

Основни положения в геометричната теория на еволвентното зацепване, образувано с обобщен изходен контур

Огнян Алипиев, Сергей Антонов

Main Thesis in The Geometrical Theory of The Involute Meshing, Shaped by a Generalized Basic Rack: The main thesis in the proposed by the authors generalized theory of involute meshing, based on a new generalized basic rack of an asymmetric basic rack, are presented. The basic principles of the generalized theory are clarified, with its use to a considerable extend is widened the area of existence of involute meshing. A generalized model for its cutting using two different rack-type cutters is being proposed. The possibilities for two-direction modification, got by combining the traditional addendum modification in radial direction and the offered tangential shift of teeth profiles, are analyzed. The basic geometric relationships have been presented. The advantages of the introduction of the new quality indices "potential of gear" and "potential of gearing" are grounded. It is clarified that the traditional theory is obtained as an isolated case of the generalized theory.

Key words: involute meshing, generalized basic rack, rack-type cutter, symmetric and asymmetric tooth profile, radial and tangential modification.

ВЪВЕДЕНИЕ

В съвременната практика най-широко приложение за геометрично проектиране на еволвентни зъбни предавки е намерила *традиционната теория* (ТТ), при която основополагащо начало се явява *традиционният изходен контур* (ТИК). Изградена в продължение на много години, ТТ е свързана непосредствено с изработването на зъбните колела. Затова ТИК, дефиниран с четири независими параметъра [13, 16], е приет като основа за определянето на геометричната форма на зъбообработващите инструменти. Въпреки съвършения вид и неоспоримите достоинства, ТТ има няколко недостатъка, произтичащи от тясната област на съществуване на дефинираното чрез ТИК еволвентно зацепване. Особено ярко тези недостатъци се проявяват при проектиране на зъбни колела с малък брой зъби, зъбни предавки с голям коефициент на челно припокриване и нереверсивни зъбни предавки.

За преодоляването на посочените недостатъци руският учен Э. Б. Вулгаков разработва нова теория на еволвентното зацепване [14], която нарича теория в обобщени параметри (ТОП). Основните положения в тази теория са свързани с премахането на ТИК и дефинирането на нови независими параметри, свързани непосредствено с еволвентния профил. С помощта на ТОП Вулгаков синтезира нови зъбни предавки, за които се е смятало, че не е възможно да се реализират с еволвентно зацепване. Положителните резултати все пак не довеждат до масово приложение на ТОП и изменение на действащите стандарти [13, 16] за геометрично проектиране на еволвентни зъбни предавки.

В редица публикации напоследък се наблюдава повишен интерес към еволвентното зацепване с несиметрични профили. При това в една част от тези публикации [13, 20, 21] са заложили принципите на ТТ, а в друга част [15, 17, 18, 19] – принципите на ТОП. Използването на колела с несиметрични зъбни профили разширява областта на геометричното съществуване на еволвентното зацепване и способства за повишаване якостта на зъбите при нереверсивните предавки. В горепосочените публикации несиметричното зацепване се разглежда най-често като нов вид еволвентно зацепване, а не като по-общия му случай. В действителност традиционното симетрично зацепване се получава като частен случай на несиметричното.

Несиметричността на еволвентното зацепване според авторите на статията може да се осъществи не само по отношение на зъбните профили, но и в тангенциално направление чрез промяна на дебелината на зъбите за сметка на ширината на междוזъбията. Едновременно с това ТИК може да се дефинира по-общо. Тези обстоятелства и редица други основополагащи моменти, които се изясняват в настояща

щата статия, са предпоставка за изграждане на нова *обобщена теория* (ОТ), в която се съчетават предимствата на ТТ и ТОП.

1. ОСНОВНИ ПРИНЦИПИ НА ОБОБЩЕНАТА ТЕОРИЯ

Обобщената теория на еволвентното зацепване се изгражда върху няколко основни принципа.

Принцип на *“развитие и усъвършенстване на традицията”*. При създаването на всяка нова теория са възможни два различни подхода. Първият подход се основава на усъвършенстването на съществуващата теория, а при втория подход новата теория се изгражда като отрицание на известната теория. В тази връзка Э. Б. Вулгаков посочва ТИК като “основен виновник” за ограничените възможности на ТТ и върху основата на неговото отрицание разработва ТОП. Следователно ТОП е изградена като отрицание на ТТ, а не като нейно естествено развитие. Авторите на статията смятат, че основните причини, ограничаващи възможностите на ТТ не са свързани със съществуването на ТИК, а произтичат от частния случай на неговото дефиниране. Затова в ОТ се предлага друг подход, свързан с намирането на по-обща геометрична форма на изходния контур и запазване на основните идеи на ТТ. По този начин ОТ се изгражда върху принципа на развитие и усъвършенстване на ТТ.

Принцип на *“обобщения подход”*. В съответствие с този принцип в ОТ са разкрити общите и различните признаци между всички известни и нови разновидности на еволвентното зацепване. След съпоставяне на тези разновидности е намерен най-общият случай, за който се изгражда геометричния модел на зъбното зацепване. Като най-общ модел на еволвентното зацепване в ОТ се предлага случаят, при който зъбните колела имат несиметрични странични профили и са коригирани едновременно в радиално и в тангенциално направление. По този начин всички останали разновидности на еволвентното зацепване се получават като частни случаи на обобщения модел.

Принцип на проектиране *“от зъбообработващия инструмент – към зъбното колело”*. Този общоприет принцип, върху който в продължение на много години е изградена ТТ, се явява първооснова и при разработването на ОТ. Отричането на посочения принцип от ТОП [14, 18] и използването на нетрадиционния принцип “от изделието – към производството” в някои случаи води до незадоволителни резултати. Понякога с ТОП се синтезират зъбни колела, които не могат да се формообразуват с високопроизводителния метод на отъркаване, имитиращ зъбно зацепване на нарязваното колело с режещия инструмент.

