

В итоге, после всех преобразований, получим следующие дифференциальные уравнения движения: для первого тела

$$m_1 \ddot{x}_1 = 0;$$

$$m_1 \ddot{y}_1 = m_1 g;$$

$$I_1 \ddot{\varphi}_1 = 0;$$

для второго тела

$$m_2 \ddot{x}_2 = 0;$$

$$m_2 \ddot{y}_2 = m_2 g - 2c_1(y + \delta) = -2c_1 y;$$

$$I_2 \ddot{\varphi}_2 = 0,$$

где δ – статическая деформация рессор под действием собственного веса платформы.

В вертикальной плоскости второе тело будет совершать колебательное движение. Пренебрегая сопротивлением колебаний, получаем

$$y_2 = A \sin(k_2 t + \beta),$$

где A – амплитуда колебаний,

$$A = \sqrt{y_0^2 + y_0'^2 / k_2^2};$$

k_2 – частота колебаний,

$$k_2 = \sqrt{(c_1 + c_2) / m_2};$$

β – начальная фаза,

$$\operatorname{tg} \beta = y_0 k_2 / y_0';$$

y_0 – начальное значение координаты y ,

$$y_0 = \delta = m_2 g / (c_1 + c_2);$$

y_0' – начальная скорость по координате y , $y_0' = \bar{u}_2 \bar{n}_2$.

Максимальное сжатие пружины равно ее амплитуде.

Для рассматриваемого примера находим (при $\varphi = 0$)

$$k_1 = \sqrt{720000 / 1600} = 21,153 \text{ с}^{-1};$$

$$y_0 = 0,12 \text{ м};$$

$$y_0' = 0,1916 \text{ м/с};$$

$$\operatorname{tg} \beta = 0;$$

$$A = \frac{y_0'}{k_2} = \frac{0,1916}{21,163} = 0,00905 \text{ м} = 0,905 \text{ см},$$

т.е. $y_{\max} = 0,9 \text{ см}$.

Таким образом, классическая теория удара высокоинформативна. Она позволяет определить многие характеристики как

процесса удара, так и движение тел после удара. Однако она не дает ответа на вопрос о времени удара и возникающих при этом силах. Эти величины можно определить с помощью двух других теорий удара.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

[1]. Гольдсмит В. Удар. - М.: Стройиздат, 1965. - 448 с. [2]. Морозов С.И. К вопросу о решении задач удара на лесотранспорте // Лесн.журн. - 1994. - № 1. - С.40-47. - (Изв.высш.учеб.завед.). [3]. Морозов С.И. Соударение вагонов // Лесн.журн. - 1995. - № 4-5. - С.37-43. - (Изв.высш.учеб.завед.).

Поступила 19 июня 1995г.

УДК 630*377.4

А.В. ЖУКОВ., А.Р. ГОРОНОВСКИЙ., С.Э. БОБРОВСКИЙ

Жуков Анатолий Васильевич родился в 1937 г., окончил в 1960 г. Белорусский лесотехнический институт, доктор технических наук, профессор кафедры лесных машин и технологии лесозаготовок Белорусского государственного технологического университета, заведующий научно-исследовательской лабораторией механизации и автоматизации лесопромышленных процессов и специальных транспортных систем. Имеет 320 печатных работ в области лесопромышленных процессов и специальных транспортных систем.



Гороновский Андрей Романович родился в 1959 г., окончил в 1981 г. Белорусский технологический институт, кандидат технических наук, старший преподаватель кафедры лесных машин и технологии лесозаготовок Белорусского государственного технологического университета. Имеет 53 печатные работы в области исследования динамики и прочности лесозаготовительных машин.





Бобровский Сергей Эдуардович родился в 1963 г., окончил в 1985 г. Белорусский технологический институт, аспирант, младший научный сотрудник научно-исследовательской лаборатории механизации и автоматизации лесопромышленных процессов и специальных транспортных систем. Имеет 11 печатных работ в области исследования динамики и прочности лесозаготовительных машин.

МОДЕЛИРОВАНИЕ НАГРУЖЕННОСТИ ТРАНСМИССИИ КОЛЕСНОЙ ЛЕСОЗАГОТОВИТЕЛЬНОЙ МАШИНЫ

Предложена математическая модель, описывающая нагрузку трансмиссии колесной ЛЗМ и учитывающая особенности ее конструкции и эксплуатации. Проведен анализ результатов расчета, даны рекомендации по выбору рациональных параметров машины.

