

**РАСЧЕТ ДИНАМИЧЕСКИХ ПАРАМЕТРОВ
МЕХАНИЗМА РЕМИЗНОГО ДВИЖЕНИЯ
ТКАЦКИХ СТАНКОВ СТЬ
С ИСПОЛЬЗОВАНИЕМ ТЕОРИИ МЕХАНИЧЕСКИХ ЦЕПЕЙ**

А.В. ГРИГОРЬЕВ, В.И. ТЕРЕНТЬЕВ, Е.В. ГРИГОРЬЕВ

(Московский государственный текстильный университет им. А.Н. Косыгина)

Анализ динамики механизма ремизного движения [1, 2] проведен при следующих величинах сосредоточенных параметров звеньев механизма.

Приведенные сосредоточенные массы:

$$\begin{aligned} m_{1T} &= 0,497 \text{ кг}, & m_{12A} &= 1,1 \text{ кг}, \\ m_{23B} &= 1,116 \text{ кг}, & m_{34C} &= 1,746 \text{ кг}, \\ m_{45D} &= 1,225 \text{ кг}, & m_{56E} &= 0,372 \text{ кг}, \\ m_{57F} &= 0,842 \text{ кг}, & m_{68G} &= 0,872 \text{ кг}, \\ m_{79K} &= 0,872 \text{ кг}, & m_{8H} &= 0,5 \text{ кг}, \\ m_{9L} &= 0,5 \text{ кг}, & m_p &= 7,24 \text{ кг}, \\ M_I &= 0,2404 \text{ кг}, & M_{II} &= 0,2417 \text{ кг}, \\ M_{III} &= 0,2007 \text{ кг}. \end{aligned}$$

Коэффициенты жесткостей шарнирно связанных промежуточной и продольной тяг получены методами сопротивления материалов из условий их связей с другими звеньями в механической системе МРД: $k_4 = 94292,7 \text{ Н/м}$, $k_5 = 318575,3 \text{ Н/м}$.

Коэффициент жесткости нитей основы принят по данным эксперимента и составляет $k_o = 16366,5 \text{ Н/м}$.

Передаточные отношения звеньев сосредоточения параметров механической системы (для первой ремизки от грудницы): рычаг TO_1A – $\eta_1 = 2,6$, рычаг BO_2C – $\eta_3 = 1,347$; передаточные отношения $\eta_2 = 0,6656$ и $\eta_4 = -0,8974$ соответственно звеньев сосредоточения параметров

четырёхзвенников O_1ABO_2 и O_3GH приняты для нижнего, наиболее нагруженного, положения ремизки.

Приведенный ниже числовой расчет представлен в виде графиков, отображающих изменение частных и полной комплексных кинематических характеристик и сил, действующих в отдельных звеньях, обусловленных возбуждающим кинематическим воздействием. При этом графики комплексных кинематических характеристик K_{5-7} , K_{5-15} и K были получены с использованием их уравнений в частотной форме относительно текущей и резонансных частот:

$$K_{5-7} = \frac{j\omega}{(k_4\eta_C + k_5)} \frac{\omega_{03}^2 - \omega^2}{\omega_{02}^2 - \omega^2}, \quad (1)$$

$$\text{где } \omega_{02}^2 = \frac{k_4 k_5 \eta_C}{m_5 (k_4 \eta_C + k_5)} \text{ и } \omega_{03}^2 = \frac{k_5}{m_5}.$$

$$K_{5-15} = -j \frac{\omega(\omega_{01}^2 - \omega^2)(\omega_{03}^2 - \omega^2)}{(\omega_{04}^2 - \omega^2)(\omega_{05}^2 - \omega^2)}, \quad (2)$$