Принцип на *“двупосочно коригиране на колелата и зъбното зацепване”*. Редица основни предимства на еволвентното зацепване, свързани най-вече с възможностите за геометрично влияние върху якостта на зъбите и вписване на зъбната предавка в зададено междуосово разстояние, се дължат на *“радиалното коригиране”* на зъбните колела. Приложната област на симетричното и несиметричното еволвентно зацепване може да се разшири, ако едновременно с радиалното коригиране се осъществи и така нареченото *“тангенциално коригиране”* на зъбните колела [10, 11]. Получените по този начин двупосочно коригирани колела образуват зъбно зацепване, което е коригирано също в две направления (радиално и тангенциално).

Принцип на *“рационалната симетрия и асиметрия”*. Използването на този принцип е свързан с намирането на рационалната област на приложение на симетричното и несиметричното еволвентно зацепване [12]. В зависимост от натоварването в зъбната предавка е рационално симетричното зацепване да се използва при реверсивните предавки. В този смисъл приложната област на несиметричното зацепване са нереверсивните предавки и тези реверсивни предавки, при които натоварването в противоположните посоки на движение е различно. Несиметричността с успех може да се използва и в случаите на еднакво натоварване на несиметричните

зъбни профили и различно времетраене на движението на зъбните колела в права и обратна посока.

Принцип на “комплексно и всеобхватно изследване”. Изучаването на свойствата на еволвентното зацепване в ОТ се извършва в пряка връзка с посочения принцип. Всеобхватността на изследванията изисква комплексно разглеждане и съпоставяне на зъбните предавки със симетрично и несиметрично еволвентно зацепване, с радиално и тангенциално коригирани зъбни колела, с прави и наклонени зъби, с подрязани и неподрязани еволвентни профили, с различни и еднакви преходни участъци в основата на зъбите, с различни и еднакви радиални хлабини в зъбното зацепване и т.н. Пример за неизползване на посочения принцип е изключването на зъбните колела с подрязан профил от ТТ при определянето на коефициента на челно припокриване и намирането на местоположението на най-вътрешната контактна точка от еволвентния профил. Изследването на подрязаните профили произтича от реалното им приложение в хидравличните зъбни хидромашини, кинематичните зъбни предавки и несиметричното зъбно зацепване.

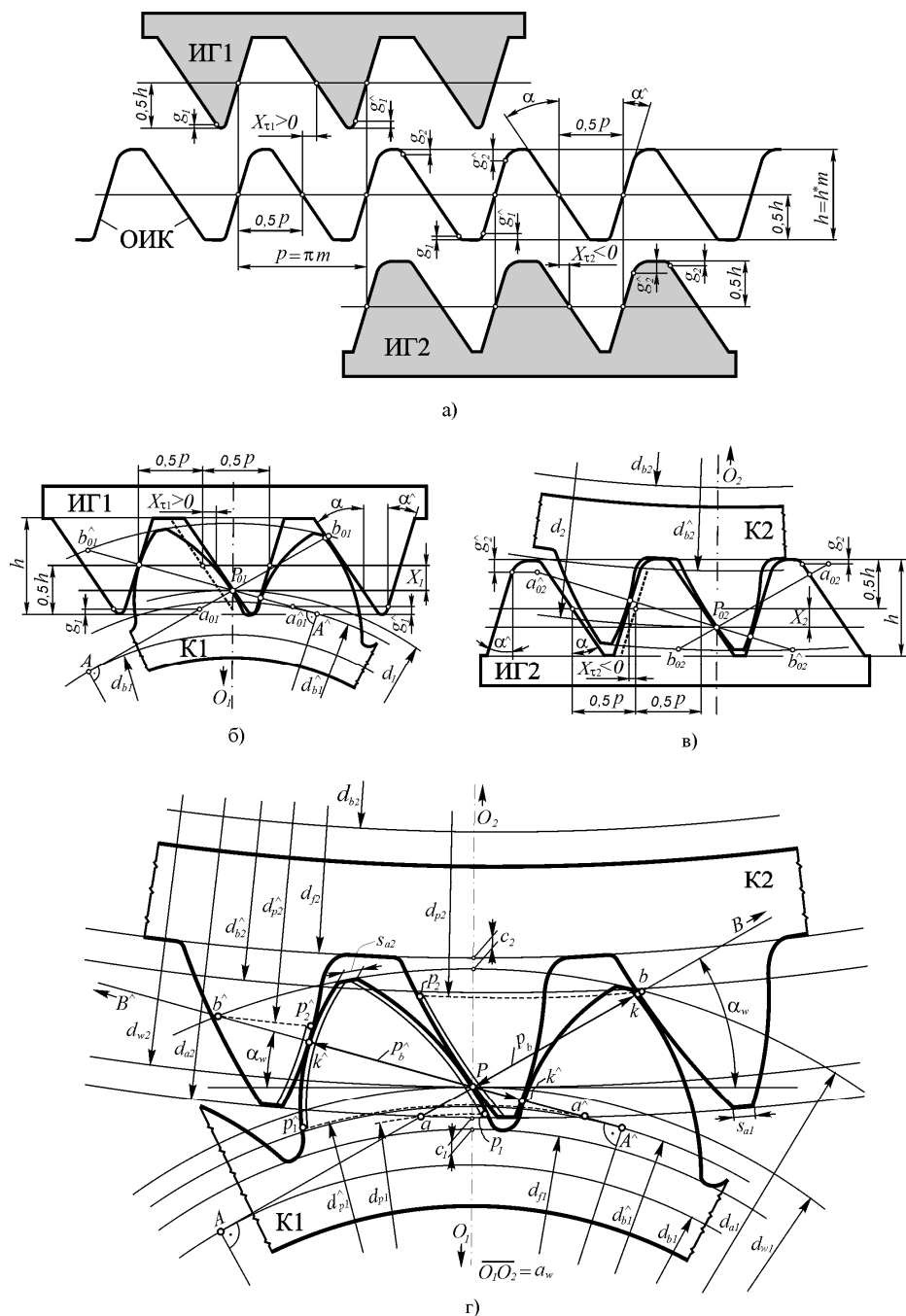
Принцип на “геометрично окачествяване чрез съответния потенциал”. За качествена оценка на зъбните колела и еволвентното зацепване в ОТ се дефинират геометричните качествени показатели “потенциал на зъбното колело” и “потенциал на зъбната предавка” [7]. При зададена геометрична форма на всяко зъбно колело може да се определи неговият потенциал, който е равен на максималния коефициент на челно препокриване на тази зъбна предавка, в която разглежданото колело участва в зацепване с цялата дължина на еволвентния си профил (от граничната до върховата точка). Това означава, че при синтеза на еволвентното зацепване могат да се изключат тези зъбни колела, които имат нисък потенциал. Аналогичен е случаят и с потенциала на зъбната предавка, който е равен на нейния коефициент на челно припокриване, ако контактът между зъбните профили се осъществи по цялата възможна дължина на теоретичната линия на зацепване. В тази връзка е очевидно, че зъбните предавки с нисък потенциал нямат практическо приложение.

