

УДК 621.833.6

М. Ф. Пашкевич, д-р техн. наук, проф., М. И. Лазакович

КОНСТРУКЦИЯ И РАСЧЕТ ПРИСПОСОБЛЕНИЯ ДЛЯ РУЧНОГО ИЗВЛЕЧЕНИЯ ГИЛЬЗ ИЗ БЛОКА ЦИЛИНДРОВ ДВИГАТЕЛЯ ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ

Рассмотрена конструкция приспособления для ремонтных работ двигателя внутреннего сгорания (ДВС), использующая в качестве устройства для извлечения гильз из блока цилиндров передачу винт-гайка качения, а в качестве усилителя момента – малогабаритный планетарный шариковый редуктор. Приведено описание работы такого приспособления и указаны особенности конструктивного решения, которые приводят к повышению эффективности разработанного приспособления по сравнению с существующими конструкциями. Изложена также методика расчета приспособления, включающая расчет как передачи винт-гайка качения, так и планетарной шариковой передачи.

На многих предприятиях обновление автомобильного парка происходит крайне медленно, поэтому часто проводится капитальный ремонт автомобилей, включающий и ремонт двигателей внутреннего сгорания. При этом в условиях неспециализированных предприятий техническое оснащение ремонтной службы весьма слабое, поэтому ремонт связан со значительными затратами времени.

Самой трудоемкой операцией при ремонте двигателя является извлечение гильзы из блока цилиндров.

Гильза блока цилиндров относится к теплонапряженным деталям двигателя. В условиях высоких механических (монтажные усилия, давления газов) и тепловых нагрузок она должна обладать стабильностью геометрической формы. Поэтому гильзы в блоках цилиндров установлены с существенными натягами, что затрудняет их извлечение при ремонтных работах.

В зависимости от типа двигателей различают «мокрые» и «сухие» гильзы. «Мокрые» гильзы применяются в форсированных автомобильных двигателях, и охлаждающая жидкость контактирует непосредственно со стенками гильзы. «Сухие» гильзы применяют в менее форсированных двигателях, и охлаждающая жидкость контактирует непосредственно со стенками блока цилиндров, не касаясь стенок гильзы. Толщина стенок гильзы

составляет 2–4 мм, однако теплоотвод от рабочей поверхности цилиндра ухудшается ввиду дополнительного термического сопротивления по наружной поверхности гильзы.

В зависимости от режима эксплуатации двигателя охлаждение рабочей поверхности цилиндра может значительно ухудшаться и это оказывает значительное влияние на состояние пресового соединения гильза-блок цилиндров. Охлаждаемые поверхности «мокрых» гильз могут быть покрыты накипью, а в местах соединения с натягом может происходить «прикипание» контактирующих поверхностей гильзы и блока цилиндров. «Сухие» гильзы на некоторых участках контактирующих поверхностей свариваются с блоком цилиндров, образуя неразъемное соединение, для распрессовки которого требуются значительные усилия.

В некоторой литературе по ремонту двигателей извлечение гильзы из блока цилиндров рекомендуют проводить на гидравлическом прессе, однако это возможно лишь в специализированных цехах предприятий по ремонту двигателей. В тех случаях, когда ремонт двигателя ведется в «гаражных условиях», извлечение гильзы выполняется вручную, и часто используются для этого различные выколотки, молотки и примитивные съемники, а усилия, необ-

ходимые для извлечения гильзы, неизвестны и неконтролируемы.

Для облегчения операции извлече-

ния гильзы из блока цилиндров было разработано ручное приспособление, представленное на рис. 1.

