

Symulacja cyfrowa układów dynamicznych pojazdów szynowych. System komputerowy TRAIN.

W artykule przedstawiony jest ogólny opis systemu symulacji cyfrowej (TRAIN) układów dynamicznych pojazdów szynowych ze szczególnym zwróceniem uwagi na jego budowę i możliwości wykorzystania go w procesie tworzenia nowego pojazdu.

Wstęp

Określony problem w tytule zostanie przedstawiony w cyklu artykułów, które kolejno obejmą:

- Studium zagadnienia zawierające omówienie dotychczasowego stanu wiedzy na temat symulacji cyfrowej w odniesieniu do drgań ze szczególnym wyeksponowaniem drgań pojazdów szynowych, jak również przedstawienie w świetle tego, opracowanego systemu symulacji cyfrowej TRAIN,
- dyskretyzację układów ciągłych metodą elementów skończonych w ujęciu metody sił wraz z identyfikacją macierzy sztywności w odniesieniu do współrzędnych głównych,
- alfanumeryczną budowę równań ruchu oraz „czułości” w ujęciu automatycznego generowania,
- analizę częstotściową oraz częstotściowo-amplitudową drgań układów liniowych,
- analizę czasową oraz „czułościową” z uwzględnieniem stabilności układów nieliniowych
- praktyczne wskazania w wykorzystaniu systemu komputerowego TRAIN.

Każdy z tych artykułów będzie przedstawiał sobą całość zamkniętą: sformułowanie problemu, jego rozwiązanie oraz przykład obliczeniowy. Przy opracowywaniu bibliografii wymieniono tylko te pozycje, które zapoczątkowały jakiś problem, lub ujmują go całościowo.

Stosowane oznaczenia:

- $A, [A]$ — współczynnik podatności, macierz podatności,
 $\{b\}$ — wektor wymuszenia drgań dla równań ruchu zawierających $[A]$,
 $B = EI$ — sztywność elementu, na zginanie,
 $C, [C]$ — współczynnik tłumienia oraz macierz tłumienia,
 f — równanie ruchu zawierające badany parametr p ,
 $K, [K]$ — współczynnik sztywności oraz macierz sztywności,
 λ — przemieszczenie elementu podatnego,
 $m [M]$ — masa elementu oraz macierz mas,
 μ — współczynnik tłumienia podsypki,
 $[N]$ — funkcja kształtu z MES,
 p — badany zmienny parametr
 $P, \{P\}$ — siła wymuszająca drgania oraz wektor wym. drgania,
 $q, \dot{q}, \ddot{q}, \{q\}, \{\dot{q}\}, \{\ddot{q}\}$ — odpowiednie przemieszczenie uogólnione elementu, prędkość, przyspieszenie oraz wektor przemieszczeń elementów, prędkości i przyspieszeń,
 Q_k^z — niezachowawcze siły uogólnione zewnętrzne,
 R — funkcja Rayleigh'a,
 T — energia kinetyczna pojazdu zastępczego,
 $u, \dot{u}, \ddot{u}, \{u\}, \{\dot{u}\}, \{\ddot{u}\}$ — odpowiednio funkcja „czułości” wpływu parametru na element, jej prędkość, przyspieszenie oraz wektor funkcji „czułości”, wektor prędkości i wektor przyspieszeń,
 U — energia potencjalna pojazdu zastępczego,
 X — kierunek względem osi OX,
 Y — kierunek względem osi OY,
 Z — kierunek względem osi OZ.

Studium zagadnienia w literaturze

Temat pracy przedstawiony w tytule został podjęty w wyniku konkretnego zapotrzebowania na nowe dokładniejsze metody analiz dynamicznych pojazdów szynowych o bardzo różnorodnym wachlarzu konstrukcji. Nowoczesne i ekonomiczne projektowanie tego typu konstrukcji wymaga głębszego wniknięcia w rzeczywistość ich pracę dynamiczną w celu zapewnienia dostatecznego stopnia bezpieczeństwa i trwałości konstrukcji przy minimalnych kosztach. To też komputeryzacja analiz dynamicznych umożliwia nie tylko uzyskanie większej dokładności wyników, lecz co najważniejsze stwarza nowe możliwości rozwiązania zagadnień dotychczas rozpatrywanych w zasadzie na drodze analitycznej. Stosowane metody analityczne pozwalały rozpatrywać układy o kilku stopniach swobody z racji swej złożoności wyprowadzeń zależności oraz ich rozwiązań, co obecnie jest niewystarczające. Przy większej ilości stopni swobody okazuje się koniecznym wprowadzenie do analizy maszyn cyfrowych, jednak z zastosowaniem metod komputerowych. Wydaje się, że metoda komputerowa [3], [8] powinna odpowiadać trzem następującym warunkom:

- po pierwsze uwzględniając fakt, że komputer działając w sianach dyskretnych może wykonywać tylko proste operacje arytmetyczne i logiczne, metoda musi być zarytmetyzowana,
- po drugie, pamiętając o tym, że realizacja obliczeń przez maszynę dokonuje się za pomocą programu będącego zestawem prostych instrukcji, ułożonych według określonego porządku i sekwencji, metoda musi nadawać się do usystematyzowanego i bardzo przejrzystego opisu za pomocą wspomnianych prostych operacji arytmetycznych i logicznych, inaczej mówiąc musi pozwalać na zbudowanie algorytmu bez miejsc nieoznaczonych z punktu widzenia działania maszyny.
- po trzecie widząc jak ważną rzeczą dla efektywnego wykorzystania komputera jest odpowiednie gospodarowanie pamięcią maszyny, tzn. dostarczenie, przeniesienie i wydawanie informacji w postaci alfanumerycznej, zapł. matematyczny metody musi być zblokowany, łatwy do zaprogramowania. Takie cechy właśnie wykazuje rachunek macierzowy. Ujmując dane wielkości alfanumeryczne w bloki (pakiety) umożliwia on łatwe i właściwe zagospodarowanie całych obszarów pamięci za pomocą małej liczby rozkazów (małego programu).

Metody numeryczne można podzielić na dwie grupy. Pierwsza wywodzi się z idealizacji związków matematycznych opisujących badany obiekt o charakterze kontinuum. Należą tu metody oparte na technice różnic skończonych oraz na całkowaniu numerycznym. Do drugiej grupy należą metody, podstawą których jest idealizacja badanego obiektu na elementy i założeniu, że połączone są one w całość za pomocą skończonej liczby węzłów (dyskretyzacja). Reprezentatywną dla całej grupy jest metoda elementów skończonych, która może mieć trzy wydania: jako macierzowa metoda sił [1], przemieszczeń [1], [23] lub mieszana.

Rozwój metod komputerowych dotyczących analiz dynamicznych kontinuum sprężystego nastąpił w pierwszych latach sześćdziesiątych. Zostały one uwidocznione w spo-

sób wyraźny na piątej konferencji komputerowej ASCE (American Society of Civil Engineers), która odbyła się w 1970 roku w Lafayette. Jest to już okres trzeciej rewolucji komputerowej. Pierwsza rewolucja, przypadająca w latach pięćdziesiątych wiązana jest z wykorzystaniem logicznych operacji komputera przy wsadowym systemie przetwarzania danych. Druga rewolucja w latach sześćdziesiątych spowodowana było możliwością zdalnego wykorzystania maszyny oraz systemu time — sharing. Trzecią rewolucję znamionuje istnienie szybkich sieci komunikacyjnych pomiędzy maszynami różnych typów, tworzącymi systemy komputerowe, rozwój techniki powiązań pomiędzy różnymi programami, zapewniający swobodny przepływ danych od różnych dobranych źródeł do użytkownika istnienie zintegrowanych systemów komputerowych zawierających banki danych i algorytmów, wyposażonych w techniki i urządzenia umożliwiające dostęp i optymalny wybór danych i algorytmów.

