

тельными и воздухоприемными элементами сети L_c составил для БелАЗ–7519 и БелАЗ–549Б – 73,38 и 66,25 дБ соответственно. Полученные данные превышают или близки к предельно допустимым уровням звукового давления автотранспортных средств по ГОСТ 19358–74 (табл. 66 [7]).

В результате теоретических и экспериментальных исследований установлено:

вынужденные конструктивные решения систем воздушного охлаждения с аэродинамической точки зрения приводят к излишнему увеличению сопротивления сетей, и как следствие, к увеличению энергоемкости нагнетателей;

для более экономичной и эффективной работы системы воздушного охлаждения следовало бы использовать вентилятор высокого давления, работающий в условиях оптимального КПД;

при расчетах систем и выборе типа нагнетателя следует учитывать колебания потребной производительности в достаточно широких пределах в зависимости от внешних условий;

шумовая характеристика систем может быть улучшена за счет совершенствования аэродинамических характеристик сети и вентилятора, а также конструкции привода вентиляторов (например, применением клиноременной передачи).

ЛИТЕРАТУРА

1. Михеев М.А., Михеева И.М. Основы теплопередачи. – М., 1973, с. 62–64.
2. Идельчик Е.И. Справочник по гидравлическим сопротивлениям. – М., 1975. – 359 с.
3. Лабораторный практикум по ТГВ/Под ред. Э.Х.Одельского, О.А.Мухина Минск, 1973, с. 108–116.
4. Шерстюк А.Н. Вентиляторы и дымососы. – М. –Л., 1957, с. 38–39, 143–147.
5. Одельский Э.Х. Аналитический метод подбора центробежных вентиляторов общего назначения. – В сб.: Проблемы вентиляции и КВ. Минск, 1969. с. 14–18.
6. Справочник проектировщика: Внутренние санитарно-технические устройства. М., 1977, ч. II, с. 332, 381–408.
7. Новиков Г.В., Дударев А.Я. Санитарная охрана окружающей среды современного города. – Л., 1978, с. 190.

УДК 624.042.8

Р.И.Фурунжиев, В.В.Напрасников

ОПТИМИЗАЦИЯ ШАГА В КОМБИНИРОВАННОМ АЛГОРИТМЕ РЕШЕНИЯ ЗАДАЧИ О КОЛЕБАНИЯХ КОНСТРУКЦИЙ МОБИЛЬНЫХ МАШИН

Математические модели, описывающие поведение реальных конструкций мобильных машин, являются нелинейными и большемерными даже в случае моделей с сосредоточенными параметрами [1, 2]. Этот факт тем более справедлив при рассмотрении моделей с распределенными параметрами [3].

Как следствие сказанного, сильно возрастает цена одного оптимизационного шага при практическом поиске оптимальных проектно-конструкторских решений. Это, в свою очередь, приводит к необходимости больших затрат дорогостоящего машинного времени.

В то же время во многих случаях существует возможность, используя информацию о конструктивных параметрах модели, оптимизировать или улучшить отдельные параметры, относящиеся к самому математическому аппарату описания конструкции. Предварительная оптимизация позволяет значительно снизить цену одного оптимизационного шага в поиске наилучших конструктивных параметров.

Такая задача возникла, например, при выборе оптимального шага интегрирования в методе Эйлера-Коши для решения системы обыкновенных дифференциальных уравнений, описывающих движение машины МАЗ–543 с независимой подвеской всех колес [1].

Аналогичные вопросы возникают в задаче о поведении упругих конструкций при позиционных возмущающих воздействиях. В статье показана возможность определения оптимального шага на примере алгоритма Вильсона, реализующего первый этап комбинированного способа решения такой задачи.

Алгоритм метода Вильсона. Динамика рамы мобильной машины может быть описана с помощью конечно-элементной модели, записанной в векторно-матричной форме

$$[K]U + [C]\dot{U} + [M]\ddot{U} = F. \quad (1)$$

Обозначения здесь и ниже соответствуют [4]. Тогда, согласно Вильсону, введя предположение об изменении ускорения в пределах интервала времени Δt по линейному закону

$$\ddot{U}(t) = \ddot{U}(s) + (\ddot{U}(s + \Delta t) - \ddot{U}(s)) (t - s) / \Delta t \quad (2)$$

и подставляя (2) в выражение для скорости

$$\dot{U}(t) = \dot{U}(s) + \int_0^{\Delta t} \ddot{U}(t) dt$$

и смещения

$$U(t) = U(s) + \int_0^{\Delta t} \dot{U}(t) dt,$$

получим соответственно

$$\dot{U}(s + \Delta t) = \dot{U}(s) + \Delta t (\ddot{U}(s + \Delta t) + \ddot{U}(s)) / 2 \quad (3)$$

и

$$U(s + \Delta t) = U(s) + \dot{U}(s)\Delta t + \Delta t^2 (2\ddot{U}(s) + \ddot{U}(s + \Delta t)) / 6.$$

