шин-автоматов. М., 1964. 3. Погорелов В.И. Газодинамические расчеты пневматических приводов. Л., 1971. 4. Кожевников С.Н., Пешат В.Ф. Гидравлический и пневматический приводы металлургических машин. М., 1973. 5. Абрамович Г.Н. Прикладная газовая динамика. М., 1969. 6. Гинзбург И.П. Прикладная гидрогазодинамика. Л., 1958. 7. Дмитриев В.Н., Чернышев В.И. Пневматические вычислительные приборы непрерывного действия. М., 1962.

Л.А. Молибошко

ЭКВИВАЛЕНТНЫЕ ПРЕОБРАЗОВАНИЯ КОЛЕБАТЕЛЬНЫХ СИСТЕМ МАШИН

Выбор оптимальных динамических характеристик различных машин и механизмов связан с рассмотрением весьма сложных механических колебательных систем. Хотя не существует принципиальных трудностей при составлении уравнений движения, описывающих эти системы, и дальнейшем решении их с помощью электронных вычислительных машин, однако алгоритм решения задачи получается весьма сложным и не наглядным.

Поскольку все динамические характеристики могут быть определены из характеристических полиномов исходной и парциальных колебательных систем, то в первую очередь необходимо найти простые методы их составления и связи между ними без выведения и решения уравнений движения.

Нахождение динамических характеристик в общем случае сводится к составлению уравнений движения, представлению их в операторном виде и разрешению относительно интересующих величин, например, матричными методами [1].

Использование матричных уравнений позволяет ввести строгую последовательность в процесс решения и ускорить его. Но матричный метод имеет существенный недостаток, заключающийся в том, что при вычислении определителей и алгебраических дополнений появляется много одинаковых пар слагаемых с разными знаками, которые сокращаются и в окончательное решение не входят. Промежуточные операции с этими членами трудоемки и, по существу, бесполезны.

Более удобным для указанной цели является способ, основанный на предварительном преобразовании структурной схемы рассматриваемой колебательной системы и последующем ее приведении к эквивалентной одноконтурной системе при помощи метода структурных преобразований. Его преимущество заключается в том, что громоздкое формальное решение совместных уравнений заменяется наглядными преобразованиями, имеющими геометрическую интерпретацию и уменьшающими вероятность появления ошибок [2].

Применение топологических методов анализа систем, в частности теории сигнальных графов, позволяет значительно упростить и ускорить нахождение динамических характеристик. В этом случае исходные уравнения движения заменяются графом, наглядно вскрывающим внутренние связи между переменными.

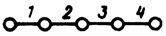
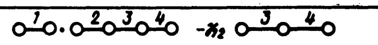
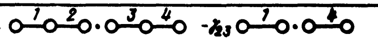
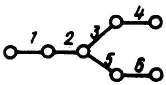
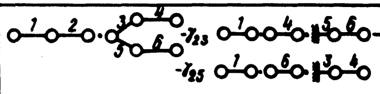
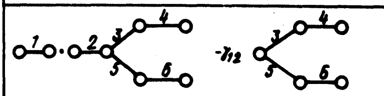
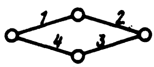
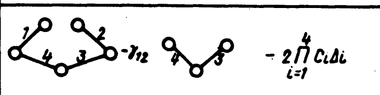
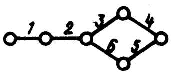
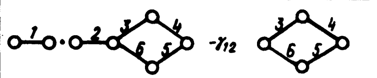
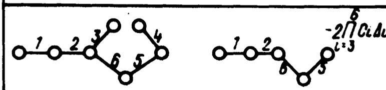
Сравнение последних двух методов показывает, что они имеют очень много общего. По сути, структурная схема есть граф, представленный в других обозначениях. Использование этих методов позволяет исключить операцию составления уравнений движения и строить граф или структурную схему непосредственно по исходной колебательной системе.

Структурный метод и метод графов предполагают составление схемы или графа, хотя, как показывает практика, для проведения расчетов вполне достаточно исходной колебательной системы. Кроме того, их использование не позволяет избежать громоздких алгебраических преобразований. Этих недостатков лишен предлагаемый ниже метод эквивалентных преобразований колебательных систем (эквивалентных - с точки зрения характеристических полиномов), основанный на последовательном расщеплении системы на отдельные части с повторением ее параметров, например масс.