Sytuację w dziedzinie zastosowań komputerów w mechanice konstrukcji na początku lat siedemdziesiątych w USA charakteryzują następujące fakty:

- używanie komputerów we wszystkich jednostkach badawczych i projektowych jest powszechne,
- uruchomienie i wdrożenie do codziennej praktyki 400 poważnych programów. Dotyczą one analizy wszelkich typów konstrukcji. Od ustrojów prętowych, poprzez dźwigiary powierzchniowe, aż do układów trójwymiarowych. Ujmują te programy wszelkie rodzaje obciążeń: statyczne, dynamiczne, termiczne, akustyczne itp. Pozwalają analizować stany sprężyste, plastyczne, nieliniowe (geometryczne i fizyczne). Uwzględniać efekty reologiczne, zmęczeniowe itp.

Wśród 400 wspomnianych programów jest kilkanaście bardzo ogólnych systemów jak np.

EASE — umożliwiający analizę statyczną dowolnej linowo sprężystej konstrukcji dającej się rozłożyć na elementy belkowe i płytowe,

STARDINE — do analizy statycznej i dynamicznej układów wymienionych przy EASE,

SAMIS — do analizy statycznej i dynamicznej układów nieliniowych geometrycznie, dających się rozłożyć na elementy prętowe, płytowe i powłokowe,

REXBAT 5 — do analizy statycznej i dynamicznej układów anizotropowych dających się rozłożyć na elementy prętowe (proste, zakrzywione), powierzchniowe (dwukrzywiłkowe) oraz trójwymiarowe (czworościenne i sześciostienne).

W Europie są uruchamiane duże kompleksowe programy do analizy konstrukcji np. ASKA — system opracowany przez grupę Argyrisa, czy SESAM — 69 [19] opracowany w Norwegii. Ten ostatni został zakupiony jako licencja przez Centrum Techniki Okrętowej w Gdańsku w 1974 r. Zakończenie jego adaptacji w Polsce przewiduje się na III kwartał br. System ten w przeważającej ilości składa się z programów dokonujących analizy statycznej konstrukcji powłokowych, prętowych, mieszanych i bryłowych, a tylko jeden z nich NV461 dotyczy badania częstotliwości drgań własnych cienkich powłok z usztywnieniami. Program NV461 [19] będzie uruchomiony w Polsce w I kwartale 1975 r. Opiera się on o zagadnienie liniowe w postaci równania MES [23]

$$[M] \frac{\partial^2}{\partial t^2} \{q\} + [K] \{q\} = 0,$$

gdzie na uwagę zasługuje $[M]$ („consistent mass matrix”), która uwzględnia sprężenia bezwładnościowe, a więc lepiej modeluje zachowanie się konstrukcji, aniżeli uzyskuje się to w oparciu o diagonalną macierz mas. System SESAM-69 wymaga maszyny cyfrowej o pojemności 120K bajtów (Odra 1304 posiada 32 K bajty).

Oprócz tego w Polsce dostępny jest język symulacji układów ciągłych — System 1360 Continuous System Modeling Program 360A-CX-16X, zakupiony w USA wraz z maszyną cyfrową IBM360. Jest on dostępny w „ZOWAR” — Warszawa. CSMP [24] (Continuous System Modeling Program) jest językiem programowania służącym do symulacji systemów ciągłych, posiadających już zidentyfikowane parametry elementów podatnych. A więc jest systemem niepełnym. Składa się z 34 funkcji podstawowych oraz deklaracji służących do budowy funkcji specjalnych spełniających szczególne wymagania użytkownika. Pozwala także korzystać z funkcji biblioteki FORTRAN-u. W ramach funkcji podstawowych istnieje także bloki charakterystyczne dla maszyn analogowych jak: integra-

tory, przekładniki, komparatory itp. Do najważniejszych cech CSMP należy zaliczyć sekwencyjność instrukcji i możliwość wyboru metody całkowania. Z pewnymi wyjątkami instrukcje strukturalne mogą być pisane w dowolnej kolejności, a następnie sortowane przez program. Językiem źródłowym jest FORTRAN IV (poziom G) i niektóre procedury w języku Assembler S/360. CSMP działa w systemie operacyjnym OS/360 i wymaga 102 K bajtów pamięci operacyjnej (oprócz wymagań OS/360), a więc maszyn cyfrowych bardzo dużych, trudno dostępnych w Polsce.

Bardziej przystosowanym do parku maszyn cyfrowych znajdujących się w Polsce jest system SFEM-72 (Stiff Finite Elements Method), którego rozpoczęto opracowywać w 1972 r. [7] w Politechnice Gdańskiej. Składa się on z ośmiu grup podprogramów, z których w zależności od potrzeby można w prosty sposób komponować programy obliczeń drgań dowolnie złożonych układów liniowych. Obliczenie drgań sprowadza się w tym systemie do analizy częstościowej i amplitudowo-częstościowej układów dynamicznych liniowych wg ogólnie znanych zasad metod komputerowych [21]. Oprócz tego system ten, podobnie jak CSMP, wymaga już zidentyfikowanych charakterystyk elementów podatnych układów ciągłych łączących skończone sztywne elementy.

Oprócz jednak ogólnych systemów powstają również opracowania specjalistyczne, dotyczące zagadnień analizy dynamicznej pojazdów szynowych. Są one prowadzone w dwóch kierunkach. Pierwszy z nich dotyczy wyłącznie analitycznego rozważania zagadnień, a drugi analityczno-numerycznego.

Typowym przedstawicielem teoretycznej analizy drgań pojazdu szynowego jest opracowanie [22]. Rozpatruje się w nim kolejno: model ogólnych drgań pojazdu szynowego, współdziałanie koła i szyny, równania drgań pojazdu (zastępczego, równania drgań bocznych. Jako model drgań przyjmuje się układ dyskretny, składający się z brył sztywnych, połączonych beznawowymi elementami o ogólnie nieliniowych charakterystykach własności mechanicznych). Jako bryły sztywne przyjęto: nadwozie pojazdu, wózki zestawy kół wraz z maznicami i innymi nieusprężynowanymi elementami oraz zastępczą masę toru zredukowaną do punktu styku z szyną. Położenie wszystkich elementów pojazdu zastępczego określono za pomocą 46 współrzędnych uogólnionych. Po przyjęciu sztywnego powiązania nadwozia z wózkami w kierunku podłużnym uzyskano ostatecznie układ 44 równań. Do układu tego następnie wprowadzono uproszczenia i uzyskano do dalszej analizy układ trzech równań dla drgań pojazdu w płaszczyźnie pionowej oraz siedmiu dla drgań bocznych, które sprzężone są z drganiami pionowymi. W wyniku analizy teoretycznej [22] opracowano program na maszynę cyfrową. Opracowanie to dotyczy metody oceny wpływu parametrów usprężynowania pojazdu szynowego z wózkami dwuosiowymi na własności dynamiczne pojazdu w płaszczyźnie pionowej. Model matematyczny pojazdu uwzględnia:

- pionową podłużną płaszczyznę symetrii pojazdu, dowolnie położony środek masy nadwozia, różne co do wartości masy usprężynowane wózków, różne co do wartości parametry zlinearyzowanych charakterystyk elementów usprężynowania.
- wymuszenia harmoniczne, okresowe i okresowo impulsowe traktowane jako pionowe przemieszczenie zestawów kół.