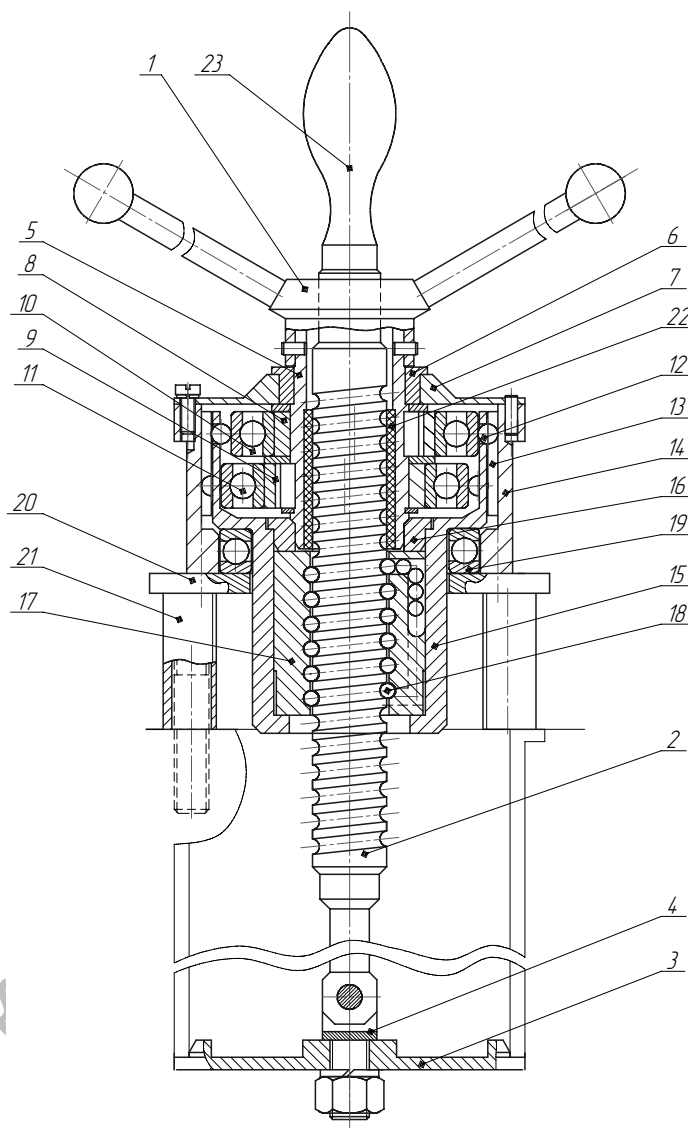


Рис. 1. Приспособление для удаления гильз из блока цилиндров

Приспособление содержит штурвальную рукоятку 1, снабженную усилителем крутящего момента. Усилитель момента выполнен в виде малогабаритного планетарного редуктора двухрядного исполнения с требуемым передаточным отношением (в рассматриваемом случае передаточное отношение $U = 25$).

Редуктор содержит ведущий вал 5, опирающийся на подшипник скольжения

6, установленный в крышке 7. На ведущем валу неподвижно закреплено два эксцентрика 8 и 9 с угловым смещением друг относительно друга на 180° . На эксцентриках 8 и 9 установлены подшипники 10 и 11, взаимодействующие с шарами 12, которые входят в зацепление с периодическим профилем втулки 13, неподвижно связанной с корпусом 14 редуктора. Шары 12 расположе-

ны в двух рядах отверстий, выполненных в стенках сепаратора 15, который является ведомым звеном редуктора. Сепаратор 15 центрируется подшипником скольжения 16 ведущего вала 5 и неподвижно соединен с гайкой 17 передачи винт-гайка качения. Шарик 18 принадлежит передаче винт-гайка качения и связывают гайку 17 с ходовым винтом 2. Этот винт является исполнительным звеном приспособления и снабжен сменным поворотным захватом 3 с вилкой 4.

Сепаратор 15 опирается на упорный подшипник 19, расположенный на основании 20 с четырьмя стойками 21. Для ограничения радиального люфта ходового винта при его осевых перемещениях служит направляющая 22 втулки скольжения. Рукоятка 23, выполненная на конце ходового винта, служит для регулирования исходного положения винта и начального воздействия на гильзу посредством захвата 3.

Работает приспособление следующим образом. Ходовой винт 2 приспособления вводят в гильзу, повернув при этом качающийся сменный поворотный захват 3 на некоторый угол. Приспособление базируют на шпильках блока цилиндров при помощи внутренних отверстий в стойках 21. Вращая ходовой винт 2, опускают его в крайнее нижнее положение так, чтобы качающийся сменный поворотный захват 3 вышел из гильзы, повернулся и занял перпендикулярное к оси ходового винта положение, после чего, вращая ходовой винт в противоположном направлении, создают натяг между качающимся сменным поворотным захватом 3 и нижним торцом гильзы. При помощи штурвальной рукоятки 1 придают вращение ведущему валу 5. Установленные на эксцентриках 8 и 9 подшипники 10 и 11 воздействуют на шары 12, поочередно перемещая их в радиальном направлении и утапливая во впадины периодического профиля втулки 13. Количество шаров n в каждом ряду редуцирующего узла на единицу больше, чем количество периодов m_2 периодического профиля втулки 13, поэтому за один оборот ведущего звена сис-

тема шаров повернется совместно с сепаратором 15 на один угловой шаг периодического профиля втулки 13. При этом обеспечивается заданное передаточное отношение. Вместе с сепаратором 15 – ведомым звеном редуктора – будет поворачиваться гайка 17 – ведущее звено передачи винт-гайка качения. Вращение гайки 17 в результате воздействия на шары 18 приведет к осевому перемещению ходового винта 2, при котором он посредством поворотного захвата 3 будет воздействовать на гильзу и извлекать ее из блока цилиндров. Осевое усилие при этом будет восприниматься упорным подшипником 19.

