

МАШИНОСТРОЕНИЕ

Յ. Ա. ՄԱՆՎԵԼՅԱՆ, Ա. Յ. ԴԵՄԻՐՉՅԱՆ

МЕТОДИКА ОЦЕНКИ ЖЕСТКОСТИ ПРИВОДА ПРИ РАСЧЕТЕ
МЕХАНИЧЕСКИХ АВТОКОЛЕБАНИЙ НАПРАВЛЯЮЩИХ
СТАНКОВ С ЧПУ

При создании современных металлорежущих станков все большее значение приобретает совершенствование расчетных методов, позволяющих точнее определить действующие в деталях и узлах динамические нагрузки.

Создавая металлорежущий станок, конструктор еще не располагает методом расчета динамических нагрузок и вынужден оценить их ориентировочно. Современная вычислительная техника и уровень математического обеспечения позволяют применять расчетный анализ динамических характеристик несущей системы и уже на стадии проектирования выбрать оптимальный вариант конструкции станка по выходным показателям.

В настоящей работе предлагается методика оценки жесткости привода подачи движущегося узла на примере направляющих станков при расчете механических релаксационных автоколебаний. С целью аналитического исследования механических релаксационных автоколебаний, а также оценки жесткости привода с учетом комплекса параметров (масса, коэффициент вязкого затухания системы, статические и кинематические фрикционные характеристики направляющих станков) принята известная модель Ван-дер-Поля, являющаяся классическим примером, иллюстрирующим скачкообразное движение при трении.

Этапы относительного движения с учетом вязкого затухания системы могут быть описаны дифференциальным уравнением:

$$m\ddot{x} - \varphi(x) + \beta\dot{x} + Cx = 0, \quad (1)$$

где m — масса; $\varphi(x)$ — сила трения скольжения; C — жесткость привода; β — коэффициент вязкого затухания системы.

Наличие нелинейного члена $\varphi(x)$ в уравнении (1) не позволяет получить ее решение в квадратурах. Для этого использован дельта-метод с применением ЭВМ, который позволяет учитывать реальные зависимости силы трения от скорости и времени неподвижного контакта, полученные опытным путем с учетом реальных условий работы пары тре-

ния. Методика решения задачи подробно изложена в [1]. Применительно к работе металлорежущих станков решена задача с использованием ЭВМ типа ЕС, для которой составлена специальная программа. С целью получения фактических данных о жесткости, необходимых при создании новых станков, испытывали лабораторную установку МТ-75, а также горизонтально-расточной станок мод. 2М614 Чаренцаванского станкостроительного завода. При этом установлено, что жесткость привода по направлению движения наиболее слабая по деформациям ивьер в станке. Предварительные расчеты и эксперименты показали, что на долю привода приходится значительная часть динамической податливости в общем балансе.