Równania ruchu przyjęto dla sześciu współrzędnych: przemieszczenia lewego i prawego podparcia pudła na wózkach, przemieszczenia środków ciężkości wózków oraz kąty obrotów wózków. Funkcję wymuszającą drgania rozwinięto w szereg Fouriera, a odpowiedzi układu szukano na drodze analitycznej, a następnie dokonano zapisu ich dla maszyny cyfrowej. Opracowanie poprowadzono drogą tradycyjną, bez wprowadzania metod komputerowych, a maszynę cyfrową wykorzystano jako arytmometr. Niemniej w rozwinięciu metod analitycznych opracowanie jest świetnym przykładem wprowadzenia rozważań teoretycznych do zagadnień praktycznych.

Odmiernym opracowaniem od [22] są prace [25], [26] wykonane przez Instytut Pojazdów Szynowych Belgrad — Jugosławia. Dotyczą one zastosowania maszyn cyfrowych do wyznaczania właściwości dynamicznych dwu i czteroosiowych wagonów. W pierwszym opracowaniu [25] rozpatrzono dyskretyzację wagonu dwuosiowego. Do równań ruchu wprowadzono już sztywność skrzyni pudła, odkształcalność poprzeczną szyny oraz analizę „czu-

kości". Równania ruchu zostały utworzone w oparciu o zasadę d'Alamberta w postaci

$$[M]\{\ddot{q}\} = \{p\}$$

z której uzyskano sześć równań różniczkowych pierwszego rzędu oraz dwanaście drugiego rzędu. Równania pierwszego rzędu reprezentują odkształcalność szyny pod wpływem działających sił, przy czym sprzężone są one z równaniami ruchu. Wprowadzono również równania „czułości” celem prześledzenia wpływu rodzaju zawieszenia. W pracy przytoczono przykładowo tylko dwa równania czułości i to pierwsze oraz szóste, których zapis dokonano na 22 formatach A4. Utworzenie tych równań na drodze analitycznej jest bardzo uciążliwe przy założeniu kilkakrotnego sprawdzenia ich. Praca tego typu możliwa jest tylko do wykonania przez Instytut, przy czym trzeba zaznaczyć, że ze względu na posiadane różne rozwiązania konstrukcyjne, takich opracowań należałoby wykonać wiele. Wynika stąd, że przyjęta metoda nie może być powielana. Dokonana analiza wpływu parametrów konstrukcyjnych dla konkretnego rozwiązania wagonu dwuosowego nie udziela odpowiedzi na wszystkie problemy interesujące konstruktora.

Drugim opracowaniem [26] jest analiza dynamiczna wagonu towarowego czteroosiowego opartego na wózkach Y25 Cs. Model matematyczny został opisany 23 równaniami ruchu w których uwzględniono odkształcalność skrzyni pudła oraz ram wózków. Układy równań ruchu okazały się sprzężone i nieliniowe. Rozwiązania dokonuje się wg zależności

$$\{\ddot{q}\} = [A]^{-1}\{b\},$$

w każdym kroku całkowania. Odwracanie macierzy $[A]$ przedłuża i to znacznie czas pracy maszyny. Reasumując stwierdza się, że konstruktor dokonujący ustalenia parametrów dynamicznych pojazdu określa postacie energii oraz sił zewnętrznych, dokonuje ustalenia równań ruchu w oparciu o zasadę Lagrange'a, a następnie koduje te równania i dokonuje wstępnych uruchomień programu. Należy tu podkreślić, że system rozwiązywania układu równań ruchu przeprowadza się w oparciu o specjalnie przygotowany algorytm dla opracowanego typu konstrukcji. A więc w przypadku pojawienia się jakichkolwiek zmian konstrukcyjnych należy utworzyć na nowo (przez konstruktora) równania ruchu, zakodować je i uruchomić opracowany program. Cykl ten jest bardzo długi i nieprzydatny w praktyce inżynierskiej, ponieważ w fazie powstawania projektu ciągle nanoszone są zmiany konstrukcyjne, a czas oczekiwania na odpowiedź wydłuża się z racji każdorazowego zaprogramowania i uruchomienia programu.

Opracowanie [26] w stosunku do poprzedniego jest znacznie uproszczone, ponieważ uzyskuje się odpowiedź układu w funkcji czasu. Nie przytacza się żadnych kryteriów oceny pojazdu. Nie uwzględniono również tak ważnego zagadnienia jakim jest badanie stabilności układu nieliniowych równań ruchu.

Bardziej zawężonym opracowaniem jest [13]. Rozpatrywane jest w nim zagadnienie drgań własnych pudła. Przeprowadzono analizę teoretyczną popartą doświadczeniami. Model dyskretny przyjęto jako układ liniowy. Opracowanie to jest fragmentem analizy ukierunkowanej badaniami wytrzymałościowymi. Istotnym wnioskiem wypływającym z opracowania [13] jest stwierdzenie, że tłumierność konstrukcji jest tak duża, iż nie ma obawy o duże przyrosty naprężeń w przypadku zaistnienia wymuszeń zbliżonych do rezonansowych.

Drganiami gęstymi pudła zajmują się ORE w opracowaniu [14]. Rozpatrzono w nim pudło w postaci belki, której ruch drgający ustalono wg równania

$$B \frac{dq_z^4}{dt^4} + m \frac{dq_z}{dt^2} + C \frac{dq_z}{dt} = 0$$

przy czym rozwiązanie poszukuje się w postaci

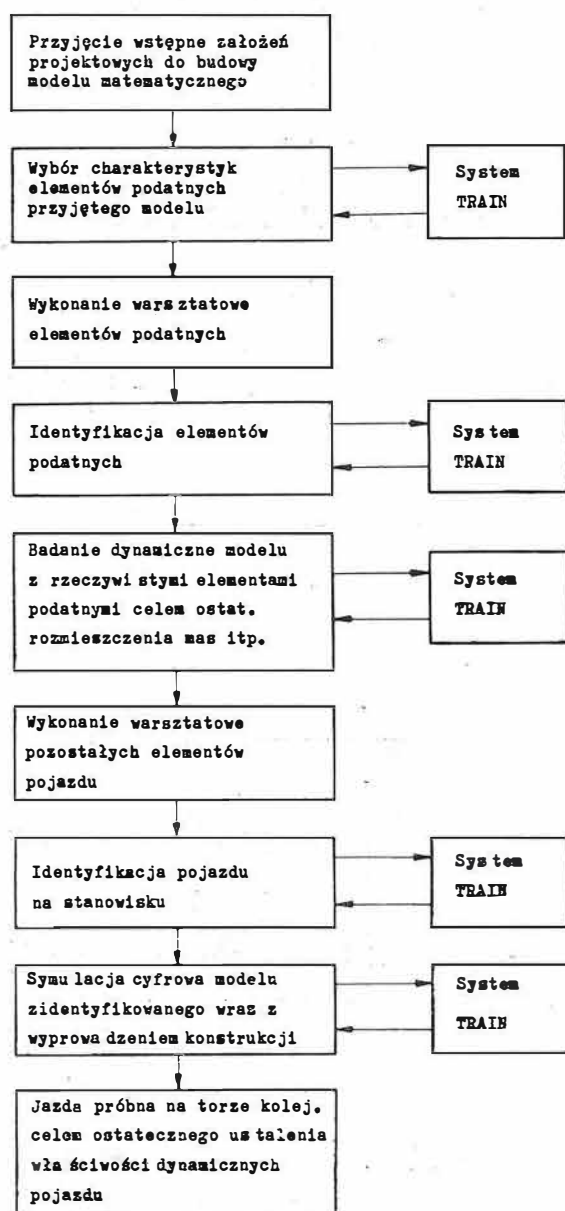
$$q_z = q_{z1} \sin \omega t + q_{z2} \cos \omega t$$

Rozwiązanie sprowadza się do znalezienia 18 niewiadomych z 18 równań liniowych. Wynika stąd, że również i w tym opracowaniu nie zastosowano metod komputerowych, ponieważ zagadnienie rozwiązano na drodze analitycznej, a następnie dokonano tylko rozwiązania 18 równań algebraicznych. Jednak w praktyce metoda ta nie znajduje większego zastosowania, ponieważ większość

konstrukcji pudeł pojazdów szynowych nie da się jednak zastąpić układem dyskretnym w postaci belki o stałym momencie bezwładności i stałej intensywności obciążenia.

Z przeprowadzonej analizy wynika, że dotychczasowe opracowania zagadnień analiz dynamicznych pojazdów szynowych nie uwzględniają takich problemów jak: komputeryzacja metod, identyfikacja modelu z obiektem badanym przy użyciu komputera oraz przeprowadzenie analiz dynamicznych nie na obiekcie znajdującym się na stanowisku, lecz na modelu przy użyciu maszyny cyfrowej. Proces taki jest obecnie nowym trendem użycia elektronicznej techniki obliczeniowej w badaniu rzeczywistego zjawiska i nazywany jest symulacją cyfrową. Symulacja oznacza imitowanie formy lub zachowanie się czegoś. Znanne są różne rodzaje symulacji: hydrauliczna, membranowa, elektryczna oraz symulacja cyfrowa przy użyciu komputerów. We wstępie zdefiniujemy pojęcie „symulowanie cyfrowe”. Wygodnie będzie dokonać tego przy pomocy analizy dwóch głównych celów tego postępowania. Używamy symulowania cyfrowego albo jako sposobu sprawdzania (lub nawet konstruowania) hipotezy albo jako środka do badania dobrze znanego, ale skomplikowanego procesu.

Ogólnie mówiąc, w pierwszym wypadku znamy zbiór zmiennych wejściowych oraz odpowiadające im wyniki i staramy się zbudować taki model, który dla odpowiednich danych wejściowych utworzy oczekiwane rezultaty. Innymi słowy mamy do czynienia z rzeczywistym procesem.



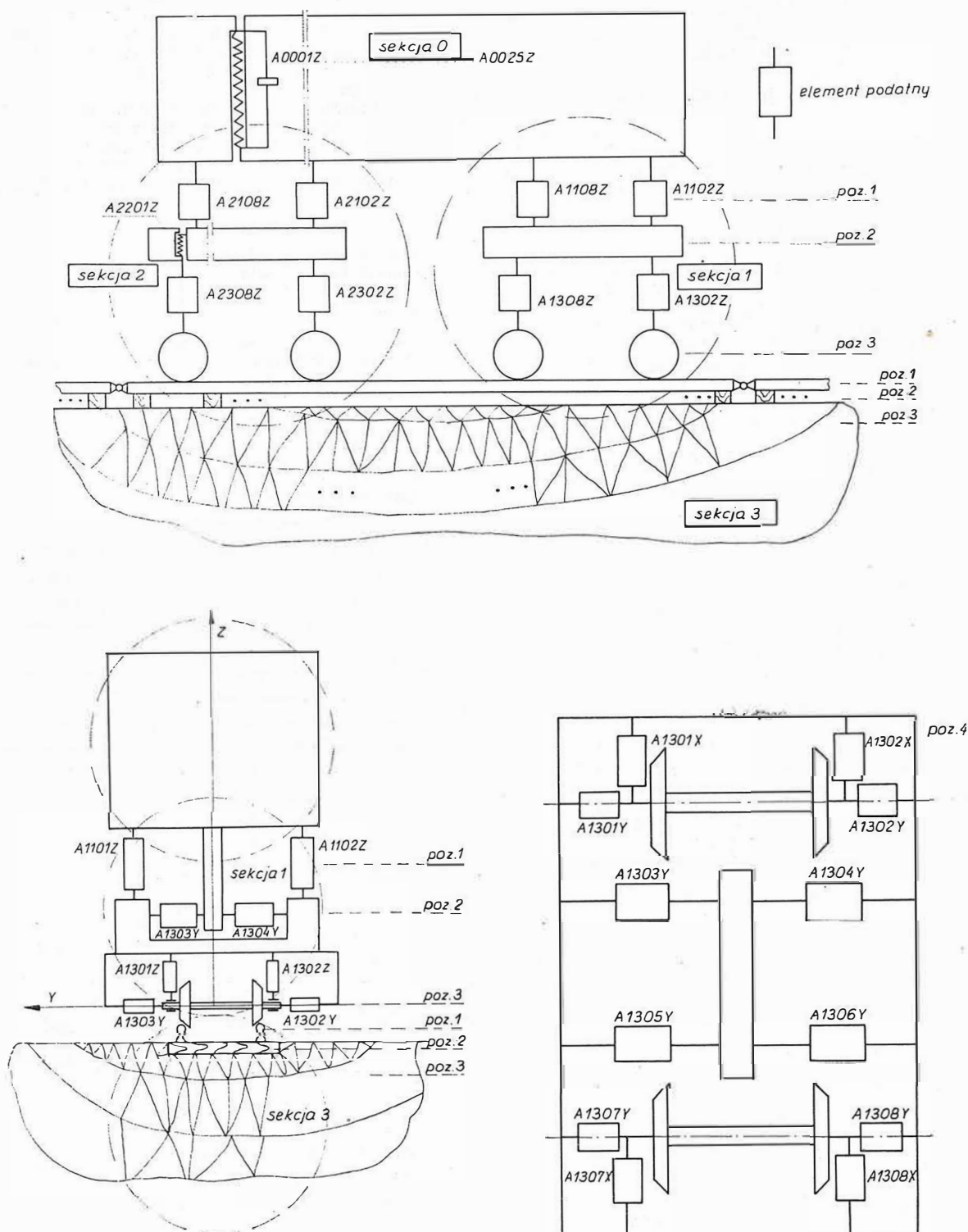
Rys. 1. Ornigram wykorzystania systemu TRAIN w fazie opracowania nowej konstrukcji.

sem, który przekształca jeden zbiór informacji w inny, a my próbujemy skonstruować algorytm, który dokonałby tego samego przekształcenia. Jeśli osiąga się zadawalającą zgodność to można stwierdzić że skonstruowany algorytm symuluje oryginalny proces, przynajmniej o tyle, że dokonuje tego samego przekształcenia informacji.