Корпус 14 редуктора, соединенный неподвижно с основанием 20, которое опирается на стойки 21 с внутренними отверстиями для базирования приспособления на шпильках блока цилиндров и фиксации от поворота, является неподвижным звеном приспособления.

Исходными данными для расчета этого приспособления были приняты: длина рукоятки $l_1 = 0,2$ м, усилие на рукоятке $P_1 = 150$ Н и частота вращения рукоятки или ведущего звена n_1 .

Расчет данного приспособления, как и всякого другого технологического приспособления, следует вести в порядке от ведомого звена к ведущему.

Вначале определяется осевое усилие Q , требуемое для извлечения гильзы (усилие распрессовки). Это усилие, согласно [1–4], имеет различные значения, распределение которых носит вероятностный характер. Усилие распрессовки Q в идеальном случае превышает усилие запрессовки P на 15–20 %. Однако, учитывая упомянутую выше возможность «прикипания» или сваривания, превышение Q над величиной P может составлять 50 % и более.

Согласно [5], усилие запрессовки определяется соотношением

$$P = kf\pi d bp,$$

где k – коэффициент запаса сцепления (обычно принимают $k \approx 1,5 \dots 2$ [1]); f – коэффициент трения на контактной поверхности; d – номинальный диаметр сопряжения, мм; b – длина сопрягаемых поверхностей, мм; p – давление на поверхности контакта, МПа, определяемое по формуле [5]

$$p = \frac{\delta}{d \cdot \left(\frac{C_1}{E_1} + \frac{C_2}{E_2} \right)},$$

где δ – натяг в сопряжении, мм; E_1, E_2 – модули упругости материалов гильзы и блока цилиндров; C_1, C_2 – коэффициенты, выражающиеся зависимостями

$$C_1 = \frac{d^2 + d_1^2}{d^2 - d_1^2} - \mu_1; \quad C_2 = \frac{d_2^2 + d^2}{d_2^2 - d^2} + \mu_2,$$

где μ_1, μ_2 – коэффициенты Пуассона материалов гильзы и блока цилиндров; d_1 – внутренний диаметр гильзы, мм; d_2 – минимальный диаметр блока цилиндров по внешней стенке, мм.

На рис. 2 представлены зависимости усилий запрессовки от коэффициента трения $f = 0,07 \dots 0,12$ для различных типов машин: верхняя линия – для автобусов Икарус; средняя пунктирная линия – для автомобилей МАЗ; нижняя линия – для автомобилей КАМАЗ.

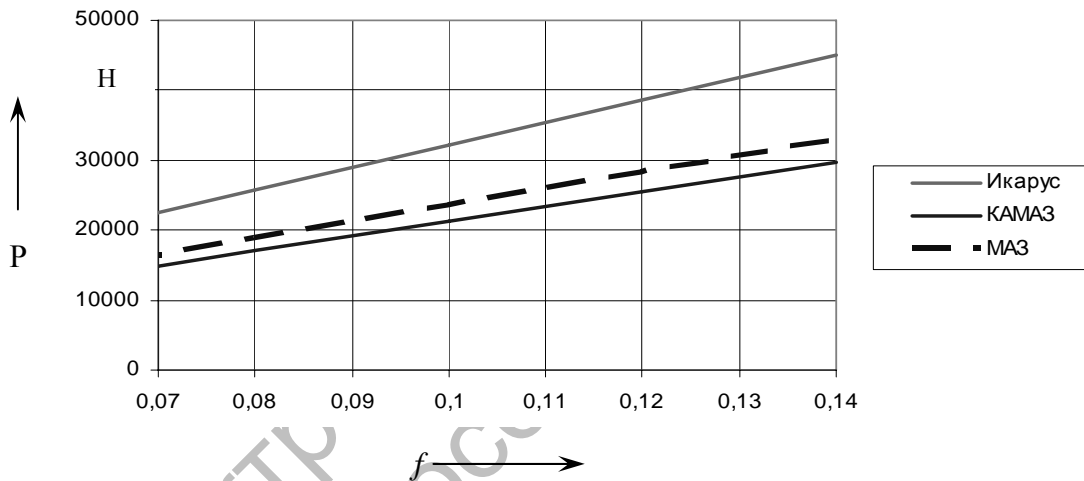


Рис. 2. Зависимость усилий запрессовки P от коэффициента трения f

На рис. 3 представлены зависимости начальных усилий распрессовки от коэффициента трения $f = 0,12 \dots 0,28$ для различных типов машин: верхняя линия – для автобусов Икарус; средняя пунктирная линия – для автомобилей МАЗ; нижняя линия – для автомобилей КАМАЗ.

