

ОБОРУДОВАНИЕ ЛЕСОЗАГОТОВОК И ТРАНСПОРТА ЛЕСА

УДК 629.114.2:624.04

Е.А. БОРОДИЧ, С.П. МОХОВ,
А.И. АРАБЕЙ

ПРИМЕНЕНИЕ МЕТОДА КОНЕЧНЫХ ЭЛЕМЕНТОВ К РАСЧЕТУ РАМЫ ПРИЦЕПА-СОРТИМЕНТОВОЗА

В целях снижения металлоемкости и повышения грузоподъемности несущих систем лесотранспортных машин необходимо располагать информацией о динамических напряжениях, возникающих в конструкциях.

Для определения напряженно-деформированного состояния рам прицепных средств широко применяется метод конечных элементов. Один из вариантов этого метода заключается в моделировании несущей конструкции в виде стержней при разбиении ее на отдельные элементы. Границами элементов являются узловые или другие характерные точки конструкции (места стыковки, изменения профиля сечения элементов и т.д.). В качестве искомых параметров принимаются перемещения узлов, которые затем используются для определения напряжений.

Однако методом конечных элементов, представленных в виде стержней, можно рассчитать значения динамических напряжений лишь в узловых точках системы, что не дает возможности получить точную картину нагруженности отдельных элементов конструкции и значительно затрудняет выбор рациональных параметров несущей системы. Для решения задачи по выбору рациональных размерно-жесткостных параметров элементов несущей конструкции прицепа-сортиментовоза были использованы пластинчатые конечные элементы в виде треугольников.

Снижение затрат машинного времени возможно в результате разделения поставленной задачи на два этапа [1]. На первом этапе определяются статические напряжения в элементах рамы транспортной системы, а на втором — статистические характеристики динамических напряжений. Такой подход позволяет учитывать характерные особенности эксплуатационной нагруженности несущей системы прицепов-сортиментовозов. Остановимся подробнее на данной методике.

На первом этапе несущая конструкция разбивается на узлы и конечные элементы. Исходными данными для расчета являются также координаты узлов, фиксированные перемещения и условные номера конечных элементов. Напряженно-деформированное состояние рамы прицепа определяется при n видах нагружения, причем в каждом виде единичной силой, направленной вдоль оси z , нагружается только один узел расчетной схемы с координатами x_i, y_i, z_i , где $i = 1, \dots, n$ (точки контакта рамы с грузом). В результате решения для каждого i -го из n видов нагружения на печать выводятся:

- 1) вертикальное перемещение нагруженного узла Δ_i ;

2) компоненты плоского поля напряжений $\sigma_{x_j}^i, \sigma_{y_j}^i, \tau_{xy_j}^i$ для каждого j -го конечного элемента.

Реакции рамы в точке с координатами x_i, y_i, z_i на вертикальные смещения вычисляются по формулам:

$$R_{1i} = \frac{1}{\Delta_i}; R_{2i} = \frac{x_i}{\Delta_i}; R_{3i} = \frac{y_i}{\Delta_i}, \quad (1)$$

при этом коэффициенты матрицы влияния определяются в виде

$$\begin{pmatrix} \sigma_{x_j}^k \\ \sigma_{y_j}^k \\ \tau_{xy_j}^k \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} \sigma_{x_j}^i \\ \sigma_{y_j}^i \\ \tau_{xy_j}^i \end{pmatrix} \times R_{ki}, \quad (2)$$

где суммирование происходит по повторяющимся индексам, а k равно 1, 2, 3.

Несущая конструкция прицепа-сортиментовоза (рис. 1, а) была разбита на 406 конечных элементов и содержала 256 узлов. Задача решалась для 15 видов нагружения на ЭВМ ЕС-1033.

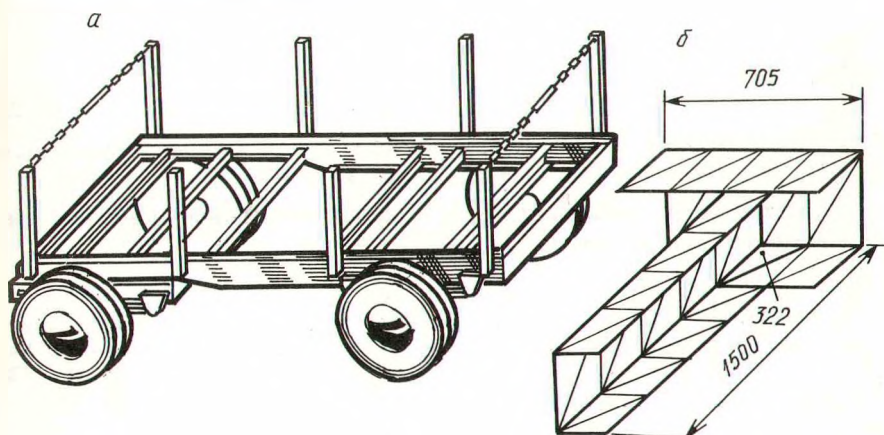


Рис. 1. Прицеп-сортиментовоз:

а — общий вид; б — узел соединения поперечины с лонжероном (расчетная схема).

