

УДК 621 833.7

Г. А. Тимофеев, М. В. Самойлова

## КОЭФФИЦИЕНТ ПОЛЕЗНОГО ДЕЙСТВИЯ КОМБИНИРОВАННОГО ПЛАНЕТАРНО- ВОЛНОВОГО МЕХАНИЗМА

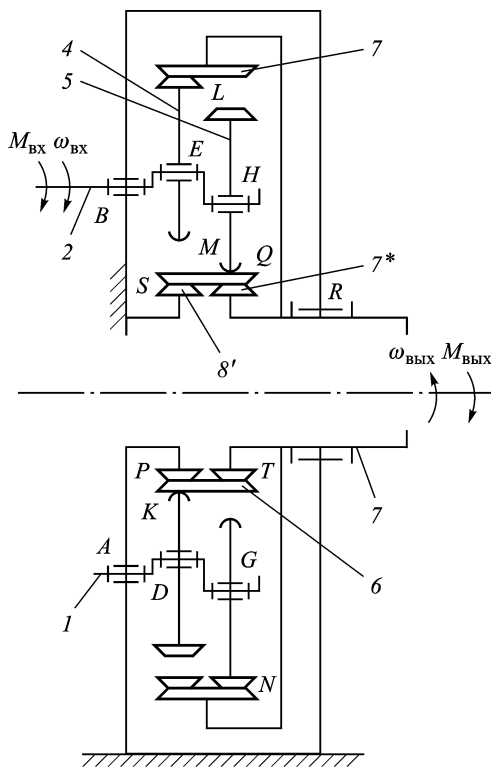
*Рассмотрены особенности определения коэффициента полезного действия комбинированного планетарно-волнового механизма и приведена методика его определения.*

**E-mail: timga@bmstu.ru; cm@bmstu.ru**

**Ключевые слова:** зубчатые механизмы, планетарные передачи, волновые передачи, коэффициент полезного действия, работа, мощность.

Оригинальным конструктивным решением, в котором рационально сочетаются достоинства волновых и кривошипно-планетарных механизмов, является комбинированный планетарно-волновой механизм (КПВМ) [1–3].

Конструкция этого механизма (рис. 1) обеспечивает параллельное соединение кривошипно-планетарного механизма и волновой зубчатой передачи (ВЗП) внешнего деформирования. Входной энергетический поток при передаче и преобразовании энергии в таком механизме разбивается на несколько потоков (при двух сателлитах — на четыре), а затем вновь суммируется на выходном звене. Это позволяет существенно повысить жесткость и точность механизма без существенного увеличения габаритных размеров и массы. При параллельной работе волнового и планетарного механизмов первый обеспечивает отсутствие люфта в передаче за счет податливости гибкого колеса. При малых нагрузках, когда люфт в планетарном механизме еще не



**Рис. 1. Схема КПВМ**

выбран, работает только волновая передача. С увеличением нагрузки в работу включается планетарная передача. Поскольку кривошипно-планетарная передача (КПП) имеет бóльшие модуль и диаметр зубчатых колес, то и ее жесткость больше жесткости волновой передачи, поэтому при больших нагрузках основная их часть воспринимается планетарным механизмом, а меньшая — волновым.

Механический КПД КПВМ определяется соотношением

$$\eta = \frac{A_{п.с}}{A_d} = \frac{A_d - A_{тр} - A_{у.д}}{A_d},$$

где  $A_d$  — работа движущих сил и моментов за цикл установившегося движения;  $A_{п.с}$  — работа сил и моментов полезного сопротивления;  $A_{тр}$  — работа, затраченная на преодоление сил трения в кинематических парах (КП) и сил сопротивления среды;  $A_{у.д}$  — работа, затраченная на упругую деформацию звеньев.