Наименьший диаметр винта передачи винт-гайка качения d_{min} можно определить по величине усилия распрессовки в соответствии с [7] по соотношению

$$d_{min} = 2 \cdot \sqrt{\frac{Q}{\pi \cdot [\sigma_p]}}, \quad (1)$$

где $[\sigma_p]$ – допускаемое нормальное напряжение.

Определим L – длину винта, пользуясь соотношением, вытекающим из рис. 1,

$$L \approx H_0 + b + h_p + 0,5 \cdot d + 20, \quad (2)$$

где H_0 – высота гильзы; b – длина сопрягаемых поверхностей, мм; h_p – высота редуктора; d – номинальный диаметр сопряжения поверхностей прессового соединения, мм.

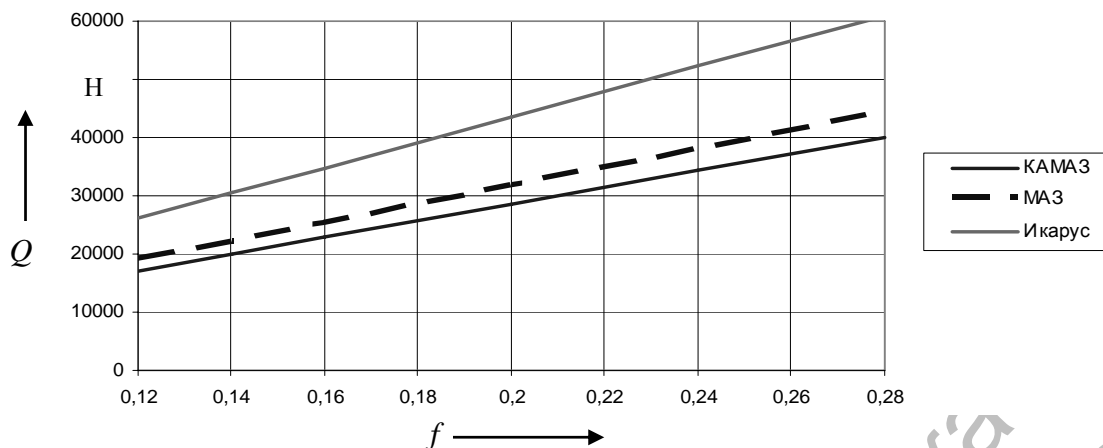


Рис. 3. Зависимость начальных усилий распрессовки Q от коэффициента трения f

При определении шага винта t необходимо принимать во внимание длину сопрягаемых поверхностей b . Номинальный диаметр винта d_0 , диаметр шарика $d_{ш} = 2 r_{ш}$ и остальные размеры, представленные на рис. 4, следует определять в соответствии с рекомендациями [6] для полукруглого профиля резьбы:

$$\begin{aligned}
 d_{ш} &= 0,6 \cdot t; \\
 C_1 = C_2 &= 0,707 \cdot (r_2 - r_{ш}); \\
 d_{нв} &= d_0 - 2 \cdot (r_{ш} + r_3 \cdot \cos(\alpha + \gamma) - r_3); \\
 d_{кв} &= d_0 - 1,41 \cdot r_{ш}; \\
 d_{кз} &= d_0 + 1,41 \cdot r_{ш}; \\
 \gamma^0 &= \frac{a}{r_{ш}} \cdot \frac{180^0}{\pi}; \\
 d_{вз} &= d_0 + \frac{d_0 + d_{нв}}{2}; \\
 r_3 &\approx 0,2 \cdot r_{ш}; \quad r_4 \approx 0,15 \cdot r_{ш}, \quad (3)
 \end{aligned}$$

где α – угол контакта шарика с винтом и гайкой (чаще всего величину α принимают 45^0); $r_{ш}$ – радиус шарика; a – большая полуось площадки контакта (эллипса).

Угол подъема резьбы определяется соотношением

$$\beta = \arctg \frac{t}{\pi \cdot d_0}. \quad (4)$$

Допускаемая нормальная статическая нагрузка, приходящаяся на один шарик, определяется по формуле [7]

$$[P_{cm}] = k_{\sigma} \cdot d_{ш}^2, \quad (5)$$

где k_{σ} – коэффициент, зависящий от допустимого контактного напряжения на поверхности шарика. Согласно [7], в нашем случае принимаем $k_{\sigma} = 55$.

