

УДК 621.9-229.34

М. Ф. ПАШКЕВИЧ, В. М. ПАШКЕВИЧ, Ж. А. МРОЧЕК, Л. М. КОЖУРО

МЕТОДИКА РАСЧЕТА И ТЕХНОЛОГИЧЕСКИЕ ВОЗМОЖНОСТИ ФРИКЦИОННЫХ ПОВОДКОВЫХ УСТРОЙСТВ

При выполнении токарных, фрезерных и круглошлифовальных операций для передачи вращающего момента от шпинделя станка к детали широко применяются фрикционные поводковые устройства.

Нами исследован ряд конструкций, которые для передачи момента используют торцовую поверхность обрабатываемой детали и оставляют ее наружную поверхность свободной для обработки. Исследуемые поводковые устройства содержат плавающий (подпружиненный) передний центр и поводки в виде штырьков или колец, изготовленные из различных материалов. На поверхности контакта таких поводков с торцом детали возникают силы трения, определяющие величину передающего момента.

Для фрикционных поводковых устройств торцового типа практически отсутствуют методики силового расчета, за исключением случая, когда определяется сила поджатия заготовки к гладкому ведущему центру, взаимодействующему с центровым гнездом [1, 2]:

$$Q = n \sqrt{P_z^2 + \left(P_y - P_x \frac{D}{2L}\right)^2} \frac{1 - \operatorname{tg}(\beta - \varphi_1) \operatorname{tg} \varphi_2 \frac{3l}{a}}{\operatorname{tg}(\beta - \varphi_1)}, \quad (1)$$

где P_x , P_y , P_z — составляющие силы резания; D , L , l , a — обрабатываемый диаметр вала, длина заготовки, расстояние от середины центрового гнезда до середины пиноли задней бабки, длина пиноли соответственно; $\beta = 90^\circ - \alpha$; 2α — угол при вершине центра; φ_1 и φ_2 — углы трения на поверхности конуса ведущего (переднего) центра пиноли задней бабки ($\varphi_1 = \varphi_2 = 3^\circ$); n — коэффициент запаса.

Проведем анализ зависимости (1) и примем известные соотношения между силами P_x , P_y и P_z при точении $P_x = 0,3P_z$, $P_y = 0,4P_z$, а также $L = 4D$, $a = 400$ мм, $l = 250$ мм, $\beta = 60^\circ$, $n = 2,5$ [1].

Подставив принятые значения в (1), получим

$$Q = 1,25P_z. \quad (2)$$

Данное соотношение показывает, что для любого случая усилие Q должно превышать составляющую силы резания P_z независимо от диаметров заготовки и центрового гнезда. Очевидно, что даже малые P_z при обработке деталей большого диаметра могут дать значительные моменты резания. Поэтому для облегчения процесса резания требуются достаточно большие значения Q при прочих неизменных условиях. Однако зависимость (1) этого не учитывает и полученные результаты расчета отличаются от экспериментальных на несколько порядков.

Попытаемся получить строгие математические зависимости для определения силы Q при различных конструктивных схемах фрикционных поводковых устройств на основе решения задачи контактного взаимодействия поводков с торцовой поверхностью заготовки. Рассмотрим случай использования поводкового устройства с ведущим передним

центром. Решать задачи по определению Q будем с учетом следующих допущений:

жесткость технологической системы является достаточной и не оказывает влияния на распределение контактных напряжений на рабочей поверхности ведущего центра;

контактные напряжения на рабочей поверхности ведущего центра распределены равномерно;

радиальная составляющая силы резания P_y не приводит к изменению результирующего момента трения на контактной поверхности ведущего центра.

