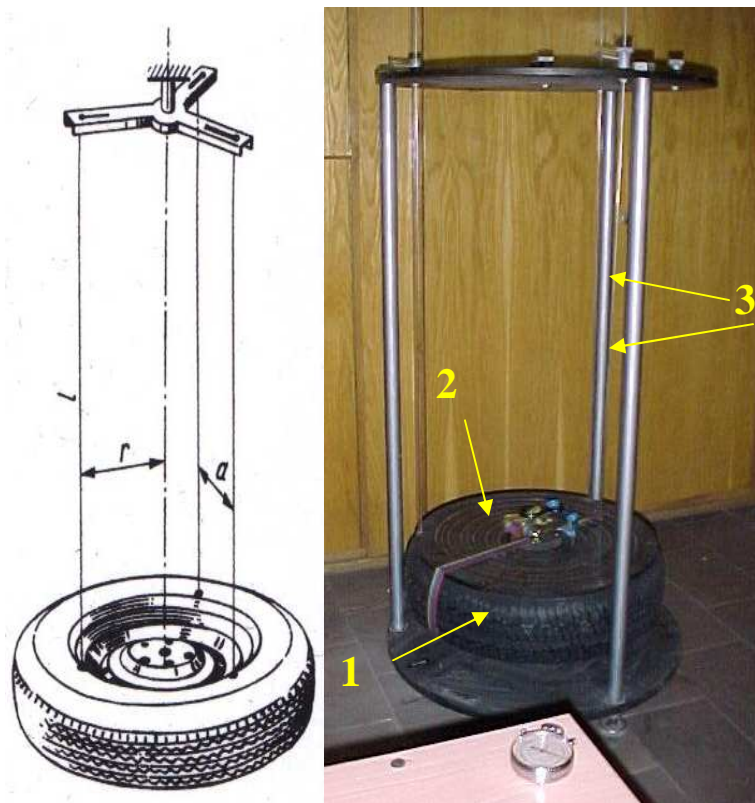
Na rys. 6.5 przedstawiono przestrzenny obraz charakterystyki zależności momentu obrotowego silnika M_{sil} od prędkości obrotowej silnika oraz stopnia otwarcia przepustnicy η_p . Wybrany punkt tej charakterystyki określa wartość momentu obrotowego odpowiednio do danych stopnia otwarcia przepustnicy η_p i obrotów silnika.

Współrzędne punktów charakterystyki, zapisane w pamięci komputera w postaci odpowiednich plików zostały wykorzystane do symulacji przebiegu ruszania z miejsca samochodem inwalidzkim wyposażonym w automat sprzęgłowy.

6.3 Wyznaczanie momentów bezwładności, współczynników sztywności.

6.3.1 Wyznaczanie momentu bezwładności koła ogumionego

Moment bezwładności kompletnego koła samochodu badawczego wyznaczono metodą wahadła trójnitkowego. Stanowisko badawcze pokazano na rysunku 6.7.



Rys. 6.7. Stanowisko do wyznaczania biegunowego momentu bezwładności metodą wahadła trójnitkowego: 1- badane koło, 2- płyta do mocowania koła, 3- linki

Mierzono okres drgań, wyznaczono niezbędne ciężary i wielkości geometryczne.

Moment bezwładności koła z tarczą $J_{(k+t)}$ oraz samego koła ogumionego J_k wyznaczono z zależności :

$$J = \frac{T^2 \cdot m \cdot g \cdot a^2}{12 \cdot \pi^2 \cdot l} = \frac{T^2 \cdot m \cdot g \cdot r^2}{4 \cdot \pi^2 \cdot l},$$

gdzie:

m – masa koła [kg],

g – przyspieszenie ziemskie [m/s²],

a – odległość między linkami [m],

r – odległość linki od osi obrotu koła [m],

l – długość linki [m].

Dane niezbędne do obliczeń wraz z otrzymanymi wynikami:

długość linek $l = 0,8$ [m],

odległość między linkami $a = 0,4$ [m],

masa koła $m_k = 9,14$ [kg]

masa tarczy stanowiska $m_t = 10,57$ [kg] (koło mocowano do tarczy)

masa tarczy i koła $m_{(t+k)} = 19,71$ [kg]

Średni okres drgań dla:

- koła z tarczą $T_{(t+k)} = 1,34$ [s]

- tarczy $T_t = 1,30$ [s]

Momenty bezwładności:

- tarczy $J_t = 0,29$ [kgm²]

- koła z tarczą $J_{(t+k)} = 0,59$ [kgm²]

- koła ogumionego $J_k = 0,30$ [kgm²]

Wyznaczony moment bezwładności półosi z przegubami jest bardzo mały w porównaniu z momentem bezwładności koła ogumionego i wynosi dla półosi długiej:

$$J_d = 8,45 \cdot 10^{-5} \text{ [kgm}^2\text{] ,}$$

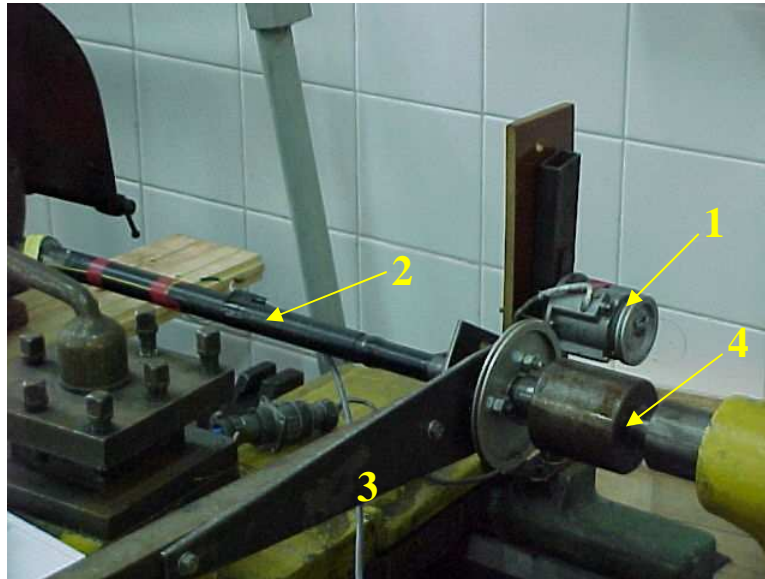
oraz dla półosi krótkiej:

$$J_k = 5,34 \cdot 10^{-5} \text{ [kgm}^2\text{] .}$$

6.2.2 Wyznaczanie współczynnika sprężystości skrętnej półosi napędowych

Współczynnik sprężystości skrętnej półosi (tzw. sztywności skrętnej) wyznaczono doświadczalnie wykorzystując uchwyt tokarki do nieruchomego zamocowania półosi z jednej strony, a kiel tokarki – do obrotowego podparcia z drugiej strony – rys. 6.8.

Zamocowanie takie umożliwiało obciążanie ruchomego końca półosi tylko momentem skręcającym, poprzez ramię zamontowane na wielowypuszcie. Kąt skręcenia półosi pod wpływem przyłożonego momentu, mierzono za pomocą przetwornika kąta μ - 161 z przekładnią linową. Współczynnik sprężystości skrętnej przegubów półosi uwzględniono w sztywności obwodowej ogumienia.



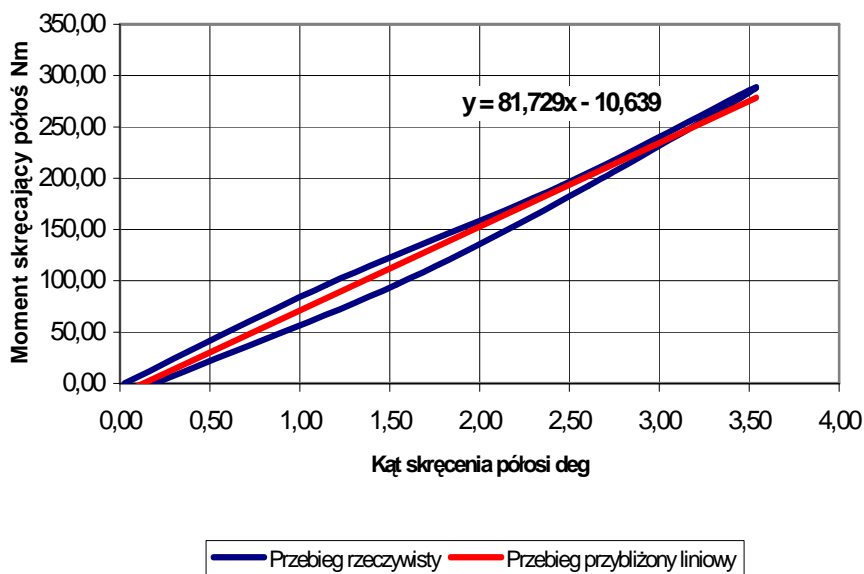
Rys.6.8. Zamontowanie półosi wraz z oprzyrządowaniem na stanowisku do wyznaczenia sztywności: 1- przetwornik kąta Mu-161, 2- badana półoś, 3- ramię, 4- kiel obrotowy

Moment skręcający wywołano stopniowym obciążaniem półosi momentem obrotowym. Obciążanie to zadawano stopniowo zarówno przy dodawaniu jak i ujmowaniu obciążników – rys. 6.9, co pozwalało wyznaczyć pętle histerezy. Moment skręcający był zadawany w obydwu kierunkach skręcania.



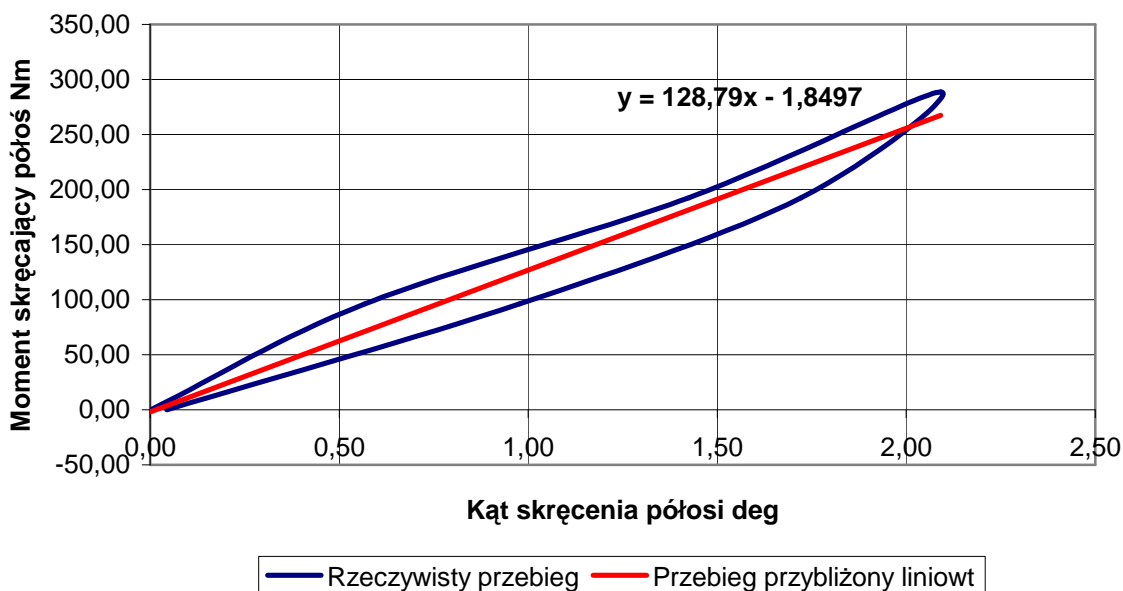
Rys. 6.9. Fragment stanowiska do badania sztywności półosi napędowych wraz z aparaturą do rejestracji wyników i układem dźwigniowym

Uśrednioną wartość współczynnika sztywności półosi napędowej otrzymano w postaci wartości przybliżonej wyznaczając linię trendu na wykresie uzyskanym z pomiarów.



Rys.6.10. Przebieg zmian momentu skręcającego w funkcji zmiany kąta skręcenia pólasi dł.

Na rys. 6.10. przedstawiono wynik badania sztywności skrętnej pólasi dłuższej, jej współczynnik sztywności przy ustawieniu nakrętki „8” równa się współczynnikowi kierunkowemu linii trendu, wynosi 81,7 Nm/deg.



Rys.6.11. Przebieg zmian momentu skręcającego w funkcji zmiany kąta skręcenia pólasi krótkiej.

Wyznaczona linia trendu na wykresie zależności kąta skręcenia pólasi krótkiej ma współczynnik kierunkowy wskazujący, że jej sztywność skrętna wynosi 128,8 Nm/deg.

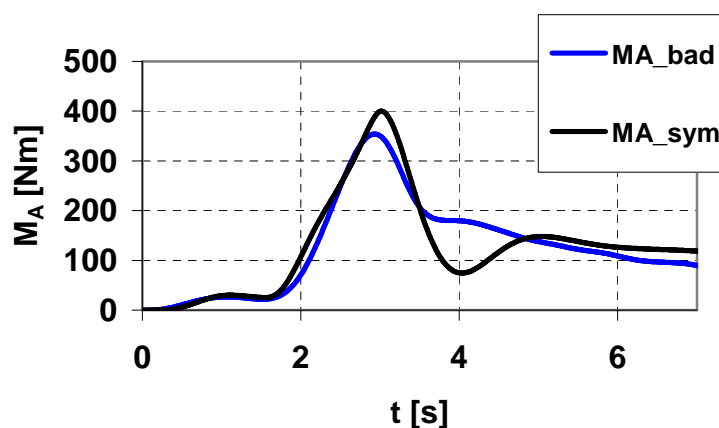
7. Weryfikacja doświadczalna modelu symulacyjnego

W celu dokonania weryfikacji eksperymentalnej opracowanego modelu wykorzystano wyniki badań drogowych samochodu badawczego podczas ruszania z miejsca, przy różnych parametrach regulacyjnych automatu sprzęgłowego.

Badano następujące parametry (wg oznaczeń na wykresach):

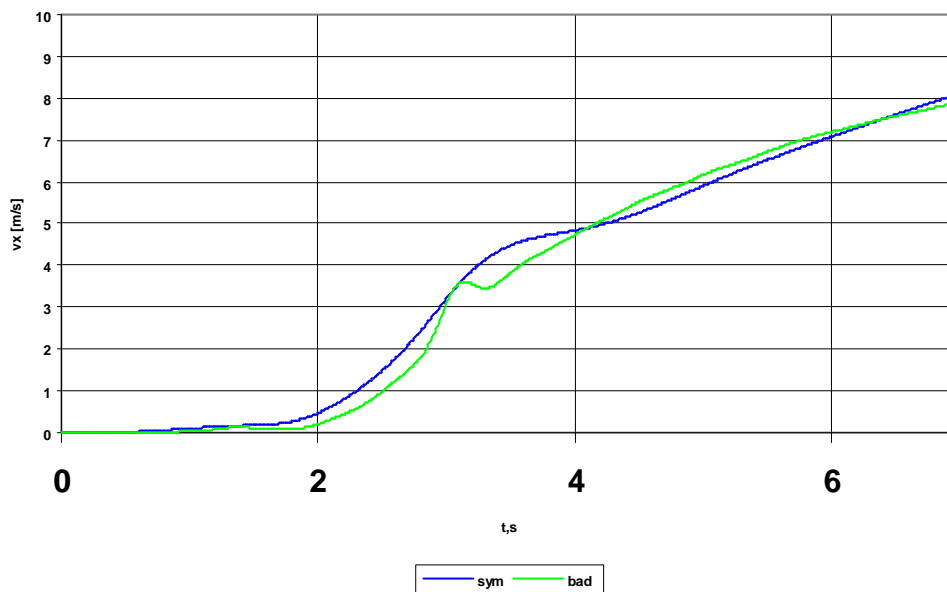
- kąt otwarcia przepustnicy (f_{i_op}),
- kąt obrotu dźwigni sprzęgła (f_{i_s}),
- momenty napędowe na półosiach (MA_1 i MA_2),
- prędkość obrotową wału silnika (ω_M),
- prędkości obrotowe kół napędzanych (ω_{k1} i ω_{k2}),
- prędkość wzdłużną (v_x),
- przyspieszenie wzdłużne (a_x).