2. ОБОБЩЕНО ОБРАЗУВАНЕ НА ЕВОЛВЕНТНОТО ЗАЦЕПВАНЕ

Както вече бе споменато от всички разновидности на еволвентното зъбно зацепване най-общ е случаят, при който зъбните профили са несиметрични и колелата са коригирани както в радиално, така и в тангенциално направление. Останалите разновидности, включително и традиционното симетрично зацепване, се получават като частни случаи. Образуването на еволвентното зацепване в най-общия случай се изяснява с помощта на фиг. 1, на която е показана взаимната връзката между изходния контур, инструменталните гребени, формообразуването на зъбните колела и получаването на зъбното зацепване. В съответствие с принципите в предложената ОТ, първоначално се задава геометричната форма на *обобщения изходен контур* (ОИК), чрез който се определя геометрията на два различни *инструментални гребена* ИГ1 и ИГ2 (фиг. 1а). След това с инструменталния гребен ИГ1 (фиг. 1б) се формообразува малкото колело К1, а с гребена ИГ2 (фиг. 1в) – голямото колело К2. Впоследствие получените зъбни колела К1 и К2 образуват *обобщеното еволвентно зацепване* (фиг. 1г)

Обобщен изходен контур

Основната причина за ограничените възможности на традиционната теория произтича от частния случай на дефиниране на ТИК, определен с четири независими параметъра. В тази връзка предложеният на фиг. 1а ОИК [1, 2], за разлика от ТИК, има несиметрични профили и се дефинира от *осем независими параметъра*: модул m , активен профилен ъгъл α , пасивен профилен ъгъл α^* , коефициент на височина на зъба h^* и височинните коефициенти g_1^* , g_2^* , g_1^{**} , g_2^{**} на преходните участъци. При



Фиг. 1. Обобщено образуване на еволвентното зацепване

това модулът, както и в ТТ, се явява мащабен фактор, а линейните размери се определят от равенствата:

$$p = \pi m, \quad h = h^* m \quad (1)$$

$$g_1 = g_1^* m, \quad g_2 = g_2^* m, \quad g_1^{\wedge} = g_1^{*\wedge} m, \quad g_2^{\wedge} = g_2^{*\wedge} m. \quad (2)$$

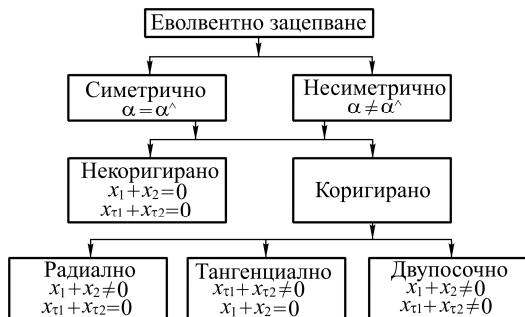
При дефинирането на ОИК, за разлика от ТИК, се влага по-широк смисъл по отношение на получаваните инструментални гребени. В тази връзка с ОИК се определя геометрията на два различни в общия случай инструментални гребена. С единия (ИГ1) се нарязва малкото колело, а с другия (ИГ2) – голямото колело на зъбната предавка. Освен това местоположението на срещуположните профили в инструменталните гребени е получено чрез *тангенциалното им изместване* на разстояние X_{t1} и X_{t2} спрямо положението, което заемат в ОИК. При това тангенциалните измествания са положителни, ако ширината на междוזъбието по средната права на инструменталния гребен е по-голяма от дебелината на зъба. В обратния случай X_{t1} и X_{t2} са отрицателни. ОИК, ИГ1 и ИГ2 се различават помежду си не само по отношение на тангенциалното изместване, но и по големината, броя и местоположението на преходните участъци. В този смисъл ОИК се дефинира от четири различни преходни участъка с височина $g_1, g_2, g_1^{\wedge}, g_2^{\wedge}$, а в инструменталните гребени тези участъци са два и са разположени при върховете на зъбите.