Передача, используемая в приспособлении, относится к передачам, не требующим устранения и регулирования зазора. В ней зазор всегда выбирается в связи с наличием осевого усилия распрессовки, а потому требования к осевой жесткости невысоки. Поэтому в данной передаче предварительный натяг можно исключить.

В соответствии с [7] статическая грузоподъемность C_0 передачи определяется по формуле

$$C_0 = [P_{cm}] \cdot z_p \cdot u \cdot \sin \alpha \cdot \cos \beta,$$

где z_p – расчетное число шариков в одном витке резьбы, $z_p = k_z \cdot z_1$; u – число витков в гайке; k_z – коэффициент, учитывающий погрешности изготовления резьбы в винтовом механизме, $k_z = 0,7 \dots 0,8$; z_1 – рабочее число шариков в одном витке.

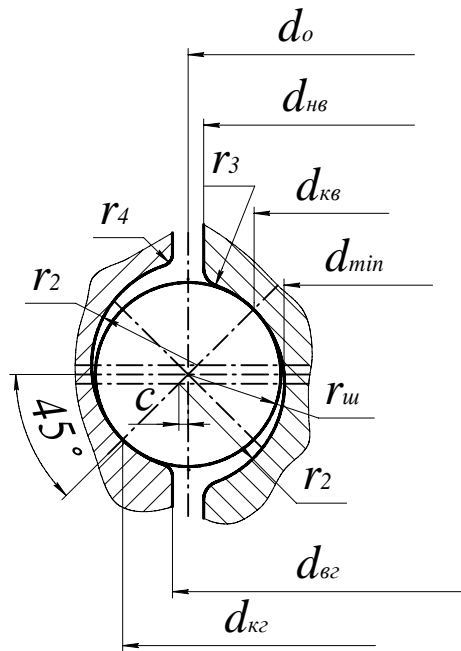


Рис. 4. Полуциркульный профиль резьбы

Согласно опытным данным, количество шариков в одном витке резьбы с фрезерованным каналом возврата определяется соотношением

$$z_1 = \frac{\pi \cdot d_o}{d_{ш} \cdot \cos \beta} - 3. \quad (6)$$

Учитывая полученные зависимости, в результате преобразований найдем окончательно соотношение для статической грузоподъемности винтовой передачи:

$$C_0 = k_\sigma \cdot k_z \cdot d_{ш} (\pi \cdot d_o - 3 \cdot d_{ш} \cdot \cos \beta) \cdot u \cdot \sin \alpha. \quad (7)$$

Динамическая грузоподъемность C передачи определяют в соответствии с [7] по формуле

$$C = C_1 \cdot u^{0.7}, \quad (8)$$

где C_1 – динамическая грузоподъемность одного витка, выбираемая из диапазона

$$C_1 = (0,2 \dots 0,4) C_0.$$

Для изображенного на рис. 1 приспособления результаты расчета пред-

ставлены в табл. 1.

По диаметру d_o винта определяется внутренний диаметр $d_{вс}$ направляющей втулки скольжения:

$$d_{вс} = d_o + (0,1 \dots 0,4).$$

Наружный диаметр определяют из технологических соображений, рекомендуемая толщина стенки при этом 3–5 мм. Конструкция и размеры гайки качения взаимосвязаны с диаметрными размерами выходного конца сепаратора редуктора. Минимальный внутренний диаметр $d_{min \text{ КВШ}}$ канала возврата шариков в гайке качения можно определить по соотношению

$$d_{min \text{ КВШ}} = d_o + d_{ш} + (6 \dots 8),$$

а глубину $h_{КВШ}$ канала возврата шариков – по формуле

$$h_{КВШ} = d_{ш} + (0,2 \dots 0,5).$$

Наружный диаметр гайки качения $D_{ГК}$ можно определить так:

$$D_{ГК} = d_o + 2 \cdot d_{ш} + (6,5 \dots 8).$$

Табл. 1. Расчет геометрических параметров передачи винт-гайка качения в приспособлении для извлечения гильз из блока цилиндров ДВС