По данным расчета, в конструкции прицепа наиболее нагружена нижняя полка лонжерона в зоне установки второго кронштейна задней подвески (рис. 1, б). Поэтому рассмотрим метод расчета на примере конечного элемента с номером $j = 322$, коэффициенты матрицы влияния которого вычислены по формулам (1) и (2) и представлены в табл. 1.

На втором этапе определяем значения корреляционных моментов

$K_{\varphi_j(\nu) \varphi_p(\nu)}$ перемещений центра тяжести поддрессоренной массы прицепа (номе-

Таблица 1. Матрица влияния, МПа

K	σ_x^k 322	σ_y^k 322	τ_{xy}^k 322
1	-23,02	9,72	-7,82
2	-10,69	4,59	-3,11

Таблица 2. Значения корреляционных моментов

Корреляционные моменты	Размерность	$\nu = 0$
$K_{\varphi_1^{(\nu)} \varphi_1^{(\nu)}}$	$m^2/c^{2\nu}$	0,000066
$K_{\varphi_1^{(\nu)} \varphi_2^{(\nu)}}$	$m/c^{2\nu}$	-0,00011
$K_{\varphi_2^{(\nu)} \varphi_2^{(\nu)}}$	$1/c^{2\nu}$	0,000307

ра l и p указывают на условный порядок следования обобщенных перемещений φ_l и φ_p). Результаты расчета представлены в табл. 2.

Корреляционную матрицу плоского поля напряжений в j -м конечном элементе определяем по формуле

$$K_j^{(0)} = \begin{vmatrix} \sigma_{x_j}^l & \sigma_{x_j}^p & \sigma_{y_j}^l & \sigma_{y_j}^p & \sigma_{x_j}^l & \tau_{xy_j}^p \\ \sigma_{x_j}^l & \sigma_{x_j}^p & \sigma_{y_j}^l & \sigma_{y_j}^p & \sigma_{y_j}^l & \tau_{xy_j}^p \\ \sigma_{x_j}^l & \sigma_{x_j}^p & \sigma_{y_j}^l & \sigma_{y_j}^p & \tau_{xy_j}^l & \tau_{xy_j}^p \end{vmatrix} \times K_{\varphi_l^{(0)} \varphi_p^{(0)}} \quad (3)$$

где $l = 1, 2$; $p = 1, 2$.

Для нашего примера корреляционная матрица имеет следующий вид:

$$K_{322}^{(0)} = \begin{vmatrix} 1,6 & -0,67 & 0,52 \\ -0,67 & 0,28 & -0,21 \\ 0,52 & -0,21 & 0,17 \end{vmatrix} \quad (4)$$

На главной диагонали матриц (3) и (4) находятся значения дисперсий напряжений σ_x и σ_y , действующих по осям X и Y , и касательных напряжений τ_{xy} в данной точке.

Полученные матрицы являются исходным материалом для оценки динамической нагруженности и уже на стадии проектирования позволяют прогнозировать долговечность несущей конструкции прицепа-сортиментовоза по известным методикам [2].

ЛИТЕРАТУРА

1. Мельчаков А.П., Фельзенштейн В.С. Расчет плоскопространственных рам из тонкостенных стержней // Исследования по строительной механике и механике грунтов / Тр. ЧПИ № 225. — Челябинск, 1979. — С. 69—77.
2. Гусев А.С., Светлицкий В.А. Расчет конструкций при случайных воздействиях. — М.: Машиностроение, 1984. — 240 с.

УДК 630*.375.5

А.В. ГЕРМАЦКИЙ

ИССЛЕДОВАНИЕ ПОПЕРЕЧНОЙ УСТОЙЧИВОСТИ ЛЕСОВОЗНОГО АВТОПОЕЗДА С ГИДРОМАНИПУЛЯТОРОМ ПРИ ДВИЖЕНИИ ПО ПРЯМОЙ

Расширяющееся использование на лесозаготовках автопоездов с гидроманипуляторами (ГМ) требует уточнения конструктивных параметров системы "автомобиль—ГМ". Это вызвано необходимостью обеспечить безопасность движения автопоездов по дорогам общего пользования с интенсивными грузопотоками.

Важным показателем является устойчивость транспортного средства против опрокидывания. Для лесовозного тягача, оборудованного ГМ, этот показатель может ухудшаться из-за массы манипулятора, расположенного в передней части автомобиля.

Для оценки поперечной динамической устойчивости автопоезда с ГМ использована методика [1], основанная на спектральной теории поддрессирования, которая позволяет получить достаточно простые выражения для расчета угла динамического крена элементов автопоезда. В отличие от известной расчетной схемы подобного автопоезда [1] расчетная схема динамической модели включает массу манипулятора, которую для транспортного положения принимаем сосредоточенной в центре тяжести ГМ. Вследствие этого изменяются координаты центра тяжести тягача и, следовательно, динамика системы. Коэффициент динамического крена тягача

$$K_v = \sqrt{\frac{A\omega^2 + B\omega^2}{\{\omega^4 - c_1\omega^2 + c_2^2 + (g_2\omega - g_1\omega^3)^2\}}} \quad (1)$$

($A_\omega, B_\omega, c_1, c_2, g_1$ и g_2 имеют весьма сложный вид и приведены в специальной литературе [1]).

По выражению (1) находим значения амплитудно-частотных характеристик поперечно-угловых кренов тягача $W_\gamma(i\omega)$ и прицепа-ропусака с грузом $W_\varphi(i\omega)$: