

**INSTYTUT KONSTRUKCJI I EKSPLOATACJI MASZYN
POLITECHNIKI WROCŁAWSKIEJ**

Raport Serii PREPRINTY Nr P-015/95

Rozprawa doktorska

**MODELOWANIE ZAWIESZENIA POJAZDU
Z ELEMENTEM SPRĘŻYSTYM
O UJEMNEJ SZTYWNOŚCI
W UKŁADZIE WYCHYLANIA NADWOZIA**

Tadeusz LEWANDOWSKI

Promotor

dr hab. inż. Eugeniusz RUSIŃSKI, prof. nadzw. Politechniki Wrocławskiej

Słowa kluczowe:

*modelowanie układów materialnych
zawieszenie pojazdu
wychylne nadwozia*

Wrocław 1995

SPIS TREŚCI

	str.
1. Wstęp	3
1.1. Wprowadzenie	3
1.2. Analiza możliwości realizacji funkcji wychylania nadwozia w pasywnym układzie zawieszenia	9
1.3. Stan wiedzy na temat badanego zagadnienia	12
1.4. Cele, teza i plan pracy	19
2. Ogólna postać modelu zawieszenia pojazdu	22
2.1. Struktura modelu	22
2.2. Podstawowe założenia	34
2.3. Elementy zastosowane w badanym modelu	36
2.4. Równania ruchu modelu	49
3. Ograniczenia i kryteria oceny	52
4. Pneumatyczne elementy sprężyste modelu	58
4.1. Model funkcjonalny półtoroidalnej sprężyny pneumatycznej	60
4.2. Pneumatyczny element sprężysty o ujemnej sztywności	68
5. Analiza wybranych własności układu	76
5.1. Uproszczony model badanego układu	76
5.2. Badanie wrażliwości parametrycznej modelu	80
5.3. Badanie stabilności globalnej modelu	88
6. Ocena badanego układu zawieszenia w przestrzennym modelu pojazdu szynowego	94
6.1. Wyniki symulacji i ocena jakości	95
7. Podsumowanie i wnioski końcowe	104
8. Literatura	106
Załączniki:	
Załącznik nr 1 – Parametry modelu nominalnego	110
Załącznik nr 2 – Wydruk operacyjny modelu przestrzennego z systemu MEDYNA ..	113
Załącznik nr 3 – Model funkcjonalny półtoroidalnej sprężyny pneumatycznej w zapisie systemu MEDYNA	133

1. WSTĘP

Cel rozdziału:

- przedstawienie problemu wychylnych nadwozi pojazdów,
- ocena możliwości realizacji funkcji wychylania nadwozia w pasywnym układzie zawieszenia,
- przegląd stanu wiedzy na temat badanego zagadnienia i układu,
- sformułowanie celów, tez i planu pracy.

1.1. Wprowadzenie

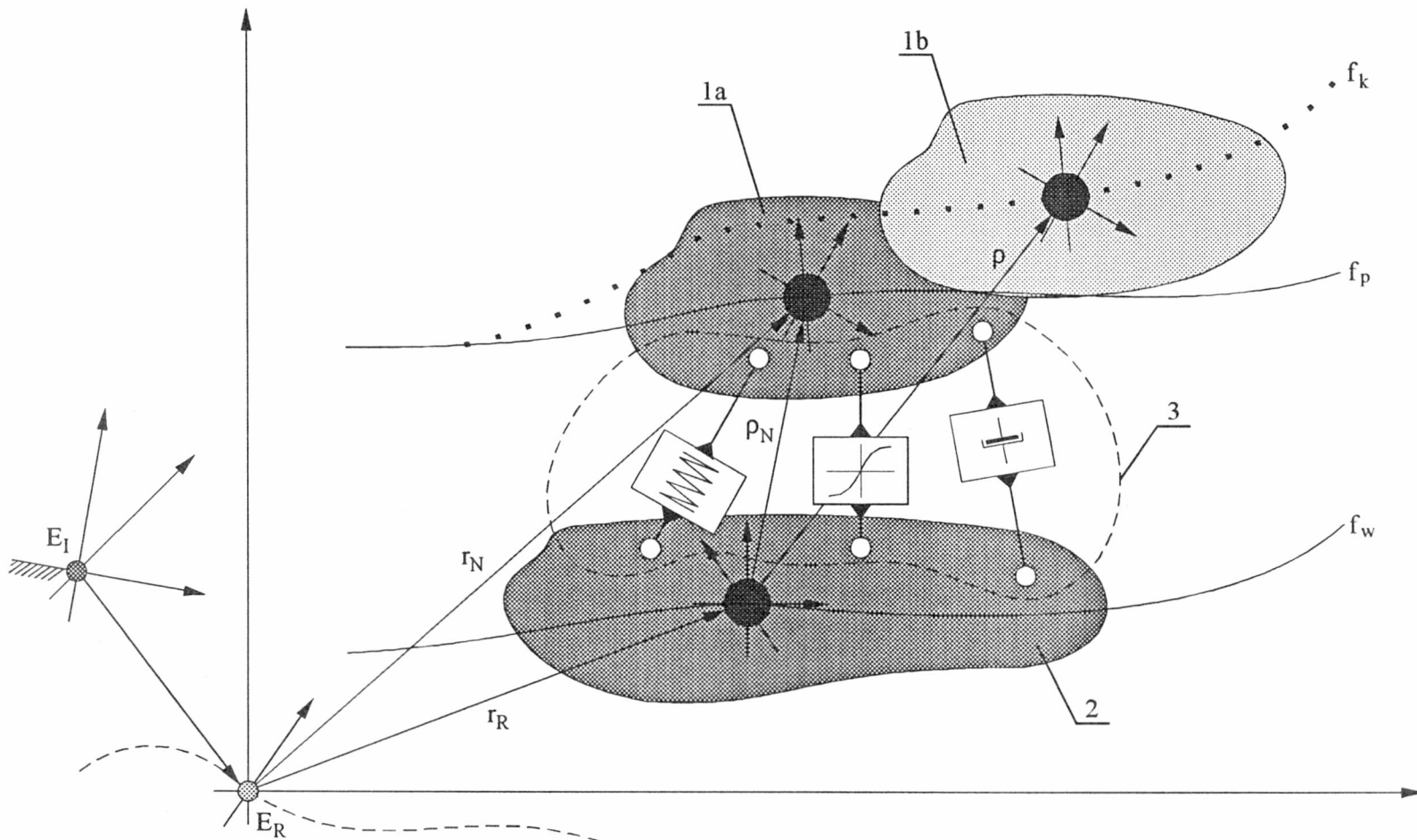
Układ materialny badany w niniejszej pracy należy do klasy pasywnych układów dynamicznych z więzami podatnymi. Jego model dyskretny tworzy grupa ciał sztywnych (*elementy masowe*) połączonych systemem ciał odkształcalnych (*elementy łączące*) o zdefiniowanych charakterystykach sprężysto-tłumiących. Swoboda ruchu elementów ograniczona jest przez nałożone warunki więzów. Całość funkcjonuje w środowisku wprowadzającym określone wymuszenia i zakłócenia. Podstawowym zadaniem prezentowanego układu jest realizowanie zadanej kinematyki i kształtowanie charakterystyk dynamicznych wybranych elementów masowych (*ciała izolowane*) pod kątem łagodzenia drgań powstających podczas ruchu. Jednak w niektórych przypadkach wymaga się aby układ realizował pewne dodatkowe funkcje i zbadanie takiego przypadku jest głównym celem tej pracy.

Rozważmy układ materialny przedstawiony na rys.1.1. Wyróżniono w nim trzy elementy struktury:

- *ciało izolowane* (1) (element masowy, którego charakterystyki dynamiczne powinny spełniać zadane kryteria oceny),
- *ciało prowadzone* (2) (element masowy, który jest prowadzony po zdefiniowanej trajektorii ruchu),
- *układ zawieszenia* (3) (układ ciał sztywnych i odkształcalnych łączących ciało prowadzone i ciało izolowane).

Zadania podstawowe układu zawieszenia to właściwe prowadzenie i łagodzenie drgań natomiast dodatkową funkcją, którą powinien realizować w rozpatrywanym przypadku jest korygowanie trajektorii ruchu ciała izolowanego według przyjętego kryterium, zgodnie z istniejącymi więzami. Jedną z aplikacji tego typu przypadku jest pojazd, w którym porusza się człowiek i zagadnienie funkcjonujące pod pojęciem „*wychylne nadwozie*”

Zagadnienie wychylnych nadwozi pojawiło się wraz z dążeniem do zwiększania prędkości ruchu pojazdów i jest nowym elementem w szybkim ruchu pasażerskim. Problem jest szczególnie istotny dla transportu szynowego, który przy rosnącej konkurencji ze strony



- 1a - ciało izolowane w położeniu klasycznym
 1b - ciało izolowane w położeniu skorygowanym
 specjalną funkcją układu
 2 - ciało prowadzone po trajektorii wymuszenia
 3 - układ elementów łączących

- f_p - trajektoria ruchu ciała izolowanego bez układu korygującego jego położenie,
 f_k - trajektoria ruchu ciała izolowanego po zastosowaniu funkcji korygującej,
 f_w - trajektoria ruchu ciała prowadzonego.
 r_R , r_N , ρ , ρ_N - promienie wodzące ciał

Rys.1.1. Model fizyczny badanego układu

innych przewoźników (transport samochodowy czy lotniczy) chce utrzymać swoje pozycje a nawet przejąć wiodącą rolę w transporcie średniodystansowym. Przemawiają za tym nie tylko względy ekonomiczne ale przede wszystkim silne dążenia ekologiczne. Aby sprostać stawianym wymaganiom konieczne jest

*zwiększenie prędkości ruchu pojazdów w torze przy zachowaniu
wymaganego poziomu bezpieczeństwa i komfortu.*

O ile w przypadku ruchu w torze prostym problem jest rozwiązany na zadowalającym poziomie o tyle sprawa przejazdu przez łuki toru z dużymi prędkościami jest bardziej złożona na skutek działania zwiększonych sił odśrodkowych, które powodują:

- *zagrożenie bezpieczeństwa ruchu pojazdu w łuku toru,*
- *pogorszenie komfortu podróżowania wynikające z działania na pasażera niezerównoważonego przyspieszenia bocznego.*

Naturalną reakcją człowieka podczas ruchu w łuku jest pochylanie się do środka krzywizny w celu skompensowania działania siły bocznej. Ten fakt wykorzystano do rozwiązania problemu utrzymania wymaganego poziomu komfortu przejazdu przez łuki toru z dużymi prędkościami. Istnieją dwie możliwości :

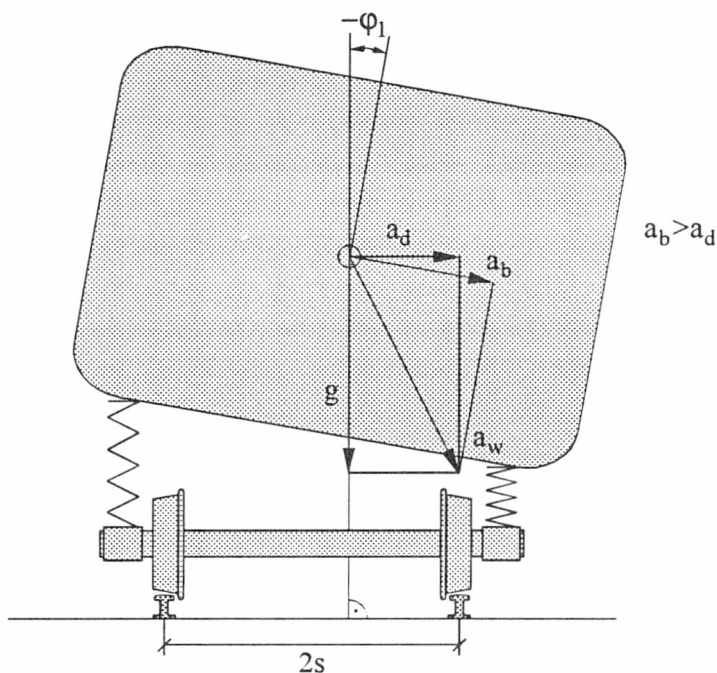
- *działanie na poziomie drogi* - przystosowanie toru do zwiększonych prędkości ruchu pojazdów przez właściwe wyprofilowanie jego geometrii w planie i profilu (minimalizację ilości łuków i ich krzywizny, stosowanie właściwych pochyłeń toru w łuku),
- *działanie na poziomie pojazdu* - przystosowanie pojazdów do ruchu z dużymi prędkościami po istniejących szlakach przez zastosowanie systemów pochylania nadwozia do środka krzywizny łuku toru (korygowanie trajektorii ruchu nadwozia).

Realizacja pierwszego sposobu rozwiązania problemu jest zawsze uzasadniona w przypadku budowania nowego szlaku o ile warunki terenowe pozwalają na takie działanie. W przypadku modernizacji istniejących linii sprawa nie jest tak oczywista ponieważ wymaga przeprowadzenia analizy ekonomicznej przedsięwzięcia (ze względu na znaczne nakłady inwestycyjne jest opłacalne przy dużym natężeniu przewozów) a poza tym napotyka często na przeszkody natury technicznej związane z niekorzystną topografią terenu, przez który przebiega linia kolejowa. Z tego powodu szczególnie w krajach europejskich o ukształtowaniu terenu niesprzyjającym takiemu działaniu (Szwajcaria, Niemcy, Włochy, Szwecja) oraz w Japonii położono duży nacisk na drugi wariant rozwiązania problemu tj. na przystosowanie pojazdów do jazdy z dużymi prędkościami po istniejącej sieci szlaków komunikacyjnych co

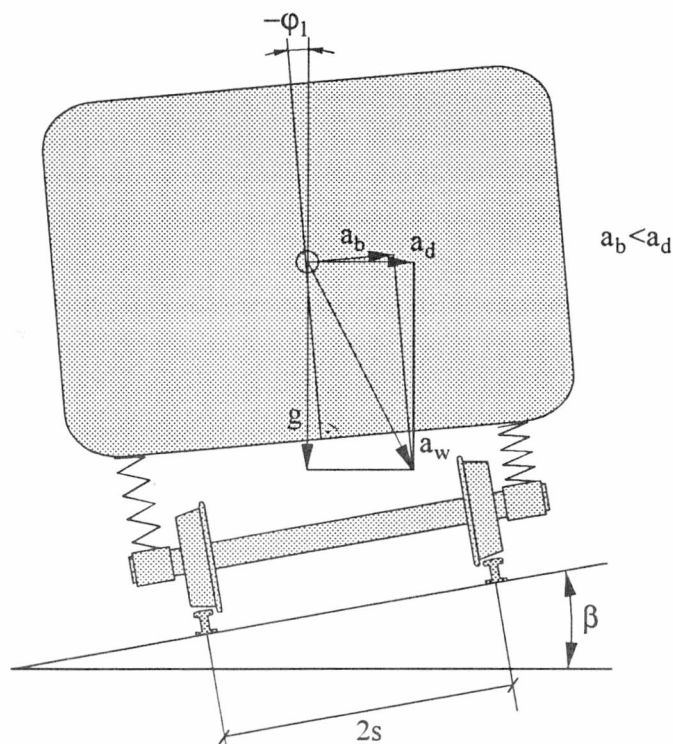
badania i doświadczenia eksploatacyjne uzyskuje się w ten sposób możliwość zwiększenia prędkości o około 25-35% w zależności od parametrów szlaku [92] bez pogorszenia wskaźników komfortu.

Rozważmy sytuację pojazdu (na przykładzie pojazdu szynowego), który porusza się zadaną prędkością (v) w łuku toru o promieniu (R) (rys.1.2.a). Na pojazd i pasażera oprócz przyspieszenia ziemskiego (g) działa przyspieszenie odśrodkowe o wartości $a_d = v^2/R$

a)



b)



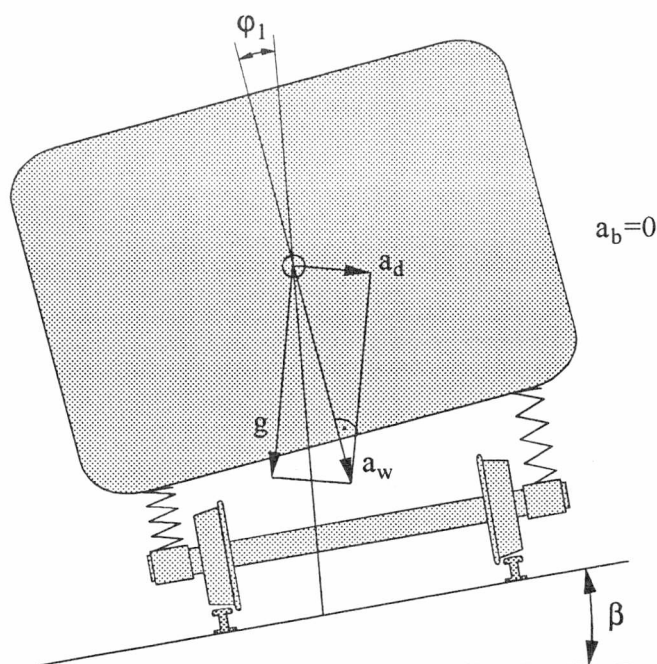
Rys.1.2. Konwencjonalny pojazd w łuku toru (płaszczyzna prostopadła do wektora prędkości ruchu):
a) bez przechyłki toru, b) z przechyłką toru.

wywołujące poziome siły boczne. Powoduje to przechył sprężystości podpartego nadwozia pojazdu o kąt (φ_l) w kierunku na zewnątrz łuku. Na pasażera działa wypadkowe przyspieszenie (a_w), którego składowa boczna (a_b) równoległa do podłogi nadwozia pogarsza komfort jazdy. W celu zmniejszenia wartości przyspieszenia bocznego (a_b) wprowadza się w łuku stałą pochylenie toru (tzw. *przechyłka toru*) przez uniesienie zewnętrznego (względem środka krzywizny) toku szynowego w stosunku do toku wewnętrznego (rys.1.2.b). Wywołane w ten sposób nachylenie toru o kąt (β) pozwala na częściowe zredukowanie przyspieszenia (a_b) przy zachowaniu tej samej prędkości jazdy. Przy stałej wartości przechyłki toru całkowita kompensacja przyspieszenia bocznego następuje tylko dla jednej prędkości jazdy (v_w - tzw. *prędkość wyrównawcza*). Ponieważ ruch pojazdów może odbywać się z różnymi prędkościami dlatego dopuszcza się pewną nieskompensowaną wartość przyspieszenia bocznego, stąd w przypadku jazdy z prędkością wyższą operuje się pojęciem *niedoboru przechyłki* natomiast przy jeździe z prędkością niższą od wyrównawczej mówi się o *nadmiarze przechyłki* w stosunku do rzeczywistego pochylenia toru. Maksymalna i minimalna prędkość jazdy w danym łuku są więc określone granicami maksymalnego dopuszczalnego niedoboru i nadmiaru przechyłki ze względu na kryterium komfortu podróżowania. Dalsze zwiększanie prędkości jazdy jest w świetle tego kryterium niedopuszczalne. Teoretycznie z punktu widzenia komfortu możliwe byłoby podniesienie granicy prędkości maksymalnej przez zwiększenie przechyłki toru, jednak należy wziąć pod uwagę możliwość jazdy pojazdu wolniejszego jak również przypadek zatrzymania pojazdu w łuku i wtedy przyjęte kryteria nie zostałyby spełnione. Jak wykazuje przeprowadzone wyżej rozumowanie optymalnym rozwiązaniem jest zastosowanie systemu wychylania nadwozia pojazdu (tzw. *sztuczna przechyłka*), który wprowadzałby odpowiednie pochylenie nadwozia do środka łuku w funkcji prędkości jazdy i parametrów geometrycznych łuku toru. Istnieje wtedy możliwość pełnej kompensacji przyspieszenia bocznego (a_b) lub jazdy z maksymalną prędkością z niezrównoważonym przyspieszeniem granicznym określonym przez kryterium komfortu. Sytuację jazdy przy pełnej kompensacji przedstawiono na rys.1.3.

Z bilansu sił działających na nadwozie, sporządzonego dla ogólnego przypadku ruchu pojazdu w łuku tj. gdy występuje:

- stała przechyłka toru (h_t), odpowiadająca pochyleniu toru o kąt (β)

$$\beta = \arcsin\left(\frac{h_t}{2s}\right), \quad (1.1)$$



Rys.1.3. Pojazd z wychylnym nadwoziem podczas jazdy w łuku z pełną kompensacją przyspieszenia bocznego .

- wychylenie nadwozia do środka łuku o kąt (φ_1) czemu odpowiada wartość sztucznej przechyłki (h_p)

$$h_p = 2s \cdot \operatorname{tg} \varphi_1, \quad (1.2)$$

(w przypadku wychylenia na zewnątrz łuku kąt (φ_1) a zatem i odpowiadająca mu przechyłka mają wartości ujemne, natomiast przy wychyleniu do środka łuku obie wielkości są dodatnie)

- nieskompensowane przyspieszenie boczne o wartości dopuszczalnej (a_{bp}), któremu odpowiada niedobór (nadmiar) przechyłki (h_n)

$$h_n = \frac{2s}{g} a_{bp} \quad (1.3)$$

określa się maksymalną ze względu na dopuszczalną wartość nieskompensowanego przyspieszenia bocznego prędkość jazdy w łuku toru o promieniu (R)

$$v = \sqrt{\frac{g}{2s} R(h_t + h_p + h_n)}. \quad (1.4)$$

Z zależności (1.4) i przeprowadzonych rozważań wynikają następujące wnioski:

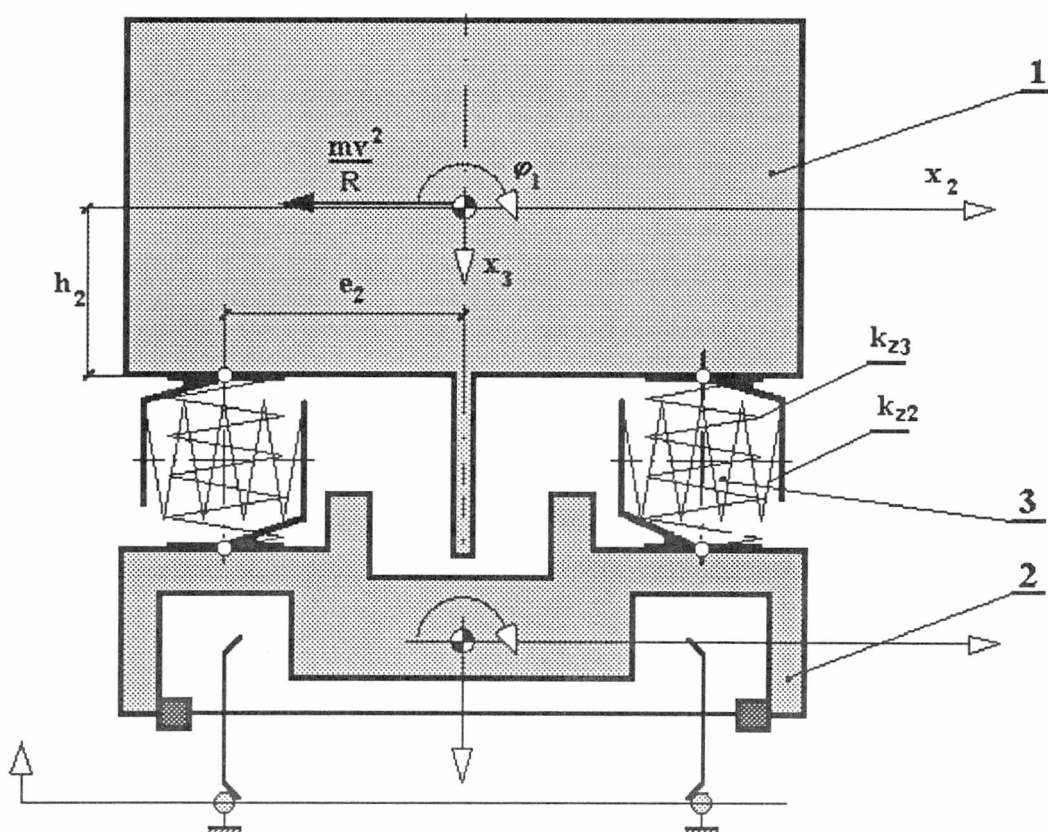
WNIOSKI:

- *jedyną możliwością zwiększenia prędkości w łuku drogi z zachowaniem ograniczeń i spełnieniem kryteriów oceny jest wprowadzenie systemu wychylania nadwozia do środka łuku,*
- *zadanie wychylania nadwozia w czasie ruchu po łuku spoczywa na układzie zawieszenia bryły nadwozia pojazdu.*

1.2. Analiza możliwości realizacji funkcji wychylania nadwozia w pasywnym układzie zawieszenia

Analiza możliwości i warunków realizacji postawionego zadania przeprowadzona będzie na uproszczonym modelu pasywnego układu zawieszenia. Dlaczego wybrano układ pasywny w czasach gdy tak wiele mówi się o układach aktywnych? Otóż zgodnie ze znaną zasadą, że należy preferować rozwiązania „tak proste jak tylko to jest możliwe byle nie prostsze” warto prowadzić poszukiwania w obszarze układów pasywnych ponieważ z punktu widzenia wielu kryteriów (nie tylko technicznych) są one korzystniejsze od układów z elementami aktywnymi pod warunkiem, że są równie skuteczne.

Aby się przekonać o tym, jak wygląda sytuacja w badanym przypadku rozważmy uproszczony płaski model zawieszenia nadwozia pojazdu opisany w płaszczyźnie normalnej do wektora prędkości liniowej ruchu unoszenia (rys.1.4). Prezentowany model, złożony z nadwozia jako ciała izolowanego (1), ciał prowadzonych po zadanej trajektorii (2) reprezentujących układ jezdny (wózek) pojazdu oraz układu zawieszenia jako grupy elementów odkształcalnych (3) o własnościach sprężystych (w tym etapie rozpoznania problemu pominięcie tłumienia nie zmienia jakości działania układu) jest modelem zastępczym dla



Rys.1.4. Uproszczony płaski model zawieszenia nadwozia pojazdu.

rzeczywistego czy domniemanego układu zawieszenia nadwozia. Budując model matematyczny takiego układu po dokonaniu odpowiednich przekształceń otrzymuje się zależność na kąt wychylenia nadwozia dla stanu quasi-ustalonego, pod działaniem siły odśrodkowej o stałej wartości (dla obiektu fizycznego jest to przypadek ruchu ze stałą prędkością liniową w łuku o ustalonym promieniu krzywizny R)

$$\varphi_1 = -\frac{mv^2}{R} \cdot \frac{h_2}{2k_{z3}e_2^2} \quad (1.5)$$

Analizując znaki poszczególnych parametrów równania (1.5) i żądając aby zachodził warunek wychylenia nadwozia do środka łuku ($\varphi_1 > 0$) pamiętając jednocześnie, że zawsze jest $k_{z3} > 0$, dochodzi się do jednego sensownego fizycznie przypadku realizacji takiego układu. Określa go zależność

$$h_2 < 0 \quad (1.6)$$

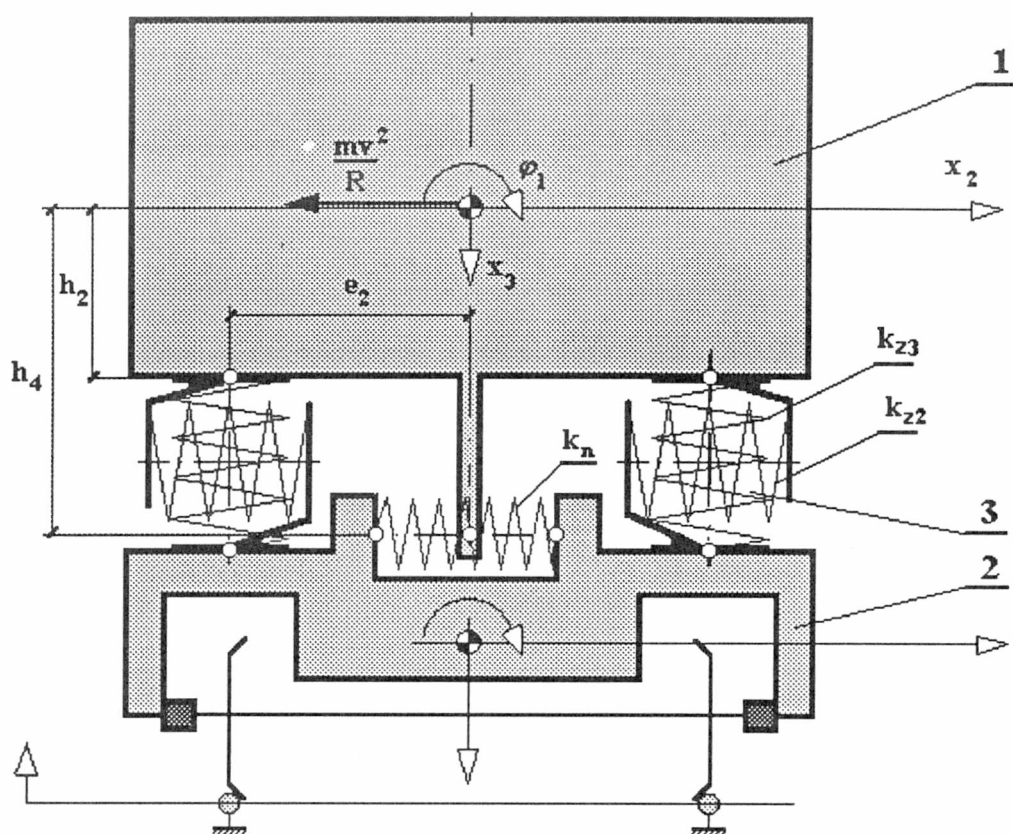
Oznacza to fizycznie w przypadku pojazdu, że punkty podparcia nadwozia na elementach sprężystych zawieszenia powinny być położone powyżej jego środka masy. Powstaje wtedy układ rzeczywistego wahadła fizycznego, który nie jest jednak optymalny w świetle wielu kryteriów.

Poszukując dalej w obszarze układów z elementami biernymi rozbudowano model z rys.1.4. o dodatkowy element sprężysty działający w kierunku poprzecznym (rys.1.5). Zależność na kąt wychylenia nadwozia dla takiego układu przedstawia się następująco:

$$\varphi_1 = -\frac{mv^2}{R} \cdot \frac{k_n h_4 + k_{z2} h_2}{2k_{z3}e_2^2(k_n + k_{z2}) + k_n k_{z2}(h_4 - h_2)^2} \quad (1.7)$$

Z zależności (1.7) uwzględniając, że dla układów rzeczywistych jest: $k_{z2} > 0$ i $k_{z3} > 0$ oraz przyjmując, że $h_2 > 0$ i $h_4 > 0$ eliminując tym samym poprzedni przypadek wahadłowego zawieszenia można określić przedziały wartości sztywności dodatkowo wprowadzonego elementu sprężystego (k_n), dla której uzyskuje się oczekiwany, dodatni kierunek pochylenia nadwozia ($\varphi_n > 0$)

$$k_n \in \left\{ \frac{-2k_{z2}k_{z3}e_2^2}{2k_{z3}e_2^2 + k_{z2}(h_4 - h_2)} ; -k_{z2} \frac{h_2}{h_4} \right\} \quad (1.8)$$



Rys.1.5. Uproszczony płaski model zawieszenia nadwozia pojazdu z dodatkowym poprzecznym elementem sprężystym

Po uwzględnieniu znaków parametrów okazuje się, że sztywność dodatkowego zastosowanego elementu sprężystego powinna mieć wartość z zakresu ujemnego określonego zależnością (1.8). Jest to element sprężysty o ujemnym współczynniku sztywności tzw. *sprężyna niestabilna*. Pomimo zastosowania elementu lokalnie niestabilnego globalna stabilność układu musi być zachowana.

WNIOSKI:

- istnieją dwie możliwości uzyskania efektu wychylenia nadwozia do środka krzywizny podczas jazdy w łuku drogi dla pasywnego układu zawieszenia:
 - w układzie klasycznego wahadła tj. w takiej sytuacji gdy punkty podparcia nadwozia na układzie zawieszenia są położone powyżej jego środka masy,
 - w układzie fikcyjnego wahadła tj. gdy w układzie funkcjonuje element sprężysty o ujemnej sztywności, działający w kierunku poprzecznym do osi drogi.

1.3. Stan wiedzy na temat badanego zagadnienia

Ze względu na silny związek tematu pracy z określoną klasą obiektów dynamicznych należy spojrzeć na badane zagadnienie i stan wiedzy na jego temat z dwóch punktów widzenia:

- 1) od strony teoretycznej przez analizę i selekcję metod badawczych do zastosowania w rozpatrywanym przypadku,
- 2) od strony aplikacji przez rozpoznanie stanu rozwoju układów wychylania nadwozia w pojazdach szynowych.

Badany układ dynamiczny ze względu na swoją strukturę i występujące w niej elementy jest układem dość złożonym jak na możliwości metod analitycznych mechaniki układów materialnych. Duża ilość elementów (pomimo że większość z nich można przybliżyć modelem liniowym) oraz złożony opis zjawisk zachodzących w strefie styku pary koło-szyna (bardzo istotny element w modelu pojazdu szynowego) powodują, że racjonalne podejście do badanego zagadnienia w świetle obecnych możliwości obliczeniowych sprowadza się do dwóch toków postępowania:

- prowadzenia badań wybranych własności układu na uproszczonym płaskim modelu, w celu identyfikacji obowiązujących prawidłowości jego funkcjonowania,
- prowadzenie zaawansowanej analizy sprawdzająco-korygującej na modelu przestrzennym rozbudowanym do tego stopnia aby uzyskać zadowalający poziom złożoności układu i jakości wyników obliczeń.

Modelowanie układów materialnych z więzami podatnymi prowadzi się od lat w wielu ośrodkach badawczych i stosowany przy tym zapis struktury modelu i charakterystyk jego elementów opiera się na znanych metodach mechaniki układów materialnych [5,63,64,65,77]. Przyjmowane modele elementów układu dyskretyzuje się najczęściej na poziomie modelowanych elementów fizycznych i tworzy się strukturę złożoną z nieodkształcalnych brył połączonych nieważkimi elementami odkształcalnymi o własnościach sprężystych, tłumiących lub specjalnych. O takim podejściu do tworzenia modelu dyskretnego traktują m in. pozycje literaturowe [47,48,49]. W przypadku występowania elementów modelu, których przybliżenie wprost modelem dyskretnym jest zbyt dużym uproszczeniem sięga się do metody elementów skończonych, która realizuje proces dyskretyzacji na znacznie głębszym poziomie o czym traktują np. prace [50,75], przy czym MES traktowana jest wyłącznie jako narzędzie wspomagające, zwiększające dokładność modelu tam gdzie zachodzi taka potrzeba.



Specyficzne warunki występują w układach wibroizolacji nadwozi pojazdów (układy zawieszonych) gdzie drgania elementów wynikają z zaburzeń wprowadzanych podczas ruchu unoszenia a jakość wibroizolacji jest zorientowana na zrealizowanie komfortu drganiowego w odczuciu człowieka. Problem ten omawiają szeroko prace [32,37,40]. Zastosowaniu metody elementów skończonych w odniesieniu do elementów pojazdów poświęcone są publikacje [74,75].

Badany w niniejszej pracy układ dynamiczny wyróżnia się tym, że jego zadaniem oprócz właściwej wibroizolacji jest korygowanie trajektorii ruchu wybranych elementów układu, co w przypadku pojazdu poruszającego się w łuku oznacza realizowanie odpowiedniego pochylenia nadwozia w płaszczyźnie prostopadłej do kierunku ruchu unoszenia. Model badanego układu posiada specyficznie zmodyfikowaną strukturę, w której funkcjonuje element o ujemnym współczynniku sztywności. Zastosowanie takiego elementu, wykazującego lokalną niestabilność wymaga przeprowadzenia procesu badania warunków stabilności globalnej układu, której zapewnienie jest w tym przypadku konieczne. Znane metody analityczne badania zagadnienia stabilności [5,32,47] są w przypadku układów liniowych nieskomplikowane jednak ze względu na planowany zakres badań stabilności oraz stopień złożoności modelu konieczne jest wsparcie obliczeń ze strony komputerowych systemów do rozwiązywania rozbudowanych układów równań algebraicznych.

W pracy badane będą efekty proponowanych przez autora modyfikacji istniejącego układu stąd konieczna jest selekcja parametrów swobodnych (tj. takich które mogą podlegać zmianom) ze względu na wrażliwość parametryczną modelu. Ponieważ obszar dopuszczalnych zmian wartości parametrów jest ograniczony przez kryteria zewnętrzne pochodzące ze strony aplikacji stąd badanie współczynników wrażliwości, które ważne są w bliskim otoczeniu nominalnego wektora parametrów, jest uzasadnione a metody badań, które wywodzą się z badań układów elektronicznych [89] są znane i stosowane w wielu zagadnieniach mechanicznych [71,84]. Zagadnieniem badania wrażliwości zajmowano się także w zastosowaniu do pojazdów szynowych [3,6,40].

O ile w zastosowaniu do modelu uproszczonego można pokusić się o zapisanie równań opisujących jego dynamikę ruchu w postaci jawnej i prowadzić analizę jego własności o tyle dalej w przypadku modelu przestrzennego uwzględniającego współpracę w parze koło-szyna wskazane z wielu względów jest wykorzystanie sprawdzonych numerycznych systemów symulacyjnych typu MKS (Mehrkoerpersystem ew. Multibody System). Systemy te wyposażone są w moduł do automatycznego generowania równań ruchu modeli układów

materialnych po zdefiniowaniu ich struktury, parametrów oraz warunków ruchu, umożliwiając rozwiązanie otrzymanych układów równań oraz wspomagają analizę otrzymanych wyników symulacji. Takich komercyjnych systemów powstało kilkanaście na świecie, porównanie ich cech i możliwości przedstawiono w pracach [18,76]. Jedynym z nich zweryfikowanym w wielu zastosowaniach praktycznych systemem zawierającym rozbudowany moduł opisujący współpracę koła stalowego z szyną jest system MEDYNA, który powstał w niemieckim ośrodku badań kosmicznych DFVLR (Deutsche Forschungs- und Versuchsanstalt fuer Luft- und Raumfahrt) w Oberpfaffenhofen przy współpracy korporacji przemysłowych MAN, MBB, Thyssen-Henschel oraz Uniwersytetu Technicznego w Berlinie. Jego podstawy teoretyczne sformułowano w pracach doktorskich O. Wallrappa [88], L.Maurera [57] natomiast o zastosowanych metodach numerycznych traktuje dysertacja C.Fuehrera [9]. System MEDYNA ukierunkowany jest na modelowanie dynamiki ruchu pojazdów szynowych dlatego, co jest niezwykle cenne, posiada rozbudowane moduły do oceny wskaźników jakości badanego układu. Na jego temat ukazało się wiele publikacji, niektóre z nich to [8,35,36, 41,51,57,68,80,86,87]. Model przygotowany w systemie MEDYNA pozwala symulować zachowanie się pojazdu w różnych warunkach ruchu. System jest stale rozwijany również przy skromnym współudziale autora niniejszej pracy.

Szczególną rolę w układach wibroizolacji zajmują pneumatyczne elementy łączące, które już w układach pasywnych przewyższają własnościami klasyczne elementy sprężysto-tłumiące natomiast w przypadku rozbudowania struktury o układ sterowania spełniają zadania układów aktywnych lub semiaktywnych. Ze względu na podatność w zakresie kształtowania kierunkowych charakterystyk zewnętrznych elementów pneumatycznych znajdują one coraz szersze zastosowania w układach zawieszeń pojazdów, są również jądrem rozwiązań proponowanych i badanych w niniejszej pracy. Na temat pneumatycznych elementów sprężysto-tłumiących ukazało się wiele publikacji przy czym te istotne dla tematu niniejszej pracy należy sklasyfikować jako prace czysto teoretyczne [19,26,27,28,29,30,66], teoretyczno-doświadczałne [1,2,10,21,31] czy też aplikacyjne [22,23,24,25].

Przechodząc do naświetlenia badanego zagadnienia od strony aplikacyjnej należy przeanalizować warunki stosowania układów zawieszeń pojazdów z systemami wychylania nadwozia w łuku drogi oraz sklasyfikować rozwiązania proponowane bądź funkcjonujące w pojazdach szynowych. Należy przy tym zaznaczyć, że nad tego typu układami pracuje się również w zastosowaniu do pojazdów samochodowych jednak ze względu na specyfikę

pojazdu szynowego są to rozwiązania dość słabo sprzężone ze sobą i w odniesieniu do pojazdu samochodowego nie będą tu analizowane.

Temat badania dynamiki ruchu pojazdu szynowego jest bardzo istotny w świetle kryteriów bezpieczeństwa, komfortu i ekonomiki szczególnie w dobie zwiększania prędkości ruchu. Poświęcono temu zagadnieniu wiele prac teoretycznych i doświadczalnych, z których niektóre to [11-14,32,61,61,69,70,73,92]. Większość z nich analizuje warunki ruchu w torze zakrzywionym jako przypadek stwarzający szczególne zagrożenie bezpieczeństwa i pogorszenie komfortu podróżowania. Problemem wychylania nadwozia w łuku toru od strony teoretycznej zajmowano się w pracach [15,20,27,39,42,44,85,93,94] jednak większość publikacji na ten temat dotyczy prezentacji i oceny rozwiązań wprowadzonych do próbnej bądź normalnej eksploatacji [33,34,45,46,52,54,56,58,59,60,67,72,82,83,91].

Układy zawieszeń pojazdów szynowych z funkcją wychylania nadwozia w łuku można sklasyfikować wg. różnych kryteriów przy czym podstawowe dotyczy podziału na układy *pasywne* i *aktywne*. W obrębie obu grup funkcjonują następujące klasyfikacje:

– ze względu na rodzaj układu wykonawczego tj. realizującego bezpośrednio funkcję wychylania; w tej grupie można wyróżnić układy, które:

- są zależne od podstawowego układu zawieszenia pojazdu,
- działają niezależnie od niego realizując wyłącznie funkcję wychylania nadwozia w łuku,

oraz równoległy podział według klasy elementów wykonawczych na układy:

- mechaniczne bezwładnościowe,
- hydrauliczne,
- hydro-mechaniczne,
- pneumatyczne,
- pneumatyczno-mechaniczne,
- elektromechaniczne,

– ze względu na rodzaj i źródło sygnału sterującego pracą układu:

- układ, w którym sygnały pochodzą od pokładowych urządzeń kontrolno pomiarowych reagujących na zmiany przyspieszenia bocznego (czujnik przyspieszenia) i kąt pochylenia nadwozia (układy żyroskopowe) zachodzące

podczas zmiany krzywizny toru; oczywiście układy te mają własności filtrujące sygnały zakłócające,

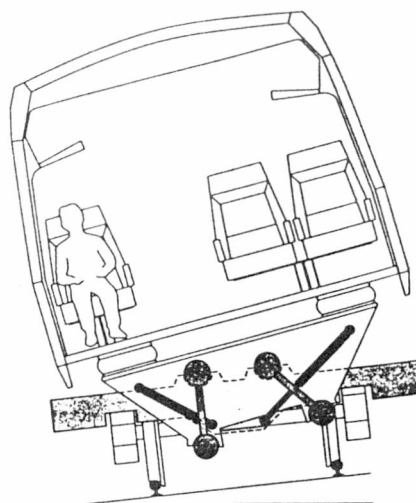
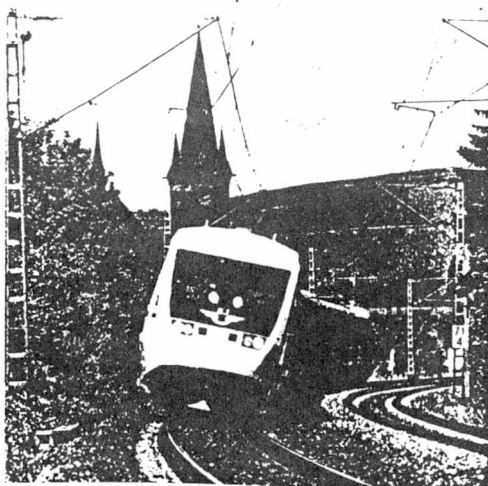
- układ, w którym sygnały podawane są przez urządzenia nie związane bezpośrednio z pojazdem np. nadajniki zamontowane w torze,
- układ, w którym impulsy odtwarzane są z wzorca poruszającego się z pojazdem (zapis magnetyczny profilu toru) przy czym podstawą prawidłowego działania tego systemu jest precyzyjna synchronizacja procesu odtwarzania wzorca z ruchem i położeniem pojazdu,

Dość wyczerpujący przegląd układów wychylania nadwozia pojazdu szynowego można znaleźć w pracach [39,79]. Istotną z punktu widzenia niniejszej pracy cechą wspólną większości prezentowanych rozwiązań jest zdeterminowane sprzężenie kinematyczne nadwozia pojazdu z jego wózkiem realizowane układem rolkowym lub na bazie czworoboku przegubowego. Rola elementów wykonawczych układu ogranicza się do wprowadzenia odpowiedniej ilości energii pozwalającej uzyskać żądane wychylenie nadwozia. Jedynie w nielicznych przypadkach uwolniono układ z więzów kinematycznych pozostawiając elementom wykonawczym większą swobodę funkcjonowania [33]. Wiąże się to z większymi wymaganiami w zakresie charakterystyk sprężystych stawianymi przed układem wykonawczym.

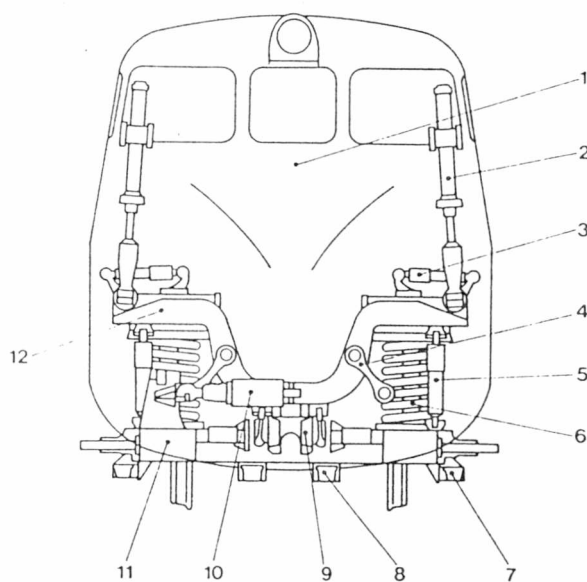
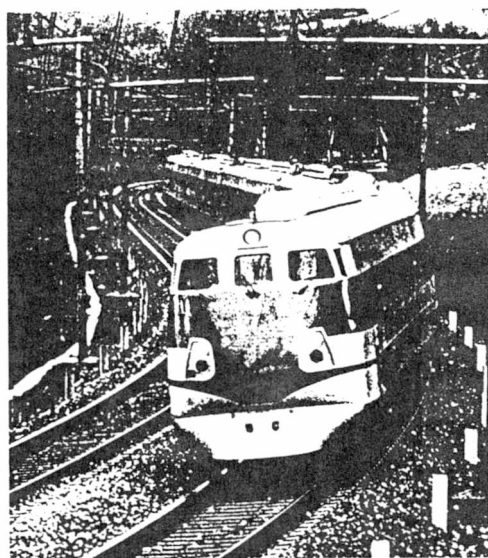
Spośród prezentowanych układów wychylania nadwozia należy wyróżnić:

- aktywny układ wychylania nadwozia firmy ABB zastosowany w zestawie pojazdów oznaczonych symbolem X2000 (rys.1.6.a), którego cechy charakterystyczne to:
 - układ wychylania hydrauliczny niezależny od układu wibroizolacji,
 - sterowanie na podstawie sygnałów podawanych z urządzeń pokładowych,
 - zastosowanie sprzężenia kinematycznego nadwozia i wózka pojazdu,
- układ aktywny firmy FIAT Ferroviaria zastosowany w zespole trakcyjnym ETR450 Pendolino (rys.1.6.b), który posiada:
 - niezależny hydrauliczny układ wychylania,
 - sterowanie rozwiązane podobnie jak przypadku układu poprzedniego,
 - sprzężenie nadwozia z wózkiem oparte na klasycznym układzie drugiego stopnia zawieszenia,

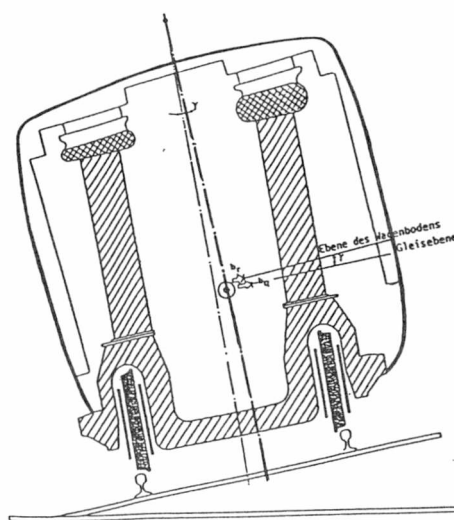
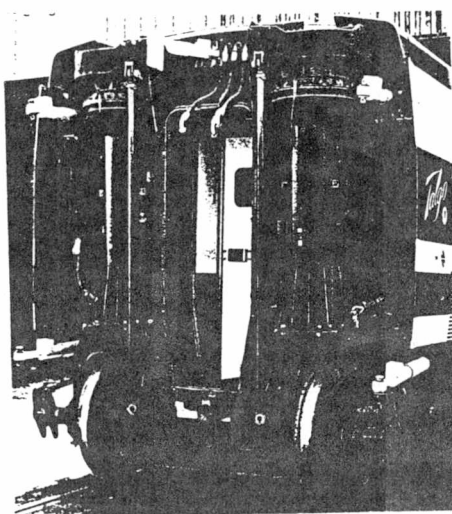
a)



b)



c)

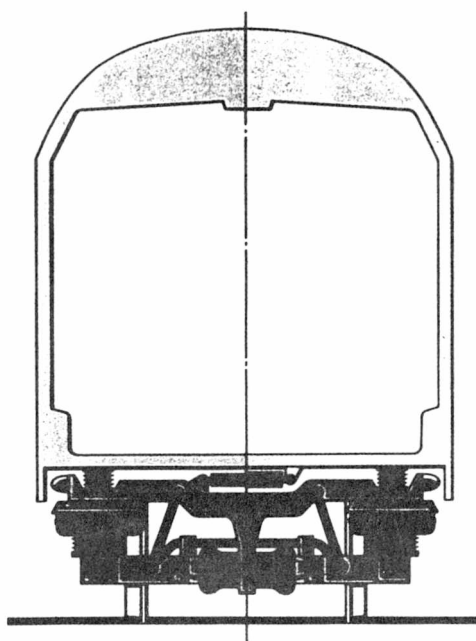


Rys.1.6. Systemy wychylania nadwozia pojazdu szynowego
 a) aktywny X2000 firmy ABB,
 b) aktywny Pendolino firmy FIAT Ferroviaria,
 c) pasywny Talgo Pendural firmy TALGO

– układ pasywny Talgo-Pendural firmy TALGO (rys.1.6.c), w którym zastosowano:

- zależny pasywny pneumatyczny układ wykonawczy pełniący jednocześnie rolę układu wibroizolacji,
- naturalny sygnał sterujący pracą układu w postaci siły odśrodkowej działającej podczas ruchu w torze zakrzywionym,
- podparcie nadwozia na elementach sprężystych położonych zdecydowanie powyżej środka masy nadwozia pojazdu co powoduje, że układ funkcjonuje w systemie naturalnego wahadła.

Z przeprowadzonego porównania ww. układów [43] wynikają ich wady i zalety. Nie są one jednak w tym miejscu istotne, ważne jest , że jako czwarty układ brany był pod uwagę pasywny system wychylania NEIKO firmy SIG, który jednak w prezentowanej formie (rys.1.7) nie spełnił oczekiwań i nie wyszedł poza fazę prób. Ze względu na interesującą strukturę i bardzo obiecujące możliwości modyfikacji stał się obiektem rozważań w niniejszej pracy. Z punktu widzenia użytkowników istniejącego taboru system NEIKO jest zdecydowanie bardziej przyjazny konstrukcyjnie niż układ Talgo Pendural, ponieważ jest możliwe jego wykorzystanie w klasycznym pojeździe natomiast układ Talgo jest całkowicie autonomiczną konstrukcją.



Rys.1.7. Pasywny system wychylania nadwozia NEIKO firmy SIG.

Na podstawie dostępnych danych literaturowych [43][79][81] oraz informacji uzyskanych ze źródeł nieoficjalnych układ NEIKO charakteryzuje się następującymi cechami:

- posiada klasyczny pneumatyczny układ zawieszenia drugiego stopnia oparty na sprężynach pneumatycznych o ograniczonej odkształcalności poprzecznej,
- jako dodatkowy element sprężysty zastosowano sprężynę o ujemnej sztywności,
- zastosowano układ kinematycznego prowadzenia nadwozia względem wózka pojazdu na bazie czworoboku przegubowego sprzężonego ze stabilizatorem kołysań poprzecznych.

Jak wynika z opublikowanych wyników testów porównawczych prowadzonych przez niezależnych badaczy [43] omawiany system nie został definitywnie zdyskwalifikowany jednak wymaga jeszcze intensywnych prac badawczo-modernizacyjnych. Prace te, na podstawie nieoficjalnych informacji zostały przerwane ze przyczyn pozamerytorycznych. Ze względu na swoje interesujące cechy i pomysły modyfikacji pasywny układ wychylania nadwozia z elementem sprężystym o ujemnej sztywności stał się obiektem zainteresowania autora niniejszej pracy.

1.4. Cele, teza i plan pracy

Propozycja tematu pracy wypłynęła z autentycznej potrzeby układu rzeczywistego przy czym podejście do niej nie jest czysto aplikacyjne choć nie ulega wątpliwości, że badany układ jest silnie związany z konkretną klasą obiektów. Nie odbiera to jednak badanemu zagadnieniu cech ogólnych stąd autor starał się w każdym przypadku badać cechy układu przy minimalnym, niezbędnym jednak ze względu na efektywność pracy zaangażowaniu czynnika aplikacyjnego. Wprowadzanie więzów charakterystycznych dla klasy obiektów, w których układ może znaleźć zastosowanie (pojazdy szynowe) odbywa się więc w sposób stopniowy w trakcie rozwijania zagadnienia prowadząc w efekcie do przestrzennego, numerycznego modelu pojazdu.