W drugiej klasie zastosowań, znamy algorytm symulowanego procesu, ale zamiast eksperymentowania na samym procesie, preferujemy eksperymentowanie na jego modelu. Może to mieć miejsce z wielu powodów. Albo proces fizyczny trwa zbyt długo lub jest zbyt skomplikowany, aby dał się łatwo obserwować, albo też wykonanie wielu rzeczywistych eksperymentów mogłoby być zbyt kosztowne. Sumując możemy powiedzieć, że w tym drugim przypadku symulacja polega na zastąpieniu eksperymentowania na rzeczywistym procesie przez jego eks-

pertymentowanie na jego modelu matematycznym. Dotychczas stosowano przeważnie metody symulowania cyfrowego do systemów w których występują kolejki. Obecnie czynione są próby [9] stosowania symulowania cyfrowego na zagadnieniu wytrzymałościowe. Innego rodzaju symulacją jest zastosowanie maszyn analogowych do rozwiązywania zagadnień mechaniki budowli [2], [10], [11]. Wadą metod symulacji za pomocą maszyn analogowych jest ich ograniczona dokładność.

Stąd przedstawione opracowanie będzie próbą wprowadzenia symulacji cyfrowej do zagadnień dynamiki pojazdów szynowych, w których proces przeprowadzania analiz na rzeczywistym obiekcie jest bardzo kosztowny i czasochłonny. Rozpatrzmy obecnie możliwość wykorzystania do tego celu systemu symulacji układów ciągłych CSMP [24]. Opracowany system jest nieprzydatnym dla inżynier-



Rys. 2. Pojazd zastępczy (a — widok z boku, b — widok od czoła, c — widok z góry sekcji 1).

ra zatrudnionego w biurze projektowym, ponieważ wymaga dużej znajomości zagadnień dynamicznych o często teoretycznym znaczeniu oraz co najważniejsze, nie podaje konkretnych metod dyskretyzacji układów ciągłych. Reprezentuje on sobą jedynie metody rozwiązania, a więc przez to jest systemem niepełnym dla wymogów analizy pojazdów szynowych.

System symulacji TRAIN dotyczący pojazdów szynowych powinien umożliwiać zaprojektowanie nowej konstrukcji. Schemat wykorzystania systemu TRAIN pokazany jest na rys. 1. Wynika z niego, że system ten wykorzystywany jest zarówno w procesie projektowania jak i badania pojazdu. Musi on objąć zarówno sam pojazd jak i układy z nim drgające, a są nimi szyny i podtorze. A więc system powinien posiadać możliwość posługiwania się różnymi metodami dyskretyzacji układu, ponieważ własności dynamiczne pojazdu znacznie odbiegają od własności dynamicznych podłoża. Model drgań pojazdu szynowego przyjmujemy w postaci pojazdu zastępczego, którego przykład pokazuje rys. 2a, b, c. Na rys. 2a, b, c ze względu na stosowanie komputera, celem jednoznacznego określenia numeru elementu, dokonano podziału pojazdu na sekcje (pierwsza cyfra w oznaczeniu), poziomy w danej sekcji (druga cyfra), numery kolejne pionu (dwie następne cyfry) oraz kierunki przemieszczania danego elementu (litera X, lub Y, lub Z).

Elementy podatne przyjęto jako bezmasowe o nieliniowych charakterystykach własności mechanicznych. Ogólnie za charakterystyką łącznika przyjmujemy [5] zależność między siłą P obciążającą łącznik, a jego odkształceniem λ . W warunkach odkształceń dynamicznych, na tzw. dynamiczną charakterystykę łącznika ma wpływ zarówno zmienność siły jak i odkształceń w czasie, przy czym ich wzajemny związek funkcyjny może być bardzo złożony. Ogólnie równanie opisujące charakterystykę mechaniczną łącznika ma postać:

$$F\left(P \frac{dP}{dt}; \frac{d^2 P}{dt^2}, \dots, \lambda, \frac{d\lambda}{dt}; \frac{d^2 \lambda}{dt^2}, \dots, \text{const}\right) = 0$$

W dalszych rozważaniach przyjmujemy tę zależność w uproszczonej postaci

$$F = f\left(\lambda \frac{d\lambda}{dt}\right)$$

Elementy takie jak konstrukcje nośne, szyny oraz podtorze przyjmujemy w systemie TRAIN jako odkształcalne elementy podatne uzyskane na drodze dyskretyzacji układu metodą elementów skończonych (MES). Metodę tę będziemy stosowali w postaci macierzowej metody sił [15], [16], [17] jak również macierzowej metody przemieszczeń [23]. Analiza dynamiczna sprężystego układu przedstawionego na rys. 2a, b, c z nieliniowymi łącznikami sprężystymi zawierającego trzy sekcje, jest niemożliwa do przeprowadzenia w całości nawet na maszynie typu IBM 360. W celu uproszczenia równań można pójść w kierunku:

- uproszczenia samego modelu drgań
- wyodrębnienia układów częściowych, które po rozwiązaniu w zakresie własnej sekcji umożliwiają przejście do rozwiązania w zakresie całego pojazdu posługując się metodą „zszycia” dynamicznego.

Uproszczenia pierwszego rodzaju mogą być wprowadzone przy rozważaniu konkretnych przypadków rozwiązań konstrukcyjnych. Rozwiązanie zasadnienia dynamiki w oparciu o drugi kierunek wydaje się być najbardziej wskazany; „zszycie” dynamiczne rozwiązań w przypadku pojazdu powinno przebiegać na osi zestawu kołowego jak pokazuje to rys. 3.

Ustalenie równań różniczkowych ruchu dla sekcji 3 należy przeprowadzić w zakresie odkształceń liniowych w oparciu o metodę MES w ujęciu metody odkształceń [23]. Rozpatrzmy w tym celu równanie quasi-harmoniczne z pochodnymi względem czasu w przypadku zasadnienia trójiwymiarowego (taki stan może być rozpatrywany w sekcji 3), sprowadzone po zastosowaniu zasady d’Alamberta do postaci

$$[K]\{q\} + [C] \frac{\partial}{\partial t} \{q\} + [M]\{q\} + \{P\} = 0,$$

gdzie $[K]$ i $\{P\}$ są zebranymi macierzami odpowiednio sztywności i sił, otrzymanymi przez dodawanie współczynników sztywności elementów i sił w elementach od znanych obciążeń zewnętrznych, naprężeń początkowych

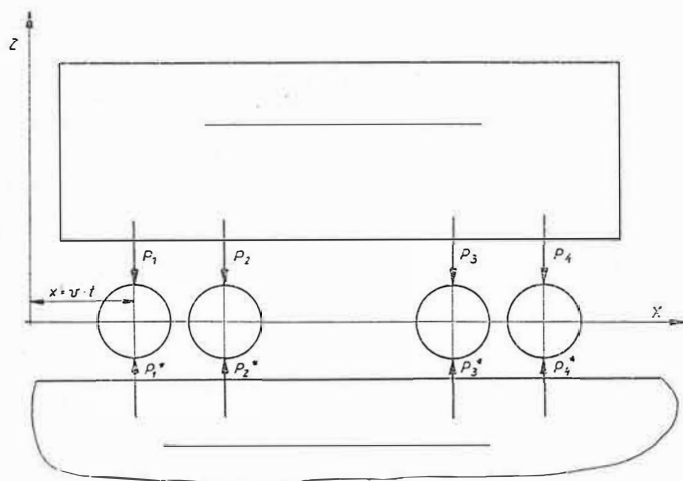
itd. Macierze $[C]$ i $[M]$ są budowane z podmacierzy elementów.