Na poniższych rysunkach przedstawiono przebiegi czasowe mierzonych wielkości podczas wybranych prób ruszania z miejsca. Jako dane wejściowe do symulacji przyjęto kąt otwarcia przepustnicy oraz kąt obrotu dźwigni sprzęgła zarejestrowane podczas badań drogowych. Porównywano średni moment obrotowy działający na lewą i prawą półoś podczas badań drogowych z momentem otrzymanym na podstawie symulacji komputerowej. Porównywano też zgodność przebiegów czasowych prędkości i przyspieszeń.



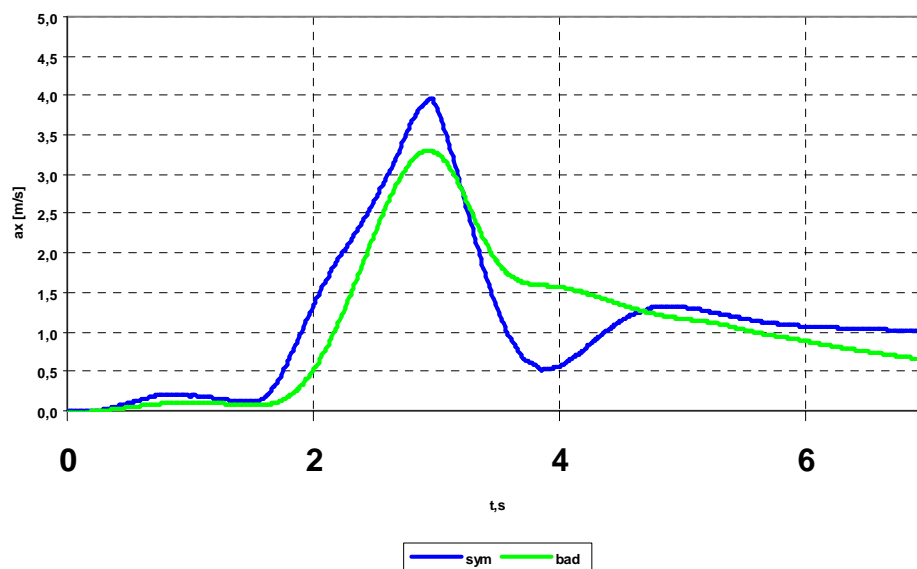
Rys.7.1. Wykres porównawczy zbadanego i symulowanego numerycznie przebiegu czasowego momentu obrotowego na półosi; pozycja nakrętki regulacyjnej 0.

Na rysunku 7.1. porównano przebiegi obciążenia półosi momentem obrotowym symulowany z badawczym, przy ustawieniu nakrętki w pozycji 0. W punkcie maksimum momentu, zgodność jest dobra, różnica stanowi 12,5%. Ponadto w prawie całym zakresie porównawczym charakter przebiegu obu krzywych jest zadawalająco zgodny.



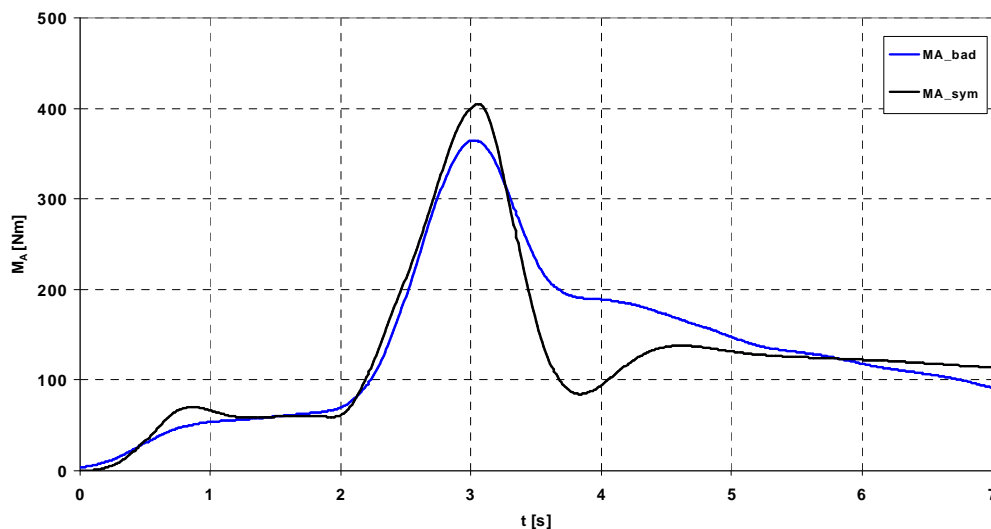
Rys.7.2. Wykres porównawczy przebiegu czasowego prędkości wzdłużnej pojazdu z badań i symulacji; pozycja nakrętki regulacyjnej 0.

Przedstawiony na rys.7.2. przebieg czasowy prędkości wzdłużnej pojazdu (przy pozycji regulacji nakrętki:0) wykazuje także dobrą zgodność symulacji numerycznej z wynikiem eksperymentu.

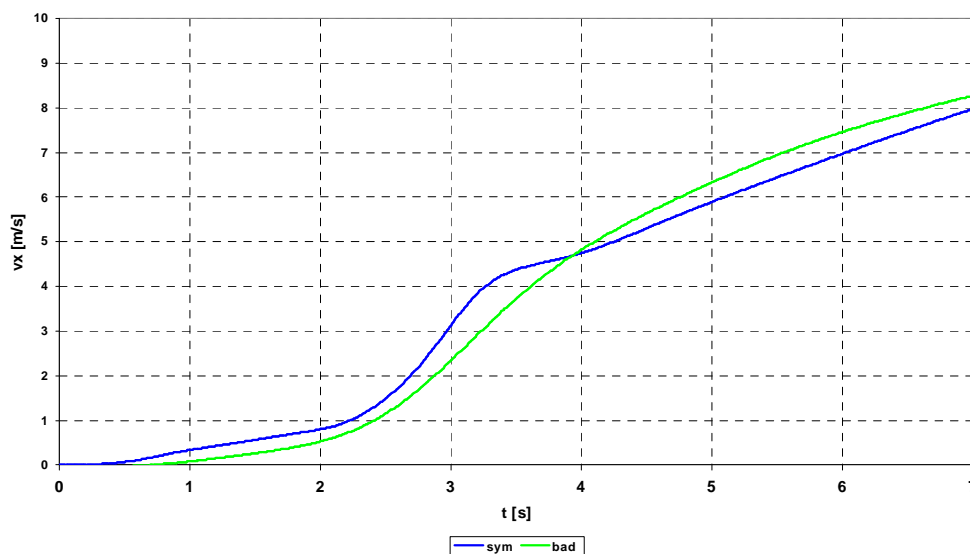


Rys.7.3. Wykres porównawczy przebiegu czasowego przyspieszenia wzdłużnego pojazdu z badań i symulacji; pozycja nakrętki regulacyjnej 0.

Przy pozycji nakrętki regulacyjnej 0, przebiegi czasowe przyspieszenia wzdłużnego symulowanego i zbadanego (rys. 7.4.) są zasadniczo wystarczająco zgodne, wartości maksymalne różnią się o około 15%.

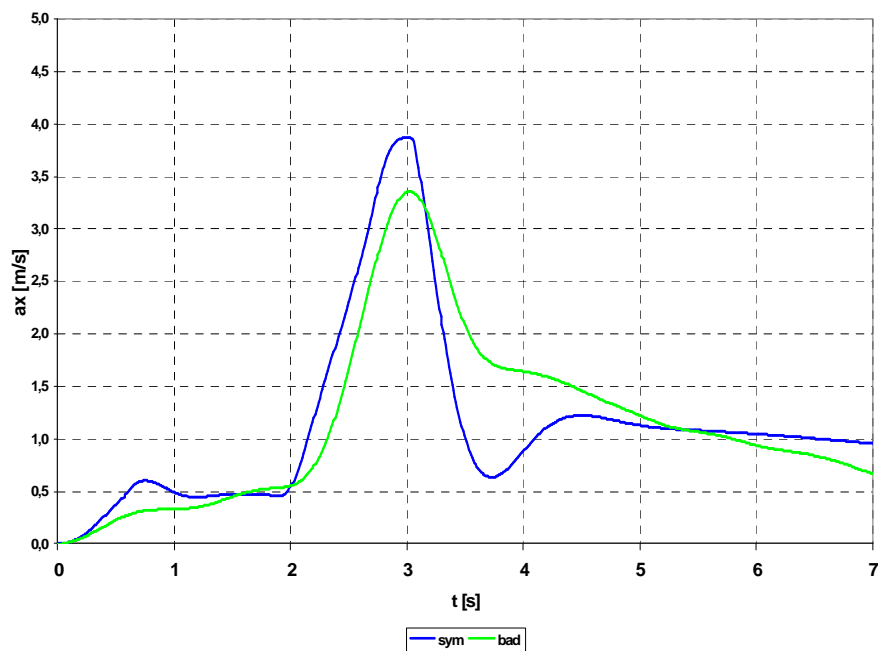


Rys. 7.4. Wykresy porównawcze przebiegów czasowych momentu obrotowego na półosi, otrzymane z pomiarów i symulacji przy pozycji nakrętki regulacyjnej 2 obroty. Dobrą zgodność wykazują przebiegi czasowe momentów obrotowych półosi, otrzymanych z pomiarów i symulacji. (rys.7.4). Wartości maksymalne różnią się o ok. 10%.



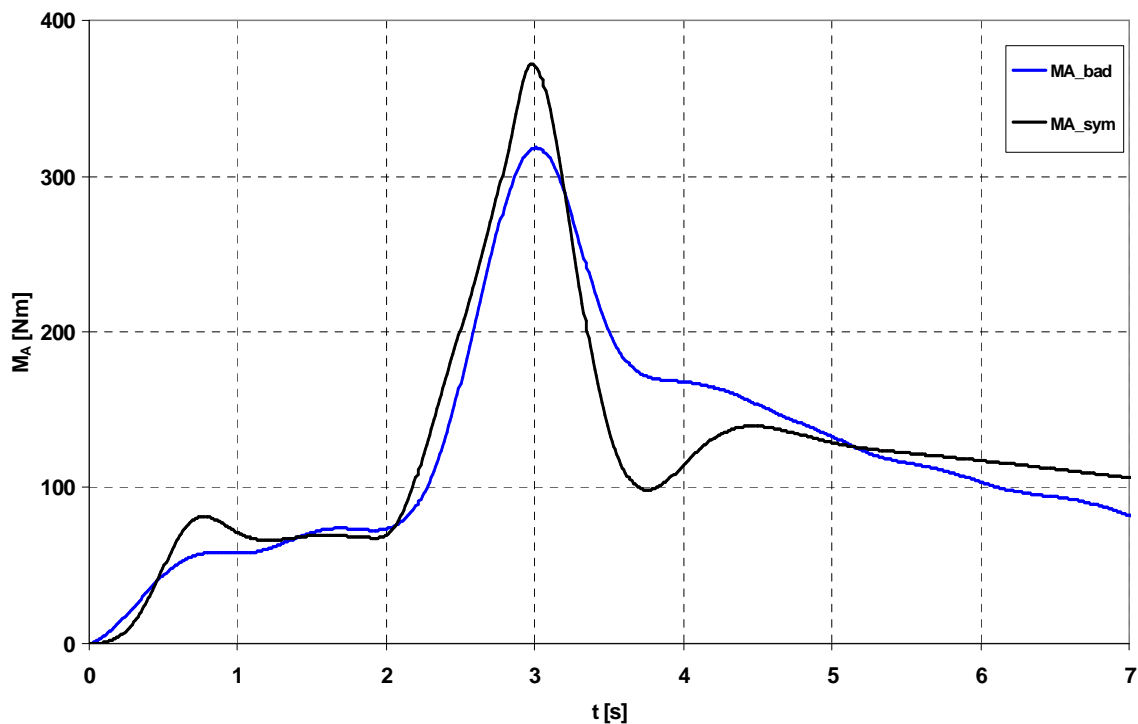
Rys.7.5. Wykres porównawczy przebiegu czasowego prędkości wzdłużnej pojazdu z badań i symulacji przy pozycji nakrętki regulacyjnej 2 obroty.

Przebiegi czasowe prędkości wzdłużnej pojazdu wyznaczonej pomiarowo przy szerokości szczeliny 0,25mm i pozycji nakrętki 2 obroty – rys. 7.5, są zadawalająco zgodne z przebiegami symulacyjnymi.



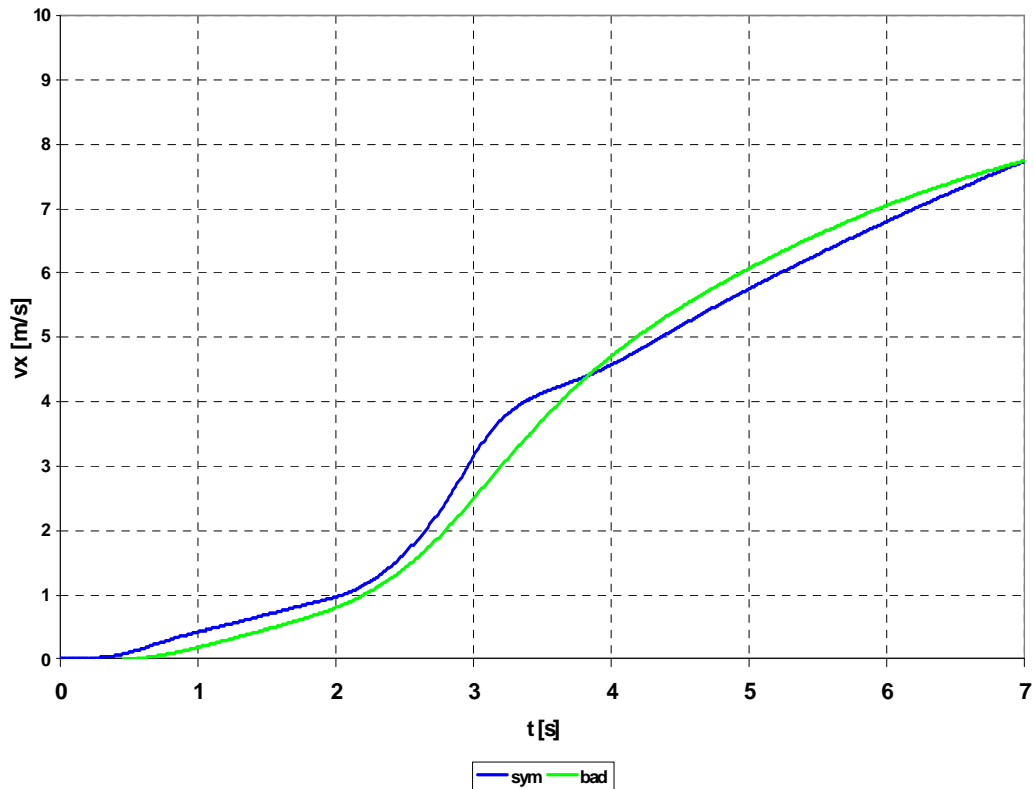
Rys.7.6. Wykres porównawczy przebiegu czasowego przyspieszenia wzdłużnego pojazdu z badań i symulacji przy pozycji nakrętki regulacyjnej 2 obroty.