Badany układ materialny jest ciekawą, nietypową strukturą ze względu na istnienie elementu o niestabilnej charakterystyce sprężystej. Już ten fakt prowokuje do bliższego przyjrzenia się jego własnościom, ponieważ lokalna niestabilność jednego z elementów nie może naruszać globalnej stabilności układu. Oprócz tego modyfikacja części pneumatycznej układu otwiera nowe możliwości kształtowania jego własności.

Tak zarysowany obraz problemu i zagadnień z nim związanych oraz przeprowadzone rozpoznanie obszaru działania doprowadziło do sformułowania tezy pracy:

TEZA PRACY

Zastosowanie w pasywnym układzie zawieszenia pojazdu elementu sprężystego o ujemnej sztywności pozwala na zwiększenie prędkości ruchu w łuku drogi przy utrzymaniu wymaganego poziomu komfortu w zakresie przyspieszeń bocznych działających na pasażera przez wywołanie pochylenia nadwozia do środka krzywizny łuku. Uzyskanie tej dodatkowej funkcji układu zawieszenia możliwe jest dzięki zastosowaniu odpowiednio skonfigurowanego zestawu pneumatycznych elementów sprężystych.

Droga do potwierdzenia postawionej tezy wiedzie poprzez realizację następujących celów:

cel podstawowy

wykazanie, że wychodząc z typowej struktury zawieszenia nadwozia pojazdu (na przykładzie pasażerskiego pojazdu szynowego), stosując wyłącznie pasywne elementy sprężysto-tłumiące można uzyskać korzystne charakterystyki wychylania nadwozia podczas przejazdu przez łuki drogi, kompensujące działanie siły odśrodkowej, co pozwala na zwiększenie dopuszczalnej prędkości ruchu w łuku w świetle kryterium komfortu.

cele pośrednie:

teoretyczne badanie własności układu materialnego z elementem sprężystym o ujemnej sztywności,

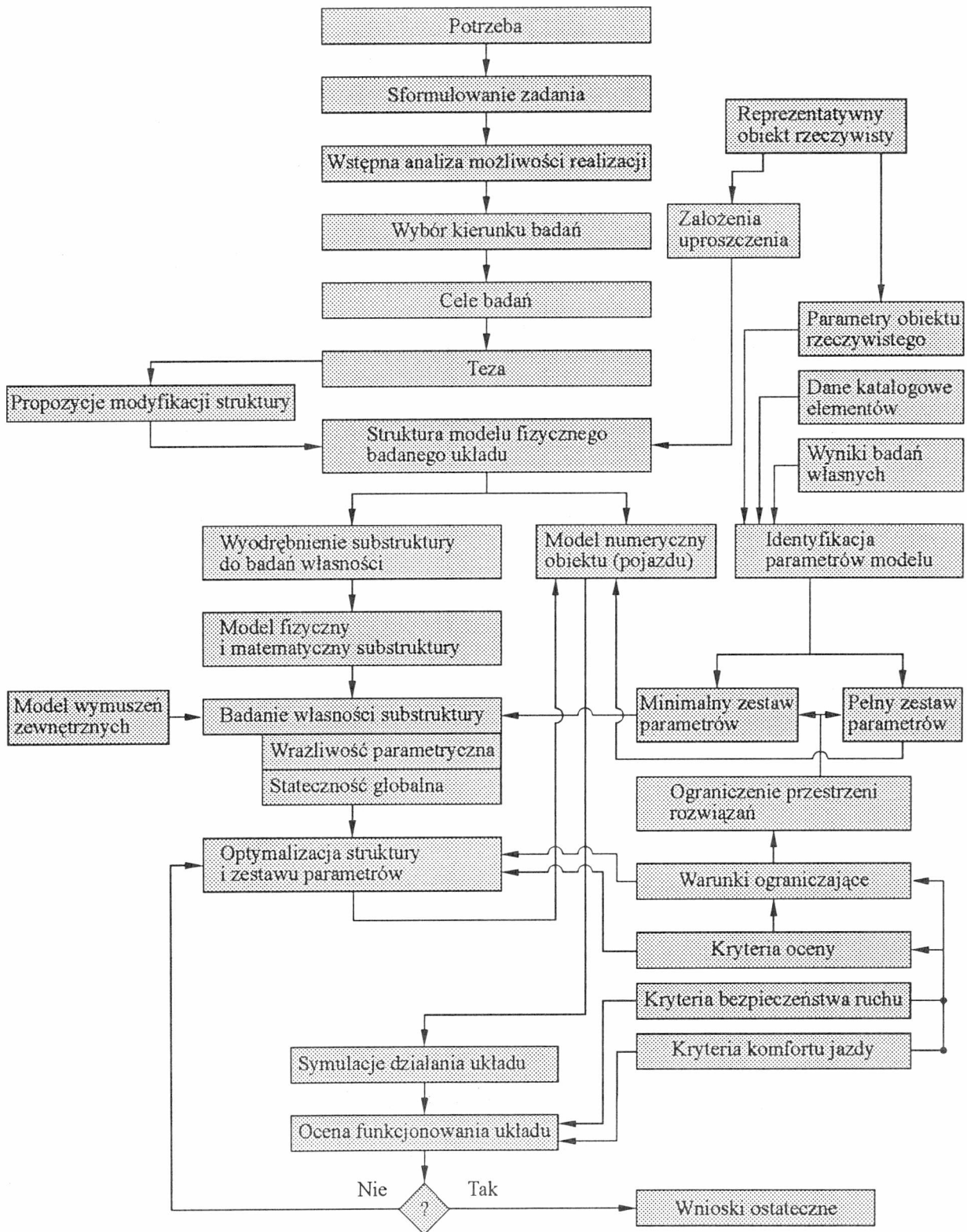
badanie eksperymentalne i analiza teoretyczna wybranych pneumatycznych elementów sprężystych w świetle ich zastosowania w badanym układzie zawieszenia pojazdu,

rozbudowa biblioteki elementów numerycznego systemu symulacji dynamiki układów materialnych MEDYNA,

symulacje numeryczne ruchu pojazdu ze zmodyfikowanym układem zawieszenia pod kątem badania wskaźników bezpieczeństwa i komfortu.

Na rys.1.8 przedstawiono proponowany plan pracy w formie algorytmu prezentującego kolejne etapy działania oraz sieć sprzężeń między nimi pozwalających na elastyczne modyfikowanie toku postępowania w zależności od wyników otrzymanych w poszczególnych etapach.

PLAN BADAŃ (plan pracy)



Rys.1.8. Plan pracy w formie algorytmu postępowania

2. OGÓLNA POSTAĆ MODELU ZAWIESZENIA POJAZDU

Cel rozdziału:

- przedstawienie formalizmu zastosowanego do opisu stanu układu i przyjętej struktury modelu

2.1. Struktura modelu

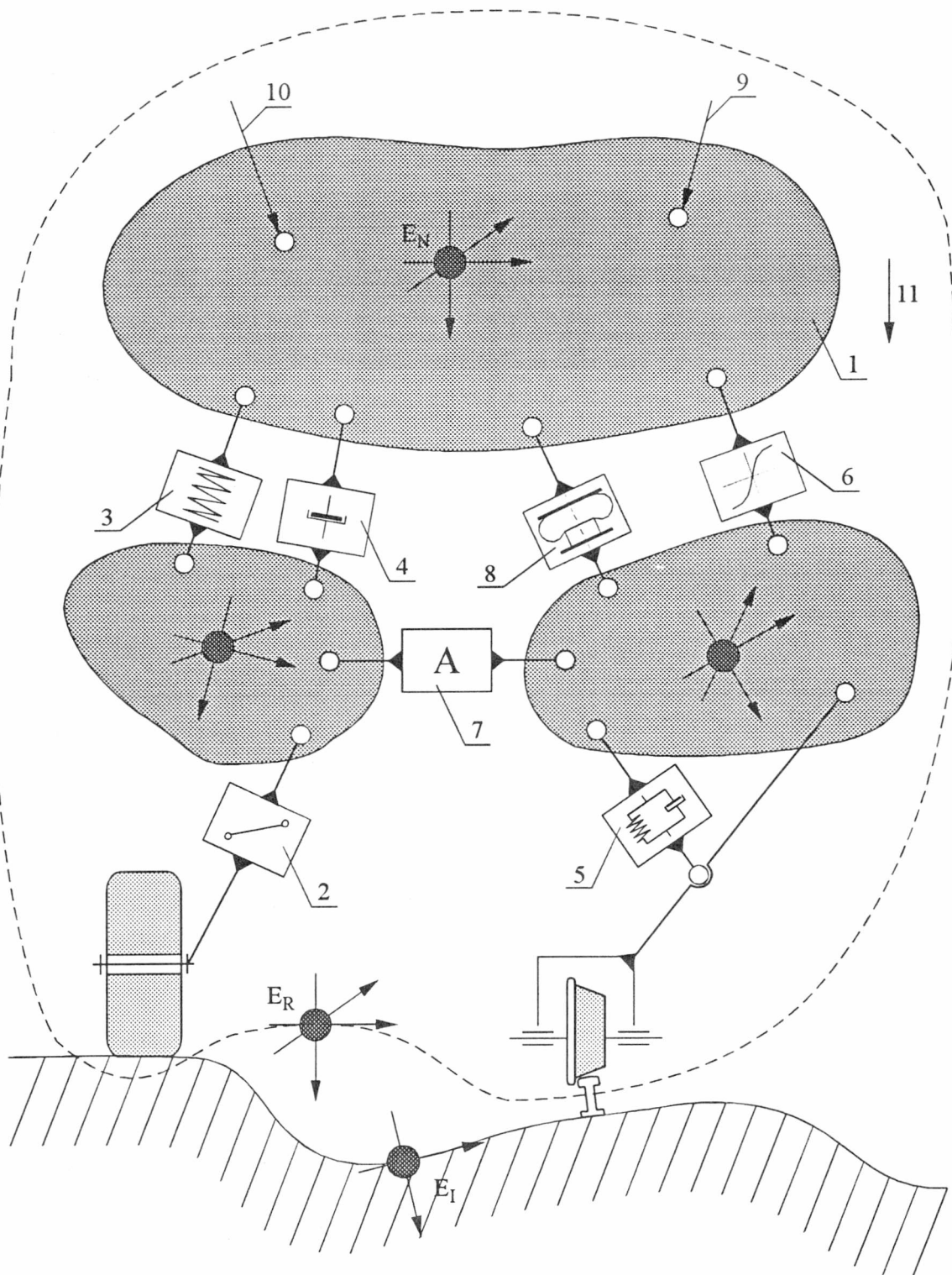
Przyjęta do badań struktura fizyczna modelu funkcjonalnie jest typowa dla układów zawieszonych, natomiast w szczególności jest charakterystyczna dla pewnej ich podgrupy jaką stanowią zawieszenia nadwozi pojazdów szynowych.

Pojazd szynowy jest złożonym systemem szeregu układów realizujących różne funkcje, układów w których następuje przekazywanie i przetwarzanie energii, substancji lub informacji. Przystępując do modelowania i badania określonych własności tak złożonego obiektu powstaje zasadniczy problem jakim jest właściwe przyjęcie struktury modelu, tak aby odwzorowywał on te cechy obiektu rzeczywistego, które są istotne z punktu widzenia badanego zjawiska.

W niniejszej pracy prowadzone będą badania modelowe układu zawieszenia nadwozia pojazdu więc warunkiem poprawności modelu jest prawidłowe odwzorowanie kinematyki i dynamiki ruchu oraz odkształcenia wyróżnionych elementów obiektu w sensie mechaniki układów materialnych.

Modelowanie układu zawieszenia pojazdu prowadzone będzie zgodnie z formalizmem przyjętym w analizie statyki i dynamiki układów wieloelementowych (*Multibody System-MS* ew. *Mehrkoerpersystem-MKS*). Strukturę modeli MKS tworzy układ wyróżnionych sztywnych lub elastycznych ciał materialnych (*elementy masowe*) połączonych siecią sprzężeń (*elementy łączące*) o dowolnych, zdefiniowanych charakterystykach statycznych lub dynamicznych (rys.2.1). Elementy łączące nakładają na układ elementów masowych określoną strukturę więzów kształtując sposób funkcjonowania modelu. Cały układ może wykonywać dwa rodzaje przemieszczeń wywołanych *oddziaływaniami zewnętrznymi* wprowadzanymi do modelu:

- duże przemieszczenia względem globalnego inercjalnego układu współrzędnych zgodnie z zadaną funkcją ruchu - tzw. *ruch unoszenia (ruch podstawowy)* modelu, który w przypadku pojazdu jest ruchem z zadaną prędkością (także zmienną) po zdefiniowanej trajektorii (droga, tor),
- małe przemieszczenia elementów wokół położenia równowagi wynikające z zaburzeń ruchu podstawowego wprowadzanych do układu.



Rys.2.1. Przykład struktury wieloelementowego układu materialnego

- 1 - element masowy (ciało),
- 2 - sztywny element łączący,
- 3 - element łączący o własnościach sprężystych,
- 4 - element łączący o własnościach tłumiących,
- 5 - element łączący sprężysto-tłumiący,
- 6 - nieliniowy element łączący,

- 7 - element aktywny,
- 8 - element pneumatyczny,
- 9 - wymuszenie kinematyczne,
- 10 - wymuszenie siłowe,
- 11 - wektor pola sił,
- E_I , E_R , E_N - układy współrzędnych

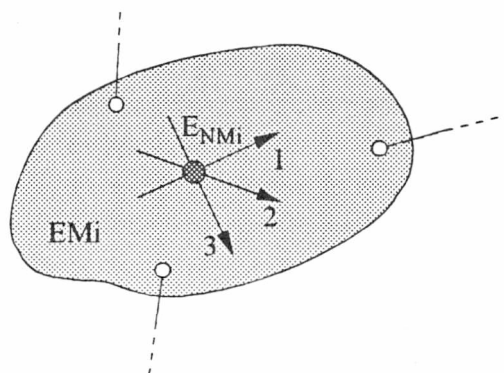
Poniżej przedstawiony zostanie przyjęty formalizm opisu stanu układu (elementy modelu, układy współrzędnych, zmienne i parametry, przyjęte oznaczenia)

Elementy modelu sklasyfikowano w trzech grupach:

- 1) elementy masowe,
- 2) elementy łączące,
- 3) oddziaływania zewnętrzne.

Elementy masowe (rys.2.2 i 2.3)

(oznaczenie elementu: EM_i gdzie $i=0(1)N$ - numer elementu masowego) reprezentują te elementy modelowanego obiektu, których istotne cechy fizyczne to geometria i masa, co wynikowo daje takie parametry jak: kształt i wymiary, masa i masowe momenty bezwładności oraz położenie i orientacja głównych, centralnych osi bezwładności. Inne cechy elementu są pomijane.



Rys.2.2. Symbol elementu masowego

Elementy masowe podzielono na dwie kategorie:

- *sztywne elementy masowe* to nieodkształcalne bryły o skończonych wymiarach,
- *odkształcalne elementy masowe* przy definiowaniu których należy dodatkowo podać ich charakterystyki modalne.

W dalszym ciągu pracy pod pojęciem „element masowy” rozumiany będzie sztywny element masowy. Wyróżnionym elementem masowym modelu jest element o numerze $i=0$ (EM_0), który jest elementem odniesienia całego modelu (podłoże, ostoja)

Z każdym EM_i związane są lokalne układy współrzędnych kartezjańskich (rys.2.3).

W przypadku elementu odniesienia (EM_0) definiuje się układy globalne, którymi są:

E_I – *globalny, inercjalny układ współrzędnych* o początku zlokalizowanym w węźle definiowanym na elemencie odniesienia EM_0 , opisany wektorami bazowymi: (e_{1I}, e_{2I}, e_{3I}) , jest układem nieruchomym modelu,

E_R – *globalny, względny układ współrzędnych*, to układ ruchomy, którego ruch w układzie E_I opisuje niezaburzony ruch podstawowy modelu po zadanej trajektorii (*ruch unoszenia*); wektory bazowe układu E_R to: (e_{1R}, e_{2R}, e_{3R}) ; w chwili początkowej $E_R = E_I$.

Dla wszystkich pozostałych EMi ($i \neq 0$) definiowane są dwa układy lokalne:

E_{NMi} – *lokalny nominalny układ współrzędnych* elementu o początku zlokalizowanym w wybranym węźle zdefiniowanym na elemencie EMi (zwykle jest to węzeł nr 1) opisany wektorami bazowymi: $(e_{1NMi}, e_{2NMi}, e_{3NMi})$, jego położenie i orientacja względem układu E_R definiuje jednoznacznie początkowe (nominalne) położenie elementu EMi w modelu; jest układem nieruchomym względem E_R

E_{Mi} – *lokalny dowolny układ współrzędnych* elementu EMi , opisany wektorami bazowymi: $(e_{1Mi}, e_{2Mi}, e_{3Mi})$, jest układem sztywno związanym z elementem EMi w czasie jego ruchu wokół położenia równowagi. Dla położenia początkowego modelu (*stan nominalny*) jest: $E_{Mi} = E_{NMi}$

Położenie nominalne elementu masowego EMi w modelu opisuje w przypadku ogólnym sześć współrzędnych położenia układu E_{NMi} względem układu E_R tj:

$$(x_{1Ri}, x_{2Ri}, x_{3Ri}, \varphi_{1Ri}, \varphi_{2Ri}, \varphi_{3Ri})$$

gdzie:

$x_{1Ri}, x_{2Ri}, x_{3Ri}$ – współrzędne translacyjne położenia początku układu E_{NMi} względem układu E_R ,

$\varphi_{1Ri}, \varphi_{2Ri}, \varphi_{3Ri}$ – współrzędne rotacyjne obrotu układu E_{NMi} względem układu E_R .

Geometria elementu masowego wyznaczona jest położeniem jego punktów charakterystycznych (węzłowych), wśród których wyróżniono:

- początki przyjętych układów współrzędnych (*węzły koordynacyjne*)
- punkty połączenia z innymi elementami układu (*węzły sprzężenia*),
- punkty wprowadzenia wymuszeń zewnętrznych (*węzły wymuszenia*),
- fikcyjne punkty, w których określane będą interesujące obserwatora wielkości wyjściowe (*węzły obserwacji*).

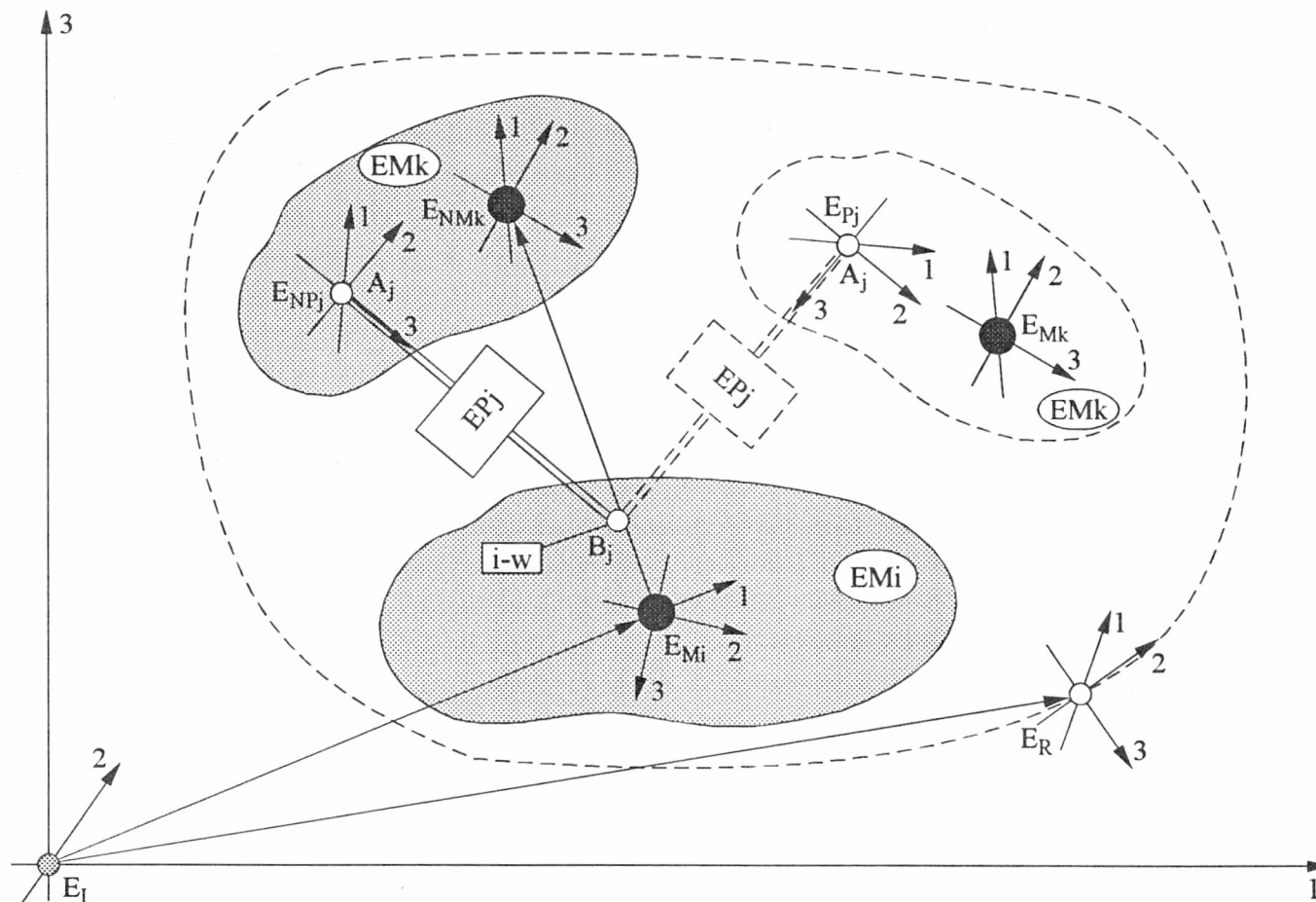
Przyjęto następującą konwencję oznaczania punktów węzłowych modelu:

oznaczenie: $i-w$

gdzie:

i - numer elementu masowego, do którego należy opisywany węzeł; $i=0(1)N$.

w - numer kolejny węzła elementu masowego EMi ,



Rys.2.3. Fragment struktury układu wieloelementowego (opis oznaczeń w tekście)

Położenie punktu węzłowego na elemencie masowym określone jest w jego lokalnym nominalnym układzie współrzędnych zestawem trzech współrzędnych odpowiednio dla kierunków osi: 1, 2, 3:

$$(l_p, e_r, h_s)$$

gdzie indeksy: p, r, s oznaczają kolejne numery współrzędnych.

W przypadku ogólnym, gdy sztywny element masowy EM_i posiada sześć stopni swobody wektor *współrzędnych uogólnionych* elementu w układzie lokalnym ma postać:

$$\mathbf{q}_{Ei} = \text{col} [\mathbf{x}_{\alpha Ei}, \varphi_{\alpha Ei}] \quad \alpha=1(1)3 \quad (2.1)$$

gdzie:

$x_{1,Ei}, x_{2,Ei}, x_{3,Ei}$ - przemieszczenia translacyjne początku układu E_{Mi} względem układu E_{NMi}

$\varphi_{1,Ei}, \varphi_{2,Ei}, \varphi_{3,Ei}$ - przemieszczenia rotacyjne układu E_{Mi} względem odpowiednich osi układu E_{NMi}

Składowe wektora *sił uogólnionych* to siły i pary sił działające zgodnie ze współrzędnymi uogólnionymi elementu. Wektor tych sił ma postać:

$$\mathbf{Q}_{Ei} = \text{col} [P_{\alpha Ei}, M_{\alpha Ei}] \quad \alpha=1(1)3 \quad (2.2)$$

gdzie:

$P_{1,Ei}, P_{2,Ei}, P_{3,Ei}$ - siły działające zgodnie z kierunkami osi układu lokalnego

$M_{1,Ei}, M_{2,Ei}, M_{3,Ei}$ - pary sił działające względem osi układu lokalnego

Parametry masowe elementu EM_i zdefiniowane są w jego lokalnej macierzy bezwładności M_i opisanej w lokalnym, nominalnym układzie współrzędnych. Ponieważ układ ten w rozpatrywanych przypadkach będzie układem głównych, centralnych osi bezwładności elementu stąd diagonalna postać macierzy M_i :

$$\mathbf{M}_i = \text{diag} [m_{\alpha i}] \quad \alpha=1(1)6 \quad (2.3)$$

co daje w rozwinięciu:

$$\mathbf{M}_i = \text{diag} [m_i, m_i, m_i, J_{1,i}, J_{2,i}, J_{3,i}] \quad (2.4)$$

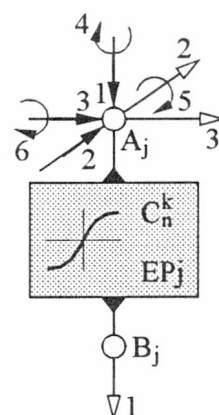
gdzie:

m_i - masa elementu,

$J_{1,i}, J_{2,i}, J_{3,i}$ - masowe momenty bezwładności względem odpowiednich osi układu lokalnego.

Elementy łączące

(rys.2.3. i 2.4.) inaczej *łączniki* - ozn. EP_j gdzie $j=1(1)M$ oznacza numer elementu w modelu tworzą sieć sprzężeń między elementami masowymi. Łącznik opisany jest modelem dwuwęzłowego elementu skończonego, którego węzły (oznaczenie ogólne: węzeł A_j - początek elementu oraz węzeł B_j - koniec elementu) są teoretycznymi punktami jego mocowania z węzłami elementów masowych układu przy założeniu, że strefa kontaktu może być sprowadzona do teoretycznego punktu mocowania. Parametry łącznika to jego długość nominalna, kierunki osi głównych elementu, parametry sztywności lub tłumienia (zależnie od typu elementu) lub inne charakterystyki zewnętrzne (np. dla elementów aktywnych). Masę łączników pominięto (element nieważki).



gdzie:

C_n^k - k -wyrazowa wariacja bez powtórzeń

n -elementowego zbioru Z gdzie:

$$k \in \{1, 2, 3, 4, 5, 6\}$$

$$Z = \{1, 2, 3, 4, 5, 6\}$$

oraz oznaczenia elementów zbioru Z odpowiadają poszczególnym przypadkom odkształcenia elementu łączącego (patrz dalej), i tak:

1 - x_{1Pj}

2 - x_{2Pj}

3 - x_{3Pj}

4 - φ_{1Pj}

5 - φ_{2Pj}

6 - φ_{3Pj}

Rys.2.4. Symbol elementu łączącego

Wyróżniono cztery podstawowe typy elementów łączących:

- *elementy sztywne*, które wprowadzają do modelu warunki więzów odbierając mu określoną ilość stopni swobody zależną od charakterystyki elementu (elementy prowadzące układu zawieszenia modelowane w postaci przegubów uogólnionych, dźwigni sprzęgających, itp.)
- *elementy sprężyste* o dowolnych charakterystykach sztywności,
- *elementy tłumiące* o różnych postaciach tłumienia,
- elementy o innych postaciach charakterystyk zewnętrznych np. *elementy aktywne*.

Dla każdego elementu łączącego EPj definiowane są dwa układy lokalne:

E_{NPj} – *lokalny nominalny układ współrzędnych* elementu o początku zlokalizowanym w węźle początkowym elementu EPj (węzeł Aj - rys.2.3.) opisany wektorami bazowymi: $(e_{1NPj}, e_{2NPj}, e_{3NPj})$, jego położenie i orientacja względem układu E_R definiuje początkowe (nominalne) położenie elementu w modelu, jest układem nieruchomym względem układu E_R ,

E_{Pj} – *lokalny dowolny układ współrzędnych* elementu EPj , opisany wektorami bazowymi: $(e_{1Pj}, e_{2Pj}, e_{3Pj})$, jest układem sztywno związanym z kierunkiem wyznaczonym punktami węzłowymi elementu EPj w czasie jego ruchu wokół położenia równowagi. Dla położenia początkowego modelu (*stan nominalny*) jest: $E_{Pj} = E_{NPj}$

Dla łączników *sztywnych* określone są równania opisujące warunki więzów. Odbierają one określoną ilość stopni swobody układu. W przypadku elementów łączących *sprężystych* definiuje się wektor odkształcenia elementu w jego lokalnym układzie współrzędnych będący różnicą wektorów przemieszczeń uogólnionych jego punktów węzłowych A_j, B_j . Postać wektora odkształcenia dla elementów przestrzennych jest następująca:

$$q_{Pj} = col [x_{\alpha Pj}, \varphi_{\alpha Pj}] \quad \alpha = 1(1)3 \quad (2.5)$$

gdzie:

$x_{1Pj}, x_{2Pj}, x_{3Pj}$ - odkształcenia translacyjne elementu łączącego EPj w odpowiednim kierunku definiowane jako: $x_{\alpha Pj} = x_{\alpha Bj} - x_{\alpha Aj}$

$\varphi_{1Pj}, \varphi_{2Pj}, \varphi_{3Pj}$ - odkształcenia rotacyjne elementu EPj względem odpowiedniego kierunku definiowane jako: $\varphi_{\alpha Pj} = \varphi_{\alpha Bj} - \varphi_{\alpha Aj}$

Własności sprężyste elementu określone są w jego lokalnej macierzy sztywności K_j . W przypadku szczególnym, gdy osie lokalnego układu współrzędnych EPj są osiami głównymi elementu to wówczas lokalna macierz sztywności jest macierzą diagonalną:

$$K_j = diag [k_{j,\beta}] \quad (2.6)$$

gdzie: β - kolejny numer elementu macierzy

a elementy diagonalni to kierunkowe współczynniki sztywności łącznika.

Siły generowane w węzłach elementu EP_j w wyniku jego odkształcenia określa zależność

$$Q_{Pj} = K_j \cdot q_{Pj} \quad (2.7)$$

oraz

$$Q_{Pj} = \text{col} [P_{\alpha, Pj}, M_{\alpha, Pj}] \quad \alpha = 1(1)3 \quad (2.8)$$

gdzie:

$P_{1, Pj}, P_{2, Pj}, P_{3, Pj}$ - siły działające zgodnie z kierunkami osi układu lokalnego

$M_{1, Pj}, M_{2, Pj}, M_{3, Pj}$ - pary sił działające względem osi układu lokalnego

Własności tłumiące elementu łączącego tłumiącego opisane mogą być różnymi modelami. Dla potrzeb badanego układu opisane będą modelem tłumienia proporcjonalnego do prędkości jego odkształcenia. Wektor prędkości odkształcenia w układzie lokalnym definiowany jest podobnie jak wektor odkształcenia elementu:

$$\dot{q}_{Pj} = \text{col} [\dot{x}_{\alpha Pj}, \dot{\varphi}_{\alpha Pj}] \quad \alpha = 1(1)3 \quad (2.9)$$

gdzie:

$x_{\alpha Pj}, \varphi_{\alpha Pj}$ - składowe prędkości odkształcania elementu EPI

Lokalna macierz współczynników tłumienia B_j we wszystkich rozpatrywanych tu przypadkach jest macierzą diagonalną:

$$B_j = \text{diag} [b_{j,t}] \quad (2.10)$$

gdzie: t - kolejny numer elementu macierzy.

Oddziaływania zewnętrzne działające na elementy modelu sklasyfikowano jako:

- 1/. zewnętrzne wymuszenia siłowe WSk (gdzie: $k=1(1)K$ - numer wymuszenia) wprowadzane przez punkty węzłowe elementów masowych w postaci wektorów, które dla układów przestrzennych mają postać:

$$F_k = \text{col} [P_{\alpha, k}, M_{\alpha, k}] \quad \alpha = 1(1)3 \quad (2.11)$$

gdzie:

$P_{1, k}, P_{2, k}, P_{3, k}$ - siły działające wzdłuż odpowiednich osi układu lokalnego nominalnego elementu masowego, do węzła którego są przyłożone

$M_{1, k}, M_{2, k}, M_{3, k}$ - momenty działające wokół odpowiednich osi układu lokalnego nominalnego elementu masowego, do węzła którego są przyłożone

2/. wymuszenia kinematyczne WKl (gdzie: $l=1(1)L$ - numer wejścia kinematycznego) wprowadzane przez punkty węzłowe w postaci wektorów:

$$u_l = \text{col} [u_{\alpha,l}, \eta_{\alpha,l}] \quad \alpha=1(1)3 \quad (2.12)$$

gdzie:

$u_{1,l}, u_{2,l}, u_{3,l}$ – przemieszczenia translacyjne punktów węzłowych wzdłuż osi lokalnego nominalnego układu współrzędnych,

$\eta_{1,l}, \eta_{2,l}, \eta_{3,l}$ – przemieszczenia rotacyjne elementu wokół osi lokalnego nominalnego układu współrzędnych.

Poza tym układ znajduje pod działaniem grawitacyjnego pola sił oraz porusza się zdefiniowanym ruchem unoszenia.

Proces przygotowania i analizy modelu będzie przebiegał według następującego schematu ogólnego:

- wyróżnienie elementów składowych modelu i dyskretyzacja modelowanego obiektu,
- przyjęcie systemu układów współrzędnych do opisu charakterystyk elementów i badania ruchu modelu,
- zdefiniowanie charakterystyk elementów modelu,
- generowanie modelu matematycznego (równania ruchu),
- analiza działania układu oraz prezentacja wyników badań.

Według przedstawionego wyżej formalizmu przygotowano dyskretny model badanego układu na przykładzie zawieszenia nadwozia wózkowego pojazdu szynowego. W przypadku modelowania układu tego typu przejście od obiektu o strukturze ciągłej do modelu dyskretnego może opierać się na analizie funkcjonalnej i geometrycznej modelowanego układu [40]. Jako strukturę wyjściową do wprowadzenia badanych modyfikacji układu przyjęto zawieszenie pasażerskiego, wózkowego pojazdu szynowego (dwustopniowy układ zawieszenia). Modułowy schemat obiektu tego typu przedstawiono na rys.2.5.

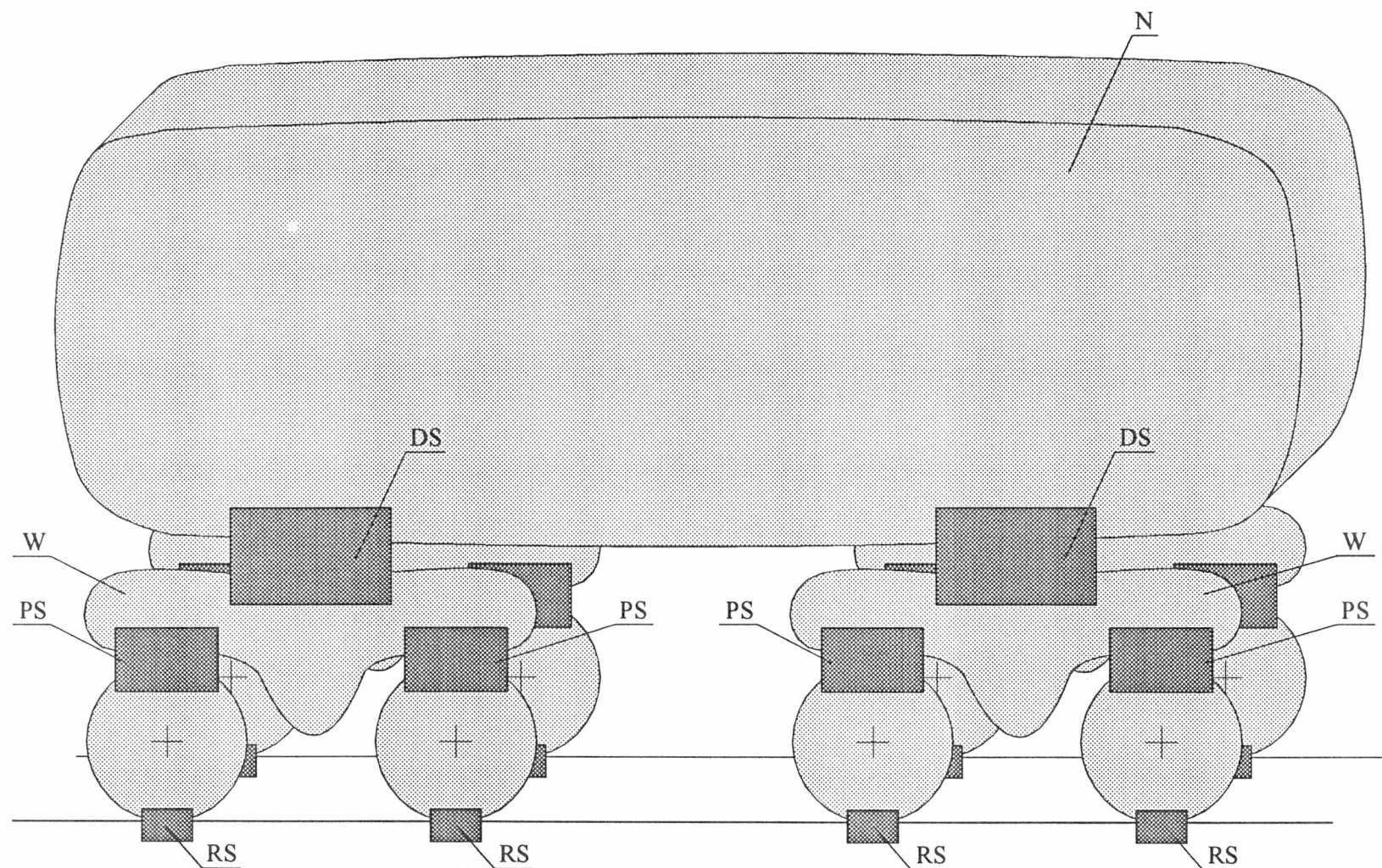
W procesie modelowania wyróżniono następujące substrukтуры (moduły) układu rzeczywistego:

- *zestaw kołowy-tor* (RS na rys.2.5) – moduł obejmujący obszar współpracy w parze koło-szyna; do modelowania szczegółowego przyjęto rozwiązanie ze standardowymi nieodkształcalnymi zestawami kołowymi i sztywny model toru,

- pierwszy stopień zawieszenia (PS) – realizuje funkcję prowadzenia elementów i filtrowania obciążeń dynamicznych pomiędzy zestawem kołowym a wózkiem pojazdu; tworzą go: elementy prowadzące, sprężyste i tłumiące wiążące zestaw kołowy z układem nośnym wózka; jako element prowadzący przyjęto wahacze wzdluzne mocowane elastycznie, wobec tego uwzględniono skończoną sztywność tego prowadzenia; główne elementy sprężyste na tym stopniu zawieszenia to zestaw sprężyn śrubowych współpracujących z hydraulicznym pionowym tłumikiem drgań,
- wózek pojazdu (W) – pojęcie umowne określające moduł, który tworzy struktura nośna wózka oraz elementy układu trwale (sztywno) z nią połączone (tzw. uresorowana część wózka); przyjęto, że jest to element modelu o nieskończonej sztywności,
- drugi stopień zawieszenia (DS) – substruktura realizująca funkcję przenoszenia obciążeń pomiędzy wózkiem a nadwoziem pojazdu; drugi stopień zawieszenia zamodelowano na elementach pneumatycznych w systemie bezpośrednim tzn., że główne elementy sprężyste (w tym przypadku pneumatyczne) przenoszą oprócz obciążeń osiowych także istotne obciążenia w płaszczyźnie prostopadłej do swojej osi symetrii; w układzie drugiego stopnia zawieszenia uwzględniono działanie prowadnika przenoszącego siły wzdluzne, stabilizatora kołysań poprzecznych oraz działanie tłumików pionowych, poprzecznych i wzdluznych,
- nadwozie pojazdu (N) – moduł reprezentujący bryłę nadwozia pojazdu przyjętą jako sztywny element modelu.

Ponieważ model jest stale przetwarzany na podstawie wyników otrzymywanych w poszczególnych etapach pracy stąd przyjęto następujące określenia obowiązujące w kolejnych fazach jego rozwoju:

- 1) model wyjściowy - pojęciem tym określany będzie model, opisujący ogólnie strukturę typowego układu zawieszenia pojazdu wózkowego,
- 2) model nominalny - jest to model wyjściowy z wprowadzonym układem wychylania nadwozia z elementem sprężystym o ujemnej sztywności, o strukturze zmodyfikowanej wg propozycji autora niniejszej pracy, o parametrach przyjętych jak dla typowego układu zawieszenia tego typu pojazdu i wstępnych wartościach parametrów elementów układu wychylania (zestaw parametrów modelu nominalnego zawiera załącznik nr1)
- 3) model końcowy - jest to ostateczna struktura i parametry badanego układu otrzymane w wyniku przeprowadzonych badań.



Rys.2.5. Schemat modułowy zawieszenia wózkowego pojazdu szynowego

RS - moduł sprzężenia koło-szyna,
 PS - pierwszy stopień zawieszenia,
 DS - drugi stopień zawieszenia

W - wózek pojazdu,
 N - nadwozie pojazdu

Sposób realizacji funkcji wychylania nadwozia w płaszczyźnie normalnej do wektora prędkości ruchu unoszenia podczas ruchu w łuku toru zależy od charakterystyk drugiego stopnia zawieszenia stąd po przeprowadzeniu wstępnych analiz zaproponowano modyfikację tej substruktury, które powinny potwierdzić postawioną tezę i zrealizować podstawowy cel pracy.

Przyjęto następujące zmiany struktury drugiego stopnia zawieszenia modelu wyjściowego (rys.2.6):

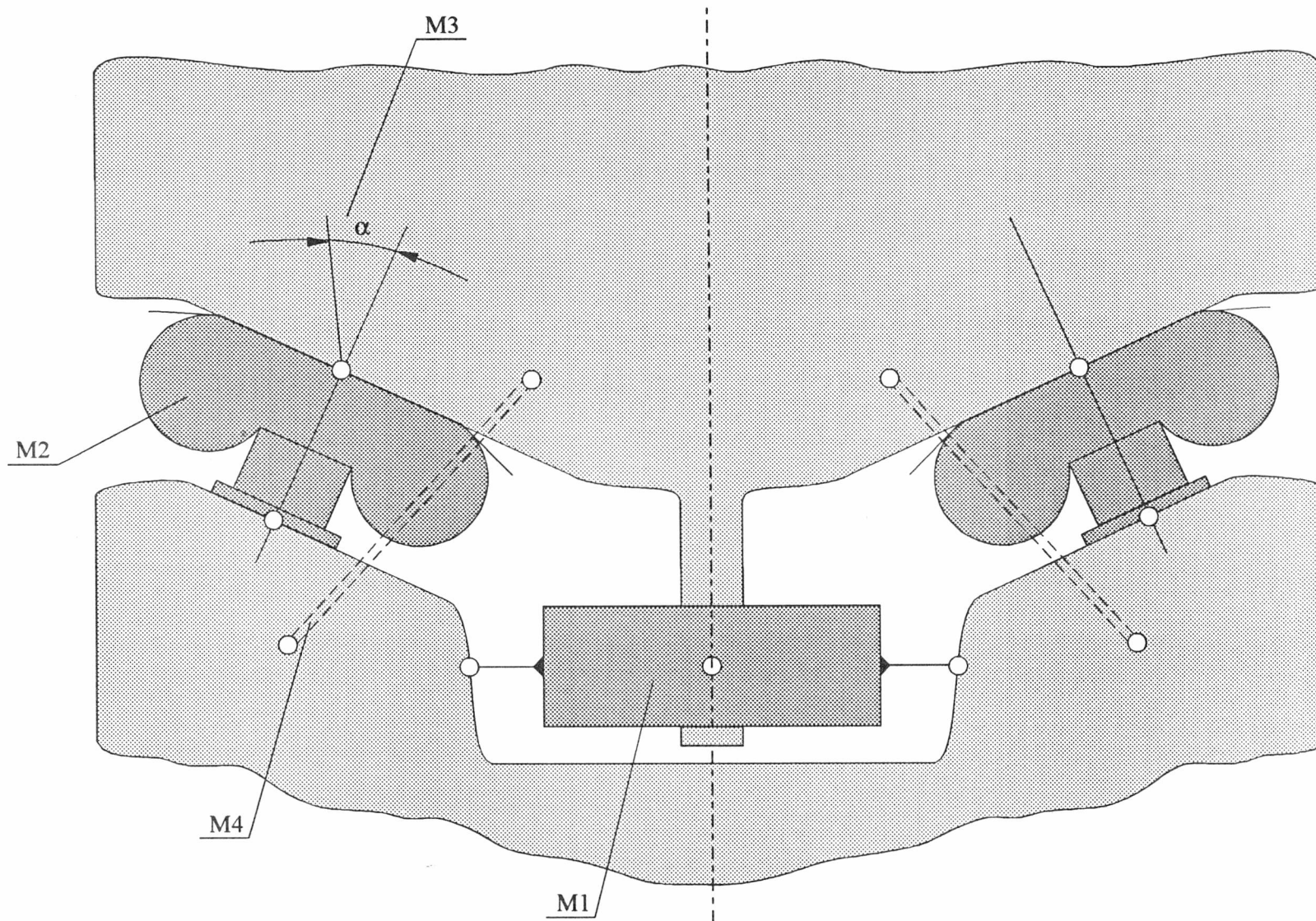
- M1** - wprowadzono element sprężysty o ujemnej charakterystyce sztywności działający w kierunku prostopadłym do wektora pola sił ciężkości i kierunku ruchu unoszenia,
- M2** - jako główne nośne elementy sprężyste zastosowano pneumatyczne elementy sprężyste półtoroidalne z prowadzoną powłoką przenoszące pełny wektor obciążenia,
- M3** - wprowadzono modyfikację lokalizacji głównych elementów pneumatycznych polegającą na odchyleniu ich osi symetrii od kierunku wektora pola sił ciężkości o pewien kąt w płaszczyźnie prostopadłej do kierunku ruchu unoszenia,
- M4** - zrezygnowano z więzów kinematycznych stosowanych zwykle w układach wychylania nadwozia, które odbierały układowi jeden stopień swobody i wymuszały kinematykę prowadzenia nadwozia .

Tak zmodyfikowany model wyjściowy będzie *modelem nominalnym*. Efekty wprowadzenia w/w modyfikacji struktury drugiego stopnia zawieszenia badane będą w dalszej części pracy.

2.2. Podstawowe założenia

Niektóre z założeń przyjętych przy opracowaniu modelu zawieszenia pojazdu przedstawiono powyżej w czasie prezentacji jego elementów tym niemniej tutaj zostaną przytoczone jeszcze raz dla uporządkowania obrazu modelu:

- 1) przeprowadzono dyskretyzację modelowanego pojazdu szynowego pod kątem modelu zawieszenia nadwozia wyróżniając grupę jednorodnych w swojej objętości elementów masowych reprezentujących zestawy kołowe, wózki oraz nadwozie pojazdu,
- 2) przyjęto, że wszystkie wyróżnione elementy masowe są nieskończenie sztywne,
- 3) istnieje symetria rozkładu elementów modelu i ich parametrów względem każdej z trzech płaszczyzn wyznaczonych przez pary osi globalnego układu współrzędnych,



Rys.2.6. Wprowadzone modyfikacje struktury drugiego stopnia zawieszenia (oznaczenia w tekście)

- 4) rzeczywiste obszary współpracy elementów modelu sprowadzono do teoretycznych punktów ich mocowania (węzły sprzężenia),
- 5) układy współrzędnych dla elementów masowych wprowadzone do modelu przyjęto jako zgodne z głównymi, centralnymi osiami bezwładności elementów,
- 6) elementy łączące opisano lokalnymi kierunkowymi charakterystykami sprężysto-tłumiącymi zakładając, że dla kierunków, które zaniedbano element nie wprowadza żadnych oddziaływań,
- 7) wprowadzane wymuszenia opisane są modelem wymuszenia zdeterminowanego wynikającego z warunków ruchu unoszenia modelu (niezakłóconego),
- 8) zjawiska kontaktowe na styku koła z szyną opisane są zgodnie z teorią Kalkera w gotowym module zaczerpniętym z systemu MEDYNA i nie są przedmiotem rozważań w niniejszej pracy,
- 9) założono liniowość charakterystyk sprężysto-tłumiących zastosowanych elementów łączących co nie jest założeniem mocnym w świetle danych literaturowych i badań własnych autora.

Jest to podstawowa grupa założeń upraszczających, która będzie uzupełniana w razie potrzeby w dalszej części pracy.

2.3. Elementy zastosowane w badanym modelu

Strukturę przyjętego modelu zawieszenia pojazdu szynowego według schematu modułowego z rys.2.5 tworzą następujące elementy masowe:

- element $EM0$ - (element odniesienia) model podłoża (toru), po którym porusza się pojazd, przyjęty jako element o nieskończenie dużej sztywności i masie co powoduje że nie ma wpływu działania modelu na stan elementu $EM0$. Początek globalnego układu współrzędnych E_I przyjęto na wysokości główki szyny w osi symetrii poprzecznej toru i wzdłużnej pojazdu. Wektor bazowy osi nr1 wyznacza kierunek ruchu unoszenia (kierunek *wzdłużny*) natomiast wektor bazowy osi nr3 zgodny jest kierunkiem i zwrotem wektora przyspieszenia grawitacyjnego pola sił (kierunek *pionowy*). Kierunek i zwrot trzeciej osi (kierunek *poprzeczny*) jest do poprzednich ortogonalny. Położenie punktów węzłowych elementu odniesienia zdefiniowano w układzie globalnym względnym E_R , który w położeniu nominalnym pokrywa się

z układem inercyjnym. Ruch unoszenia modelu (ruch układu E_R względem układu E_I), który zdefiniowano trzema parametrami:

- prędkością liniową względem osi nr1 (v_1^0),
- prędkością kątową ruchu w łuku względem osi nr3 (ω_3^0),
- prędkością kątową narastania przechyłki toru względem osi nr1 (ω_1^0),

przebiega według następujących modeli:

- przypadek ogólny ($v_1^0 = v_1^0(t)$, $\omega_1^0 = \omega_1^0(t)$, $\omega_3^0 = \omega_3^0(t)$)
- przypadki elementarne:
 - pojazd stojący w torze ($v_1^0 = 0$, $\omega_1^0 = 0$, $\omega_3^0 = 0$)
 - ruch w torze prostym ze stałą prędkością
($v_1^0 = \text{const}$, $\omega_1^0 = 0$, $\omega_3^0 = 0$)
 - ruch po łuku o stałym promieniu i ze stałą prędkością liniową
($v_1^0 = \text{const}$, $\omega_1^0 = 0$, $\omega_3^0 = \text{const}$)
 - wjazd ze stałą prędkością w łuk po zdefiniowanej krzywej przejściowej
($v_1^0 = \text{const}$, $\omega_1^0 = \omega_1^0(t)$, $\omega_3^0 = \omega_3^0(t)$)

Punkty węzłowe elementu $EM0$ to teoretyczne punkty styku w parze: koło-szyna (rys.2.7 i rys.2.8). Ich współrzędne w układzie E_R zebrano w tabeli 2.1.

Tabela 2.1.
Punkty węzłowe elementu toru

Numer punktu węzłowego $i-w$	l_p	e_r	h_s
0-1	$l_w + l_k$	e_s	0
0-2	$l_w + l_k$	$-e_s$	0
0-3	$l_w - l_k$	e_s	0
0-4	$l_w - l_k$	$-e_s$	0
0-5	$-l_w + l_k$	e_s	0
0-6	$-l_w + l_k$	$-e_s$	0
0-7	$-l_w - l_k$	e_s	0
0-8	$-l_w - l_k$	$-e_s$	0
0-9	$l_w + l_k$	0	$-h_k$
0-10	$l_w - l_k$	0	$-h_k$
0-11	$-l_w + l_k$	0	$-h_k$
0-12	$-l_w - l_k$	0	$-h_k$

- element EMi gdzie $i=1(1)4$ - modeluje zestaw kołowy pojazdu. Początek lokalnego układu współrzędnych znajduje się w środku masy (środek symetrii) zestawu (rys.2.7 i rys.2.8). Kierunki i zwroty osi lokalnego układu nominalnego są zgodne ze swoimi odpowiednikami z układu E_R . Ponieważ układ lokalny jest głównym, centralnym układem bezwładności elementu stąd macierz bezwładności jest diagonalna:

$$M_i = \text{diag}[m_k, m_k, m_k, J_{k1}, J_{k2}, J_{k3}] \quad \text{dla } i = 1(1)4 \quad (2.13)$$

Dodatkowo z symetrii elementu jest: $J_{k1} = J_{k3}$. Lokalizację punktów węzłowych elementu w jego lokalnym nominalnym układzie współrzędnych przedstawiono na rys.2.7 i w tabeli 2.2.

Tabela 2.2
Punkty węzłowe modelu zestawu kołowego

Numer punktu węzłowego $i-w$	l_p	e_r	h_s
$i-1$	0	0	0
$i-2$	0	e_l	0
$i-3$	0	$-e_l$	0
$i-4$	0	e_s	h_k
$i-5$	0	$-e_s$	h_k

- element EMi gdzie $i=5(1)6$ - jest modelem struktury sztywnej określonej wcześniej umownym pojęciem „wózek”. Początek lokalnego układu współrzędnych znajduje się w środku masy (środek symetrii) elementu (rys.2.7 i rys.2.8). Kierunki i zwroty osi lokalnego układu nominalnego są zgodne ze swoimi odpowiednikami z układu E_R . Układ lokalny jest głównym, centralnym układem bezwładności elementu stąd macierz bezwładności jest diagonalna:

$$M_i = \text{diag}[m_w, m_w, m_w, J_{w1}, J_{w2}, J_{w3}] \quad \text{dla } i = 5(1)6 \quad (2.14)$$

W elemencie reprezentującym wózek wyróżniono 14 punktów węzłowych, których współrzędne w układzie nominalnym lokalnym zestawiono na rys.2.7 i w tabeli 2.3.

- element $EM7$ - jest modelem nadwozia pojazdu szynowego (wagonu pasażerskiego). Dla potrzeb rozważań nadwozie przyjęto jako jeden element masowy sztywny (rys.2.7 i rys.2.8) opisany w lokalnym układzie współrzędnych o początku w środku masy nadwozia (zwroty i kierunki zgodne z układem globalnym względnym E_R).