Радиално и тангенциално коригиране на зъбните колела

Геометрията на зъбните колела се определя с помощта на показаните на фиг. 1а и фиг. 1б инструментални гребенни зацепвания. В този общ случай относителното разположение на инструмента спрямо нарязваното колело [10, 11, 12] е получено чрез изместване на гребена и страничните му профили съответно в радиално и тангенциално направление. Големината на изместванията се определя от равенствата

$$X_1 = x_1 m, \quad X_2 = x_2 m, \quad X_{t1} = x_{t1} m, \quad X_{t2} = x_{t2} m, \quad (3)$$

в които x_1, x_2, x_{t1} и x_{t2} са коефициенти на съответното изместване. Радиалното и тангенциалното изместване оказват пряко влияние на дебелината и формата на нарязаните зъби. От избора на x_1, x_2, x_{t1} и x_{t2} в значителна степен зависи геометрията на зъбните колела, качествените показатели на зъбното зацепване и товароносимостта на предавката. Поради това изборът на подходящите стойности на коефициентите на радиално и тангенциално изместване се явява един от основните етапи на геометрично проектиране на зъбната предавка.



Фиг. 2. Разновидности на еволвентното зацепване

Обобщен модел на еволвентното зацепване

Отделните разновидности на еволвентното зацепване са систематизирани в показаната на фиг. 2 класификация, в която стойностите на профилните ъгли $\alpha, \alpha^{\wedge}$ и коефициентите на изместване x_1, x_2, x_{t1} и x_{t2} служат като основни разграничителни признаци.

От фиг. 2 непосредствено се вижда, че от всички разновидности най-общо е зъбното зацепване, при което профилите на зъбите са

несиметрични, а коригирането е двупосочно - в радиално и тангенциално направление. В този случай

$$\alpha \neq \alpha^{\wedge}, \quad x_1 + x_2 \neq 0, \quad x_{r1} + x_{r2} \neq 0, \quad (4)$$

а при всяка друга разновидност поне едно от разграничителните условия (4) се трансформира в равенство. Случаят, при който

$$\alpha = \alpha^{\wedge}, \quad x_1 + x_2 \neq 0, \quad x_{r1} = x_{r2} = 0, \quad (5)$$

съответства на *традиционното еволвентно зацепване*, коригирано само в радиално направление.

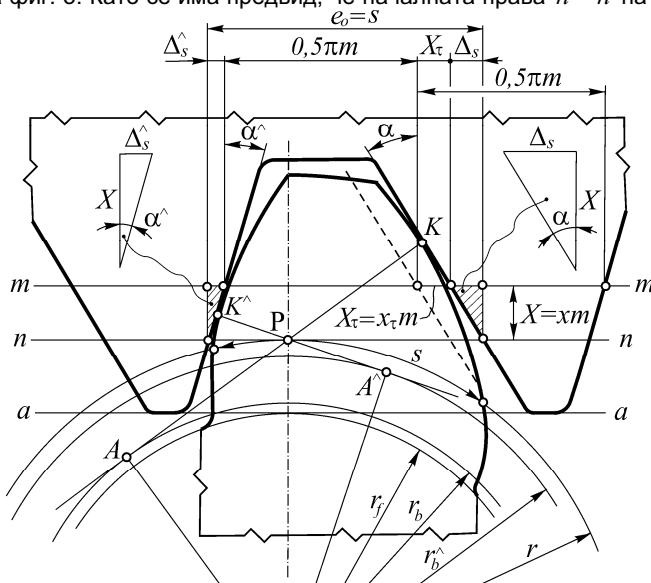
Картината на еволвентното зацепване, съответстваща на обобщения модел, е показана на фиг. 1г.

3. ОСНОВНИ ГЕОМЕТРИЧНИ ЗАВИСИМОСТИ И УРАВНЕНИЯ

Размерите на двете зъбни колела от еволвентната предавка в общия случай освен от осемте параметъра на ОИК зависят още и от броя на зъбите z_1 и z_2 , коефициентите на радиално и тангенциално изместване x_1, x_2, x_{r1}, x_{r2} и коефициентите на радиална хлабина в зацепването c_1^* и c_2^* ($c_1 = c_1^* m$, $c_2 = c_2^* m$), които в общия случай не са равни на $g_1^*, g_2^*, g_1^{\wedge}$ и $g_2^{\wedge}$. По такъв начин геометрията на зъбното зацепване в ОТ е напълно определена от 16 *независими параметъра* [2, 3, 10]: $m, \alpha, \alpha^{\wedge}, h^*, g_1^*, g_2^*, g_1^{\wedge}, g_2^{\wedge}, z_1, z_2, x_1, x_2, x_{r1}, x_{r2}, c_1^*, c_2^*$.

Дебелина на зъбите

Дебелината на зъба s по дъга от делителната окръжност на зъбното колело в най-общия случай, при който зъбните профили са несиметрични, се определя с помощта на фиг. 3. Като се има предвид, че началната права $n - n$ на гребена се тър-



Фиг. 3. Дебелина на зъба по делителната окръжност

каля без плъзгане по делителната окръжност с радиус r следва, че дебелината на зъба по делителната окръжност на колелото е равна на ширината на междъзъбието e_o от гребена.

Дебелината на зъба s , в съответствие с означените на фиг. 3 размери и зададените независими параметри, се определя от равенството [4]

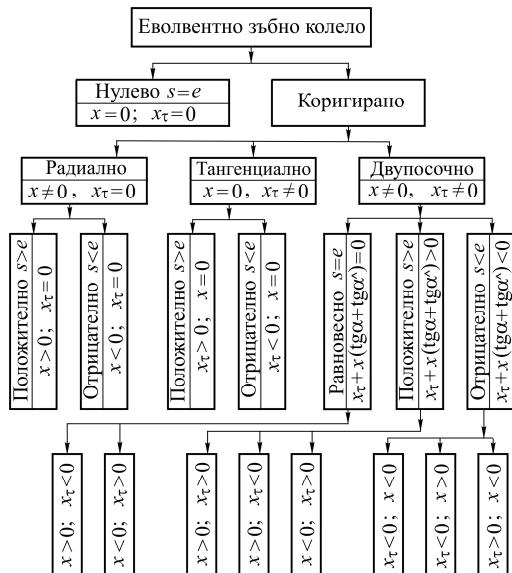
$$s = m[0,5\pi + x_r + x(tg\alpha + tg\alpha^{\wedge})]. \quad (6)$$

В зависимост от големината на съответното изместване и съпоставянето на дебелината s с ширината на междъзъбието e , на фиг. 4 се предлага нова класификация на зъбните колела, при която познатите разновидности от ТТ са дадени в лявата част.