Исходные данные	Определяемый параметр	Значение	Формула
Материал винта: сталь ШХ 15 ГОСТ 801, HRC 59...64, $[\sigma_p] = 260$ МПа; примем $Q = 60000$ Н	Наименьший диаметр винта передачи винт-гайка качения d_{\min}	17,2 мм	(1)
Для Икаруса $H_0 = 250$ мм; $b = 60$ мм; $d = 142$ мм; $h_p = 60$ мм	Длина винта L	460 мм	(2)
Согласно рекомендациям [6]: $d_0 = 30$ мм; $t = 10$ мм; $d_{\text{ш}} = 6$ мм; $d_{\text{нб}} = 28,2$ мм; $d_{\text{квб}} = 25,76$ мм	Угол подъема резьбы β	$6,05^\circ$	(3), (4)
$k_\sigma = 55$ [7]; $d_{\text{ш}} = 6$ мм	Допускаемая нормальная статическая нагрузка на один шарик $[P_{\text{см}}]$	1980 Н	(5)
$d_0 = 30$ мм; $d_{\text{ш}} = 6$ мм; $\beta \approx 6,05^\circ$	Рабочее число шариков в одном витке z_l	12	(6)
$z_l = 12$; $k_z = 0,7...0,8$	Расчетное число шариков в одном витке резьбы z_p	9	
$k_\sigma = 55$; $k_z = 0,7...0,8$; $d_{\text{ш}} = 6$ мм; $d_0 = 30$ мм; $\beta \approx 6,05^\circ$; $u = 6$; $\alpha = 45^\circ$	Статическая грузоподъемность передачи C_0	85510 Н	(7)
$u = 6$; $C_1 = (0,2...0,4) C_0 - (21)$	Динамическая грузоподъемность передачи C_1	89900 Н	(8)

Полученное значение диаметра округляют до ближайшего целого, которое выбирают из стандартного ряда.

В приспособлении вращательное движение преобразуется в поступательное. Гайка качения является ведущим звеном винтового механизма и к ней приложен вращающий момент M_2 . Ходовой винт нагружен усилием распрессовки Q (рис. 5). Сила трения T , направленная в сторону, противоположную вращению гайки, увеличивает на величину угла трения ρ отклонение силы F от оси гайки. Сила F – это сила воздействия шарика на гайку. Из условия равновесия сил следует:

$$Q = z_p \cdot F \cdot \sin \alpha \cdot \cos(\beta_z + \rho);$$

$$M = z_p \cdot F \cdot \sin \alpha \cdot \sin(\beta_z + \rho) \cdot \frac{d_{\text{кз}}}{2}.$$

КПД η равен отношению работы сил на выходе к работе сил на входе [6], следовательно,

$$\eta = \frac{Q \cdot t}{2 \cdot \pi \cdot M_3} = \frac{t}{\pi \cdot d_{\text{кз}}} \times$$

$$\times \frac{\cos(\beta_z + \rho)}{\sin(\beta_z + \rho)} = \frac{\text{tg} \beta_z}{\text{tg}(\beta_z + \rho)},$$

где β_z – угол подъема резьбы.

По значениям усилия распрессовки Q и диаметра винта d_0 можно определить крутящий момент на гайке [7]:

$$M_2 = \frac{Q \cdot d_0 \cdot \text{tg}(\beta + \rho)}{2}, \quad (9)$$

где ρ – приведенный угол трения, $\rho = \text{arctg} f_k$; f_k – коэффициент трения качения ($f_k = 0,004...0,007$, если вращается винт; $f_k = 0,006...0,008$, если вращается гайка).

Момент M_1 на рукоятке приспособления можно выразить через длину рукоятки и усилие на рукоятке, т. е.

$$M_1 = P_1 \cdot l. \quad (10)$$

Сравнивая величины крутящих моментов M_2 на гайке и M_1 на рукоятке, можно определить необходимое переда-

точное отношение U редуцирующего устройства – планетарного шарикового редуктора.

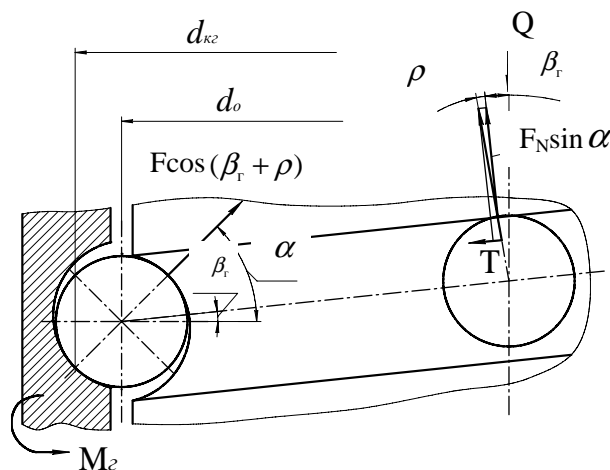


Рис. 5. Определение КПД передачи при отсутствии предварительного натяга

Нетрудно видеть, что его значение должно соответствовать величине

$$U = \frac{M_2}{M_1 \cdot \eta}, \quad (11)$$

где η – КПД редуктора. Для ручного привода следует принимать $\eta = 0,2 \dots 0,3$.

Результаты сравнений приведены в табл. 2.