Tabela 2.3.
Punkty węzłowe wózka pojazdu

Numer punktu węzłowego $i-w$	l_p	e_r	h_s
$i-1$	0	0	0
$i-2$	l_{w1}	e_1	h_{w1}
$i-3$	l_{w1}	$-e_1$	h_{w1}
$i-4$	$-l_{w1}$	e_1	h_{w1}
$i-5$	$-l_{w1}$	$-e_1$	h_{w1}
$i-6$	l_k	e_1	$-h_{w3}$
$i-7$	l_k	$-e_1$	$-h_{w3}$
$i-8$	$-l_k$	e_1	$-h_{w3}$
$i-9$	$-l_k$	$-e_1$	$-h_{w3}$
$i-10$	0	e_2	$-h_{w4}$
$i-11$	0	e_2	$-h_{w4}$
$i-12$	0	0	$-h_{w6}$
$i-13$	0	0	$-h_{w5}$
$i-14$	0	0	h_{w2}

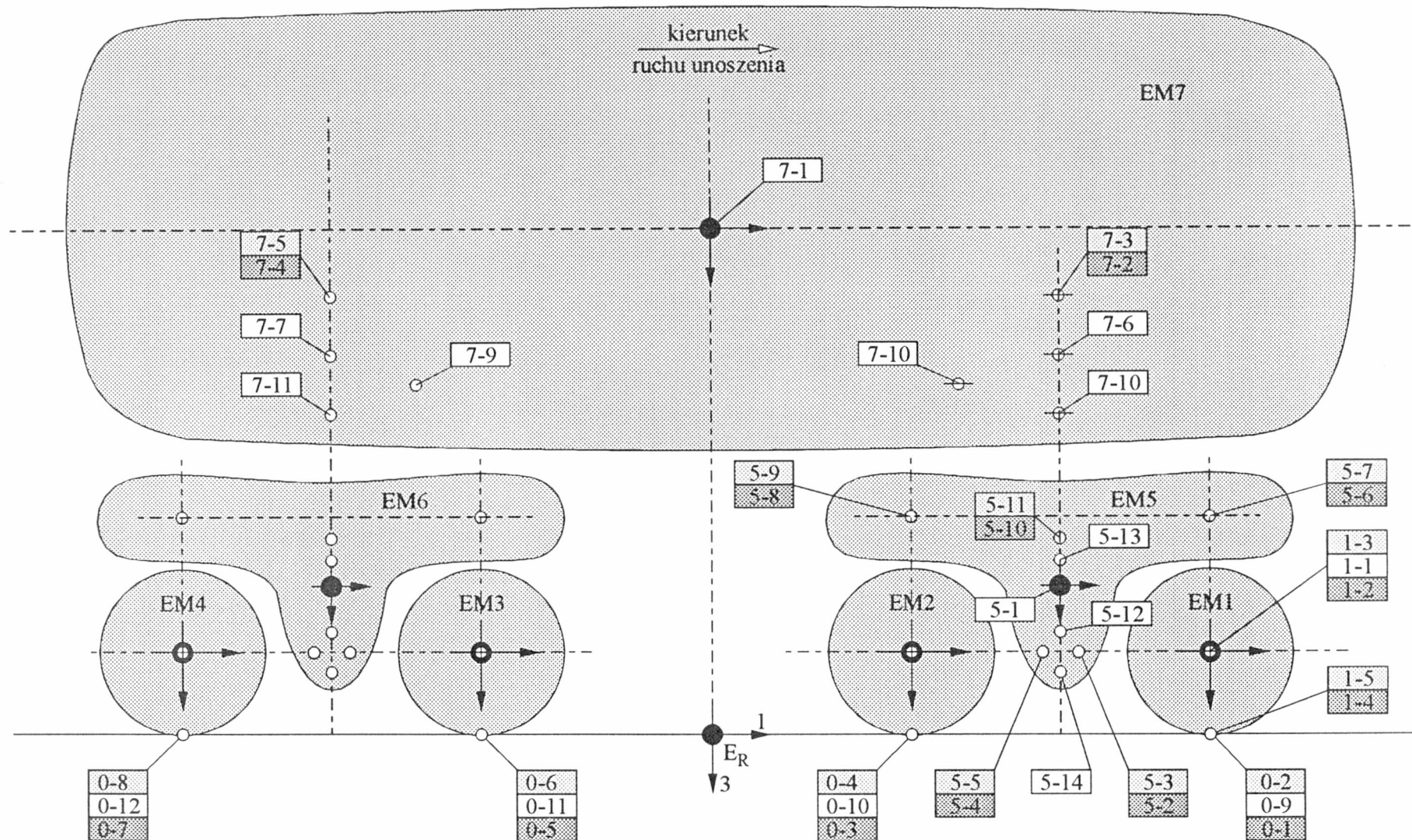
Układ lokalny jest dla tego przypadku głównym, centralnym układem osi – stąd podobnie jak poprzednio macierz bezwładności ma postać diagonalną:

$$\mathbf{M}_7 = \text{diag}[m_n, m_n, m_n, J_{n1}, J_{n2}, J_{n3},] \quad (2.15)$$

Współrzędne punktów węzłowych nadwozia jako jednego elementu masowego sztywnego w lokalnym nominalnym układzie współrzędnych zestawiono w tabeli 2.4.

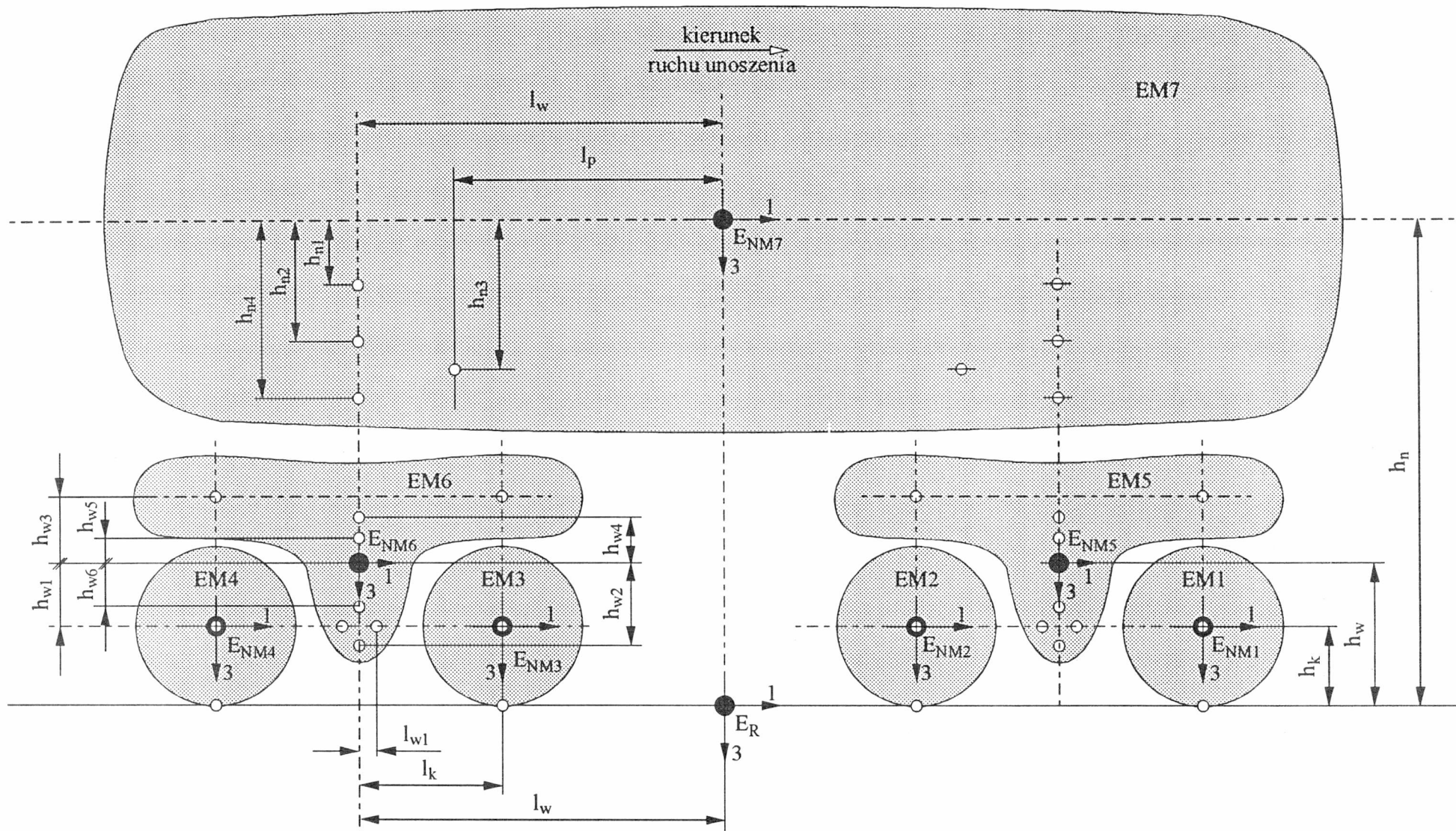
Tabela 2.4.
Punkty węzłowe nadwozia pojazdu jako elementu sztywnego

Numer punktu węzłowego $i-w$	l_p	e_r	h_s
$7-1$	0	0	0
$7-2$	l_w	e_2	h_{n1}
$7-3$	l_w	$-e_2$	h_{n1}
$7-4$	$-l_w$	e_2	h_{n1}
$7-5$	$-l_w$	$-e_2$	h_{n1}
$7-6$	l_w	0	h_{n2}
$7-7$	$-l_w$	0	h_{n2}
$7-8$	l_p	0	h_{n3}
$7-9$	$-l_p$	0	h_{n3}
$7-10$	l_w	0	h_{n4}
$7-11$	l_w	0	h_{n4}



Legenda: - lewa strona do kierunku ruchu unoszenia, - położenie centralne, - prawa strona do kierunku ruchu unoszenia.

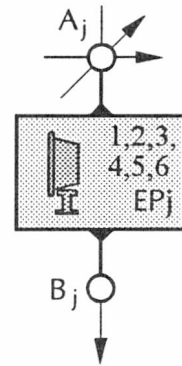
Rys.2.7. Oznaczenia elementów masowych i węzłów modelu



Rys.2.8. Położenie nominalne modelu (układy współrzędnych) oraz parametry lokalizacji punktów węzłowych

W strukturze prezentowanego modelu zawieszenia pojazdu szynowego według schematu modułowego z rys.2.2. funkcjonują następujące elementy łączące (rys.2.9 - 2.16):

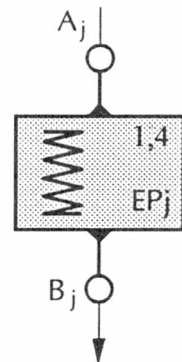
- element EPj (gdzie: $j=33(1)40$ oraz $j=40(1)44$) - opisuje współpracę na styku koło-szyna (rys.2.9 i rys.2.17). W modelu uproszczonym pominięto ten element pojazdu zakładając jego małe znaczenie przy badaniu własności układu wychylania nadwozia za pomocą modelu uproszczonego. W modelu pełnym wykorzystano gotową zdefiniowaną substrukturę koło-szyna z opcjonalnym wyborem metody opisu współpracy w tej parze.



Rys.2.9. Symbol elementu EPj
 $j=33,34,35,36,37,38,39,40$

- element EPj (gdzie: $j=1(1)8$) - zestaw liniowych łączników sprężystych modelujących sztywność wzdłużną translacyjną (kierunek 1) oraz rotacyjną (wokół osi kierunku 1) zawieszenia pierwszego stopnia (wahacz i jego mocowanie jako składnik główny oraz zredukowana sztywność wzdłużna pozostałych elementów). Postać lokalnej macierzy sztywności zestawu:

$$K_j = \text{diag} [k_{wl}, 0, 0, k_{ws1}, 0, 0]$$

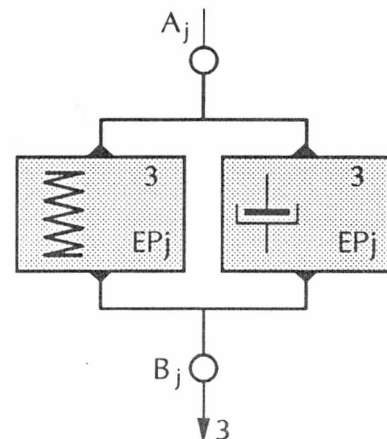


Rys.2.10. Symbol elementu EPj
 $j=1,2,3,4,5,6,7,8$

- element EPj (gdzie: $j=9(1)16$) - liniowy, translacyjny łącznik sprężysto-tłumiący główny modelujący sztywność pionową (kierunek 3) i tłumienie pionowe zawieszenia pierwszego stopnia. Lokalny układ współrzędnych elementu jest dla niego układem osi głównych stąd diagonalna postać lokalnej macierzy sztywności i tłumienia:

$$K_j = \text{diag} [0, 0, k_{w3}, 0, 0, 0]$$

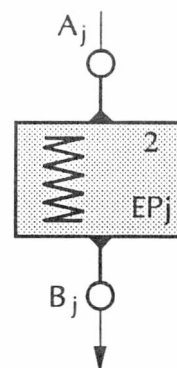
$$B_j = \text{diag} [0, 0, b_{w3}, 0, 0, 0]$$



Rys.2.11. Symbol elementu EPj
 $j=9,10,11,12,13,14,15,16$

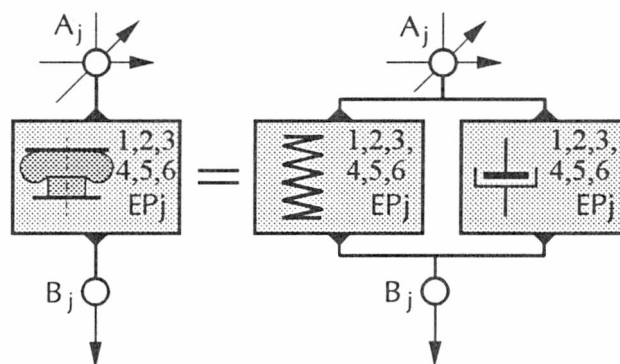
- element EPj (gdzie: $j=17(1)24$) - liniowy, translacyjny łącznik sprężysty modelujący sztywność poprzeczną (kierunek 2) zawieszenia pierwszego stopnia, opisany modelem elementu jednokierunkowego. Jego lokalna macierz sztywności

$$K_j = \text{diag} [0, k_{w2}, 0, 0, 0, 0]$$



Rys.2.12. Symbol elementu EPj
 $j=17,18,19,20,21,22,23,24$

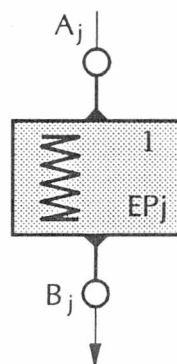
- element EPj (gdzie: $j=25(1)28$) - liniowy, łącznik sprężysto-tłumiący główny typu kompakt (przestrzenny) modelujący sprężynę pneumatyczną w module drugiego stopnia zawieszenia. Macierz sztywności elementu nie jest w tym przypadku diagonalna. Charakterystyki kierunkowe sztywności sprężyny pneumatycznej przedstawiono w rozdz.4. Dodatkowo w jednym zestawie ze sprężyną pneumatyczną uwzględniono tłumienie na drugim stopniu zawieszenia



Rys.2.13. Symbol elementu EPj
 $j=25,26,27,28$

- element EPj (gdzie: $j=29,30$) - liniowy, translacyjny łącznik sprężysty modelujący elementy prowadzące drugiego stopnia zawieszenia (z wyjątkiem sprężyn pneumatycznych) przenoszące siły wzdłużne. Lokalny układ współrzędnych elementu jest dla niego również układem osi głównych stąd diagonalna postać lokalnej macierzy sztywności

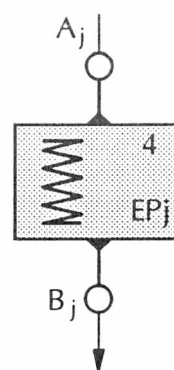
$$K_j = \text{diag} [k_p, 0, 0, 0, 0, 0]$$



Rys.2.14. Symbol elementu EPj
 $j=29,30$

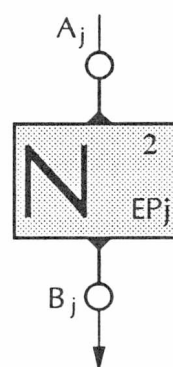
- element EPj (gdzie: $j=31,32$) - liniowy, rotacyjny łącznik sprężysty modelujący stabilizator kołysań poprzecznych drugiego stopnia zawieszenia. Opis charakterystyki elementu podano w jego lokalnym, głównym układzie współrzędnych stąd diagonalna postać lokalnej macierzy sztywności

$$K_j = \text{diag} [0, 0, 0, k_{ss}, 0, 0]$$



Rys.2.15. Symbol elementu EPj
 $j=31,32$

- element EPj (gdzie: $j=45,46$) - model elementu sprężystego o ujemnej charakterystyce sztywności (element lokalnie niestabilny), zaproponowano kierunkowy różnicowy element typu pneumatycznego a jego opis przedstawiono w rozdz.4. Kierunek jego działania jest poziomy tj. zgodny kierunkiem osi 2 przyjętych układów współrzędnych.



Rys.2.16. Symbol elementu EPj
 $j=45,46$

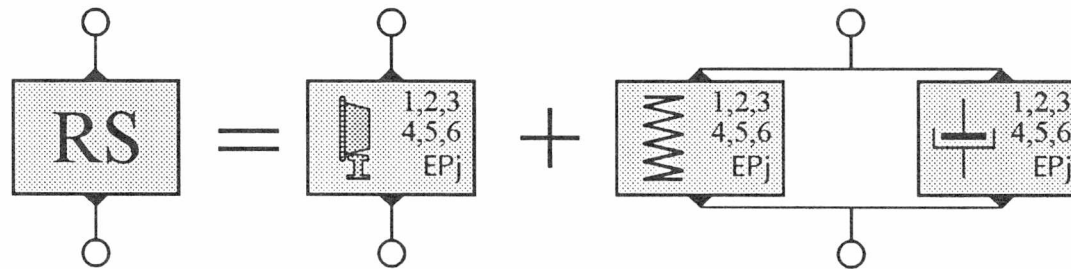
Na rys.2.17-2.19 przedstawiono schematy substruktur układu zawieszenia modelu z wykorzystaniem symboli elementów: koło-szyna (RS), pierwszy stopień zawieszenia (PS) i drugi stopień (DS).

Definiując poszczególne elementy modelu zaprezentowano ich charakterystyki w układach lokalnych. W celu określenia struktury modelu sieć sprzężeń między poszczególnymi elementami składowymi układu przedstawiono w formie blokowej tabeli struktury (tabela 2.5). Każda kolumna reprezentuje jeden element masowy sztywny opisany punktami charakterystycznymi natomiast wiersze odpowiadają poszczególnym elementom łączącym. Na przecięciu wybranej wiersza z wybraną kolumną umieszczony jest symbol węzła elementu masowego, przez który następuje sprzężenie z danym elementem łączącym. W ten sposób w przejrzystej formie można odczytać strukturę nawet skomplikowanych modeli.

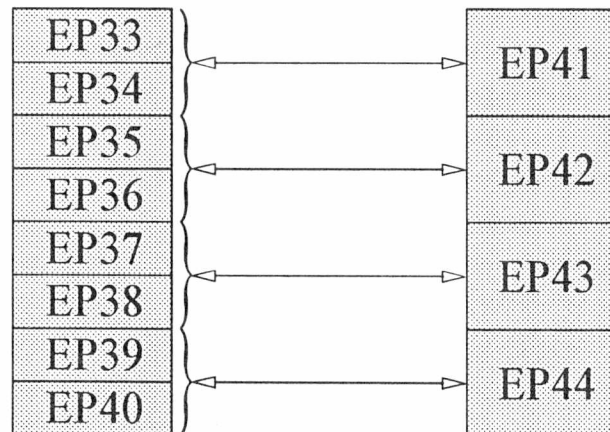
Typ elementu
systemu
MEDYNA

(22)

(61)



Nr elementu
modelu



Rys.2.17. Elementy substruktury koło-szyna (RS) oraz oznaczenia typu i numeru elementu

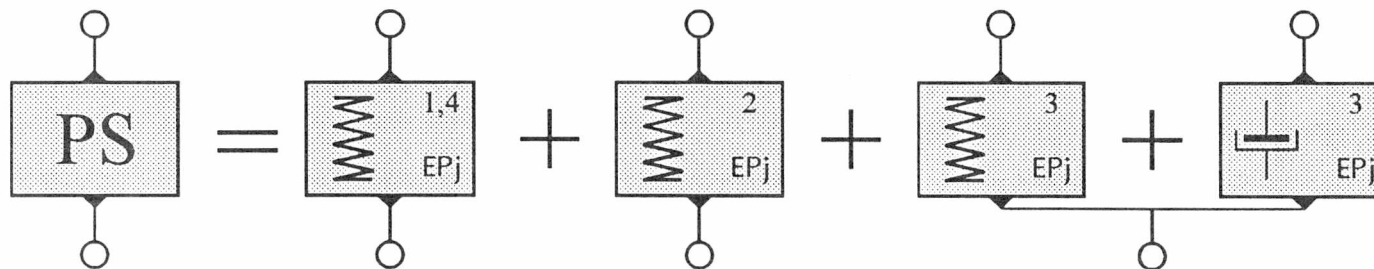
Typ elementu
systemu
MEDYNA

41
42

41

41

44



Nr elementu
modelu

EP1	↔	EP17	↔	EP9
EP2	↔	EP18	↔	EP10
EP3	↔	EP19	↔	EP11
EP4	↔	EP20	↔	EP12
EP5	↔	EP21	↔	EP13
EP6	↔	EP22	↔	EP14
EP7	↔	EP23	↔	EP15
EP8	↔	EP24	↔	EP16

Rys.2.18. Elementy substruktury modelu pierwszego stopnia zawieszenia (PS) oraz typy i numery elementów

Typ elementu
systemu
MEDYNA

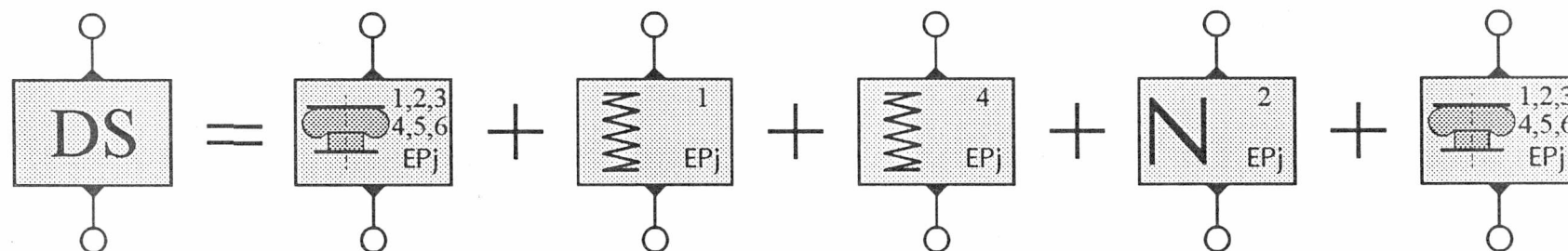
87

61

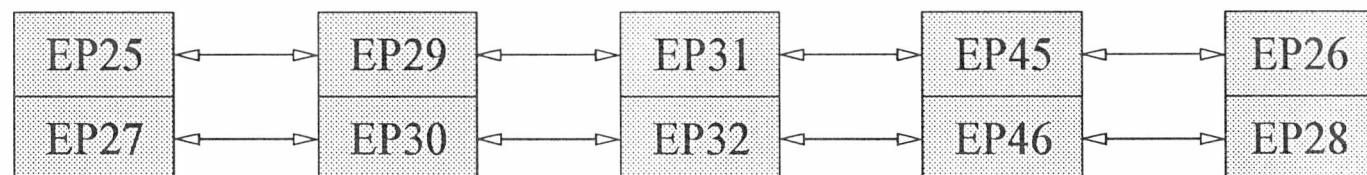
42

74

87



Nr elementu
modelu



Rys.2.19. Elementy substruktury modelu drugiego stopnia zawieszenia (DS) oraz typy i numery elementów

Tabela 2.5.
Struktura sprzężeń elementów modelu

	EM0	EM1	EM2	EM3	EM4	EM5	EM6	EM7
EP1		1-2				5-2		
EP2		1-3				5-3		
EP3			2-2			5-4		
EP4			2-3			5-5		
EP5				3-2			6-2	
EP6				3-3			6-3	
EP7					4-2		6-4	
EP8					4-3		6-5	
EP9		1-2				5-6		
EP10		1-3				5-7		
EP11			2-2			5-8		
EP12			2-3			5-9		
EP13				3-2			6-6	
EP14				3-3			6-7	
EP15					4-2		6-8	
EP16					4-3		6-9	
EP17		1-2				5-6		
EP18		1-3				5-7		
EP19			2-2			5-8		
EP20			2-3			5-9		
EP21				3-2			6-6	
EP22				3-3			6-7	
EP23					4-2		6-8	
EP24					4-3		6-9	
EP25						5-10		7-2
EP26						5-11		7-3
EP27							6-10	7-4
EP28							6-11	7-5
EP29						5-8		7-8
EP30							6-8	7-9
EP31						5-13		7-6
EP32							6-13	7-7
EP33	0-1	1-4						
EP34	0-2	1-5						
EP35	0-3		2-4					
EP36	0-4		2-5					
EP37	0-5			3-4				
EP38	0-6			3-5				
EP39	0-7				4-4			
EP40	0-8				4-5			
EP41	0-9	1-1						
EP42	0-10		2-1					
EP43	0-11			3-1				
EP44	0-12				4-1			
EP45						5-14		7-10
EP46							6-14	7-11
	EM0	EM1	EM2	EM3	EM4	EM5	EM6	EM7

Aby zdefiniować jednoznacznie model układu materialnego należy określić jeszcze położenie względne nominalnych układów odniesienia poszczególnych elementów masowych wobec układu referencyjnego. Parametry tej lokalizacji przedstawiono w tabeli 2.6 i na rys.2.8. Definiuje ona położenie nominalne modelu.

Tabela 2.6.
Położenie lokalnych układów nominalnych elementów masowych
względem układu referencyjnego

Numer elementu masowego	x_{1Ri}	x_{2Ri}	x_{3Ri}	φ_{1Ri}	φ_{2Ri}	φ_{3Ri}
<i>EM1</i>	$l_w + l_k$	0	$-h_k$	0	0	0
<i>EM2</i>	$l_w - l_k$	0	$-h_k$	0	0	0
<i>EM3</i>	$-l_w + l_k$	0	$-h_k$	0	0	0
<i>EM4</i>	$-l_w - l_k$	0	$-h_k$	0	0	0
<i>EM5</i>	l_w	0	$-h_w$	0	0	0
<i>EM6</i>	$-l_w$	0	$-h_w$	0	0	0
<i>EM7</i>	0	0	$-h_n$	0	0	0

2.4. Równania ruchu modelu

Rozpatrywany model układu zawieszenia jako struktury wieloelementowej można zapisać ogólną formułą:

$$UZ = EM \cup EP \cup WS \cup WK, \quad (2.16)$$

gdzie:

UZ - układ zawieszenia

EM = {*EMi*} - zbiór elementów masowych modelu,

EP = {*EPj*} - zbiór elementów łączących modelu,

WS = {*WSk*} - zbiór zewnętrznych wymuszeń siłowych,

WK = {*WKl*} - zbiór wymuszeń kinematycznych modelu.

Model fizyczny złożony z *N* elementów masowych *EMi* o 6 stopniach swobody każdy (w przypadku ogólnym), dowolnie połączonych między sobą elementami łączącymi *EPj* nakładającymi warunki więzów w liczbie *W* posiada

$$S = N - W,$$

stopni swobody *S*. Wektor przemieszczeń uogólnionych układu oswoobodzonego z więzów

utworzony jest z N bloków przemieszczeń uogólnionych lokalnych poszczególnych EM_i

$$\mathbf{q} = \text{col} [\mathbf{q}_1, \mathbf{q}_2, \dots, \mathbf{q}_N], \quad (2.17)$$

gdzie

$$\mathbf{q}_i = \text{col} [q_{i,1}, q_{i,2}, \dots, q_{i,6}], \quad \text{dla } i=1(1)N \quad (2.18)$$

lub przy stosowaniu numeracji globalnej

$$\mathbf{q} = \text{col} [q_1, q_2, \dots, q_S], \quad (2.19)$$

gdzie

S - liczba stopni swobody układu.

Analogicznie, stosując numerację globalną przedstawia się postać wektora sił uogólnionych

$$\mathbf{Q} = \text{col} [Q_1, Q_2, \dots, Q_S]. \quad (2.20)$$

Równania ruchu układu uzyskano metodą energetyczną z równań Lagrange'a II-go rodzaju, które przedstawiono w zapisie macierzowym

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial E}{\partial \dot{\mathbf{q}}} \right) - \frac{\partial E}{\partial \mathbf{q}} = \mathbf{Q}, \quad (2.21)$$

gdzie

$$\mathbf{Q} = \mathbf{P} - \frac{\partial V}{\partial \mathbf{q}} - \frac{\partial D}{\partial \dot{\mathbf{q}}}, \quad (2.22)$$

Zastosowane oznaczenia reprezentują:

E - energię kinetyczną układu będącą sumą energii kinetycznych poszczególnych elementów masowych, jako formę kwadratową

$$E = \frac{1}{2} \dot{\mathbf{q}}^T \cdot \mathbf{M} \cdot \dot{\mathbf{q}}, \quad (2.23)$$

V - energię potencjalną układu będącą sumą energii potencjalnych poszczególnych elementów sprężystych, jako formę kwadratową

$$V = \frac{1}{2} \mathbf{q}^T \cdot \mathbf{K} \cdot \mathbf{q}, \quad (2.24)$$

D - funkcję dyssypacji energii jako formę w postaci

$$D = \frac{1}{2} \dot{\mathbf{q}}^T \cdot \mathbf{B} \cdot \dot{\mathbf{q}}. \quad (2.25)$$

Macierze globalne układu (M - macierz bezwładności, K - macierz sztywności, B - macierz tłumienia) mają postać blokową i powstały z lokalnych macierzy poszczególnych elementów po ich transformacji do układu globalnego. Blokowa postać macierzy i rozmieszczenie jej niezerowych bloków jest odzwierciedleniem struktury modelu. Niezerowe bloki zlokalizowane są na przecięciach poziomych i pionowych pasm macierzy odpowiadających:

- węzłom koordynacyjnym danego EM_i w przypadku macierzy bezwładności,
- węzłom sprzężenia dla danego EP_j w przypadku macierzy sztywności i tłumienia.

Rozwijając równania Lagrange'a otrzymano układ równań ruchu modelu we współrzędnych uogólnionych w postaci klasycznej

$$M\ddot{q} + B\dot{q} + Kq = P, \quad (2.26)$$

które w tej formie stosowane będą dalszej analizie.

WNIOSKI:

- *podczas budowania modelu badanego układu bazowano na strukturze konwencjonalnego układu zawieszenia nowoczesnego pasażerskiego pojazdu szynowego wprowadzając modyfikacje, które z punktu widzenia wstępnej analizy jakościowej powinny umożliwić realizację postawionego celu,*
- *proponowane modyfikacje struktury układu polegają na (str.34):*
 - *wprowadzeniu dodatkowego elementu sprężystego o ujemnej sztywności) o kierunku działania poprzecznym do kierunku ruchu unoszenia układu (element przedstawiono w rozdz.4)*
 - *zastosowaniu elementów pneumatycznych półtoroidalnych z rozbudowaną na podstawie badań autora charakterystyką sztywności kierunkowych (rozdz.4) jako główne elementy sprężyste drugiego stopnia zawieszenia,*
 - *wprowadzenie modyfikacji lokalizacji elementów pneumatycznych głównych przez odchylenie ich osi symetrii od kierunku pionowego,*
 - *uwolnienie drugiego stopnia zawieszenia od więzów kinematycznych stosowanych zwykle w tego typu układach.*

Tak zmodyfikowany układ wyjściowy poddany będzie badaniom w dalszej części pracy.

3. OGRANICZENIA I KRYTERIA OCENY

Cel rozdziału:

*przedstawienie warunków ograniczających obszar badań modelu,
przyjęcie kryteriów oceny układu*

Aby przeprowadzić efektywne badania modelu układu zawieszenia ustalono zestaw warunków ograniczających obszar możliwych rozwiązań. Ponieważ zawieszenie, którego model jest badany przeznaczone jest z założenia do funkcjonowania w określonej klasie układów materialnych jaką tworzą pojazdy szynowe przyjęto warunki ograniczające i kryteria oceny obowiązujące w tej grupie obiektów.

Pojazd w sensie przyjętej tu definicji przeznaczony jest do ruchu po zadanej trajektorii przy bezpośrednim udziale człowieka, powinien więc spełniać na wymaganym poziomie dwie grupy kryteriów:

- *kryteria bezpieczeństwa ruchu,*
- *kryteria komfortu jazdy.*

z których wynikają ograniczenia nałożone na parametry modelu, przy czym spełnienie kryteriów bezpieczeństwa jest bezwzględnie wymagane natomiast kryteria komfortu jazdy są wskaźnikami oceny pojazdu i stanowią o jego pozycji w swojej klasie. W odniesieniu do pojazdów szynowych istnieje specyficzna grupa warunków wynikających ze sposobu prowadzenia pojazdu w torze i ukształtowania współpracującej pary ciernej koło-szyna.

A) Kryteria bezpieczeństwa ruchu pojazdu w torze

Zawieszenie pojazdu jest jednym z podstawowych układów, który decyduje o spełnieniu warunków bezpieczeństwa ruchu w torze. Obowiązujące wartości graniczne wynikają z cech dynamicznych pojazdu oraz własności toru, przy czym podstawowym warunkiem jest utrzymanie wartości sił na styku koło-szyna w dopuszczalnym zakresie. Dotyczy to całego taboru szynowego jednak szczególnie istotne staje się w przypadku pojazdów z wychylnym nadwoziem, ponieważ oddziaływania dynamiczne na styku koło-szyna wzrastają w wyniku zwiększonych prędkości ruchu.

Kryteria bezpieczeństwa ruchu pojazdu to:

- A1** – kryterium zejścia pojazdu z toru - określa je zależność, która definiuje maksymalną wartość stosunku siły prowadzącej Y_l do nacisku pionowego Q_l koła zewnętrznego względem łuku dla pierwszego zestawu kołowego. Wartość graniczna [70][11]

$$\frac{Y_1}{Q_1} \leq 1.2 \quad (3.1)$$

obowiązująca dla:

- kąta obrzeża $\gamma=70^\circ$,
- współczynnika tarcia między obrzeżem a szyną $\mu=0.35$.

A2 – kryterium przewrócenia pojazdu przedstawia stan graniczny odciążenia wewnętrznej do łuku strony pojazdu i przeniesienia nacisków na koła zewnętrzne. Z warunków definiujących taki stan, z uwzględnieniem możliwości przesunięcia środka masy pojazdu na zewnętrzną stronę łuku toru wynika maksymalna bezpieczna wartość prędkości jazdy w łuku. Jej wartość zależy od konstrukcji pojazdu, położenia środka masy oraz warunków zewnętrznych [56].

A3 – kryterium maksymalnej przechyłki określające maksymalną wartość stałej przechyłki toru w łuku ze względu na możliwość przewrócenia pojazdu zatrzymanego w łuku

$$u_{max} = 0.15 \text{ [m]} \quad \text{przy bazie toru } s=1.5 \text{ [m]}$$

Obowiązuje przy kształtowaniu toru w profilu.

A4 – kryterium skrajni pojazdu sprawdza warunek wpisywania się obrysu pojazdu w warunkach dynamicznych w dopuszczalny zakres określony odpowiednimi przepisami

A5 – kryterium wyboczenia toru określa dopuszczalną wartość sumy sił prowadzących dla zestawu kołowego według zależności [39][11]

$$\Sigma Y = 0.85 \cdot \left(10 + \frac{2 \cdot Q}{3} \right) \quad (3.2)$$

gdzie:

ΣY - suma sił prowadzących [kN],

$2 \cdot Q$ - statyczny nacisk zestawu kołowego na tor [kN].

Na tej podstawie można określić graniczną prędkość pojazdu w funkcji promienia łuku spełniającą kryterium wyboczenia toru. Jej wartość dla przeciętnych warunków określa się następującą zależnością [39]

$$v_{wyb} \cong \frac{8}{3.6} \sqrt{R} \text{ [m/s]} \quad (3.3)$$

A6 – kryterium siły prowadzącej definiuje maksymalną wartość siły prowadzącej koło ze względu na dopuszczalne naprężenia w elementach toru (szyny, złączki, ...)[56]

$$\text{siła dynamiczna} \quad Y_{max}=1.1 \cdot 10^5 \text{ [N]}$$

$$\text{siła quasi-statyczna} \quad Y_{qst}=0.7 \cdot 10^5 \text{ [N]}$$

A7 – kryterium granicznego nacisku określa wartość graniczną sił kontaktowych w obszarze styku koło-szyna [56]

$$Q=1.7 \cdot 10^5 \text{ [N]}$$

Sprawdzenie wartości granicznych dla poszczególnych kryteriów umożliwia model dynamiczny pojazdu przygotowany w systemie MEDYNA.

B) Kryteria komfortu w zakresie oddziaływań mechanicznych.

Kompleksowo ujęte pojęcie komfortu obejmuje szereg czynników składających się na ogólne (pozytywne lub negatywne) wrażenia człowieka podczas jazdy danym pojazdem. Podstawowym czynnikiem jest jakość wibroizolacji, inne, nie mniej ważne przy ocenie globalnej pojazdu lecz nieistotne z punktu widzenia niniejszej pracy to stan cieplny wewnątrz nadwozia, poziom oddziaływań akustycznych, jakość oświetlenia, stan wyposażenia pojazdu i inne. O komforcie wibroizolacji w zakresie oddziaływań mechanicznych o częstotliwościach poniżej akustycznych decyduje zawieszenie pojazdu, a ściślej jego charakterystyki przenoszenia drgań na pasażera. Źródłem tych oddziaływań, wynikających z charakteru ruchu pojazdu są:

- zmiany geometrii toru w planie i profilu (przejście między odcinkiem toru prostego a łukiem oraz ruch w łuku toru),
- zaburzenia ruchu ustalonego wywołane nierównościami toru oraz innymi zewnętrznymi czynnikami losowymi.

Sformułowane dla pojazdów szynowych kryteria oceny komfortu w zakresie oddziaływań mechanicznych są następujące:

B1 – dla ruchu w torze prostym - kryterium widma przyspieszeń oceniające komfort wibroizolacji dla różnych płaszczyzn drgań metodami :

- wskaźnika spokojności biegu pojazdu W_z [40][69][70],
- metodą zastępczego czasu zmęczenia wg. ORE [39],
- metodą krzywych jednakowej dokuczliwości wg. ISO [40][69][70].

B2 – warunek dopuszczalnego przyspieszenia bocznego ogranicza wartość nie zrównoważonego przyspieszenia bocznego działającego na pasażera do poziomu [15][78][93]:

$a_{bp} = 0.65 \text{ [m/s}^2\text{]}$ - wartość stosowana m.in. na PKP, odpowiada jej niedobór przechyłki toru $u_n = 0.1 \text{ [m]}$,

$a_{bp} = 0.85 \text{ [m/s}^2\text{]}$ - wartość stosowana na kolejach niemieckich (DB), (niedobór przechyłki toru $u_n = 0.13 \text{ [m]}$)

$a_{bp} = 1.0 \text{ [m/s}^2\text{]}$ - przyjęte na kolejach francuskich (SNCF), czemu odpowiada niedobór przechyłki $u_n = 0.153 \text{ [m]}$,

B3 – warunek dopuszczalnego bezwzględnego kąta przechyłu nadwozia pojazdu ze względu na nieprzyjemne dla człowieka pochylenie linii horyzontu, jako wartość graniczną przyjmuje się [39]

$$\varphi_{gr} = 10 [^\circ]$$

B4 – dopuszczalna wartość prędkości zmiany nie zrównoważonej przechyłki nie powodująca negatywnych odczuć fizjologicznych u pasażera [39]

$$\frac{dh_n}{dt} = 0.09 \text{ [m/s]}$$

Nie wszystkie przedstawione tutaj kryteria są w jednakowym stopniu istotne z punktu widzenia celu pracy, dlatego uszeregowano je według następującego schematu

- kryterium decydujące - na jego podstawie dokonuje się oceny badanego układu, w tym przypadku jest to kryterium dopuszczalnego przyspieszenia bocznego B2, w przypadku przekroczenia wartości dopuszczalnych wprowadza się zmiany struktury lub parametrów,
- kryteria sprawdzane - podlegają sprawdzeniu w trakcie badań (A1, A2, A6, A7, B3) i w razie ich niespełnienia przeprowadzana jest korekta parametrów układu,
- kryteria zakładane a priori - obejmuje warunki nałożone wprost na parametry modelu (A3, A5),
- kryteria nie badane - obejmuje warunki, których spełnienie założono już na wejściu przed modyfikacją (A4, B1, B4) Wprowadzane modyfikacje nie grożą przekroczeniem granic tych kryteriów a pominięcie ich wynika z celowego ograniczenia zakresu badań modelu do zagadnień istotnych z punktu widzenia celu pracy.

Warunki pozytywnej oceny układu obejmują:

- 1) bezwzględne spełnienie warunków bezpieczeństwa,
- 2) utrzymanie wartości przyspieszenia bocznego w granicach wyznaczonych wartościami dopuszczalnymi.

Badania innych wskaźników komfortu nie prowadzono ponieważ:

- symulacje numeryczne wykonano dla ruchu po torze gładkim,
- nie wprowadzano innych zakłóceń ruchu (np. wiatr)
- celem badań jest możliwość realizacji dodatkowej funkcji zawieszenia tj. *wychylenie nadwozia w łuku toru*; przyjęto założenie, że funkcja podstawowa jaką jest odpowiedni poziom wibroizolacji jest realizowana przez wyjściowe parametry układu (przed modyfikacją) co zostało sprawdzone przez analizę częstotliwości drgań własnych układu; wprowadzane modyfikacje mają niewielki wpływ na zmianę charakterystyk przenoszenia drgań przez zawieszenie pojazdu.

Aby określić obszar możliwych zastosowań systemów wychylnych nadwozi sporządzono wykres maksymalnych prędkości ruchu pojazdu (v) w łuku toru w funkcji jego promienia (R) dla następujących przypadków (rys.3.1):

- 1) pojazd konwencjonalny przy pełnej kompensacji (przechyłką toru $u_{max}=0.15[m]$) przyspieszenia bocznego* - prędkość maksymalna w łuku określona jest zależnością

$$v_k \cong \frac{3.56}{3.6} \sqrt{R} \text{ [m/s]} \quad (3.4)$$

- 2) pojazd konwencjonalny przy dopuszczalnej wartości niezrównoważonego przyspieszenia bocznego* $a_{bp}= 0.65 \text{ [m/s}^2\text{]}$ - prędkość maksymalną określa zależność

$$v_{kd} \cong \frac{4.6}{3.6} \sqrt{R} \text{ [m/s]} \quad (3.5)$$

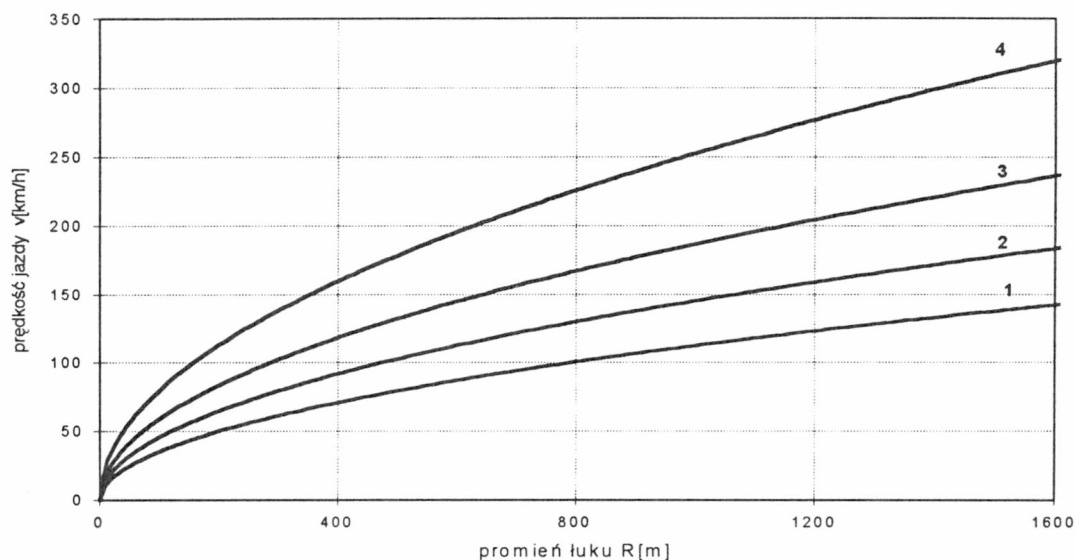
- 3) granica prędkości jazdy dla pojazdu z wychylnym nadwoziem wynikająca z warunku dopuszczalnego kąta przechyłu nadwozia ($\varphi_{gr}=10^\circ$) przy pełnej kompensacji przyspieszenia bocznego*

$$v_{10} \cong \frac{5.92}{3.6} \sqrt{R} \text{ [m/s]} \quad (3.6)$$

*UWAGA: należy podkreślić, że są to czysto teoretyczne przypadki ruchu pojazdu w łuku ponieważ nie uwzględniają pochyleń nadwozia na skutek ugięcia elementów sprężystych zawieszenia, stąd wartości prędkości granicznych tak wyznaczone należy traktować jako przybliżone i orientacyjne.

- 4) maksymalna prędkość w łuku dla wszystkich pojazdów wynikająca z kryterium bezpieczeństwa przed wybozczeniem toru.

$$v_{wyb} \cong \frac{8.0}{3.6} \sqrt{R} \quad (3.7)$$



Rys.3.1. Maksymalne prędkości (v) ruchu pojazdu w funkcji promienia łuku toru (R) - opis w tekście.

Jak widać z przedstawionych wykresów zastosowanie systemu wychylania nadwozia w łuku toru pozwala wypełnić obszar pomiędzy maksymalnymi dopuszczalnymi prędkościami dla pojazdu konwencjonalnego (linia 2) a dopuszczalną prędkością ze względu na kryterium maksymalnego kąta przechyłu (linia 3).

Równolegle przeprowadzono badania zysku na czasie przejazdu odcinka toru w zależności od prędkości jazdy i kąta przechyłu nadwozia [93]. Jak wykazały, największy gradient wzrostu występuje dla mniejszych wartości kąta przechyłu do ok. 3° .

WNIOSKI:

- przedstawione kryteria pozwalają ograniczyć obszar rozwiązań modelu do zakresu, który można zbadać efektywnie za pomocą modelu matematycznego oraz umożliwiają przyjęcie wskaźników jakości badanego modelu,
- przeprowadzono analizy i selekcję kryteriów (str.55) względem ich wagi dla badanego zagadnienia z punktu widzenia realizacji postawionej funkcji celu,
- przedstawiono (rys.3.1) wymierne korzyści wynikające z zastosowania układu wychylania nadwozia w klasie obiektów typu pojazd szynowy polegających na możliwości zwiększenia prędkości przejazdu przez łuki toru z uwzględnieniem obowiązujących kryteriów ograniczających; układy wychylnych nadwozi pozwalają na podwyższenie prędkości w obszar ograniczony krzywymi 2 i 3 na rys.3.1 dla określonego promienia łuku toru.

4. PNEUMATYCZNE ELEMENTY SPRĘŻYSTE MODELU

W rozdziale:

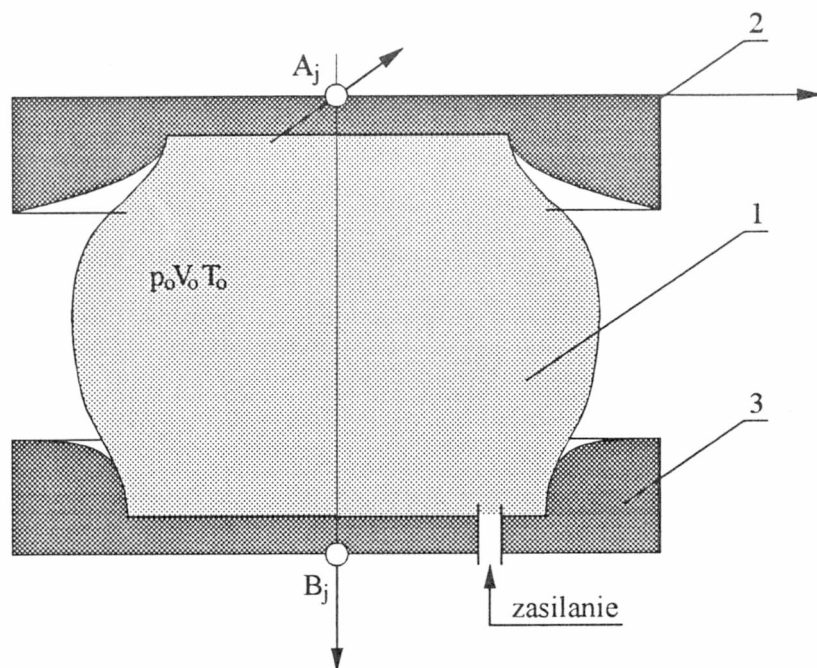
- o sprężynach pneumatycznych,
- przyjęty model obliczeniowy i oszacowanie na podstawie eksperymentu wybranych parametrów sprężyny pneumatycznej półtoroidalnej,
- pneumatyczny element sprężysty o ujemnej sztywności.

Przebiegi funkcji przemieszczeń translacyjnych i rotacyjnych bryły nadwozia pojazdu poddanej wymuszeniom zewnętrznym występującym podczas jazdy w torze można kształtować poprzez zmianę struktury układu zawieszenia nadwozia lub przez zmianę charakterystyk jego elementów. Podatność elementu na proces jego dopasowania do struktury, w której ma funkcjonować jest istotnym czynnikiem decydującym często o jego wyborze.

Interesującą grupą więzów sprężystych, w świetle powyższego stwierdzenia są elementy pneumatyczne zwane dalej *sprężynami pneumatycznymi*. Sprężyna pneumatyczna ze względu na swoje liczne zalety jest coraz częściej stosowana w układach wibroizolacji, szczególnie w zawieszeniach pojazdów, nie tylko szynowych chociaż szczególnie w tym zastosowaniu, ze względu na małe ograniczenia swobody jej działania może ujawnić w pełni swoje korzystne cechy. Jedną z podstawowych możliwości jakie daje konstruktorowi zawieszenia pojazdu jest duże pole manewru w zakresie kształtowania kierunkowych charakterystyk sprężystych a w wyniku tego pozwala na optymalny dobór parametrów projektowanego zawieszenia oraz możliwość ich zmiany w czasie pracy układu.

Sprężyna pneumatyczna jest w przypadku ogólnym obiektem o złożonej strukturze. Precyzyjnie określając sprężynę pneumatyczną należy operować pojęciem „kaskady pneumatycznej” jako układu różnego typu elementów (komory o stałej lub zmiennej objętości, przewody pneumatyczne krótkie oraz linie długie, rozdzielacze strumieni powietrza, itp.) połączonych siecią sprzężeń pneumatycznych lub mechanicznych [10]. Pomijając całą infrastrukturę układu zasilania należy traktować kaskadę jako element łączący o określonych własnościach sprężysto-tłumiących wynikających ze ściśliwości czynnika roboczego oraz przemian termodynamicznych zachodzących podczas jego przepływu w kaskadzie.

Dla potrzeb niniejszej pracy struktura sprężyny pneumatycznej ograniczona zostanie do podstawowego modułu pneumatycznego sprężystego tj. *sprężyny właściwej* (rys.4.1). Pojęciem sprężyna właściwa określana jest osiowosymetryczna komora o zmiennej objętości (komora elastyczna), w której zamknięta jest stała masa czynnika roboczego (powietrza) w określonym stanie termodynamicznym opisanym parametrami nominalnymi (p_0 - ciśnieniem, V_0 - objętością, T_0 - temperaturą).



Rys.4.1. Podstawowy modul sprężyny pneumatycznej - sprężyna właściwa (przekrój poprzeczny)

Przestrzeń komory elastycznej ograniczają następujące elementy:

- odkształcalna *powłoka sprężyny* (1) (wykonana najczęściej z kompozytu elastomerowego zbrojonego włóknem) rozpięta między elementami zamykającymi,
- *element zamykający górny* (2) (ew. lewy przy poziomej osi głównej sprężyny),
- *element zamykający dolny* (3) (ew. prawy przy j.w.)

Elementy zamykające zapewniają szczelność komory elastycznej, są jednocześnie zewnętrznymi elementami mocowania sprężyny do innych elementów układu, w którym ona funkcjonuje oraz, co jest bardzo istotne, realizują zadaną kinematykę prowadzenia powłoki przy jej odkształcaniu. Właśnie geometria prowadzenia w połączeniu z kształtem początkowym powłoki nieobciążonej determinuje typ sprężyny a w konsekwencji jej zewnętrzne charakterystyki sprężyste.

Proces kształtowania charakterystyk sprężyny pneumatycznej można poprowadzić dwutorowo:

- a) poprzez dobór parametrów termodynamicznych czynnika roboczego (powietrza) oraz parametrów geometrycznych powłoki elastycznej i jej prowadzenia przy odkształcaniu pojedynczej sprężyny
- b) budując odpowiednią do potrzeb strukturę kaskady pneumatycznej tj. układu elementów pneumatycznych wzajemnie sprzężonych po stronie pneumatycznej i mechanicznej.