Wartości przyspieszenia samochodu, otrzymane w wyniku symulacji i badań (rys.7.6.), przy spełnieniu warunków regulacyjnych automatu, wykazują różnice wartości ok. 13%.



Rys. 7.7. Wykres porównawczy zbadanego i symulowanego numerycznie przebiegu czasowego momentu napędowego na półosi przy pozycji nakrętki regulacyjnej: 4.

Wyznaczony eksperymentalnie i symulowany numerycznie przebieg obrotowego momentu napędowego na półosi przy regulacji nakrętki 4 obroty, przedstawiono na rys.7.7 . Przebiegi są zasadniczo zgodne, różnica w otoczeniu wartości maksymalnej nie przekracza 13,5%.



Rys.7.8. Wykres porównawczy przebiegu czasowego prędkości wzdłużnej pojazdu z badań i symulacji; pozycja nakrętki regulacyjnej: 4.

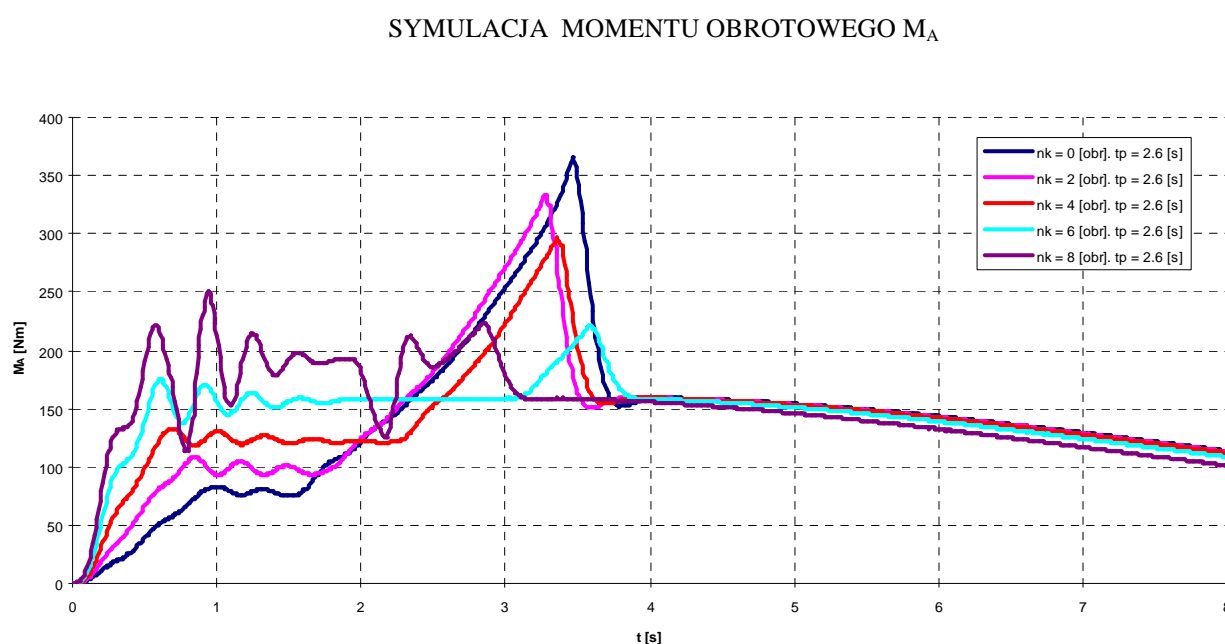
Z przeprowadzonej powyżej analizy przebiegów wielkości badanych eksperymentalnie oraz przebiegów uzyskanych z symulacji komputerowej, wynika ich zadawalająca zgodność. Można zatem wnioskować, że opracowany i zastosowany w symulacji model z wystarczającą dokładnością opisuje procesy dynamiczne zachodzące w układzie napędowym samochodu ruszającego z miejsca.

8. Numeryczna analiza procesu ruszania z miejsca samochodem

8.1 Numeryczne kształtowanie charakterystyki automatu sprzęgłowego

Przy wykorzystaniu opracowanego modelu symulacyjnego dokonano analizy numerycznej przebiegu procesu ruszania z miejsca przy różnych prędkościach przemieszczenia kąowego przepustnicy (wolniejsze i szybsze dodawanie gazu) oraz przy różnych ustawieniach nakrętki regulacyjnej.

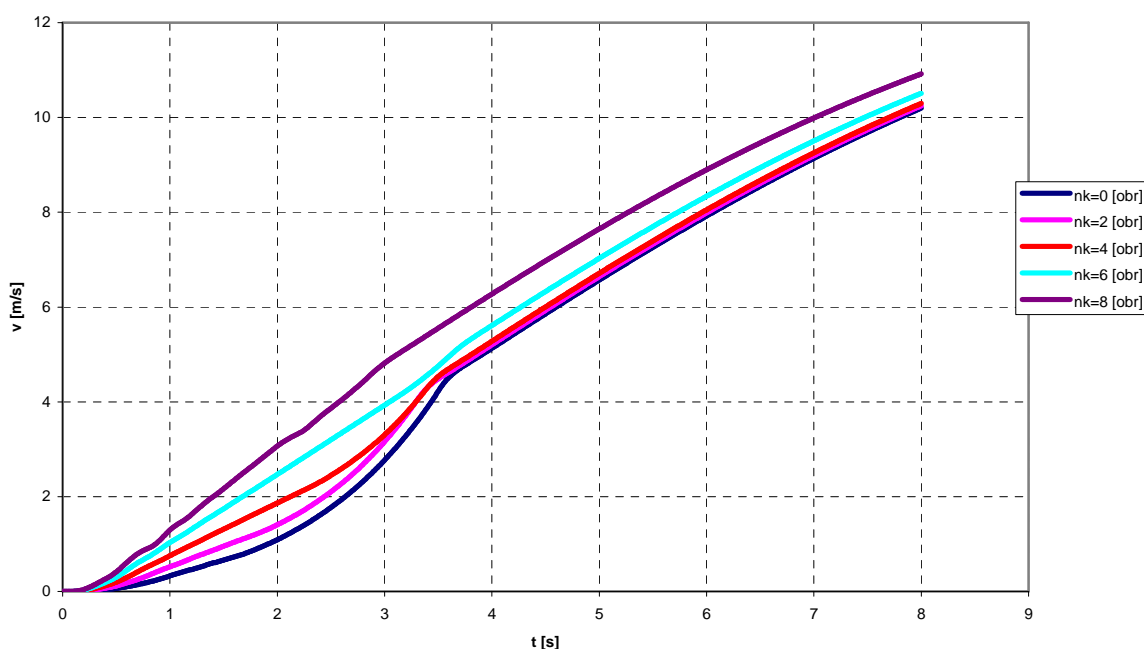
Wyniki tej analizy przedstawiono na rysunkach i opisano poniżej.



Rys.8.1 Czasowe przebiegi symulacyjne średniego momentu obrotowego na półosiach w zależności od położenia nakrętki regulacyjnej dla ustalonego czasu otwierania przepustnicy $t_p=2,6$ s.

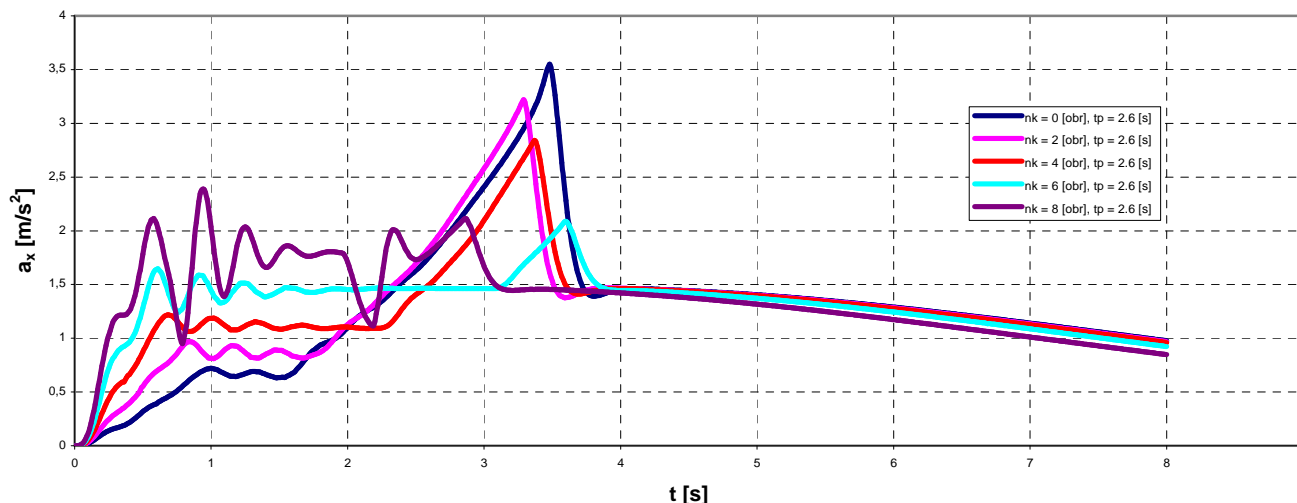
Z porównania wyników symulacji numerycznej przebiegów czasowych momentu obrotowego na półosiach (przedstawionych na rys. 8.1), przy różnych ustawieniach nakrętki wynika, że zarówno charakter przebiegów jak i czas poszczególnych faz rozwijania momentu, osiągnięcia ekstremum i wartości tego ekstremum bardzo uzależnione są od pozycji nakrętki. Linia granatową, stosownie do opisu w legendzie oznaczono przebieg momentu przy ustawieniu „0” nakrętki. Przebieg narastania momentu jest

liniowy z krótkotrwałą stałą wartością w przedziale czasowym 1,0 – 1,7 [s], po czym następuje gwałtowny wzrost, aby w czasie 3,5 [s] od początku procesu ruszania, średni moment obrotowy pólosi osiągnął najwyższe ze wszystkich przebiegów ekstremum. Przy kolejnych ustawieniach nakrętki występuje obniżanie się wartości maksymalnych momentu. Te maksymalne wartości występują w przedziale czasu od 3,2 [s] do 3,6 [s]. Przy zmianie ustawień nakrętki (poz. 2, 4, 6 obr.), wzrasta amplituda wahań i średnia wartość momentu obrotowego pólosi w pierwszej sekundzie procesu ruszania, są to drgania typu *chatter*. Narastają one tak, że przy pozycji regulacyjnej 8 obrotów, ich amplituda jest w pierwszej sekundzie najwyższa w całym przebiegu i wahania momentu skutkujące generowaniem drgań wzdłużnych pojazdu trwają przez ponad 3 sekundy.



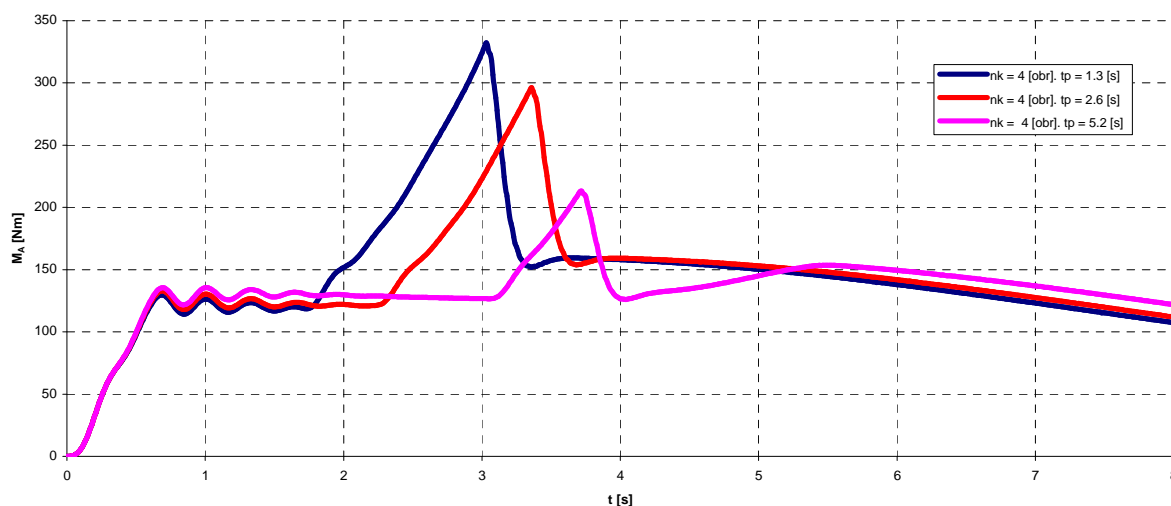
Rys. 8.2. Przebiegi prędkości wzdłużnej samochodu, uzyskane z symulacji, przy różnych ustawieniach nakrętki regulacyjnej.

Przedstawione na rys. 8.2, uzyskane z symulacji, przebiegi czasowe narastania prędkości nie różnią się znacząco wzajemnie, jednak widać, że ustawienie regulacyjne zerowe powoduje stosunkowo wolne narastanie prędkości w pierwszych 3 sekundach od rozpoczęcia procesu ruszania.



Rys. 8.3. Przebiegi symulacyjne przyspieszeń samochodu przy stałym czasie t_p i różnych pozycjach nakrętki regulacyjnej.

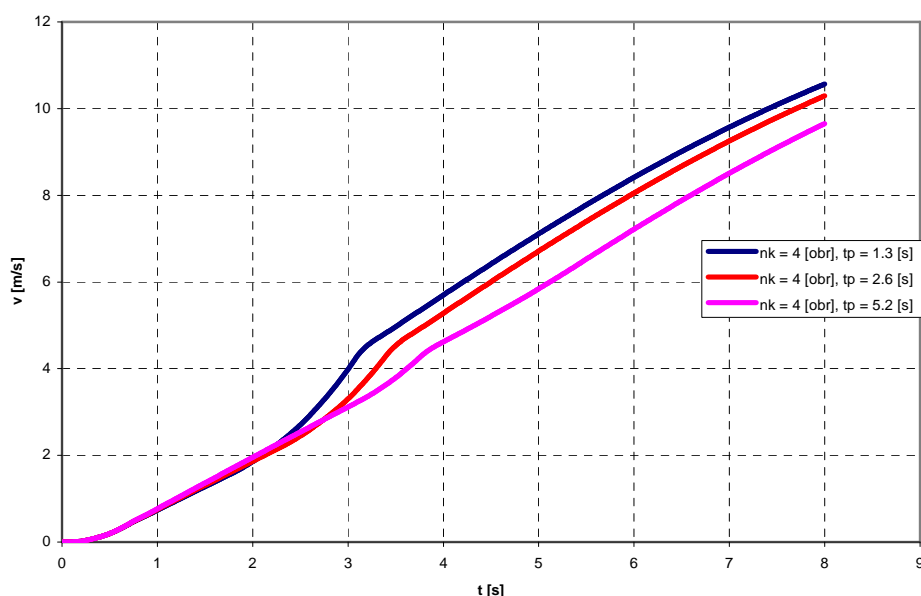
Przebiegi w czasie przyspieszenia samochodu, przy różnych pozycjach nakrętki, przedstawiono na rys. 8.3. Ich charakter jest zbliżony do przebiegów średniego momentu obrotowego na półosiach rys. 8.1 i uwagi co do zmienności poszczególnych faz załączania sprzęgła na zmianę ustawień regulacyjnych, dotyczące momentu obrotowego jak i wystąpienia drgań typu *chatter*, odnoszą się także do przebiegu przyspieszenia w czasie.