В случае установившегося режима работы механизма КПД можно определить через средние за цикл значения соответствующих мощностей:

$$\eta = \frac{N_{п.с}}{N_d} = \frac{N_d - N_{тр} - N_{у.д}}{N_d}.$$

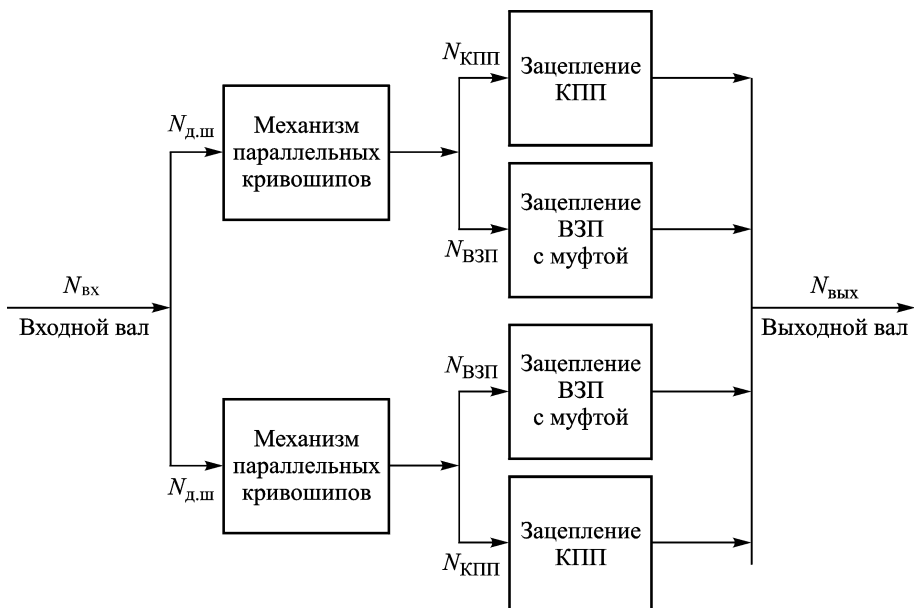
При наличии в механизме ряда КП мощность, расходуемая на преодоление сил трения, определяется по формуле

$$N_m = \sum_{i=1}^{i=k} N_{m_i, i-1} = (N_{m_{01}} + N_{m_{12}} + \dots),$$

где  $N_{m_i, i-1}$  — мощность, расходуемая на преодоление сил трения в соответствующей КП.

Исследуемый механизм (см. рис. 1) имеет 18 КП [3], в которых энергия расходуется либо на упругое деформирование гибкого колеса (создание бегущей волны деформации), либо на преодоление трения во внутреннем эвольвентном зацеплении 1-й и 2-й зон кривошипно-планетарного механизма (КП  $L$  и  $N$ ), в двух зонах зубчатого зацепления ВЗП ( $Q, T$ ) и зацепления гибкого колеса и волновой зубчатой муфты ( $P, S$ ), а также на трение скольжения и качения в генераторе волн ВЗП, в кинематических парах деформирующие шайбы–гибкое колесо ( $M, K$ ), в подшипниках деформирующих шайб ( $D, G, E, H, F, J$ ), в опорных подшипниках валов ( $A, B, C, R$ ) и на трение гибкого колеса об опорные торцевые шайбы.

Как показали экспериментальные исследования КПД ВЗП [4], основные потери мощности на трение в ВЗП приходятся на генератор волн и зацепление (рис. 2). Доля остальных потерь в общем балансе потока мощности через ВЗП незначительна (менее 1 %).



**Рис. 2.** Схема распределения потоков мощности в КПВМ

Мощность потерь на трение в КП равна произведению силы (или момента) трения на скорость относительного движения. Силы, действующие в КП КПВМ, определены в работе [3].

Для определения мощности потерь на трение необходимо знать относительную скорость в исследуемой паре. С внутренними поверхностями деформирующих шайб (генератора волн) контактирует наружная поверхность деформируемого гибкого колеса. Для определения относительной скорости (скорости скольжения) необходимо найти скорости точек, лежащих на наружной поверхности деформированного гибкого колеса, и скорости точек деформирующих шайб.

