

Трироторна хидравлична машина с двустранно цевно зацепване

Огнян Алипиев Ивайло Николаев Генчо Попов

Three-rotor hydraulic machine with bilateral lantern meshing: A new type of hydraulic machine with three gears (epicycloidal, lantern and hypocycloidal), being in internal gearing at the same time, while all teeth are in continuous contact, is proposed. The characteristics in the construction and formation of the chambers for high and low pressure are analyzed. The parametric equations of the two lines of action and the teeth profile of the epicycloidal and hypocycloidal gear are found as a function of the rotation angle of the lantern gear.

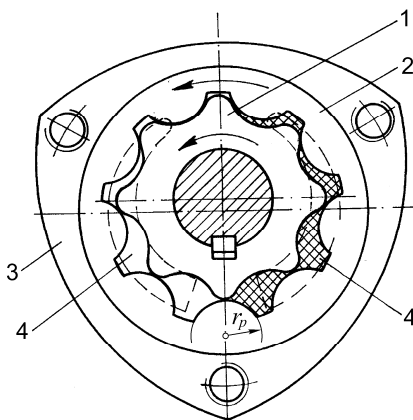
Key words: Three-rotor gear pump, bilateral lantern meshing, epicycloidal gear, hypocycloidal gear, lantern gear.

ВЪВЕДЕНИЕ

Зъбните хидравлични машини се характеризират с проста и надеждна конструкция, компактно разположение на основните елементи и малко тегло при зададен работен обем. Благодарение на тези качества те са получили широко разпространение в мобилните машини като нерегулируеми помпи в захранващите системи на хидродвигателите с дроселно управление, в смазващите системи и системите за управление [4].

В настоящия момент от всички видове зъбни хидравлични машини най-голям е делът на тези с външно еволвентно зацепване. Широко разпространение в практиката са намерили и хидравличните машини с вътрешно еволвентно зацепване. Предимствата на машините с вътрешно зацепване [3] в сравнение с тези с външно зацепване се изразяват в: по-голяма производителност при еднакви габаритни размери; по-голяма износоустойчивост, дължаща се на по-големия коефициент на припокриване и по-малкото приплъзване между контактуващите профили при вътрешното зацепване; симетрично разположение на предавателния вал спрямо корпуса на машината. Основният недостатък на хидравличните машините с вътрешно еволвентно зацепване се обуславя от необходимостта камерите за високо и ниско налягане да бъдат изолирани от допълнителен сърповиден елемент, оформен в незацепващата част между двете зъбни колела. Вследствие на това в този случай корпусът на тези машината има сложна (нетехнологична) форма.

Горепосоченият недостатък на машините с вътрешно еволвентно зацепване може да се избегне, ако се използва друг вид вътрешно зацепване, при което във всеки момент профилите на всички зъби от двете колела участват едновременно в непрекъснат контакт. Такова зацепване, при което разликата между броя на зъбите на колелата от предавката е равна на единица, намира приложение често в зъбни помпи с два ротора и планетни (орбитални) хидромотори. В тези случаи най-често се използва вътрешно цевно-епициклоидно зацепване (фиг.1), при което вътрешните зъби на цевното колело 2 са профилирани по дъга от окръжност с радиус r_p , а външните зъби на колело 1 са очертани като еквилидентна крива на скъсена епициклоида [1],