Система сначала делится на две части с повторением какой-либо массы I_k. Характеристический полином всей системы равен произведению характеристических полиномов ее отдельных частей минус произведение коэффициента связи $\gamma_{k-1,k}$ между этими частями на характеристические полиномы частей системы, получающихся в результате защемления массы I_k и разрыва упругих связей c_{k-1} и c_k, входящих в этот коэффициент связи. Аналогичным образом производится дальнейшее расщепление системы. Она расщепляется до тех пор, пока в выражении не получатся характеристические полиномы только простейших систем, состоящих из двух масс, соединенных между собой упругим звеном, которые равны:

$$R_i(p) = \left[p^2 + c_i(\Delta_i + \Delta_{i+1})\right] + p\,r_i(\Delta_i + \Delta_{i+1});$$

Таблица 1. Примеры преобразователей различных колебательных систем

Исходная система	Варианты преобразований исходной системы	Характеристический полином
 R_{1-4}		$R_{1-4}=R_1R_{2-4}-\gamma_{12}R_{34}$
		$R_{1-4}=R_{12}R_{34}-\gamma_{23}R_1R_4$
 R_{1-6}		$R_{1-6}=R_{12}R_{3-6}-$ $-\gamma_{23}R_1R_4R^{(3)}_{56}-\gamma_{25}R_1R_6R^{(3)}_{34}$
		$R_{1-6}=R_1R_{2-6}-\gamma_{12}R_{3-6}$
 R^o_{1-4}		$R^o_{1-4}=R_{1-4}-\gamma_{12}R_{34}-$ $-2\prod_{i=1}^{4}c_i\Delta_i$
 R^o_{1-6}		$R^o_{1-6}=R_1R_{2-6}-\gamma_{12}R^o_{3-6}$
		$R^o_{1-6}=R_{1-6}-\gamma_{34}R_{1265}-$ $-2\prod_{i=3}^{6}c_i\Delta_i$

$$\gamma_{i,i+1}=(c_i+r_ip)(c_{i+1}+r_{i+1}p)\Delta^2_{i+1},$$

где Δ_i – подвижность массы (величина, обратная моменту инерции массы, $\Delta_i = 1/I_i$); c – жесткость упругого звена; r_i – коэффициент вязкого трения в упругом звене; p – оператор.

Если в результате расщепления происходит размыкание замкнутого контура, то в характеристический полином необходимо дополнительно ввести со знаком минус удвоенное произведение всех подвижностей и жесткостей, входящих в данный замкнутый контур. В табл. 1 в качестве примера приведены варианты преобразований различных колебательных систем.

Нахождение частотных характеристик по характеристическим полиномам сводится, как известно, к замене оператора p на $i\omega$. При наличии в системе диссипативных сил непосредственное их использование затруднительно, поскольку они являются комплексными функциями. Для разделения их на действительные и мнимые части, т.е. для приведения к виду $R(\omega) = A + i\omega B$, необходимы громоздкие преобразования.

Этого можно избежать, если воспользоваться следующей приближенной зависимостью:

$$R(\omega) = \bar{R}(\omega) + i\omega \left[R^*(\omega) - \bar{R}(\omega)\right],$$

где $\bar{R}(\omega)$ – частотный полином без учета трения в системе; $R^*(\omega)$ – частотный полином, учитывающий трение в системе.

Для простейших систем

$$\bar{R}_i(\omega) = c_i(\Delta_i + \Delta_{i+1}) - \omega^2;$$

$$R_i^*(\omega) = (c_i + r_i)(\Delta_i + \Delta_{i+1}) - \omega^2;$$

$$\bar{\gamma}_{i,i+1} = c_i c_{i+1} \Delta_{i+1}^2;$$

$$\gamma^*_{i,i+1} = (c_i + r_i)(c_{i+1} + r_{i+1})\Delta_{i+1}^2.$$

Метод нахождения амплитудных частотных характеристик рассматриваемых колебательных систем без составления и решения уравнений движения описан в работе [3].

Литература

1. Дондошанский В.К. Расчеты колебаний упругих систем на электронных вычислительных машинах. М., 1965. 2.Техническая кибернетика. Теория автоматического регулирования. Под ред. В.В. Солодовникова. М., 1967. 3. Молибошко Л. А. Упрощенный метод определения амплитудных частотных характеристик трансмиссии автомобиля. – В сб.: Автотракторостроение. Устойчивость движения и работоспособность агрегатов автомобилей и тракторов. Минск, 1975, вып. 7.

А.С. Савич

ВЫБОР НАГРУЗОЧНОГО РЕЖИМА И МЕТОДИКА РАСЧЕТА ПОДШИПНИКОВ КАЧЕНИЯ ХОДОВОЙ ЧАСТИ АВТОМОБИЛЯ

В процессе эксплуатации автомобиля его детали, узлы и агрегаты подвергаются действию комплекса нагрузок, носящих колебательный характер, а их частота и амплитуда зависят от качества дорожного покрытия, скорости движения автомобиля,