$$[C_{ij}] = \int_{V^e} [N_i]^T \mu [N_j] dV$$

oraz

$$[C_{ij}^e] = \int_{V^e} [N_i]^T \xi [N_j] dV$$

Współczynniki μ oraz ρ oznaczają odpowiednio współczynnik tłumienia i masy właściwej. Macierze $[K]$, $[C]$, $[M]$ oraz $[N]$ powinny być tworzone dla elementu czworosiecznego. Zagadnienie to w dostępnych w Polsce syste-



Rys. 3. Schemat „zszycia” dynamicznego pojazdu + toru.

mach programowych nie jest opracowane (włącznie z systemem SESAM-69). Należy podkreślić, że przy tak dużej ilości stopni swobody (nawet w zakresie liniowym) jedyną metodą wiodącą do celu to metoda elementów skończonych, w której uzyskuje się macierze pasmowe o dużym wymiarze, a rozwiązanie ich numeryczne nie przedstawia trudności. Rozwiązanie problemu drgań sekcji 3 wymaga znajomości parametrów μ oraz ρ podtorza, dla identyfikacji których należy przeprowadzić badanie podsympki i to bardzo kosztowne. Analizę dynamiczną sekcji 3 można przeprowadzić w oparciu o model matematyczny bardziej prosty (rys. 4), w którym szynę przyjmuje się jako belkę na n — podporach podatnych. Parametry



Rys. 4. Uproszczony model matematyczny toru.

podatności muszą zostać ustalone w oparciu o badania, stosując odpowiednie metody identyfikacyjne. Badania te muszą być typu ruchowego przeprowadzone dla określonych jakości toru.

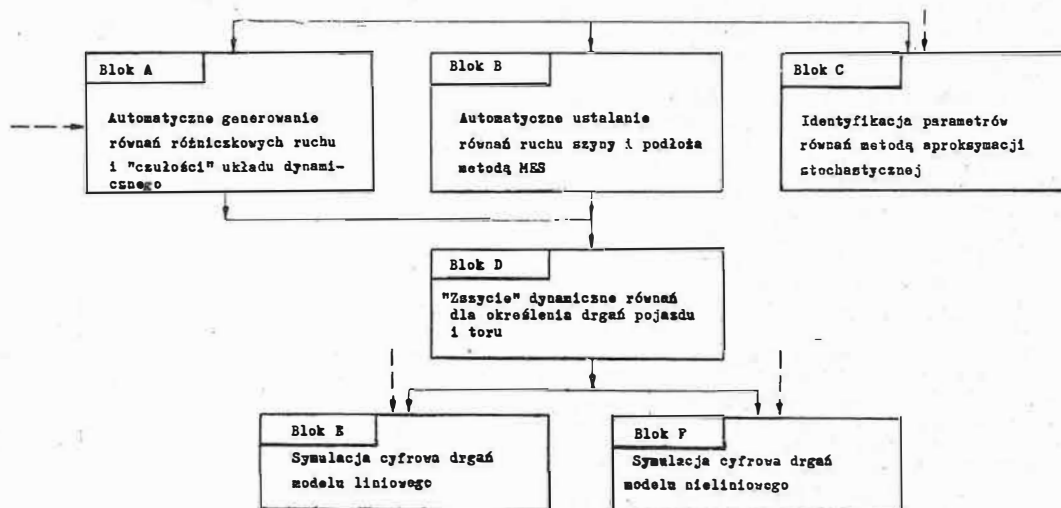
Najbardziej prostą dyskretyzację sekcji 3 ujmuje opracowanie [6], w którym redukuje się szynę do mas skupionych w miejscach styku kół. Wartości parametrów podatności jak również wielkości masy dla różnych stanów torów oraz dla różnych pojazdów są różne. Dyskretyzacja taka może być wykorzystana tylko do badania już wykonanej konstrukcji. Dzięki takiemu podejściu znacznie skróci się ilość badań ruchowych na trasie przez przeprowadzenie ich na stanowisku badawczym, którym może być maszyna cyfrowa lub analogowa. Z przeprowadzonej analizy zadań systemu TRAIN wynika, że powinien on posiadać bloki operacyjne dotyczące

- automatycznego generowania równań ruchu i „czułości”,
- automatycznego ustalania równań ruchu szyny i podłoża metodą MES,
- identyfikacji parametrów metodą aproksymacji stochastycznej,
- „zszycia” dynamicznego równań dla określonego pojazdu i toru,

— symulacji cyfrowej drgań modelu liniowego,
— symulacji cyfrowej drgań modelu nieliniowego.
System symulacji TRAIN drgań pojazdu szynowego w ujęciu blokowym przedstawiony jest na rys. 5.

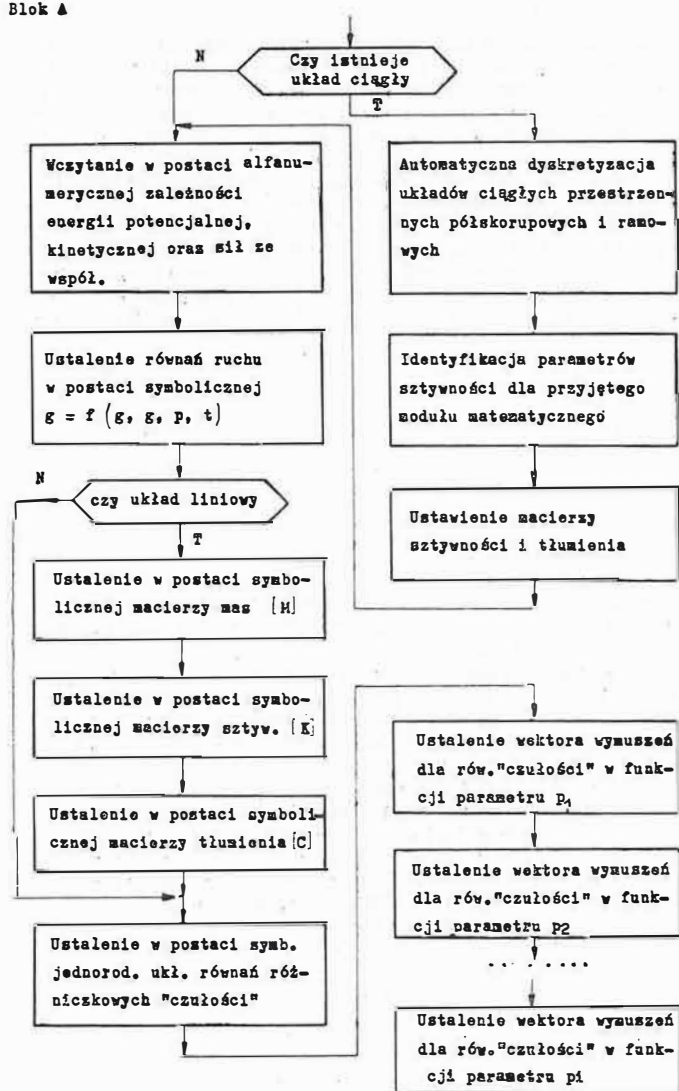
Z rys. 5 wynika, że system symulacji drgań pojazdu szynowego składa się z pięciu podstawowych bloków (A, B, D, E i F), natomiast blok C jest blokiem pomocniczym, który może być wykorzystywany w dowolnym miejscu systemu. Będzie on dotyczył identyfikacji [12], [18] parametrów równań dowolnego modelu matematycznego w

oparciu o uzyskane wyniki z pomiarów. Program ten więc jest typowym podprogramem matematycznym. Wejście do całego systemu może odbywać się w miejscach oznaczonych liniami przerywanymi. Zagadnienia obejmujące zakres pracy bloku A, C, E i F będą przedmiotem dyskusji. Pozostałe bloki wymagają wnikliwego opracowania połączonego z serią badań sekcji 3. Na wstępie rozpatrzmy zagadnienia wchodzące w skład bloku A. Najlepiej będzie to obrazował przedstawiony na rys. 6 schemat blokowy.