Табл. 2. Сравнение величин крутящих моментов

Исходные данные	Определяемый параметр	Значение	Формула
$d_o = 30 \text{ мм}; Q = 60000 \text{ Н}; \beta_r \approx 6,05^\circ;$ $\rho = \arctg f_k; f_k = 0,006 \dots 0,008$	Крутящий момент на гайке M_2	103 Н·м	(9)
$P_l = 150 \text{ Н}; l_l = 0,2 \text{ м}$	Момент на рукоятке M_1	30 Н·м	(10)
$M_1 = 30 \text{ Н·м}; M_2 \approx 103 \text{ Н·м};$ $\eta \approx 0,2 \dots 0,5$	Передачное отношение U	18	(11)

Передачное отношение U для редуктора данного приспособления не рекомендуется принимать больше 30. Оптимальным является диапазон передаточных отношений $U = 10 \dots 30$. Исходя из технологических соображений, можно в конструкции приспособления вместо передачи

винт-гайка качения использовать передачу винт-гайка скольжения, однако КПД такого приспособления будет значительно ниже.

Далее ведут расчет параметров редуцирующего устройства и по величине контактных напряжений наиболее на-

груженного звена определяют диаметр d_n шаров-сателлитов. На основе рекомендаций [8–10] наиболее приемлемой кинематической схемой редуктора является шестая кинематическая схема. Для этой схемы число зубьев центрального колеса $m_2 = U - 1$, а количество плунжеров $n = U$ (для однорядного исполнения редуктора) и $n = 2 U$ (для двухрядного исполнения). Двухрядное исполнение является наиболее целесообразным с точки зрения повышения нагрузочной способности и симметричного расположения сил в шариковых зацеплениях.

Средний радиус R_2 центрального колеса (рис. 6) следует выбирать так, чтобы выполнялось соотношение

$$R_2 = R - d_{n0} / 2 - (3...5),$$

где R – наружный диаметр втулки 13 (рекомендуемое значение $R \leq 80$ мм); d_{n0} – первоначально принятый диаметр шара (выбирается из конструктивных соображений или из стандартного ряда диаметров шаров); (3...5) – толщина стенки втулки 13 по дну впадины, принимаемая с учетом схемы закрепления этой втулки в корпусе редуктора 14.

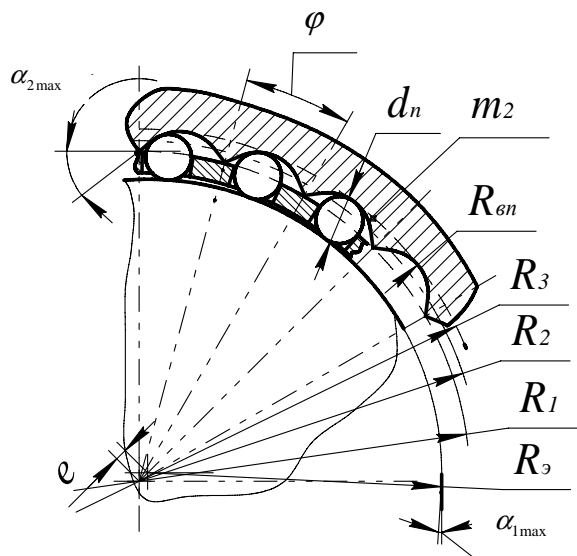


Рис. 6. Профиль шарикового радиально-плунжерного редуктора

Проверку прочности элементов шарикового редуктора ведут по контактным напряжениям с учетом сил, действующих на элементы редуктора, и геометрических параметров зацепления. Из условия контактной прочности сепаратора определяют диаметр шара [10]:

$$d_n = 9,7 \cdot 10^{10} \cdot \sqrt{N_{\max} / [\sigma_H]^3},$$

где $[\sigma_H]$ – допускаемое контактное напряжение, МПа; N_{\max} – наибольшая нормальная сила, действующая на шар со стороны сепаратора,

$$N_{\max} = M_3 / 016n d_n \sin \alpha_{2\max},$$

где M_3 – величина крутящего момента сепаратора, $M_3 = M_2$; $\alpha_{2\max}$ – максимальный угол подъема профиля центрального колеса, определяемый зависимостью

$$\alpha_{2\max} = \arctg(e m_2 / \sqrt{R_2^2 - e^2});$$

где e – величина эксцентриситета эксцентрика (ведущего кулачка), $e = d_{n0} / 4$.

Соотношения для определения других геометрических параметров ша-

рикового редуктора также легко получить на основе рис. 6.

