

УДК 621.664:62-503.56

DOI 10.18698/0536-1044-2018-2-23-31

# Исследование геометрии и качественных показателей шестеренных насосов с внутренним эвольвентным зацеплением

В.Б. Тарабарин, З.И. Тарабарина

МГТУ им. Н.Э. Баумана, 105005, Москва, Российская Федерация, 2-я Бауманская ул., д. 5, стр. 1

## The Research of Geometry and Qualitative Indicators of a Gear Pump with Internal Involute Gearing

V.B. Tarabarin, Z.I. Tarabarina

BMSTU, 105005, Moscow, Russian Federation, 2<sup>nd</sup> Baumanskaya St., Bldg. 5, Block 1

@ e-mail: vtarabarin@gmail.com

**i** Рассмотрен расчет геометрии шестеренных насосов с внутренним эвольвентным зацеплением. Приведен порядок геометрического расчета. Описаны граничные условия существования передачи и специфические качественные показатели для рабочих пар шестеренных насосов: коэффициент геометрической подачи, коэффициент неравномерности подачи и коэффициент изменения заземленного объема. По ограничениям станочного и рабочего зацеплений для двух примеров рассчитаны блокирующие контуры. Проведено исследование влияния коэффициентов смещения  $x_1$ ,  $x_2$  и параметров станочного зацепления передачи — числа зубьев долбяка, радиального и бокового зазоров — на форму, размеры и место расположения контура на координатной плоскости. На построенные контуры нанесены изолинии качественных показателей, которые позволяют проектировщику обоснованно выбирать оптимальное сочетание коэффициентов смещения  $x_1$  и  $x_2$ , обеспечивающее оптимальные характеристики гидромашины.

**Ключевые слова:** шестеренные насосы, внутреннее эвольвентное зацепление, расчет геометрии зацепления, граничные условия, качественные показатели, блокирующие контуры

**i** The paper deals with the calculation of geometry of gear pumps with internal involute gearing and presents the calculation procedure. It also describes boundary conditions of the existence of gearing and specific qualitative indicators for working pairs of gear pumps: the ratio of geometric flow, the coefficient of uneven flow and the change ratio of the trapped volume. The blocking contours are calculated for two examples based on the limitations of the cutter tool and working gearing. The authors investigate the influence of the coefficients of displacement  $x_1$  and  $x_2$  and the parameters of the cutter tool gearing (number of teeth of the shaping cutter, radial and side clearances) on the shape, size and location of the contour of the coordinate plane. The contour lines of the qualitative indicators are plotted over the constructed contours. These lines allow the designer to select the optimal combination of the coefficients of displacement  $x_1$  and  $x_2$  that provide the best characteristics for the pumps.

**Keywords:** gear pumps, internal involute gearing, calculation of geometry of engagement, boundary conditions, qualitative indicators, blocking contours

В настоящее время гидромашин с внешним эвольвентным зацеплением получили широкое применение в различных отраслях промышленности — станко- и автомобилестроении, авиации, сельскохозяйственном машиностроении и др. Гидромашин с внутренним эвольвентным зацеплением (рис. 1) распространены меньше, хотя и имеют ряд преимуществ [1–10].

Так, при одинаковой производительности их габаритные размеры, масса, удельное давление и скольжение в зацеплении ниже, чем у гидромашин с внешним эвольвентным зацеплением. Кроме того, они обеспечивают более равномерную подачу рабочей жидкости при меньших пульсациях давления и незначительное изменение защемленного объема, что позволяет обойтись без разгрузочных канавок.

Менее значительное распространение гидромашин с передачами внутреннего эвольвентного зацепления можно объяснить рядом теоретических и технологических трудностей, возникающих при их проектировании и изготовлении. К ним относится и отсутствие рекомендаций по расчету геометрии зацепления рабочих пар (РП) гидромашин, учитывающих их специфические особенности (малые числа зубьев колес; получение в зацеплении коэффициента перекрытия, незначительно превышающего  $\varepsilon_\alpha = 1$ ; обеспечение гарантированных боковых зазоров в зацеплении и др.). В известных работах [11–15] по расчету геометрии передач с внутренним эвольвентным зацеплением такие особенности не учитываются и не рассматриваются.

Цель работы — исследование геометрии РП гидромашин с внутренним эвольвентным зацеплением.

Наиболее полно геометрическая теория внутреннего эвольвентного зацепления разработана в книге В.А. Гавриленко [11] и развита в работах его учеников [9–10, 12]. Изложенные в них общие расчетные методы применяют для РП гидромашин как с внешним [2], так и с внутренним зацеплением [16]. Однако в работе [16] ряд положений проиллюстрирован на примерах, некорректных с точки зрения теории эвольвентных зацеплений, так как рассматриваемые сочетания параметров РП не удовлетворяют геометро-кинематическим условиям существования передачи. Некоторые формулы приведены для нулевых передач, которые в большинстве РП гидромашин с внутренним эвольвентным зацеплением невозможно реализовать на практике. Все это еще раз подтверждает необходимость проведения данного исследования.