A mathematical model describing the wheeled LM transmission loading up and taking into account the features of its design and operation has been offered. The analysis of the calculation results has been carried and recommendations on the choice of rational parameters of the machine are given.

В Республике Беларусь имеется реальная возможность организации серийного выпуска колесных лесных машин на базе тракторов МТЗ.

Основой для создания лесного колесного шасси служит серийно выпускаемый трактор МТЗ в специальной комплектации. С помощью вертикально-горизонтального шарнира он связан с технологическим модулем, предназначенным для установки технологического оборудования. Реализация такой компоновочной схемы требует проведения исследований нагрузки отдельных узлов и агрегатов машин. Они необходимы для разработки мероприятий, направленных на уменьшение нагрузочных режимов трансмиссии и ходовой части.

Современные математические модели обеспечивают получение оценок нагрузки деталей и узлов с учетом крутильных колебаний трансмиссии совместно с вертикальными и продольно-угловыми колебаниями подрессоренных и непрорессоренных масс. Однако они не позволяют учесть ряд специфических особенностей конструкции, свойственных рассматри-

ваемому типу колесных лесозаготовительных машин (ЛЗМ), в частности рассогласование передаточных чисел в трансмиссии.

Разработанная нами расчетная схема для исследования колебаний ЛЗМ приведена на рис.1. Она имеет 12 степеней свободы и позволяет описать колебания машины в продольной вертикальной плоскости.

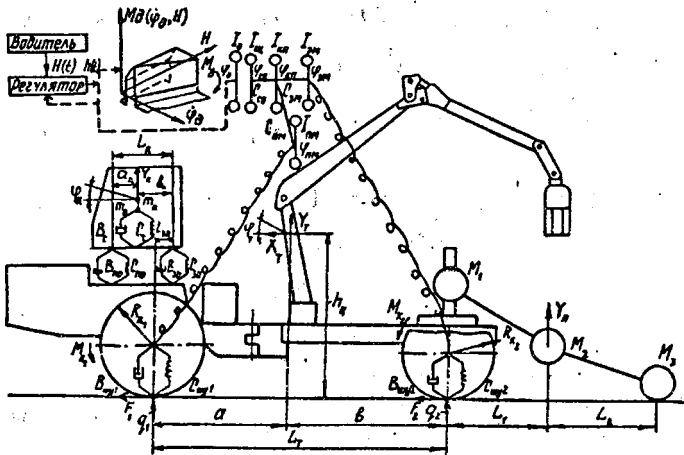


Рис.1. Расчетная схема ЛЗМ

В расчетной схеме приняты следующие допущения: ЛЗМ движется прямолинейно; высоты микронеровностей волока под колесами одной оси осредняются; упругие характеристики шин линейны, а силы неупругого сопротивления пропорциональны скорости деформации; колеса имеют постоянный контакт с поверхностью волока; технологическое оборудование жестко соединено с рамой машины, а точка опоры пакета древесины на конике при движении остается неподвижной относительно тягача; водитель находится в центре тяжести кабины; воздействие микронеровностей волока на волочающуюся часть пачки не учитывается.

Для данной расчетной схемы с помощью уравнений Лагранжа второго рода получена система дифференциальных уравнений. При их выводе сложную динамическую систему разбивали на две взаимосвязанные подсистемы: трансмиссия и поступательно движущаяся масса трактора [2, 3]. Для каждой подсистемы составляли дифференциальные уравнения с последующим их объединением в общую систему дифференциальных уравнений:

$$I_d \ddot{\varphi}_d = M_d - M_{сц};$$

$$I_{сц} \ddot{\varphi}_{сц} + C_{св} (\dot{\varphi}_{сц} - \dot{\varphi}_{кп}) + B_{св} (\varphi_{сц} - \varphi_{кп}) = M_{сц};$$

$$I_{\text{кп}} \ddot{\varphi}_{\text{кп}} - C_{\text{св}} (\varphi_{\text{св}} - \varphi_{\text{кп}}) - B_{\text{св}} (\dot{\varphi}_{\text{св}} - \dot{\varphi}_{\text{кп}}) + C_{\text{зМ}} (\varphi_{\text{кп}} - \varphi_{\text{зМ}}) + \\ + B_{\text{зМ}} (\dot{\varphi}_{\text{кп}} - \dot{\varphi}_{\text{зМ}}) + C_{\text{пМ}} (\varphi_{\text{кп}} - \varphi_{\text{пМ}}) + B_{\text{пМ}} (\dot{\varphi}_{\text{кп}} - \dot{\varphi}_{\text{пМ}}) = 0;$$