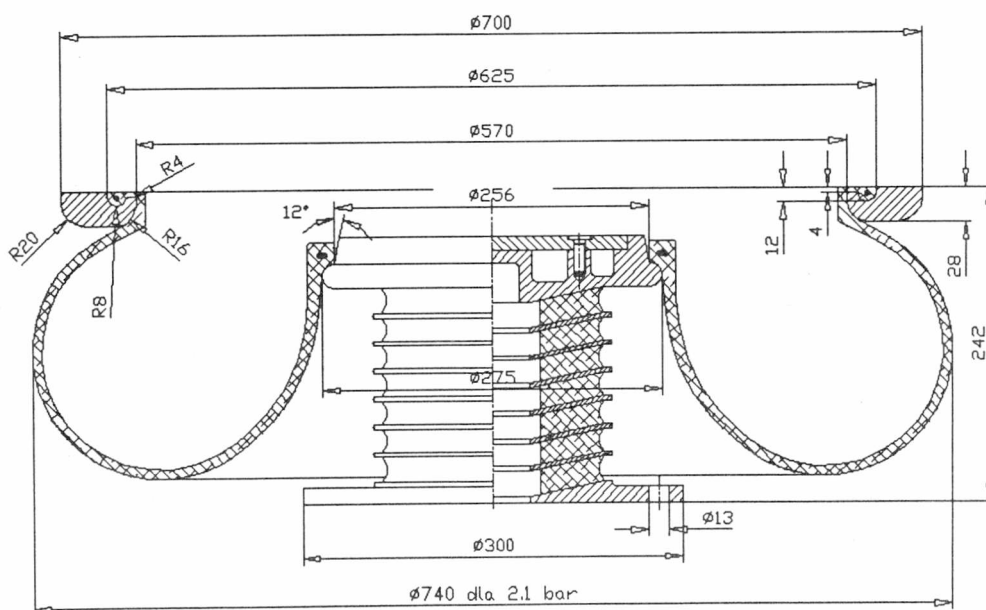
Wykorzystując obie drogi jednocześnie można uzyskać struktury o bardzo interesujących własnościach jaką jest np. sprężyna różnicowa, której wybrane własności będą przedstawione w niniejszym opracowaniu.

W badanym układzie zawieszenia zastosowano dwa typy sprężyn pneumatycznych, których charakterystyki są korzystne z punktu widzenia wychylania nadwozia w łuku drogi:

- sprężyna pneumatyczna o półtoroidalnym kształcie powłoki,
- sprężyna pneumatyczna różnicowa o ujemnej sztywności osiowej (sprężyna niestabilna).

4.1. Model funkcjonalny półtoroidalnej sprężyny pneumatycznej

W dążeniu do maksymalnego uproszczenia konstrukcji zawieszenia wprowadzono sprężyny pneumatyczne o półtoroidalnym kształcie powłoki, które należą do klasy sprężyn przenoszących pełny wektor obciążenia tj. trzy składowe siły i trzy momenty w lokalnym nominalnym układzie współrzędnych sprężyny i nie wymagają większości dodatkowych elementów prowadzących w układzie zawieszenia nadwozia pojazdu. Przykładowy typowy element sprężysty tego typu przedstawiono na rys.4.2. Jest to sprężyna pneumatyczna 1Ao116 firmy PHOENIX (RFN). Charakteryzuje się szczątkowym prowadzeniem powłoki i pozostawioną dużą swobodą jej odkształcania co powoduje, że przeznaczona jest do pracy w dużym zakresie przemieszczeń poprzecznych do osi symetrii elementu.



Rys.4.2. Sprężyna pneumatyczna PHOENIX 1Ao116 [38]

Wprowadzając element łączący do modelu układu zawieszenia należy zdefiniować jego charakterystyki sprężysto-tłumiące. Teoretyczny opis własności sprężyny pneumatycznej, w której oprócz przemian termodynamicznych czynnika roboczego istotny jest także udział powłoki w przenoszeniu obciążeń jest dość skomplikowany, szczególnie przy złożonych kształtach powłoki i jej prowadzenia. Próby budowy modelu matematycznego od strony analizy zjawisk termodynamicznych i mechaniki powłoki wymagają przeprowadzenia licznych eksperymentów. Stąd patrząc na problem od strony zastosowania tego typu elementu w układach wibroizolacji korzystne i uzasadnione jest przygotowanie modelu funkcjonalnego tj. eksperymentalne oszacowanie charakterystyk zewnętrznych określonego typu sprężyny pneumatycznej bez wnikania w jej strukturę.

Proponowany opis sprowadza sprężynę pneumatyczną do opisu modelem dwuwęzłowego elementu łączącego. Rozważmy element łączący (rys.4.3) o długości h , w którym wyróżniono węzły A_j oraz B_j będące teoretycznymi punktami mocowania elementu (węzły sprzężenia) z dwoma elementami masowymi. Początek lokalnego układu współrzędnych przyjęto w węźle A_j , wektor łączący oba węzły (o początku w węźle A_j) wyznacza w położeniu nominalnym oś symetrii elementu. Każdy z węzłów sprzężenia należy do innego elementu masowego i posiada 6 stopni swobody.

Pod pojęciem *zewnętrznej charakterystyki sprężystej* elementu pneumatycznego rozumiana będzie zależność między siłami uogólnionymi generowanymi w węzłach sprzężenia na skutek odkształcania elementu a odkształceniami wynikającymi z przemieszczania punktów węzłowych w lokalnym układzie współrzędnych. Zależność tę można przedstawić na podstawie (2.7) w postaci

$$Q_{Pj} = K_j \cdot q_{Pj}, \quad (4.1)$$

gdzie:

Q_{Pj} - wektor sił uogólnionych sprężyny pneumatycznej w układzie lokalnym względnym,

$$Q_{Pj} = \text{col} [P_{1Pj}, P_{2Pj}, P_{3Pj}, M_{1Pj}, M_{2Pj}, M_{3Pj}] \quad (4.2)$$

q_j - wektor przemieszczeń uogólnionych względnych węzłów sprężyny pneumatycznej,

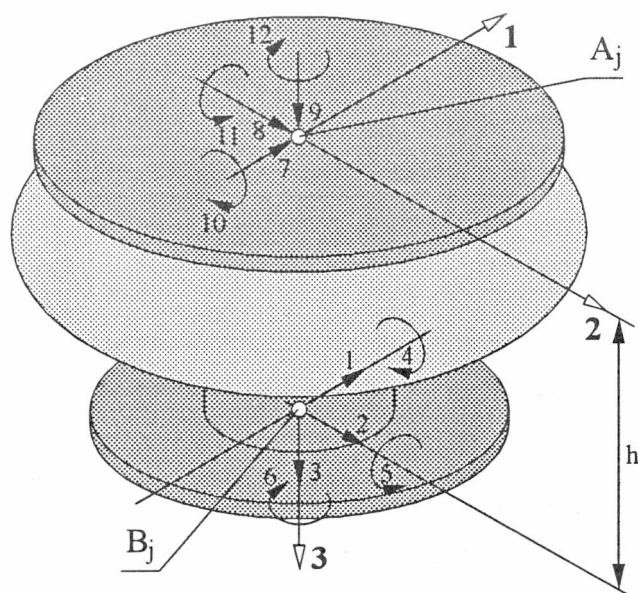
$$q_{Pj} = \text{col} [x_{1Pj}, x_{2Pj}, x_{3Pj}, \varphi_{1Pj}, \varphi_{2Pj}, \varphi_{3Pj}] \quad (4.3)$$

gdzie:

$x_{\alpha Pj} = x_{\alpha Bj} - x_{\alpha Aj}$ - względne przemieszczenia translacyjne węzłów A_j i B_j ,

$\varphi_{\alpha Pj} = \varphi_{\alpha Bj} - \varphi_{\alpha Aj}$ - względne przemieszczenia rotacyjne węzłów A_j i B_j .

K_j - macierz sztywności elementu w układzie lokalnym.



Rys.4.3. Model funkcjonalny sprężyny pneumatycznej jako dwuwęzłowego elementu sprężystego.

Przemieszczenia uogólnione:

- 1 - x_{1Pj}
- 2 - x_{2Pj}
- 3 - x_{3Pj}
- 4 - φ_{1Pj}
- 5 - φ_{2Pj}
- 6 - φ_{3Pj}

Sily uogólnione:

- 7 - P_{1Pj}
- 8 - P_{2Pj}
- 9 - P_{3Pj}
- 10 - M_{1Pj}
- 11 - M_{2Pj}
- 12 - M_{3Pj}

Ponieważ dla sprężyny pneumatycznej lokalny układ współrzędnych, w którym jedna z osi jest wyznaczona kierunkiem wektora łączącego węzły sprzężenia nie jest układem osi głównych stąd macierz sztywności K_j w układzie wielkości względnych nie jest diagonalna

$$K_j = \begin{bmatrix} k_1 & 0 & 0 & 0 & -k_2 & 0 \\ 0 & k_1 & 0 & k_2 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & k_3 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & k_2 & 0 & k_4 & 0 & 0 \\ -k_2 & 0 & 0 & 0 & k_4 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & k_5 \end{bmatrix} \quad (4.4)$$

Wyrazy macierzy sztywności w przypadku elementu pneumatycznego zależą od jego wysokości statycznej h_0 i nominalnego ciśnienia powietrza wewnątrz powłoki p_0

$$K_j(h_0, p_0) = \left[\frac{\partial Q_{Pj}}{\partial q_{Pj}} \right] \quad (4.5)$$

Charakterystyki kierunkowe sprężyny pneumatycznej są funkcjami powstającymi z rozwinięcia równania macierzowego (4.1) i oznaczają zależność odpowiedniej siły uogólnionej od tych przemieszczeń uogólnionych, które wynikają z postaci macierzy sztywności elementu.

Aby ocenić efekty zastosowania proponowanego elementu pneumatycznego w badanym układzie zawieszenia należy przyjąć wartości parametrów. O ile potrzebne dane dotyczące sztywności głównej decydującej o nośności elementu (wyraz k_3 macierzy sztywności) i ewentualnie sztywności poprzecznej (wyraz k_1) są dostępne z literatury o tyle pozostałe parametry były pomijane przy modelowaniu i brak jest jakichkolwiek oszacowań ich wartości, stąd konieczność przeprowadzenia wspomagających badań na obiekcie rzeczywistym.

Przeprowadzono szeroki zakres badań sprężyn pneumatycznych z powłoką półtoroidalną typu 1Ao116 i 1Ao103 firmy PHOENIX (RFN), na stanowisku przedstawionym na rys.4.4 [1]. Między innymi zbadano wybrane zewnętrzne charakterystyki kierunkowe tego typu sprężyn przy czym dla autora niniejszej pracy istotne było zbadanie następujących przypadków (rys.4.5):

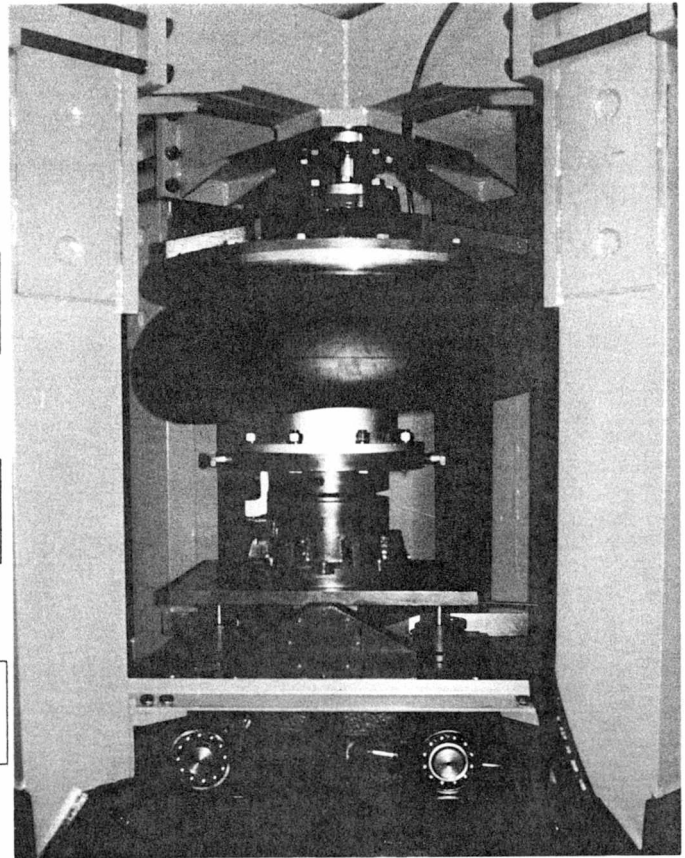
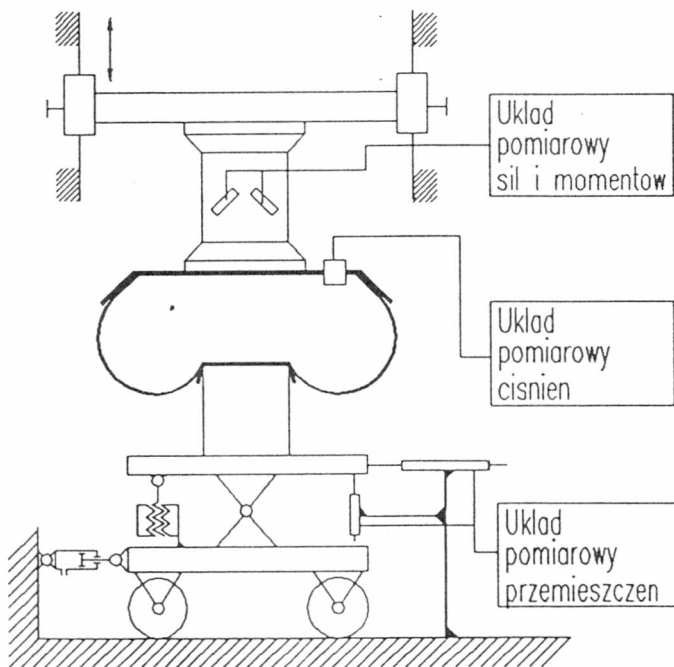
- 1) charakterystyka siły poprzecznej* P_{1Pj} (P_{2Pj}) w funkcji względnego przemieszczenia translacyjnego poprzecznego elementów zamykających (rozwiniecie wierszy: 1 i 2 równania 4.1),
- 2) charakterystykę momentu zginającego M_{1Pj} (M_{2Pj}) sprężyny w funkcji względnego przemieszczenia translacyjnego poprzecznego elementów zamykających (rozwiniecie wierszy: 4 i 5 równania 4.1).

Pomiary przeprowadzono dla różnych wartości parametrów nominalnych sprężyny tj: ciśnienia nominalnego p_0 , wysokości nominalnej h_0 oraz względnego nominalnego kąta pochylenia płaszczyzn elementów zamykających φ (rys.4.5). Przykładowy zestaw charakterystyk uzyskany w trzech seriach pomiarowych przedstawiono na rys.4.6. Komplet wyników można znaleźć w pracy [1].

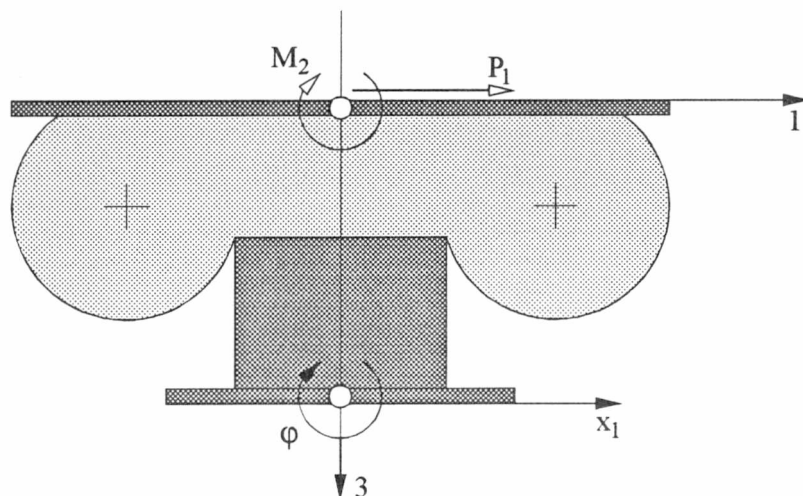
Interesujące dla niniejszej pracy jest oszacowanie wartości *sztywności zginania* (parametr k_2 macierzy sztywności), który powinien mieć istotne znaczenie w układzie wychylania nadwozia w łuku drogi, ponieważ wprowadza do układu moment obracający nadwozie względem wózka pojazdu. Przyjęto założenie, że dla danej klasy sprężyn pneumatycznych względne wartości sztywności zginania odniesione do sztywności poprzecznej k_1 są stałe przy ustalonych

* - *poprzeczny* - oznacza prostopadły do osi symetrii sprężyny, są to kierunki 1 i 2 osi lokalnego układu współrzędnych E_{Pj}

wartościach p_0 i h_0 . Uzasadnienie tego założenia wynika z publikowanych wcześniej prac nt. modelu teoretycznego [10,17].



Rys.4.4. Stanowisko do badań charakterystyk sprężyn pneumatycznych i jego schemat.



Rys.4.5. Schemat obciążenia sprężyny pneumatycznej podczas badań charakterystyk poprzecznych.

Wyniki obliczeń sztywności poprzecznej i zginania uzyskane na podstawie pomiarów po przybliżeniu modelem liniowym przedstawiono w tabeli 4.1.

Tabela 4.1
Wyniki obliczeń sztywności kierunkowych sprężyn pneumatycznych
PHOENIX 1Ao116 i 1Ao103 po przybliżeniu liniowym

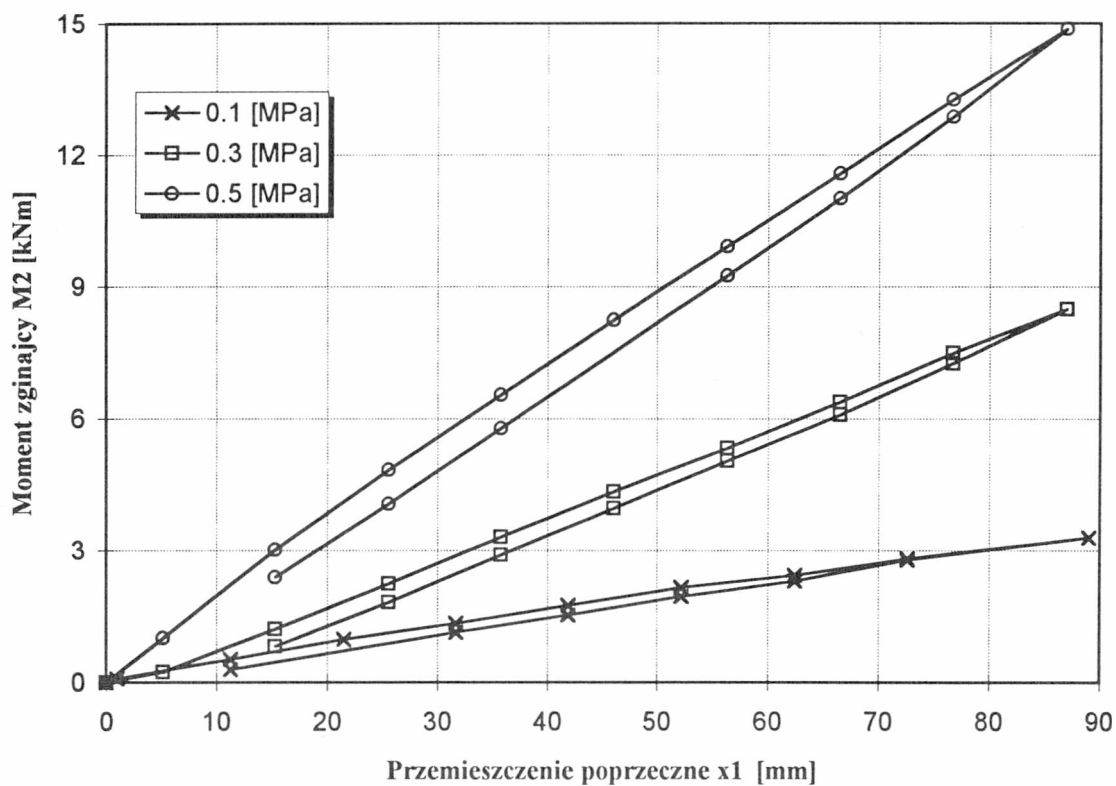
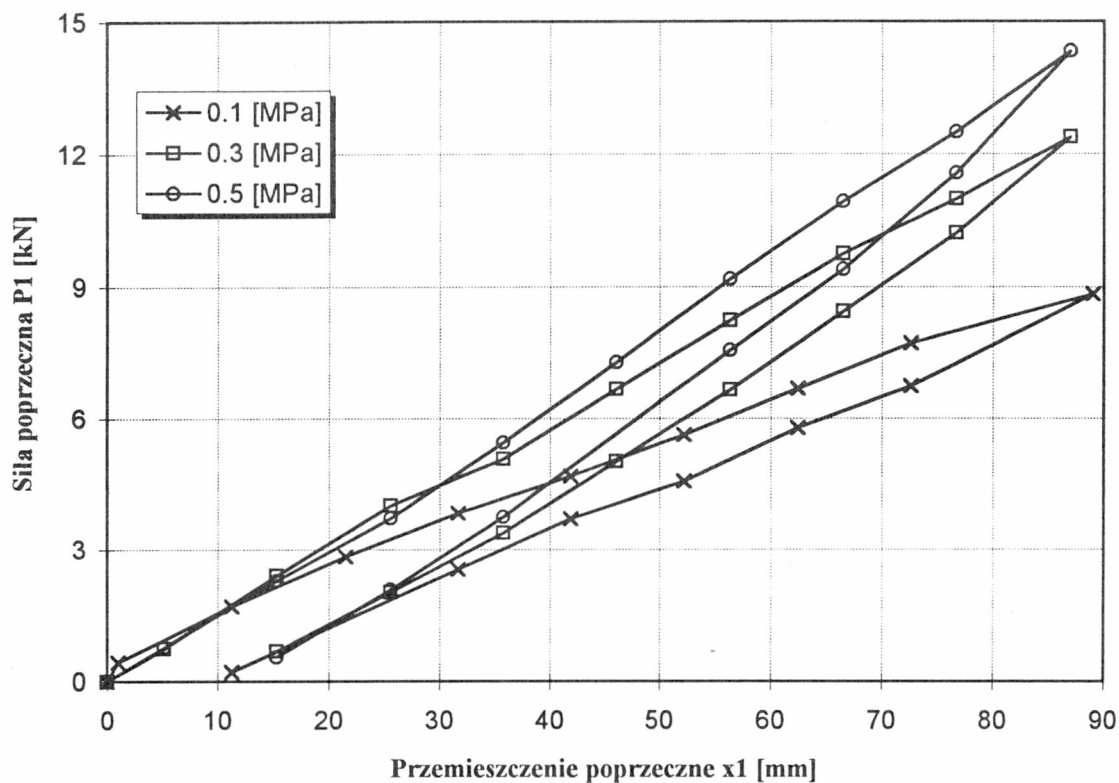
L.p.	h_o [mm]	φ_0 [°]	p_0 [MPa]	Sztywność poprzeczna			Sztywność giętna			k_2/k_1 [m]
				$k_1 \times 10^5$	W	S	$k_2 \times 10^5$	W	S	
				[N/m]			[Nm/m]			
sprężyna pneumatyczna PHOENIX 1Ao116										
1	42	0	0.1	0.988	0.9577	0.5684	0.386	0.9916	0.0976	0.39
2			0.3	1.433	0.9584	0.8158	1.003	0.9935	0.2218	0.70
3			0.5	1.670	0.9677	0.8637	1.690	0.9956	0.3168	1.01
4		2	0.1	1.131	0.9406	0.6793	0.401	0.9729	0.1600	0.35
5			0.3	1.399	0.9519	0.8614	0.988	0.9289	0.7488	0.71
6			0.5	1.610	0.9642	0.8405	1.655	0.9924	0.3923	1.03
7		4	0.1	1.018	0.9500	0.5003	0.341	0.8429	0.3159	0.33
8			0.3	1.430	0.9722	0.6092	0.997	0.9939	0.1970	0.70
9			0.5	1.578	0.9731	0.6571	1.654	0.9954	0.2837	1.05
10	52	0	0.1	1.044	0.9242	0.6900	0.379	0.8832	0.3180	0.36
11			0.3	1.420	0.9595	0.8643	1.045	0.9926	0.2679	0.74
12			0.5	1.391	0.9534	0.9156	1.572	0.9923	0.4128	1.13
13	62	0	0.1	1.086	0.9467	0.6317	0.395	0.9844	0.1219	0.36
14			0.3	1.386	0.9284	1.0842	1.019	0.9854	0.3492	0.74
15			0.5	1.568	0.9445	1.0524	1.701	0.9933	0.3855	1.08
sprężyna pneumatyczna PHOENIX 1Ao103										
16	60	0	0.1	1.363	0.9412	0.7244	0.449	0.9806	0.1342	0.33
17			0.3	1.707	0.9560	0.8613	1.055	0.9884	0.2681	0.62
18			0.5	1.587	0.8644	1.0302	1.659	0.9816	0.3719	1.05

oznaczenia z tabeli

W - współczynnik determinacji przybliżenia liniowego

S - odchylenie standardowe dla przybliżenia liniowego

Do dalszej analizy przyjęto liniowy model charakterystyki poprzecznej i zginania co jest wystarczającym przybliżeniem w świetle wyników zamieszczonych w tabeli 4.1. Wartości parametrów oceny regresji liniowej wynikają z istnienia zjawiska tłumienia wewnętrznego w sprężynie pneumatycznej, którego źródłem jest praca materiału powłoki oraz tarcie konstrukcyjne między powłoką a elementem zamykającym. Tłumienie to nie jest istotne z punktu widzenia celu niniejszej pracy i nie było przedmiotem badań autora natomiast efekt celowego tłumienia pneumatycznego w tym przypadku nie występuje, stąd zjawiska te zostały



Rys.4.6. Przykładowe wyniki pomiarów dla sprężyny pneumatycznej PHOENIX 1Ao116.

- a/. siła poprzeczna w funkcji względnego przemieszczenia poprzecznego elementów zamykających
- b/. moment zginający w funkcji względnego przemieszczenia poprzecznego elementów zamykających

pominięte. Wprowadzono natomiast pojęcie ramienia zginania sprężyny pneumatycznej, której zależność definiująca przedstawia się następująco:

$$l_t = k_2 / k_1 = f(p_0, h_0, \varphi_0) \quad (4-6)$$

gdzie:

k_1 - sztywność poprzeczna sprężyny pneumatycznej,

k_2 - sztywność zginania sprężyny pneumatycznej.

Na podstawie otrzymanych wyników zbadano zależność (4-6). Przyjęto następującą postać funkcji regresji:

$$l_t = a_0 + a_1 \cdot h_0 + a_2 \cdot \varphi_0 + a_3 \cdot p_0 + a_4 \cdot h_0 \cdot \varphi_0 + a_4 \cdot h_0 \cdot p_0 + a_4 \cdot p_0 \cdot \varphi_0 \quad (4-7)$$

Po przeprowadzeniu analizy stwierdzono, że ramię zginania dla badanego typu sprężyn pneumatycznych zależy istotnie od ciśnienia nominalnego oraz iloczynu ciśnienia nominalnego i wysokości nominalnej co opisuje ostatecznie zależność:

$$l_t = a_0 + a_3 \cdot p_0 + a_4 \cdot h_0 \cdot p_0 \quad (4-8)$$

która przybliża wyniki eksperymentu z błędem maksymalnym na poziomie 9% (współczynnik determinacji 0.9939 a odchylenie standardowe 0.0251)

Podsumowując wyniki badań i obliczeń można sformułować zależność określającą sztywność zginania sprężyny pneumatycznej typu półtoroidalnego w odniesieniu do sztywności poprzecznej wyrażone pojęciem ramienia zginania elementu:

$$k_2 = (a_0 + a_3 \cdot p_0 + a_4 \cdot h_0 \cdot p_0) \cdot k_1 \quad (4-9)$$

gdzie dla sprężyn pneumatycznych typu PHOENIX 1Ao116 1Ao103 zestaw parametrów równania (4.8) zestawiono w tabeli 4.2.

Tabela 4.2.
Wartości współczynników oszacowania sztywności giętej
dla sprężyn pneumatycznych typu PHOENIX 1Ao116 1Ao103

	a_0 [m]	a_3 [m ³ /N]	a_5 [m ² /N]
sprężyny PHOENIX 1Ao116 i A0103	0.1855	1.4319	0.0067

Na podstawie zaprezentowanych wyników badań i oszacowań przyjęto parametry sprężyn pneumatycznych dla badanego modelu zawieszenia.

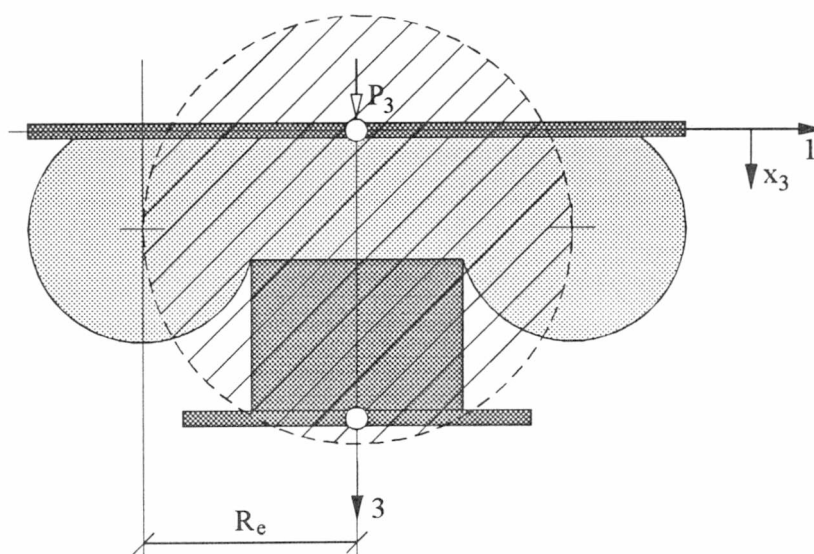
Część badań modelowanego układu zawieszenia została przeprowadzona przy wykorzystaniu numerycznego systemu do badań dynamiki układów materialnych MEDYNA. W bibliotece elementów systemu brak jest jednak elementu łączącego (*Verbindung*)

charakteryzowanego niediagonalną macierzą sztywności jak to ma miejsce w przypadku uproszczonego modelu sprężyny pneumatycznej półtoroidalnej prezentowanego powyżej. Zdefiniowano więc nowy element biblioteczny opisujący ten przypadek. Element ten oznaczony numerem 87 (wg. oznaczeń systemu MEDYNA) reprezentuje przestrzenny obiekt o charakterystykach sprężystych opisanych macierzą sztywności K_j (4-4). Uwzględniono również własności tłumiące, które opisano modelem tłumienia proporcjonalnego do prędkości o postaci macierzy współczynników tłumienia B_j analogicznej do postaci macierzy sztywności elementu. Równania opisujące wprowadzony element 87, opisane w jego lokalnym układzie współrzędnych zorientowanym jak na rys.4.3., w zapisie przygotowanym dla systemu MEDYNA przedstawiono w załączniku nr3 (wydruk z bloku 87).

4.2. Pneumatyczny element sprężysty o ujemnej sztywności

Jak wykazały analizy przeprowadzone w rozdziale 1.2 warunkiem uzyskania pożądanego wychylenia nadwozia do środka łuku przy pasywnym układzie zawieszenia jest zastosowanie elementu sprężystego o ujemnej sztywności działającego w płaszczyźnie prostopadłej do kierunku ruchu unoszenia pojazdu. Powstaje w tym miejscu zasadnicze pytanie: w jaki sposób uzyskać element sprężysty pasywny o takiej charakterystyce? Odpowiedź daje analiza charakterystyk zewnętrznych sprężyny pneumatycznej.

Rozważmy jednokomorową sprężynę pneumatyczną z powłoką półtoroidalną (rys.4.7).



Rys. 4.7. Przekrój poprzeczny jednokomorowej sprężyny pneumatycznej półtoroidalnej

Charakterystykę zewnętrzną takiej sprężyny dla kierunku wyznaczonego osią symetrii powłoki (charakterystyka osiowa) opisuje zależność siły (P) działającej zgodnie z tym kierunkiem od ugięcia osiowego (x):

$$P = (p - p_a) A_e = \pi (p - p_a) R_e^2 \quad (4.10)$$

gdzie:

P - siła osiowa

p - ciśnienie bezwzględne powietrza wewnątrz powłoki sprężyny $p = p(x)$,

p_a - ciśnienie atmosferyczne,

A_e - powierzchnia czynna (efektywna) $A_e = A_e(x)$,

R_e - promień powierzchni efektywnej $R_e = R_e(x)$,

Sztywność osiowa sprężyny na podstawie (4.10) określa zależność:

$$k = \frac{dP}{dx} = \pi \left[R_e^2 \frac{dp}{dx} + 2(p - p_a) R_e \frac{dR_e}{dx} \right] \quad (4.11)$$

Sztywność tę można rozdzielić na:

– sztywność pneumatyczną

$$k_p = \pi R_e^2 \frac{dp}{dx} \quad (4.12)$$

– sztywność geometryczną

$$k_g = 2\pi (p - p_a) R_e \frac{dR_e}{dx} \quad (4.13)$$

Powłoka podlega odkształcaniu podczas pracy sprężyny w taki sposób, że

– zachodzi zmiana objętości komory w funkcji ugięcia sprężyny

$$V = V(x)$$

co powoduje zmianę parametrów termodynamicznych czynnika roboczego wewnątrz komory i determinuje sztywność pneumatyczną,

– zachodzi zmiana powierzchni czynnej sprężyny w wyniku odpowiedniego prowadzenia powłoki przez elementy zamykające co jest przyczyną istnienia sztywności geometrycznej

$$A_e = A_e(x) \quad \text{stąd} \quad R_e = R_e(x)$$

Sztywność pneumatyczna przy stałej ilości czynnika w komorze jest zawsze dodatnia ponieważ w przypadku uginania sprężyny następuje zmniejszenie objętości komory co z kolei prowadzi do wzrostu ciśnienia czynnika według odpowiedniej przemiany termodynamicznej (politropa zbliżona do adiabaty). Rozwiązania należy więc szukać po stronie sztywności geometrycznej.

Zadanie sprowadza się do takiego ukształtowania geometrii prowadzenia powłoki aby podczas uginania sprężyny uzyskać zmniejszenie powierzchni czynnej komory według zadanej funkcji

$$A_e = A_e(x) \quad i \quad \frac{dA_e}{dx} < 0. \quad (4.14)$$

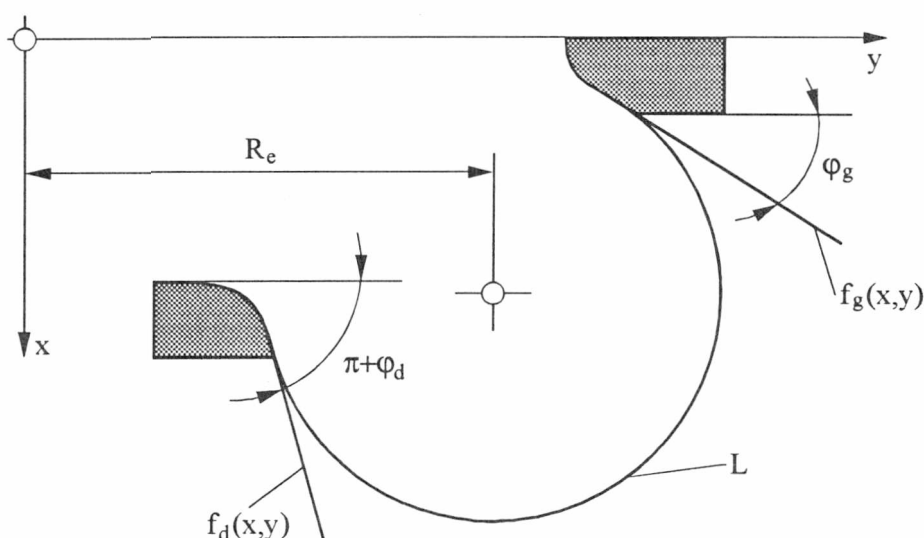
Analizę podobnego zagadnienia przeprowadził Pacejka [66] przy założeniu przemiany izobarycznej powietrza wewnątrz komory sprężyny. Wychodząc z geometrycznych warunków prowadzenia powłoki (rys.4.8) oraz zakładając jej nierozciągłość i toroidalny kształt części swobodnej dochodzi się do funkcji określającej zmianę promienia efektywnego sprężyny w zależności od kątów prowadzenia brzegów powłoki:

$$\frac{dR_A}{dx} = \frac{-(\varphi_d - \varphi_g) \cdot \cos \varphi_d \cdot \cos \varphi_g + \sin(\varphi_d - \varphi_g)}{2 - 2 \cdot \cos(\varphi_d - \varphi_g) - (\varphi_d - \varphi_g) \cdot \sin(\varphi_d - \varphi_g)} = f(\varphi_d, \varphi_g) \quad (4.15)$$

gdzie:

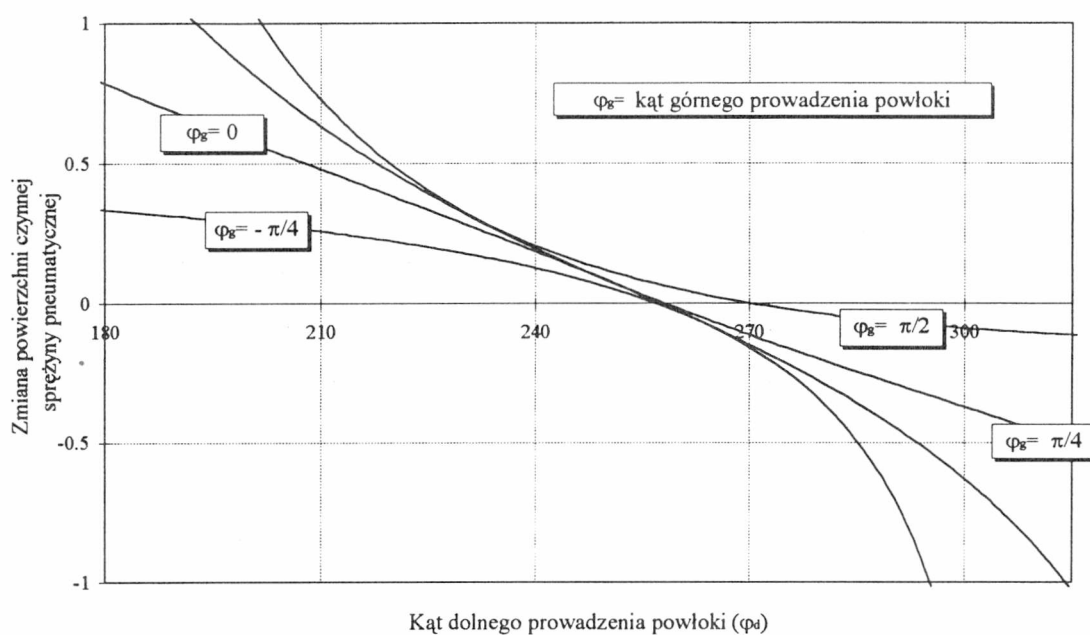
φ_g - kąt górnego prowadzenia powłoki,

φ_d - kąt dolnego prowadzenia powłoki,



Rys.4.8. Geometryczne warunki prowadzenia powłoki o kształcie toroidalnym

Przebieg zmian promienia powierzchni czynnej w funkcji kątów prowadzenia powłoki według zależności (4.15) przedstawiono na rys.4.9. Z wykresu wynika, że dobierając odpowiednie kąty prowadzenia powłoki można uzyskać ujemną sztywność sprężyny pneumatycznej jednokomorowej. Analizę możliwych do uzyskania przypadków charakterystyk takiej sprężyny oraz badanie ich stateczności kierunkowej przeprowadzono w pracy [19] co przedstawiono na rys.4.10.



Rys.4.9. Przebieg zmian promienia powierzchni czynnej w funkcji kątów prowadzenia powłoki w wyniku uginania sprężyny pneumatycznej

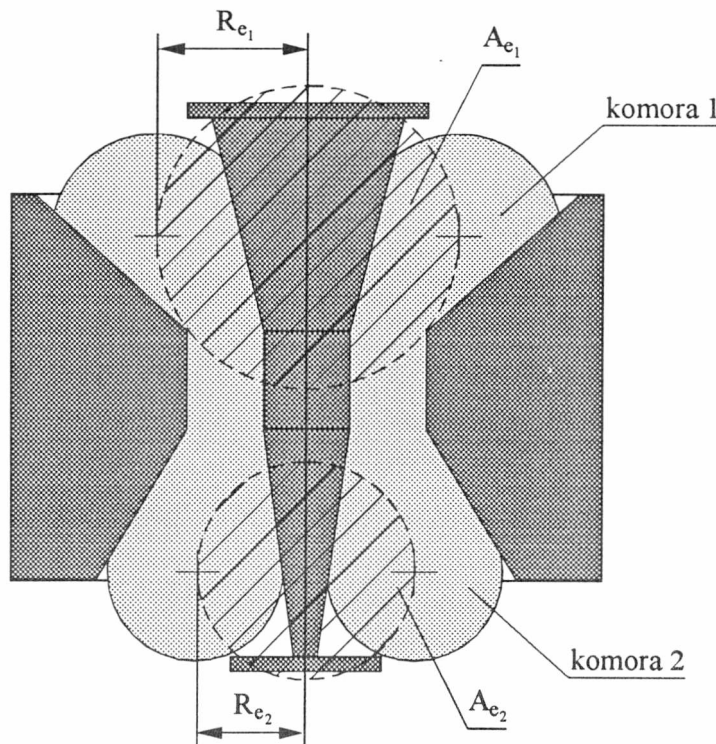
L.p	Schemat komory sprężyny pneumatycznej	Kąt dolnego prowadzenia powłoki ϕ_d [°]	Kąt górnego prowadzenia powłoki ϕ_g [°]	Stateczność pionowa sprężyny	Stateczność pozioma sprężyny
1		180	0	stateczna	neutralna
2		270	90	neutralna	stateczna
3		225	45	stateczna	stateczna
4		225	-45	stateczna	niestateczna
5		315	45	niestateczna	stateczna
6		315	-45	niestateczna	niestateczna

Rys.4.10. Schematy rozwiązań komór sprężyn pneumatycznych i ich stateczność kierunkowa [19]

Przeprowadzona wyżej analiza opiera się na założeniu stałego ciśnienia czynnika wewnątrz komory podczas pracy sprężyny co prowadzi do pominięcia jej sztywności pneumatycznej. Waga tego założenia zależy od przebiegu funkcji $V(x)$ tj. od gradientu zmiany objętości komory jednak w każdym przypadku sprężyny jednokomorowej istnieje udział sztywności pneumatycznej w globalnej sztywności sprężyny. Rodzi się więc kolejne pytanie: w jaki sposób eliminować sztywność pneumatyczną sprężyny aby tylko poprzez kształtowanie geometrii prowadzenia powłoki uzyskiwać wymagane charakterystyki sztywności globalnej? Rozwiązaniem tego problemu jest zastosowanie sprężyny różnicowej.

Różnicowa sprężyna pneumatyczna jest kaskadą pneumatyczną składającą się z dwóch sprzężonych pneumatycznie komór elastycznych (ograniczonych ciągłą, odkształcalną powłoką) w układzie równoległym przeciwsobnym. Uogólniony schemat sprężyny różnicowej przedstawiono na rys.4.11. Charakterystyczne cechy sprężyny tego typu w ogólnym przypadku są następujące:

- 1) różne objętości przeciwsobnych komór i wynikające z ich konstrukcji różne wielkości powierzchni czynnych ($R_{e1} \neq R_{e2}$),
- 2) indywidualna dla każdej ze sprężyn składowych geometria prowadzenia powłoki,
- 3) możliwość wykorzystania dławienia przepływu czynnika między komorami do tłumienia drgań sprężyny a także do sterowania jej charakterystyką dynamiczną.



Rys.4.11. Schemat dwukomorowej, różnicowej sprężyny pneumatycznej

Działanie tak skonfigurowanego układu pneumatycznego powoduje, że w wyniku przyłożonego obciążenia zewnętrznego w jednej z komór zachodzi proces sprężania powietrza natomiast w komorze przeciwnej następuje proces odwrotny tj. rozprężanie gazu. Taki stan układu powoduje, że własności sprężyste układu można uzyskać jedynie w przypadku różnicy powierzchni czynnych komór tworzących kaskadę. Różnica powierzchni wynika z różnych objętości komór lub z odpowiednich warunków prowadzenia powłok. Stanowi równowagi statycznej odpowiada warunek ($R_{e1} = R_{e2}$), który nie musi jednak zachodzić dla położenia odpowiadającego symetrii układu

Charakterystyką osiową sprężyny pneumatycznej różnicowej opisuje następujący układ równań:

$$P = \sum_{i=1}^2 (-1)^{i+1} (p_i - p_a) \cdot A_{ei} \quad (4.16)$$

$$\dot{p}_i = (-1)^{i+1} \cdot \frac{\chi \cdot T_i \cdot R}{V_i} \cdot G + \frac{p_i}{T_i} \cdot \dot{T}_i + \frac{p_i}{V_i} \cdot \dot{V}_i \quad (4.17)$$

$$\dot{T}_i = \frac{T_i \cdot (\chi - 1)}{p_i \cdot V_i} \cdot \left[p_i \cdot \dot{V}_i + (-1)^{i+1} \cdot R \cdot T_i \cdot G - \beta_i \cdot (T_i - T_o) \right] \quad (4.18)$$

$$V_i = V_i(x) \quad ; \quad A_{ei} = A_{ei}(x) = \pi \cdot R_{ei}^2(x) \quad (4.19)$$

$$i=1,2$$

gdzie:

- x - ugięcie osiowe sprężyny,
- p_a - ciśnienie atmosferyczne,
- p - ciśnienie absolutne w komorze,
- T - temperatura absolutna w komorze,
- A - powierzchnia czynna komory,
- V - objętość komory,
- R - stała gazowa powietrza,
- G - masowe natężenie przepływu powietrza między komorami (dodatni przy przepływie z komory 1 do 2),
- χ - wykładnik adiabaty dla powietrza,
- β - współczynnik wymiany ciepła przez ścianki komory.

indeks: i - numer komory liczony w kierunku współrzędnej x

Masowe natężenie przepływu G pomiędzy komorami dla przypadku przepływu burzliwego określa znana zależność Saint-Venanta [19].

Podobnie jak w przypadku sprężyny jednokomorowej sztywność sprężyny różnicowej określana jest na podstawie zależności (4.16)

$$k_z = \frac{dP}{dx} = \sum_{i=1}^2 (-1)^{i+1} \left(A_{ei} \cdot \frac{dp_i}{dx} + (p_i - p_a) \cdot \frac{dA_{ei}}{dx} \right) \quad (4.20)$$

gdzie:

- sztywność pneumatyczna

$$k_p = \sum_{i=1}^2 (-1)^{i+1} A_{ei} \cdot \frac{dp_i}{dx} \quad (4.21)$$

- sztywność geometryczna

$$k_g = \sum_{i=1}^2 (-1)^{i+1} (p_i - p_a) \cdot \frac{dA_{ei}}{dx} = 2\pi \sum_{i=1}^2 (-1)^{i+1} R_{Ai} (p_i - p_a) \cdot \frac{dR_{Ai}}{dx} \quad (4.22)$$

W przypadkach szczególnych:

1) gdy $R_{Ai} = const$ wtedy $k_g = 0$

2) gdy $\sum_{i=1}^2 V_i(x) = const$ oraz $G = \infty$ wtedy $k_p = 0$

Szczególnie interesujący jest przypadek drugi, który odpowiada symetrycznej sprężynie różnicowej o jednakowych komorach i nieograniczonym przepływie powietrza między nimi. Właśnie taka sprężyna posiada wyłącznie sztywność geometryczną co oznacza, że w zależności od sposobu prowadzenia powłok możliwe jest uzyskanie następujących przypadków charakterystyk:

1) przypadek stateczny - sztywność k_g dodatnia gdy:

$$\sum_{i=1}^2 (-1)^{i+1} \frac{dR_{Ai}}{dx} > 0 \quad (4.23)$$

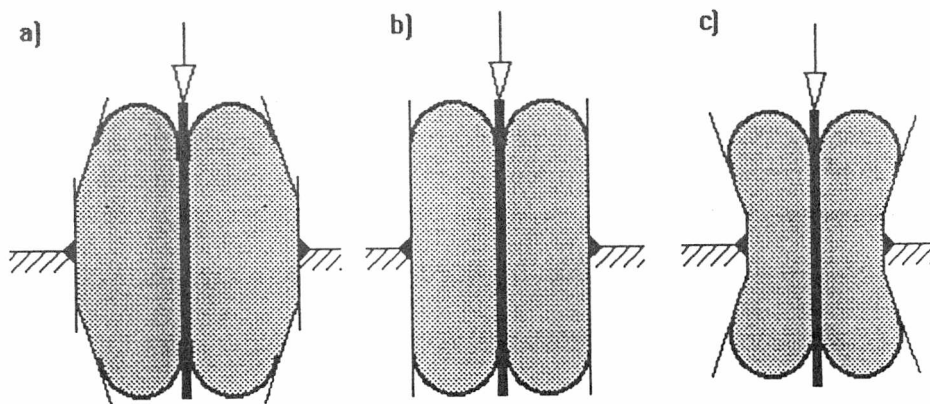
2) przypadek neutralny - sztywność $k_g = 0$ gdy:

$$\sum_{i=1}^2 (-1)^{i+1} \frac{dR_{Ai}}{dx} = 0 \quad (4.24)$$

3) przypadek niestateczny - sztywność k_g ujemna gdy:

$$\sum_{i=1}^2 (-1)^{i+1} \frac{dR_{Ai}}{dx} < 0 \quad (4.25)$$

Na rys.4.12 przedstawiono przykłady sprężyn różnicowych o różnych typach stateczności charakterystyki osiowej.



Rys.4.12. Przykłady sprężyn różnicowych o różnych typach charakterystyki pionowej (kierunek wektora na rysunku):
a). sprężyna o dodatniej sztywności (charakterystyka stateczna),
b). sprężyna o zerowej sztywności (charakterystyka neutralna),
c). sprężyna o ujemnej sztywności (charakterystyka niestatecznej).

Jak wykazano kształt charakterystyki osiowej można formować odpowiednio profilując elementy prowadzące. W niniejszej pracy przyjęto stożkowe powierzchnie prowadzące niestabilnego elementu sprężystego funkcjonującego w badanym modelu układu zawieszenia co daje w przybliżeniu liniową charakterystykę sztywności osiowej elementu, ponieważ nie ma wymagań odnośnie innego jej kształtu. Jeśli taka potrzeba zaistnieje w trakcie dalszych badań to istnieje możliwość teoretyczna i fizyczna korekty charakterystyki przez zmianę kształtu powierzchni prowadzących. Dodatkowo przyjęto taki typ węzłów sprzężenia elementu, które pozwala pominąć jego pozostałe charakterystyki kierunkowe. W efekcie własności niestabilnego elementu sprężystego w badanym modelu zawieszenia, podobnie jak dla innych elementów sprężystych modelu przedstawionych w rozdz.4 opisane są w układzie względnym węzłów diagonalną macierzą sztywności

$$K_j = \text{diag} [0 , k_n , 0 , 0 , 0 , 0 ,]$$

gdzie

k_n - współczynnik sztywności osiowej elementu.

WNIOSKI:

- przeprowadzone badania pozwoliły oszacować nieznane dotychczas parametry charakterystyk sprężyn pneumatycznych półtoroidalnych, które są istotne i zostaną uwzględnione w modelu zawieszenia; chodzi tu przede wszystkim o sztywność zginania sprężyny (k_2), której określenie pozwala uwzględnić w modelu numerycznym moment zginający wywołany odkształceniem powłoki sprężyny; oszacowanie wartości zginania w odniesieniu do sztywności poprzecznej (k_1), która jest badana i publikowana przez producentów sprężyn pozwala na uogólnienie wyników na inne sprężyny tego typu (z powłoką półtoroidalną),
- jest możliwe uzyskanie pneumatycznego elementu sprężystego o ujemnej sztywności, którego charakterystykę można kształtować geometrią prowadzenia powłoki; element taki jest kaskadą różnicową, która zależnie od geometrii elementów prowadzących powłokę może posiadać wymaganą postać charakterystyki (liniowa, nieliniowa); wartość bezwzględna sztywności elementu jest funkcją jej geometrii i ciśnienia czynnika roboczego.

5. ANALIZA WYBRANYCH WŁASNOŚCI UKŁADU

W rozdziale:

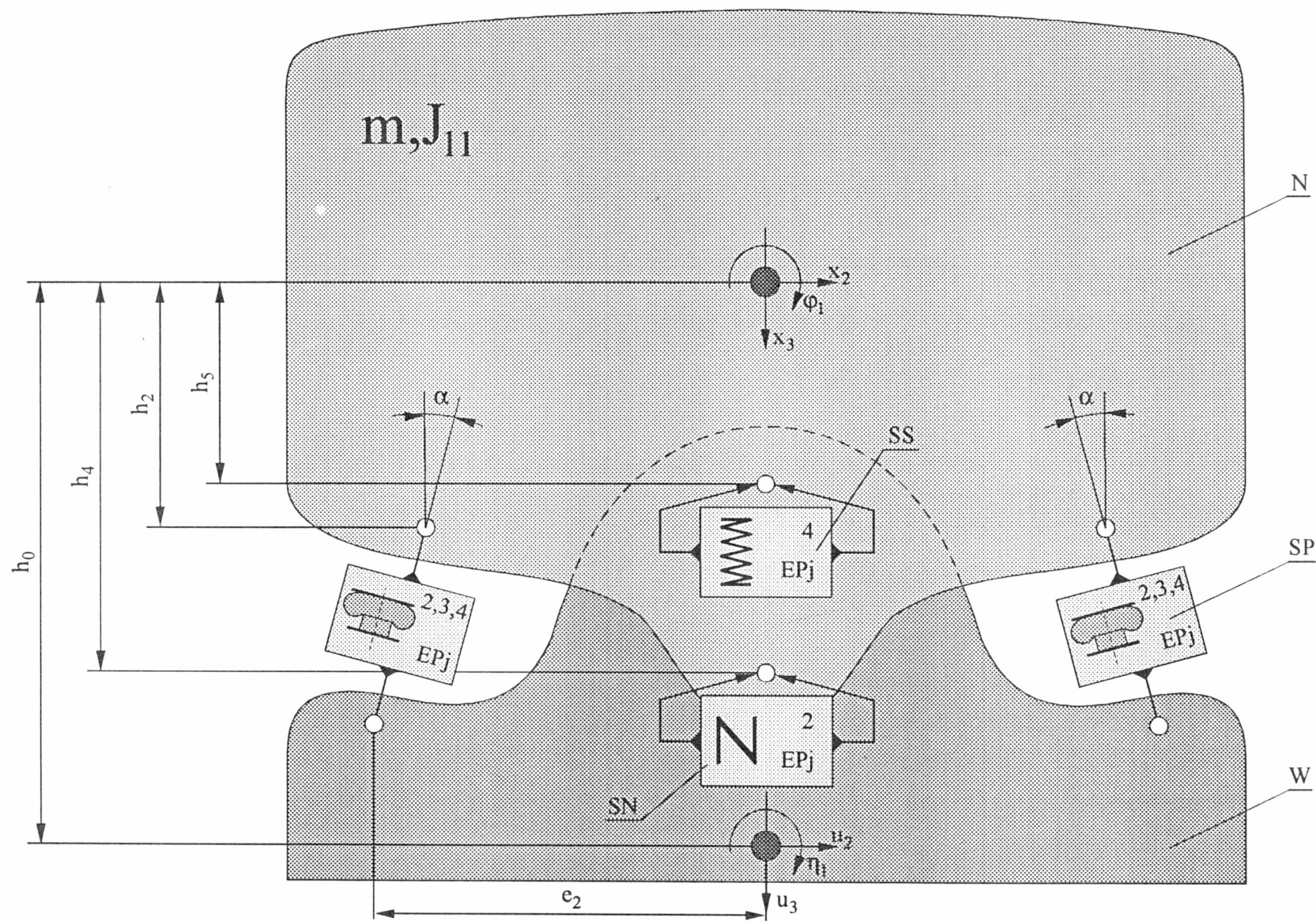
- *badanie wydzielonej substruktury badanego układu zawieszenia pod kątem oceny:*
 - *wrażliwości parametrycznej,*
 - *stabilności globalnej.*

Za realizację zadanej dodatkowej funkcji badanego układu zawieszenia jaką jest wychylenie nadwozia pojazdu do środka krzywizny podczas ruchu w łuku drogi odpowiedzialna jest grupa elementów łączących modelu, którą w rozdziale 2 określono pojęciem „drugi stopień zawieszenia” (jest to określenie typowe stosowane w klasie pojazdów szynowych). W rozdziale tym przeprowadzone zostaną badania tej substruktury wydzielonej z modelu ogólnego. Takie podejście do zagadnienia jest możliwe i uzasadnione, ponieważ uproszczenie modelu pozwala na uogólnienie badań wybranych własności układu oraz na kontrolowane poszukiwania rozwiązania optymalnego natomiast symulacje numeryczne prowadzone na pełnym modelu pojazdu sprawdzą jakość i poprawność funkcjonowania wybranych tu rozwiązań w sprzężeniu z pozostałymi substrukturami modelu ogólnego.

