

техники или в специализированных ремонтных мастерских и предприятиях.

С учетом приведенного выше может быть выбран технически, экономически и организационно наиболее приемлемый способ восстановления изношенных деталей с использованием упрочняющих технологий МДО.

СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ

1. Марков Г.А., Татарчук В.В., Миронова М.К. Микродуговое оксидирование алюминия в концентрированной серной кислоте // Известия СО АН СССР. - Химические науки, 1983. - Вып. 3. - С. 34-37.

2. А.с. СССР № 526961. Способ формовки анодов электролитических конденсаторов / Г.А. Марков, Г.В. Маркова. - Оpubл. в Б.И., 1996. №32.
3. Колосейченко А.В., Титов Н.В. Повышение противоизносных свойств МДО-покрытий за счет заполнения их различными материалами // Экономика и производство. Приложение к журналу "Технология, оборудования, материалы". М.: 2003г. №4. С.61-63.
4. Басинюк В.Л., Белоцерковский М.А. Разработка технологии и применение многослойных комбинированных покрытий на основе оксидокерамики // Трение и износ. - 2003. - Т. 24.- №2.- С. 203-209.

УДК 62-229.312.2.001.24

Щербаков С.А.

ОПРЕДЕЛЕНИЕ СИЛЫ ПРИВОДА ДЛЯ ПРИХВАТОВ С УЧЕТОМ СИЛ ТРЕНИЯ

Введение

Имея довольно продолжительный опыт преподавания дисциплины "Технологическая оснастка" и конструирования приспособлений в соответствующих бюро отделов главного технолога машиностроительных предприятий, хочу предложить свои соображения по применению и корректировку методик расчета и формул, вошедших в учебную и справочную литературу, задающих зависимость между силой, воздействующей на прихват со стороны передающих звеньев зажимного механизма или привода (назовем ее условно силой привода P) и передаваемой силой на заготовку или промежуточные звенья зажимного устройства (условно назовем ее силой закрепления W). Имеющиеся методики и формулы, посвященные данной проблеме, в перечне литературных источников [1...10] претерпевали изменения от решения данной задачи для идеальных механизмов (без учета сил трения) в [1, с.537-538; 3, с.90; 10, с.116-118] до попыток все же учесть силы трения для практических условий закрепления или передачи сил реальными прихватами: вначале введением коэффициента полезного действия (КПД) $\eta = 0,95$ [2, с/155-156], что, вероятно, соответствовало только потерям на преодоление трения во вращательной паре для прихватов первого (рис.1,а); рис.2,г)), второго (рис.1,б); рис.2,а, в)) и третьего (см. рис.1,в)) типов как это доказывалось в [4, с.56-57]; затем $\eta = 0,80 \div 0,95$ [5, с.175; 7, с.89], причем без рекомендаций по выбору конкретного значения КПД; наконец приближенными формулами [5, с.174], [6, с.96], [9, с.253-255]. Причем, при рассмотрении этой проблемы в упомянутых источниках выявилось что, как в справочнике [1] вышедшем в 1959г., так и в учебнике [10] 2002г., авторы считают, что расчеты следует проводить для идеальных механизмов, т.е. без учета сил трения на всех поверхностях контакта реального механизма.

Это спорная позиция, т.к. она, по крайней мере, на 30 лет возвращает нас назад и не дает возможности сокращать энергоемкость и материалоемкость создаваемых конструкций технологической оснастки (и не только ее) на основе проведения точных расчетов. Как известно, всякий коэффициент надежности - это запас на невозможность или неумение точно учесть все влияющие факторы. Минимально допустимый коэффициент запаса для необходимого усилия закрепления $K = 2,5$, равный произведению семи частных коэффициентов [8, с.384], среди которых первый, так называемый гарантированный коэффициент запаса $k_o = 1,5$. Как показывает

практика, это значение $k_o = 1,5$ может быть и довольно большим и слишком малым, если расчет вести по идеальным схемам соответственно для простых (с малым числом передающих звеньев зажимного механизма (ЗМ)) и для сложных конструкций ЗМ с несколькими передающими звеньями от привода к заготовке.