Rys. 8.4. Symulowane czasowe przebiegi średniego momentu obrotowego na półosiach w zależności od prędkości otwierania przepustnicy.

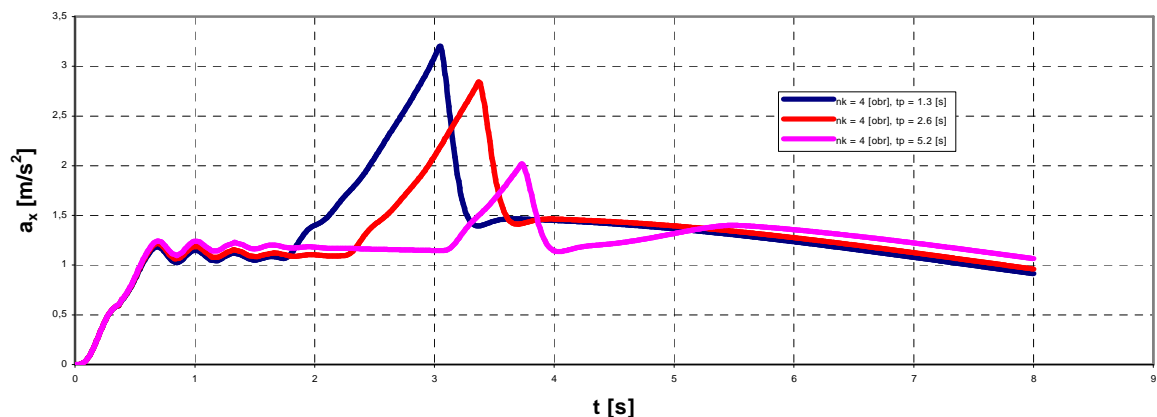
Badanie wpływu prędkości przemieszczenia kątownego przepustnicy na wartości momentu obrotowego na półosiach, prędkości pojazdu i jego przyspieszenia wykonano

przy trzech ustalonych prędkościach przemieszczenia przepustnicy. Na rys. 8.4 podano analizowane czasy osiągnięcia maksymalnej wartości otwarcia przepustnicy. Zależnie od prędkości narastania kąta otwarcia przepustnicy, podczas symulowanego ruszania z miejsca przy użyciu rozpatrywanego automatu, uzyskano dla wybranego położenia nakrętki regulacyjnej (4 obroty), różne przebiegi momentu obrotowego na półosiach. Przy najkrótszym czasie otwierania przepustnicy $t_p = 1,3$ [s] występuje znaczna wartość przewyższenia tego momentu o około 180%. Z wydłużeniem czasu „dodawania gazu”, ekstremum momentu maleje, aż do przewyższenia rzędu około 60%. Automat działa więc w sposób zbliżony do typowego sprzęgła sterowanego nogą kierowcy i typowego zachowania się interaktywnego, sprawnego użytkownika pojazdu.



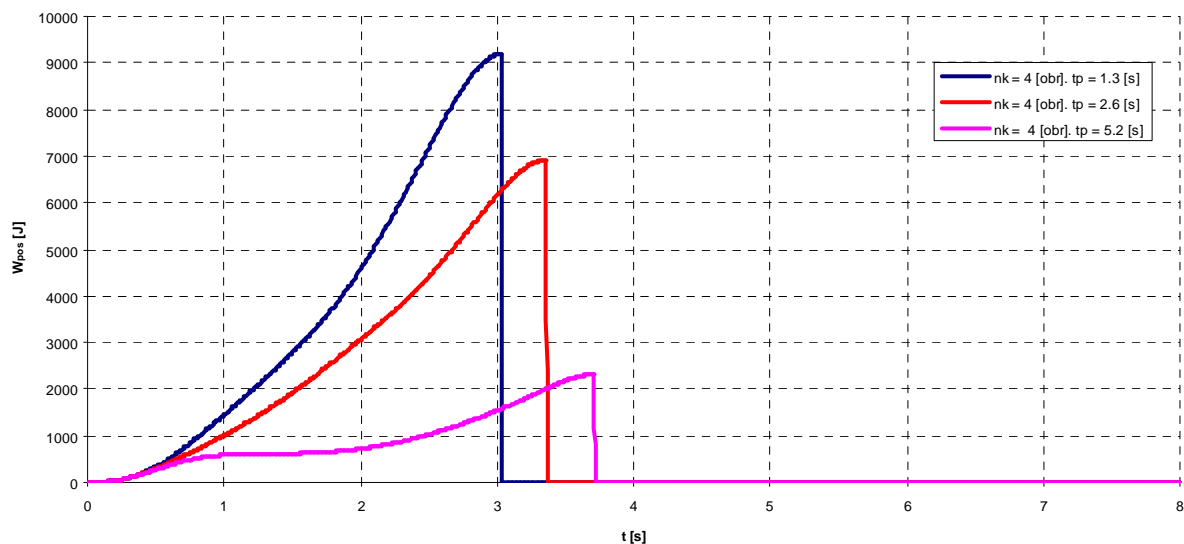
Rys. 8.5. Przebiegi symulacyjne prędkości jazdy przy ruszaniu samochodu z automatem sprzęgłowym, przy trzech różnych prędkościach otwierania przepustnicy .

Przebiegi przyrostu prędkości samochodu w czasie, różnią się nieznacznie między sobą, przy różnych prędkościach przemieszczenia kątownego przepustnicy (rys. 8.5.). Różnice przebiegów są widoczne po około 2,5 [s] od początku symulacji ruszania z miejsca. Praktycznie więc występujące wcześniej oscylacje momentu i przyspieszenia, mają niewielki wpływ na prędkość wzdłużną samochodu. W fazie zdecydowanych przyrostów przyspieszenia i osiągania przez nie maksymalnych wartości, występują zróżnicowane przyrosty prędkości (por. rys. 8.6). Czasy osiągnięcia ekstremum przyspieszenia zależą od przyjętych do symulacji różnych prędkości otwierania przepustnicy.



Rys. 8.6 Wyniki symulacji przyspieszeń wzdłużnych samochodu z automatem sprzęgłowym przy różnych prędkościach otwierania przepustnicy

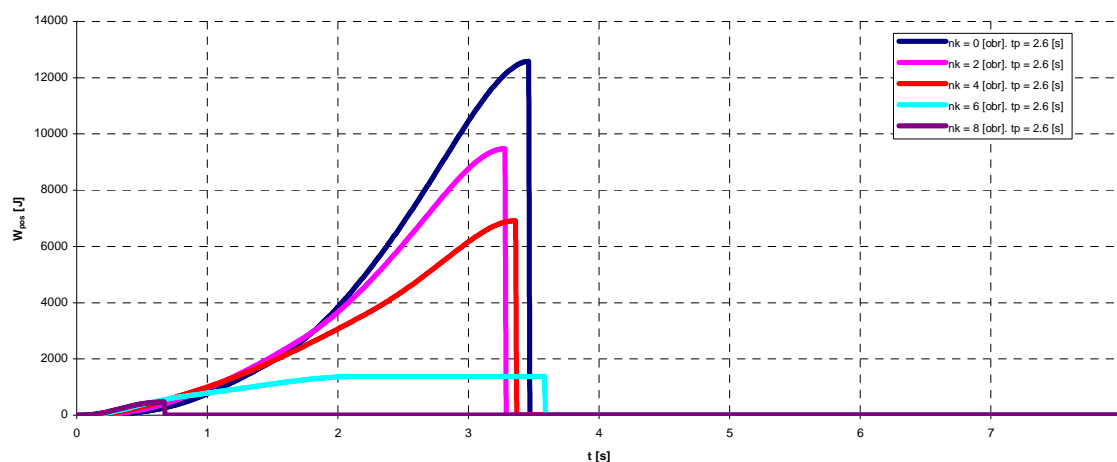
Z przedstawionych na rys.8.6 symulacji widać, że wydłużenie czasu otwierania przepustnicy skutkuje obniżaniem się wartości maksimum i opóźnianiem jego wystąpienia na czasowych przebiegach przyspieszenia.



Rys. 8.7. Wyniki symulacji sumarycznej pracy tarcia w sprzęgle przy różnych prędkościach otwierania przepustnicy; pozycja nakrętki: 4 obr.

Sumaryczna praca tarcia sprzęgła przy trzech różnych prędkościach otwierania przepustnicy (rys. 8.7), obrazuje fakt, że przy szybkim otwieraniu przepustnicy praca

tarcia jest największa. Najmniejszą pracę tarcia sprzęgła można zauważyć podczas ruszania z miejsca z powolnym otwieraniem przepustnicy.



R

Rys. 8.8 Symulacja sumarycznej pracy tarcia w sprzęgle dla różnych ustawień nakrętki przy zadanym, jednakowym, czasie pełnego otwierania przepustnicy, $t_p = 2,6$ [s]

Z analizy wartości pracy tarcia w sprzęgle przy różnych ustawieniach regulacyjnych nakrętki, (rys.8.8) można wyciągnąć wniosek, że największa sumaryczna praca tarcia występuje, gdy załączane jest ono przez automat z ustawieniem nakrętki w pozycji 0 obrotów. Sprzęgło pracuje wtedy najdłużej w poślizgu (z tarciem rozwiniętym). Ruszanie z miejsca odbywa się z małą dynamiką. Praca tarcia, wpływa niekorzystnie na zużycie sprzęgła.

Zmienność wartości przedstawiającej sumaryczną pracę w sprzęgle przy regulacji nakrętki - 8 obrotów, wskazuje na znaczne skrócenie czasu poślizgu sprzęgła i jego szybkie załączenie. Moment napędowy przekazany do zespołów układu napędowego poza sprzęgłem charakteryzuje się dużym, szybkim przyrostem, towarzyszącym temu gwałtownym przyrostem przyspieszenia i doprowadza, jak to wynika także z badań eksperymentalnych, nawet do „zdlawienia” silnika. Towarzyszą temu bardzo nieprzyjemne dla kierowcy drgania wzdłużne samochodu badawczego.

Z tej analizy można wnioskować, że ustawienie pośrednie nakrętki określone przez *około 4 obrotów*, jest pewnym kompromisem pomiędzy niekorzystnym zużyciem sprzęgła i małą dynamiką ruszania (przy ustawieniu 0 obr.), a gwałtownymi przyrostami przyspieszenia (na samym początku – w pierwszej sekundzie) i znacznym pogorszeniem komfortu ruszania z miejsca (przy ustawieniu 8 obr.).

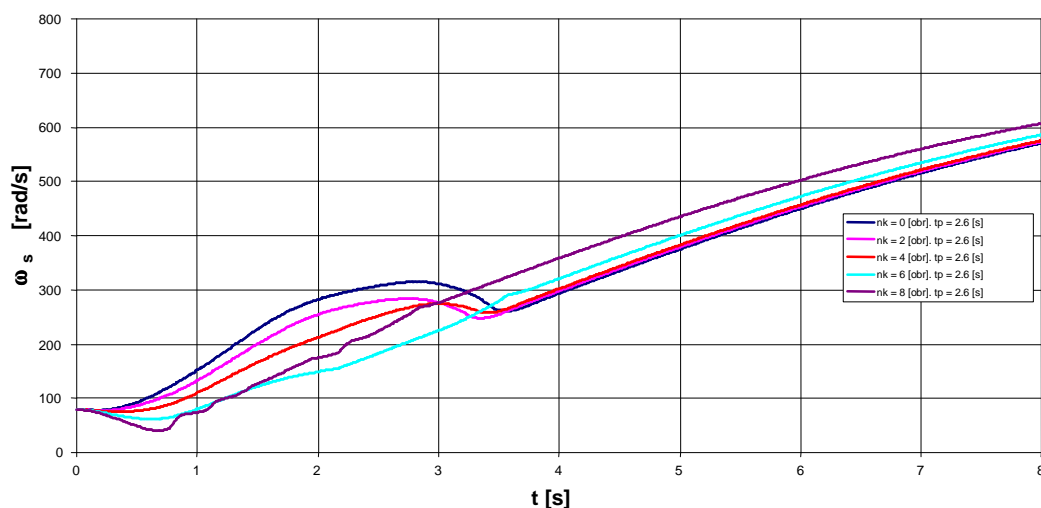
Wyniki badań symulacyjnych potwierdziły zatem wnioski z badań drogowych.

W tabeli 8.1 zestawiono wartości sumarycznej pracy tarcia w sprzęgle przy różnych pozycjach regulacyjnych nakrętki i przy ustalonym czasie pełnego otwarcia przepustnicy, a także, przedstawiono obliczone odpowiadające im wskaźniki dyskomfortu P_{DE} wg [14].

Tabela 8.1

Pozycja nakrętki regulacyjnej [liczba obrotów]	Praca poślizgu sprzęgła [J]	Wskaźnik dyskomfortu P_{DE} [%]
0	12582	13,1
2	9474	9,9
4	6913	3,7
6	1377	0,4
8	468	10,9

Praca sumaryczna poślizgu sprzęgła jest najmniejsza przy pozycji nakrętki regulacyjnej 8 obrotów, ale wtedy, jak wykazały badania eksperymentalne, silnik na początku ruszania zostaje gwałtownie obciążony. Najmniejszy, najkorzystniejszy współczynnik dyskomfortu odpowiada pozycji regulacyjnej nakrętki – około 4-6 obrotów wkręcenia, w przypadku rozpatrywanego typu automatu sprzęgłowego.