$$I_{\text{пМ}} \ddot{\varphi}_{\text{пМ}} - C_{\text{пМ}} (\varphi_{\text{кп}} - \varphi_{\text{пМ}}) - B_{\text{пМ}} (\dot{\varphi}_{\text{кп}} - \dot{\varphi}_{\text{пМ}}) + C_{\text{шк1}} (\varphi_{\text{пМ}} - (X_{\text{T}} + \\ + (h_{\text{ц}} - R_{\text{к1}}) \varphi_{\text{T}}) / R_{\text{к1}} i_{\text{тп1}}) + B_{\text{шк1}} (\dot{\varphi}_{\text{зМ}} - (\dot{X}_{\text{T}} + (h_{\text{ц}} - R_{\text{к1}}) \dot{\varphi}_{\text{T}}) : \\ : R_{\text{к1}} i_{\text{тп1}}) = 0;$$

$$I_{\text{зМ}} \ddot{\varphi}_{\text{зМ}} - C_{\text{зМ}} (\varphi_{\text{кп}} - \varphi_{\text{зМ}}) - B_{\text{зМ}} (\dot{\varphi}_{\text{кп}} - \dot{\varphi}_{\text{зМ}}) + C_{\text{шк2}} (\varphi_{\text{зМ}} - (X_{\text{T}} + \\ + (h_{\text{ц}} - R_{\text{к2}}) \varphi_{\text{T}}) / R_{\text{к2}} i_{\text{тп2}}) + B_{\text{шк2}} (\dot{\varphi}_{\text{зМ}} - (\dot{X}_{\text{T}} + (h_{\text{ц}} - R_{\text{к2}}) \dot{\varphi}_{\text{T}}) : \\ : R_{\text{к2}} i_{\text{тп2}}) = 0;$$

$$(M + m_{\text{к}} + m_{\text{в}}) \ddot{X}_{\text{T}} - C_{\text{шк1}} (\varphi_{\text{пМ}} - (X_{\text{T}} + (h_{\text{ц}} - R_{\text{к1}}) \varphi_{\text{T}}) / R_{\text{к1}} i_{\text{тп1}}) \times \\ \times i_{\text{тп1}} / R_{\text{к1}} - B_{\text{шк1}} (\dot{\varphi}_{\text{пМ}} - (\dot{X}_{\text{T}} + (h_{\text{ц}} - R_{\text{к1}}) \dot{\varphi}_{\text{T}}) / R_{\text{к1}} i_{\text{тп1}}) i_{\text{тп1}} / R_{\text{к1}} - \\ - C_{\text{шк2}} (\varphi_{\text{зМ}} - (X_{\text{T}} + (h_{\text{ц}} - R_{\text{к2}}) \varphi_{\text{T}}) / R_{\text{к2}} i_{\text{тп2}}) i_{\text{тп2}} / R_{\text{к2}} - B_{\text{шк2}} \times \\ \times (\dot{\varphi}_{\text{зМ}} - (\dot{X}_{\text{T}} + (h_{\text{ц}} - R_{\text{к2}}) \dot{\varphi}_{\text{T}}) / R_{\text{к2}} i_{\text{тп2}}) i_{\text{тп2}} / R_{\text{к2}} + F_1 + F_2 + F_{\text{тпх}} = 0;$$

$$M \ddot{Y}_{\text{T}} - C_{\text{шy1}} (q_1 - Y_{\text{T}} - a \varphi_{\text{T}}) - B_{\text{шy1}} (\dot{q}_1 - \dot{Y}_{\text{T}} - a \dot{\varphi}_{\text{T}}) - C_{\text{шy2}} (q_2 - \\ - Y_{\text{T}} - b \varphi_{\text{T}}) - B_{\text{шy2}} (\dot{q}_2 - \dot{Y}_{\text{T}} - b \dot{\varphi}_{\text{T}}) - C_{\text{по}} (Y_{\text{T}} + \varphi_{\text{T}} (a - L_{\text{з0}} + L_{\text{к}}) - \\ - Y_{\text{к}} - \varphi_{\text{к}} a_{\text{к}}) - B_{\text{по}} (\dot{Y}_{\text{T}} + \dot{\varphi}_{\text{T}} (a - L_{\text{з0}} + L_{\text{к}}) - \dot{Y}_{\text{к}} - \dot{\varphi}_{\text{к}} a_{\text{к}}) - C_{\text{з0}} (Y_{\text{T}} + \\ + \varphi_{\text{T}} (a - L_{\text{з0}}) - Y_{\text{к}} + \varphi_{\text{к}} b_{\text{к}}) - B_{\text{з0}} (\dot{Y}_{\text{T}} + \dot{\varphi}_{\text{T}} (a - L_{\text{з0}}) - \dot{Y}_{\text{к}} + \dot{\varphi}_{\text{к}} b_{\text{к}}) - \\ - C_{\text{x}} 2/3 (Y_{\text{п}} - 2/3 (Y_{\text{T}} + b \varphi_{\text{T}})) - B_{\text{x}} 2/3 (\dot{Y}_{\text{п}} - 2/3 (\dot{Y}_{\text{T}} + b \dot{\varphi}_{\text{T}})) = 0;$$