Постановка задачи

Все вышеизложенное вызывает необходимость проанализировать недостатки имеющихся методик определения зависимостей между силами, передающимися наиболее часто применяемыми конструкциями прихватов представленных на рис. 1, и предложить уточнения в методики определения этих зависимостей.

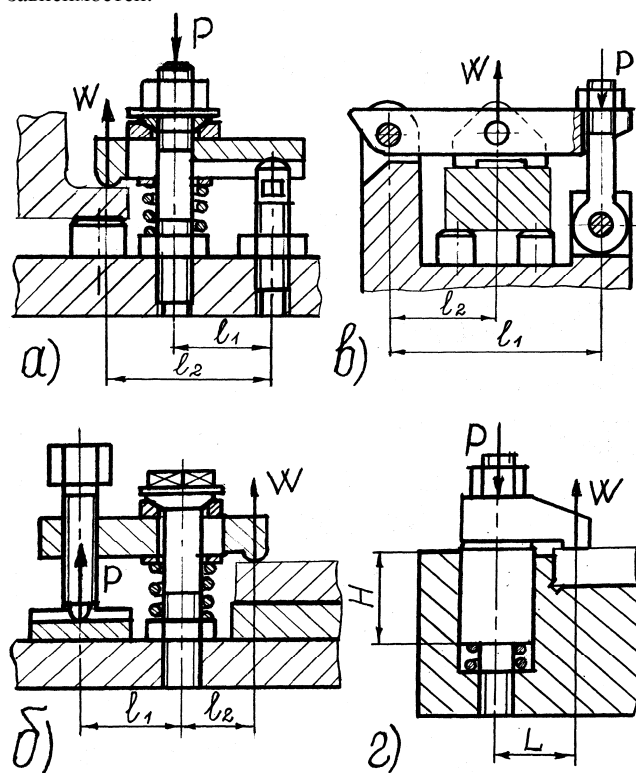


Рис.1. Наиболее распространенные конструкции прихватов.

Щербаков Сергей Александрович, к.э.н., доцент кафедры «Технология машиностроения» Гомельского государственного технического университета им. П.О. Сухого.

Беларусь, ГГТУ им. П.О. Сухого, 246746, г. Гомель, пр. Октября, 48.

