

ЛИТЕРАТУРА

1. Постников С.Н. Электрические явления при трении и резании – Горький; Волго-вятское книжное издательство, 1975. – 280с.
2. Тэнзеску Ф., Краманюк Р. Электростатика в технике. – М.: Энергия; 1980. – 296с.
3. Гречихин Л.И., Пушкин Н.М. Влияние сажевых частиц на термодинамическое состояние газов при различных температурах // Известия ВУЗов, Авиационная техника. – 1983. – №1. – С. 84-88.
4. Зоммерфельд Д. Электродинамика. – М.: ИЛ; 1958. – 501с.
5. Анго А. математика для электро- и радиоинженеров. – М.: наука; 1974. 772с.
6. Мик Дж, Крегс Дж. Электрический пробой в газах. – М.: ИЛ; 1960. – 605 с.
7. Гречихин Л.И., Тимошевич В.Б. Аппаратура и методы измерений флюктуационных характеристик радиосигналов, возникающих в различных технологических процессах/Приборостроение. – Мн., 1989. – Вып. 11. – С.121–124.
8. Гречихин Л.И., Тимошевич В.Б. Спектральные характеристики радиоизлучения электрических разрядов и их применение для контроля и регулирования плазменных технологических процессов/Приборостроение. – Мн., 1991. – Вып. 13. – С. 121–125.

УДК 621.941.2/31-83

П.Н. Гурецкий

ЧИСЛЕННОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ ВЕЛИЧИНЫ ЭНЕРГЕТИЧЕСКИХ ПОТЕРЬ СУПОРТА ТОКАРНОГО СТАНКА

*Белорусская государственная политехническая академия
Минск, Беларусь*

Обработка большинства деталей на машиностроительных предприятиях осуществляется с использованием технологических машин, обеспечивающих снятие припуска с заготовки. Как правило, это металлорежущие станки, обработка на которых производится лезвийным или абразивным инструментом. Именно поэтому, в кругу проблем по снижению себестоимости и повышению конкурентоспособности продукции, особое место занимает задача минимизации энергопотребления технологического оборудования в машиностроительном комплексе, который потребляет значительную часть энергетических и материальных ресурсов.

Целью численного исследования являлась оценка степени влияния на величину энергетических потерь законов распределения давлений по рабочим поверхностям направляющих скольжения. В качестве примера был рассмотрен токарно-винторезный станок модели 16К20Ф3 с шарико-винтовой передачей, расчётная схема суппорта представлена на рис. 1 с указанием всех сил, действующих в процессе обработки. Первоначально для упрощения поставленной задачи численное исследование было проведено для случая равномерного поступательного перемещения рабочего органа. На основании приведенной схемы составлена в координатном виде расчётная система уравнений (1):

$$\begin{cases}
 Q - N_C f' - N_B f_{\text{кл}}' - N_A f_{\text{кл}}' - F_P^X = 0, \\
 N_A \cos \varphi - N_B \cos \varphi + F_P^Y = 0, \\
 N_A \sin \varphi + N_B \sin \varphi + N_C - G - F_P^Z = 0, \\
 N_C y_C - F_P^Z y_P + F_P^Y z_P - G y_G = 0, \\
 N_A f_{\text{кл}}' z_A + N_B f_{\text{кл}}' z_B + Q z_Q + F_P^X z_P - F_P^Z x_P - G x_G + N_A x_A \sin \varphi + N_B x_B \sin \varphi + N_C x_C = 0, \\
 F_P^X y_P - F_P^Y x_P + N_C f' y_C + N_B f_{\text{кл}}' y_B - N_A f_{\text{кл}}' y_A + Q y_Q + N_B x_B \cos \varphi - N_A x_A \cos \varphi = 0.
 \end{cases}
 \tag{1}$$

где Q – приводная сила; N_A, N_B, N_C – реактивные силы в направляющих; F_P^X, F_P^Y, F_P^Z – составляющие силы резания (рабочая нагрузка); X_P, Y_P, Z_P – координаты точки приложения силы резания F_P ; X_G, Y_G, Z_G – координаты центра масс перемещаемого узла; X_Q, Y_Q, Z_Q – координаты размещения приводной шестерни (точки приложения приводной силы Q); $X_A, X_B, X_C, Y_A, Y_B, Y_C, Z_A, Z_B, Z_C$ – соответственно координаты точек приложения реактивных сил N_A, N_B, N_C ; $f'_{\text{кл}}, f'$ – приведенные коэффициенты трения треугольной и плоской направляющих. φ – угол треугольной (клиновой) направляющей.