$$I_{\text{T}} \ddot{\varphi}_{\text{T}} - C_{\text{шy1}} a (q_1 - Y_{\text{T}} - a \varphi_{\text{T}}) - B_{\text{шy1}} a (\dot{q}_1 - \dot{Y}_{\text{T}} - a \dot{\varphi}_{\text{T}}) + C_{\text{шy2}} (q_2 - \\ - Y_{\text{T}} - b \varphi_{\text{T}}) b + B_{\text{шy2}} (q_2 - Y_{\text{T}} - b \varphi_{\text{T}}) b - C_{\text{по}} (Y_{\text{T}} + \varphi_{\text{T}} (a - L_{\text{з0}} + \\ + L_{\text{к}}) - Y_{\text{к}} - \varphi_{\text{к}} a_{\text{к}}) (a - L_{\text{з0}} + L_{\text{к}}) - B_{\text{по}} (\dot{Y}_{\text{T}} + \dot{\varphi}_{\text{T}} (a - L_{\text{з0}} + L_{\text{к}}) - \\ - \dot{Y}_{\text{к}} - \dot{\varphi}_{\text{к}} a_{\text{к}}) (a - L_{\text{з0}} + L_{\text{к}}) - C_{\text{з0}} (Y_{\text{T}} + \varphi_{\text{T}} (a - L_{\text{з0}}) - Y_{\text{к}} + \varphi_{\text{к}} b_{\text{к}}) \times \\ \times (a - L_{\text{з0}}) - B_{\text{з0}} (\dot{Y}_{\text{T}} + \dot{\varphi}_{\text{T}} (a - L_{\text{з0}}) - \dot{Y}_{\text{к}} + \dot{\varphi}_{\text{к}} b_{\text{к}}) (a - L_{\text{з0}}) - C_{\text{шк1}} (\varphi_{\text{пМ}} - \\ - (X_{\text{T}} + (h_{\text{ц}} - R_{\text{к1}}) \varphi_{\text{T}}) / R_{\text{к1}} i_{\text{тп1}}) (h_{\text{ц}} - R_{\text{к1}}) i_{\text{тп1}} / R_{\text{к1}} - B_{\text{шк1}} \times \\ \times (\dot{\varphi}_{\text{пМ}} - (\dot{X}_{\text{T}} + (h_{\text{ц}} - R_{\text{к1}}) \dot{\varphi}_{\text{T}}) / R_{\text{к1}} i_{\text{тп1}}) (h_{\text{ц}} - R_{\text{к1}}) i_{\text{тп1}} / R_{\text{к1}} - C_{\text{шк2}} (\varphi_{\text{зМ}} -$$

$$- (X_T + (h_{II} - R_{K2}) \varphi_T / R_{K2} i_{TP2}) (h_{II} - R_{K2}) i_{TP2} / R_{K2} - B_{шк2} \times \\ \times (\varphi_{3M} - (X_T + (h_{II} - R_{K2}) \varphi_T) / R_{K2} i_{TP2}) (h_{II} - R_{K2}) i_{TP2} / R_{K2} - C_X 2/3 b \times \\ \times (Y_{II} - 2/3 (Y_T + b \varphi_T)) - B_X 2/3 b (Y_{II} - 2/3 (Y_T + b \varphi_T)) + F_{TPY} b + \\ + F_{TPX} (h_K - h_{II}) = 0;$$

$$m_K \ddot{Y}_K - C_{по} (Y_T + \varphi_T (a - L_{30} + L_K) - Y_K - \varphi_X a_X) - B_{по} (Y_T + \varphi_T \times \\ \times (a - L_{30} + L_K) - Y_K - \varphi_X a_X) - C_{30} (Y_T + \varphi_T (a - L_{30}) - Y_K + \varphi_X b_X) - \\ - B_{30} (Y_T + \varphi_T (a - L_{30}) - Y_K + \varphi_X b_X) - C_C (Y_K - Y_B) - B_C (Y_K - Y_B) = 0;$$