Точки, лежащие на наружной поверхности деформированного гибкого колеса, отстоят от срединной линии на величину  $h_c/2$  ( $h_c$  — толщина обода гибкого колеса под зубчатым венцом), их скорости определяются согласно работе [5]. Для определения скорости точек срединной линии гибкого колеса необходимо продифференцировать по времени аналитические выражения составляющих перемещений.

Радиальные, тангенциальные и угловые перемещения находятся по следующим зависимостям (рис. 3):

$$w_1 = -\frac{w_0}{A - B}(A \cos \varphi - B),$$

$$v_1 = +\frac{w_0}{A - B}(A \sin \varphi - B\varphi),$$

$$\theta_1 = -\frac{w_0}{r_{с.г}} \frac{B}{A - B} \sin(\varphi)$$

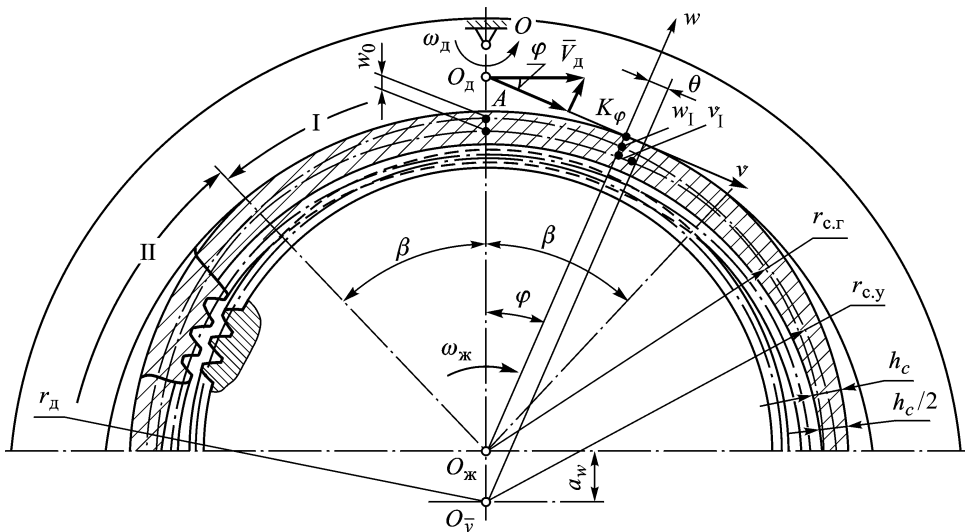


Рис. 3. Расчетная схема зацепления в ВЗП внешнего деформирования

— для участка I ( $0 \leq \varphi \leq \beta$ ), где гибкое колесо принудительно деформируется генератором волн по дугам постоянного радиуса;

$$\omega_{II} = -\frac{w_0}{A-B} \left[ (1 - \sin^2 \beta) \sin \varphi + \left( \frac{\pi}{2} - \varphi \right) \cos \varphi - 2 \sin \beta - B \right],$$

$$v_{II} = -\frac{w_0}{A-B} \left[ -(2 + \sin^2 \beta) \cos \varphi + \left( \frac{\pi}{2} - \varphi \right) \sin \varphi + (2 \sin \beta + B) \left( \frac{\pi}{2} - \varphi \right) \right],$$

$$\theta_{II} = -\frac{w_0}{r_{c.r}} \cdot \frac{1}{A-B} \left[ 2 \cos \varphi - (2 \sin \beta + B) \left( \frac{\pi}{2} - \varphi \right) \right]$$

— для участка II ( $\beta < \varphi \leq \frac{\pi}{2}$ ), где  $\beta$  — угловая координата участка постоянной кривизны;  $\varphi$  — угловая координата рассматриваемого сечения, отсчитываемая от малой оси деформации;  $r_{c.r}$  — радиус кривизны срединной линии недеформированного гибкого колеса;  $w_0$  — радиальное перемещение по малой оси;  $w, v$  и  $\theta$  — радиальные, тангенциальные и угловые перемещения соответственно.