Наиболее полное и наглядное представление о геометрии зубчатой передачи дает ее блокирующий контур (БК) [10, 14] с нанесенными на него изолиниями качественных показателей. Под БК обычно понимают некоторое множество сочетаний исходных геометрических параметров (например, коэффициентов смещения), ограниченное условиями существования передачи, а под изолиниями — множество тех же параметров, отвечающее условию постоянства какой-либо исследуемой величины. Форма, размеры и место расположения БК на координатной плоскости рассматриваемых параметров (обычно коэффициентов смещения  $x_1$  и  $x_2$ )

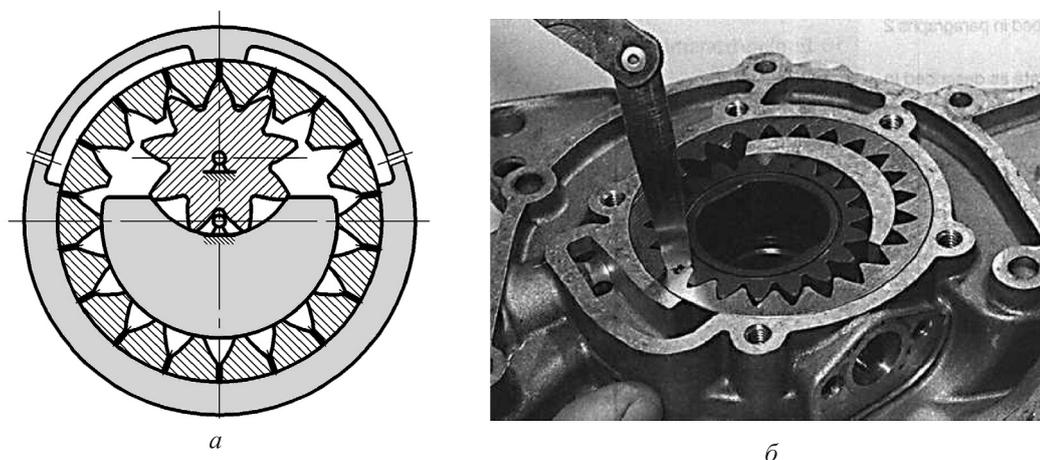


Рис. 1. Конструктивная схема (а) и внешний вид (б) гидронасоса с внутренним эвольвентным зацеплением

определяются числами зубьев колес, геометрией инструмента, радиальными и боковыми зазорами в зацеплении и другими параметрами. Изменяя их значения, можно целенаправленно воздействовать на контур, перемещать его в область с более благоприятным сочетанием качественных показателей проектируемой передачи.

Чтобы это осуществить, надо знать, как поведет себя БК при тех или иных радиальных, боковых зазорах и геометрии долбяка, т.е. необходимо рассчитать и построить ряд БК при различных значениях этих параметров.

Построение БК проведено на базе вычислений, выполненных в диалоговом полуавтоматическом режиме на персональном компьютере по оригинальной программе. Расчет геометрии внутреннего эвольвентного зацепления выполнен по приведенному ниже алгоритму (нерасшифрованные обозначения соответствуют ГОСТ 16530К-70 и ГОСТ 16531-70).

**Алгоритм расчета геометрии внутреннего эвольвентного зацепления** включал в себя следующие этапы.

1. Ввод исходных данных. Перед началом расчета в программу необходимо ввести следующие исходные данные:  $m$  — модуль зацепления, мм;  $z_1$  и  $z_2$  — числа зубьев колес;  $z_{01}$  и  $z_{02}$  — числа зубьев долбяков;  $s_{01}$  и  $s_{02}$  — толщины зубьев долбяков;  $\alpha$ ,  $h_a^*$ ,  $c^*$  — параметры исходного контура;  $r_{a01}$  и  $r_{a02}$  — радиусы окружностей вершин долбяков;  $x_1$  и  $x_2$  — коэффициенты смещения долбяков;  $c_k^*$  — коэффициент радиального зазора в передаче;  $\Delta_6$  — коэффициент бокового зазора в передаче, выражающий значение зазора в долях модуля. Для одного рассчитываемого контура переменными будут коэффициенты смещения  $x_1$  и  $x_2$ , остальные величины постоянны.

2. Расчет параметров зацепления [11]:

- коэффициентов изменения толщин зубьев инструмента

$$\Delta_{01} = \frac{s_{01}}{m} - \frac{\pi}{2}; \quad \Delta_{02} = \frac{s_{02}}{m} - \frac{\pi}{2};$$

- углов станочного зацепления при нарезании колес  $z_1$  и  $z_2$  долбяками с числами зубьев  $z_{01}$  и  $z_{02}$

$$\alpha_{w01} = \arccos\left(\frac{z_1 + z_{01}}{z_1 + z_{01} + 2x_1} \cos \alpha\right);$$

$$\alpha_{w02} = \arccos\left(\frac{z_2 - z_{02}}{z_2 - z_{02} + 2x_2} \cos \alpha\right);$$

- коэффициентов изменения толщин зубьев инструмента

$$\Delta_1 = (z_1 + z_{01})(\operatorname{inv} \alpha_{w01} - \operatorname{inv} \alpha) - \Delta_{01};$$

$$\Delta_2 = (z_2 - z_{02})(\operatorname{inv} \alpha - \operatorname{inv} \alpha_{w02}) - \Delta_{02};$$

- станочных межосевых расстояний

$$a_{w01} = m \frac{z_1 + z_{01}}{2} \frac{\cos \alpha}{\cos \alpha_{w01}};$$

$$a_{w02} = m \frac{z_2 - z_{02}}{2} \frac{\cos \alpha}{\cos \alpha_{w02}};$$

- угла зацепления в передаче

$$\operatorname{inv} \alpha_w - \operatorname{inv} \alpha + \frac{\Delta_1 + \Delta_2 + \Delta_6}{z_2 - z_1} = 0.$$