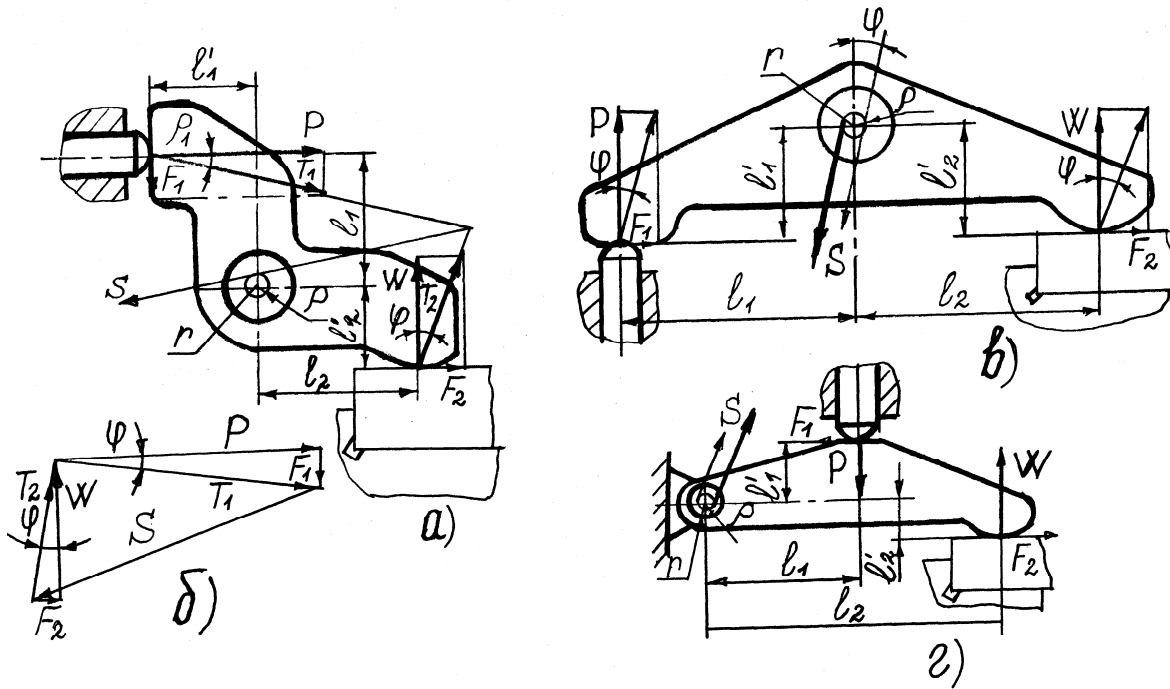


Рис. 2. Схемы действия сил на захваты.

Результаты исследований

Рассматриваемая задача представляет собой одну из простых задач, которые решаются сначала на уроках физики в разделе "Механика", затем, для обучающихся в вузе, на занятиях по теоретической механике, теории машин и механизмов и затем, как прикладные, могут использоваться во многих специальных дисциплинах, в том числе, называемой в последнее время "Технологическая оснастка", где студенты обучаются применению и конструированию приспособлений. Исторически так сложилось, что во многих справочниках для инженеров-механиков содержится раздел, посвященный станочным приспособлениям, в котором можно найти рекомендации по определению зависимости между силой привода и силой закрепления. Выше уже была обрисована ситуация по данной задаче. Поэтому, чтобы не повторяться, можно только сказать, что она не удовлетворяет современным требованиям. Сделанный обзор литературных источников, который значительно превышает список, приведенный в конце статьи, показал отсутствие обоснованного решения. Поэтому, несмотря на кажущуюся простоту задачи, предлагаю вначале анализ имеющихся в учебниках [4, 6, 9, 10] и справочнике [5] решений, а затем свои, которые использую на практике и предлагаю на занятиях студентам.

Вначале о расчете для идеального механизма в [1, 3, 10]. Этот расчет самый простой, в задаче одно неизвестное: сила привода P , при известной силе закрепления W ; или обратная задача - известна P , а W неизвестна. Эта задача решается составлением уравнения, описывающего неподвижность тела (прихвата):

$$\sum M_i = 0, \tag{1}$$

где M_i - момент от i -й силы относительно точки вращения прихвата.

Такой расчет рекомендуется выполнять для простых схем (заготовка-прихват-привод), в качестве окончательного, т.к. упоминавшееся значение коэффициента гарантированного запаса $k_o = 1,5$ всегда обеспечит достаточную силу привода с учетом потерь на трение при сухих, а тем более смазанных и полусмазанных поверхностях трения. Для расчетных схем,

использующих более одного передающего рычага от заготовки к приводу, расчет для идеального случая, следует применять только как предварительный, дающий ориентировочное значение искомой силы P , которое должно быть уточнено при расчете по схемам действующих на звенья ЗМ сил, содержащим и силы трения.

Казалось бы, на этом можно было бы и остановиться. Но практика показывает, что эта простая задача даже в учебнике [6, с.94-96] решается неудовлетворительно. На рис.2 приведены схемы сил из упомянутого источника, и которые перешли в учебник [9, с.255], только с исправлениями обозначений сил (вместо N стоит P , вместо S стоит R , а вместо Q стоит W). Если учесть, что силы трения всегда направлены навстречу движения, а моменты от сил трения всегда противоположны моменту от силы привода, то видно, что момент сил трения во вращательной паре должен проходить с другой стороны оси шарнира на рис.2 в) и рис.2 г), и что показано более толстой стрелкой для силы S .