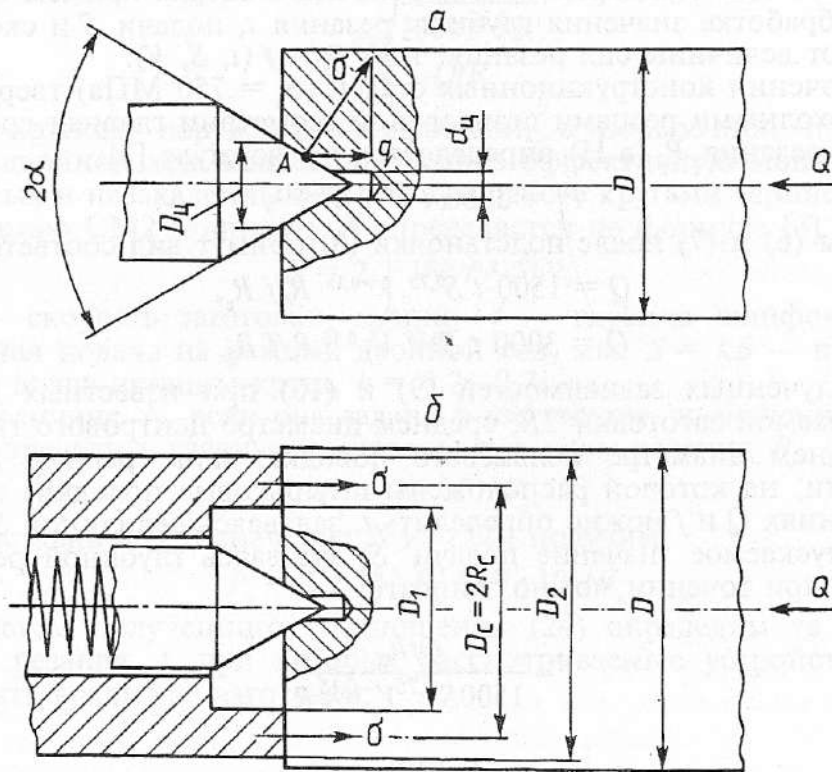


Рис. 1. Расчетные схемы для определения сил, развиваемых гладким ведущим центром (а) и фрикционным кольцевым поводком (б)

Предположим, что в любой точке A контактной поверхности ведущего центра с заготовкой действует нормальное давление σ , которое равно $g/\sin\alpha$ (рис. 1, а). Оно обуславливает появление касательных сил

$$\tau = f g / \sin \alpha, \quad (3)$$

где f — коэффициент трения.

Учитывая допущение о равномерном распределении контактных напряжений, находим передающий момент от касательных сил, приведенный к средней окружности поверхности контакта. Для этого умножим правую часть (3) на площадь S поверхности контакта ведущего центра с заготовкой и радиус средней окружности $R_c = (D_{\text{ц}} + d_{\text{ц}})/4$:

$$M_{\text{в}} = f g S R_c / \sin \alpha = f Q R_c / \sin \alpha. \quad (4)$$

Из условия осуществления обработки в центрах $M_{\text{в}} = M_{\text{п}} = P_z R$, где R — радиус обрабатываемой поверхности, найдем

$$Q = P_z R \sin \alpha / f R_c. \quad (5)$$

С учетом коэффициента запаса n и силы P_x зависимость (5) приобретает вид

$$Q = n P_z R \sin \alpha / f R_c \pm P_x, \quad (6)$$

где "минус" и "плюс" соответствуют направлениям силы P_x по подаче (по направлению Q) и против нее.

Для поводкового устройства, выполненного в виде плавающего (подпружиненного) переднего центра с ведущим кольцевым поводком (рис. 1, б), аналогичным образом получим

$$Q = n P_z R / f R_c \pm P_x \quad (7)$$

Формула (7) справедлива также и для случая, когда поводковое устройство снабжено штырьковыми поводками с плоскими торцовыми поверхностями.

Проведем оценку допускаемых режимов резания на основе полученных формул (6) и (7). При этом будем полагать $n = 1$, влияние P_x не учитываем, а для стандартного центровочного сверла примем $\alpha = 30^\circ$.

При обработке значения глубины резания t , подачи S и скорости V определяют величины сил резания, т. е. $P_z = f(t, S, V)$.

При точении конструкционных сталей ($\sigma_b = 750$ МПа) твердосплавными проходными резцами стандартной геометрии главная составляющая силы резания P_z (в Н) определяется по формуле [3]:

$$P_z = 3000 t S^{0,75} V^{-0,15}, \quad (8)$$

а формулы (6) и (7) после подстановки (8) примут вид соответственно

$$Q = 1500 t S^{0,75} V^{-0,15} R / f R_c, \quad (9)$$

$$Q = 3000 t S^{0,75} V^{-0,15} R / f R_c. \quad (10)$$

Из полученных зависимостей (9) и (10) при известных диаметре обрабатываемой заготовки $2R$, среднем диаметре центрового гнезда $2R_c$ (или среднем диаметре кольцевого поводка, или среднем диаметре окружности, на которой расположены штырьковые поводки) и принятых значениях Q и f можно определить t , задаваясь величиной S , или же найти допускаемое значение подачи S , задаваясь глубиной резания t . Так, для t при точении можно записать:

$$t = \frac{Q f R_c}{1500 S^{0,75} V^{-0,15} R}, \quad (11)$$

$$t = \frac{Q f R_c}{3000 S^{0,75} V^{-0,15} R}. \quad (12)$$

При точении чугуновых заготовок твердосплавными проходными резцами составляющая силы резания P_z определяется по формуле [3]:

$$P_z = 920 t S^{0,75}. \quad (13)$$

После аналогичных преобразований для глубины резания t получим:

$$t = \frac{Q f R_c}{460 S^{0,75} R}, \quad (14)$$

$$t = \frac{Q f R_c}{920 S^{0,75} R}. \quad (15)$$

При нарезании резьбы на токарных станках главная составляющая силы резания определяется по формулам [3] для стали и чугуна соответственно

$$P_z = 1480 p^{1,7} / i^{0,71}, \quad (16)$$

$$P_z = 1030 p^{1,8} / i^{0,82}, \quad (17)$$

где p — шаг нарезаемой резьбы; i — число рабочих ходов.