Фиг.1 Цевно-епициклоидна помпа

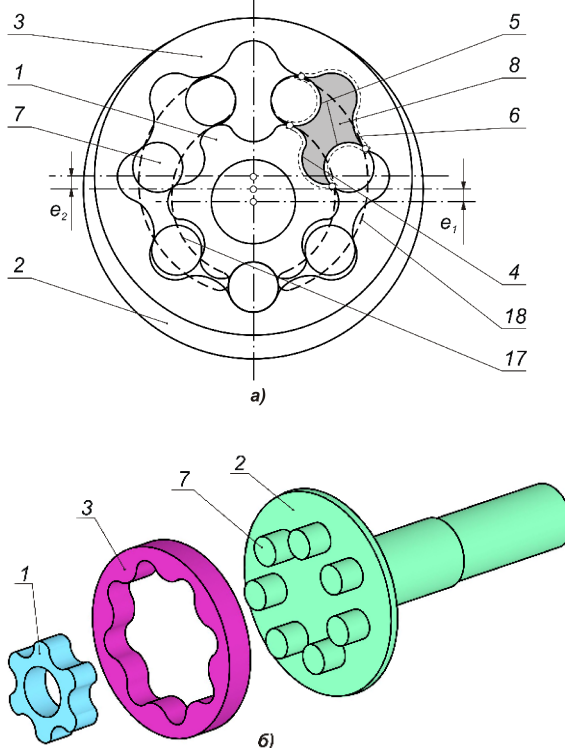
контактуваща едновременно с всички зъби на цевното колело. В показаната на фиг.1 зъбна помпа двете колела са разположени ексцентрично едно спрямо друго в цилиндричното пространство, оформено в корпуса 3. След задвижване на колелото 1 усилията, действащи в зъбното зацепване, предизвикват завъртане на цевното колело 2, при което обемът на получените в междузъбията камери циклично се изменя. Приемането и изтласкването на течност от помпата се осъществява през двата челни канала 4, при което единият свързва камерите, работещи в цикъл „засмукване“, а вторият – камерите, работещи в цикъл „нагнетяване“.

Обемът на работните камери в показаната зъбна помпа с цевно-ециклоидно зацепване може значително да се увеличи, ако цевите се оформят като отделни ролки, зацепващи едновременно с трето колело с вътрешни вълнообразни зъби. По този начин се получава нов вид трироторна хидравлична машина с двустранно цевно зацепване [2], чието устройство и принцип на действие се разглежда в настоящата работа.

ИЗЛОЖЕНИЕ

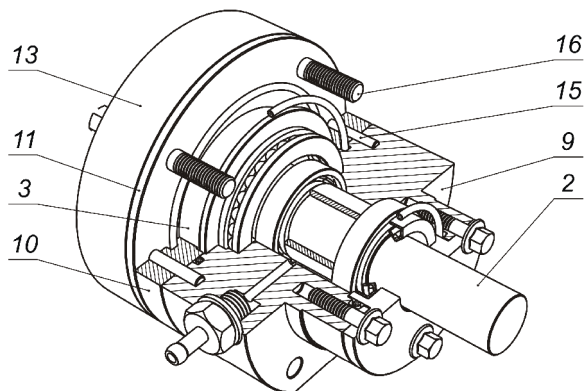
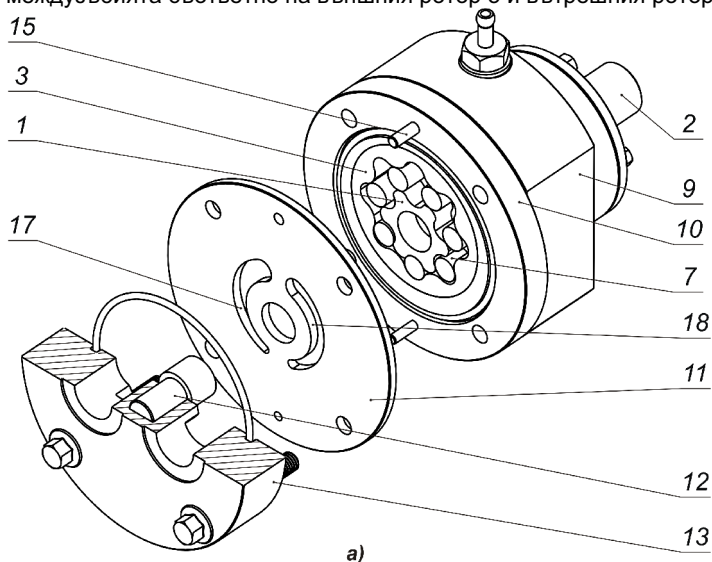
1. Конструкция и принцип на действие на трироторната хидравлична машина

Примерна конструкция на предлаганата от авторите трироторна хидравлична машина с двустранно цевно зацепване е показана на фиг.2 и фиг.3.