Кроме того, в описанной методике из [6] применяются, как и ранее в [5, с.174], математические приближения для векторной суммы:

$$S = \sqrt{N^2 + Q^2} \tag{2}$$

$$S \approx 0,96 \cdot N + 0,4 \cdot Q \quad \text{если } N > Q,$$

$$S \approx 1,41 \cdot Q \quad \text{если } N = Q;$$

$$S \approx 0,96 \cdot Q + 0,4 \cdot N \quad \text{если } Q > N$$

для вывода зависимости силы привода от силы закрепления. Но из приведенного там же плана сил (см. рис.2 б) видно, что $\vec{S} = \vec{T}_1 + \vec{T}_2$, поэтому и приближения формулы (2) не могут дать точного решения.

Прежде всего, хочу заметить, что при попытке решить эту задачу графически (ведь именно для этого составлен план сил, изображенный в [6, с.95; 9, с.255] и без изменения приведенный на рис.2 б)) допущена принципиальная ошибка - считается, что направление действия силы S известно. Тогда как это, не так: направление реакции S в шарнире неизвестно.

Поэтому и графическое решение для подобных задач невозможно.

Во-вторых, для рычага, изображенного на рис.2 г) приведенная формула [6, с.95; 9, с.255]

$$P = W \cdot \frac{\ell_2 + f \cdot \ell'_2 + \frac{\rho}{\cos \varphi}}{\ell_1 - f \cdot \ell'_1 - \frac{\rho}{\cos \varphi}}, \quad (3)$$

где $\rho = r \cdot f'$ - радиус круга трения в шарнире;

выведенная из геометрических соотношений на плане сил, использует только одно значение коэффициента трения f и для контакта поверхностей в месте приложения силы привода P и для силы закрепления W и один угол трения φ , а для приведенного коэффициента трения во вращательной паре рекомендуется принимать значение $f' = 0,18 \div 0,2$. То есть в формуле (3) допущены опять упрощения и приближения.

Тогда как эта задача имеет точное решение, как задача с тремя неизвестными (сила привода P , реакция опоры S и направление реакции опоры - для рис.2 в) угол φ). Только для этой задачи нужно использовать систему трех уравнений условия неподвижности прихвата:

$$\begin{cases} \sum P_{ix} = 0 \\ \sum P_{iy} = 0 \\ \sum M_i = 0 \end{cases}, \quad (4)$$

где P_{ix} и P_{iy} - соответствующие проекции на оси X и Y i -й силы, действующей на прихват.

Правда, точное решение получается из квадратного уравнения, как один из корней, больший значения, полученного для идеального механизма, и его сложно представить удобной для использования в расчетах формулой. Квадратное уравнение проще решить после приведения подобных членов с числовыми значениями. Например, для прихвата первого типа, для которого W всегда меньше P , изображенного на схеме рис.2 г), при известных $W=100$ Н, $f_1 = 0,2$; $f_2 = 0,16$; $f' = 0,25$; $r = 10$ мм; $\ell_1 = 60$ мм; $\ell_2 = 100$ мм; $\ell'_1 = 20$ мм; $\ell'_2 = 10$ мм

- для идеального механизма: $P \cdot \ell_1 = W \cdot \ell_2$

$$P = W \cdot \frac{\ell_2}{\ell_1} = 100 \cdot \frac{100}{60} = 166,7 \text{ Н};$$

- для реального механизма:

$$\sum P_{ix} = 0; \quad S_x - F_1 + F_2 = 0; \quad (5)$$

$$S_x = F_1 - F_2 = P \cdot f_1 - W \cdot f_2;$$

$$\sum P_{iy} = 0; \quad S_y - P + W = 0; \quad S_y = P - W;$$

$$S = \sqrt{S_x^2 + S_y^2} =$$

$$= \sqrt{P^2 \cdot (f_1^2 + 1) - 2 \cdot P \cdot W \cdot (f_1 \cdot f_2 + 1) + W^2 \cdot (f_2^2 + 1)} \quad (6)$$