где резонансные частоты ω_{04} и ω_{05} находятся из уравнений

$$\omega_{04,05}^2 = \frac{[b\omega_{01}^2 + (a+c)\omega_{03}^2] \pm \sqrt{[b^2\omega_{01}^2 + (a+c)\omega_{03}^2]^2 - 4a(b+c)\omega_{01}^2\omega_{03}^2}}{2(b+c)};$$

$$\omega_{01}^2 = \frac{k_o(M_I\eta_4 + M_{II})}{M_I M_{II}},$$

$$a = k_4 \eta_C,$$

$$K = -j \frac{(\omega_{06}^2 - \omega^2)(\omega_{07}^2 - \omega^2)(\omega_{08}^2 - \omega^2)}{M_{III}\omega(\omega_{04}^2 - \omega^2)(\omega_{05}^2 - \omega^2)}, \quad (3)$$

$$b = k_4 \eta_C + k_5 \text{ и } c = k_o \eta_4.$$

где величины резонансных частот ω_{06}^2 , ω_{07}^2 и ω_{08}^2 находятся из уравнения

$$M_{III}\omega_0^3 - (M_{III}\omega_{01}^2 + M_{III}\omega_{03}^2 + 1)\omega_0^2 + (M_{III}\omega_{01}^2\omega_{03}^2 + \omega_{04}^2 + \omega_{05}^2)\omega_0 - \omega_{04}^2\omega_{05}^2 = 0.$$

Получены следующие расчетные значения резонансных частот для рассматриваемой механической системы в целом для нижнего положения ремизки:

– частоты резонанса скоростей $\omega_V (K=0)$:

$$\omega_{06} = 26,2569 \text{ 1/с}; \quad \omega_{07} = 134,36 \text{ 1/с}; \\ \omega_{08} = 522,2 \text{ 1/с};$$

– частоты резонанса сил $\omega_Q (K = \infty)$:

$$\omega_{04} = 26,2586 \text{ 1/с}; \quad \omega_{05} = 136,49 \text{ 1/с}.$$

С учетом практического скоростного диапазона эксплуатации ткацкого станка расчетные значения в виде графиков представлены в интервале круговых частот вращения главного вала до (60...70) 1/с. График изменения полной комплексной кинематической характеристики ПККХ (K) приведен на рис. 1.

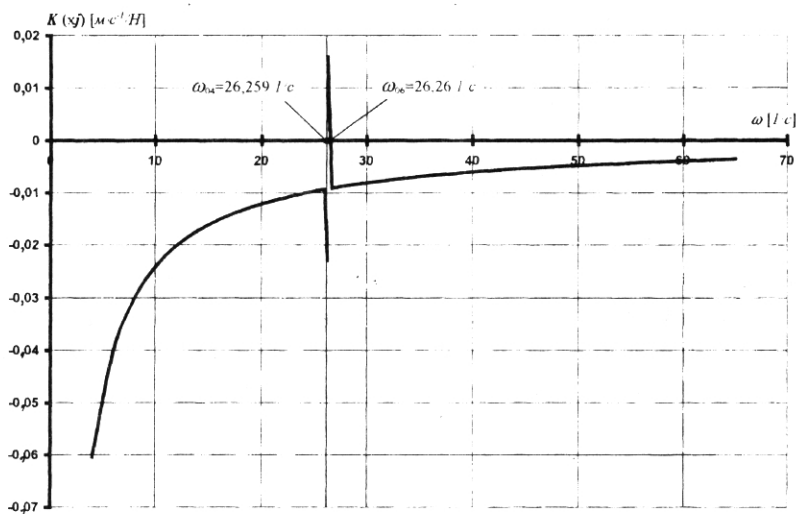


Рис. 1

Наличие данных о характере изменения ПККХ позволяет уже на этапе предварительного проектирования механизма, во-первых, оценить оптимальную скорость эксплуатации станка, которая составляет $\omega_{ГВ}^{опт} = \omega_V + \omega_{НВ}$, где $\omega_{НВ}$ – отклонение угловой скорости главного вала ткацкого станка, вызванное неравномерностью вращения главного вала, и, во-вторых, получить сведения о степени изменения величины амплитуды силы Q_0 , вызванной возбуждающим воздействием, из уравнения

$Q_0 = V_0/K$, при изменении частоты вращения главного вала.