Като се вземе предвид, че $s=0,5p=0,5\pi m$ при $s=e$, от равенство (6) се намира допълнително разграничително условие

$$x_r + x(tg\alpha + tg\alpha^{\wedge}) = 0, \quad (7)$$

чието удовлетворяване дефинира нов вид еволвентни колела, наречени „равновесно коригирани“. Общият брой на всички разновидности в предложената класификация е тринадесет. За сравнение при традиционното коригиране разновидности са само три (х-нулево, х-положително и х-отрицателно колело).

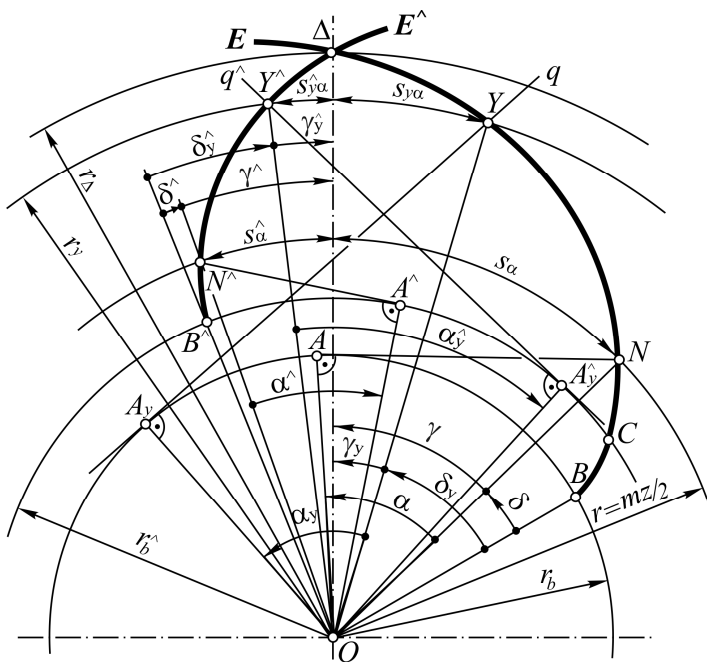


Фиг. 4. Разновидности на еволвентните зъбни колела

Ако със s_{ya} се обозначи частта от дебелината на зъба, съответстваща на единия профил, а със $s_{ya}^{\wedge}$ – частта от дебелина, съответстваща на другия профил, пълната дебелина на зъба s_y се определя от равенството

$$s_y = s_{ya} + s_{ya}^{\wedge} \quad (8)$$

Окончателният вид на равенство (8), с което се изчислява дебелината на зъба по дъга от произволна окръжност, се записва с израза [4]



Фиг. 5. Дебелина на зъба по зададена окръжност

$$s_y = d_y \left[\frac{\pi}{2z} + \frac{x(\operatorname{tg} \alpha + \operatorname{tg} \alpha')}{z} + x_r + \frac{\operatorname{inv} \alpha + \operatorname{inv} \alpha'}{2} - \frac{\operatorname{inv} \alpha_y + \operatorname{inv} \alpha'_y}{2} \right], \quad (9)$$

където

$$\alpha_y = \arccos\left(\frac{mz}{d_y} \cos \alpha\right), \quad \alpha'_y = \arccos\left(\frac{mz}{d_y} \cos \alpha'\right). \quad (10)$$

От обобщената формула (9) при $\alpha = \alpha'$, $\alpha_y = \alpha'_y$ и $x_r = 0$, като частен случай се получава познатата формула

$$s_y = d_y \left(\frac{\pi}{2z} + \frac{2x \operatorname{tg} \alpha}{z} + \operatorname{inv} \alpha - \operatorname{inv} \alpha_y \right) \quad (11)$$

от ТТ за определяне дебелината на зъба s_y на симетрично еволвентно колело.

Основно уравнение на зацепване

С основното уравнение на безхлабинното зацепване се решават различни задачи при геометричното проектиране на еволвентните зъбни предавки.

Когато две зъбни колела образуват безхлабинно зацепване (фиг. 1г), ъглите на зацепване в активната и пасивната посока на движение са съответно α_w и α'_w , а в полюса P на предавката се допират началните окръжности на колелата с диаметри d_{w1} и d_{w2} . Тъй като тези окръжности се търкалят една по друга без плъзгане, дебе-

лината на зъба по началната окръжност от едното колело е равна на ширината на междузъбието по началната окръжност на другото колело. След приравняване на тези величини и извършване на съответните преобразувания се намира основното уравнение на безхлабинното зацепване, имащо вида [5]

$$(\operatorname{inv} \alpha_w + \operatorname{inv} \alpha_w^{\wedge} - \operatorname{inv} \alpha - \operatorname{inv} \alpha^{\wedge})(z_1 + z_2) = 2(x_1 + x_2)(\operatorname{tg} \alpha + \operatorname{tg} \alpha^{\wedge}) + x_{r1} + x_{r2}. \quad (12)$$

След съвместно решаване на основното уравнение (12) с уравнението [5]

$$\cos \alpha_w / \cos \alpha_w^{\wedge} = \cos \alpha / \cos \alpha^{\wedge} \quad (13)$$

се определят ъглите на зацепване α_w и $\alpha_w^{\wedge}$ на предавката, при зададени коефициенти на радиално и тангенциално изместване, профилни ъгли α и $\alpha^{\wedge}$ на ОИК и брой зъби z_1 и z_2 на колелата.