$$S = \sqrt{P^2 \cdot 1,04 - P \cdot 206,4 + 10256}$$

$$\sum M_i = 0;$$

$$-P \cdot \ell_1 + W \cdot \ell_2 + F_1 \cdot \ell'_1 + F_2 \cdot \ell'_2 + S \cdot \rho = 0;$$

$$-P \cdot 60 + 10000 + P \cdot 4 + 160 +$$

$$+ 2,5 \cdot \sqrt{P^2 \cdot 1,04 - P \cdot 206,4 + 10256} = 0;$$

$$\left(\sqrt{P^2 \cdot 1,04 - P \cdot 206,4 + 10256}\right)^2 = (21,6 \cdot P - 4064)^2;$$

$$1,04 \cdot P^2 - 206,4 \cdot P + 10256 =$$

$$= 466,56 \cdot P^2 - 175564,8 \cdot P + 16516096;$$

$$465,52 \cdot P^2 - 175358,4 \cdot P + 16505840 = 0;$$

$$P^2 - 376,694 \cdot P + 35456,78 = 0;$$

$$P = 188,347 \pm \sqrt{21,308^2 - 35456,78};$$

$$P = 188,347 \pm \sqrt{17,813}; \quad P_1 = 206,16 \text{ Н};$$

$$P_2 = 170,534 \text{ Н}.$$

Решением является первый корень $P_1 = 206,16$ Н, который больше P для идеального механизма на $\frac{206,16}{166,7} \cdot 100 = 123,7\%$.

Решение по формуле (3) не может учесть различие коэффициентов f_1 и f_2 , поэтому приняв одно значение $f = 0,16$ и соответствующий ему угол трения $\varphi = 9,09^\circ$, $\cos \varphi = 0,9874$ для $f' = 0,25$; $\rho = f' \cdot r = 0,25 \cdot 10 = 2,5$

$$P = 100 \cdot \frac{100 + 0,16 \cdot 10 + \frac{2,5}{0,9874}}{60 - 0,16 \cdot 20 - \frac{2,5}{0,9874}} = 192,02 \text{ Н}.$$

Это значение всего на 15,2% больше P для идеального механизма. Если же принять $f' = 0,18 \div 0,2$, рекомендуемое в [6, с.95], то P примет значение от 188,12 до 189,18Н, что больше P , определенной без учета сил трения, лишь на 12,85÷13,85%. Если зажимной механизм будет иметь всего два подобных рассмотренному передающих рычага, то решения по формуле (3) будут отличаться от P , определенного без учета сил трения, в 1,27÷1,3 раза, что меньше $k_o = 1,5$. А решение с полным учетом сил трения, приведенное выше будет больше в 1,53 раза, т.е. уже превысит k_o .

Аналитический вывод формулы $P = f(W)$ из системы (4) возможен, но она будет очень громоздкой и сложной в применении, т.к. значения коэффициентов квадратного уравнения будут зависеть не только от значений геометрических параметров прихвата, но и от их расположения в выбранной системе координат. Например, для прихвата аналогичного изображенному на рис.2 г), но с ℓ'_2 , расположенным выше горизонтальной оси, проходящей через ось шарнира, в уравнении сил (5) F_1 и F_2 имели бы одинаковый знак, и в уравнение (6) вместо $2 \cdot P \cdot W \cdot (1 + f_1 \cdot f_2)$ должно было стать выражение $2 \cdot P \cdot W \cdot (1 - f_1 \cdot f_2)$. То есть для использования зависимости $P = f(W)$ нужно было бы предусмотреть специальные примечания, или специальный вычислительный алгоритм, что хорошо для автоматизированного решения, но не нужно для решения вручную с конкретными числовыми значениями исходных данных о задаче.

Для Г-образного прихвата в [3, с.90; 5, с.178; 8, с.391] приведена формула:

$$W = P \left(1 - 3 \cdot \frac{L \cdot f}{H} \right), \quad (7)$$

где L - длина плеча прихвата (расстояние между силами P и W);
 H - высота направляющей части;
 f - коэффициент трения.