Используя формулу (6), получаем для поводкового устройства с гладким ведущим центром

$$i = 0,71 \sqrt{\frac{740 p^{1,7} R}{Q f R_c}}, \quad (18)$$

$$i = 0,82 \sqrt{\frac{515 p^{1,8} R}{Q f R_c}} \quad (19)$$

При помощи формулы (7) найдем i для поводкового устройства с кольцевым ведущим элементом или со штырьковыми поводками:

$$i = 0,71 \sqrt{\frac{1480 p^{1,7} R}{Q f R_c}} \quad (20)$$

$$i = 0,82 \sqrt{\frac{1030 p^{1,8} R}{Q f R_c}} \quad (21)$$

При круглом наружном шлифовании с поперечной подачей на каждый двойной ход можно определить эффективную мощность. Для закаленных и незакаленных сталей при работе кругами зернистостью 50 и твердостью СМ2 мощность N определяется по формуле [3]:

$$N = 2,2 V^{0,5} t^{0,5} S^{0,55} \quad (22)$$

где V — скорость заготовки, м/мин; t — глубина шлифования или поперечная подача на каждый двойной ход, мм; $S = kB$ — продольная подача в долях ширины круга, $k = 0,2—0,7$ мм.

По величине N , если она задана в киловаттах, и значению V_k , м/с можно определить главную составляющую силы резания P_z , Н:

$$P_z = N \cdot 10^3 / V_k \quad (23)$$

или, подставив в (23) значение N из (22), получим

$$P_z = 2,2 V^{0,5} t^{0,5} S^{0,55} \cdot 10^3 / V_k \quad (24)$$

С учетом полученного соотношения (24) определим те величины глубины резания t , при которых рассматриваемые устройства смогут обеспечить вращение заготовки:

$$t = \left(\frac{Q f R_c V_k}{1,1 \cdot 10^3 V^{0,5} S^{0,55} R} \right)^2 \quad (25)$$

$$t = \left(\frac{Q f R_c V_k}{2,2 \cdot 10^3 V^{0,5} S^{0,55} R} \right)^2 \quad (26)$$

Полученные зависимости (6), (7), (11), (12), (14), (15), (18)—(21), (25) и (26) могут считаться настолько точными, насколько точными и соответствующими экспериментальным данным окажутся входящие в них значения f и использованные при их выводе эмпирические соотношения (8), (13), (16), (17) и (24), служащие для определения P_z .

Возвращаясь к анализу зависимости (1), следует отметить, что экспериментальная проверка не подтвердила рекомендуемое [1, 2] значение угла трения $\varphi_1 = 3^\circ$, в связи с чем использовать его в формулах (6) и (7) практически невозможно. Поэтому были проведены экспериментальные исследования поводковых устройств, на основе которых можно определить средние значения коэффициента трения при различных условиях их работы.

Исследования проводились с использованием установки, собранной на базе токарно-винторезного станка 1КГ2 (рис. 2). В трехкулачковом патроне или пиноли шпинделя устанавливалось поводковое устройство 1 (на рис. 2 изображен ведущий центр), взаимодействующее с заготовкой 2, установленной на специальной оправке 3. Заготовка 2 устанавливалась при помощи двух торцовых шпонок 4 на оправке без возможности свободного вращения. На верхних салазках суппорта закреплялся