Основното уравнение на безхлабинното зацепване се използва и при вписване на зъбната предавка в зададено междусосово разстояние a_w . В този случай решаването на задачата започва с предварително определяне ъглите на зацепване α_w и $\alpha_w^{\wedge}$ от равенствата

$$\alpha_w = \arccos[m(z_1 + z_2) \cos \alpha / 2a_w], \quad (14)$$

$$\alpha_w^{\wedge} = \arccos[m(z_1 + z_2) \cos \alpha^{\wedge} / 2a_w], \quad (15)$$

след което от основното уравнение, записано във вида

$$x_{r\Sigma} + 2x_{\Sigma}(\operatorname{tg} \alpha + \operatorname{tg} \alpha^{\wedge}) = (z_1 + z_2)(\operatorname{inv} \alpha_w + \operatorname{inv} \alpha_w^{\wedge} - \operatorname{inv} \alpha - \operatorname{inv} \alpha^{\wedge}), \quad (16)$$

се намира връзката между сумарните коефициенти $x_{r\Sigma}$ и x_{Σ} ($x_{\Sigma} = x_1 + x_2$, $x_{r\Sigma} = x_{r1} + x_{r2}$). По-нататък, след уточняване на коефициентите x_1 , x_{r1} , x_2 и x_{r2} , в съответствие с равенство (16), се определя геометрията на зъбните колела и предавката.

Ако $\alpha = \alpha_w$ и $\alpha^{\wedge} = \alpha_w^{\wedge}$ от равенство (16) се получава ново разграничително условие

$$\frac{x_{r\Sigma}}{x_{\Sigma}} = \frac{x_{r1} + x_{r2}}{x_1 + x_2} = -2(\operatorname{tg} \alpha + \operatorname{tg} \alpha^{\wedge}), \quad (17)$$

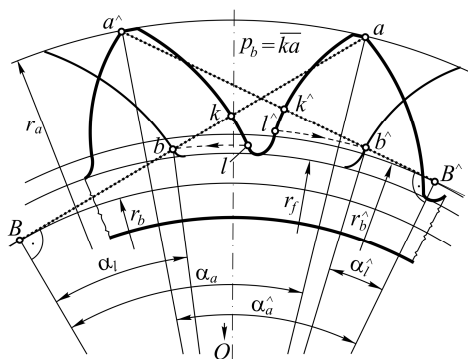
което дефинира така нареченото „равновесно сумарно изместване“, при което делителното междусосово разстояние a ($a = r_1 + r_2$) е равно на действителното a_w ($a_w = r_{w1} + r_{w2}$). Равенство (17) се явява граница за допълнително класифициране на зъбните предавки на *положителни* и *отрицателни*. При това коригираното зацепване е положително, ако лявата страна на (17) е по-голяма от дясната, при което $\alpha_w > \alpha$ и $\alpha_w^{\wedge} > \alpha^{\wedge}$ и отрицателно – в обратния случай, за който $\alpha_w < \alpha$ и $\alpha_w^{\wedge} < \alpha^{\wedge}$.

4. НОВИ КАЧЕСТВЕНИ ПОКАЗАТЕЛИ

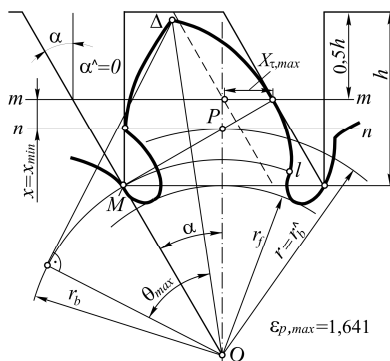
В съответствие с един от основните принципи на ОТ за качествено оценяване на зъбните колела и зъбните предавки по отношение на тяхната геометрия се въвеждат качествените показатели „потенциал на зъбното колело“ и „потенциал на зъбната предавка“.

Потенциал на зъбно колело

Под потенциал на дадено зъбно колело с определена геометрия (фиг. 6) се разбира максималният възможен коефициент на челно припокриване, които би се реализирал в съответната зъбна предавка, ако зъбното колело участва в зацепване с целия си еволвентен профил от граничната точка l (границата между еволвентната и преходната крива) до върховата точка a .



Фиг. 6. Потенциал на зъбно колело



Фиг. 7. Максимален потенциал на зъбно колело

Потенциалът ε_p на зъбното колело зависи единствено от броя z на зъбите му и местоположението на точките l и a . Определя се по формулата [6]

$$\varepsilon_n = z(\operatorname{tg} \alpha_a - \operatorname{tg} \alpha_l)/2\pi, \quad (18)$$

където

$$\alpha_a = \arccos(0,5mz \cos \alpha / r_a), \quad (19)$$

$$\operatorname{tg} \alpha_l = \operatorname{tg} \alpha - \frac{4(0,5h^* - g^* - x)}{z \sin 2\alpha}, \text{ при } x \geq x_{\min} \quad (20)$$

$$\operatorname{tg} \alpha_l = \frac{h^* - 2g^* - 2x - z \sin^2 \alpha}{z \cos \alpha}, \text{ при } x < x_{\min} \quad (21)$$

Коефициентите на радиално и тангенциално изместване оказват съществено влияние върху потенциала на зъбното колело. Максималният потенциал $\varepsilon_{p, \max}$ се получава при заострено зъбно колело с несиметрични профили (фиг. 7), за което $\alpha^{\wedge} = 0$ и

$$x = x_{\min} = 0,5(h^* - z \sin^2 \alpha), \quad (22)$$

$$x_{\tau} = x_{\tau \max} = 0,5 [\pi - h^* (\operatorname{tg} \alpha - \operatorname{tg} \alpha^{\wedge})] \quad (23)$$