Продифференцируем по времени аналитические выражения составляющих перемещений. Поскольку изменение угла  $\varphi$  пропорционально скорости вращения деформированной средней кривой, то можно записать  $\dot{\varphi} = -\omega_{ж}t$ .

Для первого участка

$$v_{w1} = \frac{dw_1}{dt} = \frac{w_0 A}{A-B} \omega_{ж} \sin \omega_{ж} t$$

— радиальная скорость;

$$v_{\varphi 1} = \frac{d\varphi_1}{dt} = \frac{w_0}{A-B} \omega_{ж} (A \cos \omega_{ж}^* t - B)$$

– тангенциальная скорость;

$$\omega_{\theta_1} = \frac{d\theta_1}{dt} = -\frac{w_0}{r_{c,r}} \frac{B}{A-B} \omega_{ж}$$

– угловая скорость вращения нормали.

Скорость точки срединной линии деформированного гибкого колеса равна векторной сумме радиальной и тангенциальной составляющих:

$$v_1 = \sqrt{v_{w_1}^2 + v_{\vartheta_1}^2} = \frac{w_0}{A-B} \omega_{ж} \sqrt{A^2 + B^2 - 2AB \cos \omega_{ж} t}.$$

Запишем аналогичные выражения для второго участка:

$$v_{w_{II}} = -\frac{w_0}{A-B} \omega_{ж} \left[ \sin^2 \beta \cdot \cos \omega_{ж} t - \left( \frac{\pi}{2} - \omega_{ж} t \right) \sin \omega_{ж} t \right];$$

$$v_{\vartheta_{II}} = \frac{w_0}{A-B} \omega_{ж} \left[ (2 + \sin^2 \beta) \sin \omega_{ж} t + \left( \frac{\pi}{2} - \omega_{ж} t \right) \cos \omega_{ж} t - 2 \sin \beta - B \right].$$

Положение точки  $K$  относительно осей координат определяется зависимостями [5]

$$w'_{IK} = w_1 + \frac{h_c}{2};$$

$$v'_{IK} = v_1 + \frac{h_c}{2} \theta.$$

Тогда искомые скорости определяются из следующих выражений:

$$V'_{w_1} = \frac{dw'_1}{dt} = \frac{w_0 A}{A-B} \omega_{ж} \sin \omega_{ж} t,$$

$$V'_{v_1} = \frac{dv'_1}{dt} = \frac{w_0}{A-B} \omega_{ж} \left[ A \cos \omega_{ж} t - \left( 1 + \frac{h_c}{2r_{c,r}} \right) B \right]$$

– для первого участка;

$$v'_{w_{II}} = \frac{dw'_{II}}{dt} = -\frac{w_0}{A-B} \omega_{ж} \left[ \sin^2 \beta \cos \omega_{ж} t - \left( \frac{\pi}{2} - \omega_{ж} t \right) \sin \omega_{ж} t \right],$$

$$V'_{v_{II}} = \frac{dv'_{II}}{dt} = \frac{dv_{II}}{dt} + \frac{h_c}{2} \frac{d\theta_{II}}{dt},$$

$$V'_{v_{II}} = \frac{w_0 \omega_{ж}}{A-B} \left\{ \left[ (2 + \sin^2 \beta) \sin \omega_{ж} t + \left( \frac{\pi}{2} - \omega_{ж} t \right) \cos \omega_{ж} t - 2 \sin \beta - B \right] + \frac{h_c}{2r_{c,r}} [2 \sin \omega_{ж} t - (2 \sin \beta + B)] \right\}$$

– для второго участка.

Скорость точек деформирующей шайбы определяют, исходя из того, что они совершают поступательное движение, в котором каждая

точка движется по круговой траектории. Скорости всех точек деформирующих кольцевых шайб одинаковы и равны

$$V_d = a_w \omega_d,$$

где  $a_w = e$  — эксцентриситет кривошипных валов, равный межосевому расстоянию передачи;  $\omega_d$  — угловая скорость деформирующей шайбы.