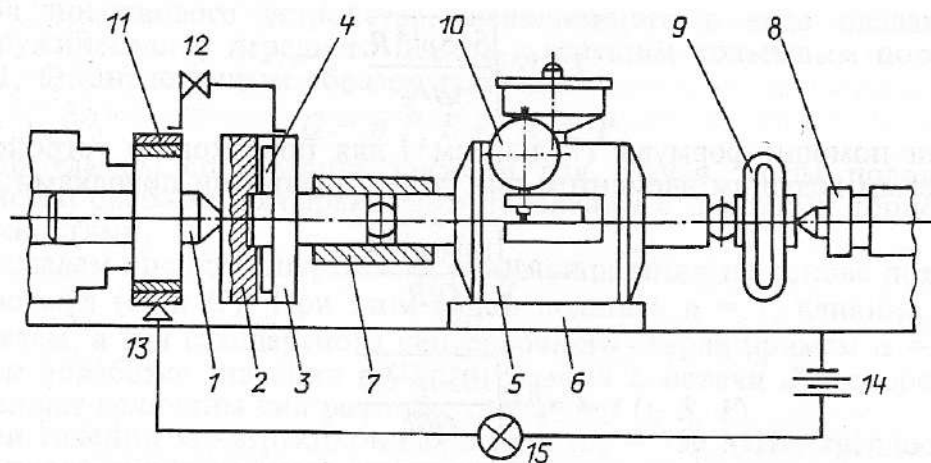


Рис. 2. Схема экспериментальной установки для исследования поводковых устройств

порошковый электромагнитный тормоз 5 типа ПТ16М1 с возможностью свободного продольного перемещения по направляющим 6. Оправка 3 была неподвижно связана с валом электромагнитного тормоза жесткой муфтой 7. Правый конец вала тормоза мог взаимодействовать с вращающимся центром 8, расположенным в задней бабке станка, через динамометр сжатия 9 типа ДОСМ.

Данное устройство обеспечивало силовое взаимодействие заготовки 2 с ведущим центром 1 путем поджатия ее задней бабки через вращающийся центр 8, динамометр 9, тормоз 5 и оправку 3. Осевая сила поджатия Q измерялась динамометром 9.

В зависимости от величины Q поводковое устройство 1 могло передать за счет сил трения определенный вращающий момент M_b .

После нагружения системы определенной силой Q включалось вращение шпинделя станка, при котором силами трения поводкового устройства осуществлялось вращение детали. Стрелка индикатора 10 электротормоза устанавливалась на ноль. Затем подавалось напряжение на обмотку электромагнитного тормоза и тем самым создавался возрастающий тормозной момент, препятствующий вращению заготовки совместно с поводковым устройством 1. В момент времени, соответствующий повороту заготовки, фиксировалось показание индикатора 10, по которому определялся передающий момент, развиваемый поводковым устройством при заданном значении Q .

В измерительной системе данной установки использовался датчик поворота детали, который состоял из токосъемника 11, изолированного от центра, нормально разомкнутых контактов 12, скользящего контакта 13, источника питания 14 и контрольной лампочки 15.

При совместном вращении поводкового устройства 1 и заготовки 2 контакты 12 оставались разомкнутыми. Когда под воздействием тормозного момента вращение заготовки 2 останавливалось, контакты 12 на непродолжительное время замыкались и загоралась лампочка 15. Это свидетельствовало о повороте заготовки относительно поводкового устройства.

Исследования проводились при использовании гладкого центра в качестве поводкового устройства, кольцевых поводков и поводков в виде цилиндрических штырьков с гладкими плоскими торцами. При этом устанавливались зависимости $M_b = f(Q)$ и $f = F(Q)$ для стальных и чугунных заготовок.

Определить значение коэффициента трения f по экспериментальным данным можно было на основе формулы (5). Если принять $P_c R = M_b$, то для поводковых устройств с гладким ведущим центром и кольцевым поводком (или штырьковыми поводками) соотношение для f можно представить соответственно в виде

$$f = M_b \sin \alpha / QR_c, \quad (27)$$

$$f = M_b / Q R_c \quad (28)$$

Анализ экспериментальных данных показал, что изменение твердости стальных заготовок от 229 до 320 *HB*, а чугуновых — от 170 до 210 *HB* не оказывает влияния на передающий момент, развиваемый гладким ведущим центром из твердого сплава Т15К6, для диапазона диаметров центровых гнезд от 1,5 до 6,3 мм. Как для стали, так и для чугуна коэффициент трения f , приведенный к среднему диаметру конической поверхности центрового гнезда, повышается с увеличением осевой силы. При этом численные значения коэффициента трения f после притирки центрового гнезда по ведущему гладкому центру выше, чем без притирки. При росте осевой силы Q от 1962 до 9810 Н коэффициент трения для стальных заготовок увеличился от 0,21 до 0,47, а для чугуновых — от 0,26 до 0,49. После притирки центровых гнезд в стальных заготовках значения f при этом возросли от 0,31 до 0,59.

Полученные значения f свидетельствуют, что угол трения на рабочей поверхности центрового гнезда при больших величинах осевой силы Q достигает 25°—30° для стальных заготовок и 26° для чугуновых.