Это уравнение решалось в программе численными методами с заданной точностью относительно  $\alpha_w$ ;

- коэффициента воспринимаемого смещения

$$y = \frac{z_2 - z_1}{2} \left( \frac{\cos \alpha}{\cos \alpha_w} - 1 \right);$$

- коэффициента высоты головок зубьев. Расчет передачи осуществлялся по заданному радиальному зазору  $c_k^*$  (в общем случае не равному стандартному радиальному зазору  $c^*$ ), обеспечиваемому уменьшением высоты зуба. Коэффициент высоты головки зуба определяется по формуле

$$h_{ak}^* = h_a^* + c^* + x_2 - x_1 - y - c_k^*;$$

- межосевого расстояния

$$a_w = m \frac{z_2 - z_1}{2} \frac{\cos \alpha}{\cos \alpha_w};$$

- радиусов окружностей вершин зубьев

$$r_{a1} = m \left( \frac{z_1}{2} + h_{ak}^* + x_1 \right); \quad r_{a2} = m \left( \frac{z_2}{2} - h_{ak}^* + x_2 \right);$$

- высоты зубьев колес

$$h_1 = r_{a01} + r_{a1} - a_{w01}; \quad h_2 = r_{a02} - a_{w01} - r_{a2};$$

- радиусов окружностей впадин

$$r_{f1} = r_{a1} - h_1; \quad r_{f2} = r_{a2} - h_2.$$

3. Проверка граничных геометрических условий существования передачи по зависимостям, приведенным в работах [11, 12]. В расчете учитывались следующие геометрические ограничения:

1 — попадание вершины зуба колеса  $z_2$  внутрь основной окружности  $r_{b1}$ ;

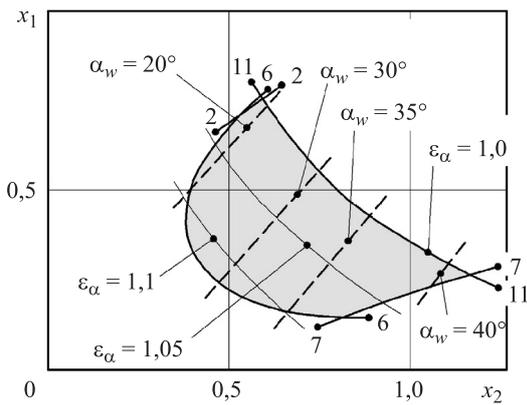


Рис. 2. БК передачи с внутренним эвольвентным зацеплением с нанесенными изолиниями коэффициентов перекрытия  $\varepsilon_\alpha$  и углов зацепления  $\alpha_w$  при  $m = 2,5$  мм;  $z_1 = 25$ ;  $z_2 = 32$ ;  $z_{01} = z_{02} = 10$ ;  $c_k^* = 0,55$ ;  $\Delta_6 = 0$

2 — заклинивание при упоре вершин зубьев колес;

3 (5) — заострение зубьев колес  $z_1$  ( $z_2$ );

4 — срезание вершины зуба колеса  $z_2$  при врезании долбяка в заготовку;

6 (7) — срезание вершины зуба колеса  $z_2$  ( $z_1$ ) долбяком  $z_{02}$  ( $z_{01}$ ) вследствие пересечения эвольвент в станочном зацеплении;

8 — подрезание ножки зуба колеса  $z_1$  долбяком  $z_{01}$ ;

9 (10) — заклинивание передачи при соприкосновении вершины зуба колеса  $z_2$  ( $z_1$ ) с переходной кривой колеса  $z_1$  ( $z_2$ );

11 — коэффициент перекрытия передачи  $\varepsilon_\alpha$  не должен быть меньше единицы.

4. Вывод результатов расчета. По окончании расчета для данного сочетания коэффициентов смещения на печать выводились, номера граничных условий, которые не выполнялись или результаты геометрического расчета (если все условия выполнялись):  $r_{a1}$ ,  $r_{a2}$ ,  $a_w$ ,  $\alpha_w$ ,  $h_1$ ,  $h_2$ ,  $r_{f1}$ ,  $r_{f2}$ ,  $s_{a1}$ ,  $s_{a2}$ ,  $\varepsilon_\alpha$  и  $(\varphi - \psi)$  — запас по заклиниванию.

По данной программе оператор на компьютере проводил расчет геометрии в заданной точке координатной плоскости  $P(x_1, x_2)$  с проверкой указанных одиннадцати граничных условий. Если какое-либо из условий не выполнялось, то вычисления прекращались, и на экран выводился номер этого условия и значение, его характеризующее. Если все условия выполнялись, то на экран выводились результаты расчета.

Построение БК проведено на примере двух РП гидромоторов. Первая, разработанная спе-

циалистами ООО «ВИСХОМ», имела числа зубьев колес  $z_1 = 9$  и  $z_2 = 18$ , параметры второй взяты из работы [9]. Алгоритм и программа были составлены так, что давали возможность проводить расчет при нарезании обоих колес