Rys. 5. Schemat blokowy systemu symulacji cyfrowej drgań pojazdu szynowego.

Blok A



Rys. 6. Orniogram bloku A systemu TRAIN.

Z orniogramu (rys. 6) wynika, że na wstępie programu następuje badanie warunku istnienia układu ciągłego, tzn. czy uwzględnia się konstrukcje nośne jako odkształcalne, czy też w postaci brył sztywnych. W przypadku istnienia układów odkształcalnych rozpoczyna pracę zespół programów automatycznej dyskretyzacji układów ciągłych przestrzennych półoskorupowych i ramowych oparty o metodę elementów skończonych w ujęciu metody sił [17], a składający się z następujących części:

- utworzenie macierzy obciążeń zewnętrznych i wewnętrznych układów przestrzennych ramowych i półoskorupowych,
- utworzenie macierzy bezwładności,
- ustalenie przemieszczeń uogólnionych, oraz ustalenie niewiadomych dla poszczególnych obciążeń zewnętrznych,
- ustalenie macierzy rzeczywistych przemieszczeń,
- ustalenie macierzy sztywności.

Uzyskana macierz sztywności konstrukcji nośnej uzyskana metodą sił jest macierzą pełną. Postać taka jest jednak niewygodna do dalszej analizy, stąd dokonuje się jej przekształcenia w macierz pasmowa w oparciu o proces identyfikacji oparty o metodę gradientową [18]. Wykorzystuje się w niej odpowiedź układu w postaci pochodzącej od pierwszej składowej częstości rezonansowej — ω_1 . Ekwiwalentny model drgań konstrukcji nośnych o określonych współczynnikach sztywności zostaje następnie kierowany do automatycznego generowania równań ruchu i „czułości”. Generowanie to odbywa się na zależnościach ogólnych (wzory). Układ uzyskanych równań wyprowadzony jest na drukarkę alfanumeryczną. Może on być wykorzystany do studium teoretycznego (rozpręgalność równań, wprowadzenie ewentualnej linearyzacji modelu itp). Oprócz równań ruchu i „czułości” ustalone są macierze mas, sztywności i tłumienia w postaci ogólnych zależności, ale tylko dla liniowych układów dynamicznych. Wyprowadzenie wszystkich zależności odbywa się w postaci maszynowych nośników informacji potrzebnych do dalszej kompilacji wg autorki FORTRAN IV. Tworzenie równań ruchu odbywa się wg zasady równań Lagrange’a drugiego rodzaju w postaci:

$$\frac{dT}{dt} \left(\frac{\partial T}{\partial \dot{q}_p} \right) + \sum_{i,j} \dot{f}_j (\lambda_{ji}, \lambda_{ij}) \frac{\partial \lambda_{ji}}{\partial \dot{q}_k} + \frac{\partial U_k}{\partial \dot{q}_k} + \frac{\partial R_k}{\partial \dot{q}_k} = Q_k^z$$

natomiast równania „czułości” [4], [20],

$$\left[\frac{\partial \bar{f}}{\partial \bar{q}} \right] \{\bar{u}\} + \left[\frac{\partial \bar{f}}{\partial \bar{q}} \right] \{\bar{u}\} + \left[\frac{\partial \bar{f}}{\partial \bar{q}} \right] \{\bar{u}\} + \left\{ \frac{\partial \bar{f}}{\partial \bar{q}} \right\} = 0,$$

gdzie funkcje f reprezentuje układ równań ruchu w postaci

$$\ddot{f}(\ddot{q}, \dot{q}, q, t, p) = 0$$

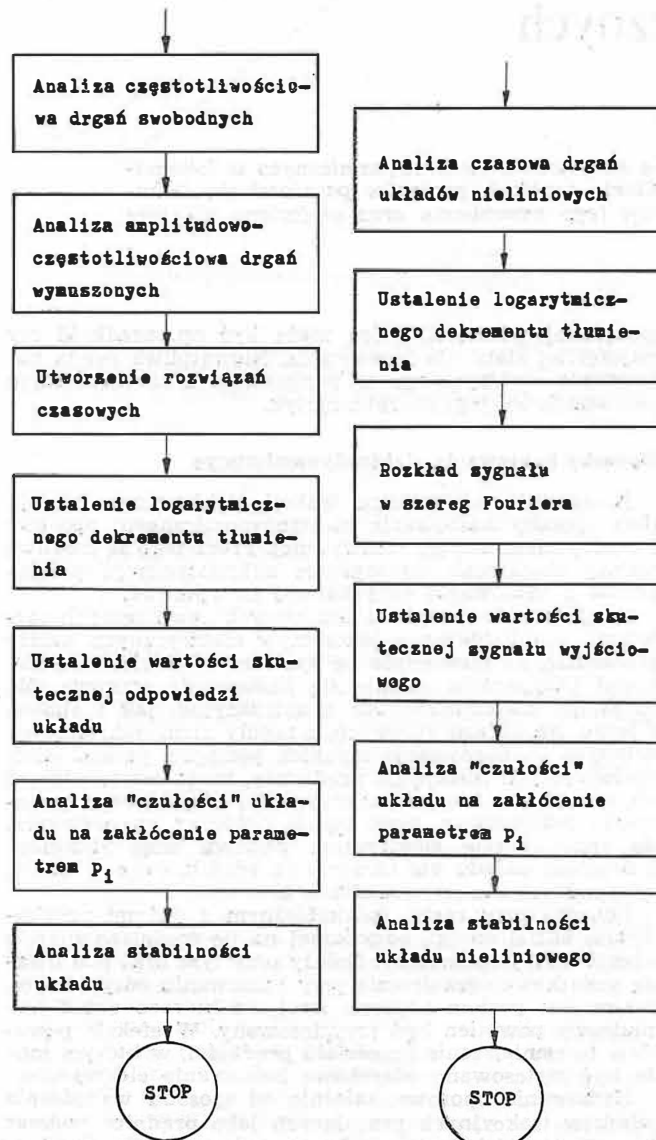
Po zrealizowaniu bloku A komputer przystępuje do przeprowadzenia analizy drgań dla określonych parametrów konstrukcyjnych pojazdu. Etap ten może być powtarzany dla różnych wariantów danych konstrukcyjnych pojazdu. Etap ten może być powtarzany dla różnych wariantów danych konstrukcyjnych bez potrzeby powtarzania pracy bloku A. W przypadku symulacji cyfrowej drgań układu liniowego (rys. 7) w pierwszej kolejności przeprowadza się analizę częstotliwościową, której efektem jest określenie częstości drgań własnych oraz postaci tych drgań. Równanie różniczkowe opisujące drgania układu można zapisać w postaci

$$[M]\{\ddot{q}\} + [K]\{q\} = 0$$

Rozwiązanie tego układu równań przeprowadza się w oparciu o podprogramy biblioteczne FORTRANU. Analiza częstościowo-amplitudowa dotyczy drgań układu dynamicznego posiadającego elementy sprężyste i tłumiące, poddanego wymuszeniom harmonicznym i okresowym. Rozwiązanie równania

$$[M]\{\ddot{q}\} + [C]\{\dot{q}\} + [K]\{q\} = \{p\}$$

można przeprowadzić dwoma sposobami. Posiadając postacie drgań własnych i częstości można utworzyć rozwiązanie dla wymuszeń harmonicznym zmieniających się w czasie w ten sam sposób [23]. Jednak tego rodzaju postępowanie wykorzystywane jest w drganiach budowli