Для принятых параметров звеньев механизма $\omega_{ГВ}^{опт} \approx 29 \text{ 1/с}$ ($\sim 277 \text{ мин}^{-1}$) при $\omega_{НВ} = 0,1\omega_{опт}$ изменения амплитудного значения Q_0 в интервале $\omega_{ГВ} = (29...50) \text{ 1/с}$ составляют $|120,63 - 209,86|V_0$. Последнее исходя из условий силовых и прочностных расчетов позволяет оценить допустимую максимальную скорость эксплуатации станка.

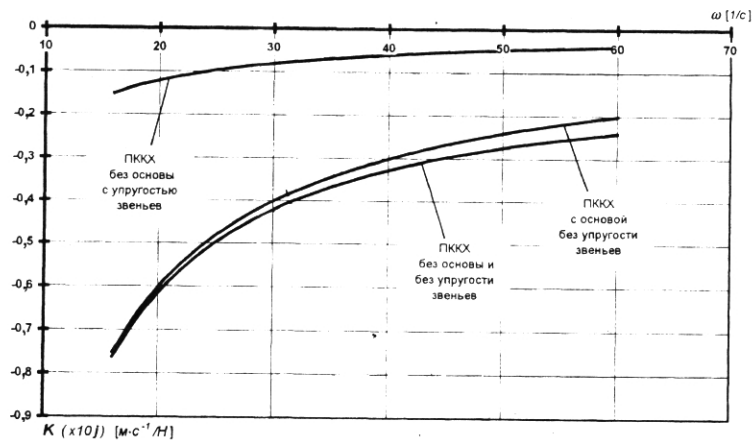


Рис. 2

Одним из достоинств теории механических цепей является возможность оценить степень влияния упругомассовых показателей элементов механической системы на динамику. На рис. 2 показаны три кривые, отображающие влияние учитываемых в расчетах упругих свойств звеньев и нитей основы на ПККХ: упругость звеньев, жесткость нитей основы и вариант, исключаяющий нитей основы, когда все звенья принимаются жесткими.

Как видно, учет упругих свойств элементов в механической системе приводит к снижению значения ПККХ, то есть к росту амплитудного значения силы Q_0 , причем на ее величину оказывают существ-

венное влияние упругие показатели промежуточной тяги CD и продольной тяги DF. В то же время можно отметить меньшее проявление влияния упругости нитей основы на величину ПККХ.

Таким образом, отсутствие в расчетной схеме упругих свойств элементов приводит к заниженным величинам сил, действующих в звеньях системы.

Полученные с использованием механических цепей зависимости для амплитудных значений сил, возникающих в отдельных группах звеньев, позволяют, в частности, проанализировать чувствительность этих звеньев к увеличению рабочей скорости станка.

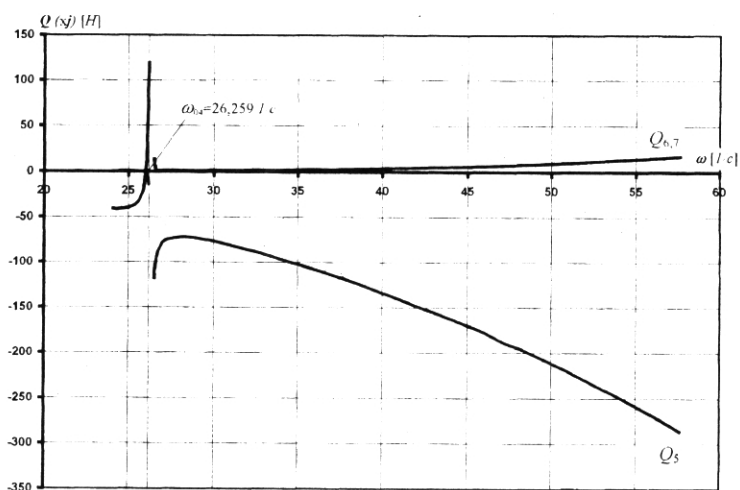


Рис. 3

На рис. 3 показаны графики изменения амплитудных значений сил (Q_5 и $Q_{6,7}$), действующих в тягах CD и DF (здесь и далее [1, рис.1]). Очевидно, что с ростом частоты вращения наибольшие нагрузки

будут действовать в шарнирном узле D (Q_5), что определяет соответствующие требования к конструкции и прочности этого узла.