Используя формулу (3), можно переписать выражение (1) в виде

$$[K] (U_s + U_s \Delta t + \Delta t^2 (2 \ddot{U}_s + U_{s+\Delta t})) + [C] (\dot{U}_s + \Delta t (\ddot{U}_{s+\Delta t} + \ddot{U}_s)/2 + [M] \ddot{U}_{s+\Delta t} = F, \quad (4)$$

Выражение (4) можно преобразовать к виду

$$([K] \Delta t^2/6 + [C] \Delta t/2 + [M]) \ddot{U}_{s+\Delta t} = F - [K] (U_s + \dot{U}_s \Delta t + \ddot{U}_s \Delta t^2/3) - [C] (\dot{U}_s + \Delta t \ddot{U}_s/2).$$

В частности, при отсутствии затухания в системе получаем

$$([M] + [K] \Delta t^2/6) \ddot{U}_{s+\Delta t} = F - [K] (U_s + \dot{U}_s \Delta t + \ddot{U}_s \Delta t^2/3).$$

Эта формула совпадает с формулой, приведенной в [4].

Описание модельной задачи. В качестве тестовой задачи рассматривалась массивная правильная четырехугольная пирамида, представленная на рис. 1. Характеристики задачи приведены в табл. 1. Узлы 1, 2, 3, 4 полагались жестко закрепленными.

Исследование системы при детерминированных нагрузках. Предварительно был исследован вопрос о величине периода собственных колебаний системы ($T_c \approx 2,23$ с) и о поведении системы при гармоническом возмущении с частотой, равной собственной частоте колебаний системы. В одном из вариантов демпфирование полагалось отсутствующим ($[C] = 0$), в другом – внешним ($[C] = b [M]$). Поведение системы полностью совпадало с описанным в [5].

В дальнейшем предполагалось $F = F(U, \dot{U}, t)$. Именно этот случай является представительным [1] в задачах о колебаниях подрессоренных конструк-

Таблица 1

Номер	Номер узла в элементе	Номер узла в теле	Координаты узла		
			x	y	z
1	1	1	0,0	0,0	0,0
	2	2	1,0	0,0	0,0
	3	5	0,5	0,5	2,0
	4	4	0,0	1,0	0,0
2	1	2	1,0	0,0	0,0
	2	3	1,0	1,0	0,0
	3	5	0,5	0,5	2,0
	4	4	0,0	1,0	0,0

ций. Вследствие существенно нелинейной зависимости F от смещений и скоростей смещений метод разложения по собственным формам колебаний [4, 5, 6] не может быть применен непосредственно.

В качестве расчетной была принята схема с включающимся демпфером, характеристика которого приведена на рис. 1. Нагрузка при этом предполагалась изменяющейся по закону

$$F_i = 0, \text{ где } i = 1, 2, \dots, 14;$$

$$F_{15} = \begin{cases} 1, & \text{при } t \leq 2,1c; \\ -\alpha \dot{U}_{15}^{3/2}, & \text{при } t \geq 2,1c. \end{cases}$$

Предполагалось, что после включения демпфера система вернется в начальное положение. Результаты расчета приведены для различных значений шага H на рис. 2. Как видно, для $H = 0,58$ с метод оказывается неустойчивым. Естественно возник вопрос о максимальном шаге, при котором метод еще сохраняет свою устойчивость.

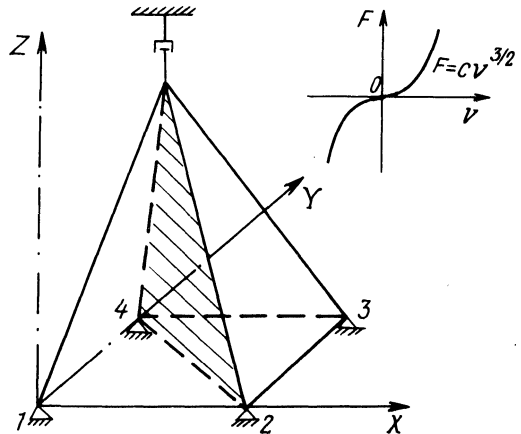


Рис. 1. Расчетная схема модельной задачи.

Оптимизация шага для различных значений коэффициента α . Зависимость максимально допустимого шага для различных α приведена на рис. 3. Как видно, при увеличении α величина H резко уменьшается, что обусловлено "проскакиванием" положения узла на предыдущем шаге.

На рис. 4 приведена область устойчивости (слева от пунктирной линии) для значения $\alpha = 39,2$ (Н·с)/М.