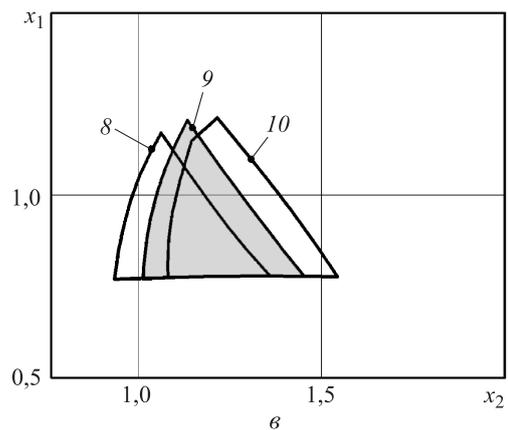
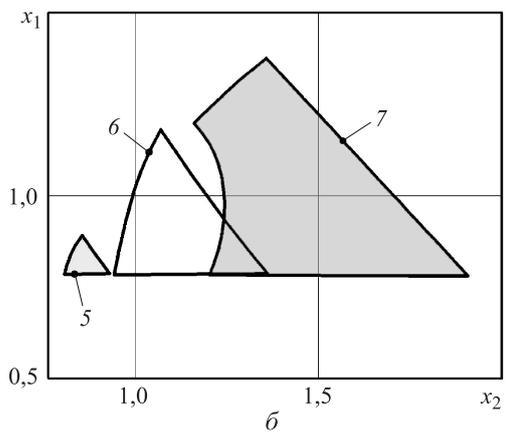
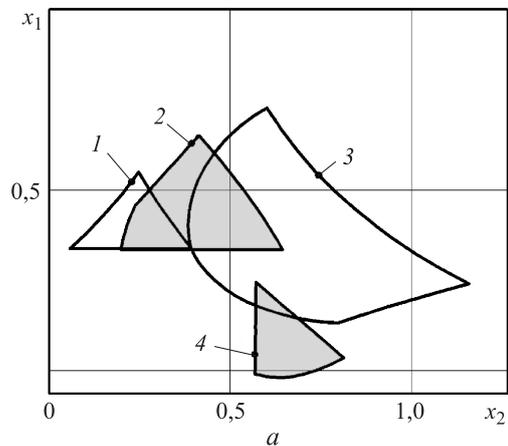


Рис. 3. Влияние чисел зубьев долбяков (а), радиального (б) и бокового (в) зазоров на форму, размеры и расположение БК:

$a$  —  $m = 2,5$  мм;  $z_1 = 25$ ;  $z_2 = 32$ ;  $c_k^* = 0,55$ ;  $\Delta_6 = 0$   
 (1 —  $z_{01} = z_{02} = 20$ ; 2 —  $z_{01} = 20$ ,  $z_{02} = 10$ ; 3 —  $z_{01} = z_{02} = 10$ ;  
 4 —  $z_{01} = 10$ ,  $z_{02} = 20$ ); б —  $m = 4,0$  мм;  $z_1 = 9$ ;  $z_2 = 18$ ;  
 $z_{01} = z_{02} = 9$ ,  $\Delta_6 = 0$  (5 —  $c_k^* = 0,35$ ; 6 —  $c_k^* = 0,25$ ;  
 7 —  $c_k^* = 0,15$ ); в —  $m = 4,0$  мм;  $z_1 = 9$ ;  $z_2 = 18$ ;  $z_{01} = z_{02} = 9$ ,  
 $c_k^* = 0,25$  (8 —  $\Delta_6 = 0$ ; 9 —  $\Delta_6 = 0,05$ ; 10 —  $\Delta_6 = 0,10$ )

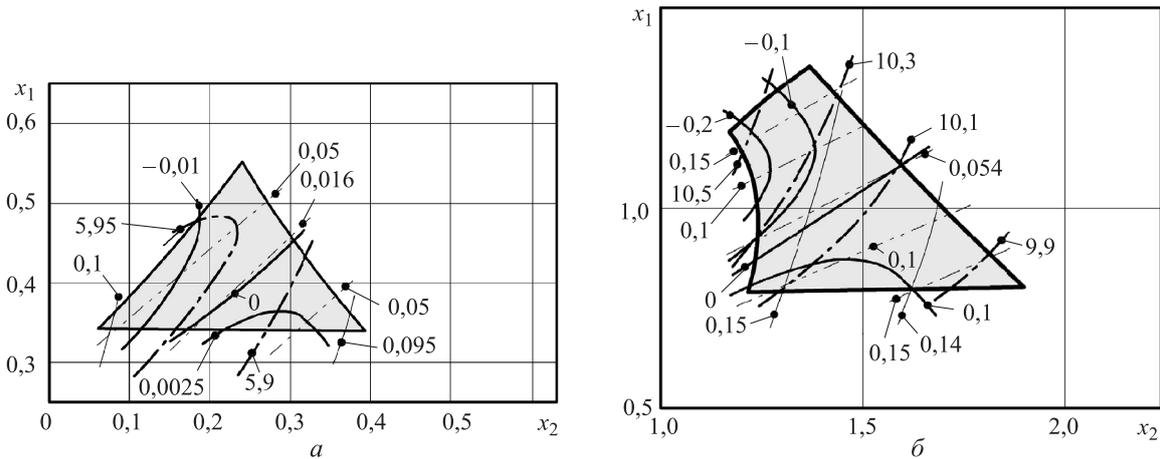


Рис. 4. БК с изолиниями качественных показателей  $k_v$  (—),  $q$  (---),  $v$  (—) и  $\sigma$  (----) при  $\Delta_6 = 0$  и различных значениях параметров РП:  
 а —  $m = 2,5$  мм;  $z_1 = 25$ ;  $z_2 = 32$ ;  $z_{01} = z_{02} = 20$ ;  $c_k^* = 0,55$ ; б —  $m = 4,0$  мм;  $z_1 = 9$ ;  $z_2 = 18$ ;  $z_{01} = z_{02} = 9$ ;  $c_k^* = 0,25$

долбьяками любой степени изношенности при заданных значениях радиального и бокового зазоров в передаче. В данной работе приведены БК только для новых долбьяков с геометрическими параметрами по ГОСТ 9323–79.