Вместе с тем незначительный рост си-

лы $Q_{6,7}$, действующей в шарнирах E и F, по сравнению с Q_5 (при увеличении частоты вращения с 32,42 до 52,36 1/с сила по абсолютной величине возрастает примерно на 10 Н, что составляет около 4,3% от величины силы Q_5 (233 Н) при $\omega = 52,36$ 1/с) показывает достаточно слабую чувствительность узла, включающего участок продольной тяги EF и угловые рычаги EO₃G и FO₄K.

Одним из практических приложений полученного вывода о чувствительности

элементов рассматриваемой части механической системы с заданными массово-упругими показателями является возможность оценки изменения длины участка EF продольной тяги DF на динамику системы. В частности, такая задача может стоять при адаптации МРД к большим заправочным ширинам станка без существенных конструктивных доработок – путем увеличения длины участка EF продольной тяги DF.

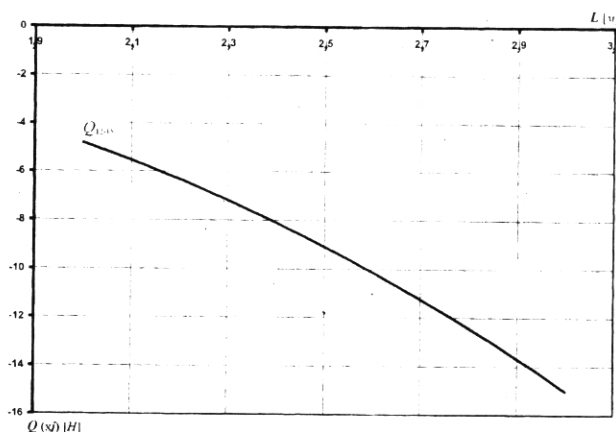


Рис. 4

Результаты такой оценки представлены на рис. 4, который показывает изменение амплитудного значения силы Q_{12-15} , действующей в системе элементов, связанных с ремизкой, в функции суммарной длины тяг CD и DF.

Как показал расчет, наиболее существенным образом такое увеличение длины

участка EF сказывается на силах, действующих в системе элементов, включающих звенья GH, KL, ремизная рамка и нити основы. В системе этих элементов согласно механической цепи возникает сила Q_{12-15} , получаемая из выражения

$$Q_{12-15} = -jV_0 \frac{A\omega^3 M_I M_{II} M_{III} k_o \eta_4}{\omega^2 A(M_{III} B - M_I M_{II} k_o \eta_4) - BC},$$

где значения составляющих уравнения определены ранее [1].

Зная характер изменения этой силы, с учетом прочностных ограничений можно установить допускаемую величину увеличения длины участка EF.

ВЫВОДЫ

1. Использование теории механических цепей позволяет проводить оперативную

оценку параметров механической системы ремизного движения на этапе принятия решений по конструктивному исполнению механизма и скоростным режимам эксплуатации.

2. Приведен числовой пример реализации теории механических цепей для механизма ремизного движения ткацкого станка СТБ.

ЛИТЕРАТУРА

1. Григорьев А.В., Терентьев В.И., Григорьев Е.В.
// Изв. вузов. Технология текстильной промышленности. – 2002, №6. С.81...85.

2. Григорьев А.В., Терентьев В.И., Григорьев Е.В.
// Изв. вузов. Технология текстильной промышленности. – 2003, №1. С.101...104.

Рекомендована кафедрой проектирования текстильных машин. Поступила 01.10.02.