Обработка экспериментальных данных позволила получить следующие полиномы для определения f в зависимости от Q для стальных и чугуновых заготовок соответственно:

$$f = 0,1431Q - 0,0149Q^2 + 0,0005Q^3, \quad (29)$$

$$f = 0,1593Q - 0,0205Q^2 + 0,0010Q^3, \quad (30)$$

где значения Q принимаются в кН.

Экспериментальные исследования поводковых устройств с ведущими кольцевыми элементами из различных материалов показали, что значения коэффициента трения f по стальным заготовкам поводков из стали 45 (незакаленной) при увеличении осевой силы Q до 9810 Н изменяются от 0,1 до 0,13; поводков из закаленной до 42—45 *HRC*₃, стали 45 — от 0,12 до 0,15; поводков из серого чугуна СЧ 20 — от 0,11 до 0,19; поводков из текстолита — от 0,17 до 0,19.

Наиболее высокие значения f показали кольцевые поводки из резины, асбестового материала ЭМ-2 и ретинакса марки Б. Численные значения f для этих материалов при увеличении Q от 1962 до 9810 Н находятся в пределах 0,35—0,8. Аппроксимация экспериментальных данных степенными полиномами позволила получить следующие эмпирические зависимости коэффициентов трения по стали от осевой силы:

для резиновых поводков

$$f = 0,727Q - 0,256Q^2 + 0,037Q^3 - 0,002Q^4; \quad (31)$$

поводков из ретинакса марки Б

$$f = 0,52Q - 0,242Q^2 + 0,046Q^3 - 0,0032Q^4; \quad (32)$$

поводков из асбестового материала ЭМ-2

$$f = 0,274Q - 0,032Q^2, \quad (33)$$

где Q принимается в кН.

Для заготовок из серого чугуна СЧ 20 коэффициент трения несколько меньше, что, по-видимому, объясняется смазочными свойствами графита, содержащегося в сером чугуне. Это уменьшение величин f не существенное и при расчете поводковых устройств из данных материалов значения f для чугуна можно принимать такими же, как и для стали.

Исследования поводковых устройств, снабженных штырьковыми поводками, показали, что коэффициент трения с увеличением осевой силы Q повышается, а с ростом количества штырьков — несколько уменьшается. Следовательно, коэффициент трения f в этом случае зависит от удельного нормального давления, численно равного для поводков с плоскими торцами $q = 4Qm/\pi d^2$, где m — число штырьковых поводков, d — диаметр поводка.

Математическая обработка экспериментальных данных позволила получить для коэффициента трения следующую эмпирическую зависимость:

$$f = 0,1212 + 6,129 \cdot 10^{-4}q + 4,845 \cdot 10^{-6}q^2, \quad (34)$$

q принимается в Н/мм².

Полученные таким образом экспериментальные значения f обеспечивают высокую точность определения требуемых величин Q для фрикционных устройств рассмотренных типов (6), (7).

На основе численного анализа формул (11), (12), (14), (15), (25) и (26) сделан вывод, что фрикционные поводковые устройства, использующие торцовые поверхности цилиндрических деталей для передачи вращающего момента, обеспечивают достаточные глубины резания при обработке и не уступают по этому параметру поводковым хомутикам. При проектировании таких устройств для ведущих поводков следует принять наравне с другими фрикционными материалами резину, так как последняя обеспечивает не только высокие значения коэффициента трения, но и надежно работает при пространственных отклонениях торцовых поверхностей вращаемых деталей.

Работа выполнена при финансовой поддержке Белорусского республиканского фонда фундаментальных исследований.

Summary

Friction driver units face surfaces of cylindrical parts for transmission of a torque are used rarely than driver dogs in spite of their obvious advantages. It depends on limited experimental data concerning their technological potential as well as unsatisfactory methods of calculation.

It is stated in this article a clarified methods of power calculation of the friction driver units of face type and methods of estimating the conditions of cutting, admissible by means of these very units under different types of machining. Mathematical formulas for calculation of a coefficient of friction have been obtained on the basis of experimental investigations. Utilization of these formulas provides high accuracy of the power calculation of the friction driver units.

Литература

1. Станочные приспособления: Справочник / Под ред. Б. Н. Вардашкина, В. В. Данилевского. М., 1984. Т. 2.
2. Антонюк В. Е. Конструктору станочных приспособлений: Справ. пособие. Мн., 1991.
3. Справочник технолога-машиностроителя / Под ред. А. Г. Косиловой и Р. К. Мещерякова. М., 1985. Т. 2.

Могилевский машиностроительный
институт,
Белорусская государственная
политехническая академия,
Белорусский государственный аграрный
технический университет

Поступила в редакцию
06.03.97