Фиг.2 Конструктивно оформление на зъбните колела от хидравличната машината

Машината се състои от три ексцентрично разположени зъбни колела, явяващи се съответно вътрешен ротор 1, междинен ротор 2 и външен ротор 3. Челно на фланца от междинния ротор 2, лагеруван в корпуса 9, неподвижно са закрепени ролки 7, които с външната и вътрешната си страна във всеки момент контактуват едновременно с две различни непрекъснати вълнообразни повърхнини 6 и 4, оформящи зъбите и междузъбията съответно на външния ротор 3 и вътрешния ротор 1. При



ТО

б)

Фиг.3 Трироторна хидравлична машина с двустранно цевно зацепване

ва външният ротор 3 има два зъба повече от вътрешния ротор 1 и един зъб повече от ролките 7, оформящи зъбите на колелото от междинния ротор 2. Към корпуса 9 неподвижно е закрепен корпуса на помпения елемент 10, в която е лагеруван външният ротор 3, а вътрешният ротор 1 е лагеруван на крайната шийка

от ексцентриковата ос 12, закрепена неподвижно към капака 13. Между корпуса на помпения елемент 10 и капака 13 върху крайната шийка от ексцентриковата ос 12 е поставен разпределителен диск 11, в който са оформени два сърповидни канала 17 и 18, свързващи съответно камерите с високо и ниско налягане. С помощта на центровашите щифтове 15 и болтовете 16 към корпуса 9 неподвижно са свързани корпусът на помпения елемент 10, разпределителният диск 11, капакът 13 и ексцентриковата ос 12, при което ориентацията на тези детайли е такава, че осите на въртене на трите ротора 1, 2 и 3 лежат в една равнина, в която оста на външния ротор 3 и оста на вътрешния ротор 1 са изместени в противоположни посоки спрямо оста на междинния ротор 2. Зъбните повърхнини на колелата от роторите 1, 2 и 3 са така оформени, че във всеки момент между контактуващите зъби и челните равнини на разпределителния диск 11 и фланеца от междинния ротор 2 се образуват затворени работни камери 8 с изменящ се във времето обем, чийто брой е равен на броя на зъбите 7 от междинния ротор 2. При това всяка работна камера 8 между контактуващите зъби за кое да е моментно положение на роторите 1, 2 и 3 в напречно сечение се образува от вълнообразния профил 6 на външния ротор 3, вълнообразния профил 4 на вътрешния ротор 1, профилите 5 на два съседни зъба 7 от междинния ротор 2 и челно – от разпределителния диск 11 и фланеца на междинния ротор 2.

В общия случай ексцентрицитетът e_1 между осите на вътрешния и междинния ротор може да се различава от ексцентрицитета e_2 между осите на външния и междинния ротор. От конструктивна и функционална гледна точка е целесъобразно ексцентрицитетите (междусовите разстояния) да са равни, т.е. $e_1 = e_2 = e$.

Трироторната хидравлична машина с двустранно цевно зацепване има възможност да работи както в режим на помпа, така и в режим на хидромотор.