Prawidłowe działanie układu mechanicznego (i nie tylko) zależy od jego struktury (zastosowane elementy i sprzężenia między nimi) oraz od właściwego dostrojenia parametrów. Przy ustalaniu struktury badanego modelu jako punkt wyjścia przyjęto rozwiązania funkcjonujące w tego typu układach i zaproponowano jej modyfikacje, które na podstawie wstępnych analiz dają szansę realizacji postawionego celu. Przyjmując w tym rozdziale strukturę za ustaloną zostanie zbadane zagadnienie wpływu parametrów modelu na przebieg funkcji celu przy zachowaniu przyjętych ograniczeń.

5.1. Uproszczony model badanego układu

Patrząc ogólnie na zagadnienie badana będzie kinematyka ruchu wybranego elementu płaskiego układu materialnego, poddanego wymuszeniom zdeterminowanym quasi statycznym. Przechodząc do aplikacji oznacza to badanie własności układu zawieszenia podczas ruchu ze stałą prędkością w łuku o określonym promieniu. Model opisany w rozdziale 2 zredukowano do układu dwuwymiarowego w płaszczyźnie prostopadłej do kierunku ruchu unoszenia i wydzielono część układu (drugi stopień zawieszenia), element wprowadzający wymuszenie kinematyczne (wózek pojazdu) oraz element masowy izolowany (nadwozie pojazdu). Badaną substrukturę przedstawioną w tym układzie pokazano na rys.5.1 przyjmując oznaczenia elementów z rozdziału 2. W dalszej części rozdziału stosowane będą określenia



Rys.5.1. Uproszczony model badanego układu zawieszenia

przejęte z modelowanego obiektu tj.:

nadwozie (N) - element masowy izolowany, do którego odnoszone będą kryteria oceny,

wózek (W) - sztywny element bezmasowy wprowadzający wymuszenie kinematyczne,

sprężyna pneumatyczna (SP) - element sprężysto-tłumiący typu EP25 o postaci macierzy sztywności określonej zależnością (4.4) zredukowanej do układu płaskiego

sprężyna niestabilna (SN) - element sprężysty o ujemnej sztywności typu EP45,

stabilizator (SS) - element sprężysty skrętny typu EP31.

Prezentowany model opisuje następujący układ równań:

$$M\ddot{q} + B\dot{q} + Kq = P, \quad (5.1)$$

gdzie:

$$M = \begin{bmatrix} m_{11} & 0 & 0 \\ 0 & m_{22} & 0 \\ 0 & 0 & m_{33} \end{bmatrix}, \quad B = \begin{bmatrix} b_{11} & 0 & b_{13} \\ 0 & b_{22} & 0 \\ b_{31} & 0 & b_{33} \end{bmatrix}, \quad K = \begin{bmatrix} k_{11} & 0 & k_{13} \\ 0 & k_{22} & 0 \\ k_{31} & 0 & k_{33} \end{bmatrix},$$

$$q = \begin{bmatrix} x_2 \\ x_3 \\ \varphi_1 \end{bmatrix}, \quad P = \begin{bmatrix} P_1 \\ P_2 \\ P_3 \end{bmatrix}. \quad (5.2)$$

Elementy *macierzy bezwładności* M dla prezentowanego modelu to:

$$m_{11} = m, \quad m_{22} = m, \quad m_{33} = J_{11}. \quad (5.3)$$

gdzie:

m - masa nadwozia,

J_{11} - masowy moment bezwładności nadwozia względem osi wzdłużnej.

Elementy *macierzy tłumienia* B :

$$\begin{aligned} b_{11} &= b_2, & b_{13} &= -b_2 h_4, & b_{22} &= 2b_3, \\ b_{31} &= -b_2 h_4, & b_{33} &= b_2 h_4^2 + b_3 e_2^2. \end{aligned} \quad (5.4)$$

gdzie:

b_2 - współczynnik tłumienia dla kierunku poprzecznego,

b_3 - współczynnik tłumienia dla kierunku pionowego.

Wyrazy macierzy sztywności K :

$$\begin{aligned}
 k_{11} &= 2[k_1 \cos^2 \alpha + k_3 \sin^2 \alpha] - k_n, \\
 k_{13} &= -2[k_1 \cos \alpha (h_2 \cos \alpha + e_2 \sin \alpha) - k_2 \cos \alpha + k_3 \sin \alpha (h_2 \sin \alpha - e_2 \cos \alpha)] + k_n h_4, \\
 k_{22} &= 2[k_1 \sin^2 \alpha + k_3 \cos^2 \alpha], \\
 k_{31} &= k_{13}, \\
 k_{33} &= 2[k_1 (h_2 \cos \alpha + e_2 \sin \alpha)^2 - 2k_2 (h_2 \cos \alpha + e_2 \sin \alpha) + k_3 (h_2 \sin \alpha - e_2 \cos \alpha)^2 + k_4] - \\
 &\quad - k_n h_4^2 + k_s.
 \end{aligned}
 \tag{5.5}$$

gdzie :

- k_1 - sztywność poprzeczna sprężyny pneumatycznej,
- k_2 - sztywność zginania sprężyny pneumatycznej,
- k_3 - sztywność pionowa sprężyny pneumatycznej,
- k_4 - sztywność skrętna poprzeczna sprężyny pneumatycznej,
- k_n - sztywność sprężyny niestabilnej (element sprężysty o ujemnej sztywności),
- k_s - sztywność stabilizatora,
- ... - pozostałe oznaczenia dotyczą geometrii układu (rys.5.1).

Elementy wektora wymuszenia P :

$$\begin{aligned}
 P_1 &= b_2 [\dot{u}_2 + w_4 \dot{\eta}_1] + 2k_1 \cos \alpha [u_2 \cos \alpha + \eta_1 (w_2 \cos \alpha - e_2 \sin \alpha)] + 2k_2 \eta_1 \cos \alpha + \\
 &\quad + 2k_3 \sin \alpha [u_2 \sin \alpha + \eta_1 (w_2 \sin \alpha + e_2 \cos \alpha)] - k_n [u_2 + w_4 \eta_1] - \frac{mv^2}{R}, \\
 P_2 &= 2[b_3 \dot{u}_3 + (k_1 \sin^2 \alpha + k_3 \cos^2 \alpha) u_3] + mg,
 \end{aligned}
 \tag{5.6}$$

$$\begin{aligned}
 P_3 &= -h_2 b_2 [\dot{u}_2 + w_4 \dot{\eta}_1] + e_2^2 b_3 \dot{\eta}_1 - \\
 &\quad - 2[k_1 (h_2 \cos \alpha + e_2 \sin \alpha) - k_2] [u_2 \cos \alpha + (w_2 \cos \alpha - e_2 \sin \alpha) \eta_1] - \\
 &\quad - 2k_3 (h_2 \sin \alpha - e_2 \cos \alpha) [u_2 \sin \alpha + (w_2 \sin \alpha + e_2 \cos \alpha) \eta_1] - \\
 &\quad - [2k_2 (h_2 \cos \alpha + e_2 \sin \alpha) - 2k_4 - k_s] \eta_1 + k_n h_4 [u_2 + w_4 \eta_1].
 \end{aligned}$$

gdzie:

- u_2 - wymuszenie kinematyczne - przemieszczenie poprzeczne,
- u_3 - wymuszenie kinematyczne - przemieszczenie pionowe,
- η_1 - wymuszenie kinematyczne - obrót wokół osi wzdłużnej.

W tym rozdziale badania prowadzone będą dla stanu quasiustalonego wymuszenia co od strony aplikacyjnej oznacza przypadek ruchu pojazdu ze stałą prędkością, w łuku toru gładkiego o określonym promieniu (przyjęto, że osie o indeksach 2 skierowane są do środka krzywizny

łuku - ruch w prawym łuku). Sprawdzenie przebiegu procesów przejściowych w fazie zmiennego wymuszenia będzie możliwe podczas symulacji numerycznych prowadzonych na modelu pełnym.

5.2. Badanie wrażliwości parametrycznej modelu

Aby dostroić wektor parametrów układu materialnego i maksymalnie zbliżyć się do rozwiązania optymalnego, postępując jednocześnie w sposób systematyczny a nie przypadkowy należy określić wrażliwość badanych funkcji układu na poszczególne parametry, które mogą podlegać odchyleniom od wartości nominalnej. Z jednej strony umożliwia to skuteczną ochronę układu przed przejściem w stany niepożądane (np. utrata stateczności) a z drugiej pozwala na świadomą korektę wybranych parametrów w celu osiągnięciażądanego poziomu jakości. Należy mieć jednak świadomość faktu, że funkcje wrażliwości lub definiowane miary wrażliwości są słuszne w bliskim otoczeniu nominalnego wektora parametrów co ogranicza zakres wiarygodności otrzymanych wyników, przy czym pojęcie „bliskie otoczenie” jest pojęciem względnym i trudnym do oszacowania i zależy od charakteru przebiegu badanych funkcji. Z tego względu korzystne jest równoległe prowadzenie weryfikacji numerycznej otrzymanych wyników i skokowe korygowanie wektora parametrów nominalnych powtarzając badanie wskaźników wrażliwości. Takie działanie przy odpowiednim zalgorytmizowaniu toku postępowania pozwala w efektywny sposób zbliżyć się do szukanego optimum, co też uczyniono w niniejszej pracy.

W badanym przypadku układu wychylania nadwozia istotnym jest zbadanie i porównanie wpływu wybranych parametrów modelu na dwie sprzężone funkcje stanu układu tj. na kąt wychylenia nadwozia (φ_l) i jego przemieszczenie poprzeczne (x_2) przy czym rozpatrywany wektor parametrów ma postać:

$$p = [k_1, k_2, k_3, k_n, \alpha, e_2, h_2, h_4]^T \quad (5.7)$$

gdzie:

– k_1, k_2, k_3, k_n - sztywności (patrz wyżej):

– α, e_2, h_2, h_4 - parametry geometryczne (rys.5.1):

Po przyjęciu quasi ustalonego stanu układu otrzymano zależności określające badane wielkości:

$$\varphi_l(p) = \frac{k_{31}P_1^* - k_{11}P_3^*}{k_{13}k_{31} - k_{11}k_{33}}, \quad (5.8)$$

$$x_2(p) = \frac{k_{13}P_3^* - k_{33}P_1^*}{k_{13}k_{31} - k_{11}k_{33}} \quad (5.8)$$

gdzie:

$k_{11}, k_{13}, k_{31}, k_{33}$ - określa zależność (5.5),

natomiast:

$$P_1^* = \left[(2k_1(w_2 \cos \alpha - e_2 \sin \alpha) + 2k_2) \cos \alpha + 2k_3(w_2 \sin \alpha + e_2 \cos \alpha) \sin \alpha - k_n w_4 \right] \eta_1 - \frac{mv^2}{R},$$

$$P_2^* = mg, \quad (5.9)$$

$$P_3^* = \left[\begin{aligned} &2[k_1(h_2 \cos \alpha + e_2 \sin \alpha) - k_2](w_2 \cos \alpha - e_2 \sin \alpha) - \\ &- 2k_3(h_2 \sin \alpha - e_2 \cos \alpha)(w_2 \sin \alpha + e_2 \cos \alpha) - \\ &- 2k_2(h_2 \cos \alpha + e_2 \sin \alpha) + 2k_4 + k_5 + k_n h_4 w_4 \end{aligned} \right] \eta_1$$

Na tej podstawie określono funkcje wrażliwości bezwzględnej:

– dla przemieszczenia poprzecznego nadwozia (x_2)

$$wx(p_i) = \frac{\partial x_2}{\partial p_i} \Big|_{p=p_n} \quad (5.10)$$

– dla obrotu nadwozia w płaszczyźnie poprzecznej (φ_1)

$$w\varphi(p_i) = \frac{\partial \varphi_1}{\partial p_i} \Big|_{p=p_n} \quad (5.11)$$

oraz współczynniki wrażliwości względnej umożliwiające porównanie wrażliwości dla różnych parametrów:

– dla przemieszczenia poprzecznego nadwozia (x_2)

$$Wx(p_i) = \frac{p_i}{x_2} \frac{\partial x_2}{\partial p_i} \Big|_{p=p_n} \quad (5.12)$$

– dla obrotu nadwozia w płaszczyźnie poprzecznej (φ_1)

$$W\varphi(p_i) = \frac{p_i}{\varphi_1} \frac{\partial \varphi_1}{\partial p_i} \Big|_{p=p_n} \quad (5.13)$$

gdzie:

p_n - oznacza nominalny (wyjściowy) wektor parametrów (pełny zestaw parametrów modelu podano w załączniku nr1),

p_i - oznacza i-ty badany parametr (element wektora p).

Otrzymane wyniki obliczeń wrażliwości względnej badanych funkcji stanu dla wektora parametrów nominalnych przedstawiono w tabeli 5.1 oraz na wykresach słupkowych (rys 5.2a i 5.2.b). Na kolejnym wykresie (rys.5.2.c) przedstawiono wartości współczynnika wzmocnienia obrotu względem przemieszczenia zdefiniowanego jako

$$Wm(p_i) = \frac{W\varphi(p_i)}{Wx(p_i)}.$$

Pozwala on bezpośrednio wychwycić parametry, które z różną siłą wpływają na obie badane funkcje. Jest to istotne dlatego, że w świetle przyjętych kryteriów i ograniczeń należy zapewnić kompromis między obrotem a przemieszczeniem poprzecznym.

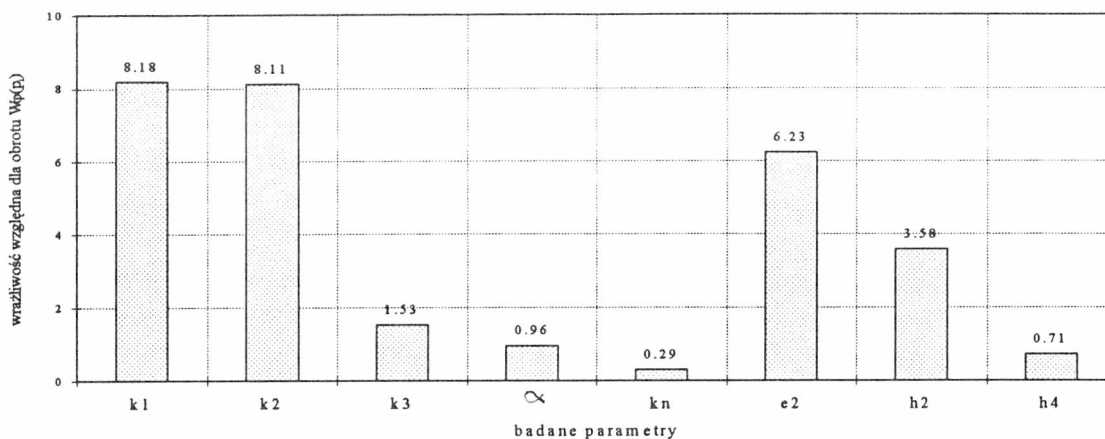
Tabela 5.1.

Wyniki obliczeń wrażliwości parametrycznej obrotu i przemieszczenia poprzecznego nadwozia

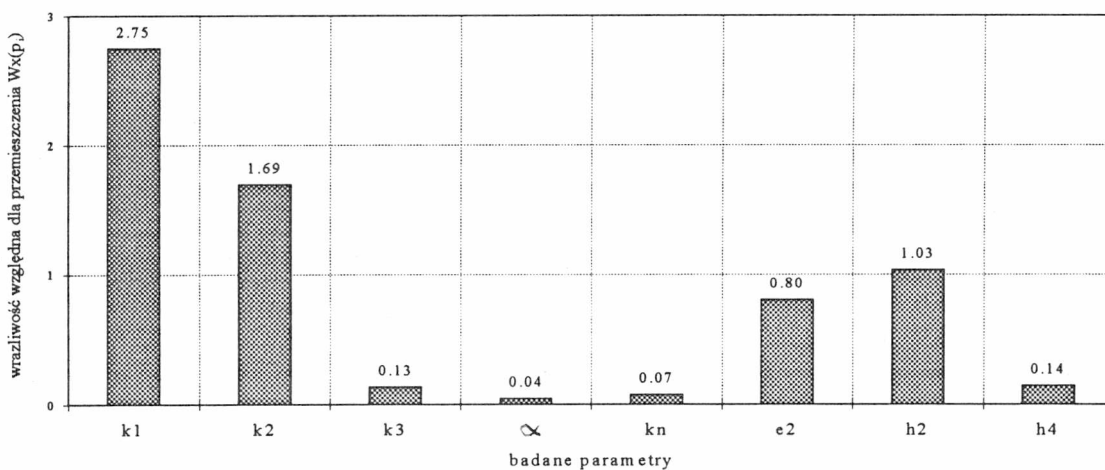
L. p.	Nominalna wartość badanego parametru p_i	Wrażliwość względna		Współczynnik wzmocnienia $Wm(p_i)$
		$Wx(p_i)$	$W\varphi(p_i)$	
1	$k_1=1.67 \cdot 10^5$ [N/m]	2.7471	8.1775	2.9768
2	$k_2=1.69 \cdot 10^5$ [Nm/m]	1.6929	8.1099	4.7905
3	$k_3=4.6 \cdot 10^5$ [N/m]	0.1335	1.5250	11.4232
4	$k_n=2.0 \cdot 10^4$ [N/m]	0.0743	0.2888	3.8869
5	$\alpha=10$ [°]	0.0417	0.9553	22.9089
6	$e_2 = 1.0$ [m]	0.8038	6.2332	7.7547
7	$h_2 = 1.0$ [m]	1.0335	3.5818	3.4657
8	$h_4 = 1.35$ [m]	0.1415	0.7051	4.9830

Aby ocenić jaki jest przebieg funkcji wrażliwości oraz w jakiej strefie charakterystyki znajduje się układ sporządzono wykresy wpływu parametrów na badane funkcje stanu w otoczeniu nominalnego wektora parametrów (rys.5.3-5.11). Prezentowane wykresy pozwalają na ogólniejsze spojrzenie na własności tego typu układu z elementem niestabilnym ponieważ sprawdzono, że „bliskie otoczenie” wektora nominalnego może sięgać do ok. 23% zmienności wartości parametrów bez istotnego wpływu na charakter ich przebiegu.

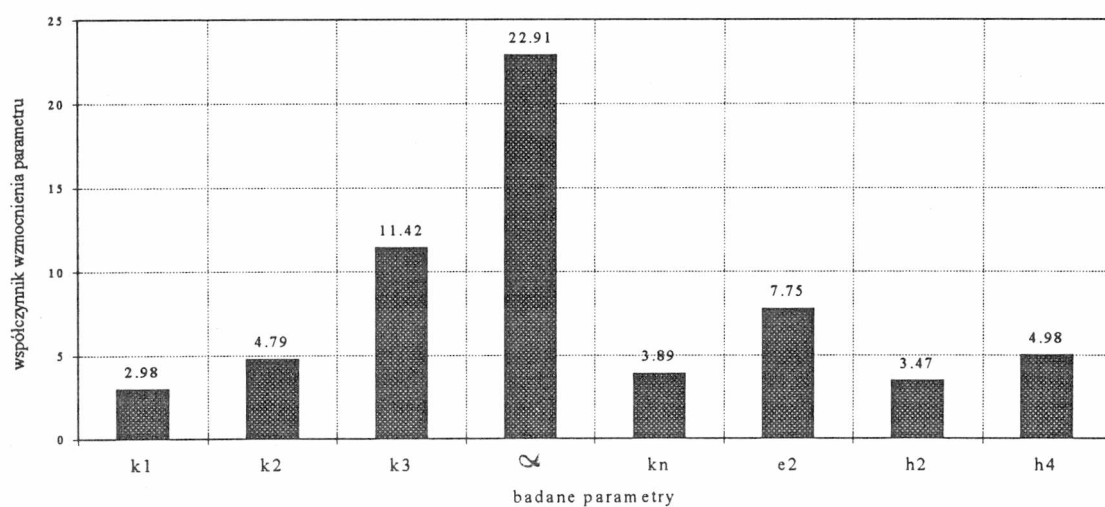
a)



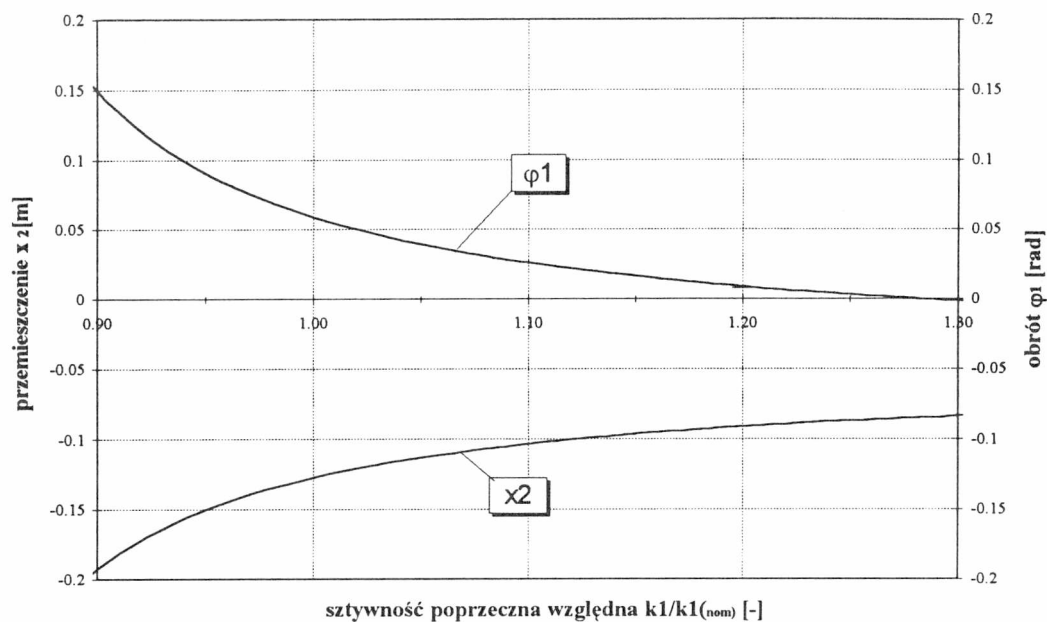
b)



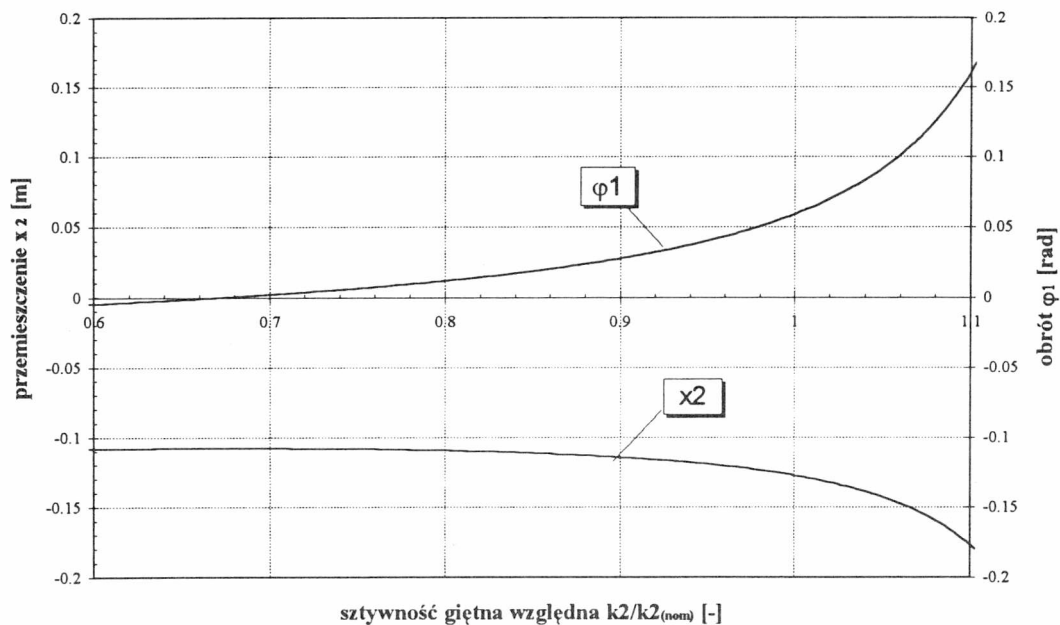
c)



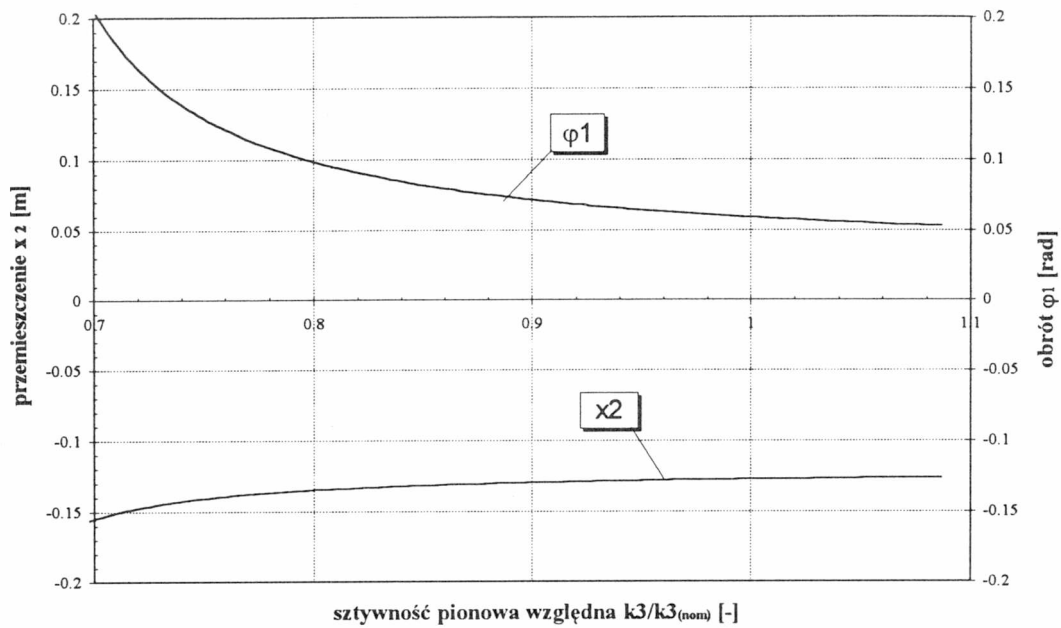
Rys.5.2. Wrażliwość parametryczna obrotu (a) i przemieszczenia poprzecznego (b) nadwozia oraz współczynniki wzmocnienia obrotu względem przemieszczenia (c) na wykresie słupkowym



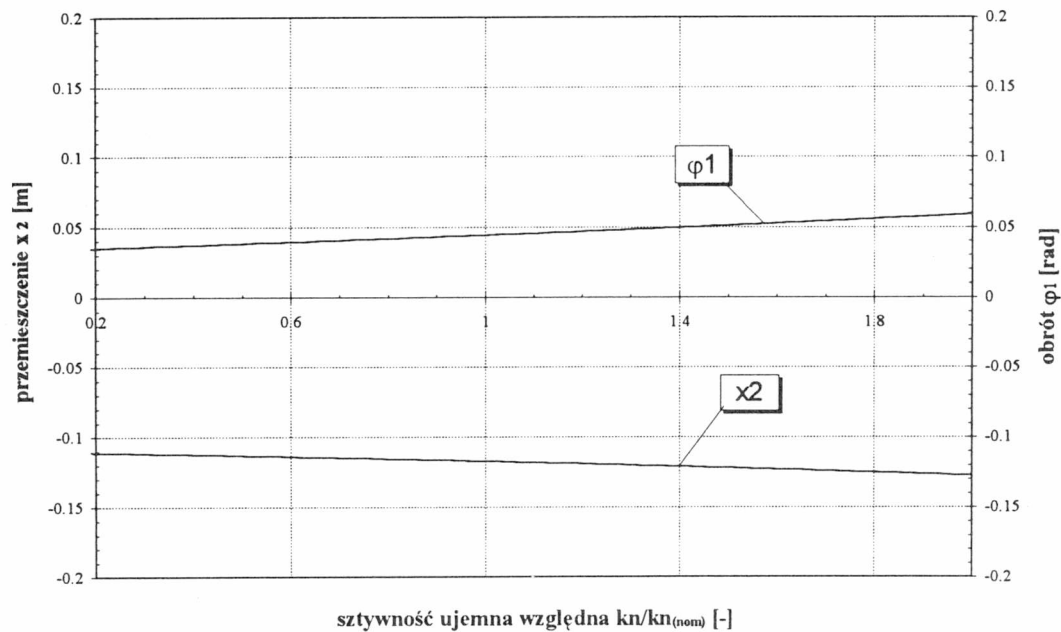
Rys.5.3. Przebiegi obrotu i przemieszczenia nadwozia w stanie quasi ustalonym w funkcji sztywności poprzecznej sprężyny pneumatycznej k_1 odniesionej do wartości nominalnej



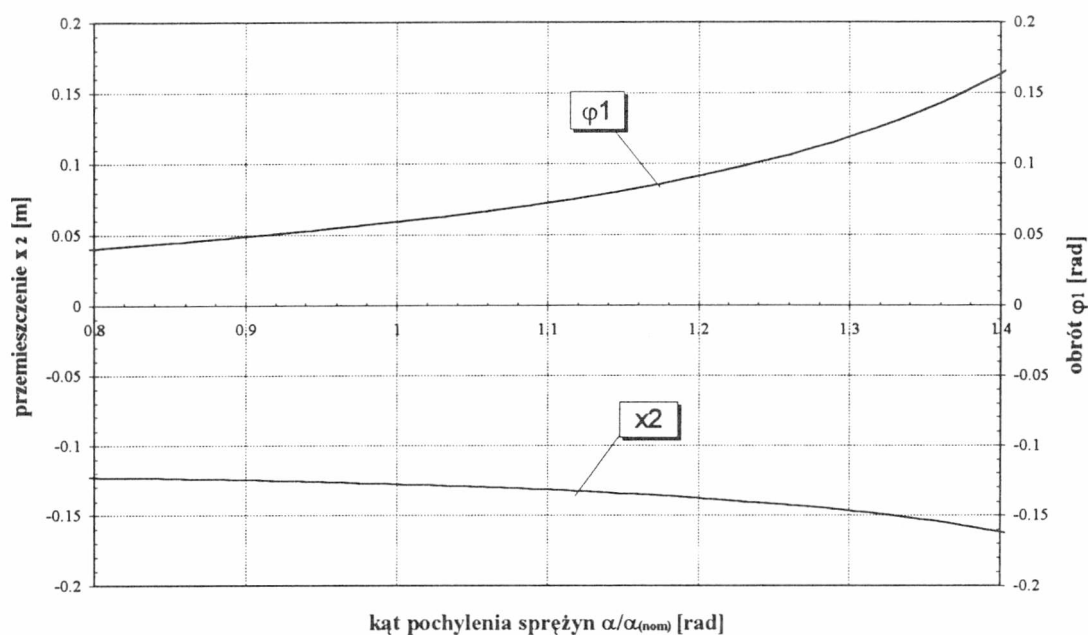
Rys.5.4. Przebiegi obrotu i przemieszczenia nadwozia w stanie quasi ustalonym w funkcji sztywności zginania sprężyny pneumatycznej k_2 odniesionej do wartości nominalnej



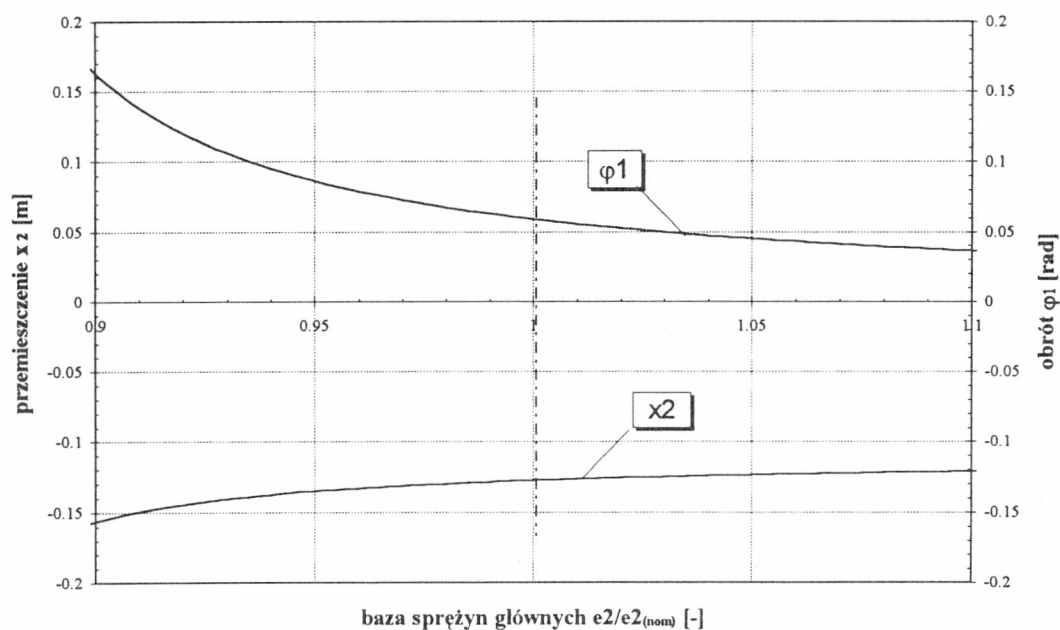
Rys.5.5. Przebiegi obrotu i przemieszczenia nadwozia w stanie quasi ustalonym w funkcji sztywności pionowej sprężyny pneumatycznej k_3 odniesionej do wartości nominalnej



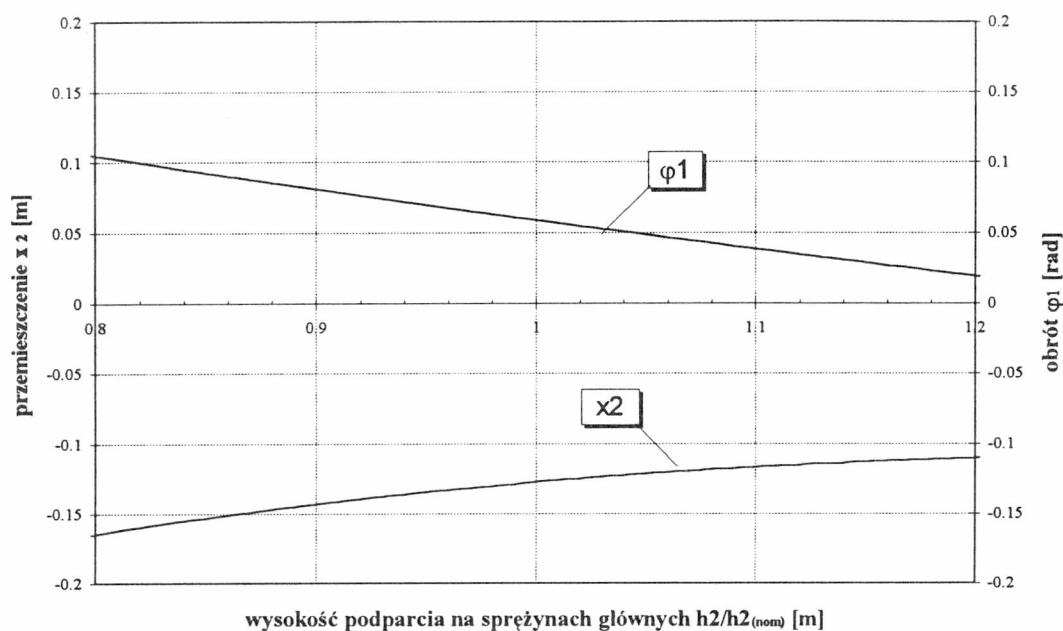
Rys.5.6. Przebiegi obrotu i przemieszczenia nadwozia w stanie quasi ustalonym w funkcji sztywności sprężyny niestabilnej k_n odniesionej do wartości nominalnej



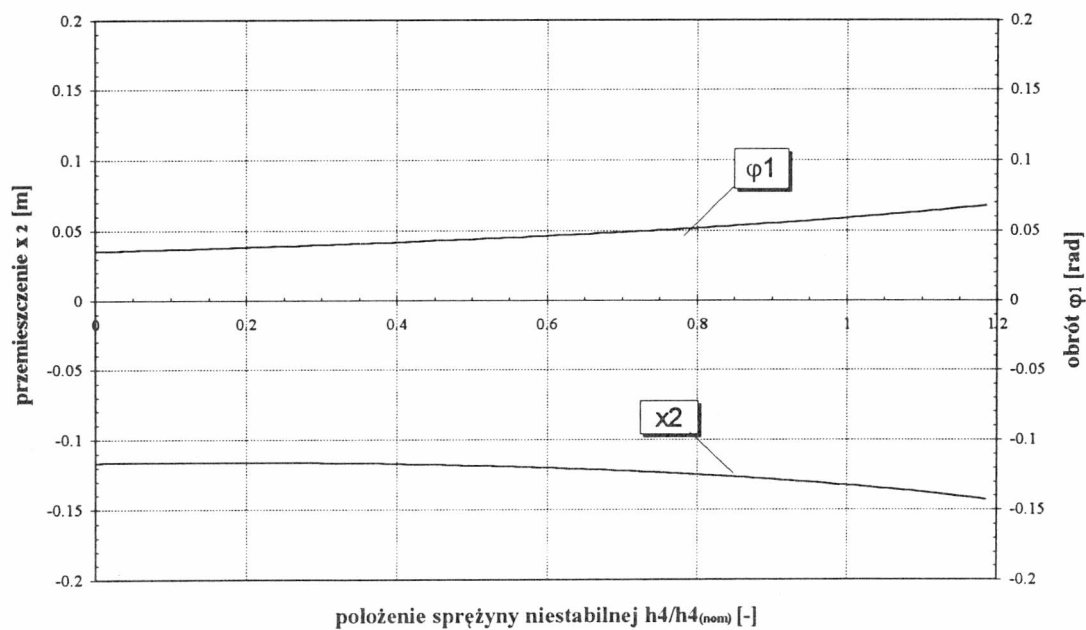
Rys.5.7. Przebiegi obrotu i przemieszczenia nadwozia w stanie quasi ustalonym w funkcji kąta pochylenia sprężyny pneumatycznej α



Rys.5.8. Przebiegi obrotu i przemieszczenia nadwozia w stanie quasi ustalonym w funkcji bazy geometrycznej sprężyn pneumatycznych e_2 odniesionej do wartości nominalnej



Rys.5.9. Przebiegi obrotu i przemieszczenia nadwozia w stanie quasi ustalonym w funkcji wysokości podparcia na sprężynach pneumatycznych h_2 odniesionej do wartości nominalnej



Rys.5.10. Przebiegi obrotu i przemieszczenia nadwozia w stanie quasi ustalonym w funkcji wysokości położenia sprężyny niestabilnej h_4 odniesionej do wartości nominalnej

Prezentowane wyniki pozwoliły skorygować wektor parametrów nominalnych badanego układu pod kątem realizacji funkcji celu. Dokonano zmian parametrów na podstawie następujących przesłanek:

- a) należy wzmocnić obrót nadwozia a jednocześnie ograniczyć jego przesunięcie poprzeczne wykorzystując parametry o największym współczynniku wzmocnienia W_m ,
- b) nie wszystkie parametry posiadają dużą swobodę korekty - patrząc przez pryzmat aplikacji i uwzględniając istniejące ograniczenia należy zauważyć, że:
 - ze względu na silne sprzężenie parametrów: k_1 , k_2 , k_3 dopuszczalne jest jedynie niezależne korygowanie sztywności poprzecznej k_1 i pionowej k_3 w kierunku wyższych wartości,
 - zmiana parametrów geometrycznych jest mocno ograniczona względami konstrukcyjnymi stąd przyjęto, że nie będą podlegać korekcie.

Uwzględniając powyższe stwierdzenia i opierając się na otrzymanych wynikach dokonano następujących zmian:

- 1) zwiększono sztywność poprzeczną sprężyny pneumatycznej do wartości $k_1 = -2.0 \cdot 10^5$ [N/m]
- 2) zwiększono kąt pochylenia sprężyn pneumatycznych do wartości $\alpha = 13$ [°]

Wartości pozostałych parametrów pozostały bez zmian. Wprowadzona korekta parametrów układu korzystnie kształtuje quasi statyczne położenie nadwozia przy ustalonych warunkach jazdy w łuku toru. Pełny obraz funkcjonowania układu pokażą symulacje numeryczne na pełnym modelu pojazdu.

WNIOSKI:

- przeprowadzone analizy wrażliwości parametrycznej układu pozwoliły wyselekcjonować parametry korygujące wektor parametrów nominalnych w takim kierunku aby uzyskać maksymalny wzrost pozytywnego (dodatniego kąta) wychylenia bryły nadwozia przy minimalizacji niepożądanego przemieszczenia poprzecznego; jak wynika z przedstawionych wykresów (rys.52 do rys.5.10) najbardziej korzystne z tego względu (w rozpatrywanym otoczeniu przyjętego wektora parametrów) jest operowanie parametrem (α) a w dalszej kolejności parametrami: k_3 , e_2 , h_4 ; z kolei w celu ograniczenia przemieszczenia poprzecznego bryły nadwozia należy zwiększać sztywność poprzeczną głównych nośnych elementów pneumatycznych (k_1); przy korygowaniu wektora parametrów modelu należy pamiętać o obowiązujących w rozpatrywanej klasie obiektów i przyjętych w niniejszej pracy ograniczeniach zmian parametrów układu
- wrażliwość badanych funkcji układu na ujemną sztywność (k_n) dodatkowego elementu sprężystego jest niższa, jednak nie umniejsza to jego roli jako czynnika wspomagającego właściwe funkcjonowanie układu; od strony praktycznej jest to parametr, na który układ powinien być mniej wrażliwy ze względu na możliwość wystąpienia stanów awaryjnych,
- ostatecznie skorygowano przyjęte wstępnie w modelu nominalnym wartości sztywności poprzecznej układu (k_1) oraz kąta pochylenia (α) głównych pneumatycznych elementów sprężysto-tłumiących.

5.3. Badanie stabilności globalnej modelu

Badany układ dynamiczny może w pewnych warunkach osiągać stany niestabilne co w rozpatrywanym przypadku należy uważać za sytuację niedopuszczalną. Dodatkowo istnienie elementu o ujemnej sztywności, który sam w sobie jest lokalnie niestabilny wymusza przeprowadzenie procesu badania jednej z podstawowych cech jakościowych modelu jaką jest stabilność globalna.

Metody badania stabilności ruchu układu wywodzą się z pojęcia stateczności położenia równowagi w sensie Lapunowa, które analizuje odległość dwóch rozwiązań równania ruchu w przestrzeni stanu. W rozpatrywanym przypadku wymagana jest stabilność asymptotyczna tzn. dowolne rozwiązanie równań ruchu układu $x(t)$ powinno w miarę upływu czasu procesu zbliżać się do rozwiązania asymptotycznego $x_r(t)$, które opisuje położenie równowagi co można zapisać matematycznie jako

$$\lim_{t \rightarrow \infty} \|x(t) - x_r(t)\| = 0$$

Badany układ jest liniowy wobec tego posiada pojedyncze położenie równowagi. Ponieważ dodatkowo model matematyczny tworzą równania o stałych współczynnikach stąd do badania stateczności układu zastosowano metodę Routha-Hurwita jako kryterium pozwalające wyznaczyć w efektywny sposób obszary stabilności rozwiązań modelu.

Na podstawie równania ruchu modelu płaskiego (5.1), (5.2) po założeniu postaci rozwiązań

$$x_i = X_i e^{st} \quad (5.14)$$

otrzymano równanie charakterystyczne układu w postaci:

$$A_6 s^6 + A_5 s^5 + A_4 s^4 + A_3 s^3 + A_2 s^2 + A_1 s' + A_0 = 0 \quad (5.15)$$

gdzie poszczególne współczynniki oznaczają:

$$\begin{aligned} A_6 &= m_{11} m_{22} m_{33}, \\ A_5 &= m_{11} m_{33} b_{22} + m_{11} m_{22} b_{33} + m_{22} m_{33} b_{11}, \\ A_4 &= m_{11} b_{22} b_{33} + m_{11} m_{33} k_{22} + m_{22} m_{33} k_{11} + m_{33} b_{11} b_{22} - m_{22} b_{13} b_{31} + m_{11} m_{22} k_{33} + m_{22} b_{11} b_{33} \\ A_3 &= b_{11} b_{22} b_{33} + m_{11} b_{33} k_{22} + m_{11} b_{22} k_{33} - m_{22} b_{31} k_{13} + m_{22} b_{33} k_{11} - b_{13} b_{22} b_{31} + m_{22} b_{11} k_{33} - \\ &\quad - m_{22} b_{13} k_{31} + m_{33} b_{22} k_{11} + b_{13} b_{31} k_{22}, \\ A_2 &= -m_{22} k_{13} k_{31} - b_{22} b_{31} k_{13} + b_{11} b_{22} k_{33} - b_{13} b_{22} k_{31} - b_{13} b_{31} k_{22} + m_{33} k_{11} k_{22} + m_{11} k_{22} k_{33} + \\ &\quad + b_{22} b_{33} k_{11} + b_{11} b_{33} k_{22} + m_{22} k_{11} k_{33}, \end{aligned} \quad (5.16)$$

$$A_1 = b_{22}k_{11}k_{33} - b_{22}k_{13}k_{31} - b_{13}k_{22}k_{31} + b_{33}k_{11}k_{22} - b_{31}k_{13}k_{22} + b_{11}k_{22}k_{33},$$

$$A_0 = k_{11}k_{22}k_{33} - k_{13}k_{31}k_{22}.$$

oraz:

m_{ij} - elementy macierzy bezwładności (5.3),

b_{ij} - elementy macierzy tłumienia (5.4),

k_{ij} - elementy macierzy sztywności (5.5).

Tablica współczynników Routha ma postać:

	A_6	A_4	A_2	A_0
	A_5	A_3	A_1	
	B_1	B_2	B_3	
	C_1	C_2		
	D_1	D_2		
	E_1			
	F_1			

gdzie wyrazy tablicy określone są następującymi formułami:

$$B_1 = -\frac{\begin{vmatrix} A_6 & A_4 \\ A_5 & A_3 \end{vmatrix}}{A_5}, \quad B_2 = -\frac{\begin{vmatrix} A_6 & A_2 \\ A_5 & A_1 \end{vmatrix}}{A_5}, \quad B_3 = -\frac{\begin{vmatrix} A_6 & A_0 \\ A_5 & 0 \end{vmatrix}}{A_5},$$

$$C_1 = -\frac{\begin{vmatrix} A_5 & A_3 \\ B_1 & B_2 \end{vmatrix}}{B_1}, \quad C_2 = -\frac{\begin{vmatrix} A_5 & A_1 \\ B_1 & B_3 \end{vmatrix}}{B_1},$$

$$D_1 = -\frac{\begin{vmatrix} B_1 & B_2 \\ C_1 & C_2 \end{vmatrix}}{C_1}, \quad D_2 = -\frac{\begin{vmatrix} B_1 & B_3 \\ C_1 & 0 \end{vmatrix}}{C_1},$$

$$E_1 = -\frac{\begin{vmatrix} C_1 & C_2 \\ D_1 & D_2 \end{vmatrix}}{D_1},$$

$$F_1 = -\frac{\begin{vmatrix} D_1 & D_2 \\ E_1 & 0 \end{vmatrix}}{E_1}.$$

Z warunków stabilności tak opisanego układu:

$$\begin{aligned} A_i: & \quad i = 1, \dots, 6 \quad A_i > 0 \\ A_L: & \quad L \in \{B, C, D, E, F\} \quad L_i > 0 \end{aligned}$$

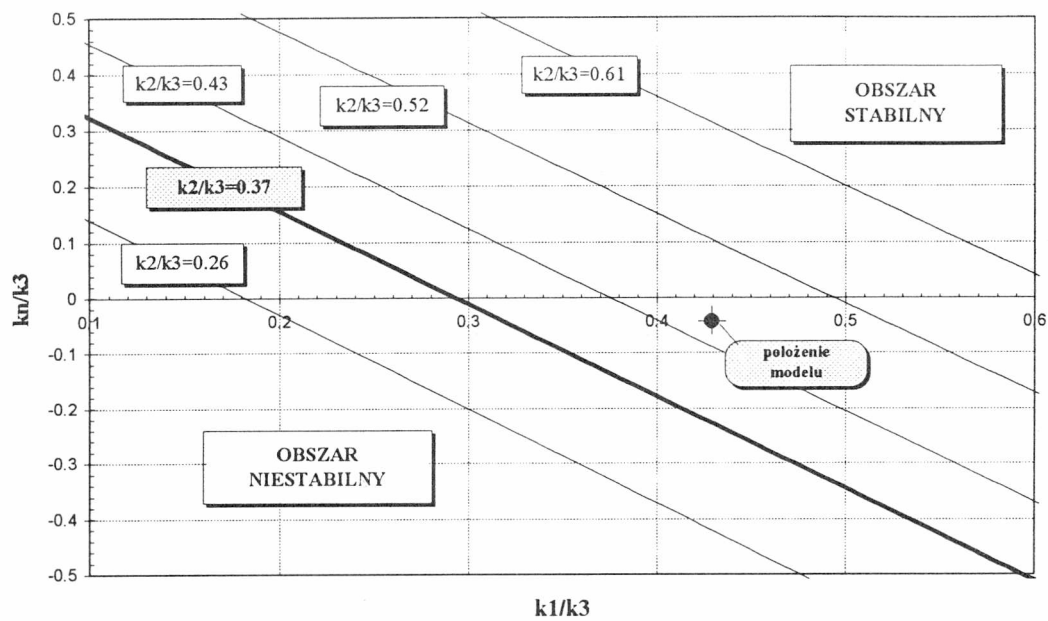
otrzymano zależności opisujące warunki konieczne i dostateczne dla stabilnych rozwiązań stanu modelu. Na ich podstawie ich rozwiązań przeprowadzono badania analityczne, które pozwoliły określić:

- a) stabilność rozwiązania dla nominalnego wektora parametrów modelu - wynik: dla końcowego wektora parametrów modelu układ jest stabilny
- b) wartości graniczne i zakresy stabilności rozwiązań w funkcji poszczególnych parametrów modelu,
- c) granice i obszary stabilności modelu w płaszczyźnie zdefiniowanej sztywnością poziomą (k_1) i sztywnością elementu niestabilnego (k_n) odniesionymi do sztywności pionowej (k_3) w zależności od wybranych wartości poszczególnych parametrów - wyniki w postaci obszarów rozwiązań stabilnych przedstawiono na rys.5.11. - 5.14.

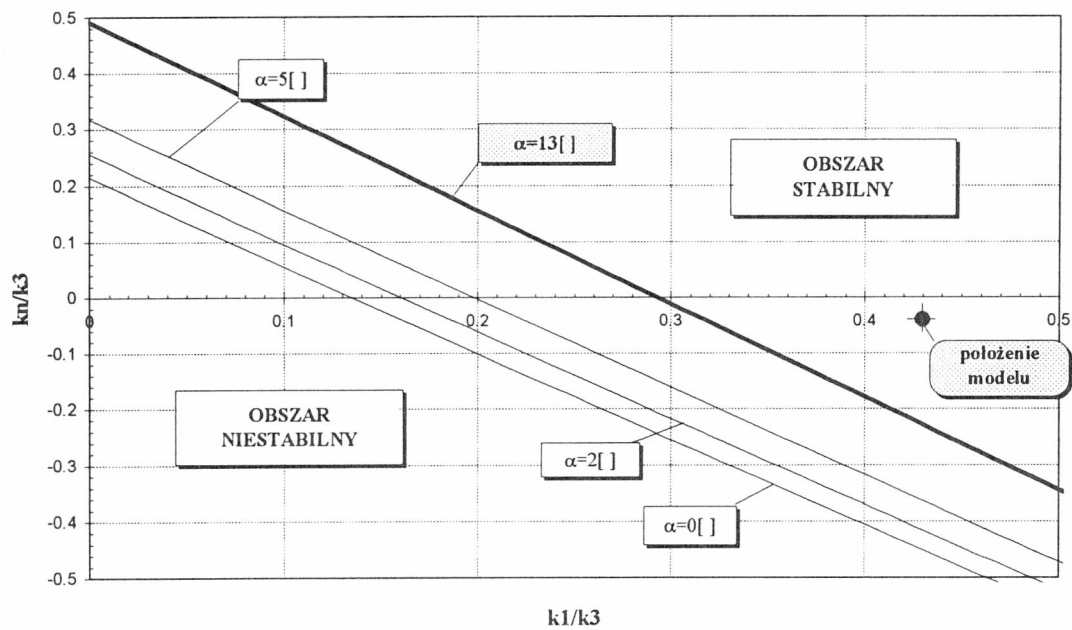
Tak przedstawiony komplet wyników końcowych procesu badania stabilności pozwala na jakościową a także (w ograniczonym zakresie) na ilościową ocenę wpływu fluktuacji określonego parametru na stabilność badanego modelu.