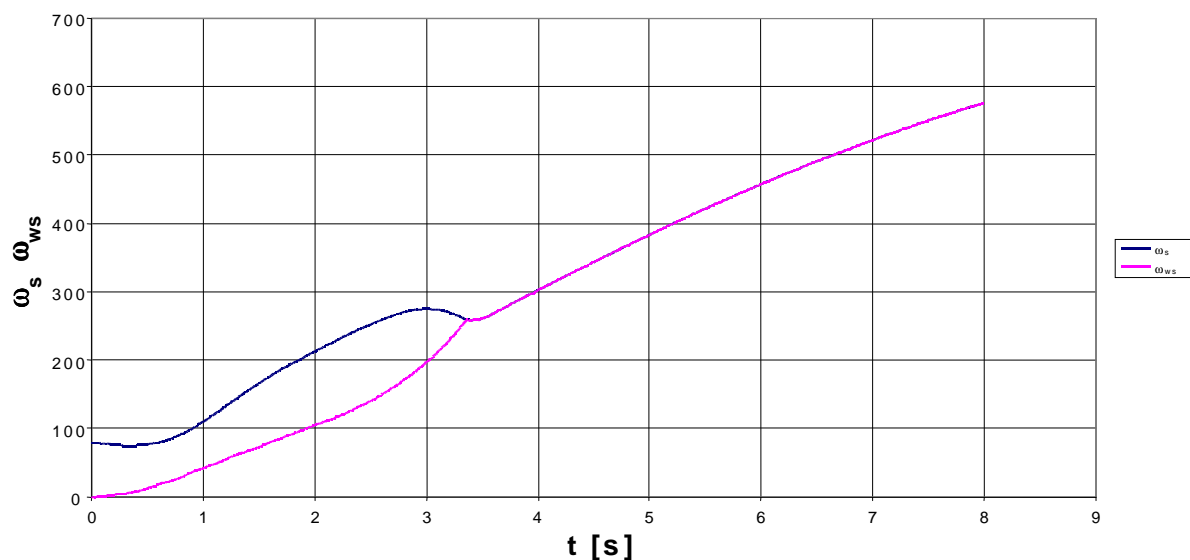


Rys. 8.9. Symulacja przebiegów czasowych prędkości obrotowej silnika przy ruszaniu samochodu, z różnymi ustawieniami regulacyjnymi automatu

Opracowany model symulacyjny układu napędowego umożliwia także analizę przebiegów prędkości obrotowej silnika, obciążanego przy ruszaniu z miejsca samochodu

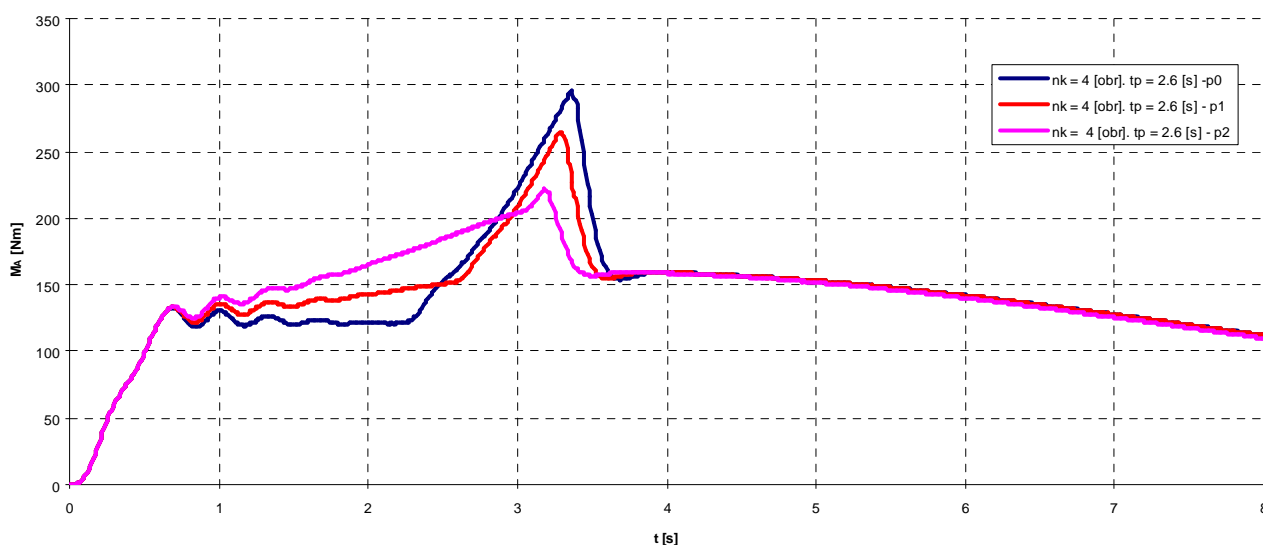
z automatem sprzęgłowym, przy jego różnych ustawieniach. Przebiegi czasowe prędkości obrotowej silnika przy ruszaniu, przy różnych ustawieniach nakrętki przedstawiono na rys.8.9. W pierwszej sekundzie procesu ruszania, przy pozycji nakrętki 8 obrotów, widoczny jest spadek prędkości obrotowej, w czasie badań skutkujący nawet zgaśnięciem silnika. Podobny, choć mniejszy chwilowy spadek obrotów można zauważyć w pierwszej sekundzie ruszania dla regulacji 6 obrotów. Przebiegi czasowe przy ustawieniach nakrętki 0 [obr.] i 2 [obr.] charakteryzuje nadmierny przyrost obrotów silnika między 2. a 3. sekundą ruszania w fazie tarcia rozwiniętego w sprzęgle. Skutkuje to wzrostem sumarycznej pracy poślizgu sprzęgła, por rys.8.8.

Charakterystyczne minimum lokalne na krzywych prędkości obrotowej silnika (rys. 8.9), występujące około 3,5 [s] od początku ruszania, jest zgodne w czasie z punktem przecięcia krzywych prędkości obrotowych silnika oraz wałka sprzęgłowego na rys. 8.10. To w tej właśnie chwili, występuje maksymalna wartość przyspieszenia wzdłużnego samochodu oraz momentu obrotowego na półosiach – por. rys. 8.1. i 8.3., a także maksymalna jest sumaryczna praca tarcia (rys.8.8). W celu ułatwienia porównań, na omawianych rysunkach przyporządkowano kolory linii przebiegów symulacyjnych odpowiednim ustawieniom nakrętki. Wykresy czasowe (rys.8.10) prędkości kątowej wałka sprzęgłowego i prędkości kątowej wału silnika od chwili czasowej ok. 3,5 [s] pokrywają się. Na symulacyjnych przebiegach momentu obrotowego na półosiach, przebiegach przyspieszenia wzdłużnego samochodu i wykresach sumarycznej pracy tarcia występuje wtedy nagła zmiana wartości.



Rys. 8.10 Przebiegi czasowe wartości prędkości kątowej silnika ω_s i prędkości kątowej wałka sprzęgłowego ω_{ws}

Zmniejszenie amplitudy przyspieszenia uzyskiwane poprzez regulację badanego automatu sprzęgłowego prowadzi do poprawy, ale wartości amplitudy przyspieszenia i wskaźnika dyskomfortu nie są zadowalająco zmniejszone. Dlatego podjęto próbę **numerycznego ukształtowania przebiegu charakterystyki** przemieszczenia dźwigni sprzęgła w czasie, w taki sposób by zmniejszyć amplitudę oscylacji momentu obrotowego na półosiach i amplitudę przyspieszenia wzdłużnego samochodu podczas ruszania z miejsca. Można to uzyskać poprzez wygenerowanie odpowiedniego przebiegu załączania sprzęgła w fazie tarcia rozwiniętego (rys.8.12).

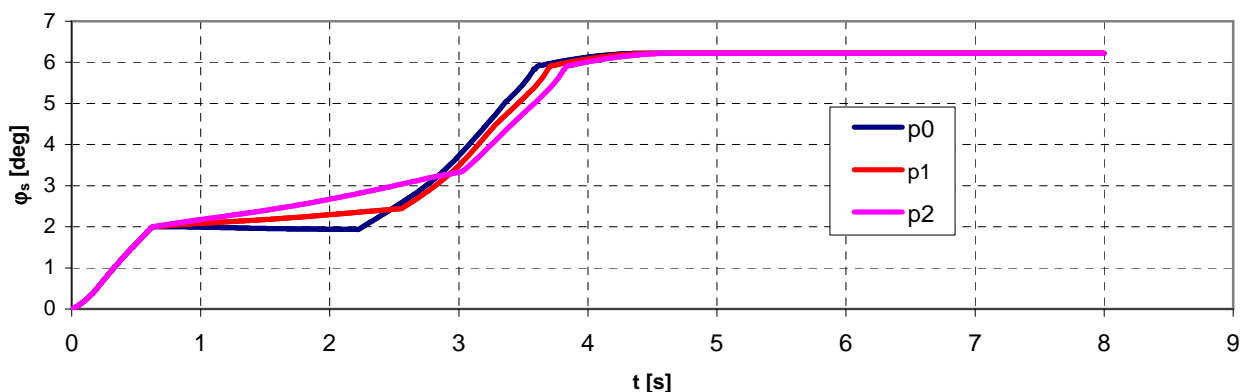


Rys.8.11. Symulacje zależności średniego momentu obrotowego na półosiach od różnych przebiegów czasowych przemieszczeń kątowych dźwigni sprzęgła.

Na rys. 8.11. przedstawiono symulacje przebiegów czasowych momentu obrotowego na półosi, wygenerowanych przy teoretycznych przebiegach załączania sprzęgła. Na rys. 8.11 widoczna jest faza załączania sprzęgła rozpoczynająca się w czasie ok. 0.6 [s]. W tej fazie, dla rzeczywistego, badanego automatu przebieg przemieszczenia kątowego dźwigni sprzęgła φ_s (rys. 8.12) jest odcinkiem niewiele odbiegającym od linii poziomej; tak jak to przedstawiono na rysunku linią granatową. W tej fazie, zwanej wcześniej w pracy czasem t_2 , dźwignienka sprzęgła przemieszcza się w niewielkim stopniu.

Symulowano tu zatem przebiegi przemieszczenia kątowego dźwigni sprzęgła nie odpowiadające - jak wykazały badania - możliwościom sterowania dźwignią sprzęgła przez badany automat – rys.8.12.

Opis przedstawiony przez producenta automatu sugeruje, że przebiegi załączania sprzęgła powinny, w drugiej fazie (t_2), zapewniać przemieszczenie kątowe dźwigni sprzęgła proporcjonalne do ruchu pedału gazu. Wykorzystując opracowany model symulacyjny wykonano analizę wpływu kąta nachylenia charakterystyki przemieszczeń dźwigni sprzęgła w czasie (dla przedziału czasu t_2), na przebieg momentu obrotowego na półosiach rys. 8.11, prędkości pojazdu (rys. 8.13) i przyspieszenia wzdłużnego (rys. 8.14).

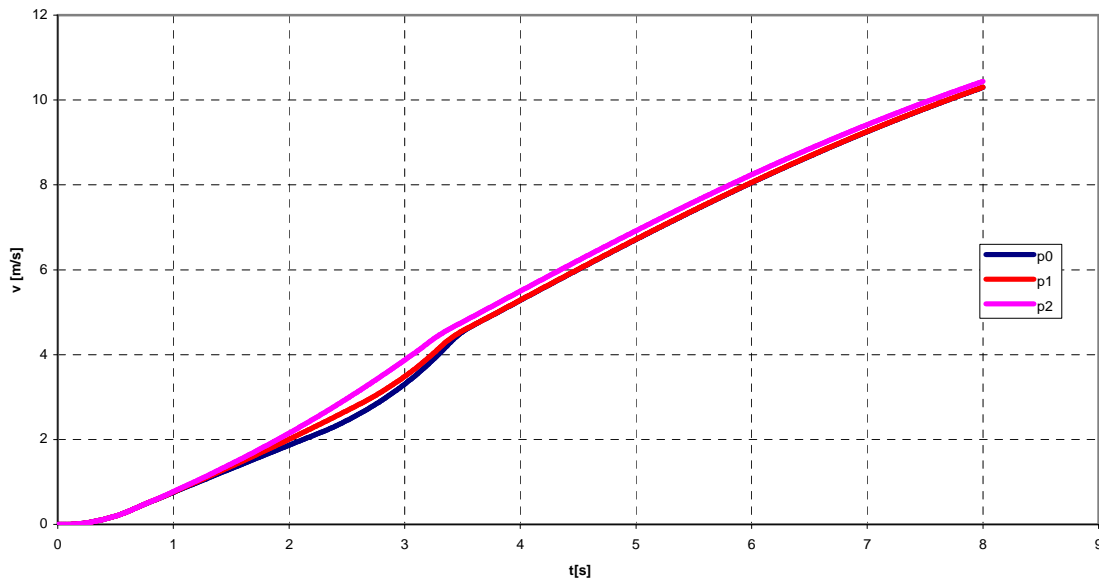


Rys 8.12 Rzeczywisty - p0 i dwa symulowane p1, p2; przebiegi czasowe zmiany położenia dźwigni sprzęgła (charakterystyka automatu sprzęgłowego)

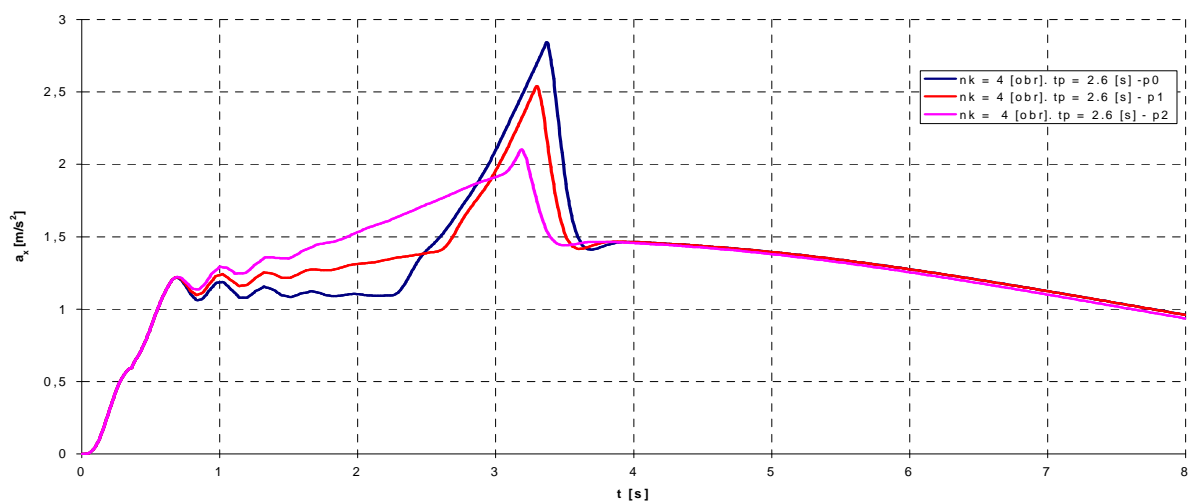
Przyjęto następujące oznaczenia na rysunkach: 8.11, 8.12, 8.13, 8.14: przebieg przemieszczenia kąowego dźwigni w tej fazie (próba symulacyjna p0), przebieg z umiarkowanym przyrostem liniowym tego kąta – próba p1 i przebieg z szybszym przyrostem liniowym kąta φ_s – próba p2. Na rys. 8.11 widoczna jest korzystna tendencja w próbie p1, a zwłaszcza w próbie p2, charakteryzująca się zmniejszeniem wartości amplitud momentu obrotowego, a także na skutek tego, zmniejszeniem wartości maksymalnych przyspieszenia wzdłużnego rys. 8.14.

Odpowiadające tym symulacjom przebiegi prędkości samochodu przedstawiono na rys. 8.13.

Zastosowana w badanym automacie tuleja szczelinowa, nie zapewnia zatem, jak wykazały badania drogowe, zmiany kąowego przemieszczenia dźwigni sprzęgła, proporcjonalnej do kąta położenia przepustnicy. Z symulacji komputerowej przedstawionej powyżej wynika natomiast, że taka zmiana przemieszczenia kąowego dźwigni sprzęgła proporcjonalna do kąta położenia przepustnicy jest pożądana. Poprawia bowiem komfort ruszania z miejsca, zmniejszając wartości chwilowe przyspieszeń, nie powodując przy tym niekorzystnych zmian w przebiegu prędkości rozpędzania samochodu (rys. 8.13).



Rys. 8.13. Symulacyjne przebiegi czasowe prędkości samochodu (próby p0, p1 i p2).



Rys. 8.14 Symulowane przebiegi przyspieszenia (próby: p0, p1 i p2).

Na przedstawionych trzech przebiegach czasowych przyspieszenia - rys. 8.14 widoczna jest korzystna tendencja zmniejszania się wartości maksymalnej przyspieszenia w próbie p1 w stosunku do p0, a zwłaszcza w próbie p2 w stosunku do obu poprzednich.

To wskazuje, że należy dążyć do takich zmian w pracy automatu, które umożliwią uzyskanie charakterystyki przemieszczenia dźwigni sprzęgła proporcjonalnej do kąta położenia przepustnicy. Zmiany te powinny dotyczyć np. zastosowania zaworu proporcjonalnego o innej charakterystyce niż charakterystyka pracy zaworu montowanego standardowo w tym automacie. Charakterystyka ta powinna zapewniać realizację pożądanego przebiegu czasowego kąтового przemieszczenia dźwigni sprzęgła, zgodnego z symulacją p2 przedstawioną na rys. 8.12.