С учетом силы пружины P_n эта зависимость имеет вид:

$$W = (P - P_n) \cdot \left(1 - 3 \cdot \frac{L \cdot f}{H} \right). \quad (8)$$

Вывод этих формул в [5, с.178] грешит путаницей: в уравнение моментов вместо силы зажима стала сила привода, и направление силы зажима действует на прихват в обратную сторону. Этот вывод настолько нехорош, что, с моей точки зрения, является лишь примером того, как нельзя решать эту задачу. Поэтому привожу вывод зависимости $P = f(W)$ для Г-образного прихвата (рис. 3) для тех же исходных данных, которые содержатся в формуле (8), хотя для более точного решения не следует пренебрегать силами трения на поверхностях контакта прихвата с заготовкой, приводным звеном 2 и возвратной пружиной 4.

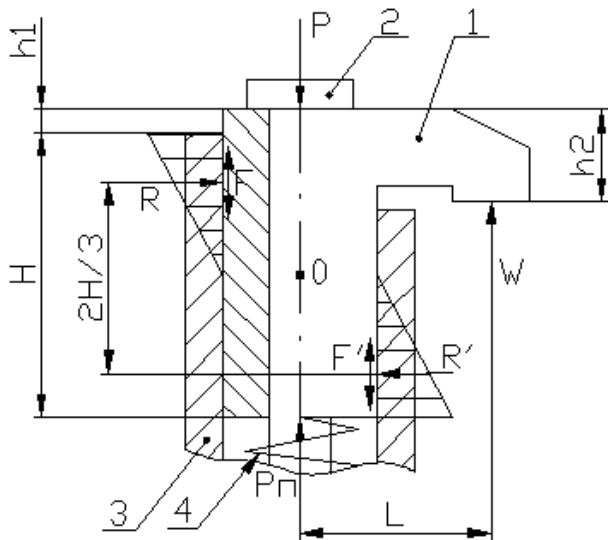


Рис. 3. Упрощенная схема сил, действующих на Г-образный прихват.

Если не учитывать силы трения от P , W и P_n , то в расчетах можно не учитывать размеры h_1 и h_2 , а только H (длину контакта прихвата 1 с корпусом 3) и L , тогда можно принять $R=R'$ и $F=F'=R \cdot f$.

Сумма моментов относительно точки О:

$$\sum M_{io} = 0, \quad W \cdot L - R \cdot \frac{2}{3} \cdot H = 0,$$

$$R = W \cdot L \cdot \frac{3}{2 \cdot H} = W \cdot \frac{3 \cdot L}{2 \cdot H}.$$

При закреплении прихват движется вниз, силы F и F' направлены вверх:

$$\sum P_{iy} = 0, \quad -P + F + F' + P_n + W = 0,$$

$$P = P_n + W + 2 \cdot F = P_n + W + 2 \cdot W \cdot f \cdot \frac{3 \cdot L}{2 \cdot H},$$

$$P = P_n + W \cdot \left(1 + \frac{3 \cdot L \cdot f}{H} \right). \quad (9)$$

Без учета силы возвратной пружины

$$P = W \cdot \left(1 + \frac{3 \cdot L \cdot f}{H} \right). \quad (10)$$

При удерживании закреплённой заготовки (прихват неподвижен и может двигаться только вверх) силы трения направлены вниз:

$$\sum P_{iy} = 0, \quad -P - F - F' + W + P_n = 0,$$

$$P = P_n + W - 2 \cdot F = P_n + W - 2 \cdot W \cdot f \cdot \frac{3 \cdot L}{2 \cdot H} =$$

$$= P_n + W \cdot \left(1 - \frac{3 \cdot L \cdot f}{H} \right),$$

$$P = P_n + W \cdot \left(1 - \frac{3 \cdot L \cdot f}{H} \right), \quad (11)$$

т.е. для удерживания заготовки стандартным прихватом, для которого $L \approx H$ требуется усилие примерно на 60% меньше, чем для закрепления заготовки.