В този случай $x_{\min}$ се определя от условието за избягване на подрязването, а $x_{r,\max}$ от условието за съществуване на пълната височина h на гребена-инструмент. Максималният потенциал на зъбното колело се изчислява по формулата

$$\varepsilon_{n,\max} = z \operatorname{tg} \theta_{\max} / 2\pi, \quad (24)$$

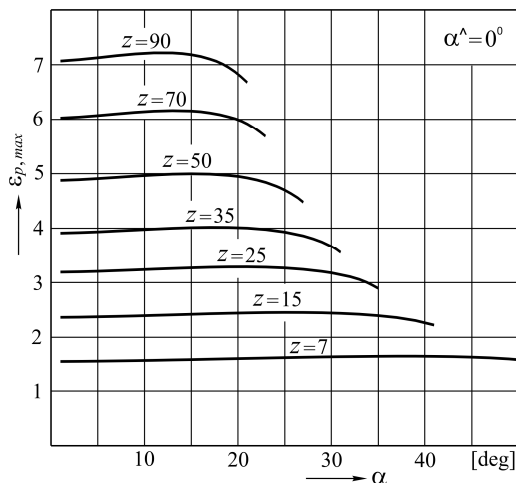
в която $\mathcal{E}_{p, \max}$ се намира чрез решаването на следната система трансцедентни уравнения

$$\text{inv } \theta_{\max} + \text{inv } \theta^{\wedge} = 2\pi/z + 0,5\sin 2\alpha - \alpha, \quad (25)$$

$$\cos \theta_{\max} / \cos \theta^{\wedge} = \cos \alpha, \quad (26)$$

На фиг.8 е показана графика на изменението на максималния потенциал в зависимост от ъгъла α при различен брой зъби. Вижда се, че при $z = const$ с на-

растването на α , $\varepsilon_{p,\max}$ не се променя съществено, но кривите имат изразен максимум. Например, ако $z=50$, максималната стойност на $\varepsilon_{p,\max}$ е при $\alpha=16^\circ$.



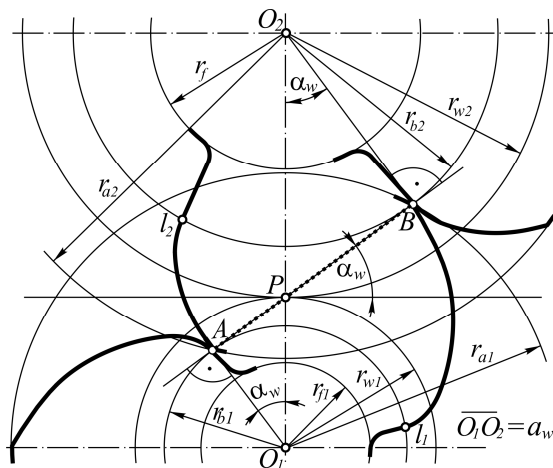
Фиг. 8. Функционална зависимост между $\varepsilon_{p,\max}$ и α

ретичната линия на зацепване АВ (фиг. 9).

Потенциалът на зъбната предавка в работната посока на движение се определя по формулата [7]

$$\varepsilon_{pw} = \frac{z_1 + z_2}{2\pi} \operatorname{tg} \alpha_w, \quad (27)$$

откъдето се вижда, че големината му зависи само от ъгъла на зацепване α_w и сумарния брой зъби на предавката $z_x = z_1 + z_2$.



Фиг. 9. Потенциал на зъбната предавка

Потенциал на зъбна предавка

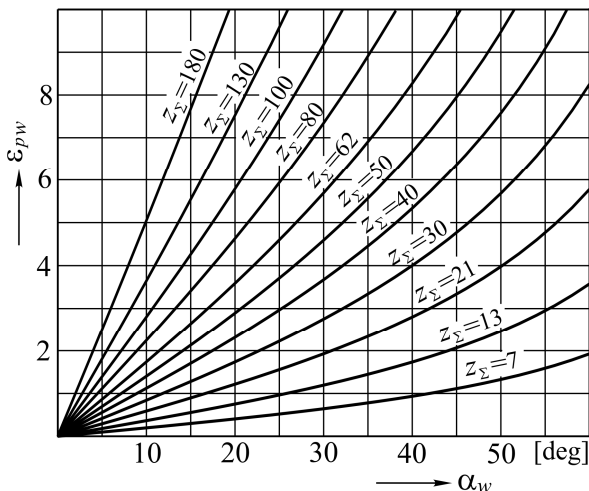
Често при проектиране на правозъбни предавки се задава въпросът "Какъв е максималният коефициент на челно припокриване на предавката, ако се знае броят на зъбите на зацепващите коелата?". Отговор на този въпрос може да се даде с дефиницията „потенциал на зъбната предавка“.

Под потенциал ε_{pw} на дадена зъбна предавка, за която са известни ъгълът на зацепване и броят на зъбите на коелата, се разбира нейният максимален коефициент на челно припокриване. Този потенциал може да се реализира, ако се осъществи контакт между спрегнатите зъбни профили по цялата дължина на теор-

От фиг.9 се вижда също, че за да се реализира потенциалът на предавката, е необходимо началото на зацепване да започва в т. А, а края на зацепване да завършва в т. В. Това означава, че коефициентите на радиална корекция на двете коелата от предавката трябва да са равни на минималните, а върховете окръжности на коелата трябва да минават през точките А и В (практически не винаги това може да се изпълни).

На фиг.10 са дадени графики, показващи изменението на потенциала на предавката

във функция от ъгъла на зацепване при различен сумарен брой зъби. От тях се вижда, че с увеличаване на α_w нараства и ε_{pw} като при по-големите стойности на z това нарастване е по-интензивно.