8.2 Ocena komfortu ruszania pojazdu z miejsca na podstawie kryterium maksymalnych wartości przyspieszenia.

Ocena komfortu procesu ruszania z miejsca samochodu jest utrudniona z tego względu, że ten proces charakteryzuje pewne, określone, średnie przyspieszenie, które wpływa na poczucie komfortu kierowcy/pasażera, ale ponadto na to przyspieszenie nakładają się także gwałtowne jego zmiany. Dlatego proponowana ocena komfortu [14] zawiera te obydwa składniki i jest wyrażona w formie zależności:

$$P_{DE} = a\ddot{y}_p + b\ddot{y}_m - c \quad [\%]$$

gdzie:

P_{DE} – wskaźnik dyskomfortu

\ddot{y}_p - różnica między ekstremalnymi wartościami przyspieszeń [%g]

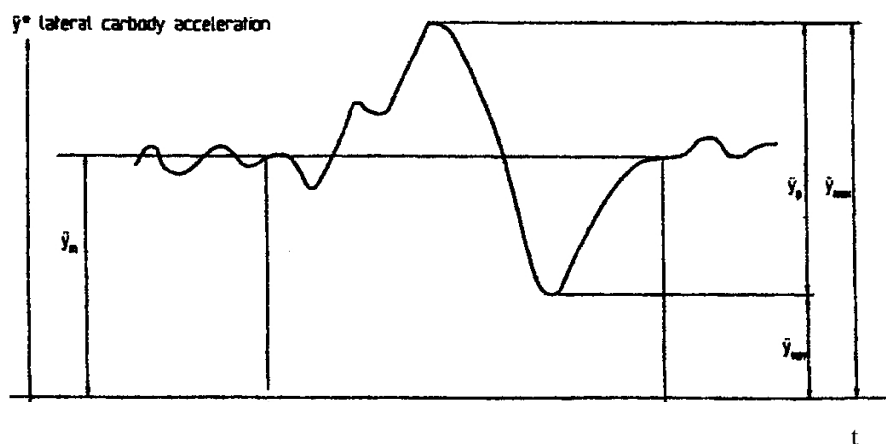
\ddot{y}_m - średnia wartość bocznych przyspieszeń [%g]

a, b, c – stałe.

Stosując takie kryterium do występujących w samochodzie i analizowanych drgań wzdłużnych, ponieważ według [14] oddziaływanie przyspieszeń podłużnych i poprzecznych na ludzki organizm jest bardzo zbliżone, można zapisać przez analogię; dla przyspieszeń wzdłużnych:

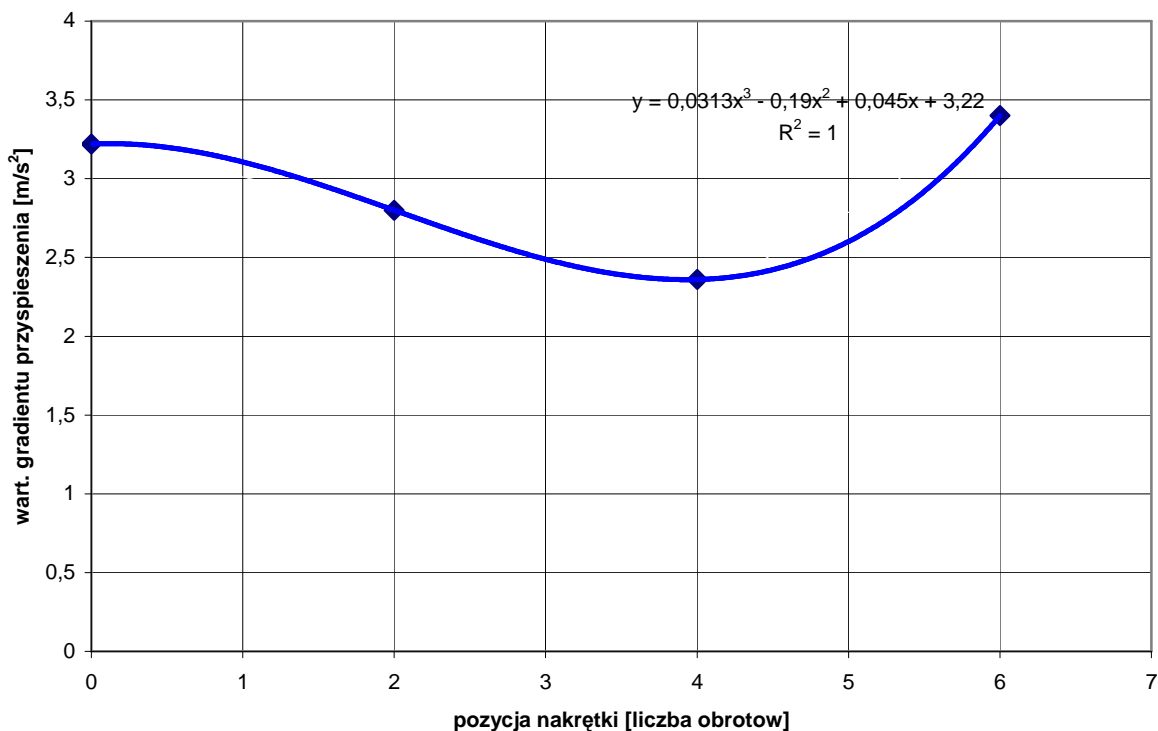
$$P_{DE} = a\ddot{x}_p + b\ddot{x}_m - c \quad [\%]$$

Wyniki badań eksperymentalnych i wyniki symulacji komputerowej przebiegów przyspieszeń samochodu badawczego pozwalają określić chwilowe wartości maksymalne uzyskiwanych przyspieszeń wzdłużnych pojazdu podczas ruszania z miejsca, co przedstawiono na rys.8.2.1 [14].



Rys. 8.2.1 Schemat odczytywania wartości amplitudy przyspieszeń według [14]

Stosując tę metodę odczytano w wykresów badawczych i symulacyjnych wartości różnic między wartościami ekstremalnymi przyspieszeń \ddot{x}_p , następnie obliczono średnie wartości przyspieszeń \ddot{x}_m . Na rys. 8.2.2 przedstawiono wartości różnic przyspieszeń wyznaczone zgodnie z regułą pokazaną na rys 8.2.1.



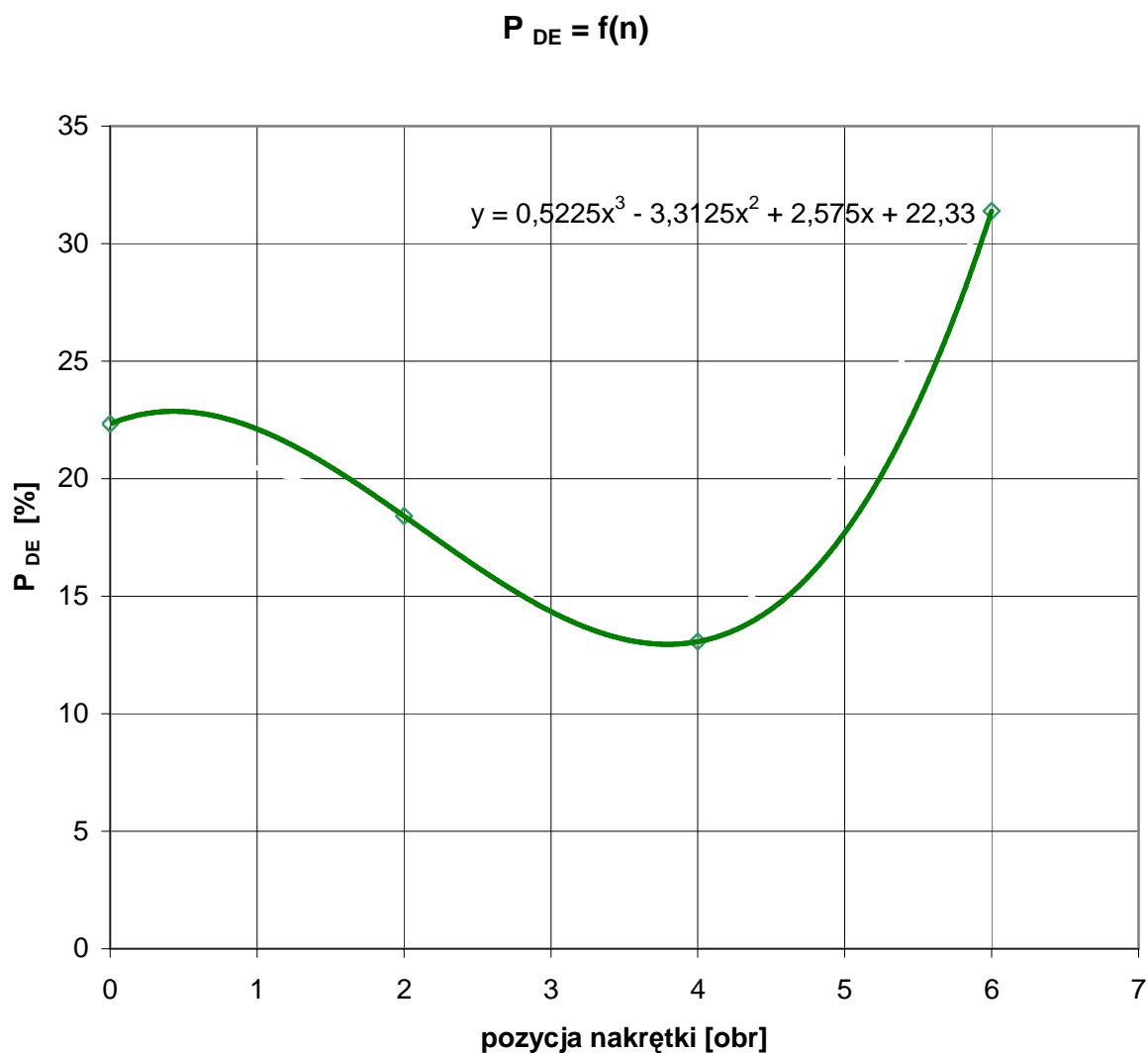
Rys. 8.2.2 Wartości gradientu przyspieszeń w zależności od ustawienia położenia nakrętki

Przedstawiono na nim zmienność różnic chwilowych wartości maksymalnych przyspieszeń, występujących podczas ruszania z miejsca, w zależności od różnych ustawień nakrętki. Przedstawione na rys. 8.2.2. różnice przyspieszeń, nazwane w[14] *peak to peak value* osiągają najniższe wartości przy położeniu nakrętki w otoczeniu pozycji około 4 obrotów wkręcenia.

Dla każdej z zarejestrowanych pozycji regulacyjnych określono przyspieszenie średnie \ddot{x}_n . Następnie obliczono P_{DE} przy uwzględnieniu stałych empirycznych a, b, c, [14]. Na podstawie ogólnej zależności:

$$P_{DE} = 0,83\ddot{x}_p + 1,28\ddot{x}_n - 21,7 \text{ [%]}$$

uzyskano przebieg wartości wskaźnika dyskomfortu jak na rys. 8.2.3.



Rys. 8.2.3 Zależność wskaźnika dyskomfortu P_{DE} od położenia nakrętki regulacyjnej

Wartość wskaźnika dyskomfortu, analogicznie do rys. 8.2.2, jest najkorzystniejsza przy wskazanej pozycji nakrętki regulacyjnej około 4. obrotów wkręcenia, co potwierdza wcześniejszy wniosek o najwłaściwszym ustawieniu nakrętki ze względu na minimalizację zrywu, który także jest najniższy przy tej pozycji regulacyjnej nakrętki.

Można zatem wnioskować, że przyjęte w niniejszej pracy kryterium, nie stosowane dotychczas do oceny komfortu ruszania z miejsca samochodem, może być przydatne przy kształtowaniu charakterystyk automatów sprzęgłowych ze względu na zmiany przyspieszeń i drgania wzdłużne samochodów wyposażonych w takie automaty.

9. Wnioski

9.1. Wnioski o charakterze poznawczym

1. W wyniku badań drogowych pojazdu dla niepełnosprawnych wyposażonego w prosty (bez sprzężenia zwrotnego) automat sprzęgłowy, uzyskano przebiegi czasowe momentów obrotowych na pólasiach oraz prędkości i przyspieszenia pojazdu podczas ruszania z miejsca. Otrzymane wartości przyspieszeń przy różnych nastawieniach regulacyjnych automatu poddano ocenie pod względem komfortu jazdy. Stwierdzono znaczny wpływ nastawień automatu na komfort jazdy. Wybrano nastawienia najkorzystniejsze.
2. Wykonano analizę rzeczywistych przebiegów czasowych przemieszczeń dźwigni sprzęgła przy różnych nastawieniach automatu oraz dokonano analizy ich wpływu na przebiegi momentów obrotowych na pólasiach. Przebiegi czasowe przemieszczeń dźwigni sprzęgła w badanym automacie sprzęgłowym rozpatrywano jako charakterystykę tego automatu, zauważono wpływ tych charakterystyk na wartości amplitudy oscylacji momentu obrotowego w końcowej fazie załączania sprzęgła. Zmiany nastawień powodowały zmianę wartości amplitudy momentu obrotowego pólasi, jednak amplitudy pozostały w zakresie nie akceptowalnym z punktu widzenia komfortu jazdy.
3. Zmiany nastawień automatu powodowały również zmiany wartości amplitud drgań typu *chatter* [46] w trakcie załączania sprzęgła. Wartości amplitud drgań momentu obrotowego tego typu, bez względu na nastawienie automatu pozostawały niewielkie, bez odczuwalnych zmian przyspieszeń wzdłużnych pojazdu.
4. Przy doborze nastawień automatu sprzęgłowego wykorzystuje się charakterystykę prędkościową silnika przy różnych stopniach otwarcia przepustnicy. Stosowanie charakterystyki uproszczonej (wg wzoru Hahna) powoduje rozbieżności między wynikami badań drogowych a wynikami badań symulacyjnych.
5. Zmiana charakterystyki automatu sprzęgłowego, np. poprzez wprowadzenie teoretycznej charakterystyki zaworu proporcjonalnego w drugim etapie załączania sprzęgła, w zdecydowany sposób zmniejszyła amplitudy drgań (oscylacji) momentu obrotowego na pólasiach, a co za tym idzie zmian przyspieszeń wzdłużnych pojazdu.

6. Wyniki symulacji komputerowych uzyskanych za pomocą modelu układu napędowego i modelu pojazdu, o pięciu stopniach swobody, są jakościowo zgodne z wynikami badań drogowych.
7. Wprowadzono wskaźnik dyskomfortu stosowany w Japonii i Wielkiej Brytanii przy ocenie wpływu zaburzeń ustalonego ruchu pojazdów kolejowych. Uzyskane wyniki oceny dyskomfortu są zbliżone do wyników oceny uzyskanych przy wykorzystaniu zrywu pojazdu. Biorąc pod uwagę, że wprowadzony wskaźnik oddziela zaburzenie ruchu pojazdu mierzone zmianą przyspieszenia wzdłużnego od ustalonego przyspieszenia wynikającego z ruszania pojazdu, jego stosowanie wydaje się być uzasadnione.
8. Obliczone wartości pracy poślizgu sprzęgła, decydujące o jego zużyciu, zostały wykorzystane do oceny nastawień automatu sprzęgłowego. Wykorzystując wskaźnik dyskomfortu oraz wartości pracy poślizgu sprzęgła, można dobrać nastawy będące pewnym kompromisem między komfortem jazdy, a trwałością sprzęgła.
9. Przebiegi symulacyjne wielkości opisujących własności dynamiczne układu napędowego mieszczą się w przedziałach ufności tych wielkości wyznaczonych empirycznie.