БК с нанесенными изолиниями коэффициентов перекрытия и углов зацепления изображен на рис. 2. Цифры, обозначающие на этом рисунке линии контура, соответствуют номерам граничных условий. В рассмотренном контуре угол зацепления  $\alpha_w$  увеличивается при возрастании коэффициента  $x_2$  и разности  $(x_2 - x_1)$  примерно от 20 до 40°, коэффициент перекрытия  $\epsilon_\alpha$  повышается от 1,0 до 1,1 при одновременном уменьшении  $x_1$  и  $x_2$ .

Влияние чисел зубьев долбьяков  $z_{01}$  и  $z_{02}$ , ра-

диального  $c_k^*$  и бокового  $\Delta_6$  зазоров на форму, размеры и расположение БК показано на рис. 3.

Из рис. 3, а видно, что числа зубьев долбьяков  $z_{01}$ ,  $z_{02}$  и их возможные сочетания существенно влияют на БК. Наибольшая площадь контура получена при обработке обоих колес долбьяком с меньшим числом зубьев. При увеличении чисел зубьев одного из долбьяков  $z_{01}$  или  $z_{02}$  площадь контура сокращается и он смещается в первом случае в область более низких значений коэффициента  $x_1$ , во втором —  $x_2$ . Одновременное возрастание  $z_{01}$  и  $z_{02}$  сужает площадь БК и смещает его в область меньших значений  $x_2$ . Увеличение радиального зазора (рис. 3, б) также снижает площадь контура и смещает его ближе к началу координат. Изме-

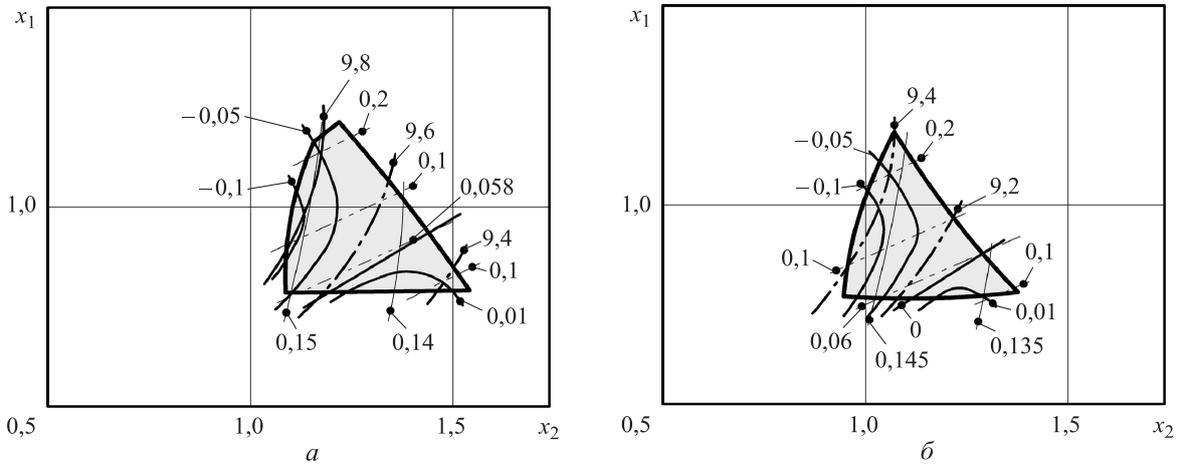


Рис. 5. БК с изолиниями качественных показателей  $k_v$  (—),  $q$  (---),  $v$  (—) и  $\sigma$  (----) при  $m = 4,0$  мм,  $z_1 = 9$ ,  $z_2 = 18$ ,  $z_{01} = z_{02} = 9$ ,  $c_k^* = 0,25$  и различных значениях бокового зазора:  
 а —  $\Delta_6 = 0,1$ ; б —  $\Delta_6 = 0$

нение бокового зазора (рис. 3, в) не оказывает значительного влияния на БК. С ростом  $\Delta_6$  контур смещается в сторону повышения коэффициента  $x_2$ .

Рассмотренные примеры демонстрируют влияние только трех параметров —  $z_0$ ,  $c_k^*$  и  $\Delta_6$  — на форму и размеры контура, не отражая изменения качественных показателей. Чтобы обоснованно оценить зацепление, необходимо выбрать такие качественные показатели, которые бы наиболее полно отражали эксплуатационные требования к РП гидромашин. По материалам работ [2, 16] для оценки РП приняты следующие показатели:

- коэффициент геометрической подачи или удельной производительности

$$q = \pi \left[ r_{a1}^2 - \frac{r_{a2}^2}{u_{12}} - \frac{a_w^2}{1-u_{12}} + \left( \frac{1}{u_{12}} - 1 \right) \left( l_{k2}^2 + p_b l_{k2} + \frac{p_b^2}{3} \right) \right], \text{ см}^2,$$

где  $l_{k2}$  — расстояние от полюса до начала активного участка линии зацепления,  $u_{12} = z_2/z_1$ ;  $p_b$  — шаг по основной окружности;