Фиг. 10. Потенциал на зъбната предавка

В практиката най-често освен броят на зъбите на двете колела от предавката е зададено и междуосовото разстояние a_w . Тогава с познатата формула (14) от теорията на еволвентното зацепване се изчислява ъгълът на зацепване, след което от равенство (27) се определя потенциалът на предавката. Едва тогава може да се даде отговор на поставения по-горе въпрос, свързан с максимално възможния коефициент на припокриване на зъбната предавка.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Разгледаните основни положения в ОТ на еволвентно-

то зацепване разкриват нейната същност и спомагат за развитието и усъвършенстването на общоприетата ТТ. За практическото приложение на ОТ авторите са разработили методика [3, 9, 10] за геометрично проектиране на обобщения модел на еволвентното зацепване. Тази обща методика може да се използва при всяка частна разновидност на еволвентното зацепване, без необходимостта от извеждане на нови изчислителни формули. В практически смисъл ОТ обезпечава аналитическа възможност за използване на един софтуерен продукт за геометрично проектиране на всички разновидности на еволвентното зацепване.

ЛИТЕРАТУРА

- [1] Алипиев О., Антонов С. Обобщен изходен контур в теорията на еволвентно-то зацепване. сп. Механика на машините, №64, 2006, Варна, стр. 121-125.
- [2] Алипиев О., Антонов С. Външно еволвентно зацепване образувано с обобщен изходен контур. сп. Механика на машините, №64, 2006, Варна, стр. 126-130.
- [3] Алипиев О. Обобщена методика за геометрично изчисляване на правозъбни еволвентни предавки с външно зацепване. Научни трудове на Русенски университет, том 45, серия 2.2, 2006, стр. 230-235.
- [4] Алипиев О. Обобщени зависимости за дебелината на зъбите на еволвентни колела с профилна и тангенциална несиметричност. сп. Механика на машините, №68, 2007, Варна, стр. 70-74.
- [5] Алипиев О., Антонов С. Основно уравнение и задачи на обобщената геометрична теория при проектиране на еволвентни предавки с външно зацепване. сп. Механика на машините, №68, 2007, Варна, стр. 75-79.
- [6] Алипиев О. Потенциален коефициент на припокриване на зъбно колело в обобщената теория на еволвентното зацепване. Научни трудове на Русенски университет, том 46, серия 1, 2007, стр. 122-128.

[7] Алипиев О. Потенциални коефициенти на припокриване при еволвентните предавки с външно симетрично и несиметрично зацепване. сп. Механика на машините, №75, 2008, стр. 71-78

[8] Алипиев О., Антонов С., Грозева Т. Гранична точка на подрязване при еволвентни коелла с прави зъби, формообразувани със зъбен гребен. сп. Механика на машините, №75, 2008, Варна, стр. 56-62.

[9] Алипиев О. Обобщено определяне на коефициента на припокриване при еволвентното зацепване. сп. Механика на машините, №75, 2008, Варна, стр. 63-70.

[10] Алипиев О. Geometric calculation of involute spur gears defined with generalized basic rack, // Теория механизмов и машин №2(12), Том 6, 2008, с.60-70 Русия, Электрон. журн. http://tmm.spbstu.ru/12/alipiyev_12.pdf, 2008.

[11] Алипиев О., Антонов С., Грозева Т., Зафиров Д. Геометрично проектиране на двустранно коригирани цилиндрични предавки с външно еволвентно зацепване. сп. Машиностроене и машинознание, №6, 2009, стр. 28-38.

[12] Alipiev O. Geometric design of bilaterally modified involute gearings with symmetric and asymmetric tooth profiles.

virtual journal, <http://www.mech-ing.com/journal/1-2-2009.html>, № 1-2, 2009, p.3-6.

[13] Болтовский И. и др., Справочник по геометрическому расчету эвольвентных зубчатых и червячных передач. М., Машиностроение, 1986, 477с.

[14] Вулгаков Э. Теория эвольвентных зубчатых передач. М., Машиностроение, 1995, 320с,

[15] Вулгаков Э. Новое поколение эвольвентных зубчатых передач. Вестник машиностроения, №1, 2004

[16] ГОСТ 16532-70. Передачи зубчатые цилиндрические эвольвентные внешнего зацепления. Расчет геометрии.

[17] Litvin F., Lian Q., Kapelevich A. Asymmetric modified gear drives: reduction of noise, localization of contact, simulation of meshing and stress analysis, Computer Methods in Applied Mechanics and Engineering, 188 (2000), p.363-390.

[18] Kapelevich A., Kleiss R. Direct Gear Design for Spur and Helical Gears, Gear Technology, September/October 2002, 29 – 35.

[19] Kapelevich A., Y. Shekhtman. Tooth Fillet Profile Optimization for Gears with Symmetric and Asymmetric Teeth, AGMA Fall Technical Meeting, San Antonio, Texas, 2008, (08FTM06)

[20] Kumar V., D. Muni, G. Muthuveerappan. Optimization of asymmetric spur gear drives to improve the bending load capacity, Mechanism and Machine Theory, Volume 43, July 2008, p.829-858

[21] Тимофеев, Б., Фролов Д. Расчет геометрических параметров цилиндрических эвольвентных передач с несимметричными зубьями. // Теория механизмов и машин. №2(6), 2005, с.15-21

За контакти:

Доц. д-р Огнян Алипиев, Катедра "Теория на механизмите и машините и подемно-транспортна техника и технологии", Русенски университет "Ангел Кънчев", тел: 082-888 593, e-mail: oalipiev@ru.acad.bg

Гл. ас. Сергей Антонов, Катедра "Теория на механизмите и машините и подемно-транспортна техника и технологии", Русенски университет "Ангел Кънчев", тел: 082-888 494, e-mail: santonov@ru.acad.bg

Докладът е рецензиран.