Rys. 7. Ornigram symulacji cyfrowej drgań układów liniowych.

z posadowieniem. W przypadku drgań pojazdu skorzystano z rozwiązania układów równań zespolonych. Uzyskane odpowiedzi układu w postaci amplitudy i fazy dla określonej częstości wymuszeń pozwalają na ustalenie kolejno rozwiązań czasowych, logarytmicznych dekrementów tłumienia, wartości skutecznej sygnału, wartości maksymalnej sygnału. Kompleksowa analiza drgań jednocześnie obejmuje analizę „czułości” układu na zakłócenie parametrem oraz badanie stabilności. W przypadku układów nieliniowych (rys. 8) w pierwszym etapie stosuje się rozwiązanie czasowe równań ruchu metodą Rungego — Kuty. Również istnieje możliwość rozwiązania innymi metodami, które dostępne są w bibliotece FORTRAN IV. Rozwiązanie czasowe pozwala następnie ustalić logarytmiczne dekrementy tłumienia, dokonać rozkładu sygnału w szereg Fouriera oraz ustalić wartości skuteczne i maksymalne odpowiedzi układu. Badanie stabilności nieliniowego układu ruchu wymaga badania stabilności jednorodnych równań „czułości”. Zagadnienia te będą przedstawione w sposób szczegółowy w przedostatnim artykule opisu systemu symulacji cyfrowej układów dynamicznych TRAIN.

Zakończenie

W oparciu o dokonaną analizę należy stwierdzić, że na obecnym etapie rozwoju pojazdów szynowych, które mają poruszać się dużymi prędkościami, nie może być dziełem przypadku stworzenie nowego rozwiązania konstrukcyjnego, lecz wynikiem wnikliwych studiów w szczególności zagadnień dynamicznych. Opracowany system symulacji cyfrowej układów dynamicznych pojazdów szynowych — TRAIN ma stać się narzędziem pracy konstruktora tworzącego nową konstrukcję. W miarę doskonalenia metod obliczeniowych i badawczych system ten powinien być rozbudowywany. Do eksploatacji systemu TRAIN wystarczy maszyna cyfrowa o pojemności pamięci operacyjnej 32 K bajtów. Takie maszyny są ogólnie dostępne w Polsce.

Literatura

- Argyris J. H — Die Matrizentheorie der Statik, Ing. Arch. 25,3 (1957)
- Dąbrowski O. — Możliwość obliczeń układów statycznych za pomocą maszyn analogowych, Inż. i Bud., 1971, nr 7
- Fenves S. J. — Computer methods in civil engineering, Prentice — Hall, Inc. Englewood Cliffs, London 1967
- Gumowski J. — Analiz czułości i ustojczowości po Lapunowu, Sbor. „Czułość i ustojczowość systemów”, 1968
- Kamiński E. — Identyfikacja układów mechanicznych z członami Lekkosprężystymi, prace IPPT, 37/1971
- Kosieradzki W. — Analogowo — cyfrowa metoda wyznaczania pionowych nierówności toru jako wymusz. kinem. pionow. drgań poj. szyn., COBIRTK, 1973, 3171 17
- Kruszewski J. — System obliczeń SFEM72, Symp. — Gdańsk, 1972 r.
- Leśniak Z., Rakowski G. — Kierunki rozwoju i problemy mechaniki komputerowej w Polsce, Symp. — Poznań, 1973
- Leśniak Z. — Zastosowanie symulowania cyfrowego do zagadnień wytrzymałości materiałów, IV Konf. Konsr. Met., Warszawa, 1970
- Lisowski A. — Analog elektryczny do obliczania belek i ram o węzłach przesuwnych, Arch. Inż. Łąd., 1969, 15 nr 1/2
- Lisowski A. — Przykłady modelowania elektrycznego warunków brzegowych i początkowych równań różniczkowych występow. w uogól. zagad. mechaniki, MTS, 4, 7, 1969
- Mańczak K. — Metody identyfikacji wielowymiarowych obiektów sterowania, WNT 1971
- ORE B7 RP7/D — Festigkeit der Wagenkasten von Reisezugwagen Vollständige Berechnung (Spannungen, Durchbiegungen und Eigenfrequenzen), nr 7, 1972
- ORE B96 RP4/D — Übertragungen der Schwingungen durch die Federungsorgane und Verbindungsteile mit dem Wagenkasten, nr 10, 1972
- Osmólski A. i W. — Wytrzymałość cienkościennych, nośnych konstrukcji lokomotyw, Biul. Inf. CBKPTK, 4 70
- Osmólski W., Joniak S. — Analiza wytrzymałościowa przestrzennych konstrukcji stat. niewyzn. ramowych i półkorupowych, Symp. — Gdańsk, 1972
- Osmólski W., Lewiński J. — Analiza wytrzymałościowa

Rys. 8. Ornigram symulacji cyfrowej drgań układów nieliniowych.

- konstr. pólskorup. poj. szyn. przy użyciu maszyny cyfrowej, I kraj. Konf. — *Poj. Szyn.*, Kraków, 1973
18. Sacks J. — Asymptotic distribution of stochastic approximation procedures, *Annals of Mathem. Statistics*, Vol. 29, No 2 1958
 19. SESAM69-NV461 — Eigenschwingungen dünner versteifter Schalen
 20. Vukobratovic M — Note on sensivity of the nonlinear dynamic systems, *Trans. IEEE AC*, 1968
 21. Witbrodt E., Kruszewski J. — Algorytm obliczeń tłumaczenia drgań wym. obciążeniami okresowymi, oparty na metodzie sztyw. elem. skończonych, *Symp. Poznań*, 1973
 22. Zespół Prob. Pojazdów Szynowych P.W. — Modele i równania drgań poj. szyn. przy nieliniowych charakterystykach elem. podat., Warszawa, 1972
 23. Zienkiewicz O. C. — The finite element method in engineering science, Mc Graw-Hill, 1971 (tłum. polskie, Arkady Warszawa, 1972)
 24. ZOWAR — Warszawa — Język symulacji układów ciągłych, Warszawa, 1973
 25. Żeleznicki Instytut — Methoden für die Anwendung der elektron. Rechmaschinen zur Bestimmung der dynamischen Eigenschafte der 2 — achsigen und 4 — achsigen Guterwagen, ORE-Frage B56, 1968
 26. Żeleznicki Instytut — Dinamiczeskij analiz železnodoroznowo sostawa, Belgrad 1974