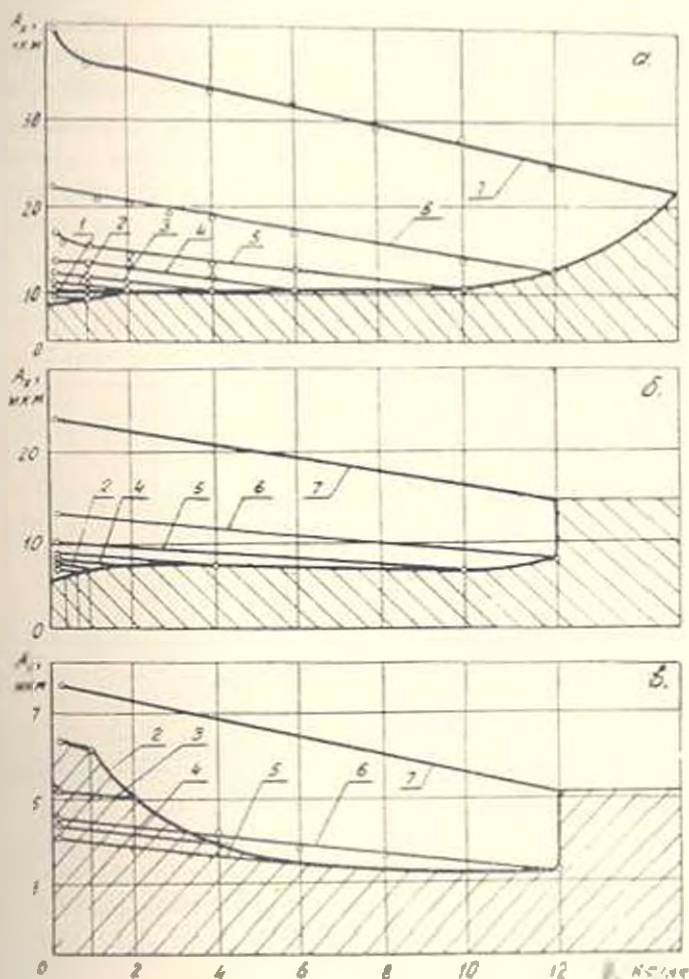


Рис. 1. Зависимость величины скачков от коэффициента низкого затухания при жесткости системы: а) $C = 6 \text{ кН/мм}$; б) $C = 8 \text{ кН/мм}$; в) $C = 15 \text{ кН/мм}$ и скорости скользящего: 1 — $v = 0,5 \text{ мм/мин}$; 2 — $v = 1 \text{ мм/мин}$; 3 — $v = 1,5 \text{ мм/мин}$; 4 — $v = 2 \text{ мм/мин}$; 5 — $v = 3 \text{ мм/мин}$; 6 — $v = 6 \text{ мм/мин}$; 7 — $v = 1 \text{ мм/мин}$.

Учитывая конструктивные особенности бабки, рассматривался случай трения антискачковой пасты ЭДМА-10 и цинкового сплава

ЦАМ10-5 по стали 45 в качестве фрикционных пар для направляющих станков. Всего рассмотрено около 1000 вариантов решений с варьированием основных параметров в следующих диапазонах: жесткость — (6—30) кН/мм; масса — (0,125—0,288) кг и скорость относительного скольжения — (0,5—10) мм/мин. Для всех пар трения предварительно на лабораторной установке МТ-75 были получены экспериментальные зависимости силы трения от скорости скольжения и времени неподвижного контакта. Результаты вычислений показывают, что для каждой совокупности параметров (жесткости C , массы m , скорости скольжения v) получаются упругие системы с вполне определенными критическими скоростями. Значения критической скорости и величины скачка Δ , можно менять изменением одного из вышеуказанных параметров. Так, например, как видно на рис. 1а, при $C = 6$ кН/мм критическую скорость можно уменьшить от 9 до 1,5 мм/мин, изменяя коэффициент вязкого загущения β от 12 до 4 Н·с/мм. соответственно, а величина скачка при этом уменьшится от 40 до 10 мкм. Подобные изменения показаны на рис. 1б, 1в. Правда, здесь величину скачков удается уменьшить не настолько, как в первом случае, но их абсолютные значения с увеличением жесткости намного уменьшаются. Расчеты показывают, что увеличение жесткости приводит к уменьшению зоны скоростей, в которой они могут существовать. Зоны устойчивых перемещений на рис. 1 заштрихованы. Анализ выявляет влияние жесткости системы на величину скачка, а также на критическую скорость.

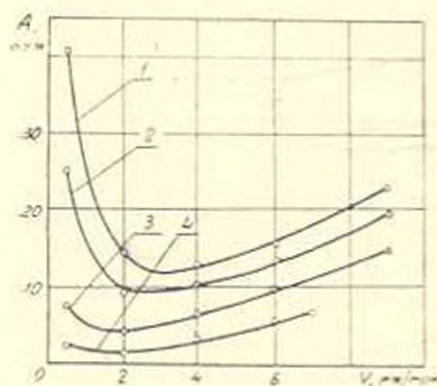


Рис. 2 Зависимость величины скачка от скорости перемещения ленты при $\beta = 0,12$ Н·с/мм и жесткости системы: 1 — $C = 6$ кН/мм; 2 — $C = 8$ кН/мм; 3 — $C = 15$ кН/мм; 4 — $C = 30$ кН/мм