WNIOSKI:

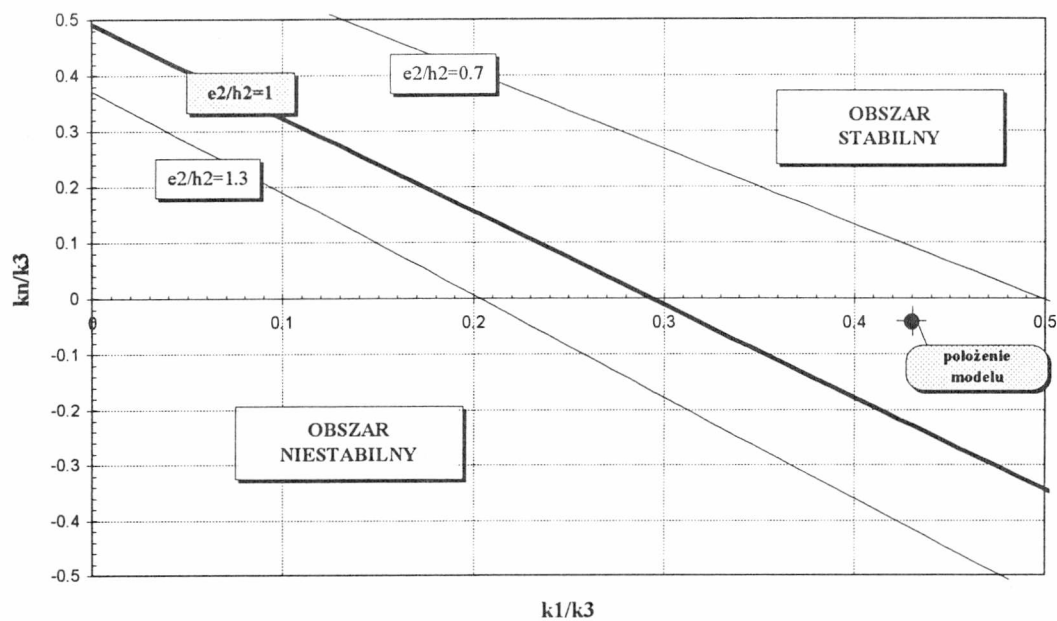
- *otrzymany w wyniku modyfikacji wektor parametrów modelu zapewnia stateczność globalną układu pomimo istnienia elementu lokalnie niestabilnego,*
- *wszystkie wyróżnione parametry modelu, z wyjątkiem tłumienia pionowego (b_3), mogą w wyniku zmian wartości doprowadzić układ do stanu niestabilnego,*
- *wpływ parametrów na przebieg granicy między obszarem rozwiązań statecznych i niestatecznych jest różny i tak:*
 - *zwiększanie kąta pochylenia (α) osi sprężyn głównych układu (sprężyny pneumatyczne) powoduje zmniejszenie obszaru stabilności przez równoległe przesunięcie granicy bez zmiany jej kształtu,*
 - *podobny efekt jak w przypadku kąta (α) uzyskuje się przy zmianie sztywności giętnej sprężyny pneumatycznej (k_2) w stosunku do jej sztywności poprzecznej (k_1),*
 - *zmiana geometrii położenia elementów sprężystych modelu powoduje zmianę kształtu granicy co w przypadku zmniejszania wysokości (h_4) lokalizacji elementu o ujemnej sztywności prowadzi do nieliniowej funkcji granicznej i do zwiększenia obszaru rozwiązań stabilnych natomiast przy zmniejszaniu bazy sprężyn nośnych (e_2) oznacza przesunięcie i obrót linii granicznej silnie ograniczając obszar stabilności układu.*
 - *tłumienie uwzględnione w modelu w badanym zakresie nie wpływa na położenie granic stabilności.*



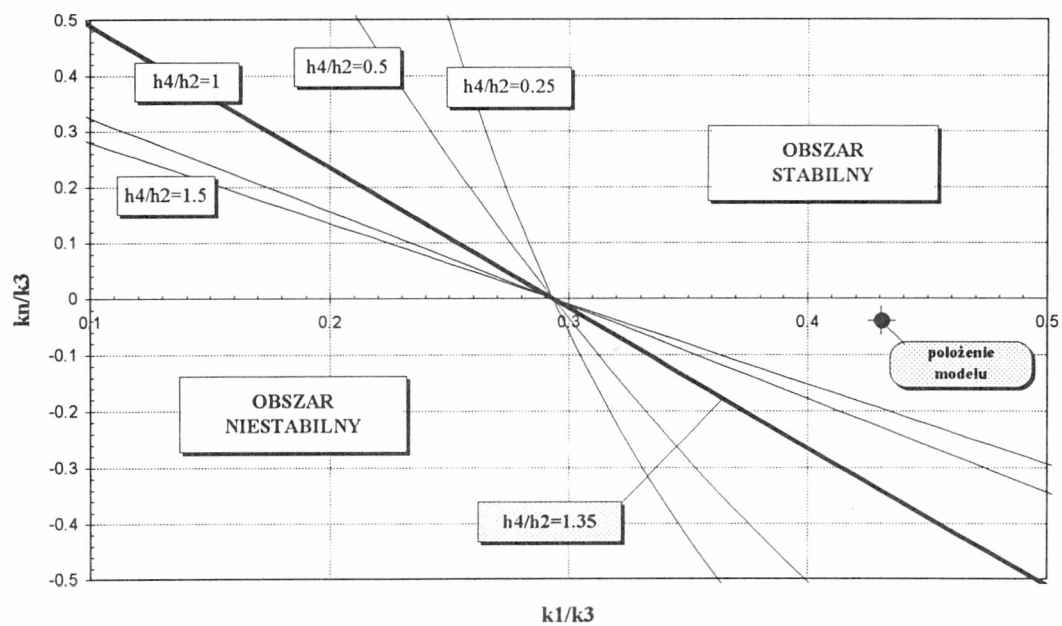
Rys.5.11. Obszary stabilności modelu w zależności od sztywności k_2



Rys.5.12. Obszary stabilności modelu w zależności od kąta pochylenia sprężyn α



Rys.5.13. Obszary stabilności modelu w zależności od bazy sprężyn e_2



Rys.5.14. Obszary stabilności modelu w zależności od wysokości h_4

6. OCENA BADANEGO UKŁADU ZAWIESZENIA W PRZESTRZENNYM MODELU POJAZDU SZYNOWEGO

Cel rozdziału:

- *przeprowadzenie symulacji ruchu pojazdu w łuku na przestrzennym modelu pojazdu szynowego wyposażonego w badany układ zawieszenia*
- *ocena badanego układu na podstawie otrzymanych wskaźników jakości*

Na podstawie otrzymanych w poprzednich rozdziałach pracy wyników badań i analiz elementów badanego układu skorygowano parametry nominalnego przestrzennego modelu zawieszenia pojazdu szynowego przedstawionego w rozdziale 2. Model ten przygotowany w systemie MEDYNA umożliwia przeprowadzenie analizy sprawdzającej funkcjonowanie badanego układu zawieszenia przez symulację ruchu pojazdu w różnych warunkach zewnętrznych i określenie wskaźników jakości opisanych w rozdziale 3.

Do zapisu przedstawionej w rozdziale 2 struktury i parametrów modelu oraz zewnętrznych warunków ruchu układu wykorzystano następujące bloki i elementy systemu MEDYNA:

- 1) blok KONFIG - do zapisu struktury elementów masowych modelu przez zdefiniowanie w kolejnych subblokach następujących jej składników:
 - charakter i orientacja zewnętrznego pola sił (w tym przypadku jest to pole sił ciężkości) i orientacja referencyjnego układu współrzędnych - subblok MDEERD
 - lokalizacja punktów węzłowych elementu odniesienia (tor po którym porusza się pojazd i teoretyczne punkty styku koło-szyna) - MDEREF
 - definicja stopni swobody i charakteru elementów masowych (element sztywny czy odkształcalny - przyjęto wyłącznie elementy masowe o nieskończenie dużej sztywności) - MDEAKO
 - określenie nominalnego położenia elementów masowych oraz orientacja lokalnych nominalnych układów współrzędnych - MDENOM
 - lokalizacja punktów węzłowych poszczególnych elementów masowych - MDEKNI
 - parametry elementów masowych (masa i momenty bezwładności) - MDESKM
- 2) blok VERBIN - do zdefiniowania struktury i parametrów elementów łączących modelu tj:
 - liczby elementów i sieci połączeń jaką tworzą między elementami masowymi - subblok MDEBIN,
 - typy elementów i orientacja ich lokalnych układów współrzędnych - MDEKET,

- wartości nominalnych sił i momentów w połączeniach dla statycznego stanu równowagi układu - MDEFAN,
- charakterystyki i parametry poszczególnych elementów łączących; wykorzystano następujące elementy łączące:

a) z biblioteki systemu:

- MDEK22 - opisuje współpracę w sprzężeniu koło-szyna za pomocą modelu liniowego,
- MDEK41 - model liniowej jednokierunkowej sprężyny translacyjnej,
- MDEK42 - model liniowej jednokierunkowej sprężyny rotacyjnej,
- MDEK44 - model liniowego tłumika translacyjnego,
- MDEK61 - model liniowego przestrzennego elementu sprężysto-tłumiącego typu kompakt,
- MDEK74 - model nieliniowej sprężyny translacyjnej wykorzystany do zamodelowania elementu sprężystego o ujemnej sztywności,

b) element własny autora

- MDEK87 - model sprężyny pneumatycznej przygotowany na podstawie wyników badań przedstawionych w rozdziale 4.

- 3) blok REFSYS - definiujący warunki ruchu unoszenia modelu - model drogi i parametry ruchu podstawowego,
- 4) bloki ROTOR i RSGEO, w których zdefiniowano geometrię i parametry koła pojazdu i szyny toru na potrzeby bloku VERBIN-MDEK22,
- 5) blok AUSGANG - w bloku tym zdefiniowano wielkości wyjściowe wykorzystane do analizy i oceny modelu tj. punkty pomiaru przyspieszeń i analiza sił kontaktowych w strefie styku koło-szyna.

Zestaw parametrów nominalnych badanego modelu przedstawiono w załączniku nr1 natomiast pełny zapis jego struktury na wydruku operacyjnym systemu MEDYNA zawiera załącznik nr2.

6.1. Wyniki symulacji i ocena jakości.

Przeprowadzono pięć przypadków symulacji funkcjonowania przestrzennego modelu pojazdu szynowego dla różnych wariantów konfiguracji układu zawieszenia, wszystkie w celu porównania zrealizowano dla jednego modelu wymuszenia.

MODEL WYMUSZENIA - przyjęto, że ruch odbywa się z stałą prędkością v w torze gładkim o następującym profilu (rys 6.1):

AB - odcinek toru prostego o długości l_p ,

BC - krzywa przejściowa o długości l_{kp} ,

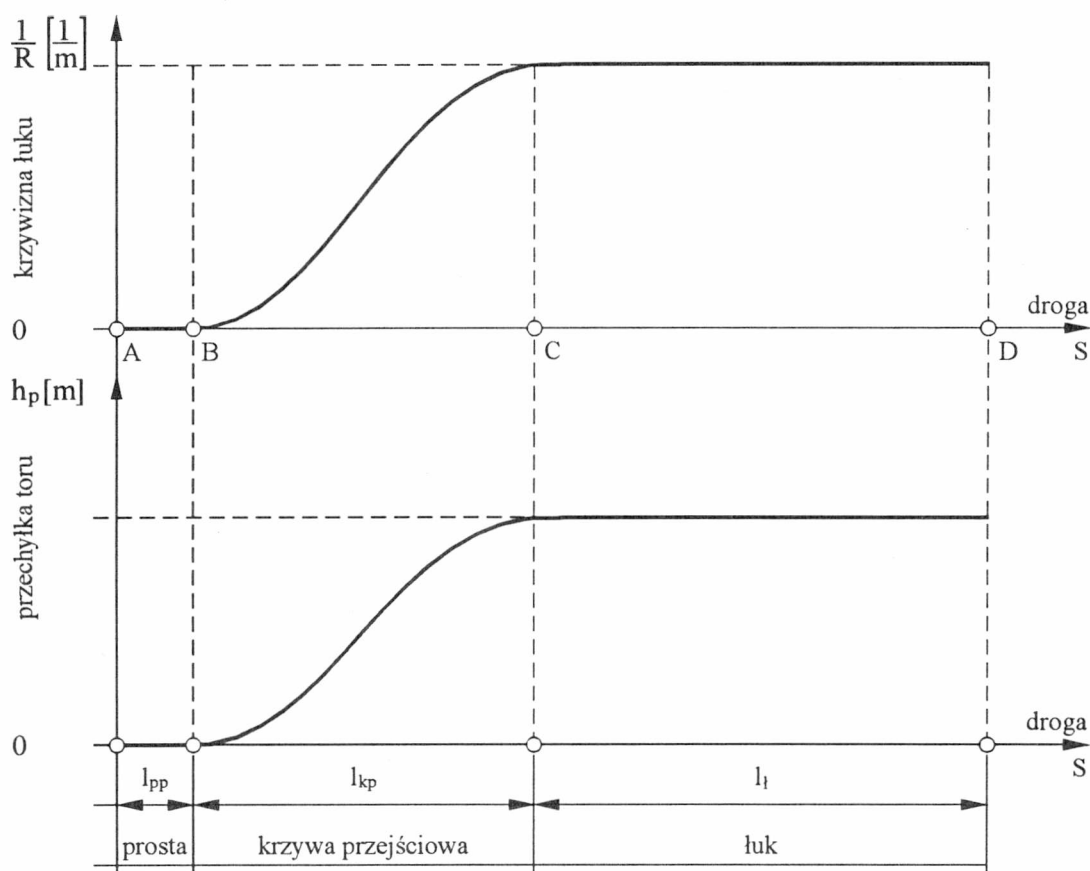
CD - łuk o stałym promieniu R i przechyłce toru w profilu h_p (prawy łuk)

Warianty parametrów modelu wymuszenia:

W1 (*wymuszenie nominalne*) - model toru jw., prędkość ruchu $v=120$ [km/h] i promień łuku $R=600$ [m],

W2 (*wymuszenie graniczne*) - model toru jw., prędkość ruchu $v=125$ [km/h] i promień łuku $R=600$ [m],

W3 (*wymuszenie dowolne*) - model toru jw., prędkość ruchu $v=160$ [km/h] i promień łuku $R=1000$ [m],



Rys.6.1. Model wymuszenia.

MODELE POJAZDU:

P1 (*model wyjściowy*) - pojazd o klasycznym układzie zawieszenia (bez badanego układu wychylania nadwozia w łuku) tj.:

- bez elementu sprężystego o ujemnej sztywności ($k_n=0$ [N/m]),
- klasycznie modelowane elementy sprężyste główne ($k_2=0$ [Nm/m]),

- nie występuje pochylenie pionowej osi symetrii głównego elementu sprężystego w płaszczyźnie poprzecznej pojazdu ($\alpha=0$ [°]),
- ze stabilizatorem kołysań poprzecznych ($k_{ss}=3.6 \cdot 10^5$ [Nm/rad]),

P2 (model przejściowy) - pojazd po modyfikacji zawieszenia z układem stabilizacji kołysań - (pozostawiony stabilizator kołysań poprzecznych z modelu P1) zawiera:

- element sprężysty o ujemnej sztywności ($k_n=-2 \cdot 10^4$ [N/m]),
- pneumatyczne elementy sprężyste główne badane i opisane modelem w rozdz.4 ($k_2=1.69 \cdot 10^5$ [Nm/m]),
- stabilizator kołysań poprzecznych ($k_{ss}=3.6 \cdot 10^5$ [Nm/rad]),
- wprowadzono pochylenie pionowej osi symetrii głównych pneumatycznych elementów sprężystych w płaszczyźnie poprzecznej pojazdu o kąt ($\alpha=13$ [°]),

P3 (model końcowy) - pojazd po modyfikacji zawieszenia bez układu stabilizacji kołysań jak w P2 lecz bez stabilizatora kołysań poprzecznych ($k_{ss}=0$ [Nm/rad]).

Przedstawione modele pojazdu i wymuszenia skojarzono w pary, dla których przeprowadzono symulacje numeryczne funkcjonowania badanego układu (Tabela 6.1).

Tabela 6.1
Warianty symulacji numerycznych funkcjonowania badanego układu

Numer symulacji (patrz wykresy)	Model pojazdu	Model wymuszenia	Komentarz
S1	P1 <i>model wyjściowy</i>	W1 <i>wymuszenie nominalne</i>	<i>wariant bazowy</i> - pojazd bez układu wychylania nadwozia, przyjęty jako poziom odniesienia dla pozostałych przypadków
S2	P2 <i>model przejściowy</i>	W1 <i>wymuszenie nominalne</i>	<i>wariant przejściowy</i> - I etap modyfikacji układu zawieszenia - wprowadzenie badanego układu wychylania nadwozia przy jednoczesnym pozostawieniu układu stabilizacji kołysań poprzecznych
S3	P3 <i>model końcowy</i>	W1 <i>wymuszenie nominalne</i>	<i>wariant docelowy</i> - pełna modyfikacja - przypadek jw. lecz usunięto układ stabilizacji kołysań poprzecznych
S4	P3 <i>model końcowy</i>	W2 <i>wymuszenie graniczne</i>	<i>wariant graniczny</i> - model końcowy przy granicznym (ze względu na wskaźniki jakości) stanie wymuszenia
S5	P3 <i>model końcowy</i>	W3 <i>wymuszenie dowolne</i>	<i>wariant dowolny</i> - symulacja działania modelu końcowego w innym niż szczególne przypadku wymuszenia

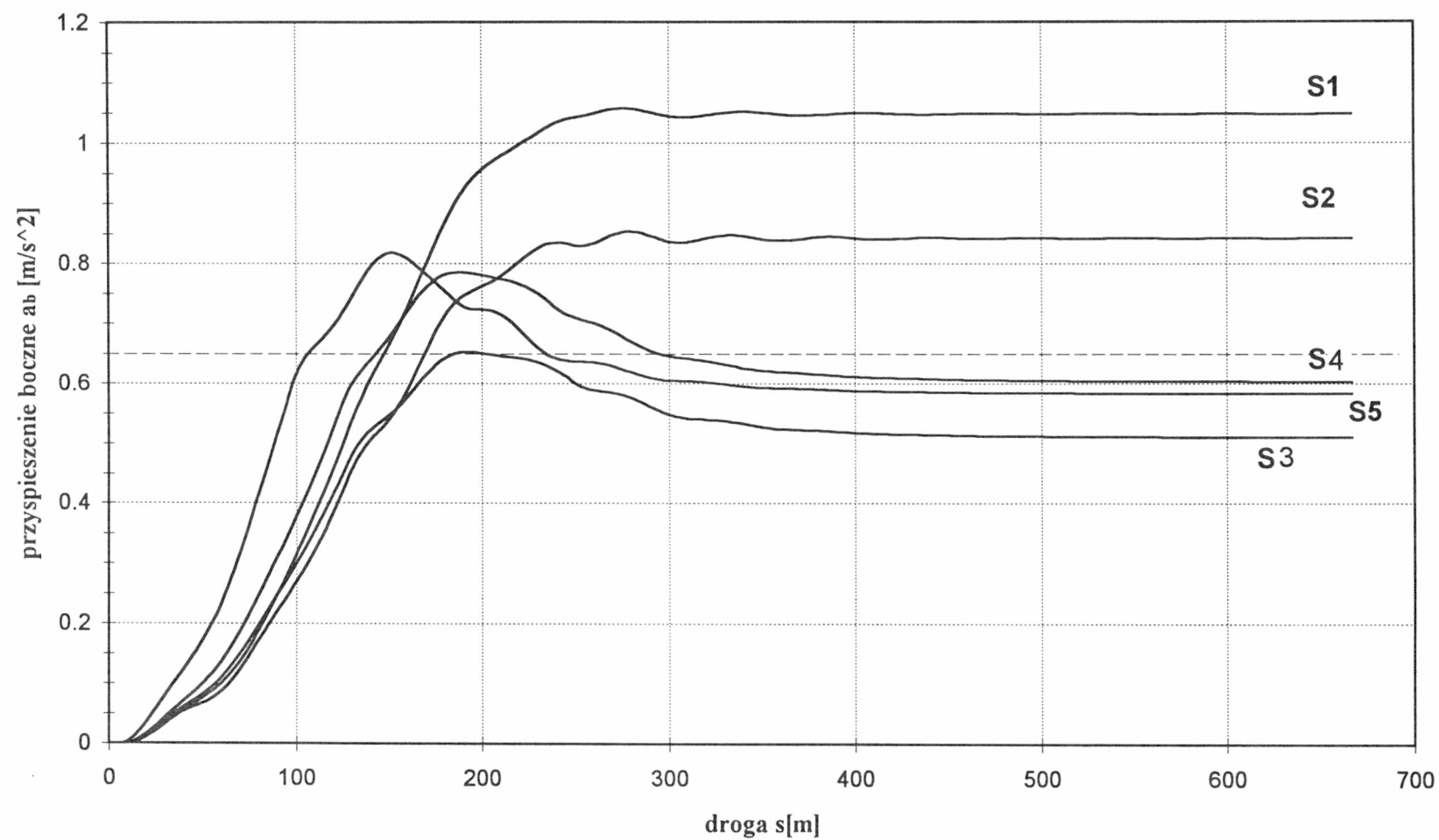
Jako podstawę oceny i wnioskowania wyprowadzono przebiegi czasowe następujących wielkości dla wszystkich wariantów symulacji :

- przyspieszenie boczne na poziomie nadwozia a_b (rys.6.2),
- kąt przechyłu nadwozia φ_1 (rys.6.3),
- przemieszczenie poprzeczne środka masy nadwozia x_2 (rys.6.4),
- odkształcenie poprzeczne głównych elementów pneumatycznych Δx_s (rys.6.4),
- stosunek sił kontaktowych (Y/Q) dla koła prowadzącego (rys.6.5).

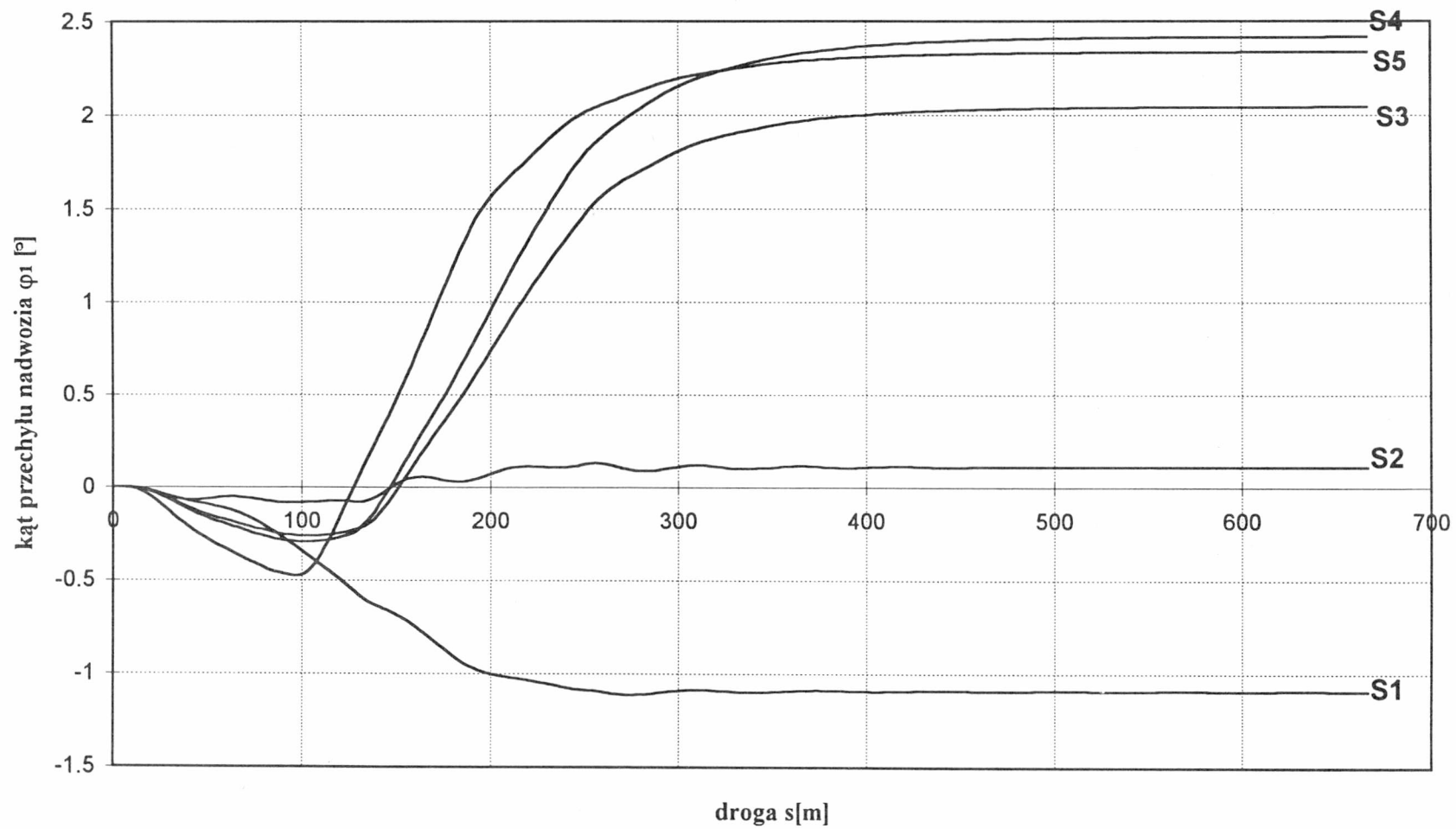
Na podstawie przedstawionych przebiegów wyprowadzono wnioski szczegółowe.

WNIOSKI:

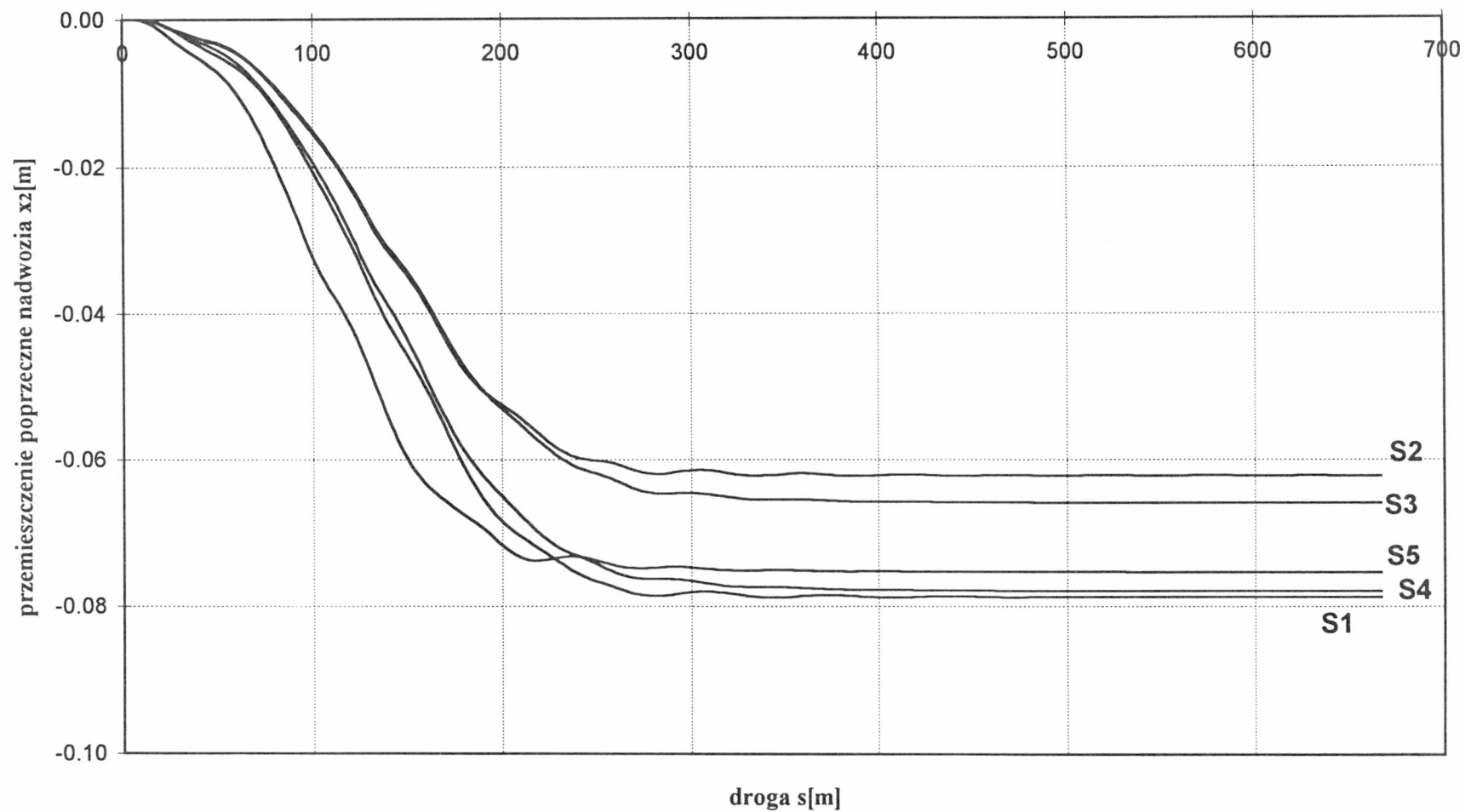
- a) *przyjęte jako decydujące kryterium B2 (str.55) oceny poziomu przyspieszenia bocznego na nadwoziu pojazdu (rys.6.2) dla modelu wyjściowego (P1) i przejściowego (P2) przy wymuszeniu nominalnym nie jest spełnione, w przypadku modelu przejściowego czynnikiem przeciwdziałającym jest układ stabilizacji przechyłu, który z definicji powinien tak właśnie funkcjonować; w pozostałych przypadkach kryterium jest spełnione; pozostałe kryteria zaliczone do grupy sprawdzanych (str.55) nie przekraczają wartości granicznych,*
- b) *kąt przechyłu poprzecznego nadwozia jest wielkością kluczową, która decyduje o poziomie realizacji wskaźników oceny układu; jak widać na rys.6.3 badany model końcowy (P3) uzyskuje we wszystkich przebadanych warunkach korzystne wychylenie nadwozia co zapewnia zadowalające wartości wskaźników jakości; o niekorzystnym działaniu układu stabilizacji kołysań powiedziano wyżej stąd jego istnienie w parze z układem wychylania jest niepożądane; oceniając bezwzględną wartość kąta przechyłu dla modelu końcowego(P3) należy zauważyć, że jest on w bezpośrednim związku z graniczną prędkością ruchu unoszenia w łuku stąd konieczne jest jego zwiększanie choć największe korzyści względne uzyskuje się dla dla niższych jego wartości rzędu do 3[°],*
- c) *wielkość przemieszczenia poprzecznego nadwozia można na tym etapie oceniać dość ogólnie - dążono do jego minimalizacji czego efektem jest jego niewielki przyrost pomimo wprowadzenia układu wychylania, który wywołuje silne sprzężenie kąta przechyłu i przemieszczenia poprzecznego; przy zaproponowanym w pracy podejściu do zagadnienia przez zbadanie wrażliwości parametrycznej układu można dojść do korzystnego kompromisu co widać z porównania rys.6.3 i 6.4., gdzie przy skupieniu przebiegów przemieszczeń uzyskano korzystne rozproszenie przebiegów kąta przechyłu; ocena wartości bezwzględnej przemieszczenia poprzecznego oraz kąta przechyłu nadwozia dotyczy konkretnego przypadku pojazdu i jest zagadnieniem ważnym lecz czysto konstrukcyjnym stąd nie jest celem niniejszych rozważań*
- d) *również ocena zagadnienia odkształceń poprzecznych sprężyn pneumatycznych jest problemem raczej konstrukcyjnym choć powinien być zauważanym w pracach o charakterze chociaż częściowo aplikacyjnym co niniejszym uczyniono; jak widać z wykresu (rys.6.6) zastosowanie odpowiednich elementów pneumatycznych w układzie zapewnia ich odkształcenia w dopuszczalnym zakresie (w tym przypadku wartość graniczna wynosi 0.12[m] i jest osiągnięta we wszystkich przypadkach co jest sprzężone bezpośrednio z zagadnieniami omówionymi w pkt.b) i c)),*



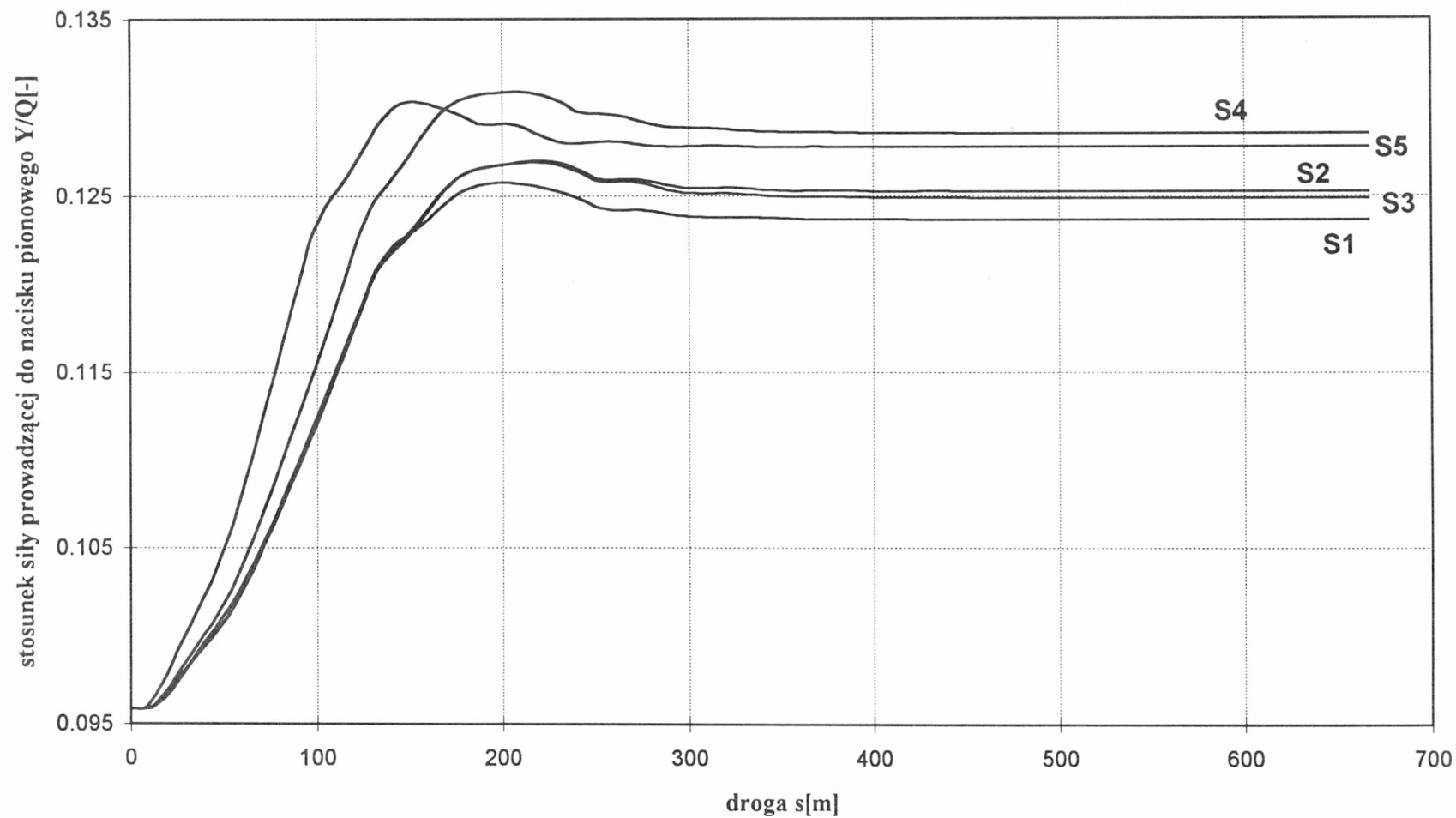
Rys.6.2. Przebiegi przyspieszeń bocznych nadwozia dla przeprowadzonych symulacji S1-S5



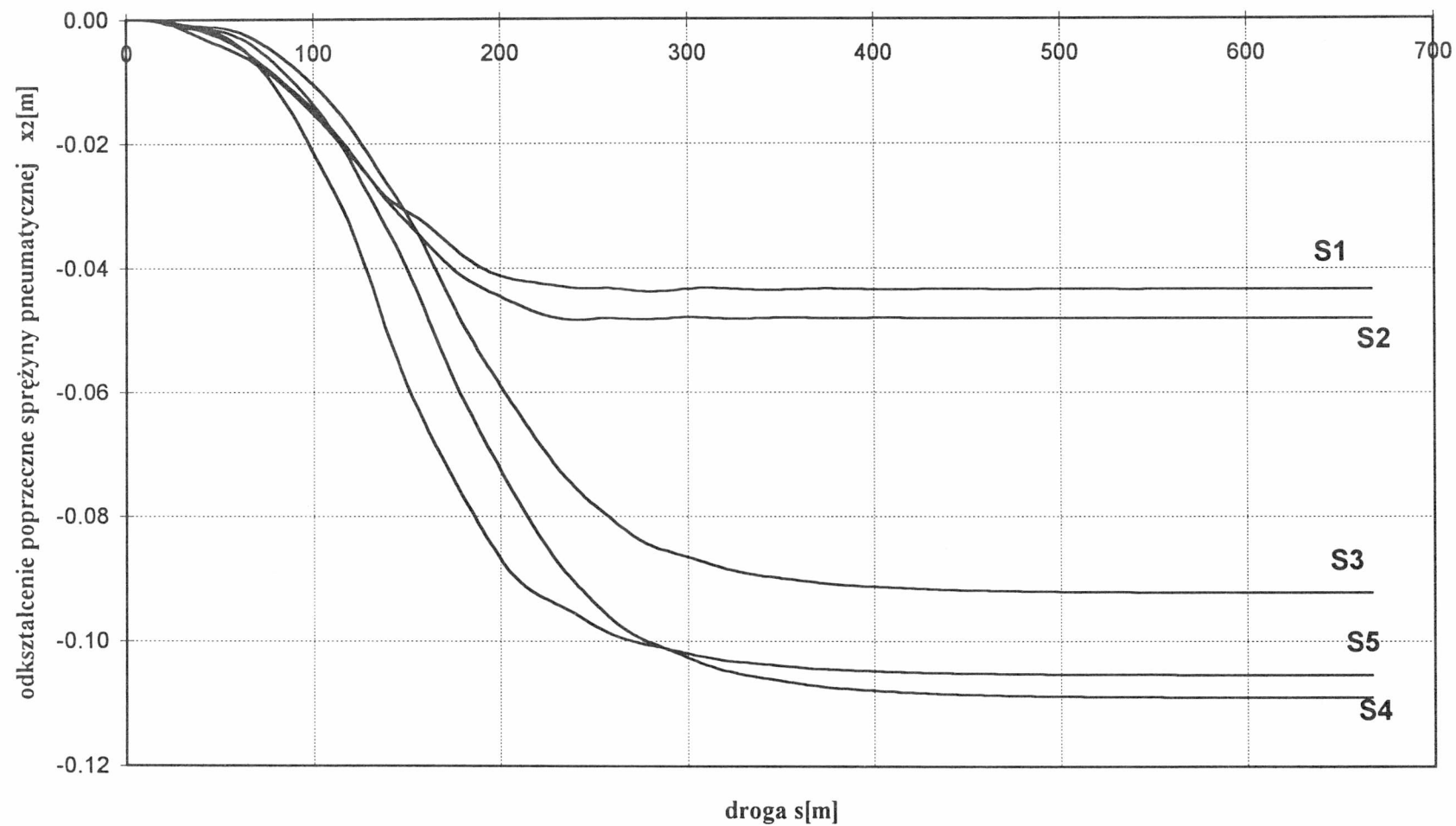
Rys.6.3. Przebiegi kąta przechyłu bocznego nadwozia dla przeprowadzonych symulacji S1-S5



Rys.6.4. Przebiegi przemieszczeń poprzecznych nadwozia dla przeprowadzonych symulacji S1-S5



Rys.6.5. Przebiegi stosunku sił kontaktowych (Y/Q) na kole prowadzącym pojazdu dla przeprowadzonych symulacji S1-S5



Rys.6.6. Przebiegi odkształceń poprzecznych sprężyn pneumatycznych dla przeprowadzonych symulacji S1-S5

- e) sprawdzono również kluczowe zagadnienie dla dynamiki ruchu pojazdu szynowego tj. wartości sił kontaktowych na styku koło-szyna; jak widać we wszystkich przebadanych przypadkach decydujący o sprawie „być albo nie być” dla każdego pojazdu szynowego wskaźnik stosunku (Y/O) znajduje się w granicach dopuszczalnych.

7. PODSUMOWANIE I WNIOSKI KOŃCOWE

Rozprawa jest poświęcona zagadnieniu modelowania zawieszenia pojazdu z niestabilnym elementem sprężystym w układzie wychylania nadwozia w łuku drogi na przykładzie pojazdu szynowego

Podsumowując wyniki niniejszej pracy w oparciu o wnioski szczegółowe wyprowadzone w kolejnych jej etapach oraz efekty rozważań ogólnych związanych z badanymi zagadnieniami można sformułować następujące wnioski końcowe:

- 1) rozpatrywany problem jest próbą modyfikacji istniejącej struktury układu materialnego pod kątem uzyskania nowych jakościowo dodatkowych efektów jej funkcjonowania przy zachowaniu istniejących własności w zakresie podstawowym (aplikacja: modyfikacja układu zawieszenia nadwozia pojazdu w celu zmniejszenia poziomu przyspieszeń bocznych podczas przejazdu ze zwiększoną prędkością przez łuki drogi przez wywołanie wychylenia nadwozia do środka krzywizny łuku); postępując tym tokiem rozumowania przyjęto trzystopniowy poziom analizy:
 - a) badania na modelu maksymalnie zredukowanym (z zachowaniem istotnych cech układu) w celu pilotażowego rozpoznania możliwości i kierunków dalszego działania (rozdz.1.1. i 1.2) - efektem jest wskazanie możliwości realizacji postawionego celu w pasywnym układzie zawieszenia przez wprowadzenie elementu sprężystego o ujemnej sztywności,
 - b) badania na modelu uproszczonym (rozbudowanie modelu zredukowanego), (rozdz. 5.2 i 5.3) - efekt: określenie obszaru rozwiązań dopuszczalnych modelu ze wskazaniem na rozwiązanie optymalne (zestaw parametrów końcowych),
 - c) analiza korygująco-sprawdzająca na zbudowanym przestrzennym modelu obiektu (rozdz.6) - efekt: pozytywna ocena badanego układu na podstawie przyjętych kryteriów,
- 2) opracowano oryginalną metodykę zapisu struktury badanego modelu, która umożliwia jednoznaczną prezentację modeli złożonych układów materialnych przy ich przygotowywaniu do badań przy wykorzystaniu oprogramowania komputerowego do analizy dynamiki układów materialnych (MS,MKS) - rozdz2,
- 3) w zakresie analizy elementów modelu zaprezentowano możliwości tkwiące w pneumatycznych elementach sprężysto-tłumiących, ich podatność w zakresie kształtowania charakterystyk zewnętrznych:
 - a) na podstawie przeprowadzonego eksperymentu oszacowano oryginalne, niepublikowane charakterystyki sprężyn pneumatycznych o półtoroidalnym kształcie powłoki (rozdz.4.1),
 - b) zaprezentowano pneumatyczny element sprężysty o ujemnej sztywności (element lokalnie niestabilny) jako kaskadę (sprężynę) różnicową (rozdz.4.1).

- 4) przeprowadzona w rozdz.5.2 analiza wrażliwości parametrycznej modelu pozwoliła uzyskać parametry modelu, których korekta wartości wpływa istotnie na realizację postawionej funkcji celu,
- 5) przeprowadzona analiza stabilności globalnej modelu (rozdz.5.3) przyniosła odpowiedzi na pytania:
 - a) w jakiej pozycji względem granicy rozwiązań stabilnych znajduje się badany model, szczególnie że w układzie funkcjonuje już z definicji element sprężysty lokalnie niestabilny,
 - b) w jaki sposób przeprowadzić korektę położenia modelu aby odsunąć się maksymalnie od strefy rozwiązań niestabilnych i zapewnić w każdym przypadku globalną stabilność badanego układu,
- 6) na podstawie uzyskanych wyników badań modeli uproszczonych przeprowadzono symulacje funkcjonowania przestrzennego modelu pojazdu wyposażonego w proponowany układ wychylania nadwozia; jako wyniki symulacji uzyskano szereg wskaźników (rozdz.6.1), które doprowadziły do ostatecznego wniosku, że badany układ po wprowadzeniu proponowanych modyfikacji (rozdz.2 i 4) oraz po przeprowadzeniu procesu optymalizacji parametrów (rozdz.5) realizuje postawione zadanie z zachowaniem nałożonych na niego ograniczeń, przy czym układ najsilniej zareagował na następujące modyfikacje:
 - a) *zastosowanie proponowanych sprężyn pneumatycznych półtoroidalnych jako głównych nośnych elementów sprężystych zawieszenia,*
 - b) *pochylenie głównych nośnych elementów pneumatycznych,*
 - c) *wyłączenie z pracy podczas przejazdu przez łuk układu stabilizacji przechyłu nadwozia oraz usunięcie dodatkowych więzów kinematycznych z układu zawieszenia ,*

Ostatnia i kluczowa modyfikacja w postaci:

- a) *wprowadzenia elementu sprężystego o ujemnej sztywności,*

ma w tym układzie mniejszą siłę oddziaływania jednak jest bardzo istotnym parametrem stymulującym proces doprowadzenia układu do konfiguracji optymalnej.

W związku z powyższym, po uwzględnieniu wniosków szczegółowych zapisanych na zakończenie poszczególnych rozdziałów, można stwierdzić, że:

- **postawione przez autora cele pracy (ogólnopoznawcze i aplikacyjne) zostały w całości zrealizowane,**
- **w oparciu o wyniki uzyskane w rozdz.6, z uwzględnieniem wniosków z pozostałych rozdziałów wykazano słuszność tezy sformułowanej w rozdz.1.4; w symulowanym przypadku dopuszczalna prędkość ruchu pojazdu w łuku może zostać zwiększona w zakresie od 12% przy silnej stabilizacji przechyłu poprzecznego nadwozia porównawczego pojazdu klasycznego do 34% dla przeciętnego poziomu stabilizacji (kąt przechyłu $\varphi_1 = 3[^\circ]$)**

LITERATURA

- [1] Bałaziński E., Grajner J., Lewandowski T., Słomski W. i in.: *Identyfikacja własności statycznych i dynamicznych oraz opracowanie modelu matematycznego wielkogabarytowej sprężyny pneumatycznej ze swobodną powłoką*. Raport IKEM Pol. Wr. Seria Sprawozdania Nr 048/93 Wrocław 1993. (KBN grant nr 770619102)
- [2] Bałaziński E., Kwaśniewski S., Lewandowski T., Słomski W.: *Metodyka badań i projekt stanowiska do pomiaru charakterystyk sprężyn pneumatycznych*. Raport IKEM Pol. Wr. Seria Sprawozdania Nr 038/90 Wrocław 1990.
- [3] Barczak A., Gąsowski W.: *Wrażliwość parametryczna częstości drgań własnych modeli zawieszonych pojazdów szynowych*. X Konf. Naukowa - Pojazdy Szynowe, Wrocław 1994.
- [4] Bishop R., Gladwell G., Michaelson S.: *Macierzowa analiza drgań*. WNT Warszawa 1972.
- [5] Cannon R.H.: *Dynamika układów fizycznych*. WNT Warszawa 1973.
- [6] Choromański W.: *Analiza wrażliwości liniowego modelu matematycznego pojazdu szynowego*. Wyd. Pol. Warsz. Warszawa 1984.
- [7] Dudek D.: *Elementy dynamiki maszyn górnictwa odkrywkowego*. Oficyna Wydawnicza Politechniki Wrocławskiej. Wrocław 1994.
- [8] Duffek W., Fuhrer C., Schwartz W., Wallrapp O.: *Analysis and Simulation of Rail and Road Vehicles with Programm MEDYNA*. Proc. 9th IAVSD-Symposium on the Dynamics of Vehicles on Roads and Tracks, ed Nordstrom O: Swets & Zeitlinger B.V. Lisse 1986
- [9] Fuhrer C.: *Differential-algebraische Gleichgewichtssysteme in mechanischen Mehrkörpersystemen-Theorie, numerische Ansätze und Anwendungen*. Dissertation Mathematisches Institut Techn. Univ. München 1988.
- [10] Gaul L., Chen C.M.: *Modeling of viscoelastic elastomer mounts in multibody systems*. Advanced Multibody System Dynamics (ed. W. Schiehlen) Kluwer Academic Publishers Dordrecht / Boston / London 1993.
- [11] Gąsowski W.: *Wagony kolejowe. Konstrukcja i badania*. WKiŁ Warszawa 1988.
- [12] Gąsowski W., Lang R.: *Obliczanie współczynników przechylenia pojazdu szynowego na łuku toru.*, Pojazdy Szynowe nr 2/1977.
- [13] Gąsowski W., Lang R.: *Wpływ sił bocznych na przechylenie pojazdu szynowego*. Pojazdy Szynowe nr 4/1976.
- [14] Gąsowski W., Marciniak Z.: *Konstrukcje oraz modele wózków i układów zawieszonych wagonów i lokomotyw przeznaczonych do jazdy z dużymi prędkościami*. Wyd. Pol. Poznańskiej, Poznań 1993.
- [15] Gąsowski W., Marciniak Z., Sobaś J.: *Zawieszenie aktywne i możliwości jego zastosowania w taborze dla krajowych linii szybkiego ruchu*. Problemy Kolejnictwa. Zeszyt 117. Warszawa 1994.
- [16] Gąsowski W., Sobczak M.: *Układy biegowe wagonów kolejowych*. Wyd. Politechniki Poznańskiej. Poznań 1987.
- [17] Grajner J.: *Podstawy teoretyczne zawieszonych pneumatycznych*. (praca habilitacyjna)
- [18] Grajner J.: *Przegląd systemów komputerowej symulacji układów materialnych*. Seminarium "CAD w budowie maszyn". Szklarska Poręba listopad 1993.
- [19] Grajner J.: *Teoria układów materialnych z więzami programowymi typu pneumatycznego z kontynualnym ograniczeniem*. – Raport IKEM Pol. Wr. Seria Sprawozdania Nr 049/92 Wrocław 1992.
- [20] Grajner J.: *Wpływ działania układu kompensacji sprężyn pneumatycznych na wychylenie wagonu podczas wjazdu w łuk*. Zeszyty Naukowe Politechniki Poznańskiej. Maszyny Robocze i Pojazdy. Nr 31 1988.

- [21] Grajnert J., Lewandowski T., Nowak M., Oświęcimski W., Słomski W.: *Badania zaworów poziomujących i wybranych powłok sprężyn pneumatycznych*. Raport IKEM Pol. Wr. Seria Sprawozdania Nr 043/90 Wrocław 1990.
- [22] Grajnert J., Lewandowski T.: *Obliczenia i dobór układu usprężynowania pneumatycznego*. Raport IKEM Pol. Wr. Seria Sprawozdania Nr 125/87 Wrocław 1987.
- [23] Grajnert J., Lewandowski T.: *Obliczenia i dobór układu usprężynowania pneumatycznego elektrycznego zespołu trakcyjnego 8WE*. Raport IKEM Pol. Wr. Seria Sprawozdania Nr 126/87 Wrocław 1987.
- [24] Grajnert J., Lewandowski T.: *Obliczenia i dobór układu usprężynowania pneumatycznego elektrycznego zespołu trakcyjnego 9WE*. Raport IKEM Pol. Wr. Seria Sprawozdania Nr 128/87 Wrocław 1987.
- [25] Grajnert J., Lewandowski T.: *Obliczenia i dobór układu usprężynowania pneumatycznego elektrycznego zespołu trakcyjnego 10WE*. Raport IKEM Pol. Wr. Seria Sprawozdania Nr 127/87 Wrocław 1987.
- [26] Grajnert J., Lewandowski T.: *Różnicowa sprężyna pneumatyczna*. Materiały X Konferencji Naukowej "Pojazdy Szynowe". Wrocław 1994.
- [27] Grajnert J., Lewandowski T.: *Układ aktywny czy pasywny?* Materiały I Szkoły "Metody aktywne redukcji drgań i hałasu". Rabka-Kraków 1993.
- [28] Grajnert J., Lewandowski T.: *Zawieszenia pneumatyczne autobusów i samochodów ciężarowych*. Auto Technika Motoryzacyjna 1987.
- [29] Grajnert J., Lewandowski T., Słomski W.: *Identyfikacja własności dynamicznych elementów usprężynowania pneumatycznego*. Raport IKEM Pol. Wr. Seria Sprawozdania Nr 100/88 Wrocław 1988.
- [30] Grajnert J., Lewandowski T., Słomski W.: *Model matematyczny układu usprężynowania pneumatycznego pojazdu szynowego na wybranym przykładzie*. Raport IKEM Pol. Wr. Seria Sprawozdania Nr 067/89 Wrocław 1989.
- [31] Grajnert J., Lewandowski T., Słomski W.: *Pomiary wybranych charakterystyk statycznych wielkogabarytowych sprężyn pneumatycznych*. Materiały X Konferencji Naukowej "Pojazdy Szynowe". Wrocław 1994.
- [32] Grzesikiewicz W., Osiecki J., Piotrowski J.: *Podstawy dynamiki pojazdów szynowych*. Wyd. Politechniki Warszawskiej 1972.
- [33] Hagenbarth F.: *Dieseltriebwagenzug Baureihe 624/924 fuer Bezirks- und Nahverkehr mit gleisbogenabh ngiger Luftfedersteuerung*. Glas. Ann. 93(1969) Nr.1.
- [34] Hafner F.: *Der Triebzug VT 610*. Die Deutsche Bahn 8/1992
- [35] Jaschinski A.: *Anwendung der Kalkerschen Rollreibungstheorie zur dynamischen Simulation von Schienenfahrzeugen*. DFVLR-Foehrschungsbericht 87-07 Oberpfaffenhofen 1987.
- [36] Jaschinski A.: *Applications in rail-vehicle technology MEDYNA*. Doc.T14 1992.
- [37] Kamiński E., Pokorski J.: *Dynamika zawiesz   i ukł  d   nap  dowych pojazd   samochodowych*. WKi   Warszawa 1983.
- [38] Katalog spr  żyn pneumatycznych firmy PHOENIX
- [39] K  b  wski A.: *Zwi  kszenie prędkości jazdy pojazdu szynowego w łuku toru przez zastosowanie sztucznej przechyłki toru*. Pojazdy Szynowe 2/1979.
- [40] Kisilowski J. (red.): *Dynamika ukł  du mechanicznego pojazd szynowy-tor*. PWN Warszawa 1991.
- [41] Kisilowski J., Knothe K. (red.): *Advanced Railway Vehicle System Dynamics*. WNT Warszawa 1991.
- [42] Kottenhahn V.: *Gleisbogenabh ngige Wagenkastensteuerung*. Eisenbahningenieur 43/1992.
- [43] Kottenhahn V.: *NEITEC-Systeme im Vergleich*. ETR 42/1993.