Вывод этой зависимости без учета силы возвратной пружины P_n даст формулу

$$P = W \cdot \left(1 - \frac{3 \cdot L \cdot f}{H} \right). \quad (12)$$

Для определения силы закрепления W , при действии на Г-образный прихват известной силы привода P , формулы (12) и (11) соответственно примут вид

$$W = P / \left(1 - 3 \cdot \frac{L \cdot f}{H} \right), \quad (13)$$

$$W = (P - P_n) / \left(1 - 3 \cdot \frac{L \cdot f}{H} \right). \quad (14)$$

Если сравнить силу привода P , определенную по известной силе W по формулам (7) и (8), с силой P , определенной по формулам (10) и (9), то значения первой для стандартных прихватов будут на 25% больше, чем значения второй.

Если же сравнить силу закрепления W , возникающую при известной силе привода P и определенную по формулам (7) и (8), с силой закрепления W , определенной по формулам (13) и (14), то значения первой будут меньше значений второй примерно в 3,3 раза.

По виду формула (12) напоминает формулу (7), если поменять местами силу привода P и силу закрепления W . Можно предположить, что путаница в обозначениях сил, возникшая на некотором этапе, переходила из книги в книгу и достигла своего "обоснования" в [5, с.178]. Такая же ситуация и с формулами (8) и (11).

Выводы

1. Для простых зажимных механизмов, использующих прихваты 1^{то}, 2^{то} и 3^{то} типов, с учетом $k_0 = 1,5$ можно применять расчет силы привода без учета потерь на силы трения.
2. Для более сложных зажимных механизмов, использующих несколько передающих звеньев с шарнирами, толкателями, клиньями и т.п., следует использовать силовые

- расчеты с учетом сил трения, т.к. потери сил могут значительно превысить значение $k_0 = 1,5$.
- В силовом расчете звеньев с шарнирами с учетом сил трения следует использовать систему трех уравнений (4), приводящую к решению в виде одного из корней квадратного уравнения.
 - Предложены новые формулы (9) и (10) для определения силы привода P , при известной силе закрепления W , Г-образным прихватом и формулы (13) и (14) для определения силы закрепления W , при известной силе привода P , для замены старых (7) и (8).

СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ

- Справочник металлиста. Т.4. Под редакцией С.А. Чернавского. - М.: Машгиз, 1959. - 778с.
- Уткин Н.Ф. Приспособления для механической обработки. - Л.: Лениздат, 1969. - 299с.
- Справочник технолога-машиностроителя. В 2-х томах. Изд. 3 переработанное. Т.2 Под ред. А.Н.Малова. - М.: Машиностроение, 1972. - 568с.

- Болотин Х.Л., Костромин Ф.П. Станочные приспособления. Изд. 5-е перераб. и доп. - М.: Машиностроение. 1973-344с.
- Горошкин А.К. Приспособления для металлорежущих станков: Справочник. - 7-е изд., перераб. и доп. - М.: Машиностроение. 1979-303с.
- Корсаков В.С. Основы конструирования приспособлений: Учебник для вузов. - 2-е изд. перераб. и доп. - М.: Машиностроение. 1983-277с.
- Справочник технолога-машиностроителя. В 2-х т. Т.2 / Под ред. А.Г. Косиловой и Р.К. Мещерякова. 4-е изд., перераб. и доп. - М.: Машиностроение. 1986-496с.
- Станочные приспособления: Справочник. В 2-х т. / Ред. совет: Б.Н. Вардашкин (пред.) и др. - М.: Машиностроение, 1984.-Т.1 / Под ред. Б.Н. Вардашкина. А.А. Шатилова, 1984-592с.
- Горохов В.А. Проектирование технологической оснастки. Учебник для машиностроительных специальностей высш. учебных заведений. - Мн.: Бервита, 1997 - 344с.
- Технологическая оснастка: Учебник для студентов машиностроит. специальностей вузов / М.Ф. Пашкевич, Ж.А. Мрочек, Л.М. Кожуро, В.М. Пашкевич. - Мн.: Адукацыя і выхаванне, 2002. - 320с.: ил.