9.2. Wnioski uytylitarne

1. Poddany badaniom automat sprzęgłowy zamontowany w samochodzie osobowym spełnia podstawowe funkcje sterowania sprzęgłem, ale nie zapewnia właściwego komfortu pojazdu w czasie procesu ruszania z miejsca.
2. Pomimo prostej konstrukcji i braku sprzężenia zwrotnego w sterowaniu, można poprzez odpowiednią regulację zrealizować korzystną charakterystykę załączania sprzęgła automatem tego typu, obniżając oscylacje przyspieszeń wzdłużnych, zmniejszając amplitudę zrywu i wskaźnik dyskomfortu przy ruszaniu z miejsca.
3. Biorąc pod uwagę wpływ zachowania progresji otwierania się zaworu tzw. *proporcjonalnego* w stosunku do przemieszczenia kąowego pedału gazu, czy też manetki gazu w urządzeniu do ręcznego sterowania gazem dla niepełnosprawnych, zaleca się

zastosowanie zaworu o charakterystyce proporcjonalnej do przemieszczenia kąowego przepustnicy.

4. Opracowany i zweryfikowany doświadczalnie model układu napędowego pojazdu charakteryzuje się akceptowalną zgodnością wyników badań symulacyjnych i drogowych, związanych z ruszaniem pojazdu z miejsca. Ze względu na jego prostotę może on znaleźć zastosowanie w analizie procesu ruszania pojazdu w czasie rzeczywistym. Może też być wykorzystywany do korekty działania zautomatyzowanych układów załączania sprzęgła.

9.3. Wnioski dotyczące dalszych badań

1. W kolejnym etapie rozwoju i doskonalenia konstrukcji rozważanego automatu należy wprowadzić wielkości decydujące o przebiegu oscylacji momentu obrotowego półosi: prędkość obrotową silnika i przemieszczenie dźwigni sprzęgła, jako sygnały wejściowe do sterownika. Występuje potrzeba wprowadzenia sprzężenia zwrotnego w tego typu układach automatów sprzęgłowych. Wiele automatów ma zresztą odpowiednią do tego zadania budowę i algorytmy sterowania. Odpowiednie zsynchronizowanie momentu silnika i momentu sprzęgła powinno skutkować znacznym zmniejszeniem amplitud oscylacji momentu obrotowego.

2. W dalszych badaniach doświadczalnych i symulacyjnych dotyczących rozwoju konstrukcyjnego automatów sprzęgłowych, warto rozważyć możliwość wprowadzenia innych wskaźników komfortu, gdyż zagadnienia te dotyczą szerzej pojętego komfortu związanego z drganiami (o różnych kierunkach przemieszczeń), występującymi w różnych pojazdach. Niektóre metody opracowane w pokrewnych dziedzinach transportu można przystosować do samochodów nie tylko dla niepełnosprawnych kierowców.

10. Bibliografia

1. Alm I., *Transportable comfort-comfortable transport V17 rapport 347*, Linköping VTI, 1989.
2. Albers A., Herbst D., *Rupfen-Ursachen und Abhilfen*, LuK Kolloquium 1998.
3. BS 6841 *British standard guide to measurement and evaluation of human exposure to whole body mechanical vibration and repeated shock*, London 2001
4. Canudas C., Olsson H., Åström K., *A new model for control of systems with friction*. *IEEE Transactions of Automatic Control*, Vol.40, No.3 1995.
5. CEN Railway application -*Ride comfort for passengers- Measurement and evaluation*. *ENV12299*, Brussels 1999.
6. Centea D., Rahhnejat H., Menday M.T., *The influence of the interface coefficient of friction upon the propensity to judder in automotive clutches*, IMechE 1999, Vol.213 Part D.
7. Crossley P.R., Cook J., *A nonlinear engine motor for drivetrain system development*, ieeexplore.ieee.org 1987.
8. Crowther A., Zhang N., Liu D., Jeyakumaran J., *Analysis and simulation of clutch engagement judder and stick-slip in powertrain systems*, ImechE 2004 pp.1427-1446.
9. Dassen M., *Modelling and control of automotive clutch systems*, Eindhoven 2003 Department of Mechanical Engineering Raport 2003.73
10. Dolcini P., Canudas de Wit C., Bechart H., *Improved optimal control of dry clutch engagement* 16thIFAC World Congress, Praga 4-8 July 2005.
11. EPA *Vibration Criteria*, <http://www.environment.nsw.gov.au>
12. Fischer R., *Automatisierung von Schaltgetrieben*, LuK Kolloquium 1998.
13. Förstberg J. *Comfort disturbances caused by low-frequency motion in modern trains*, World Congress in Railway Research, Vol.2, pp1135-1137, Paris SNCF 1994.
14. Förstberg J. *Ride comfort and motion sickness in tilting trains*, Department of Vehicle Engineering Royal Institute of Technology, Doctoral thesis, Stockholm 2000.
15. Garafalo F., Glielmo L., Iannelli L. Vasca F., *Smooth engagement of automotive dry clutch*, Proc.of 40th IEEE CDC pp.529-534, 2001.
16. Garafalo F., Glielmo L., Iannelli L. Vasca F., *Optimal tracking for automotive dry clutch engagement*, Proc.of the 15thIFAC Congress 2002.
17. Giacomini J., Hacaamba T.M., *Performance of ISO 2631 and BS6841 comfort criteria for evaluating automobile road vibration*, ATA 7th Florence, Italy 2001.

18. Giacomini J., Hacaamba T.M., *Subjective response to seated fore and aft direction whole body vibration*, Proceedings of the Imech E, Part D 1997.
19. Giergiel J., Uhl T., *Identyfikacja układów mechanicznych*, PWN. Warszawa 1990.
20. Glielmo L., Vasca F., Vacca V., *Speed control for automated manual transmission with dry clutch*, 43rd IEEE Conference on Decision and Control, 2004 Atlantis, Bahamas, pp. 1709-1714.
21. Griffin M.J., *Evaluation of vibration with respect to human response*, P-174 SAE 1996 Detroit.
22. Griffin M.J., Levis C.H., Parksons K.C. and Witham E.M., *The biodynamic response of the human body and its application to standards*. AGARD Conference Proceedings CP-262, Paper A281989
23. Grzegożek W., Wojs J., *Zagadnienie łagodnego ruszania z miejsca samochodów dla niepełnosprawnych kierowców*, II Krakowskie Warsztaty Inżynierii Medycznej 25-26 kwietnia 2002, Przegląd Lekarski Tom 59, supl. 4 /2002, Kraków.
24. Grzegożek W., Wojs J., *Problematyka ruszania z miejsca samochodem przy zastosowaniu automatu sprzęgłowego*, 6. Międzynarodowe Sympozjum Ukraińskich Inżynierów Mechaników we Lwowie, 21-23 maja 2003. *Maszynoznavstvo No.2 – 2003* str. 46-50, Lwów 2003
25. Grzegożek W., Wojs J., *Bezpieczeństwo przewozu pojazdami samochodowymi osób niepełnosprawnych ruchowo – wybrane zagadnienia*, I Konferencja naukowo – techniczna, Rozwój Techniki Samochodowej a Ubezpieczenia Komunikacyjne. Wydawnictwo Wyższej Szkoły Biznesu im. Bp. J. Chrapka w Radomiu, str. 65 – 76. Radom, 2003.
26. Grzegożek W., Wojs J., *Analiza obciążeń układu napędowego podczas ruszania z miejsca pojazdu wyposażonego w automat sprzęgłowy*. *Archiwum Motoryzacji* 4, pp. 359-371 (2006).
27. Grzesikiewicz W., Orzełowski, S., *Modelowanie i komputerowa symulacja dynamicznych obciążeń w układzie napędowym*, *Zeszyty Instytutu Pojazdów* (18)/95
28. Grzesikiewicz W., *Dynamika układów mechanicznych z więzami*, *Prace naukowe Politechniki Warszawskiej Mechanika z. 117* Warszawa 1990.
29. Hendricks E., *Engine modeling for control applications: Critical survey*, *Meccanica* 32:387-396, 1997 Kluwer Academic Publisher, Holandia 1991
30. ISO 2631, *Mechanical vibration and shock-evaluation of human exposure to whole body vibration*.

31. Jantos J., *Analiza procesu ruszania samochodu i możliwości jego optymalizacji*, Praca doktorska, Wydział Maszyn Roboczych i Pojazdów Politechniki Poznańskiej. Poznań 1990.
32. Jantos J., Siłka W., *Zastosowanie metod symulacyjnych do analizy procesu ruszania samochodu. Modelowanie cyfrowe w technice samochodowej*, Prace naukowe Politechniki Lubelskiej Seria Mechanika 1989, z.43.
33. Jantos J., Siłka W., *Analiza zjawisk charakteryzujących proces ruszania z miejsca podczas rozpędzania samochodu*, Zeszyty naukowe WSI Opole nr 127 z.31 Opole 1986.
34. Jun Fan, *Längsschwüngen von Pkw (Ruckeln)*, Vortragsausdrücke der VIII. IfF-Tagung Braunschweig, 1992
35. Kabsch A., Tasiemski T., *Potrzeby osób niepełnosprawnych w zakresie środków lokomocji i kierunki rozwiązań technicznych*, Materiały konferencyjne Rozwój Środków Lokomocji dla Osób Niepełnosprawnych, PRO-MO Kraków, grudzień 1997
36. Kamiński E., Pokorski J., *Dynamika zawiesznień i układów napędowych pojazdów samochodowych* Wydawnictwa Komunikacji i Łączności, Warszawa 1983.
37. Kember S., Powell N., Poggi M., Ellis D., *Modelling of snap start behaviour in an automotive driveline*.14th European ADAMS Users' Conference Paper 1999.
38. Kleczkowski A., *Opracowania własne*, Kraków 1996.
39. Kremmling B. Fischer R., *Automatische Kupplung-Das neue LuK-EKM*, LuK Kolloquium 1998.
40. Korwas W., *Samochody dla inwalidów*, Katalog Samochody Świata 1997, PS PREGO, Warszawa 1996
41. Krisper G. Reichweger J., *Simulation der Anfarschwüngen im Antriebsstrang von Nutzfahrzeugen*, FISITA 1988
42. KücükayF., PfauW., *Extrembelastung in Personenwagen-Atriebssträngen*. Automobiltechnische Zeitschrift 91/1989.
43. Lei Y.,Niu M., Ge A., *A research on starting control strategy of vehicle with AMT*, Proc.of FISITA World Automotive Congress. Seul, 2000.
44. Marc A., *Modellierung der Komfortbeurteilung aus Kundensicht am Beispiel des automatisierten Anfahrens*, IPEK Universität Karlsruhe Doktor –Dissertation 2005.
45. Maucher P., *Optimierte Kupplungsauslegung*, LuK Kolloquium 1986
46. Maucher P., *Clutch judder*, Proc of the 4thIS Torsional vibration of drive train, Baden - Baden1990.

47. Mitschke M., *Fahrzeug-Ruckeln*. Automobiltechnische Zeitschrift 96/1994.
48. Mitschke M., *Dynamika samochodu*. Wydawnictwa Komunikacji i Łączności, 1987.
49. Micknass W., Popiol R., Sprenger A, *Sprzęgła, skrzynki biegów, wały i półosie napędowe*, Wydawnictwa Komunikacji i Łączności, Warszawa 2005
50. Milanowska K., *Przystosowanie środków lokomocji i transportu publicznego jako jeden z podstawowych czynników umożliwiających osobom niepełnosprawnym ich integrację ze społeczeństwem*, Materiały konferencyjne Rozwój Środków Lokomocji dla Osób Niepełnosprawnych. PRO-MO, Kraków grudzień 1997.
51. Milanowska K., *Zdolność i możliwość lokomocji osób niepełnosprawnych – szansą ich integracji społecznej*, Materiały konferencyjne II Konferencji Naukowej Rozwój Środków Lokomocji dla Osób Niepełnosprawnych. Krynica 12-14 maja 1999. Wyd. Polskiej Akademii Nauk, Kraków 1999.
52. Nawalany T., Rzymkowski C., Wojs J. : *Evaluation of impact of different degrees of limb dysfunction on passive safety of car driver/passenger*, Proceedings of the International Crashworthiness Conference „ICrash 2000”, 6 – 8.09.2000, The Royal Aeronautical Society London, str.133-14.
53. Orzełowski S., Stepiński,B., *Badanie obciążeń układu napędowego samochodu* Biuletyn BKP Mot nr 12, 1969.
54. Orzełowski S., *Dynamiczne obciążenia skrętne układów napędowych samochodów*, Prace Naukowe Politechniki Warszawskiej. *Mechanika z.131*.Warszawa 1990.
55. Orzełowski S., *Dobór sprzęgła do układu napędowego samochodu*, Zeszyty Instytutu Pojazdów nr6(18)95. Warszawa 1995.
56. Orzełowski S.,Trzeciński S., *Eksperymentalne badania zdolności sprzęgła do przenoszenia momentu w warunkach prób dynamicznych*, Zeszyty Instytutu Pojazdów nr6(18)95. Warszawa 1995.
57. Patkiewicz J., *Samochód jako czynnik społecznej integracji osób niepełnosprawnych*, Materiały konferencyjne II Konferencji Naukowej Rozwój Środków Lokomocji dla Osób Niepełnosprawnych. Krynica 12-14 maja 1999, Wyd. Polskiej Akademii Nauk, Kraków 1999.
58. Pettersson M., *Driveline Modeling and Principles for Speed Control and Gear-Shift Control*. Linköping Studies in Science and Technology, Thesis No. 564, Linköping 1996.
59. Pieniążek W., Wojs J., *Experimental research of cars equipped with devices for handicapped drivers including active safety*, Proceedings of conference Biomechanics

- of impacts. Vehicle passive safety problems in Central and Eastern Europe 18-20.04.2001. Wyd. Delft, Holandia, str. 229-237,
60. PN-92/S-77500: *Badania samochodów. Pomiar prędkości i intensywności rozpędzania.*
61. Praca zbiorowa Centrum CEBRON. *Instrukcja automatycznego sterowania sprzęgłem*
62. Reik W., *Torsionsschwingungen im Antriebsstrang von Kraftfahrzeugen*, LuK Kolloquium 1990.
63. Romaniszyn K., *The Dynamics of a Car Drive System*, The archive of Mechanical Engineering. Nr 1, pp. 73-83, 1996.
64. Romaniszyn K., *Badanie i modelowanie dynamiki układów napędowych samochodów*, Monografia 232 Wyd. Politechniki Krakowskiej, Kraków 1998r
65. Serrarens A., Dassen M., Steinbuch M., *Simulation and control of an automotive dry clutch*, Proc. of the 2004 American Control Conference. Boston 2004.
66. Schwenger A., *Aktive Dämpfung von Triebstrangsachswingungen*, Universität Hannover Fakultät für Elektrotechnik und Informatik. Doktor –Dissertation 2005
67. Skup Z., *Damping of Vibrations in a Power Transmission System Containing a Friction Clutch*. Journal of Theoretical and Applied Mechanics 43, 4, pp. 875-892, Warsaw 2005.
68. Spodaryk K., *Możliwości kierowania pojazdami mechanicznymi przez osoby z zaburzeniami neurologicznymi*. Materiały konferencyjne II Konferencji Naukowej Rozwój Środków Locomocji dla Osób Niepełnosprawnych. Krynica 12-14 maja 1999. Wyd. Polskiej Akademii Nauk, Kraków 1999
69. Szadkowski A., Morford R., *Clutch engagement simulation: engagement without throttle*, SAE Technical Paper Series 920766 pp.103-117
70. Walczak S., Wojs J., *Ocena wybranych urządzeń do samochodu dla osób z dysfunkcją kończyn dolnych, rozwój, usprawnienia*, Materiały konferencyjne LON'99, Krynica 12-14 maja 1999, str.193-207,
71. Walczak S., Wojs J., *Konstrukcyjne innowacje w samochodach dla niepełnosprawnych*, Materiały VII Międzynarodowego Sympozjum IPM Wojskowej Akademii Technicznej. Warszawa Rynia, 8 –10 grudnia 1999, tom II, str.658-665,
72. Walczak S., Wojs J., *Specyfika diagnostyki samochodów przystosowanych dla osób niepełnosprawnych*, Materiały Konferencji Diagnostyka Pojazdów Samochodowych, Politechnika Śląska, Katowice 2000, str.289-297,
73. Walczak S., Wojs J., *Doskonalenie konstrukcji i metodologii badawczej samochodowych urządzeń specjalnych dla niepełnosprawnych*, KONMOT AUTOPROGRES Międzynarodowa