- коэффициент неравномерности подачи

$$\sigma = \frac{\Delta q}{q},$$

где если  $\text{sign } l_{k1} = \text{sign } l_{k2}$ , то

$$\Delta q = \pi \left| \frac{1-u_{12}}{u_{12}} (2l_{k2} + p_b) p_b \right|,$$

иначе

$$\Delta q = \max(|q_p - q_{k1}|, |q_p - q_{k2}|),$$

где  $q_p$ ,  $q_{k1}$ ,  $q_{k2}$  — мгновенная геометрическая подача соответственно в полюсе зацепления, в конце и начале активного участка линии зацепления;  $l_{k1}$  — расстояние от полюса до конца активного участка линии зацепления;

- коэффициент эффективности использования объема гидромашин

$$v = \frac{q}{\pi r_{f2}^2};$$

- коэффициент изменения защемленного объема

$$k_v = \frac{\pi(1-u_{12})[l_{k1}(l_{k1}-p_b)-l_{k2}(p_b+l_{k2})]}{u_{12}[z_1(F_{вп1}+F_{вп2})-q]},$$

где  $F_{вп1}$  и  $F_{вп2}$  — площади впадин между зубьями колес  $z_1$  и  $z_2$ .

В этих коэффициентах приняты равными единице ширина РП  $b$ , угловая скорость  $\omega_1$  и перепад давлений  $\Delta p$ .

На рис. 4, а и б показаны БК с изолиниями качественных показателей для двух рассматриваемых РП. Из рисунков видно, что передача с меньшим модулем  $m$  и большими числами зубьев имеет более низкие значения удельной производительности и показателей использования объема; характеристики по пульсации и изменению защемленного объема в этой передаче лучше. Поэтому при выборе чисел зубьев и модуля зубчатых колес РП необходимо искать оптимальный вариант с учетом реальных требований эксплуатации.

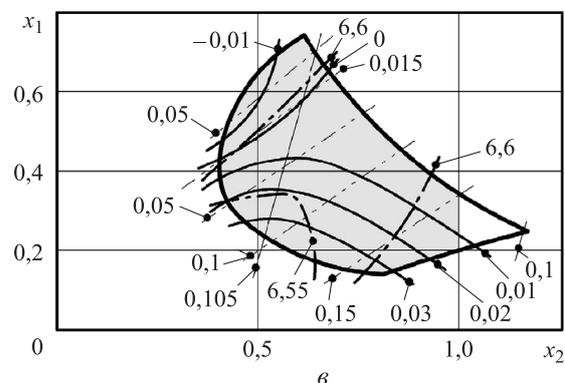
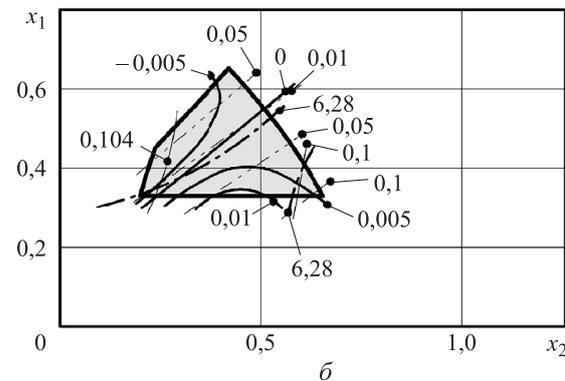
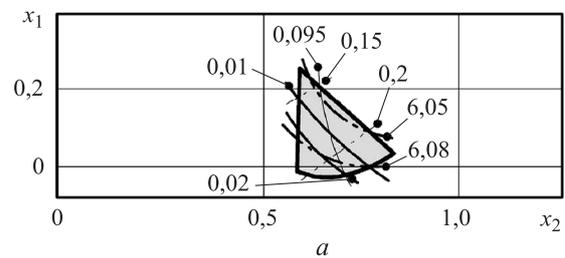


Рис. 6. БК с изолиниями качественных показателей  $k_v$  (—),  $q$  (---),  $v$  (—) и  $\sigma$  (---) при  $m = 2,5$  мм,  $z_1 = 25$ ,  $z_2 = 32$ ,  $c_k^* = 0,55$ ,  $\Delta_6 = 0$  и разных числах зубьев долек: а —  $z_{01} = 10$ ,  $z_{02} = 20$ ; б —  $z_{01} = 20$ ,  $z_{02} = 10$ ; в —  $z_{01} = z_{02} = 10$

На рис. 4, б и 5, а, б показана картина изменения качественных показателей при варьировании радиального и бокового зазоров в зацеплении. С увеличением радиального зазора  $s_k^*$  контур смещается в область меньших значений удельной производительности и коэффициента  $\nu$ , при этом коэффициенты  $\sigma$  и  $k_\nu$  меняются незначительно. Рост бокового зазора  $\Delta_b$  перемещает контур в сторону большей удельной производительности и, соответственно, улучшает использование объема гидромашины, коэффициенты  $\sigma$  и  $k_\nu$  при этом практически не меняются.

На рис. 4, а и рис. 6, а, б и в показано влияние чисел зубьев долбяков на коэффициенты  $q$ ,  $\sigma$ ,  $\nu$  и  $k_\nu$ . Самая высокая удельная производительность и наилучшее использование объема получены при обработке обоих колес РП инструментом с меньшим числом зубьев. Однако

при этом наблюдается повышенная пульсация и большее изменение зацепленного объема.

## Выводы

1. Выбор параметров инструмента и зацепления существенно влияет на БК, его форму и размеры. Варьирование чисел зубьев долбяков, радиального и бокового зазоров в рассмотренных примерах изменяет площадь контура более чем в 10 раз и смещает его в область с иным сочетанием качественных показателей. Путем изменения значений этих параметров можно улучшать эксплуатационные характеристики гидромашин на 5...10 %.