Для сравнения скоростей точек контакта деформирующих шайб и гибкого колеса на участке I используются проекции вектора  $V_d$  на направления  $w$  и  $v$  в каждой расчетной точке. Для точки с угловой координатой  $\varphi$  значения этих проекций вычисляются по формулам

$$V_d^w = a_w \omega_d \sin \varphi;$$

$$V_d^v = a_w \omega_d \cos \varphi.$$

Скорость скольжения в зоне контакта между гибким колесом и внутренними поверхностями деформирующей шайбы определяется следующим образом (см. рис. 3):

$$V_{ск} = V_{v1} - V_d^v.$$

На участке I, соответствующем зоне контакта, скорость скольжения постоянна.

Мощность потерь на трение в данной кинематической паре составляет

$$N_T = F_{п} f_T V_{ск},$$

где  $F_{п}$  — усилие на деформирующей шайбе,  $f_T$  — суммарный коэффициент трения скольжения и качения.

Скорость скольжения  $V_{ск} = V_{K_2-K_1}$  в точке контакта зубьев внутреннего эвольвентного зацепления  $K$ , необходимая для определения мощности потерь на трение, определяется из следующего уравнения сложного движения:

$$V_{K_2} = V_{K_1} - V_{K_2-K_1},$$

где  $V_{K_2} = \omega_2 l_{O_2K}$  — окружная скорость точки  $K_2$  колеса 2, жестко связанного с выходным валом редуктора ( $\omega_2 = \omega_{в.м}$ );  $V_{K_1}$  — скорость точки  $K_1$  колеса 1 с внешними зубьями (деформирующей шайбы, на внешней стороне которой нарезаны зубья).

Для определения скорости  $V_{K_2}$  необходимо найти расстояние от оси вращения  $O_2$  до точки  $K$ . Согласно рис. 4, на котором представлена схема внутреннего эвольвентного зацепления, это расстояние можно записать как

$$l_{O_2K} = \sqrt{l_{KP}^2 + (l_{O_2P})^2 - 2l_{KP}l_{O_2P} \cdot \cos \varphi}.$$

Расстояние от полюса зацепления  $P$  до точки контакта  $K$ , расположенной по середине активной линии зацепления, определяется по



Скорость скольжения находится из векторного плана скоростей  $Kab$  (см. рис. 4)

$$V_{ск} = V_{K_1} \cos \psi_2 + V_{K_2} \cos \psi_1.$$

Согласно схеме, угол  $\angle O_2KN_1 = \varphi + \gamma$  — внешний угол  $\Delta O_2KP$ , тогда из условия перпендикулярности сторон имеем

$$\psi_1 = \angle O_2KN_1 = \varphi + \gamma.$$

Угол  $\gamma$  определяется по формуле

$$\gamma = \arcsin \left( \frac{l_{KP}}{l_{O_2P}} \sin \varphi \right),$$

угол  $\psi_2$  — из соотношения

$$\psi_2 = \arcsin \left( \frac{V_{K_2}}{V_{K_1}} \sin \psi_1 \right) = \arcsin \left( \frac{l_{O_2K} \omega_2}{\omega_d e} \sin \psi_1 \right) = \arcsin \frac{l_{O_2K} \sin \psi_1}{e |U_P|}.$$

Тогда скорость скольжения зубьев в точке  $K$  запишем как

$$V_{ск} = \omega_d e \cos \psi_2 + l_{O_2K} \omega_2 \cos \psi_1.$$

Мощность потерь на трение в исследуемом зацеплении

$$N_T = F_{п} f_T V_{ск},$$

где  $F_{п}$  — усилие во внутреннем эвольвентном зацеплении зубьев КПП;  $f_T$  — коэффициент трения скольжения.

Расчет скорости скольжения зубьев  $V_{ск} = V_{K_{Г-Кж}}$  в точке  $K$  в ВЗП для определения  $N_T$  ведется аналогично расчету внутреннего эвольвентного зацепления и определяется из уравнения сложного движения

$$V_{K_{Г}} = V_{K_{ж}} - V_{K_{Г-Кж}},$$

где  $V_{K_{ж}} = \omega_{ж} l_{O_{ж}K}$  — окружная скорость точки  $K$  жесткого колеса,  $V_{K_{Г}}$  — скорость точки  $K_{Г}$  гибкого колеса, деформируемого шайбой.