- Konferencja Motoryzacyjna w Zakopanem, 17-20 października 2000, Czasopismo Techniczne z.7M/2000, wyd. PK, str. 193-204,
74. Walczak S., Wojs J.: *Diagnostyka urządzeń specjalnych w samochodach dla niepełnosprawnych*, Materiały Konferencji Diagnostyka Pojazdów Samochodowych, Politechnika Śląska, Katowice 14 stycznia 2000, str. 85-100,
75. Walczak S., Wojs J., *Model matematyczny układu na pędowego samochodu osobowego wyposażonego w automat sprzęgłowy*, Materiały konferencyjne w druku , 8 Międzynarodowe Sympozjum Ukraińskich Inżynierów Mechaników we Lwowie, *Maszynoznavstvo* - wyd .Politechniki Lwowskiej Lwów 2007,
76. Wicher,J., *Ocena wpływu zmian parametrów sprzęgła na zdolność o przenoszenia momentu*. Zeszyty Instytutu Pojazdów nr6 (18)95. Warszawa 1995,
77. Wojs J., Janik T., *Badania wpływu parametrów regulacyjnych automatu sprzęgłowego na ruszanie z miejsca samochodu dla niepełnosprawnych*. *Czasopismo Techniczne* z. 7. Politechnika Krakowska, Kraków 2004.
78. Wojs J., *Wybrane zagadnienia z dziedziny udostępnienia komunikacji samochodowej osobom niepełnosprawnym*. Materiały konferencyjne KONMOT 1994, str. 431-438, *Wyd . PK*,
79. Wojs J., *Wybrane urządzenia specjalne do samochodu dla osób niepełnosprawnych*. *Czasopismo techniczne*, z.6-M/1998, s. 209-220, *Wyd. Politechniki Krakowskiej*. INTERKONMOT 98,
80. Wojs J., Pieniążek W., : *Experimental Research on the Steerability of a Car Equipped with Devices for Handicapped Drivers*, Proceedings of the 6th Conference on Vehicle System Dynamics, Identification and Anomalies, VSDIA '98, str.271-281. Technical University Budapest 1999.
81. Wojs J., *Pomóżmy niepełnosprawnym*, Artykuł popularno-naukowy w czasopiśmie *Nasza Politechnika* nr 2/1999, str. 17-19, Kraków 1999.
82. Wojs J., *Klasyfikacja dysfunkcji w celu ujednoczenia specjalnego wyposażenia samochodów dla niepełnosprawnych kierowców*. Referaty I Krakowskich Warsztatów Inżynierii Medycznej, Kraków, maj 2000, wyd. PK, str.189-194,
83. Wojs J., *Nowe konstrukcje samochodowych urządzeń inwalidzkich, jako odpowiedź na potrzeby osób o różnych dysfunkcjach motorycznych*, III Międzynarodowa Konferencja Naukowa Rozwój Środków Lokomocji i Komunikowania się dla Osób Niepełnosprawnych,. Materiały Konferencyjne, *Wyd. Polskiej Akademii Nauk*. str.123-132, Krynica 2001.

84. Vasca, F Glielmo,L.,. *Engagement control for automotive dry clutch*, Proc.of ACC, Illinois ,USA 2000,pp.1016-1017
85. Zink,M., *Kupplung und Betätigung als System LuK* Kolloquium 1994.
86. www.rehacare.de – strona internetowa targów urzędzeń inwalidzkich w Düsseldorfie
87. www.slownik-online.pl/kopalinski

ZAŁĄCZNIK

Załącznik zawiera: 1 Dane techniczne samochodu badawczego
2. Opis układu telemetrycznego

1. Dane techniczne samochodu badawczego

Pojemność skokowa silnika	- 796 cm ³
Moc maksymalna	- 30 kW (41 KM)
Prędkość obrotowa mocy maksymalnej	- 5500 obr/min
Moment maksymalny	- 59 Nm (6,0 kGm)
Prędkość obrotowa momentu maksymalnego	- 2500 obr/min
Sprzęgło:	
Rodzaj:	-cierne, jednotarczowe, suche, z centralną sprężyną dociskową i tłumikiem drgań skrętnych
Przełożenia skrzyni na poszczególnych biegach:	
1. bieg	- 3,818
2. bieg	- 2,210
3. bieg	- 1,423
4. bieg	- 0,971
5. bieg	- 0,837
wsteczny bieg	- 3,583
Przełożenie przekładni głównej	- 4,263
Koła:	
Wymiar ogumienia	- 135R12S
Ciśnienie w ogumieniu	- 0,18 MPa

2. Opis układu telemetrycznego

W skład układu telemetrycznego wchodziły:

- a) tensometryczny układ pełnomostkowy składający się z tensometrów foliowych typ TFs-10/260 o $R = 260 \Omega$, $k = 2.14$, produkcji Tenmex Łódź
- b) układ elektroniczny zabudowany na części wirującej składający się z:
 - instrumentalnego wzmacniacza tensometrycznego typ AD 622 firmy Analog Devices
 - przetwornika: napięcie – częstotliwość typ LM 331 firmy Intersil
 - zespołu stabilizatorów napięcia i elementów zasilania

- układu wzmacniacza wyjściowego do sterowania nadajnika łącza radiowego
 - uzwojenia wtórnego transformatora wirującego
- c) układy związane z częścią stacjonarną momentomierza:
- antena odbiorcza łącza radiowego
 - uzwojenie pierwotne transformatora wirującego oddzielone odpowiednim ekranem
- d) ekranowane kable łączące zasilanie transformatora wirującego i przekazujące sygnały radiowe
- e) układ elektroniczny zabudowany w części stacjonarnej, składający się z:
- modułu odbiornika radiowego RR3 – 433.92 MHz
 - układu formowania impulsów wejściowych
 - przetwornika częstotliwość – napięcie
 - filtru dolnoprzepustowego
 - wzmacniacza wyjściowego
 - wyświetlacza cyfrowego LED (woltomierza całkującego)
 - generatora mocy zasilającego transformator wirujący
 - zespołu zasilania (przetwornic i konwerterów napięć)

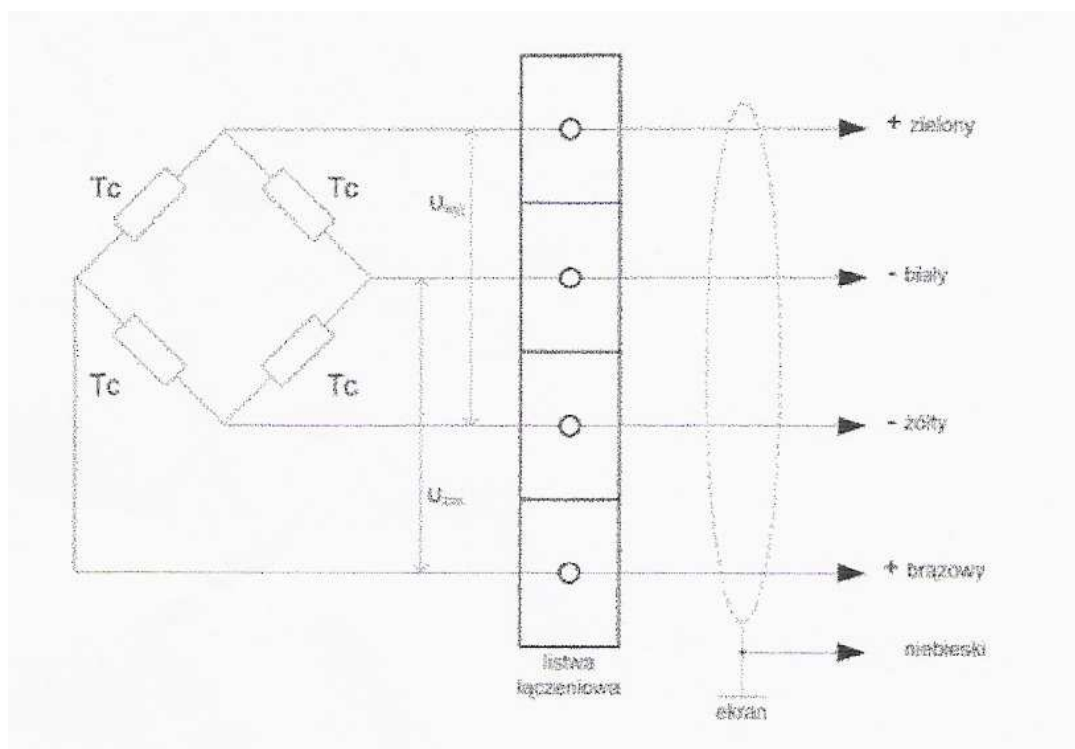
W celu zapewnienia właściwego rozmieszczenia poszczególnych elementów układu pomiarowego, niezbędne było zaprojektowanie i wykonanie odpowiednich uchwytyw mocujących w samochodzie badawczym.

Bezprzewodowe zasilanie nadajnika wirującego wraz z półosią wymagało zamocowania dwóch uzwojeń, z których jedno musiało wirować wraz z półosią, na której umocowany był nadajnik, w celu wytworzenia pola elektromagnetycznego. Jako jedyne miejsce umożliwiające spełnienie tych założeń ze względów geometrycznych wybrany został obszar zwrotnicy. Część wirująca została zamocowana na przegubie w taki sposób, aby jednocześnie pełniła funkcję większej opaski mocującej osłonę gumową przegubu.

Pozostałe wymiary zostały dostosowane do wymogów stawianych przez producenta w zakresie szerokości przeznaczonej na uzwojenie wtórne transformatora wirującego oraz do przestrzeni, jaka była możliwa do wykorzystania w danym modelu pojazdu. Część stała transformatora została zamocowana do śrub mocujących zacisk hamulcowy, natomiast

pozostałe gabaryty elementów urządzenia również zostały dobrane zgodnie z wymogami producenta, co do szerokości uzwojenia pierwotnego oraz tak, aby położenie obu uzwojeń względem siebie, było prawidłowe.

Zastosowanie układów tensometrycznych miało na celu umożliwienie odwzorowania i pomiar wielkości momentu obrotowego przenoszonego przez pólisie. Aby to zrealizować konieczne było zastosowanie układu pełnomostkowego tensometrów, który był czuły jedynie na naprężenia pochodzące od tego momentu. Założenia te spełnił naklejony na badanych pólisach układ, którego schemat pokazano na poniższym rysunku. 1.z.



Rys.1.z. Schemat połączenia tensometrów w mostek Wheatstone'a

U_{wyj} - napięcie na wyjściu z mostka, U_{zas} - napięcie zasilania mostka

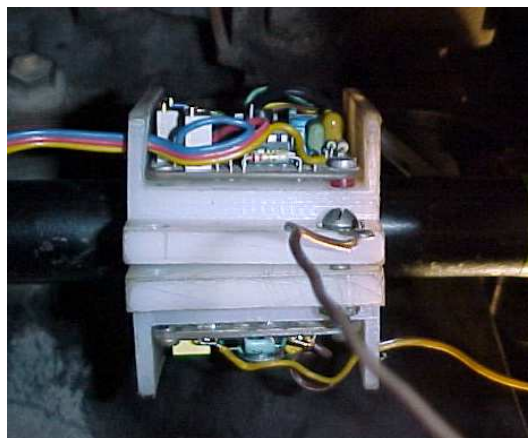
Parametry techniczne wykonanego układu:

- | | |
|--|-------------------------|
| - zakres mierzonego momentu | - 1000 Nm ÷ +1000Nm, |
| - zakres wskazań wyświetlacza (woltomierza) | ± 1999 V, |
| - histereza mechaniczna układu momentomierza | < 10 Nm, |
| - zakres dewiacji częstotliwości przetworników U/f i f/U | $\Delta f = \pm 6$ kHz, |
| - zakres przenoszonych częstotliwości sygnału | 0 ÷ 800 Hz, |
| - częstotliwość łącza radiowego | 433,92 MHz, |
| - czułość odbiornika | 2.2 μ V rms, |
| - zasięg łącza radiowego | ~ 25 m, |

- zasilanie aparatury bateryjne 12V DC (zakres od 10 V ÷ 15 V),
- obciążalność prądowa $\approx 0,6$ A,
- napięcie wyjściowe momentomierza ± 200 Nm $\rightarrow \pm 10$ V, -
- rezystancja wyjściowa 100 Ω ,
- rezystancja obciążenia >1 k Ω ,
- nieliniowość ~ 1 %,
- napięcie zasilania transformatora wirującego 20 V ≈ 25 kHz,
- napięcie zasilania mostka tensometrycznego 5 V DC,
- tensometry foliowe typ T F s- 10/260 (R=260 Ω k = 2.4) 8 szt,
- zakres temp. pracy 0 ÷ +50° C,

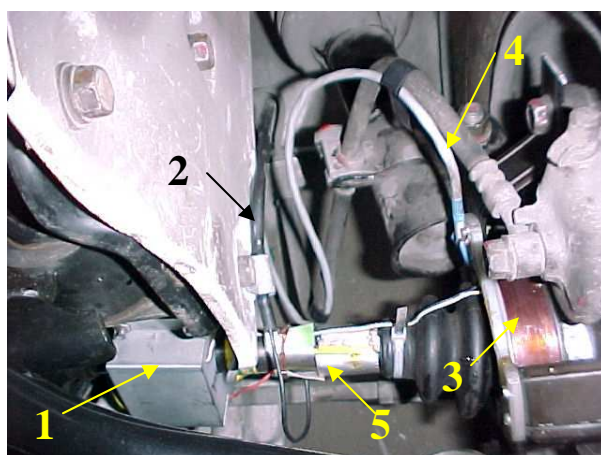


Rys.2.z. Rozmieszczenie nadajnika sygnału i transformatora zasilającego w samochodzie



Rys.3.z. Nadajnik sygnału bez osłony zabezpieczającej

Elementy telemetrycznego układu badawczego zamontowane do pojazdu badawczego pokazano na rysunkach: 2.z, 3.z. i 4.z.



Rys.4.z. Telemetryczny układ pomiarowy gotowy do pracy: 1-nadajnik sygnału w osłonie zabezpieczającej, 2-antena odbiorcza, 3-transformator zasilający, 4-przewód zasilający uzwojenie w części nieruchomej transformatora, 5- miejsce naklejenia tensometrów