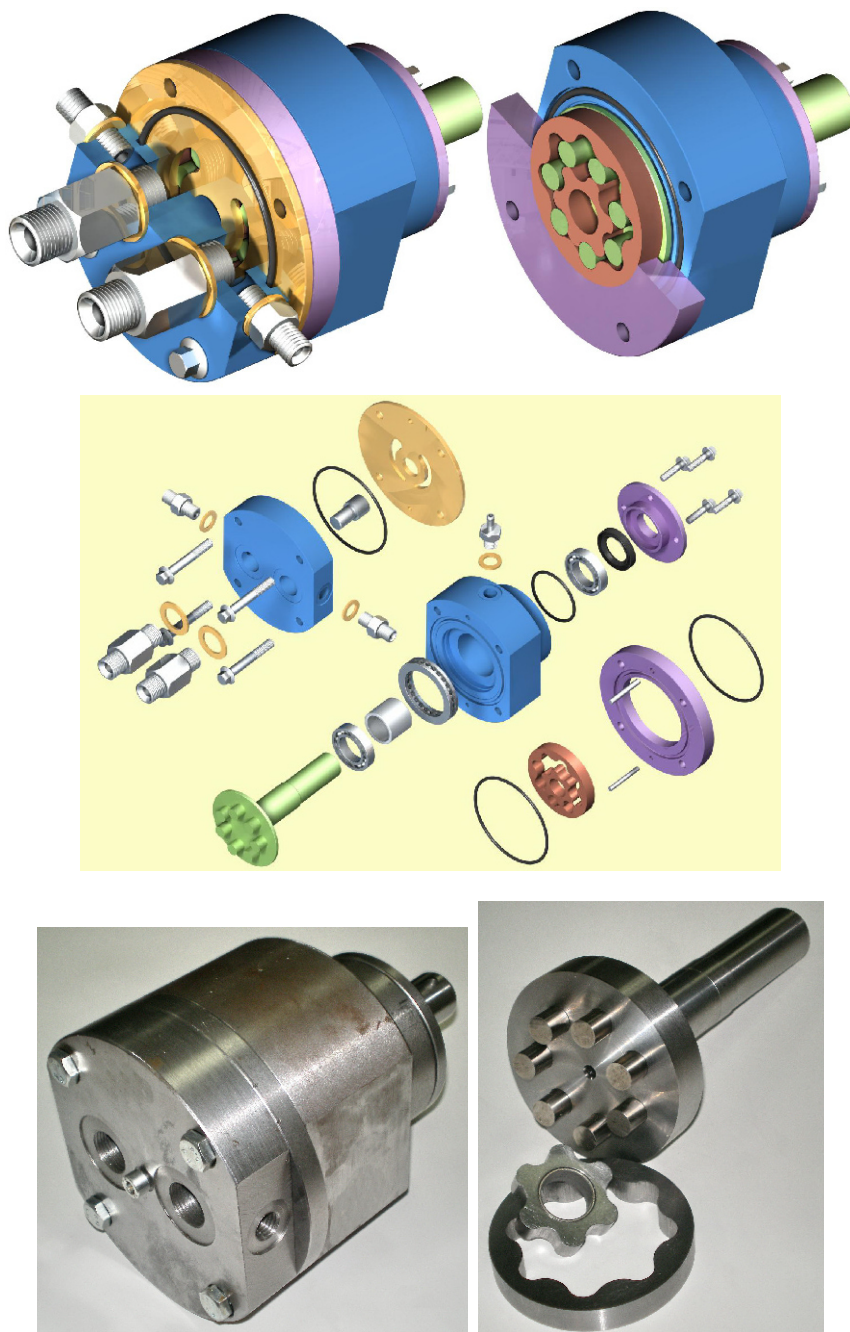
При работа в режим на помпа на задвижващия вал от междинния ротор се задава непрекъснато въртливо движение. Посредством зъбното зацепване междинния ротор завърта едновременно вътрешния и външния ротор, при което трите ротора се въртят с различни ъглови скорости, а обемът в образуваните между контактуващите зъби работни камери се изменя циклично. Когато обемът на камерите се увеличава, те се свързват с единия сърповиден отвор 17 на разпределителния диск 11, а когато обемът на камерите започне да намалява, те се свързват с другия сърповиден отвор 18 и течността напуска помпата.