2. Лучшее сочетание качественных показателей обеспечивается при уменьшении чисел зубьев долбяков и радиального зазора и при увеличении бокового зазора в зацеплении.

## Литература

- [1] Parambath Joji. *Industrial Hydraulic Systems: Theory and Practice*. Florida, USA, Universal-Publisher Boca Raton, 2016. 590 p.
- [2] Юдин Е.М. *Шестеренные насосы. Основные параметры и их расчет*. Москва, Книга по требованию, 2013. 237 с.
- [3] Лурье З.Я., Гасюк А.И. Поэтапная многокритериальная оптимизация качающих узлов шестеренных насосов внутреннего зацепления по заданному рабочему объему. *Вестник НТУ «ХПИ». Сер. Энергетические и теплотехнические процессы и оборудование*, 2014, № 1(1044), с. 69–76.
- [4] Тимофеев Б.П., Дайнеко В.Ю. Шестеренные насосы в машиностроении. *Вестник машиностроения*, 2010, № 8, с. 26–29.
- [5] Лурье З.Я., Гасюк А.И. Пути улучшения характеристик насосов внутреннего зацепления. *Восточно-Европейский журнал передовых технологий*, 2013, № 1/7(61), с. 45–48.
- [6] Башта Т.М. *Объемные насосы и гидравлические двигатели гидросистем*. Москва, Книга по требованию, 2012. 237 с.
- [7] Jianshon Z. Drive characterizations of internal gear pump and a new method of analytical calculation of flow rate. *Machine Tool & Hydraulics*, 1990, no. 3, pp. 25–28.
- [8] Karassik I., Heald Ch., Cooper P., Messina J. *Pump handbook*. The McGraw-Hill Companies, Inc., 2008. 1853 p.
- [9] Скворцова Н.А., Ермакова И.Н., Костиков Ю.В., Тарабарин В.Б. *Исследование геометрии зацепления насосов и моторов тракторов и с/х машин*. Москва, МВТУ им. Н.Э. Баумана, 1979. 123 с.
- [10] Тарабарин В.Б., Тарабарина З.И. Исследование геометрии рабочих пар гидромашин с внутренним эвольвентным зацеплением. *Труды МВТУ им. Н.Э. Баумана*, 1981, вып. 9, с. 54–63.
- [11] Гавриленко В.А. *Основы теории эвольвентной зубчатой передачи*. Москва, Машиностроение, 1969. 431 с.
- [12] Скворцова Н.А., Лукичев Д.М. *Геометрический расчет эвольвентных зубчатых передач внутреннего зацепления*. Москва, ГОСИНТИ, 1962. 28 с.
- [13] Сидоров П.Г., Крюков В.А., Плясов А.В. Новая система расчета геометрии внутреннего эвольвентного зацепления. *Известия ТулГУ. Сер. Машиноведение, системы приводов и детали машин*, 2006, вып. 3, с. 23–35.

- [14] Плясов А.В. *Геометрический синтез внутренних эвольвентных зацеплений планетарных передач с большим передаточным отношением*. Дис. ... канд. техн. наук. Тула, ТулГУ, 2006. 200 с.
- [15] Сидоров П.Г., Крюков В.А., Плясов А.В., Пашин А.А., Ширяев И.А. Синтез внутренних эвольвентных зацеплений планетарных передач. *Вестник машиностроения*, 2009, № 6, с. 3–8.
- [16] Борисов Б.П. *Пособие по проектированию роторных гидромашин. Ч. I. Шестеренные гидромашины*. Москва, МВТУ им. Баумана, 1977. 32 с.