$$I_K \ddot{\varphi}_K - C_{по} (Y_T + \varphi_T (a - L_{30} + L_K) - Y_K - \varphi_X a_X) a_K - B_{по} (Y_T + \varphi_T \times \\ \times (a - L_{30} + L_K) - Y_K + \varphi_X a_X) a_K + C_{30} (Y_T + \varphi_T (a - L_{30}) - Y_K + \\ + \varphi_X b_X) b_X + B_{30} (Y_T + \varphi_T (a - L_{30}) - Y_K + \varphi_X b_X) b_X = 0;$$

$$m_B \ddot{Y}_B - C_C (Y_K - Y_B) - B_C (Y_K - Y_B) = 0;$$

$$M_{II} \ddot{Y}_{II} - C_X (2/3 (Y_T + b \varphi_T) - Y_{II}) - B_X (2/3 (Y_T + b \varphi_T) - Y_{II}) = 0,$$

где $\varphi_D, \varphi_{сц}, \varphi_{кп}, \varphi_{пм}, \varphi_{3м}, \varphi_T, \varphi_K$ — угловые перемещения валов двигателя, сцепления, коробки передач, привода переднего и заднего мостов, трактора и кабины;

$I_D, I_{сц}, I_{кп}, I_{пм}, I_{3м}, I_T, I_K$ — моменты инерции двигателя, сцепления, коробки передач, привода переднего и заднего мостов, поступательно движущегося трактора и кабины, приведенных к двигателю;

$C_{св}, C_{пм}, C_{3м}, C_{шк1}, C_{шк2}$ — жесткости силового вала, привода переднего и заднего мостов, касательные жесткости передних и задних шин, приведенных к двигателю;

$C_{ш1}, C_{ш2}, C_{по}, C_{30}, C_C, C_X$ — вертикальные жесткости передних и задних шин, передних и задних опор кабины, сиденья тракториста и хлыста;

- $M_d, M_{сц}, M, M_{п}, m_k, m_v$ – массы двигателя, сцепления, трактора, пачки деревьев, кабины, водителя;
- $i_{тр1}, i_{тр2}$ – передаточные числа переднего и заднего приводов ведущих колес;
- $R_{к1}, R_{к2}$ – радиусы передних и задних колес;
- X_T – горизонтальное перемещение центра тяжести трактора;
- $Y_T, Y_k, Y_{п}$ – вертикальные перемещения центра тяжести трактора, кабины и пачки хлыстов;
- q_1, q_2 – высоты неровностей микропрофиля волока под передними и задними мостами трактора;
- a – расстояние от передней оси до центра тяжести (ц.т.) машины;
- b – расстояние от задней оси до ц.т. машины;
- $L_{зо}$ – расстояние от передней оси до задней опоры кабины;
- L_k – расстояние от передней до задней опоры кабины;
- a_k – расстояние от передней опоры до ц.т. кабины;
- b_k – расстояние от задней опоры до ц.т. кабины;
- $h_{ц}$ – высота ц.т. машины;
- h_k – высота коника машины;
- $F_{трx}, F_{тры}$ – горизонтальная и вертикальная составляющие силы, возникающей в месте контакта пачки хлыстов с коником.

Систему дифференциальных уравнений решали с помощью ПЭВМ методом Рунге – Кутты 4-го порядка точности.

На основе изложенной методики был рассмотрен процесс движения по волоку груженого колесного бесчokerного трактора на базе МТЗ-82.

Многочисленные исследования показали, что максимальные динамические моменты в трансмиссии трактора возникают при резком трогании трактора с места. Нами изучены различные варианты снижения динамической нагруженности трансмиссии в

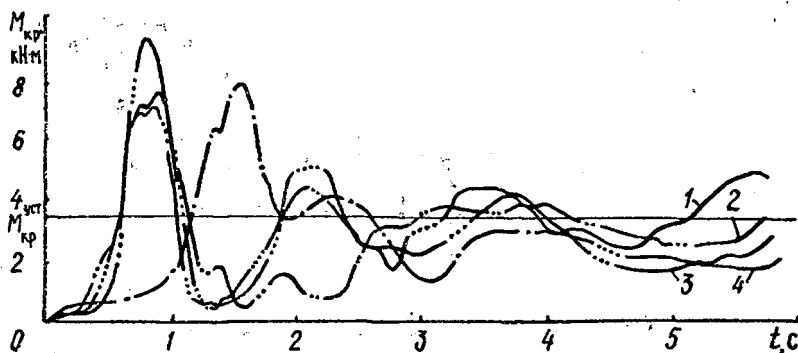


Рис.2. Фрагмент осциллограмм крутящих моментов $M_{кр}$ на передней полуоси трактора при трогании с места в порожнем состоянии: 1 — 4 — номера заездов; $M_{кр}^{уст}$ — математическое ожидание крутящего момента на полуоси трактора при установившемся движении