При работа в режим на хидромотор работната течност се подава под налягане към едната част на свързаните със сърповидния канал 17 работни камери и под действие на силите от налягане върху профилите на роторите се създава въртящ момент, който предизвиква едновременното завъртане на роторите 1, 2 и 3 с различни ъглови скорости, чието съотношение зависи от отношението на броя зъби на колелата от трите ротора. В последствие в другата част от работните камери, свързани със сърповидния канал 18, обемът се намалява, а намиращата се в тях течност напуска хидромотора. Извеждането на въртеливото движение от хидромотора се осъществява чрез междинния вал 2.

С цел изследване е проектиран и изработен прототип на разгледаната по-горе помпа, общият вид и снимки на която са дадени на фиг. 4.

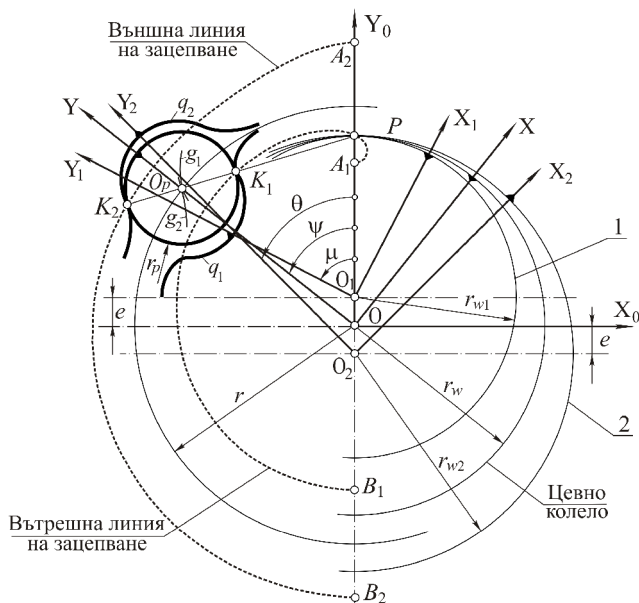
2. Геометрия на двустранното цевно вътрешно зацепване

Геометрията на предложената предавка се изяснява с помощта на фиг.5, където е показано едно текущо положение от вътрешното зацепване на трите зъбни колела. Зъбите на цевното колело в това зацепване са оформени като цилиндри (цеви), а зъбните колела 1 и 2 имат съответно външни и вътрешни зъби. Центроиди в разглежданата предавка представляват окръжностите с радиуси r_w , r_{w1} и r_{w2} , които



Фиг.4 Общ вид на трироторна хидравлична машина с двустранно цевно зацепване

се допират в полюса на зацепване P и се търкалят една по друга без плъзгане при осъществяване на зъбното зацепване. В разглежданата предавка центровете O_p на цевите лежат на окръжност с радиус r , който е по-голям от центроидния радиус r_w на цевното колело. Ако към равнината на окръжността с радиус r_w се свърже неподвижно точка O_p , при търкалянето на окръжността r_w по окръжността r_{w1} тази точка ще очертае кривата g_1 в равнината на колело 1, представляваща *скъсена епициклоида* [1]. Същата точка O_p , при търкалянето на окръжността r_w по окръжността r_{w2} , ще очертае скъсена хипоциклоида (крива g_2) в равнината на колело 2. По този начин като теоретични профили на зъбите могат да се приемат: а) точка O_p за цевното колело, б) крива g_1 за колело 1, в) крива g_2 за колело 2.



Фиг.5 Двустранно цевно зацепване

За реално осъществяване на зъбната предавка вместо теоретичните профили се използват техните еквидали (равноотстоящи криви по профилните нормали): а) окръжността с радиус r_p за цевното колело, б) кривата q_1 за колело 1, в) кривата q_2 за колело 2. Тъй като получаването на зъбните профили се свързва със съответните циклически криви, се предлага колело 1 да се нарича – *епициклоидно*, а колело 2 – *хипоциклоидно*. За да се осъществи непрекъснат контакт между всички зъби, при който профилите на колела 1 и 2 са непрекъснати криви, е необходимо

$$z_1 = z - 1, \quad z_2 = z + 1, \quad (1)$$

където z е брой на зъбите на цевното колело, z_1 – брой на зъбите на епициклоидното колело, а z_2 – брой на зъбите на хипоциклоидното колело.