## References

- [1] Parambath Joji. *Industrial Hydraulic Systems: Theory and Practice*. Florida, USA, Universal-Publisher Boca Raton, 2016. 590 p.
- [2] Iudin E.M. *Shesterennyye nasosy. Osnovnyye parametry i ikh raschet* [Gear pumps. The main parameters and their calculation]. Moscow, Kniga po trebovaniyu publ., 2013. 237 p.
- [3] Lur'e Z.Ia., Gasiuk A.I. Poetapnaia mnogokriterial'naiia optimizatsiia kachaiushchikh uzlov shesterennykh nasosov vnutrennego zatsepleniia po zadannomu rabochemu ob'emuu [A staged multi-objective optimization of pumping units and gear pumps with internal engagement by a given working volume]. *Vestnik NTU «KhPI». Ser. Energeticheskie i teploekhnicheskie protsessy i oborudovanie* [Herald of NTU «KhPI». Ser. Energy and thermal engineering processes and equipment]. 2014, no. 1(1044), pp. 69–76.
- [4] Timofeev B.P., Daineko V.Iu. Shesterennyye nasosy v mashinostroenii [Gear-type pumps in the engineering industry]. *Vestnik mashinostroeniia* [Russian Engineering Research]. 2010, no. 8, pp. 26–29.
- [5] Lur'e Z.Ia., Gasiuk A.I. Puti uluchsheniia kharakteristik nasosov vnutrennego zatsepleniia [Ways of improvement of characteristics of internal gear pumps]. *Vostochno-Evropeiskii zhurnal peredovykh tekhnologii* [Eastern-European journal of enterprise technologies]. 2013, no. 1/7(61), pp. 45–48.
- [6] Bashta T.M. *Ob'emnyye nasosy i gidravlicheskie dvigateli gidrosistem* [Displacement pumps and hydraulic motors hydraulic systems]. Moscow, Kniga po trebovaniyu publ., 2012. 237 p.
- [7] Jianshon Z. Drive characterizations of internal gear pump and a new method of analytical calculation of flow rate. *Machine Tool & Hydraulics*, 1990, no. 3, pp. 25–28.
- [8] Karassik I., Heald Ch., Cooper P., Messina J. *Pump handbook*. The McGraw-Hill Companies, Inc., 2008. 1853 p.
- [9] Skvortsova N.A., Ermakova I.N., Kostikov Iu.V., Tarabarin V.B. *Issledovanie geometrii zatsepleniia nasosov i motorov traktorov i s/kh mashin* [Study of geometry of gear pumps and motors of the tractors and agricultural machines]. Moscow, Bauman Press, 1979. 123 p.
- [10] Tarabarin V.B., Tarabarina Z.I. Issledovanie geometrii rabochikh par gidro-mashin s vnutrennim evol'ventnym zatsepleniem [The study of geometry pairs of working hydraulic machines with internal involute gearing]. *Trudy MVTU im. N.E. Baumana* [Trudy MVTU named after N.E. Bauman]. 1981, is. 9, pp. 54–63.
- [11] Gavrilenko V.A. *Osnovy teorii evol'ventnoi zubchatoi peredachi* [Fundamentals of the theory of involute gear transmissions]. Moscow, Mashinostroenie publ., 1969. 431 p.
- [12] Skvortsova N.A., Lukichev D.M. *Geometricheskii raschet evol'ventnykh zubchatykh peredach vnutrennego zatsepleniia* [Geometric calculation of involute gear internal gear]. Moscow, GOSINTI publ., 1962. 28 p.
- [13] Sidorov P.G., Kriukov V.A., Pliarov A.V. Novaia sistema rascheta geometrii vnutrennego evol'ventnogo zatsepleniia [New system for calculating the internal geometry of involute gearing]. *Izvestiia TulGU. Ser. Mashinovedenie, sistemy privodov i detali mashin* [Proceedings of the TSU. Technical sciences]. 2006, is. 3, pp. 23–35.
- [14] Pliarov A.V. *Geometricheskii sintez vnutrennikh evol'ventnykh zatsepleniia planetarnykh peredach s bol'shim peredatochnym otnosheniem*. Diss. kand. tekhn. nauk [Geometrical synthesis of the internal involute gearing planetary gear with a large gear ratio. Cand. tech. sci. diss.]. Tula, TulSU publ., 2006. 200 p.

- [15] Sidorov P.G., Kryukov V.A., Plyasov A.V., Pashin A.A., Shiryaev I.A. Synthesis of internal involute couplings of planetary transmissions. *Russian Engineering Research*, 2009, vol. 29, no. 6, pp. 531–537.
- [16] Borisov B.P. *Posobie po proektirovaniuu rotornykh gidromashin. Chast' I. Shesterennye gidromashiny* [A manual for design of rotary hydraulic machines. Pt I. Gear-type hydraulic machine]. Moscow, Bauman Press, 1977. 32 p.

Статья поступила в редакцию 10.10.2017

## Информация об авторах

**ТАРАБАРИН Валентин Борисович** (Москва) — кандидат технических наук, доцент кафедры «Теория механизмов и машин». МГТУ им. Н.Э. Баумана (105005, Москва, Российская Федерация, 2-я Бауманская ул., д. 5, стр. 1, e-mail: vtarabarin@gmail.com).

**ТАРАБАРИНА Зинаида Ивановна** (Москва) — старший преподаватель кафедры «Теория механизмов и машин». МГТУ им. Н.Э. Баумана (105005, Москва, Российская Федерация, 2-я Бауманская ул., д. 5, стр. 1).

## Information about the authors

**TARABARIN Valentin Borisovich** (Moscow) — Candidate of Science (Eng.), Associate Professor, Theory of Mechanisms and Machines Department. Bauman Moscow State Technical University (105005, Moscow, Russian Federation, 2<sup>nd</sup> Baumanskaya St., Bldg. 5, Block 1, e-mail: vtarabarin@gmail.com).

**TARABARINA Zinaida Ivanovna** (Moscow) — Senior Lecturer, Theory of Mechanisms and Machines Department. Bauman Moscow State Technical University (105005, Moscow, Russian Federation, 2<sup>nd</sup> Baumanskaya St., Bldg. 5, Block 1).



В Издательстве МГТУ им. Н.Э. Баумана  
вышло в свет учебное пособие

**В.В. Бондарева**

### «Анализ защищенности и мониторинг компьютерных сетей. Методы и средства»

Изложены теоретические вопросы, связанные с архитектурой и принципами работы систем обнаружения и предотвращения атак в компьютерных сетях. Приведены методы, приемы и инструменты, применяемые при защите компьютерных систем и сетей от атак. Содержание учебного пособия соответствует программе и курсу лекций, читаемых автором в МГТУ им. Н.Э. Баумана.

Для студентов, обучающихся по направлению подготовки «Информационная безопасность автоматизированных систем», а также слушателей факультета повышения квалификации. Может представлять интерес для специалистов в области использования современных средств и методов обеспечения информационной безопасности.

**По вопросам приобретения обращайтесь:**

105005, Москва, 2-я Бауманская ул., д. 5, стр. 1.

Тел.: +7 499 263-60-45, факс: +7 499 261-45-97;

press@bmstu.ru; www.baumanpress.ru