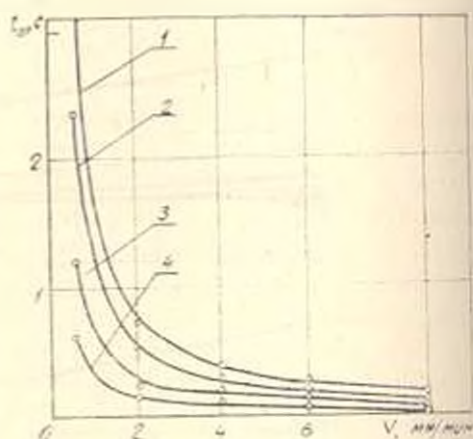


Рис. 3 Зависимость времени неподвижного контакта от скорости перемещения ленты при $\beta = 0,12$ Н·с/мм и жесткости системы: 1 — $C = 6$ кН/мм; 2 — $C = 8$ кН/мм; 3 — $C = 15$ кН/мм; 4 — $C = 30$ кН/мм

На рис. 2 показаны зависимости величины скачков от скорости перемещения при различных значениях жесткости системы. Расчеты показывают, что при прочих равных условиях увеличением жесткости систе-

мы в пять раз, можно, примерно, во столько же раз уменьшить величину скачков.

Продолжительность жизни фрикционного контакта, как известно [2], зависит от скорости принудительно-подвижного элемента. На рис. 3 показаны эти зависимости при различных значениях жесткости системы, полученные расчетным путем на ЭВМ. Наличие этих зависимостей важно при анализе процессов, протекающих на фрикционном контакте и при оценке «стоп-эффекта» для конкретной пары трения.

Выводы

1. Результаты аналитического исследования механических релаксационных автоколебаний с применением ЭВМ показывают, что жесткость привода существенно влияет на равномерность медленных движений и точность перестановки столов станков.

2. Теоретический анализ релаксационных автоколебаний подтверждает, что с увеличением жесткости уменьшаются зоны скоростей, в которых они могут существовать.

3. Установлено, что с увеличением жесткости привода уменьшается максимальное значение амплитуды автоколебаний и амплитуды, соответствующей переходу от релаксационных к гармоническим колебаниям.

4. Как показывает анализ, все мероприятия по повышению устойчивости движения следует рассматривать в комплексе.

ЕрПИ им. К. Маркса

2 IX 1982

Չ. Ա. ՄԱՍԿԱՅԱՆ, Շ. Ջ. ԴԵՄԻՐՃՅԱՆ

ԹՅՎ ՀԱՍՏՈՑՆԵՐԻ ՀԱՐԺԱՐԻՐԻ ԿՈՇՏՈՒԹՅԱՆ ԳՆԱՀԱՏՄԱՆ ՄԵԹՈԴԸ
ՈՒՂՂՈՐԻՆԵՐԻ ԻՆՖԵՐԱՏԱՏԱՆՈՒՄՆԵՐԻ ՀԱՇՎԱՐԿՄԱՆ ԺԱՄԱՆԱԿ

Ա Մ Փ Ո Փ Ո Ւ Մ

Հաստոցների ուղղորդների օրինակով առաջարկված է առաջնական համակարգերի կոշտության գնահատման մեթոդիկա: Ցույց է տրված, որ շարժման կայունությանը ապահովող բոլոր միջոցառումները անհրաժեշտ է դիտարկել ամբողջական ձևով, այլ ոչ թե առանձին-առանձին, ինչպես դա արվում է գործնականում:

Л И Т Е Р А Т У Р А

1. Мамелян З. А. Оценка устойчивости медленных перемещений в направляющих станков с ЧПУ с применением ЭВМ.—Изв. АН АрмССР (сер. ТИ). 1977. т. XXX. № 6, с. 13—19.
2. Крагельский Н. В. Трение и трение. — М. Машиностроение, 1968.— 180 с.