Геометрията на разглежданата предавка е напълно определена, ако са зададени следните четири независими величини: брой на зъбите на цевното колело – z ,

радиус, на който са разположени центровете на цевите – r , радиус на цевната окръжност – r_p и ексцентрицитет (междусово разстояние) на предавката – e . Изхождайки от натрупания опит в теорията на зъбното зацепване вместо горепосочените величини е по-рационално да се използва друг набор от *четири независими параметъра*: модул на предавката – m , брой зъби на цевното колело – z , коефициент на радиуса на формообразуващата окръжност – r_p^* , коефициент на скъсеност на епи- и хипоциклоидата – λ . В този набор от параметри z , r_p^* и λ са безразмерни величини, а модулът m се явява като мащабен фактор. Връзката между линейните и безразмерните величини се определя от следните равенства:

$$r = 0,5mz, \quad r_p = r_p^* m, \quad e = 0,5\lambda m. \quad (2)$$

При теоретичните профили линия на зацепване (геометрично място на контактните точки в неподвижната равнина) се явява окръжността с радиус r . За действителните профили, еквиливантни на теоретичните, са характерни две линии на зацепване (вътрешна и външна), които могат да се намерят, изхождайки от следните разсъждения. Ако в кое да е положение се построи права линия през полюса P и центърът O_p на цевката, пресечните токи K_1 и K_2 на тази права с цевната окръжност лежат съответно върху двете линии на зацепване в неподвижната равнина. Като се вземат предвид тези разсъждения могат да се определят координатите на линиите на зацепване в неподвижната координатна система $X_0O_0Y_0$.

Вътрешната линия на зацепване $A_1K_1B_1$ на контактните точки между цевното и епициклоидното колело се изразява с уравненията

$$\begin{aligned} X_{0E} &= -\frac{m}{2} \left[z - \frac{2r_p^*}{\sqrt{1 - 2\lambda \cos \psi + \lambda^2}} \right] \sin \psi, \\ Y_{0E} &= \frac{m}{2} \left[\lambda z + \left(z - \frac{2r_p^*}{\sqrt{1 - 2\lambda \cos \alpha + \lambda^2}} \right) (\cos \alpha - \lambda) \right], \end{aligned} \quad (3)$$

а външната линия на зацепване $A_2K_2B_2$ на контактните точки между цевното и хипоциклоидното колело се определя от уравненията

$$\begin{aligned} X_{0H} &= -\frac{m}{2} \left[z + \frac{2r_p^*}{\sqrt{1 - 2\lambda \cos \alpha + \lambda^2}} \right] \sin \alpha, \\ Y_{0H} &= \frac{m}{2} \left[\lambda z + \left(z + \frac{2r_p^*}{\sqrt{1 - 2\lambda \cos \psi + \lambda^2}} \right) (\cos \psi - \lambda) \right]. \end{aligned} \quad (4)$$

Уравнения (3) и (4) са параметрични уравнения, в които параметърът ψ е равен на ъгъла на завъртане на цевното колело (координатната система XOY).

Уравненията на профила на епициклоидното колело се определят след записване на уравненията на вътрешната линия на зацепване в подвижната координатна система $X_1O_1Y_1$, свързана с това колело. След съответната трансформация между координатните системи за уравненията на профила q_1 се получава окончателно:

$$\begin{aligned} X_1 &= \frac{m}{2} \left\{ z \sin(\mu/z) - \lambda \sin(\mu) + \frac{2r_p^* [\lambda \sin(\mu) - \sin(\mu/z)]}{\sqrt{1 - 2\lambda \cos \psi + \lambda^2}} \right\}, \\ Y_1 &= \frac{m}{2} \left\{ z \cos(\mu/z) - \lambda \cos(\mu) + \frac{2r_p^* [\lambda \cos(\mu) - \cos(\mu/z)]}{\sqrt{1 - 2\lambda \cos \psi + \lambda^2}} \right\} \end{aligned} \quad (5)$$