этом режиме. Изменяли время включения муфты сцепления и загрузку трактора хлыстами. На рис.2 показан фрагмент осциллограмм крутящих моментов на передней полуоси трактора при трогании с места в порожнем состоянии на первой передаче с выключенной задней осью. Графики кривых носят колебательный характер с явно выраженными пиками, соответствующими моменту включения сцепления. Как видим, при одинаковом времени включения муфты сцепления максимальные моменты изменяются по-разному. Максимальное значение $M_{кр}$ соответствует времени 0,8 ... 1,5 с. После этого происходит резкий спад кривой и через 4 ... 5 с начинается установившееся движение. При трогании с места с грузом кривая моментов сдвинута по времени. Включение активной оси снижает динамическую нагруженность передней полуоси на 45 ... 55 %.

Фрагмент осциллограмм установившегося движения трактора на первой передаче в грузе и порожнем состоянии приведен на рис. 3. Из рис. 3,б видно, что максимальный крутящий момент при движении с выключенной активной осью с грузом достигает 9,02 кН·м, с выключенной 4,4 кН·м. Включение активной оси при установившемся движении разгружает переднюю ось на 51,2 %. При движении без груза и активной оси $M_{кр} = 7,96$ кН·м, с активной осью $M_{кр} = 4,1$ кН·м (48,5 %). Осциллограммы показывают, что включение активной оси при работе в различных условиях снижает нагрузку на передние полуоси: в среднем на 40 ... 60 %.

Экспериментальные и расчетные данные сравнивали по средним квадратичным отклонениям и спектральной плотности

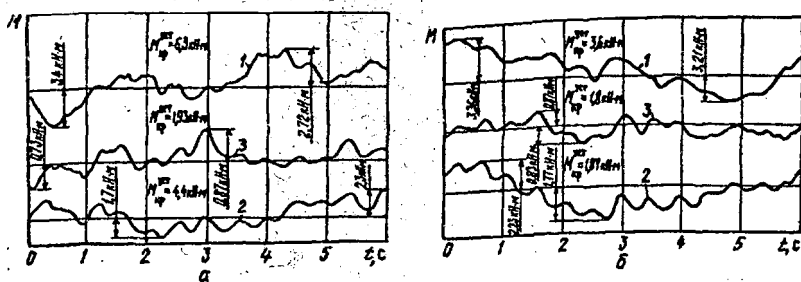


Рис.3. Фрагмент осциллограмм крутящих моментов на полуосях трактора в груженом (а) и порожнем (б) состоянии: 1,2 – на полуоси тягового модуля соответственно с выключенной и включенной осью технологического модуля (масштаб: в 1см 2,12 кН·м); 3 – на полуоси технологического модуля (масштаб: в 1см 0,73 кН·м(а) и 1,24 кН·м(б))

процессов. В таблице представлены средние квадратичные отклонения для трех передач. Как видим, эти значения различаются на 10 ... 28 %, что указывает на удовлетворительную сходимость результатов.

Режим работы	Передача	Средние квадратичные отклонения		Расхождение, %
		экспериментальные	расчетные	
Без груза и активной оси	1	6,2	5,25	15,3
	2	6,4	6,10	4,7
	3	7,5	10,50	28,6
Без груза и с активной осью	1	7,1	9,40	24,5
	2	6,5	6,20	4,6
	3	6,4	5,60	12,5
С грузом и без активной оси	1	6,5	8,90	27,0
	2	5,8	6,00	3,3
	3	6,3	8,80	28,4
С грузом и активной осью	1	6,5	8,48	23,3
	2	5,7	4,34	23,8
	3	5,6	5,09	9,1

Сопоставление данных, выполненное по эквивалентности энергетических спектров [1], показало, что значение статистики D^2 , равное 27,59, на всех исследуемых режимах движения находилось в пределах области принятия гипотезы.

Разработанная математическая модель позволяет решать широкий круг задач по оценке нагруженности элементов транс-