УДК 621.9, 658.512.011.56

Акулич А.П., Щербаков С.А., Мурашко В.С.

ПЕРСПЕКТИВЫ АВТОМАТИЗАЦИИ РАСЧЕТА СУММАРНОЙ ПОГРЕШНОСТИ ОБРАБОТКИ

Введение. Автоматизированный расчет суммарной погрешности обработки является одним из направлений автоматизации труда инженера-технолога. Вычислить суммарную погрешность обработки довольно сложно. Это объясняется недостаточным количеством данных по элементарным погрешностям обработки, отсутствием четких методик по их определению в справочной литературе. Поэтому технологу в некоторых случаях приходится самостоятельно разрабатывать план расчета, анализировать результаты теоретических и экспериментальных исследований, чтобы сделать достоверный прогноз точности размеров и расположения обрабатываемых поверхностей в разрабатываемом технологическом процессе при принятых или заданных условиях обработки.

В предыдущих работах [1, 2, 3], была обоснована необходимость формализации подходов и синтеза методики определения суммарной погрешности обработке на основе известных разработок этой проблемы с последующим созданием системы автоматизированного расчета в виде проблемной программы обучающего типа. Это позволит сократить трудоемкость расчетов, уменьшить вероятность внесения субъективных ошибок и расширить область применения методики.

В [2] была заявлена позиция, что с точки зрения автоматизации расчетов более предпочтительным является названный в [4] статистический подход, который и следует положить в основу методики автоматизированного определения суммарной погрешности обработки, т.е. в качестве полной математической модели для проектных расчетов предлагалось принять формулу:

$$\Delta_{\Sigma} = 1,2 \cdot \sqrt{(6 \cdot \sigma)^2 + \varepsilon^2 + \Delta_H^2 + \Delta_{II} + \Sigma \Delta_T + \Sigma \Delta_{\Phi}} \quad (1)$$

где Δ_{Σ} - суммарная погрешность обработки;

1,2 - коэффициент, соответствующий закону Симпсона;

$6 \cdot \sigma$ - предельный разброс фактических размеров при обработке (σ - среднее квадратичное отклонение генеральной совокупности фактических размеров от математического ожидания);

ε - погрешность установки при обработке;

Δ_H - погрешность настройки;

Δ_{II} - переменная систематическая погрешность, вызываемая износом режущего инструмента;

$\Sigma \Delta_T$ - погрешности, вызываемые тепловыми деформациями технологической системы;

$\Sigma \Delta_{\Phi}$ - погрешности формы, вызываемые геометрическими неточностями станка и деформациями заготовки при ее обработке.

Принципиальное различие этой формулы от известной формулы для названного в [4] расчетно-аналитическим подхода определения Δ_{Σ} в том, что в формуле (1) предельный разброс фактических размеров зависит от большего числа случайных погрешностей, в состав которых включены и погрешности, обусловленные упругими деформациями технологической системы и геометрическими погрешностями станка. А в расчетно-аналитическом эти погрешности рассчитываются для включения тем или иным способом суммирования в Δ_{Σ} . Но как при одном, так и при другом походе имеются существенные трудности для чисто теоретического (расчетного) определения суммарной погрешности обработки.

Создание автоматизированной системы расчета суммарной погрешности диктуется потребностями не только учебного процесса, но и практических расчетов при разработке диа-

Акулич Антон Павлович, к.т.н., доцент кафедры «Технология машиностроения», декан электронно-механического факультета Брестского государственного технического университета.

Беларусь, БГТУ, 224017, г. Брест, ул. Московская, 267.

Мурашко Валентина Семеновна, старший преподаватель кафедры "Технология машиностроения" Гомельского государственного технического университета им. П.О. Сухого.

Беларусь, ГГТУ им. П.О. Сухого, 246746, г. Гомель, пр. Октября, 48.