Аналогично за профила q_2 на зъбите на хипоциклоидното колело след записване на уравнения (4) в подвижната координатна система $X_2O_2Y_2$ се получават следните параметрични уравнения:

$$\begin{aligned} X_2 &= \frac{m}{2} \left\{ -z \sin(\theta/z) + \lambda \sin(\theta) + \frac{2r_p^* [-\lambda \sin(\theta) - \sin(\theta/z)]}{\sqrt{1 - 2\lambda \cos\psi + \lambda^2}} \right\}, \\ Y_2 &= \frac{m}{2} \left\{ z \cos(\theta/z) + \lambda \cos(\theta) - \frac{2r_p^* [\lambda \cos(\theta) - \cos(\theta/z)]}{\sqrt{1 - 2\lambda \cos\psi + \lambda^2}} \right\} \end{aligned} \quad (6)$$

При извода на уравнения (5) и (6) е отчетоно, че при завъртане на цевното колело на ъгъл ψ епициклоидното колело се завърта на ъгъл $\mu = z\psi/(z-1)$, а хипоциклоидното – на ъгъл $\theta = z\psi/(z+1)$. Ако радиусът на цевите е равен на нула т.е. $r_p^* = 0$, уравнения (5) се преобразуват в уравнения на скъсена епициклоида (крива g_1), а уравнения (6) – в уравнения на скъсена хипоциклоида (крива g_2).

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

С използването на предложената трироторна хидромашина като зъбна помпа се очаква значително да се увеличи дебитът спрямо използваните в практиката помпи с вътрешно зацепване, при едни и същи габарити на зъбната предавка.

Практическото приложение на хидромашините с двустранно цевно зацепване изисква решаването на конкретни задачи (теоретични и експериментални), които ще бъдат обект на допълнителни изследвания на авторите в следващите им публикации. В тази връзка е наложително да се разработи методика за геометрично и якостно проектиране на зъбната предавка при зададени характеристики на хидромашината. Освен това е необходимо да се определят ограничителните условия, дефиниращи еднозначно геометрията на предавката и построят блокиращи контури за избора на началните параметри. Основна задача се явява и намирането на площта на камерата, образувана в междъзъбията на три едновременно зацепени колела.

ЛИТЕРАТУРА

- [1] Алипиев О. Л. Геометрия и формообразуване на епи- и хипоциклоидни колела от коригирани циклопредавки. Дисертация, Русе.
- [2] Алипиев О., И. Николаев, Г. Попов, Д. Зафиров. Хидромашина с вътрешно зацепване. Заявка за патент № 110044 от 30.01.2008 .
- [3] Бирюков, Б. Н. Роторно-поршневые гидравлические машины. М., Машиностроение, 1972, 152 с.
- [4] Гуськов, В. В. и др. Гидро- пневмо- автоматика и гидропривод мобильных машин / Объемные гидро- и пневмомашини и передач. Минск, „Вышэйшая школа“, 1987, 310 с.

За контакти:

Доц. д-р инж. Огнян Алипиев, катедра “Теория на механизмите и машините, и подемно-транспортна техника и технологии”, Русенски университет Тел.: 082 / 888 - 593, E-mail: oolipiev@ru.acad.bg

Доц. д-р инж. Генчо Попов, катедра “Топлотехника, хидро и пневмотехника”, Русенски университет Тел.: 082 / 888 -580, E-mail: gspopov@ru.acad.bg

Ст. ас. инж. Ивайло Николаев, катедра “Топлотехника, хидро и пневмотехника”, Русенски университет Тел.: 082 / 888 -582, E-mail: nikolaev@ru.acad.bg

Докладът е рецензиран.