Расчетная схема волнового зацепления приведена на рис. 5.

Число зубьев условного колеса, имеющего геометрические параметры гибкого колеса на участке постоянной кривизны  $2\beta$ , составляет

$$z_Y = z_{ж} + \frac{2a_w \cos \alpha_w}{m \cos \alpha}.$$

Далее аналогично рассчитываем следующие параметры: радиус окружности вершин зубьев условного колеса

$$r_{ay} = r_{аж} + a_w - h;$$

радиусы начальных окружностей колес

$$r_{wж} = l_{O_{ж}P} = \frac{z_{ж} m \cos \alpha}{2 \cos \alpha_w};$$

$$r_{wy} = l_{O_{г}P} = r_{wж} + a_w;$$



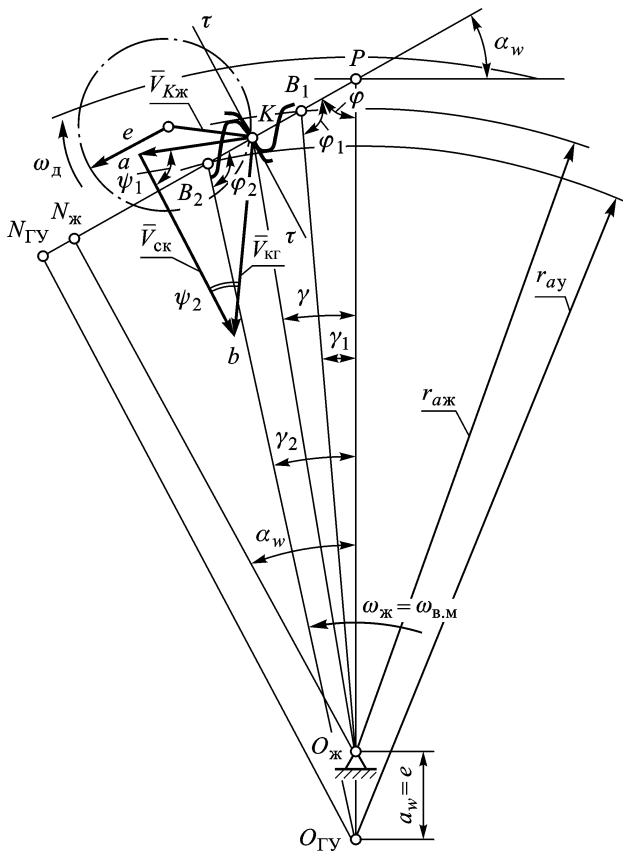


Рис. 5. Расчетная схема зацепления в ВЗП

УГЛЫ

$$\begin{aligned} \varphi &= 90^\circ - \alpha_w; \\ \varphi_1 &= \arcsin \frac{l_{O_жP} \sin \varphi}{r_{аж}}, \\ \gamma_1 &= 180^\circ - \varphi - \varphi_1; \end{aligned}$$

расстояние от полюса зацепления  $P$  до точки  $B_1$  как

$$l_{B_1P} = r_{аж} \frac{\sin \gamma_1}{\sin \varphi};$$

УГЛЫ

$$\begin{aligned} \varphi_2 &= \arcsin \frac{l_{O_гуP} \sin \varphi}{r_{ау}}, \\ \gamma_2 &= 180^\circ - \varphi - \varphi_2; \end{aligned}$$

расстояние от полюса зацепления  $P$  до точки  $B_2$

$$l_{B_2P} = r_{ау} \frac{\sin \gamma_{21}}{\sin \varphi};$$

расстояние от полюса зацепления до точки контакта  $K$  в среднем положении

$$l_{KP} = \frac{l_{B_1P} + l_{B_2P}}{2}.$$

Из расчетной схемы с использованием теоремы косинусов определяется расстояние

$$l_{O_{ж}K} = \sqrt{l_{KP}^2 + (l_{O_{ж}P})^2 - 2l_{KP}l_{O_{ж}P} \cos \varphi}.$$

Скорость скольжения  $V_{ск}$  находится из векторного плана скоростей  $Kab$  (рис. 5) как

$$V_{ск} = V_{кж} \cos \psi_2 + V_{кг} \cos \psi_1,$$

где  $\psi_1 = \angle O_{ж}KN_{ж}$ .