- [44] Kottenhahn V.: *Schneller fahren auf vorhandenen Strecken - Die gleisbogenabh ngige Wagenkastensteuerung*. ETR 36/1987.
- [45] Kottenhahn V.: *Schlussfolgerungen aus den DB-Streckenversuchen mit dem elektrischen Triebzug "Pendolino" der FS*. Elektrische Bahnen 87/1989.
- [46] Kottenhahn V., Lang A.: *Der elektrische Triebzug X200 der SJ und Versuche im deutschen Streckennetz*. ETR 40/1991.
- [47] Kruszewski J., Wittbrodt E.: *Drgania uk ad w mechanicznych w u ęciu komputerowym. Tom 1. Zagadnienia liniowe*. WNT Warszawa 1992.
- [48] Kruszewski J., Wittbrodt E., Walczyk Z.: *Drgania uk ad w mechanicznych w u ęciu komputerowym. Tom 2. Zagadnienia wybrane*. WNT Warszawa 1993.
- [49] Kruszewski J. i in.: *Metoda sztywnych elementów skończonych*. Arkady Warszawa 1975.
- [50] Kruszewski J. i in.: *Metoda elementów skończonych w dynamice konstrukcji*. Arkady Warszawa 1984.
- [51] Kik W., Steinborn H.: *Fuhr- und Storverhalten-Ermittlung statischer und quasistatischer Gleichgewichtslagen*. VDI Berichte Nr 510-1984.
- [52] Kuhla E.: *Der Advanced Passenger Train: Programm und Innovation*. ZEV+DET Glas. Ann. 102(1978).
- [53] Lewandowski T.: *Ocena wp ywu stopnia zape nienia wagonu na po ozienie  rodka masy*. Materia y VII Konferencji Naukowej "Pojazdy Szynowe". Rydzyna 1988.
- [54] Lohmann A., Bieker G.: *Laufdynamik des Drehgestells MD52/350 Fur ICE-Mittelwagen*. VDI Berichte Nr 635 1987.
- [55] Ma czak K.: *Technika planowania eksperymentu*. WNT Warszawa 1976.
- [56] Massel A.: *Eksplatacyjne efekty stosowania taboru z wychylnymi nadwoziami*. Problemy Kolejnictwa. Zeszyt 117. Warszawa 1994.
- [57] Mauer L.: *Die modulare Beschreibung des Rad/Schiene-Kontakts im linearen Mehrkorperformalismus*. Dissertation D83, Fachbereich 12 "Verkehrswesen" Tech. Univ. Berlin 1988.
- [58] Messerschmidt W.: *Der neue elektrische Triebzug der Italienischen Staatsbahnen Baureihe ETR 450, fur den Hochgeschwindigkeitsverkehr-eine Fortentwicklung des "Pendolino"* ZEV+DET Glas. Ann. 112(1988).
- [59] Moron P.: *Der Ausgleich unzureichender Gleis berhöhung zur Verbesserung des Fahrkomforts und zu Erhöhung der Geschwindigkeit der Reisezüge*. ZEV+DET Glas. Ann. 97(1973).
- [60] Nishio A., Nishimura S., Kikuchi I., Shirane Y., Yamada J.: *Study of Speed Running on a Curved Track*. The Sumitomo Search No. 4 1970.
- [61] Ofierzyński M., Sobczak M.: *Poprzeczna praca cylindrycznych spr zyn śrubowych w u ęciu charakterystyk mechanicznych*. Pojazdy Szynowe. Nr specjalny 1975.
- [62] Osmólski W.: *Symulacja cyfrowa układów dynamicznych pojazdów szynowych. System komputerowy TRAIN.*, - Pojazdy Szynowe nr 2.
- [63] Osiński Z.: *Teoria drgań*. PWN Warszawa 1978.
- [64] Osiński Z.: *Thumienie drgań mechanicznych*. PWN Warszawa 1986.
- [65] Osiński Z.: *Mechanika ogólna*. Wydawnictwo Naukowe PWN Warszawa 1994.
- [66] Pacejka H.B.: *Theoretische beschouwingen over het gedrag van luchtveren.*- De Ingenieur No10 1960.
- [67] *Pociągi zespołowe produkcji ABB na duże prędkości*. TTS 6/1994.
- [68] Popp K., Schiehlen W.: *Fahrzeugdynamik. Eine Einführung in die Dynamik des Systems Fahrzeug-Fahrweg*. B.G. Teubner Stuttgart 1993.
- [69] Praca zbiorowa pod red. S.I. Sokołowa ( lum. W. Kosieradzki): *Badanie dynamiki i wytrzymałości wagonów pasażerskich*. WKił Warszawa 1983.

- [70] Praca zbiorowa: *Przystosowanie kolei do zwiększonych szybkości i dużych przewozów*. WKiŁ Warszawa 1969.
- [71] Praca zbiorowa: *Stateczność i wrażliwość w układach mechanicznych*. IPPT PAN Ossolineum 1978.
- [72] Rabsztyn M.: *Próby pociągu Pendolino ETR-460 na PKP*. TTS Nr 2 1994.
- [73] ReiB G., Schraut R.: *Zur Berechnung und Messung des Schwingungsverhaltens und des Fahrkomforts von Schienenfahrzeugen*. ZEV+DET Glas. Ann. (1989)
- [74] Rusiński E.: *Mikrokomputerowa analiza ram i nadwozi pojazdów i maszyn roboczych*. WKiŁ Warszawa 1990.
- [75] Rusiński E.: *Metoda elementów skończonych. System COSMOS/M*. WKiŁ Warszawa 1994
- [76] Schiehlen W. (ed.): *Multibody Systems Handbook*, Springer Verlag, Berlin 1990.
- [77] Schiehlen W. (ed.): *Advanced Multibody System Dynamics. Simulation and Software Tools*. Kluwer Academic Publishers Dordrecht 1993.
- [78] Schmucker B.: *Luftfedern in Schienenfahrzeugen und ihre Steuerung im Gleisbogen*. ZEV+DET Glas. Ann. 95 (1971).
- [79] Schneider R.: *'NEIKO' und 'NAVIGATOR' - neue lauftechnische Entwicklung in der Schweiz*. - ZEV+DET Glas. Ann. 116 (1992) Nr. 8/9 August/September Berlin.
- [80] Schuster W., Keiser A.: *Programmbeschreibung*. DLR-Oberpfaffenhofen Doc B02 1992.
- [81] *Versuchsfahrten mit dem SIG-Neigungskompensator und mit dem schwedischen Triebzug X2000*. Schweizer Eisenbahn-Revue 9/1991.
- [82] *Talgo*. Revista A.I.T num. 51 1983.
- [83] Thomas A.: *TALGO Pendural*. ETR 38/1989.
- [84] Twaróg W.: *Metoda określania optymalnych tolerancji w układach kinematycznych z uwzględnieniem kryterium ekonomicznego*. Rozprawa doktorska IKEM Pol. Wr. Nr K-359 Wrocław 1978.
- [85] Vohla G., Endlicher K., Lugner P.: *Theoretische Untersuchungen zur gleisbogenabhängigen Wagenkastenneigung*. ZEV+DET Glas. Ann. 115 (1991)
- [86] Wallrapp O., Kortum W.: *MEDYNA-ein Mehrkörperprogramm zur Analyse und Auslegung der Dynamik von spurgeführten Fahrzeugen*. VDI Berichte Nr 510 (1984).
- [87] Wallrapp O., Jaschinski A.: *Dynamische Simulation mechanischer Systeme mit MEDYNA-ein Rechenprogramm zur Analyse und Auslegung*. ZEV Glassers Annalen 109 (1985).
- [88] Wallrapp O.: *Entwicklung rechnergestützter Methoden der Mehrkörperdynamik in der Fahrzeugtechnik*. DFVLR-FoHrschungsbericht 89-17 Oberpfaffenhofen 1989.
- [89] Wierzbicki A.: *Modele i wrażliwość układów sterowania*. WNT Warszawa 1977.
- [90] Wózek typu 11ANa - dane techniczne do symulacji ruchu. OBRPSz Poznań.
- [91] Yukawa Y.: *Speedup on JNR 1,067mm Gauge Lines*. Japanese Railway Engineering Vol. 24 No. 2 1984
- [92] Zboiński K.: *Modelowanie i symulacja dynamiki pojazdu na krzywych - wykorzystanie metod komputerowych do oceny techniki modelowania*. X Konferencja Naukowa – Pojazdy Szynowe, Wrocław 1994.
- [93] Zajęcki E.: *Wagony z pudłami nachylanymi w łukach torowych*. Technika Transportu Szynowego 3/1994.
- [94] IVT-ETH Zurich: *Einsatz von Fahrzeugen mit Wagenkastenneigung*.

**PARAMETRY MODELU NOMINALNEGO
ORAZ ZMIENNE I WIELKOŚCI STOSOWANE W OPISIE MODELU**

Parametry modelu nominalnego przyjęto na podstawie danych zaczerpniętych z literatury [11,16,38,70] ze szczególnym wyróżnieniem pozycji [90] oraz badań własnych wykonanych przez autora lub przy jego współudziale [1,21,29,53].

Parametry modelu bazują na klasycznym układzie zawieszenia nowoczesnego wagonu pasażerskiego i są wzbogacone przyjętymi parametrami wprowadzonego układu wychylania nadwozia w łuku toru.

Parametry, zmienne i wielkości wynikowe stosowane w modelu zebrano w tabeli Z1 w kolejności alfabetycznej, z podaniem ich krótkiego opisu i wartości przyjętej do modelowania na poziomie modelu nominalnego.

Tabela Z1.
Zestawienie parametrów modelu nominalnego.

L.p.	Oznaczenie parametru	Opis parametru	Wartość parametru
1	a_{bp}	dopuszczalna wartość przyspieszenia bocznego a_b	0.65 [m/s ²] (PKP)
2	b_2	współczynnik tłumienia poprzecznego na drugim stopniu zawieszenia	4.2 10 ⁴ [kg/s]
3	b_3	współczynnik tłumienia pionowego na drugim stopniu zawieszenia	3.0 10 ⁴ [kg/s]
4	b_{w3}	współczynnik tłumienia pionowego dla EP9-EP16	1.8 10 ⁴ [kg/s]
5	e_1	wielkość geometryczna	1.0 [m]
6	e_2	wielkość geometryczna	1.0 [m]
7	e_s	wielkość geometryczna	0.75 [m]
8	g	przyspieszenie ziemskie	9.81 [m/s ²]
9	h_2	wielkość geometryczna	1.0 [m]
10	h_4	wielkość geometryczna	1.35 [m]
11	h_k	wielkość geometryczna	0.46 [m]
12	h_{n1}	wielkość geometryczna	0.865 [m]
13	h_{n2}	wielkość geometryczna	0.965 [m]
14	h_{n3}	wielkość geometryczna	0.98 [m]
15	h_{n4}	wielkość geometryczna	1.35 [m]
16	h_t	przechyłka toru	0.15 [m]
17	h_{w1}	wielkość geometryczna	0.14 [m]
18	h_{w2}	wielkość geometryczna	0.15 [m]

19	h_{w3}	wielkość geometryczna	0.27 [m]
20	h_{w4}	wielkość geometryczna	0.235 [m]
21	h_{w5}	wielkość geometryczna	0.062 [m]
22	h_{w6}	wielkość geometryczna	0.065 [m]
23	J_{k1}	moment bezwładności zestawu kołowego (oś 1)	$7.2 \cdot 10^2$ [kgm ²]
24	J_{k2}	moment bezwładności zestawu kołowego (oś 2)	$1.1 \cdot 10^2$ [kgm ²]
25	J_{k3}	moment bezwładności zestawu kołowego (oś 3)	$7.2 \cdot 10^2$ [kgm ²]
26	J_{n1}	moment bezwładności nadwozia (oś 1)	$6.59 \cdot 10^4$ [kgm ²]
27	J_{n2}	moment bezwładności nadwozia (oś 2)	$2.14 \cdot 10^6$ [kgm ²]
28	J_{n3}	moment bezwładności nadwozia (oś 3)	$2.14 \cdot 10^6$ [kgm ²]
29	J_{w1}	moment bezwładności wózka (oś 1)	$2.0 \cdot 10^3$ [kgm ²]
30	J_{w2}	moment bezwładności wózka (oś 2)	$2.0 \cdot 10^3$ [kgm ²]
31	J_{w3}	moment bezwładności wózka (oś 3)	$3.7 \cdot 10^3$ [kgm ²]
32	k_1	sztywność poprzeczna sprężyny pneumatycznej	$1.67 \cdot 10^5$ [N/m]
33	k_2	sztywność zginania sprężyny pneumatycznej	$1.69 \cdot 10^5$ [Nm/m]
34	k_3	sztywność pionowa sprężyny pneumatycznej	$4.6 \cdot 10^5$ [N/m]
35	k_4	sztywność skrętna poprzeczna sprężyny pneumat.	0 [N/m]
36	k_n	ujemna sztywność sprężyny niestabilnej	$2.0 \cdot 10^4$ [N/m]
37	k_p	sztywność wzdłużna prowadnika EP29-EP30	$2.74 \cdot 10^6$ [N/m]
38	k_{ss}	sztywność skrętna stabilizatora dla EP31-EP32	$3.6 \cdot 10^5$ [Nm/rad]
39	k_{w1}	sztywność wzdłużna pierwszego stopnia dla EP1-EP8	$9.07 \cdot 10^6$ [N/m]
40	k_{w2}	sztywność poprzeczna pierwszego stopnia dla EP1-EP8	$4.15 \cdot 10^6$ [N/m]
41	k_{w3}	sztywność pionowa dla EP9-EP16	$1.013 \cdot 10^6$ [N/m]
42	k_{ws1}	sztywność skrętna dla pierwszego stopnia EP1-EP8	$1.013 \cdot 10^6$ [N/m]
43	k_{z2}	zastępcza sztywność pionowa (rozdz. 1.2)	wielkość opisowa
44	k_{z3}	zastępcza sztywność pozioma (rozdz. 1.2)	wielkość opisowa
45	l_k	wielkość geometryczna	1.25 [m]
46	l_p	wielkość geometryczna	7.55 [m]
47	l_{pp}	wielkość geometryczna (rys.6.1)	10.0 [m]
48	l_{kp}	wielkość geometryczna (rys.6.1)	240.0 [m]
49	l_l	wielkość geometryczna (rys.6.1)	650.0 [m]
50	l_w	wielkość geometryczna	9.25 [m]
51	l_{w1}	wielkość geometryczna	0.81 [m]

52	m_k	masa zestawu kołowego	$1.3 \cdot 10^3$ [kg]
53	m_w	masa wózka	$3.9 \cdot 10^3$ [kg]
54	m_n	masa nadwozia	$3.9 \cdot 10^4$ [kg]
55	R	promień łuku toru	600, 1000 [m]
56	s	rozstaw szyn toru	1.5 [m]
57	v	prędkość ruchu unoszenia modelu	120, 125, 160 [km/h]
58	α	kąt pochylenia sprężyn pneumat.	10 [°]

I-----
 I K O N F I G I GEOMETRISCHE KONFIGURATION DES MKS (KOORDINATENSYSTEME, KOERPERANZAHL UND ALLE KOERPERSPEZIFISCHEN DATEN)
 I I
 I-----

+-----+
 I K O N F I G - M D E B R D I
 +-----+

EINGABE DER ERDBESCHLEUNIGUNG

KOORDINATEN DER ERDBESCHLEUNIGUNG IN REFERENZBASIS 'EO': G(1,2,3) = 0.000, 0.000, 9.810 (LAENGE/ZBIT**2)
 BETRAG DER ERDBESCHLEUNIGUNG : G(4) = 9.810 (LAENGE/ZBIT**2)

+-----+
 I K O N F I G - M D E R E F I
 +-----+

EINGABE DER KNOTENPUNKTE IM REFERENZSYSTEM

ANZAHL DER KNOTENPUNKTE IM REFERENZSYSTEM: NKNOTO = 8 (EINGABE IN MDREF)
 GESAMTZAHL DER KNOTENPUNKTE IM REFERENZSYSTEM: NCKNOO = 12 (MIN = 1, ODER IN MDEBIN DAZU GENERIERT)

KOORDINATEN CKNOTO(1,2,3) DER KNOTENPUNKTE IN REFERENZBASIS :

KNOTEN	1	1.05000E+01,	7.50000E-01,	0.00000E+00	(LAENGE)
KNOTEN	2	1.05000E+01,	-7.50000E-01,	0.00000E+00	
KNOTEN	3	8.00000E+00,	7.50000E-01,	0.00000E+00	
KNOTEN	4	8.00000E+00,	-7.50000E-01,	0.00000E+00	
KNOTEN	5	-8.00000E+00,	7.50000E-01,	0.00000E+00	
KNOTEN	6	-8.00000E+00,	-7.50000E-01,	0.00000E+00	
KNOTEN	7	-1.05000E+01,	7.50000E-01,	0.00000E+00	
KNOTEN	8	-1.05000E+01,	-7.50000E-01,	0.00000E+00	
KNOTEN	9	1.15000E+01,	0.00000E+00,	-4.60000E-01	
KNOTEN	10	9.00000E+00,	0.00000E+00,	-4.60000E-01	
KNOTEN	11	-7.00000E+00,	0.00000E+00,	-4.60000E-01	
KNOTEN	12	-9.50000E+00,	0.00000E+00,	-4.60000E-01	

+-----+
 I K O N F I G - M D E N O M I
 +-----+

ANZAHL DER KOERPER SOWIE ABSTAND UND ORIENTIERUNG DER KOERPERFESTEN SYSTEME
 IN NOMINALKONFIGURATION (NOMINALBASEN)

ANZAHL DER KOERPER DES MKS NKO = 7

BENENNUNG	URSPRUNGSKOORDINATEN IN REFERENZBASIS RIN(1,2,3) (LAENGE)	KENNUNG WINKEL KENO (KENO) EO>EIN	BASISVEKTOREN IN REFERENZBASIS EIN1(1,2,3) EIN2(1,2,3)
KOERPER 1: ZESTAW1	1.05000E+01 0.00000E+00 -4.60000E-01	0	
KOERPER 2: ZESTAW2	8.00000E+00 0.00000E+00 -4.60000E-01	0	
KOERPER 3: ZESTAW3	-8.00000E+00 0.00000E+00 -4.60000E-01	0	
KOERPER 4: ZESTAW4	-1.05000E+01 0.00000E+00 -4.60000E-01	0	
KOERPER 5: WOZEK1	9.25000E+00 0.00000E+00 -6.00000E-01	0	
KOERPER 6: WOZEK2	-9.25000E+00 0.00000E+00 -6.00000E-01	0	
KOERPER 7: NADWOZIE	0.00000E+00 0.00000E+00 -1.80000E+00	0	

DREHMATRIZEN GIN(3,3) DER NOMINALBASEN GEMAESS DER BEZIEHUNG 'EO' = GIN * 'EIN'

KOERPER	1:	KENO = 0 (0:GIN=E, >0:SONST)	GIN(3,3) =	1.00000	0.00000	0.00000
				0.00000	1.00000	0.00000
				0.00000	0.00000	1.00000
KOERPER	2:	KENO = 0 (0:GIN=E, >0:SONST)	GIN(3,3) =	1.00000	0.00000	0.00000
				0.00000	1.00000	0.00000
				0.00000	0.00000	1.00000
KOERPER	3:	KENO = 0 (0:GIN=E, >0:SONST)	GIN(3,3) =	1.00000	0.00000	0.00000
				0.00000	1.00000	0.00000
				0.00000	0.00000	1.00000
KOERPER	4:	KENO = 0 (0:GIN=E, >0:SONST)	GIN(3,3) =	1.00000	0.00000	0.00000
				0.00000	1.00000	0.00000
				0.00000	0.00000	1.00000
KOERPER	5:	KENO = 0 (0:GIN=E, >0:SONST)	GIN(3,3) =	1.00000	0.00000	0.00000
				0.00000	1.00000	0.00000
				0.00000	0.00000	1.00000
KOERPER	6:	KENO = 0 (0:GIN=E, >0:SONST)	GIN(3,3) =	1.00000	0.00000	0.00000
				0.00000	1.00000	0.00000
				0.00000	0.00000	1.00000
KOERPER	7:	KENO = 0 (0:GIN=E, >0:SONST)	GIN(3,3) =	1.00000	0.00000	0.00000
				0.00000	1.00000	0.00000
				0.00000	0.00000	1.00000

```

+-----+
I           K O N F I G   -   M D E A K O           I
+-----+

```

DEFINITION DER LAGEKOORDINATEN, ANZAHL DER KNOTENPUNKTE UND EVENTUELL
VORHANDENER HILFSBASEN DER FREIGESCHNITTENEN KOERPER.
DIE HILFSBASEN DIENEN DER VEREINFACHTEN EINGABE VON KOERPERDATEN.

BENENNUNG	STARRKOERPER-KOOR- DINATEN KSKK(1:6) (0=N, 1=J)	KENNUNG ZU HIBA (0=N, 1=J)	ANZAHL DER KNOTENPKT. NKNOTI	KNOTENNR. DES SCHWER- PKT. KNS	ANZAHL MODAL- KOORDINATEN NQI	KENNUNG ELAST. DATEN {0=T, 1=F, 2=S}	KENNUNG SUBSTRUKTUR (0=N, >0=J)
KOERPER 1: ZESTAW1	1 1 1 1 1 1	0	5	1	0	0	0
KOERPER 2: ZESTAW2	1 1 1 1 1 1	0	<<- - - -	-DIESE DATEN SIND IDENTISCH	KOERPER	1 - - -	->>
KOERPER 3: ZESTAW3	1 1 1 1 1 1	0	<<- - - -	-DIESE DATEN SIND IDENTISCH	KOERPER	1 - - -	->>
KOERPER 4: ZESTAW4	1 1 1 1 1 1	0	<<- - - -	-DIESE DATEN SIND IDENTISCH	KOERPER	1 - - -	->>
KOERPER 5: WOZEK1	1 1 1 1 1 1	0	20	1	0	0	0
KOERPER 6: WOZEK2	1 1 1 1 1 1	0	<<- - - -	-DIESE DATEN SIND IDENTISCH	KOERPER	5 - - -	->>
KOERPER 7: NADWOZIE	1 1 1 1 1 1	0	15	1	0	0	0

HIERAUS ERGEBEN SICH FOLGENDE DIMENSIONEN:

ANZAHL DER LAGEKOORDINATEN D.MKS	NP	=	42
ANZAHL DER ELASTISCHEN KOERPER	NKEL	=	0
ANZAHL DER MODALKOORDINATEN	KENQN	=	0, NQN = 1
DIMENSION VON KENEKM	NKELM	=	1
DIMENSION VON PSKM	NKM	=	3
DIMENSION VON CKNOTI	NKNSU	=	40
DIMENSION VON PEFORM	NQKNSU	=	1
DIMENSION VON PEMKD	NPPEMKD	=	1
DIMENSION VON PABCFH	NPABCF	=	1, KENNUNG KENPAB = 0

	ANZAHL STARRKOE.- KOORD. TRANSLATION	ANZAHL LAGE- KOORDINATEN	SUMME DER NPI VOM KOB. 1 BIS I-1	POINTER FUER KNOTENVEKTOR (CKNOTI)	POINTER FUER KNOTENVERFORMUNG ELAST.KOB. (PEFORM)	INDEX FUER STARRKOE. MASSEN (PSKM)	INDEX FUER MASSENGEO. ELA KOERPER (KENEKM)
I NSTT		NPI					
KOERPER 1:	3	6	0	0	0	1	0

KOERPER	2:	3	6	6	0	0	1	0
KOERPER	3:	3	6	12	0	0	1	0
KOERPER	4:	3	6	18	0	0	1	0
KOERPER	5:	3	6	24	5	0	2	0
KOERPER	6:	3	6	30	5	0	2	0
KOERPER	7:	3	6	36	25	0	3	0

```

+-----+
I           K O N F I G   -   M D E K N I           I
+-----+

```

BINGABE DER KNOTENKOORDINATEN DER KOERPER

BENENNUNG			KNOTENNR.	KOORDINATEN DER KNOTEN (LAENGE)				CKNOTI(1,2,3) IN NOMINALBASIS 'BIN'		
				CKNOTI(1,2,3) IN HILFSBASIS 'BIH'						
KOERPER	1:	ZESTAW1	1					0.00000E+00	0.00000E+00	0.00000
			2					0.00000E+00	1.00000E+00	0.00000
			3					0.00000E+00	-1.00000E+00	0.00000
			4					0.00000E+00	7.50000E-01	0.00000
			5					0.00000E+00	-7.50000E-01	0.00000
KOERPER	2:	ZESTAW2	- - -	IST	I D E N T I S C H	DEM KOERPER	1 - - -			
KOERPER	3:	ZESTAW3	- - -	IST	I D E N T I S C H	DEM KOERPER	1 - - -			
KOERPER	4:	ZESTAW4	- - -	IST	I D E N T I S C H	DEM KOERPER	1 - - -			
KOERPER	5:	WOZEK1	1					0.00000E+00	0.00000E+00	0.00000
			2					8.10000E-01	1.00000E+00	1.40000
			3					8.10000E-01	-1.00000E+00	1.40000
			4					-8.10000E-01	1.00000E+00	1.40000
			5					-8.10000E-01	-1.00000E+00	1.40000
			6					1.25000E+00	1.00000E+00	-2.70000
			7					1.25000E+00	-1.00000E+00	-2.70000
			8					-1.25000E+00	1.00000E+00	-2.70000
			9					-1.25000E+00	-1.00000E+00	-2.70000
			10					0.00000E+00	1.00000E+00	-2.00000
			11					0.00000E+00	-1.00000E+00	-2.00000
			12					0.00000E+00	0.00000E+00	-6.20000
			13					0.00000E+00	0.00000E+00	-2.35000
			14					0.00000E+00	0.00000E+00	1.50000
			15					1.25000E+00	1.00000E+00	1.40000
			16					1.25000E+00	-1.00000E+00	1.40000
			17					-1.25000E+00	1.00000E+00	1.40000
			18					-1.25000E+00	-1.00000E+00	1.40000
			19					0.00000E+00	1.00000E+00	6.50000
			20					0.00000E+00	-1.00000E+00	6.50000
KOERPER	6:	WOZEK2	- - -	IST	I D E N T I S C H	DEM KOERPER	5 - - -			
KOERPER	7:	NADWOZIE	1					0.00000E+00	0.00000E+00	0.00000
			2					9.25000E+00	1.00000E+00	1.00000
			3					9.25000E+00	-1.00000E+00	1.00000
			4					-9.25000E+00	1.00000E+00	1.00000
			5					-9.25000E+00	-1.00000E+00	1.00000
			6					9.25000E+00	0.00000E+00	9.65000
			7					-9.25000E+00	0.00000E+00	9.65000
			8					7.55000E+00	0.00000E+00	9.80000
			9					-7.55000E+00	0.00000E+00	9.80000
			10					9.25000E+00	0.00000E+00	1.35000
			11					-9.25000E+00	0.00000E+00	1.35000
			12					9.25000E+00	1.00000E+00	8.65000
			13					9.25000E+00	-1.00000E+00	8.65000
			14					-9.25000E+00	1.00000E+00	8.65000
			15					-9.25000E+00	-1.00000E+00	8.65000

I K O N F I G - M D E S K M I

+-----+

BINGABE DER MASEN UND TRAEGBEITSMOMENTE DER KOERPER

BENENNUNG		MASS	MASSENTRAEGBEITSMOMENTE: HAUPT- UND DEVIATIONSOMENTE (MASSE*LAENGE**2)						BEZUEGLIC
		MI	I11	I22	I33	I12	I13	I23	
KOERPER	1: ZESTAW1	1.30000E+03	7.2000E+02	1.1000E+02	7.2000E+02	0.0000E+00	0.0000E+00	0.0000E+00	NOMINALBA
KOERPER	2: ZESTAW2	- - - IST	I D E N T I S C H	DEM KOERPER	1	- - -			
KOERPER	3: ZESTAW3	- - - IST	I D E N T I S C H	DEM KOERPER	1	- - -			
KOERPER	4: ZESTAW4	- - - IST	I D E N T I S C H	DEM KOERPER	1	- - -			
KOERPER	5: WOZEK1	3.90000E+03	2.0000E+03	2.0000E+03	3.7000E+03	0.0000E+00	0.0000E+00	0.0000E+00	NOMINALBA
KOERPER	6: WOZEK2	- - - IST	I D E N T I S C H	DEM KOERPER	5	- - -			
KOERPER	7: NADWOZIE	3.90000E+04	6.5900E+04	2.1400E+06	2.1400E+06	0.0000E+00	0.0000E+00	0.0000E+00	NOMINALBA

+-----+

I K O N F I G - M D E T E P I

+-----+

BENENNUNG DER NP = 42 UNREDUZIERTEN LAGEKOORDINATEN DES MKS BZGL.
KOERPERFESTER NOMINALBASEN.

KOORDINATE	BENENNUNG				
1	VERSCHIEBUNG IN	1	KOERPER	1	(ZESTAW1)
2	VERSCHIEBUNG IN	2	KOERPER	1	(ZESTAW1)
3	VERSCHIEBUNG IN	3	KOERPER	1	(ZESTAW1)
4	VERDREHUNG UM	1	KOERPER	1	(ZESTAW1)
5	VERDREHUNG UM	2	KOERPER	1	(ZESTAW1)
6	VERDREHUNG UM	3	KOERPER	1	(ZESTAW1)
7	VERSCHIEBUNG IN	1	KOERPER	2	(ZESTAW2)
8	VERSCHIEBUNG IN	2	KOERPER	2	(ZESTAW2)
9	VERSCHIEBUNG IN	3	KOERPER	2	(ZESTAW2)
10	VERDREHUNG UM	1	KOERPER	2	(ZESTAW2)
11	VERDREHUNG UM	2	KOERPER	2	(ZESTAW2)
12	VERDREHUNG UM	3	KOERPER	2	(ZESTAW2)
13	VERSCHIEBUNG IN	1	KOERPER	3	(ZESTAW3)
14	VERSCHIEBUNG IN	2	KOERPER	3	(ZESTAW3)
15	VERSCHIEBUNG IN	3	KOERPER	3	(ZESTAW3)
16	VERDREHUNG UM	1	KOERPER	3	(ZESTAW3)
17	VERDREHUNG UM	2	KOERPER	3	(ZESTAW3)
18	VERDREHUNG UM	3	KOERPER	3	(ZESTAW3)
19	VERSCHIEBUNG IN	1	KOERPER	4	(ZESTAW4)
20	VERSCHIEBUNG IN	2	KOERPER	4	(ZESTAW4)
21	VERSCHIEBUNG IN	3	KOERPER	4	(ZESTAW4)
22	VERDREHUNG UM	1	KOERPER	4	(ZESTAW4)
23	VERDREHUNG UM	2	KOERPER	4	(ZESTAW4)
24	VERDREHUNG UM	3	KOERPER	4	(ZESTAW4)
25	VERSCHIEBUNG IN	1	KOERPER	5	(WOZEK1)
26	VERSCHIEBUNG IN	2	KOERPER	5	(WOZEK1)
27	VERSCHIEBUNG IN	3	KOERPER	5	(WOZEK1)
28	VERDREHUNG UM	1	KOERPER	5	(WOZEK1)
29	VERDREHUNG UM	2	KOERPER	5	(WOZEK1)
30	VERDREHUNG UM	3	KOERPER	5	(WOZEK1)
31	VERSCHIEBUNG IN	1	KOERPER	6	(WOZEK2)
32	VERSCHIEBUNG IN	2	KOERPER	6	(WOZEK2)
33	VERSCHIEBUNG IN	3	KOERPER	6	(WOZEK2)
34	VERDREHUNG UM	1	KOERPER	6	(WOZEK2)
35	VERDREHUNG UM	2	KOERPER	6	(WOZEK2)
36	VERDREHUNG UM	3	KOERPER	6	(WOZEK2)

```

37      VERSCHIEBUNG IN 1  KOERPER  7  (NADWOZIE      )
38      VERSCHIEBUNG IN 2  KOERPER  7  (NADWOZIE      )
39      VERSCHIEBUNG IN 3  KOERPER  7  (NADWOZIE      )
40      VERDREHUNG  UM  1  KOERPER  7  (NADWOZIE      )
41      VERDREHUNG  UM  2  KOERPER  7  (NADWOZIE      )
42      VERDREHUNG  UM  3  KOERPER  7  (NADWOZIE      )

```

```

+-----+
I                                         M E D Y N A  -  VERSION  8.0.1
I  MODELL 3311  : MODEL WAG. Z JEDNOSEGM. NADW. I SPR. NIESTAB.-ROBOCZY DLA 3306                                     DATUM: 12/14/95
I-----+
I  K O N F I G  I GEOMETRISCHE KONFIGURATION DES MKS (KOORDINATENSYSTEME, KOERPERANZAHL UND ALLE KOERPERSPEZIFISCHEN DATEN)
I  E N D E      I
+-----+

```

```

1
+-----+
I                                         M E D Y N A  -  VERSION  8.0.1
I  MODELL 3311  : MODEL WAG. Z JEDNOSEGM. NADW. I SPR. NIESTAB.-ROBOCZY DLA 3306                                     DATUM: 12/14/95
I-----+
I  V E R B I N  I DIE VERBINDUNGEN DES MKS (ANZAHL, POSITION, KOPPELELEMENT-TYPEN UND MODELL-PARAMETER)
I      I
+-----+

```

```

+-----+
I                                         V E R B I N  -  M D E B I N                                     I
+-----+

```

ANZAHL DER VERBINDUNGEN UND IHRE POSITIONEN ZWISCHEN DEN KOERPERN BZW. DEN
KOERPERN UND DEM REFERENZSYSTEM

ANZAHL DER VERBINDUNGEN IM MEHRKOERPERSYSTEM NBI = 50

BENENNUNG	ZWISCHEN KOERPER	AM KNOTEN	UND KOERPER	AM KNOTEN	IDENTITAET ZUR VERBINDUNG	FALLS NRI/NRJ = 0: ABSTANDSVEKTOR RAN(1,2,3) IN BASIS 'BIN' (LAENGE)	LFD.NR REF.- KOPPLUNG	LFD.N NICHT VERBI
	NRI	KNI	NRJ	KNJ				
BINDUNG 1: WAHACZ_11_PRAWY	5	2	1	2	0		0	
BINDUNG 2: WAHACZ_11_LEWY	5	3	1	3	1		0	
BINDUNG 3: WAHACZ_12_PRAWY	5	4	2	2	1		0	
BINDUNG 4: WAHACZ_12_LEWY	5	5	2	3	1		0	
BINDUNG 5: WAHACZ_21_PRAWY	6	2	3	2	1		0	
BINDUNG 6: WAHACZ_21_LEWY	6	3	3	3	1		0	
BINDUNG 7: WAHACZ_22_PRAWY	6	4	4	2	1		0	
BINDUNG 8: WAHACZ_22_LEWY	6	5	4	3	1		0	
BINDUNG 9: SPR_1S_11_PR_PION	5	6	1	2	0		0	
BINDUNG 10: SPR_1S_11_LW_PION	5	7	1	3	9		0	
BINDUNG 11: SPR_1S_12_PR_PION	5	8	2	2	9		0	
BINDUNG 12: SPR_1S_12_LW_PION	5	9	2	3	9		0	
BINDUNG 13: SPR_1S_21_PR_PION	6	6	3	2	9		0	
BINDUNG 14: SPR_1S_21_LW_PION	6	7	3	3	9		0	
BINDUNG 15: SPR_1S_22_PR_PION	6	8	4	2	9		0	
BINDUNG 16: SPR_1S_22_LW_PION	6	9	4	3	9		0	
BINDUNG 17: SPR_1S_11_PR_POZIOM	5	15	1	2	0		0	
BINDUNG 18: SPR_1S_11_LW_POZIOM	5	16	1	3	17		0	
BINDUNG 19: SPR_1S_12_PR_POZIOM	5	17	2	2	17		0	
BINDUNG 20: SPR_1S_12_LW_POZIOM	5	18	2	3	17		0	
BINDUNG 21: SPR_1S_21_PR_POZIOM	6	15	3	2	17		0	

BINDUNG	22: SPR_1S_21_LW_POZIOM	6	16	3	3	17				0
BINDUNG	23: SPR_1S_22_PR_POZIOM	6	17	4	2	17				0
BINDUNG	24: SPR_1S_22_LW_POZIOM	6	18	4	3	17				0
BINDUNG	25: SPR_2S_1_PR	5	10	7	2	0				0
BINDUNG	26: SPR_2S_1_LW	5	11	7	3	25				0
BINDUNG	27: SPR_2S_2_PR	6	10	7	4	25				0
BINDUNG	28: SPR_2S_2_LW	6	11	7	5	25				0
BINDUNG	29: PROWADNIK1	5	12	7	8	0				0
BINDUNG	30: PROWADNIK2	6	12	7	9	29				0
BINDUNG	31: STABILIZATOR1	5	13	7	6	0				0
BINDUNG	32: STABILIZATOR2	6	13	7	7	31				0
BINDUNG	33: STYK_11_PRAWY	1	4	0	1	0	0.000	0.000	0.460	1
BINDUNG	34: STYK_11_LEWY	1	5	0	2	33	0.000	0.000	0.460	2
BINDUNG	35: STYK_12_PRAWY	2	4	0	3	33	0.000	0.000	0.460	3
BINDUNG	36: STYK_12_LEWY	2	5	0	4	33	0.000	0.000	0.460	4
BINDUNG	37: STYK_21_PRAWY	3	4	0	5	33	0.000	0.000	0.460	5
BINDUNG	38: STYK_21_LEWY	3	5	0	6	33	0.000	0.000	0.460	6
BINDUNG	39: STYK_22_PRAWY	4	4	0	7	33	0.000	0.000	0.460	7
BINDUNG	40: STYK_22_LEWY	4	5	0	8	33	0.000	0.000	0.460	8
BINDUNG	41: FX1	1	1	0	9	0	1.000	0.000	0.000	9
BINDUNG	42: FX2	2	1	0	10	41	1.000	0.000	0.000	10
BINDUNG	43: FX3	3	1	0	11	41	1.000	0.000	0.000	11
BINDUNG	44: FX4	4	1	0	12	41	1.000	0.000	0.000	12
BINDUNG	45: SPREZYNA NIESTABILNA	5	14	7	10	0				0
BINDUNG	46: SPREZYNA NIESTABILNA	6	14	7	11	45				0
BINDUNG	47: FIKCYJNY 1 PR	5	19	7	12	0				0
BINDUNG	48: FIKCYJNY 1 LW	5	20	7	13	47				0
BINDUNG	49: FIKCYJNY 2 PR	6	19	7	14	47				0
BINDUNG	50: FIKCYJNY 2 LW	6	20	7	15	47				0

ANZAHL DER VERBINDUNGEN ZUM REFERENZSYSTEM 'EO' NEOBI = 12, BEI NCKNOO = 12 KNOTEN IM REFERENZSYSTEM

```

+-----+
I          V E R B I N  -  M N O M R E          I
+-----+

```

GENERIERUNG DES NOMINALEN ABSTANDSVEKTORS DER VERBINDUNGEN

BENENNUNG		ABSTAND DER		WIRKRICHTUNG VON PI>PJ		KOORDINATEN KNOTEN 'PI'			KOORDINATEN KNOTEN 'PJ'			L
		PUNKTE PI-PJ		IN BASIS 'BIN'		KOE:NRJ, KNO:KNI			KOE:NRJ, KNO:KNJ			
		LAENGE LAN		NAN(1,2,3)		CKNOTI(1,2,3)			CKNOTI(1,2,3)			G
BINDUNG	1: WAHACZ_11_PRAWY	0.4400	1.0000	0.0000	0.0000	0.810	1.000	0.140	0.000	1.000	0.000	
BINDUNG	2: WAHACZ_11_LEWY	0.4400	1.0000	0.0000	0.0000	0.810	-1.000	0.140	0.000	-1.000	0.000	
BINDUNG	3: WAHACZ_12_PRAWY	0.4400	-1.0000	0.0000	0.0000	-0.810	1.000	0.140	0.000	1.000	0.000	
BINDUNG	4: WAHACZ_12_LEWY	0.4400	-1.0000	0.0000	0.0000	-0.810	-1.000	0.140	0.000	-1.000	0.000	
BINDUNG	5: WAHACZ_21_PRAWY	0.4400	1.0000	0.0000	0.0000	0.810	1.000	0.140	0.000	1.000	0.000	
BINDUNG	6: WAHACZ_21_LEWY	0.4400	1.0000	0.0000	0.0000	0.810	-1.000	0.140	0.000	-1.000	0.000	
BINDUNG	7: WAHACZ_22_PRAWY	0.4400	-1.0000	0.0000	0.0000	-0.810	1.000	0.140	0.000	1.000	0.000	
BINDUNG	8: WAHACZ_22_LEWY	0.4400	-1.0000	0.0000	0.0000	-0.810	-1.000	0.140	0.000	-1.000	0.000	
BINDUNG	9: SPR_1S_11_PR_PION	0.4100	0.0000	0.0000	1.0000	1.250	1.000	-0.270	0.000	1.000	0.000	
BINDUNG	10: SPR_1S_11_LW_PION	0.4100	0.0000	0.0000	1.0000	1.250	-1.000	-0.270	0.000	-1.000	0.000	
BINDUNG	11: SPR_1S_12_PR_PION	0.4100	0.0000	0.0000	1.0000	-1.250	1.000	-0.270	0.000	1.000	0.000	
BINDUNG	12: SPR_1S_12_LW_PION	0.4100	0.0000	0.0000	1.0000	-1.250	-1.000	-0.270	0.000	-1.000	0.000	
BINDUNG	13: SPR_1S_21_PR_PION	0.4100	0.0000	0.0000	1.0000	1.250	1.000	-0.270	0.000	1.000	0.000	
BINDUNG	14: SPR_1S_21_LW_PION	0.4100	0.0000	0.0000	1.0000	1.250	-1.000	-0.270	0.000	-1.000	0.000	
BINDUNG	15: SPR_1S_22_PR_PION	0.4100	0.0000	0.0000	1.0000	-1.250	1.000	-0.270	0.000	1.000	0.000	
BINDUNG	16: SPR_1S_22_LW_PION	0.4100	0.0000	0.0000	1.0000	-1.250	-1.000	-0.270	0.000	-1.000	0.000	
BINDUNG	17: SPR_1S_11_PR_POZIOM	0.0000	0.0000	1.0000	0.0000	1.250	1.000	0.140	0.000	1.000	0.000	
BINDUNG	18: SPR_1S_11_LW_POZIOM	0.0000	0.0000	-1.0000	0.0000	1.250	-1.000	0.140	0.000	-1.000	0.000	
BINDUNG	19: SPR_1S_12_PR_POZIOM	0.0000	0.0000	1.0000	0.0000	-1.250	1.000	0.140	0.000	1.000	0.000	

BINDUNG	20: SPR_1S_12_LW_POZIOM	0.0000	0.0000	-1.0000	0.0000	-1.250	-1.000	0.140	0.000	-1.000	0.000
BINDUNG	21: SPR_1S_21_PR_POZIOM	0.0000	0.0000	1.0000	0.0000	1.250	1.000	0.140	0.000	1.000	0.000
BINDUNG	22: SPR_1S_21_LW_POZIOM	0.0000	0.0000	-1.0000	0.0000	1.250	-1.000	0.140	0.000	-1.000	0.000
BINDUNG	23: SPR_1S_22_PR_POZIOM	0.0000	0.0000	1.0000	0.0000	-1.250	1.000	0.140	0.000	1.000	0.000
BINDUNG	24: SPR_1S_22_LW_POZIOM	0.0000	0.0000	-1.0000	0.0000	-1.250	-1.000	0.140	0.000	-1.000	0.000
BINDUNG	25: SPR_2S_1_PR	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.000	1.000	-0.200	9.250	1.000	1.000
BINDUNG	26: SPR_2S_1_LW	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.000	-1.000	-0.200	9.250	-1.000	1.000
BINDUNG	27: SPR_2S_2_PR	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.000	1.000	-0.200	-9.250	1.000	1.000
BINDUNG	28: SPR_2S_2_LW	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.000	-1.000	-0.200	-9.250	-1.000	1.000
BINDUNG	29: PROWADNIK1	1.7073	-0.9957	0.0000	-0.0925	0.000	0.000	-0.062	7.550	0.000	0.980
BINDUNG	30: PROWADNIK2	1.7073	0.9957	0.0000	-0.0925	0.000	0.000	-0.062	-7.550	0.000	0.980
BINDUNG	31: STABILIZATOR1	0.0000	1.0000	0.0000	0.0000	0.000	0.000	-0.235	9.250	0.000	0.965
BINDUNG	32: STABILIZATOR2	0.0000	1.0000	0.0000	0.0000	0.000	0.000	-0.235	-9.250	0.000	0.965
BINDUNG	33: STYK_11_PRAWY	0.4600	0.0000	0.0000	1.0000	0.000	0.750	0.000	10.500	0.750	0.000
BINDUNG	34: STYK_11_LEWY	0.4600	0.0000	0.0000	1.0000	0.000	-0.750	0.000	10.500	-0.750	0.000
BINDUNG	35: STYK_12_PRAWY	0.4600	0.0000	0.0000	1.0000	0.000	0.750	0.000	8.000	0.750	0.000
BINDUNG	36: STYK_12_LEWY	0.4600	0.0000	0.0000	1.0000	0.000	-0.750	0.000	8.000	-0.750	0.000
BINDUNG	37: STYK_21_PRAWY	0.4600	0.0000	0.0000	1.0000	0.000	0.750	0.000	-8.000	0.750	0.000
BINDUNG	38: STYK_21_LEWY	0.4600	0.0000	0.0000	1.0000	0.000	-0.750	0.000	-8.000	-0.750	0.000
BINDUNG	39: STYK_22_PRAWY	0.4600	0.0000	0.0000	1.0000	0.000	0.750	0.000	-10.500	0.750	0.000
BINDUNG	40: STYK_22_LEWY	0.4600	0.0000	0.0000	1.0000	0.000	-0.750	0.000	-10.500	-0.750	0.000
BINDUNG	41: FX1	1.0000	1.0000	0.0000	0.0000	0.000	0.000	0.000	11.500	0.000	-0.460
BINDUNG	42: FX2	1.0000	1.0000	0.0000	0.0000	0.000	0.000	0.000	9.000	0.000	-0.460
BINDUNG	43: FX3	1.0000	1.0000	0.0000	0.0000	0.000	0.000	0.000	-7.000	0.000	-0.460
BINDUNG	44: FX4	1.0000	1.0000	0.0000	0.0000	0.000	0.000	0.000	-9.500	0.000	-0.460
BINDUNG	45: SPREZYNA NIESTABILNA	0.0000	0.0000	1.0000	0.0000	0.000	0.000	0.150	9.250	0.000	1.350
BINDUNG	46: SPREZYNA NIESTABILNA	0.0000	0.0000	1.0000	0.0000	0.000	0.000	0.150	-9.250	0.000	1.350
BINDUNG	47: FIKCYJNY 1 PR	0.4000	0.0000	0.0000	-1.0000	0.000	1.000	0.065	9.250	1.000	0.865
BINDUNG	48: FIKCYJNY 1 LW	0.4000	0.0000	0.0000	-1.0000	0.000	-1.000	0.065	9.250	-1.000	0.865
BINDUNG	49: FIKCYJNY 2 PR	0.4000	0.0000	0.0000	-1.0000	0.000	1.000	0.065	-9.250	1.000	0.865
BINDUNG	50: FIKCYJNY 2 LW	0.4000	0.0000	0.0000	-1.0000	0.000	-1.000	0.065	-9.250	-1.000	0.865

LFD. NR	KENNUNG	KENNUNG ZUR BEZIEHUNG	DREHMATRIX	GEMAESS DER BEZIEHUNG			'BIN' = GIJN * 'BJ	
GIJN-MATRIX	(0:B, 1:SONST)	(1:GJN, 2:(GIN)T, 3:SONST)	GIJN(3,3)				GIJN = (GIN)T * G	
1	0	3	1.00000	0.00000	0.00000			
			0.00000	1.00000	0.00000			
			0.00000	0.00000	1.00000			
2	0	3	1.00000	0.00000	0.00000			
			0.00000	1.00000	0.00000			
			0.00000	0.00000	1.00000			
3	0	3	1.00000	0.00000	0.00000			
			0.00000	1.00000	0.00000			
			0.00000	0.00000	1.00000			
4	0	3	1.00000	0.00000	0.00000			
			0.00000	1.00000	0.00000			
			0.00000	0.00000	1.00000			
5	0	3	1.00000	0.00000	0.00000			
			0.00000	1.00000	0.00000			
			0.00000	0.00000	1.00000			
6	0	3	1.00000	0.00000	0.00000			
			0.00000	1.00000	0.00000			
			0.00000	0.00000	1.00000			
7	0	2	1.00000	0.00000	0.00000			
			0.00000	1.00000	0.00000			
			0.00000	0.00000	1.00000			
8	0	2	1.00000	0.00000	0.00000			
			0.00000	1.00000	0.00000			
			0.00000	0.00000	1.00000			
9	0	2	1.00000	0.00000	0.00000			
			0.00000	1.00000	0.00000			
			0.00000	0.00000	1.00000			