При расчете редуктора необходимо обеспечить отсутствие подрезания вершин зубьев центрального колеса. Это достигается путем выбора достаточного диаметра эксцентрика в зависимости от диаметра применяемых шаровых плунжеров и их количества. Если выбирать радиус эксцентрика по соотношению

$$R_3 = 0,318 d_n (m_2 - 1,36),$$

то подрезание профиля зубьев будет полностью исключено.

Рекомендуемая толщина стенки для ведущего вала составляет 3 мм, при установке эксцентриков на шпонки толщину стенки увеличивают до 5–6 мм, максимальное сечение шпонки при этом не рекомендуется принимать более 6×6 мм. Выбор подшипников, устанавливаемых на эксцентрики, осуществляется исходя из действующих нагрузок и минимального радиуса кулачков. По внутреннему диаметру подшипников и ведущего вала окончательно определяют диаметры эксцентриков и при необходимости корректируют конструкцию ведущего вала. Параметры упорного подшипника определяют по величине начального (наибольшего) усилия распрессовки Q . Затем уточняются конструкции корпуса и сепаратора редуктора, определяются параметры и количество крепежных элементов, фиксирующих корпус редуктора на основании, верхнюю крышку на корпусе редуктора и т. д. Конструкция стоек основания выбирается исходя из конструктивных соображений, но при выполнении их полыми необходимо учитывать диаметр шпилек блока цилиндров, расстояние между ними, а также расстояние между шпилькой и наружным диаметром буртика гильзы блока цилиндров.

Выводы

1. Определены зависимости геометрических параметров приспособления от

усилия на рукоятке, длины рукоятки и усилия распрессовки, на основе которых можно обеспечить требуемую величину коэффициента усиления.

2. Установлена зависимость величины радиуса эксцентрика от диаметра шаровых плунжеров и количества зубьев центрального колеса, при выполнении которой полностью исключается подрезание зубьев.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Корсаков, В. С.** Сборка и монтаж изделий машиностроения : справочник в 2 т. / В. С. Корсаков ; под ред. В. С. Корсакова, В. К. Замятина. – М. : Машиностроение, 1983. – 480 с. : ил.
2. **Воронин, А. В.** Механизация и автоматизация сборки в машиностроении / А. В. Воронин, А. И. Гречухин, А. С. Калашников. – М. : Машиностроение, 1985. – 272 с. : ил.
3. **Исаев, А. И.** Сборка крупных машин / А. И. Исаев, А. И. Жабин. – М. : Машиностроение, 1971. – 136 с.
4. **Лебедевский, М. С.** Автоматизация сборочных работ / М. С. Лебедевский, А. И. Федотов ; под ред. Г. В. Попова. – Л. : Лениздат, 1970. – 452 с.
5. **Биргер, И. А.** Расчет на прочность деталей машин : справочник / И. А. Биргер, Б. Ф. Шорр, Г. Б. Иосилевич. – М. : Машиностроение, 1979. – 703 с.
6. **Решетов, Д. Н.** Детали и механизмы металлорежущих станков / Д. Н. Решетов ; под ред. Д. Н. Решетова. – М. : Машиностроение, 1972. – Т. 2. – 520 с.
7. **Кочергин, А. И.** Конструирование и расчет металлорежущих станков и станочных комплексов / А. И. Кочергин. – Минск : Выш. шк., 1991. – 382 с. : ил.
8. **Пашкевич, М. Ф.** Планетарные шариковые и роликовые редукторы и их испытания / М. Ф. Пашкевич, В. В. Герашенко. – Минск : БелНИИНТИ, 1992. – 248 с.
9. Планетарные кулачково-плунжерные передачи. Проектирование, контроль, диагностика / М. Ф. Пашкевич [и др.]. – Могилев : Белорус.-Рос. ун-т, 2003. – 221 с. : ил.
10. **Пашкевич, М. Ф.** Основы проектирования двухступенчатых шариковых радиально-плунжерных редукторов / М. Ф. Пашкевич, С. А. Жигунов, А. М. Пашкевич // Вестн. Белорус.-Рос. ун-та. – 2007. – № 4. – С. 107–112.

Белорусско-Российский университет
Материал поступил 09.04.2008

M. F. Pashkevich, M. I. Lazakovich
Design and estimation of the device for manual
extraction of barrels out of the cylinder block
of explosion engines

The paper looks at the device design for repair work of explosion motors using a screw-rolling nut gearing as a device for extraction of barrels out of the cylinder block and a small-sized epicyclic ball reducer as a booster of the moment. Special features of the design which lead to an increase in the device efficiency are described in the paper. Also, the technique for estimation of screw-rolling nut gearing and epicyclic ball gearing is given.

Электронная библиотека
Белорусско-Российского университета