Угол  $\angle O_{ж}KN_{ж} = \varphi + \gamma$  – внешний угол треугольника  $\Delta O_{ж}KP$ . Из условия перпендикулярности сторон следует, что угол

$$\psi_1 = \angle O_{ж}KN_{ж} = \varphi + \gamma,$$

где  $\gamma = \arcsin \left( \frac{KP}{O_{ж}P} \sin \varphi \right)$ , а угол

$$\begin{aligned} \psi_2 = \arcsin \left( \frac{V_{Kж}}{V_{Кг}} \sin \psi_1 \right) = \\ = \arcsin \left( \frac{l_{O_{ж}K} \omega_{ж}}{\omega_d l} \sin \psi_1 \right) = \arcsin \frac{l_{O_{ж}K} \sin \psi_1}{e |U_P|}. \end{aligned}$$

Скорости скольжения зубьев в точке  $K$

$$V_{ск} = \omega_d e \cos \psi_2 + l_{O_{ж}K} \omega_{ж} \cos \psi_1.$$

Мощность потерь на трение в таком зацеплении запишем в виде

$$N_T = F_{ВЗП} f_T V_{ск},$$

где  $F_{ВЗП}$  – усилие в зацеплении ВЗП внешнего деформирования;  $f_T$  – коэффициент трения скольжения.

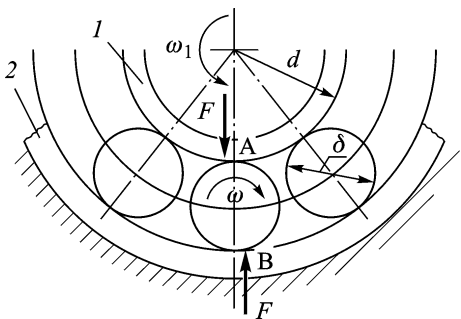


Рис. 6. Модель подшипника качения

Аналогично определяется мощность потерь на трение в волновой зубчатой муфте.

Для определения потерь мощности на трение в подшипнике качения (рис. 6) условно отнесем радиальную нагрузку подшипника к одному шарикю [6]. Мощность в этом случае определяется по формуле

$$N_T = N_A + N_B, \quad (1)$$

$N_A$  и  $N_B$  — мощность трения в точках контакта  $A$  и  $B$ , в которой

$$\begin{aligned} N_A &= F\mu(\omega_1 + \omega); \\ N_B &= F\mu\omega, \end{aligned} \quad (2)$$

где  $F$  — радиальная нагрузка подшипника качения;  $\omega_1$  — угловая скорость ведущего кольца I;  $\omega$  — угловая скорость шарика;  $\mu$  — коэффициент трения качения.

Поскольку точка  $A$  принадлежит звену  $I$  и шарик и имеет одну и ту же линейную скорость, то можно записать

$$\omega_1 \frac{d}{2} = \omega \delta, \quad (3)$$

откуда

$$\omega = \omega_1 \frac{d}{2\delta},$$

где  $d$  — диаметр цапфы вала;  $D$  — диаметр шарика.