10

0

2

1.00000 0.00000 0.00000

0.00000 1.00000 0.00000

0.00000 0.00000 1.00000

```

+-----+
I          V E R B I N  -  M D E K K E T          I
+-----+

```

EINGABE VON TYPNUMMERN DER KOPPELELEMENTE UND WEITERER PARAMETER ZU DEN
VERBINDUNGEN

	BENENNUNG	TYP-NUMMER DER KOPPELELEMENTE	NOMINALE SCHNITTKRAEFTE FAN ODER FAN(1,2,3) IN KE-BASIS (KRAFT), WIRKT AM KOERPER NRI	NOMINALE SCHNITTMOMENTE MAN ODER MAN(1,2,3) IN KE-BASIS (KRAFT*LAENGE), WIRKT AM KOERPER
BINDUNG	1: WAHACZ_11_PRAWY	41 42 0 0	0.0000E+00	0.0000E+00
BINDUNG	2: WAHACZ_11_LEWY	-IDENT. BINDG. 1-	0.0000E+00	0.0000E+00
BINDUNG	3: WAHACZ_12_PRAWY	-IDENT. BINDG. 1-	0.0000E+00	0.0000E+00
BINDUNG	4: WAHACZ_12_LEWY	-IDENT. BINDG. 1-	0.0000E+00	0.0000E+00
BINDUNG	5: WAHACZ_21_PRAWY	-IDENT. BINDG. 1-	0.0000E+00	0.0000E+00
BINDUNG	6: WAHACZ_21_LEWY	-IDENT. BINDG. 1-	0.0000E+00	0.0000E+00
BINDUNG	7: WAHACZ_22_PRAWY	-IDENT. BINDG. 1-	0.0000E+00	0.0000E+00
BINDUNG	8: WAHACZ_22_LEWY	-IDENT. BINDG. 1-	0.0000E+00	0.0000E+00
BINDUNG	9: SPR_1S_11_PR_PION	41 44 0 0	-5.7389E+04	
BINDUNG	10: SPR_1S_11_LW_PION	-IDENT. BINDG. 9-	-5.7389E+04	
BINDUNG	11: SPR_1S_12_PR_PION	-IDENT. BINDG. 9-	-5.7389E+04	
BINDUNG	12: SPR_1S_12_LW_PION	-IDENT. BINDG. 9-	-5.7389E+04	
BINDUNG	13: SPR_1S_21_PR_PION	-IDENT. BINDG. 9-	-5.7389E+04	
BINDUNG	14: SPR_1S_21_LW_PION	-IDENT. BINDG. 9-	-5.7389E+04	
BINDUNG	15: SPR_1S_22_PR_PION	-IDENT. BINDG. 9-	-5.7389E+04	
BINDUNG	16: SPR_1S_22_LW_PION	-IDENT. BINDG. 9-	-5.7389E+04	
BINDUNG	17: SPR_1S_11_PR_POZIOM	41 0 0 0	0.0000E+00	
BINDUNG	18: SPR_1S_11_LW_POZIOM	-IDENT. BINDG. 17-	0.0000E+00	
BINDUNG	19: SPR_1S_12_PR_POZIOM	-IDENT. BINDG. 17-	0.0000E+00	
BINDUNG	20: SPR_1S_12_LW_POZIOM	-IDENT. BINDG. 17-	0.0000E+00	
BINDUNG	21: SPR_1S_21_PR_POZIOM	-IDENT. BINDG. 17-	0.0000E+00	
BINDUNG	22: SPR_1S_21_LW_POZIOM	-IDENT. BINDG. 17-	0.0000E+00	
BINDUNG	23: SPR_1S_22_PR_POZIOM	-IDENT. BINDG. 17-	0.0000E+00	
BINDUNG	24: SPR_1S_22_LW_POZIOM	-IDENT. BINDG. 17-	0.0000E+00	
BINDUNG	25: SPR_2S_1_PR	87 44 0 0	0.0000E+00 -2.1516E+04 9.3196E+04	0.0000E+00 0.0000E+00 0.0000E+00
BINDUNG	26: SPR_2S_1_LW	-IDENT. BINDG. 25-	0.0000E+00 2.1516E+04 9.3196E+04	0.0000E+00 0.0000E+00 0.0000E+00
BINDUNG	27: SPR_2S_2_PR	-IDENT. BINDG. 25-	0.0000E+00 -2.1516E+04 9.3196E+04	0.0000E+00 0.0000E+00 0.0000E+00
BINDUNG	28: SPR_2S_2_LW	-IDENT. BINDG. 25-	0.0000E+00 2.1516E+04 9.3196E+04	0.0000E+00 0.0000E+00 0.0000E+00
BINDUNG	29: PROWADNIK1	61 0 0 0	0.0000E+00 0.0000E+00 0.0000E+00	0.0000E+00 0.0000E+00 0.0000E+00
BINDUNG	30: PROWADNIK2	-IDENT. BINDG. 29-	0.0000E+00 0.0000E+00 0.0000E+00	0.0000E+00 0.0000E+00 0.0000E+00
BINDUNG	31: STABILIZATOR1	42 0 0 0		0.0000E+00
BINDUNG	32: STABILIZATOR2	-IDENT. BINDG. 31-		0.0000E+00
BINDUNG	33: STYK_11_PRAWY	22 0 0 0	0.0000E+00 4.0880E+03 6.3765E+04	0.0000E+00 0.0000E+00 0.0000E+00
BINDUNG	34: STYK_11_LEWY	-IDENT. BINDG. 33-	0.0000E+00 -4.0880E+03 6.3765E+04	0.0000E+00 0.0000E+00 0.0000E+00
BINDUNG	35: STYK_12_PRAWY	-IDENT. BINDG. 33-	0.0000E+00 4.0880E+03 6.3765E+04	0.0000E+00 0.0000E+00 0.0000E+00
BINDUNG	36: STYK_12_LEWY	-IDENT. BINDG. 33-	0.0000E+00 -4.0880E+03 6.3765E+04	0.0000E+00 0.0000E+00 0.0000E+00
BINDUNG	37: STYK_21_PRAWY	-IDENT. BINDG. 33-	0.0000E+00 4.0880E+03 6.3765E+04	0.0000E+00 0.0000E+00 0.0000E+00
BINDUNG	38: STYK_21_LEWY	-IDENT. BINDG. 33-	0.0000E+00 -4.0880E+03 6.3765E+04	0.0000E+00 0.0000E+00 0.0000E+00
BINDUNG	39: STYK_22_PRAWY	-IDENT. BINDG. 33-	0.0000E+00 4.0880E+03 6.3765E+04	0.0000E+00 0.0000E+00 0.0000E+00
BINDUNG	40: STYK_22_LEWY	-IDENT. BINDG. 33-	0.0000E+00 -4.0880E+03 6.3765E+04	0.0000E+00 0.0000E+00 0.0000E+00
BINDUNG	41: FX1	61 0 0 0	0.0000E+00 0.0000E+00 0.0000E+00	0.0000E+00 0.0000E+00 0.0000E+00
BINDUNG	42: FX2	-IDENT. BINDG. 41-	0.0000E+00 0.0000E+00 0.0000E+00	0.0000E+00 0.0000E+00 0.0000E+00
BINDUNG	43: FX3	-IDENT. BINDG. 41-	0.0000E+00 0.0000E+00 0.0000E+00	0.0000E+00 0.0000E+00 0.0000E+00
BINDUNG	44: FX4	-IDENT. BINDG. 41-	0.0000E+00 0.0000E+00 0.0000E+00	0.0000E+00 0.0000E+00 0.0000E+00
BINDUNG	45: SPREZYNA NIESTABILNA	74 0 0 0	0.0000E+00	
BINDUNG	46: SPREZYNA NIESTABILNA	-IDENT. BINDG. 45-	0.0000E+00	
BINDUNG	47: FIKCYJNY 1 PR	61 0 0 0	0.0000E+00 0.0000E+00 0.0000E+00	0.0000E+00 0.0000E+00 0.0000E+00

BINDUNG	48: FIKCYJNY 1 LW	-IDENT. BINDG.	47-	0.0000E+00	0.0000E+00	0.0000E+00	0.0000E+00	0.0000E+00	0.0000E+00
BINDUNG	49: FIKCYJNY 2 PR	-IDENT. BINDG.	47-	0.0000E+00	0.0000E+00	0.0000E+00	0.0000E+00	0.0000E+00	0.0000E+00
BINDUNG	50: FIKCYJNY 2 LW	-IDENT. BINDG.	47-	0.0000E+00	0.0000E+00	0.0000E+00	0.0000E+00	0.0000E+00	0.0000E+00

BENENNUNG		WIRKRICHTUNG FUER			KE - HILFSBASIS		FUER KOMPAKTE VERBINDUNG				KEN		
		AXIALE VERBINDUNG			KENNG.	WINKEL	BASISVEKTOREN IN NOMINALBASIS DES KOERPERS				ART		
		NAN(1,2,3)			KENO	UM KENO	EPS1(1,2,3)		EPS2(1,2,3)				
BINDUNG	1: WAHACZ_11_PRAWY	1.000	0.000	0.000							3		
BINDUNG	2: WAHACZ_11_LEWY	1.000	0.000	0.000							3		
BINDUNG	3: WAHACZ_12_PRAWY	-1.000	0.000	0.000							3		
BINDUNG	4: WAHACZ_12_LEWY	-1.000	0.000	0.000							3		
BINDUNG	5: WAHACZ_21_PRAWY	1.000	0.000	0.000							3		
BINDUNG	6: WAHACZ_21_LEWY	1.000	0.000	0.000							3		
BINDUNG	7: WAHACZ_22_PRAWY	-1.000	0.000	0.000							3		
BINDUNG	8: WAHACZ_22_LEWY	-1.000	0.000	0.000							3		
BINDUNG	9: SPR_1S_11_PR_PION	0.000	0.000	1.000							1		
BINDUNG	10: SPR_1S_11_LW_PION	0.000	0.000	1.000							1		
BINDUNG	11: SPR_1S_12_PR_PION	0.000	0.000	1.000							1		
BINDUNG	12: SPR_1S_12_LW_PION	0.000	0.000	1.000							1		
BINDUNG	13: SPR_1S_21_PR_PION	0.000	0.000	1.000							1		
BINDUNG	14: SPR_1S_21_LW_PION	0.000	0.000	1.000							1		
BINDUNG	15: SPR_1S_22_PR_PION	0.000	0.000	1.000							1		
BINDUNG	16: SPR_1S_22_LW_PION	0.000	0.000	1.000							1		
BINDUNG	17: SPR_1S_11_PR_POZIOM	0.000	1.000	0.000							1		
BINDUNG	18: SPR_1S_11_LW_POZIOM	0.000	-1.000	0.000							1		
BINDUNG	19: SPR_1S_12_PR_POZIOM	0.000	1.000	0.000							1		
BINDUNG	20: SPR_1S_12_LW_POZIOM	0.000	-1.000	0.000							1		
BINDUNG	21: SPR_1S_21_PR_POZIOM	0.000	1.000	0.000							1		
BINDUNG	22: SPR_1S_21_LW_POZIOM	0.000	-1.000	0.000							1		
BINDUNG	23: SPR_1S_22_PR_POZIOM	0.000	1.000	0.000							1		
BINDUNG	24: SPR_1S_22_LW_POZIOM	0.000	-1.000	0.000							1		
BINDUNG	25: SPR_2S_1_PR				1	-13.000					4		
BINDUNG	26: SPR_2S_1_LW				1	13.000					4		
BINDUNG	27: SPR_2S_2_PR				1	-13.000					4		
BINDUNG	28: SPR_2S_2_LW				1	13.000					4		
BINDUNG	29: PROWADNIK1				0						4		
BINDUNG	30: PROWADNIK2				0						4		
BINDUNG	31: STABILIZATOR1	1.000	0.000	0.000							2		
BINDUNG	32: STABILIZATOR2	1.000	0.000	0.000							2		
BINDUNG	33: STYK_11_PRAWY				4		1.000	0.000	0.000	-1.000	0.000	4	
BINDUNG	34: STYK_11_LEWY				4		1.000	0.000	0.000	-1.000	0.000	4	
BINDUNG	35: STYK_12_PRAWY				4		1.000	0.000	0.000	-1.000	0.000	4	
BINDUNG	36: STYK_12_LEWY				4		1.000	0.000	0.000	-1.000	0.000	4	
BINDUNG	37: STYK_21_PRAWY				4		1.000	0.000	0.000	-1.000	0.000	4	
BINDUNG	38: STYK_21_LEWY				4		1.000	0.000	0.000	-1.000	0.000	4	
BINDUNG	39: STYK_22_PRAWY				4		1.000	0.000	0.000	-1.000	0.000	4	
BINDUNG	40: STYK_22_LEWY				4		1.000	0.000	0.000	-1.000	0.000	4	
BINDUNG	41: FX1				4		1.000	0.000	0.000	0.000	1.000	0.000	4
BINDUNG	42: FX2				4		1.000	0.000	0.000	0.000	1.000	0.000	4
BINDUNG	43: FX3				4		1.000	0.000	0.000	0.000	1.000	0.000	4
BINDUNG	44: FX4				4		1.000	0.000	0.000	0.000	1.000	0.000	4
BINDUNG	45: SPREZYNA NIESTABILNA	0.000	1.000	0.000								1	
BINDUNG	46: SPREZYNA NIESTABILNA	0.000	1.000	0.000								1	
BINDUNG	47: FIKCYJNY 1 PR				0							4	
BINDUNG	48: FIKCYJNY 1 LW				0							4	
BINDUNG	49: FIKCYJNY 2 PR				0							4	
BINDUNG	50: FIKCYJNY 2 LW				0							4	

DREHMATRIZEN GIAN(3,3) DER NOMINALEN KE-HILFSBASIS GEMAESS DER BEZIEHUNG 'BIN' = GIAN * 'EPSIAN'

BINDUNG 25: KENO = 1 (0: GIAN=E, >0: SONST) GIAN(3,3) = 1.00000 0.00000 0.00000

[illegible]

```

+-----+
I          V E R B I N  -  M D B K 2 2          I
+-----+

```

```

+-----+
I          V E R B I N  -  M D B K 4 1          I
+-----+

```

BENENNUNG		WIRKRICHTUNG VON PI>PJ			WIRKRICHTUNG INNERHALB EINER KOMP. BINDUNG		FEDERSTEI-	KENNZ. IDE	
		IN BASIS 'BIN'			NUMMER DER	KOORDINATEN IN 'BIN'	FIGKEIT	OPT.	ZUR
		NAN(1,2,3)			HILFSBASIS-ACHSE	EPSIAN(1,2,3)	KA		BIN
BINDUNG	1: WAHACZ_11_PRAWY	1.0000	0.0000	0.0000			9.07000E+06	0	
BINDUNG	2: WAHACZ_11_LEWY	1.0000	0.0000	0.0000			9.07000E+06	0	
BINDUNG	3: WAHACZ_12_PRAWY	-1.0000	0.0000	0.0000			9.07000E+06	0	
BINDUNG	4: WAHACZ_12_LEWY	-1.0000	0.0000	0.0000			9.07000E+06	0	
BINDUNG	5: WAHACZ_21_PRAWY	1.0000	0.0000	0.0000			9.07000E+06	0	
BINDUNG	6: WAHACZ_21_LEWY	1.0000	0.0000	0.0000			9.07000E+06	0	
BINDUNG	7: WAHACZ_22_PRAWY	-1.0000	0.0000	0.0000			9.07000E+06	0	
BINDUNG	8: WAHACZ_22_LEWY	-1.0000	0.0000	0.0000			9.07000E+06	0	
BINDUNG	9: SPR_1S_11_PR_PION	0.0000	0.0000	1.0000			1.01300E+06	0	
BINDUNG	10: SPR_1S_11_LW_PION	0.0000	0.0000	1.0000			1.01300E+06	0	
BINDUNG	11: SPR_1S_12_PR_PION	0.0000	0.0000	1.0000			1.01300E+06	0	
BINDUNG	12: SPR_1S_12_LW_PION	0.0000	0.0000	1.0000			1.01300E+06	0	
BINDUNG	13: SPR_1S_21_PR_PION	0.0000	0.0000	1.0000			1.01300E+06	0	
BINDUNG	14: SPR_1S_21_LW_PION	0.0000	0.0000	1.0000			1.01300E+06	0	
BINDUNG	15: SPR_1S_22_PR_PION	0.0000	0.0000	1.0000			1.01300E+06	0	
BINDUNG	16: SPR_1S_22_LW_PION	0.0000	0.0000	1.0000			1.01300E+06	0	
BINDUNG	17: SPR_1S_11_PR_POZIOM	0.0000	1.0000	0.0000			4.15000E+06	0	
BINDUNG	18: SPR_1S_11_LW_POZIOM	0.0000	-1.0000	0.0000			4.15000E+06	0	
BINDUNG	19: SPR_1S_12_PR_POZIOM	0.0000	1.0000	0.0000			4.15000E+06	0	
BINDUNG	20: SPR_1S_12_LW_POZIOM	0.0000	-1.0000	0.0000			4.15000E+06	0	
BINDUNG	21: SPR_1S_21_PR_POZIOM	0.0000	1.0000	0.0000			4.15000E+06	0	
BINDUNG	22: SPR_1S_21_LW_POZIOM	0.0000	-1.0000	0.0000			4.15000E+06	0	
BINDUNG	23: SPR_1S_22_PR_POZIOM	0.0000	1.0000	0.0000			4.15000E+06	0	
BINDUNG	24: SPR_1S_22_LW_POZIOM	0.0000	-1.0000	0.0000			4.15000E+06	0	

```

+-----+
I          V E R B I N  -  M D E K 4 2          I
+-----+

```

EINGABE DER PARAMETER FUER DIE LINEAREN, AXIALEN DREHFEDERN (TYP 42)

ANZAHL DER LINEAREN DREHFEDERN (TYP 42) N42 = 10
ANZAHL DER NICHTIDENTISCHEN KOPPELELEMENTE VOM TYP 42 N42M = 2

BENENNUNG		WIRKRICHTUNG VON PI>PJ			WIRKRICHTUNG INNERHALB EINER KOMP. BINDUNG		FEDERSTEI-	KENNZ. IDE	
		IN BASIS 'BIN'			NUMMER DER	KOORDINATEN IN 'BIN'	FIGKEIT	OPT.	ZUR
		NAN(1,2,3)			HILFSBASIS-ACHSE	EPSIAN(1,2,3)	KA		BIN
BINDUNG	1: WAHACZ_11_PRAWY	1.0000	0.0000	0.0000			1.01300E+06	0	
BINDUNG	2: WAHACZ_11_LEWY	1.0000	0.0000	0.0000			1.01300E+06	0	
BINDUNG	3: WAHACZ_12_PRAWY	-1.0000	0.0000	0.0000			1.01300E+06	0	
BINDUNG	4: WAHACZ_12_LEWY	-1.0000	0.0000	0.0000			1.01300E+06	0	
BINDUNG	5: WAHACZ_21_PRAWY	1.0000	0.0000	0.0000			1.01300E+06	0	
BINDUNG	6: WAHACZ_21_LEWY	1.0000	0.0000	0.0000			1.01300E+06	0	
BINDUNG	7: WAHACZ_22_PRAWY	-1.0000	0.0000	0.0000			1.01300E+06	0	
BINDUNG	8: WAHACZ_22_LEWY	-1.0000	0.0000	0.0000			1.01300E+06	0	
BINDUNG	31: STABILIZATOR1	1.0000	0.0000	0.0000			0.00000E+00	0	
BINDUNG	32: STABILIZATOR2	1.0000	0.0000	0.0000			0.00000E+00	0	

```

+-----+
I          V E R B I N  -  M D E K 4 4          I
+-----+

```

EINGABE DER PARAMETER FUER DIE LINEAREN, AXIALEN, VISKOSEN DAEMPFER (TYP 44)

ANZAHL DER LINEAREN ZUG/DRUCK-DAEMPFER (TYP 44) N44 = 12

ANZAHL DER NICHTIDENTISCHEN KOPPELELEMENTE VOM TYP 44 N44M = 2

BENENNUNG		WIRKRICHTUNG VON PI>PJ IN BASIS 'BIN' NAN(1,2,3)			WIRKRICHTUNG INNERHALB EINER KOMP. VERBINDG. NUMMER DER HILFSBASIS-ACHSE		KOORDINATEN IN 'BIN' EPSIAN(1,2,3)		KONSTANTE DA	OPT.	ZUR BIN
BINDUNG	9: SPR_1S_11_PR_PION	0.0000	0.0000	1.0000					1.80000E+04	0	
BINDUNG	10: SPR_1S_11_LW_PION	0.0000	0.0000	1.0000					1.80000E+04	0	
BINDUNG	11: SPR_1S_12_PR_PION	0.0000	0.0000	1.0000					1.80000E+04	0	
BINDUNG	12: SPR_1S_12_LW_PION	0.0000	0.0000	1.0000					1.80000E+04	0	
BINDUNG	13: SPR_1S_21_PR_PION	0.0000	0.0000	1.0000					1.80000E+04	0	
BINDUNG	14: SPR_1S_21_LW_PION	0.0000	0.0000	1.0000					1.80000E+04	0	
BINDUNG	15: SPR_1S_22_PR_PION	0.0000	0.0000	1.0000					1.80000E+04	0	
BINDUNG	16: SPR_1S_22_LW_PION	0.0000	0.0000	1.0000					1.80000E+04	0	
BINDUNG	25: SPR_2S_1_PR				1	1.0000	0.0000	0.0000	1.68000E+05	0	
BINDUNG	26: SPR_2S_1_LW				1	1.0000	0.0000	0.0000	1.68000E+05	0	
BINDUNG	27: SPR_2S_2_PR				1	1.0000	0.0000	0.0000	1.68000E+05	0	
BINDUNG	28: SPR_2S_2_LW				1	1.0000	0.0000	0.0000	1.68000E+05	0	

+-----+
I V B R B I N - M D E K 6 1 I
+-----+

BINGABE DER PARAMETER FUER DIE LINEAREN, KOMPAKTEN FEDER-DAEMPFER-ELEMENTE
(TYP 61)

ANZAHL DER LINEAREN KOMPAKTEN FEDER-DAEMPFER-ELEMENTE (TYP 61) N61 = 10
ANZAHL DER NICHTIDENTISCHEN KOPPELELEMENTE VOM TYP 61 N61M = 3

BENENNUNG		EPSIA1 IN BAS. 'BIN'			KOPPELPKT.Q		LAENGS -		DREH -		LAENGS -		DREH -		IDE
		EPSIA2 IN BAS. 'BIN'			BI=FQ*RAM		STEIFIGKEIT		STEIFIGKEIT		DAEMPfung		DAEMPfung		ZUR
		EPSIA3 IN BAS. 'BIN'			FQ IN'EPSIAN'		KA	OPT	KA	OPT	DA	OPT	DA	OPT	BIN
BINDUNG	29: PROWADNIK1	1.000	0.000	0.000	0.00	0.000	2.740E+06	0	0.000E+00	0	0.000E+00	0	0.000E+00	0	
		0.000	1.000	0.000		0.000	0.000E+00	0	0.000E+00	0	0.000E+00	0	0.000E+00	0	
		0.000	0.000	1.000		0.000	0.000E+00	0	0.000E+00	0	0.000E+00	0	0.000E+00	0	
BINDUNG	30: PROWADNIK2	1.000	0.000	0.000	0.00	0.000	2.740E+06	0	0.000E+00	0	0.000E+00	0	0.000E+00	0	
		0.000	1.000	0.000		0.000	0.000E+00	0	0.000E+00	0	0.000E+00	0	0.000E+00	0	
		0.000	0.000	1.000		0.000	0.000E+00	0	0.000E+00	0	0.000E+00	0	0.000E+00	0	
BINDUNG	41: FX1	1.000	0.000	0.000	0.00	0.000	1.000E-01	0	0.000E+00	0	0.000E+00	0	0.000E+00	0	
		0.000	1.000	0.000		0.000	1.000E-01	0	1.000E-01	0	0.000E+00	0	0.000E+00	0	
		0.000	0.000	1.000		0.000	0.000E+00	0	1.000E-01	0	0.000E+00	0	0.000E+00	0	
BINDUNG	42: FX2	1.000	0.000	0.000	0.00	0.000	1.000E-01	0	0.000E+00	0	0.000E+00	0	0.000E+00	0	
		0.000	1.000	0.000		0.000	1.000E-01	0	1.000E-01	0	0.000E+00	0	0.000E+00	0	
		0.000	0.000	1.000		0.000	0.000E+00	0	1.000E-01	0	0.000E+00	0	0.000E+00	0	
BINDUNG	43: FX3	1.000	0.000	0.000	0.00	0.000	1.000E-01	0	0.000E+00	0	0.000E+00	0	0.000E+00	0	
		0.000	1.000	0.000		0.000	1.000E-01	0	1.000E-01	0	0.000E+00	0	0.000E+00	0	
		0.000	0.000	1.000		0.000	0.000E+00	0	1.000E-01	0	0.000E+00	0	0.000E+00	0	
BINDUNG	44: FX4	1.000	0.000	0.000	0.00	0.000	1.000E-01	0	0.000E+00	0	0.000E+00	0	0.000E+00	0	
		0.000	1.000	0.000		0.000	1.000E-01	0	1.000E-01	0	0.000E+00	0	0.000E+00	0	
		0.000	0.000	1.000		0.000	0.000E+00	0	1.000E-01	0	0.000E+00	0	0.000E+00	0	
BINDUNG	47: FIKCYJNY 1 PR	1.000	0.000	0.000	0.00	0.000	0.000E+00	0	0.000E+00	0	0.000E+00	0	0.000E+00	0	
		0.000	1.000	0.000		0.000	0.000E+00	0	0.000E+00	0	0.000E+00	0	0.000E+00	0	
		0.000	0.000	1.000		0.000	0.000E+00	0	0.000E+00	0	0.000E+00	0	0.000E+00	0	
BINDUNG	48: FIKCYJNY 1 LW	1.000	0.000	0.000	0.00	0.000	0.000E+00	0	0.000E+00	0	0.000E+00	0	0.000E+00	0	
		0.000	1.000	0.000		0.000	0.000E+00	0	0.000E+00	0	0.000E+00	0	0.000E+00	0	
		0.000	0.000	1.000		0.000	0.000E+00	0	0.000E+00	0	0.000E+00	0	0.000E+00	0	
BINDUNG	49: FIKCYJNY 2 PR	1.000	0.000	0.000	0.00	0.000	0.000E+00	0	0.000E+00	0	0.000E+00	0	0.000E+00	0	
		0.000	1.000	0.000		0.000	0.000E+00	0	0.000E+00	0	0.000E+00	0	0.000E+00	0	
		0.000	0.000	1.000		0.000	0.000E+00	0	0.000E+00	0	0.000E+00	0	0.000E+00	0	
BINDUNG	50: FIKCYJNY 2 LW	1.000	0.000	0.000	0.00	0.000	0.000E+00	0	0.000E+00	0	0.000E+00	0	0.000E+00	0	

0.000	1.000	0.000	0.000	0.000E+00	0	0.000E+00	0	0.000E+00	0	0.000E+00	0
0.000	0.000	1.000	0.000	0.000E+00	0	0.000E+00	0	0.000E+00	0	0.000E+00	0

```

+-----+
I          V E R B I N  -  M D E K 7 4          I
+-----+

```

EINGABE DER PARAMETER FUER DIE NICHTLINEAREN, AXIALEN KOPPELELEMENTE
(TRANSLATORISCH, TYP 74), FEDER- UND DAEMPFER-KENNLINIEN, HYSTERESEN

ANZAHL DER NICHTLINEAREN KOPPELELEMENTE VOM TYP 74 N74 = 2
ANZAHL DER NICHTIDENTISCHEN KOPPELELEMENTE VOM TYP 74 N74M = 1

BENENNUNG	WIRKRICHTUNG VON PI>PJ IN BASIS 'BIN'	WIRKRICHTUNG INNERHALB EINER KOMP. BINDUNG NUMMER DER HILFSBASIS-ACHSE	KOORDINATEN IN 'BIN'	KENNUNG ZU NOM. KRAFT/MOMENT	IDE ZUR BIN
	NAN(1,2,3)		EPSIAN(1,2,3)	(0=NEIN,1=MOEGL.)	
BINDUNG 45: SPREZYNA NIESTABILNA	0.0000 1.0000 0.0000			1	0
BINDUNG 46: SPREZYNA NIESTABILNA	0.0000 1.0000 0.0000			1	45

BINDUNG	BENENNUNG	IHYS	KFKL	NP/NPU	NPO	EPSH	KDKL	ND
45	: SPREZYNA NIESTABILNA :	0	2	2	0	0.000E+00	0	0
46	: SPREZYNA NIESTABILNA :	0	2	2	0	0.000E+00	0	0

BINDUNG	BENENNUNG	F E D E R K E N N L I N I E				D A E M P F E R -			
		OHNE HYST./UNTERE ENVELOPPE		OBRRE ENVELOPPE		K E N N L I N I E			
		KA/KU	RAH/RAU	FF/FU	KO	RAO	FO	VA	FD DA
45	: SPREZYNA NIESTABILNA :	0.000E+00	0.000E+00						0.000E+0
		1.000E+00	-2.000E+04						
BINDUNG 46:	SPREZYNA NIESTABILNA IST IDENTISCH MIT BINDUNG 45								

====> 1. KENNUNG IHYS (0 = KRAFTGESETZ OHNE HYSTERESE, 1 = KRAFTGES. MIT HYST.)
2. KENNUNG KFKL ZUR FEDERKENNLINIE : 0 = KEINE FEDERKRAFT VORHANDEN
FALLS IHYS=0: 1 = KONSTANTE FEDERSTEIFIGKEIT
2 = FEDERKENNLINIE ALS TABELLE
FALLS IHYS=1: 1 = ENVELOPPEN MIT KONSTANTER STEIGUNG
2 = PARALLELE ENVELOPPEN (TABELLE)
3 = VERSCHIEDENE ENVELOPPEN (TABELLE, GLEICHE ABSZISSE)
4 = BELIEBIGE ENVELOPPEN (TABELLE)
3. KENNUNG KDKL ZUR VISKOSEN DAEMPFERKENNLINIE
0 = KEINE, 1 = KONSTANTE DAEMPfung, 2 = DAEMPFERKENNLINIE ALS TABELLE
4. FALLS KDKL = 2: ANZAHL DER MESSWERTE DER TABELLE
5. KONTROLLAUSGABE (0=NEIN, 1=FEDERKENNLINIE, 2=DAEMPFERKENN., 3=BEIDES)

```

+-----+
I          V E R B I N  -  M D E K 8 7          I
+-----+

```

EINGABE DER PARAMETER FUER DIE NICHTLINEAREN, KOMPAKTEN
KOPPELELEMENTE VOM TYP 87 MIT DEM KRAFTGESETZ
SPREZYNA PNEUMATYCZNA (LINIOWA)

ANZAHL DER NICHTLINEAREN KOPPELELEMENTE VOM TYP 87 N87 = 4
ANZAHL DER NICHTIDENTISCHEN KOPPELELEMENTE VOM TYP 87 N87M = 1

BENENNUNG		12 PARAMETER PRO KOPPELELEMENT					
BINDUNG	25: SPR_2S_1_PR	2.00000E+05	4.60000E+05	0.00000E+00	0.00000E+00	1.69000E+05	0.00000E+00
		2.10000E+04	3.00000E+04	0.00000E+00	0.00000E+00	0.00000E+00	0.00000E+00
BINDUNG	26: SPR_2S_1_LW	IST IDENTISCH	MIT BINDUNG	25			
BINDUNG	27: SPR_2S_2_PR	IST IDENTISCH	MIT BINDUNG	25			
BINDUNG	28: SPR_2S_2_LW	IST IDENTISCH	MIT BINDUNG	25			

```

+-----+
I                                         M E D Y N A   -   V E R S I O N   8.0.1
I  MODELL 3311  : MODEL WAG. Z JEDNOSEGMENT. NADW. I SPR. NIESTAB.-ROBOCZY DLA 3306                                     DATUM: 12/14/95
I-----+
I  R E F S Y S  I DEFINITION DER BEWEGUNG DES REFERENZSYSTEMS DURCH VORGABE DER GESCHWINDIGKEITS- UND BESCHLEUNIGUNGSFUNKTIONEN
I               I ODER DES TRASSENVERLAUFS
+-----+

```

4. NUMMER DER ACHSE IM REFERENZSYSTEM FUER FAHRTRICHTUNG = 1 (MIT VORZEICHEN)

KOORDINATEN DER BAHNTANGENTE IM REFERENZSYSTEM = 1.00 0.00 0.00
 5. BETRAG DER KONSTANTEN FAHRGESCHWINDIGKEIT V0 = 33.30000 (LAENGE/ZEIT)
 6B. MODELL-NR FUER BOGEN MIT VARIABLER KRUEMMUNG = 11 (10= KURVENEINFART (GERADE RAMPE) 11= KURVENEINFART (S-RAMPE)
 IN DER HORIZONTALLEBENE (SIEHE BERICHT B02) 12= GLEICHSIN.BOGEN (GERADE RAMPE) 13= GLEICHSIN.BOGEN (S-RAMPE)
 14= GEGENSINN.BOGEN (GERADE RAMPE) 15= GEGENSINN.BOGEN (S-RAMPE)
 16= PARALLELVERTIEH. OHNE UEB.BOG. 17= PARALLELVERTIEH. MIT UEB.BOG.
 7B. KENNUNG ZUR UEBERHOEHUNG DER TRASSE = 1 (1 = DREHUNG UM MITTELLINIE, 2 = DREHUNG UM INNENSCHIENE)
 8B. PARAMETER FUER DAS AUSGEWAHLTE BOGENMODELL
 1. LAENGE DER GERADEN TRASSE L0 = 10.0000
 2. LAENGE DES UEBERGANGSBOGENS LUE = 240.0000 (LAENGE)
 3. BOGENRADIUS AM ENDE DES UEBERGANGSBOGENS R0 = 6.0000E+02 (LAENGE)
 4. UEBERHOEHUNG DER TRASSE AM ENDE DES UEB.BOGENS H0 = 0.1500 (LAENGE)
 5. ZUR UEBERHOEHUNG MASSGEBENDE BEZUGSLAENGE B0 = 1.5000 (LAENGE)
 KENNUNG ZU V0D = 0 (0 = BESCHLEUNIGUNG IST NULL; 1 = SONST)
 KENNUNG ZU OMEGA0D = 0 (0 = WINKELBESCHLEUNIGUNG IST NULL; 1 = SONST)

+-----+
 I M E D Y N A - VERSION 8.0.1
 I MODELL 3311 : MODEL WAG. Z JEDNOSEGMENT. NADW. I SPR. NIESTAB.-ROBOCZY DLA 3306 DATUM: 12/14/95
 I-----+
 I R E F S Y S I DEFINITION DER BEWEGUNG DES REFERENZSYSTEMS DURCH VORGABE DER GESCHWINDIGKEITS- UND BESCHLEUNIGUNGSFUNKTIONEN
 I E N D E I ODER DES TRASSENVERLAUFS
 +-----+

1
 +-----+
 I M E D Y N A - VERSION 8.0.1
 I MODELL 3311 : MODEL WAG. Z JEDNOSEGMENT. NADW. I SPR. NIESTAB.-ROBOCZY DLA 3306 DATUM: 12/14/95
 I-----+
 I R O T O R I DATEN VON ROTOREN, DEREN DRALL ZU BERUECKSICHTIGEN IST.
 I I (ES WERDEN NUR SYMMETRISCHE ROTOREN MIT KOERPERFESTEN AXSEN UND KONSTANTEN TRAGHEITSMOMENTEN ZUGELASSEN.)
 +-----+

+-----+
 I R O T O R - M D E R O T I
 +-----+

EINGABE VON ANZAHL, AXSE, TRAGHEITSMOMENT UND WINKELGESCHWINDIGKEIT
 DER SYMMETRISCHEN ROTOREN

ANZAHL DER ROTOREN: NRO = 4

	BENENNUNG	KOERPER- NR. NRI	KENNUNG F.OMEGAR	ROTORACHSE RROT(1,2,3)	TRAGHEITS- MOMENT JROT	OMEGAR (RAD/ZEIT)	OMEGARD (RAD/ZEIT**2)	ROLLRADIU RR (LAENG
ROTOR	1: ZESTAW1	1	2	0.0000 1.0000 0.0000	1.1000E+02	72.3913		0.4600
ROTOR	2: ZESTAW2	2	2	0.0000 1.0000 0.0000	1.1000E+02	72.3913		0.4600
ROTOR	3: ZESTAW3	3	2	0.0000	1.1000E+02	72.3913		0.4600

				1.0000			
				0.0000			
ROTOR	4:	ZESTAW4	4	2	0.0000	1.1000E+02	72.3913
					1.0000		0.4600
					0.0000		

GESAMTKENNUNG ZU ROTOREN: (1 = JA, 0 = NEIN)

CORIOLISMATRIX DR VORHANDEN: 1, GYROSKOPISCHE MATRIX KR VORHANDEN: 0, KOPPLUNG MIT VO VORH.: 1

GESAMTKENNUNG ZU ROTOREN: (1 = JA, 0 = NEIN)

CORIOLISMATRIX DR VORHANDEN: 0, GYROSKOPISCHE MATRIX KR VORHANDEN:

```

+-----+
I                                     M E D Y N A  -  VERSION  8.0.1
I  MODELL 3311  : MODEL WAG. Z JEDNOSEGM. NADW. I SPR. NIESTAB.-ROBOCZY DLA 3306                                     DATUM: 12/14/95
I  -----
I  R O T O R   I  DATEN VON ROTOREN, DEREN DRALL ZU BERUECKSICHTIGEN IST.
I  E N D E     I  (ES WERDEN NUR SYMMETRISCHE ROTOREN MIT KOERPERFESTEN ACHSEN UND KONSTANTEN TRAEGHEITSMOMENTEN ZUGELASSEN.)
+-----+
1

```

```

+-----+
I                                     M E D Y N A  -  VERSION  8.0.1
I  MODELL 3311  : MODEL WAG. Z JEDNOSEGM. NADW. I SPR. NIESTAB.-ROBOCZY DLA 3306                                     DATUM: 12/14/95
I  -----
I  A U S G A N G  I  DEFINITION VON LINEAREN UND NICHTLINEAREN AUSGANGS-BEZIEHUNGEN ZUR SYSTEMANALYSE IM ZEIT- UND FREQUENZBEREICH
I  I
+-----+

```

```

+-----+
I                                     A U S G A N G  -  M D E B B O                                     I
+-----+

```

DEFINITION VON BEOBACHTUNGSSTELLEN

(AUSWERTUNG VON RELATIV- ODER ABSOLUTGROESSEN VON LAGE, GESCHWINDIGKEIT UND/ ODER BESCHLEUNIGUNG)

ANZAHL DER BEOBACHTUNGSSTELLEN : NBE = 1

BENENNUNG	PUNKT PI		PUNKT PJ		IART ITYP	KOORDINATEN DER WIRKRICHTUNG			IN
	KOERPER KNOTEN		KOERPERKNOTEN			NAN(1,2,3)			BASIS
BEO 1: SRODEK NADWOZIA	7	1	0	0	3 4	0.0000E+00	1.0000E+00	0.0000E+00	1

LEGENDE:

ART : 1 = TRANSLATION, VERSCHIEBUNG 2 = TRANSLATION, GESCHWINDIGKEIT 3 = TRANSLATION, BESCHLEUNIGUNG

4 = ROTATION , VERSCHIEBUNG 5 = ROTATION , GESCHWINDIGKEIT 6 = ROTATION , BESCHLEUNIGUNG

7 = UMFASST 1 BIS 6

TYP : 1 = RELATIV, PUNKT PI GEGENUEBER PJ, RICHTUNG PI-->PJ 2 = RELATIV, PUNKT PI GEGENUEBER PJ, RICHTUNG NAN

3 = RELATIV ZU 'BIN', PUNKT PI, RICHTUNG NAN 4 = ABSOLUT ZU 'BI', PUNKT PI, RICHTUNG NAN

BASIS : 0 = NOMINALBASIS 'BIN' 1 = REFERENZBASIS 'BO' 2 = INERTIALBASIS 'BI' 3 = KOERPERFEST 'BPSIAN'

ANZAHL DER AUSGANGS-BEZIEHUNGEN AUS BEOBACHTUNGSSTELLEN : NYMBE = 1

LFD. NR.	LFD. NR.	BENENNUNG	
AUSGANG	IN YBEO		
1	1	REL.BESCHLEUN.	BI BEO 1 SRODEK NADWOZIA

```

+-----+
I           A U S G A N G   -   M D E S K R           I
+-----+

```

DEFINITION VON SCHNITTKRAFTEN UND -MOMENTEN IN VERBINDUNGEN, DIE ALS
AUSGANGSGROESSEN INTERESSIEREN

ANZAHL DER SCHNITTKRAFTFTE ALS AUSGANGS-BEZIEHUNGEN NYSKR = 6

LFD. NR.	LFD. NR.	BENENNUNG			
AUSGANG	IN SKR				
2	1	LAENGSKRAFT	T	BIN 33	STYK_11_PRAWY
3	2	QUERKRAFT	Y	BIN 33	STYK_11_PRAWY
4	3	VERTIKALKRAFT	Q	BIN 33	STYK_11_PRAWY
5	4	LAENGSKRAFT	T	BIN 34	STYK_11_LEWY
6	5	QUERKRAFT	Y	BIN 34	STYK_11_LEWY
7	6	VERTIKALKRAFT	Q	BIN 34	STYK_11_LEWY

```

+-----+
I                                     M B D Y N A   -   VERSION  8.0.1
I  MODELL 3311 : MODEL WAG. Z JEDNOSEGM. NADW. I SPR. NIESTAB.-ROBOCZY DLA 3306          DATUM: 12/14/95
I-----+
I  A U S G A N G  I  DEFINITION VON LINEAREN UND NICHTLINEAREN AUSGANGS-BEZIEHUNGEN ZUR SYSTEMANALYSE IM ZEIT- UND FREQUENZBEREICH
I  E N D B      I
+-----+

```

```

1
+-----+
I                                     M B D Y N A   -   VERSION  8.0.1
I  MODELL 3311 : MODEL WAG. Z JEDNOSEGM. NADW. I SPR. NIESTAB.-ROBOCZY DLA 3306          DATUM: 12/14/95
I-----+
I  G E K S Y S  I  GENERIERUNG DER KONSTANTEN SYSTEMMATRIZEN DES MKS UND KONDENSATION AUF ZUSTANDSPORM
I               I
+-----+

```

BENENNUNG DER NP = 42 UNREDUZIERTEN LAGEKOORDINATEN DES MKS BZGL.
KOERPERFESTER NOMINALBASEN.

KOORDINATE	BENENNUNG				
1	VERSCHIEBUNG IN	1	KOERPER	1	(ZESTAW1)
2	VERSCHIEBUNG IN	2	KOERPER	1	(ZESTAW1)
3	VERSCHIEBUNG IN	3	KOERPER	1	(ZESTAW1)
4	VERDREHUNG UM	1	KOERPER	1	(ZESTAW1)
5	VERDREHUNG UM	2	KOERPER	1	(ZESTAW1)
6	VERDREHUNG UM	3	KOERPER	1	(ZESTAW1)
7	VERSCHIEBUNG IN	1	KOERPER	2	(ZESTAW2)
8	VERSCHIEBUNG IN	2	KOERPER	2	(ZESTAW2)
9	VERSCHIEBUNG IN	3	KOERPER	2	(ZESTAW2)
10	VERDREHUNG UM	1	KOERPER	2	(ZESTAW2)
11	VERDREHUNG UM	2	KOERPER	2	(ZESTAW2)
12	VERDREHUNG UM	3	KOERPER	2	(ZESTAW2)
13	VERSCHIEBUNG IN	1	KOERPER	3	(ZESTAW3)
14	VERSCHIEBUNG IN	2	KOERPER	3	(ZESTAW3)
15	VERSCHIEBUNG IN	3	KOERPER	3	(ZESTAW3)
16	VERDREHUNG UM	1	KOERPER	3	(ZESTAW3)
17	VERDREHUNG UM	2	KOERPER	3	(ZESTAW3)
18	VERDREHUNG UM	3	KOERPER	3	(ZESTAW3)
19	VERSCHIEBUNG IN	1	KOERPER	4	(ZESTAW4)
20	VERSCHIEBUNG IN	2	KOERPER	4	(ZESTAW4)

21	VERSCHIEBUNG	IN	3	KOERPER	4	(ZESTAW4	)
22	VERDREHUNG	UM	1	KOERPER	4	(ZESTAW4	)
23	VERDREHUNG	UM	2	KOERPER	4	(ZESTAW4	)
24	VERDREHUNG	UM	3	KOERPER	4	(ZESTAW4	)
25	VERSCHIEBUNG	IN	1	KOERPER	5	(WOZEK1	)
26	VERSCHIEBUNG	IN	2	KOERPER	5	(WOZEK1	)
27	VERSCHIEBUNG	IN	3	KOERPER	5	(WOZEK1	)
28	VERDREHUNG	UM	1	KOERPER	5	(WOZEK1	)
29	VERDREHUNG	UM	2	KOERPER	5	(WOZEK1	)
30	VERDREHUNG	UM	3	KOERPER	5	(WOZEK1	)
31	VERSCHIEBUNG	IN	1	KOERPER	6	(WOZEK2	)
32	VERSCHIEBUNG	IN	2	KOERPER	6	(WOZEK2	)
33	VERSCHIEBUNG	IN	3	KOERPER	6	(WOZEK2	)
34	VERDREHUNG	UM	1	KOERPER	6	(WOZEK2	)
35	VERDREHUNG	UM	2	KOERPER	6	(WOZEK2	)
36	VERDREHUNG	UM	3	KOERPER	6	(WOZEK2	)
37	VERSCHIEBUNG	IN	1	KOERPER	7	(NADWOZIE	)
38	VERSCHIEBUNG	IN	2	KOERPER	7	(NADWOZIE	)
39	VERSCHIEBUNG	IN	3	KOERPER	7	(NADWOZIE	)
40	VERDREHUNG	UM	1	KOERPER	7	(NADWOZIE	)
41	VERDREHUNG	UM	2	KOERPER	7	(NADWOZIE	)
42	VERDREHUNG	UM	3	KOERPER	7	(NADWOZIE	)

```

subroutine unke87(init,inth,t,s0,v0,om0,xab,intab,yml,
*          index,par,ran,fan,rad,va,x,
*          fad,dfadra,dx,hnl,hilf)

C
C =====
C
C          u n k e 8 7                                ZAŁĄCZNIK NR3
C          =====
C          =====
C          Model funkcjonalny
C          poltoroidalnej spreżyny pneumatycznej
C
C          s t a n d          :   10.05.95
C
C          b e a r b e i t e r   : T.Lewandowski
C                               Politechnika Wroclawska I-16
C
C          z w e c k : bestimmung der dynamischen anteile der schnittkraefte
C          ===== nach einem anwenderspezifischen kraftgesetz fkt mit:
C                   fad = fkt (x,rad,va,t,fan,ran)
C
C          *
C          ( beschreibung des kraftgesetzes durch den anwender )
C          demonstrationsbeispiel : kompaktes feder-/daempfer-element
C          *
C
C          p a r a m e t e r : (reihenfolge nach der parameterliste)
C          =====
C
C          eingabe :
C
C          init....steuergroesse : = 0 : 1. durchlauf pro koppellement
C                               > 0 : mehrfacher durchlauf
C          inth....steuergroesse fuer hauptroutine neukon und numint
C                   = 2 aufruf der userroutine von neukon
C                   < 2 aufruf der userroutine von numint
C                   inth kennzeichnet den stand der integration
C                   fuer userroutinen, in denen zustandesabhaengiges
C                   schalten zwischen verschiedenen kraftgesetzen moeglich
C                   sein soll. es wird durch das setzen dieser variablen
C                   vermieden, dass innerhalb eines integrationsschrittes
C                   geschaltet wird.
C                   =-1 keine schaltung notwendig (voreinstellung)
C                   = 0 innerhalb eines integrationsschrittes
C                       kein schaltzeitpunkt
C                   = 1 ende eines integrationsschrittes
C                       schaltung zwischen zwei loesungsaesten moeglich
C                   inth ist nur fuer runge-kutta-bettis und gear von
C                   bedeutung. andere integratoren nutzen in der
C                   medyna-implementation die kennung inth nicht aus und
C                   sollten bei schaltvorgaengen (z.b hysteresen)
C                   vermieden werden.
C          t.....aktuelle simulationszeit
C          s0.....referenzweg
C          v0.....referenzgeschwindigkeit
C          om0.....(3), winkelbeschleunigung des referenzsystems.
C                   bei mehreren referenzsyst. ist immer das 1. gemeint
C          xab.....(nab), feld der abhaengigen groessen, die bei der zeit-
C                   integration ermittelt werden. die bedeutung der einzelnen
C                   groessen wird bei aufruf der druckroutine von hr geksys
C                   ausgedruckt.
C
C          intab...(10), pointer des letzten elements der teilfelder von xab

```

```

c
c          intab | teilfeld | -----
c                  | letztes el. |      bedeutung des teilfeldes
c
c      ( 1 ) : x(nxg)      , vektor der zustandsgrößen (y,dy,r,
c                          xknl,xsrs)
c      ( 2 ) : s0(2)       , s0(1) = ref.weg, s0(2) = ref.geschwind.
c      ( 3 ) : dx(nag)     , ableitungsgrößen der zustandsgrößen
c      ( 4 ) : gsys(ny)    , verallgemeinerte kräfte
c      ( 5 ) : u(nu)       , anregungen
c      ( 6 ) : fcgr(ncgr), beschleunigungsanteile und einfluss-
c                          größen inf. bewegtem referenzsystem
c                          (ny).. beschleunigungsanteile
c                          (15*nref)..führungsterme fuer nref
c                          referenzsysteme (winkelgeschw. u.a.)
c                          (5*nref-1)..offsets zwischen benach-
c                          barten referenzsystemen
c                          (5*nsrs)...offsets jedes radsatzes
c                          bez. seinem referenzsystem
c      ( 7 ) : fnl(nfnl) , schnittkräfte in nichtlin. koppellem.
c      ( 8 ) : frs(nfrs) , normal- und schlupfkräfte der
c                          r/s-substrukturen
c      ( 9 ) : fz(2*nczm), zwangskräfte infolge nichtlinearitae-
c                          ten (nichtlin. r/s-ke 21)
c      (10) : h(3)        , spez. größen zur integration
c yml.....(nyml),feld der in hr ausgang definierten ausgangsgroößen
c index...laufender index fuer dieses koppellement des typs ke 87
c par.....(m), modellpar. des kraftges., belegt in verbin (m >= 0)
c ran.....(n), nominale relativgrößen, fuer die die nom. schnitt-
c      kräfte fan(n) gelten
c      - n = 1 bei axialen ke mit einer wirkrichtung :
c        nominaler abstand oder nominaler drehwinkel in wirk -
c        richtung
c      - n = 6 bei kompakten ke :
c        ran(1-3) = nominaler abstandsvektor der koppelunkte ai
c        und aj in der in verbin festgelegten hilfsbasis eian
c        ran(4-6) = nominale kardanwinkel - verdrehungswinkel
c        der basis ejan des punktes aj gegenueber basis eian
c fan.....(n), nominale schnittkräfte (aus verbin, nomkra, neukon)
c      - n = 1 bei axialen ke mit einer wirkrichtung :
c        nom. schnittkraft/schnittmoment in/um wirkrichtung
c        (kennung ob kraft oder moment in parameterdatei def.)
c      - n = 6 bei kompakten ke :
c        fan(1-3) = nominale schnittkräfte in richtung der
c        achsen der in verbin festgelegten hilfsbasis eian
c        fan(4-6) = nominale schnittmomente um die achsen der
c        in verbin festgelegten hilfsbasis eian
c rad.....(n), dynamischer anteil der relativgrößen (aenderung
c        gegenueber der nom. relativgrösse ran)
c        (bedeutung analog den erlaeuterungen zu ran)
c va .....(n), relativgeschwindigkeit
c        (bedeutung analog den erlaeuterungen zu ran)
c x .....(nd), zustandsvariablen der eigendynamik
c
c ausgabe :
c inth..... steuergroesse fuer die integration
c        wenn useroutine als schaltroutine verwendet werden
c        soll, dann muss inth bei ersten aufruf (d.h init=0)
c        auf null gesetzt werden.
c        anderenfalls darf der wert von inth nicht veraendert
c        werden.
c fad.....(n), dyn. anteil der schnittkräfte nach def. funktion
c        (bedeutung analog den erlaeuterungen zu fan)
c dfadra..(n), partielle ableitungen der schnittkraftfkt.nach

```

```

c          rad ( fuer hr neukon und hr geksys)
c dx.....(nd), ableitungen der zustandsvar. der eigendyn. (nd >= 0)
c hnl.....(nh), feld fuer spezielle ausgabegroessen im ausgabe -
c          vektor xab, sofern in der parameterdatei
c          nh > 0 ist. (nh >= 0)
c
c hilfsgroessen :
c hilf....hilfsfeld zur n u t z u n g durch den a n w e n d e r :
c hilf....(10) fuer translatorisch/rotatorisch wirkende ke
c          (60) fuer kompakte koppellemente
c          hilfsfeld pro koppellement, um identitaet gewaehrleisten
c          zu koennen
c
c          -----
c          * gesamtschnittkraefte: fa = fan + fad
c          gesamtrelativgroessen: ra = ran + rad
c          ra und fa > 0 : zug ; ra und fa < 0 : druck
c          (in rad ist die betreffende weganregung dieses ke
c          bereits mitberuecksichtigt.)
c
c          * ueber die in verbin einzugebende kennung zu den
c          nominalkraeften kann gesteuert werden, ob hr nomkra
c          fuer dieses koppellement einen wert von fan errechnet
c          (kennung = 1) oder ihn null belaesst (kennung = 0).
c          es ist allerdings zu beachten, dass im ersten fall
c          fan die nominalkraft der g a n z e n v e r b i n -
c          d u n g und nicht nur die kraft dieser teilkomponente
c          ist, falls die bindung aus mehreren ke besteht. im
c          zweiten fall ist fan nach aufruf der hr neukon nicht
c          mehr null, sondern der ermittelte kraftzuwachs.
c          ran sind die laengen, die sich aus der geometrie der
c          bindungen ergeben, wie sie durch hr konfig und verbin
c          definiert und durch hr neukon abgeaendert sind.
c          dem anwender bleibt es ueberlassen, wie er das kraft-
c          gesetz definiert:
c          1. das kraftgesetz fa = f(ra) ist u n a b h a e n -
c          g i g v o n der e i n b a u l a e n g e
c          definiert.
c          der anwender muss im ersten integrationsschritt
c          (init = 0) die verschiebung rn ermitteln, die
c          das ke erfahrt, um die nominale schnittkraft
c          fan uebertragen zu koennen. damit bei identischen
c          koppellementen keine fehler auftreten, sollte
c          diese groesse im feld h i l f abgelegt werden.
c          die zur berechnung der kraft notwendige ver-
c          schiebung ist dann rn + rad. damit kann der
c          anwender die gesamtkraft fa gemaess dem kraftge-
c          setz ermitteln, m u s s aber zur ermittlung des
c          dynamischen kraftanteils fad noch die rechnung
c          f a d = f a - f a n a u s f u e h r e n .
c          2. das kraftgesetz fa = f(ra) ist i n a b h a e n -
c          g i g k e i t v o n der e i n b a u l a e n g e
c          r a n und der d a z u g e h o e r i g e n
c          k r a f t f n definiert.
c          falls fan durch hr nomkra ermittelt wurde, sind
c          f a n und f n gaenzlich v e r s c h i e d e n ,
c          da hr nomkra unabhaengig vom kraftgesetz
c          die kraefte auf die verbindungen verteilt,
c          die nominale schnittkraefte aufnehmen koennen.
c          es bleibt dem anwender nichts anderes
c          uebrig, als die passenden nom. schnittkraefte
c          vorab in hr verbin einzugeben. es muss dann
c          die forderung fan = fn erfuellt sein. der
c          dynamische kraftanteil fad errechnet sich
c          aus fad = fkt(rad + ran) - fn

```



```

c
c =====
c
c=s  real          par,t,ran,fan,rad,va,fad,dfadra,x,dx
     double precision par,t,ran,fan,rad,va,fad,dfadra,x,dx
     *              ,s0,v0,om0,xab,yml,hnl,hilf
     dimension par(*),ran(*),fan(*),rad(*),va(*)
     dimension om0(3),xab(*),intab(10),yml(*),hilf(*)
     dimension fad(*),dfadra(*),x(*),dx(*),hnl(*)

c
c      1. k r a f t g e s e t z  fad = fkt (x,rad,va,t,fan,ran)
c
c *****  a n w e n d e r - e i n t r a g - a n f a n g  *****
c
c      fad(1) = par(1) * rad(1) - par(5) * rad(5) + par(7) * va(1)
c      *- par(11) * va(5)
c      fad(2) = par(1) * rad(2) + par(5) * rad(4) + par(7) * va(2)
c      ** par(11) * va(4)
c      fad(3) = par(2) * rad(3) + par(8) * va(3)
c      fad(4) = par(3) * rad(4) + par(5) * rad(2) + par(9) * va(4)
c      ** par(11) * va(2)
c      fad(5) = par(3) * rad(5) - par(5) * rad(1) + par(9) * va(5)
c      *- par(11) * va(1)
c      fad(6) = par(4) * rad(6) + par(10) * va(6)
c
c *****  a n w e n d e r - e i n t r a g - e n d e  *****
c
c      2. partielle ableitung der nichtlin. fkt. nach ra fuer neukon
c          dfadra = fkt(rad,ran)
c
c      (bitte hier die funktionen fuer n ableitungen eintragen)
c
c *****  a n w e n d e r - e i n t r a g - a n f a n g  *****
c
c      dfadra(1) = par(1)
c      dfadra(2) = par(1)
c      dfadra(3) = par(2)
c      dfadra(4) = par(3)
c      dfadra(5) = par(3)
c      dfadra(6) = par(4)
c
c *****  a n w e n d e r - e i n t r a g - e n d e  *****
c
end

```