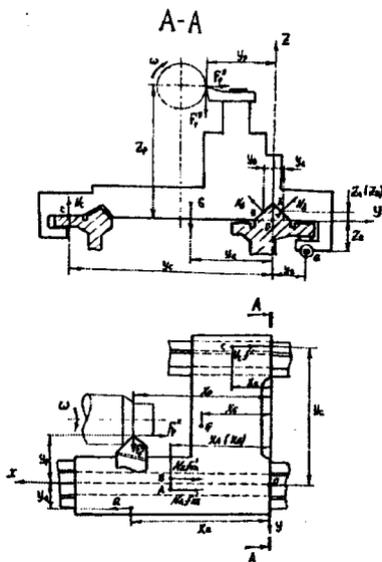


Рис. 1. Расчётная схема суппорта

Необходимо отметить, что сложность моделирования с учётом сил трения заключается в том, что значения сил трения существенно зависят, как от распределения давлений в зоне контакта, так и от конструкции подвижных звеньев, схемы прилож-

ния сил [1]. При моделировании таких взаимосвязей, с целью учёта всех выше перечисленных факторов, в данном случае использовался не табличный коэффициент трения, а приведенный. При этом сохраняется геометрическая интерпретация коэффициента трения, как тангенса угла наклона тангенциальной составляющей реактивной силы к нормальной [2]. Например, для треугольных (клиновых) направляющих приведенный коэффициент трения определится из выражения:

$$f' = F_{TP}^{CYM} / N_{CYM}, \quad (2)$$

где F_{TP}^{CYM} – суммарная величина силы трения на рабочих поверхностях; N_{CYM} – суммарная реактивная сила.

Для клиновых направляющих (рис.2) при симметричном профиле направляющей создаются одинаковые реакции N_1 и N_2 . При поступательном, равномерном перемещении ползуна (суппорта) по рабочим поверхностям возникают силы трения F_{TP1} и F_{TP2} , а суммарное значение силы сопротивления движению определится, как:

$$F_{TP}^{CYM} = F_{TP1} + F_{TP2} = f(N_1 + N_2), \quad (3)$$

где f – табличный коэффициент трения.

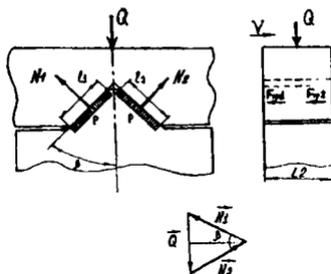


Рис.2. Определение приведенного коэффициента трения

Так как, сосредоточенные силы N_1 и N_2 являются равнодействующими распределённого давления P по номинальной площади $S=L_1L_2$, тогда условие равновесия ползуна (суппорта) имеет вид:

$$\begin{aligned} \bar{Q} + \bar{N}_1 + \bar{N}_2 &= 0, \\ Q_{CYM} &= N_{CYM} = N_1 \sin \beta + N_2 \sin \beta \end{aligned} \quad (4)$$

Приведенный коэффициент трения определится, как:

$$f' = F_{TP}^{CYM} / Q_{CYM} = f / \sin \beta \quad (5)$$

Численные исследования проводились для пяти различных законов распределения: прямоугольный, закон левого треугольника (центр тяжести находится левее),

правого треугольника (центр тяжести находится правее), левой и правой трапеции. Как правило, для конструкторских расчётов принимают прямоугольный закон распределения давлений по рабочим поверхностям в продольном сечении. Однако по результатам расчётов наилучшим и наихудшим являются законы левого и правого треугольников соответственно. Для этих соответствующих случаев ниже на рис. 3 представлен график зависимости величины приводной силы Q от силы резания F_p для различных вариантов законов распределения давлений по рабочим поверхностям:

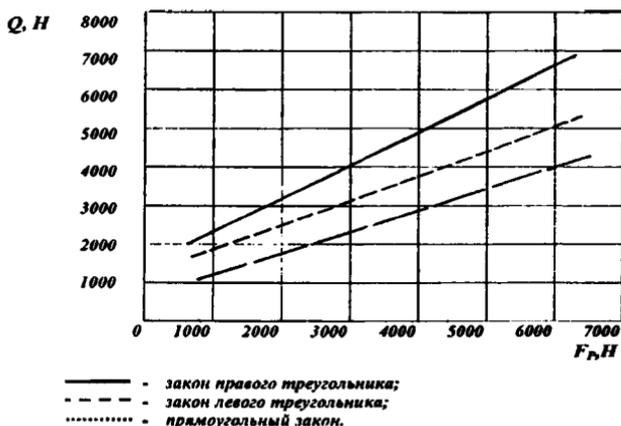


Рис. 3. Зависимости величины приводной силы Q от силы резания F_p для различных законов распределения давлений

Проведя анализ полученных результатов можно утверждать, что в результате оптимизации закона распределения давления на рабочих поверхностях можно уменьшить силу трения в направляющих в 1,3–1,7 раза и соответственно снизить величину приводной силы суппорта в 1,5 раза, а значит и уменьшить энергопотребление оборудования. Характер распределения давлений на рабочих поверхностях зависит от точки приложения рабочей нагрузки (силы резания), значит нахождение её оптимального положения на стадии проектирования технологического оборудования, для наиболее часто встречающегося диапазона рабочих нагрузок, позволит максимально приблизится к желаемому закону распределения и минимизировать величину энергопотребление.

ЛИТЕРАТУРА

1. Металлорежущие станки/ Под ред. Пуша В.Э. – М.: Машиностроение, 1986. – 576с.
2. Филонов И.П., Анципорович П.П., Акулич В.К. Теория механизмов, машин и манипуляторов. – Мн.: ДизайнПРО.– 1998. – 656 с.