В качестве критерия была выбрана безразмерная величина

$$Y(H) = U_{\max 2} / U_{\max 6}$$

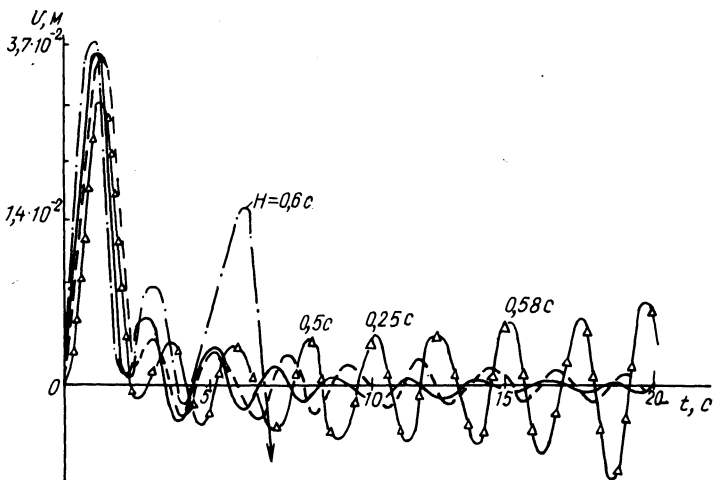


Рис. 2. Зависимость смещения пятого узла от времени при различных значениях шага.

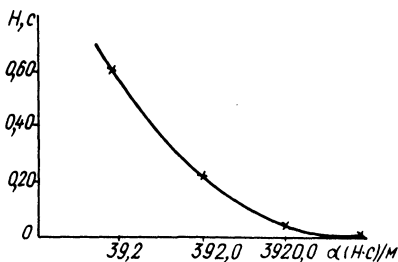


Рис. 3. Зависимость оптимального шага от характеристики демпфера.

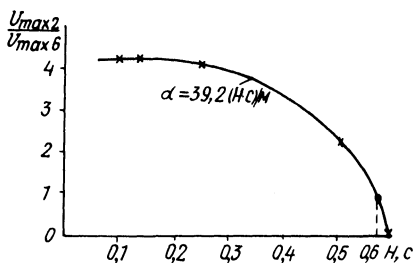


Рис. 4. Характеристика устойчивости метода от величины шага.

Изложенное выше позволяет рекомендовать метод Вильсона как один из возможных способов реализации первого этапа комбинированного метода решения задачи (1) в случае, когда правые части существенно нелинейно зависят от смещений и скоростей смещений узлов, как, например, в случае подпрессоренной рамы мобильных машин.

Перед поиском оптимального проектно-конструкторского решения рекомендуется провести предварительную оптимизацию параметров математической модели, что позволит существенно снизить затраты на проектирование. В отдельных случаях следует построить номограммы для определения оптимальных параметров наиболее часто используемых методов.

Описанный выше алгоритм реализован на языке ФОРТРАН для ЕС ЭВМ в составе диалоговой системы автоматизированного проектирования мобильных машин с нелинейными характеристиками при динамических нагрузках.

ЛИТЕРАТУРА

1. Фурунжиев Р.И. Автоматизированное проектирование колебательных систем. — Минск, 1977. — 452 с. Е го же . Проектирование оптимальных виброзащитных систем. — Минск, 1971. — 387 с. 3. Фурунжиев Р.И., Напрасников В.В., Антипенко И.А. О построении матрицы масс для некоторого класса стержневых элементов. — Рук. деп. в БелНИИНТИ 02.11.79, № 96 Деп. — 7 с. 4. С и н и ц ы н А.П. Метод конечных элементов в динамике сооружений. — М., 1978. — 231 с. 5. Клаф Р., Пензиен Дж. Динамика сооружений. — М., 1979. — 320 с. 6. З е н к е в и ч О. Метод конечных элементов в технике. — М., 1975. — 541 с.

УДК 624.042.8

Р.И.Фурунжиев, В.В.Напрасников

ОБ ОДНОМ АЛГОРИТМЕ РЕШЕНИЯ СИСТЕМ ЛИНЕЙНЫХ АЛГЕБРАИЧЕСКИХ УРАВНЕНИЙ, ВОЗНИКАЮЩИХ В ЗАДАЧАХ ДИНАМИКИ УПРУГИХ СИСТЕМ

Известно, что методы, используемые в настоящее время для расчета некоторых элементов конструкций автомобилей и тракторов (кузовов, рам), не отражают современных требований экономии металла. Это происходит вследствие недостаточно точного характера предположений, положенных в основу расчета. Зачастую расчеты ведутся в рамках теории сопротивления материалов. Назрела необходимость использовать методы теории упругости, которые учитывают распределенный характер параметров моделей, описывающих поведение реальных объектов.

Задача становится особенно сложной при рассмотрении динамики мобильных объектов, подверженных возмущениям случайного характера [1]. Существует целый ряд методов (метод R-функций, конечно-разностные методы и т.д.), позволяющих решать описанные задачи, но математический аппарат этих методов непривычен инженеру и плохо поддается машинной реализации (для реальных объектов). Зачастую используются и дополнительные предположения, сводящие к минимуму достоинства этих методов.

Настоящая статья посвящена одному из аспектов метода конечных элементов, который, по нашему мнению, является одним из наиболее доступных по простоте математического аппарата для инженера, хорошо описывая в то же время свойства реальных конструкций автомобилей и тракторов.

Реальные объекты, встречающиеся в задачах проектирования колебательных систем, имеют сложную геометрию [1]. Один из методов, позволяющих с достаточной степенью точности учитывать конфигурацию объекта, — это метод конечных элементов. Однако точность, получаемая при решении динами-