Подставив выражения (2) в равенство (1), учитывая зависимость (3), получим выражение для определения мощности потерь на трение в подшипниках качения:

$$N_T = F\mu\omega_1 \left(1 + \frac{d}{\delta}\right).$$

Увеличение числа КП повышает суммарные потери мощности на трение. Однако в многопоточном КПВМ, где поток мощности разветвляется с последующим суммированием на выходном валу, нагрузка в зацеплениях ВЗП и КПП уменьшается и соответственно уменьшаются потери мощности. По разработанной методике определены КПД, скорости скольжения и потери мощности на трение в трех редукторах, имеющих одинаковые нагрузочные характеристики и одинаковые передаточные отношения. Исследовался КПВМ в целом и его составляющие: ВЗП с генератором волн внешнего деформирования с муфтой и КПП. При расчете использовались эмпирические зависимости определения коэффициентов трения [7–9].

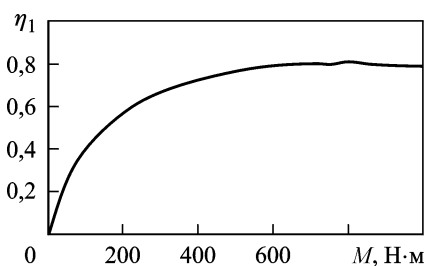
Для расчета использовались следующие исходные данные: 200 — передаточное отношение; 1,5 мм — модуль КПП; 0,4 мм — модуль ВЗП внешнего деформирования; 600 Н·м — крутящий момент на выходном валу;  $200 \text{ с}^{-1}$  — угловая скорость на выходном валу.

Результаты расчета приведены в таблице.

Отметим, что объединение ВЗП и КПП, хоть и увеличивает число КП, но уменьшает силы в зацеплениях волновой и планетарных передач. При этом уменьшаются потери мощности на трение. Расчетный КПД комбинированного механизма получается ниже чем у КПП, но

## Результаты расчета КПД

Расчетные параметры	КПВМ	ВЗП	КПП
Сила в волновом зубчатом зацеплении, Н	166,707	4010,72	—
Скорость скольжения, м/с	0,239	0,239	—
Потери мощности в зацеплении, Вт	1,994	47,97	—
Сила во внутреннем зубчатом зацеплении, Н	2039,88	—	2128,35
Скорость скольжения, м/с	0,3183	—	0,3183
Потери мощности в зацеплении, Вт	32,46	—	33,87
КПД	0,8	0,79	0,83



**Рис. 7. Зависимость КПД КПВМ от момента нагрузки**

выше чем у ВЗП. На рис. 7 представлена зависимость механического КПД КПВМ от момента нагрузки на выходном валу.

## СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. А.с. № 1569467 А1 СССР, МКИ F16H 1/00.
2. Тимофеев Г. А., Самойлова М. В. Использование метода графов в структурном анализе планетарно-волнового механизма // Вестник МГТУ им. Н.Э. Баумана. Сер. “Машиностроение”. – 2010. – № 2. – С. 3–14.
3. Тимофеев Г. А., Самойлова М. В. Силовой расчет комбинированного планетарно-волнового механизма с генератором волн внешнего деформирования // Вестник МГТУ им. Н.Э. Баумана. Сер. Машиностроение. – 2010. – № 4. – С. 17–22.
4. Финогенов В. А. Исследования КПД волновых зубчатых передач: Дисс. ... канд. техн. наук (05.02.02.). – М., 1971. – 150 с.
5. Тимофеев Г. А. Разработка методов расчета и проектирования волновых зубчатых передач для приводов следящих систем: Дисс. ... д-ра техн. наук (05.02.18, 05.02.02.). – М.: МГТУ им. Н.Э. Баумана, 1996. – 352 с.
6. Соловьев А. И. Коэффициент полезного действия механизмов и машин. – М: Машиностроение, 1966. – 179 с.
7. Геккер Ф. Р. Динамика машин, работающих без смазочных материалов в узлах трения. – М.: Машиностроение, 1983. – 167 с.
8. Крагельский И. В., Добычин М. Н., Комбалов В. С. Основы расчетов на трение и износ. – М: Машиностроение, 1977. – 526 с.
9. Красавин С. И. Исследование масел и разработка методики их выбора для трансмиссий транспортных машин: Автореф. дисс. ... канд. техн. наук (05.05.03.). – М., 1979. – 16 с.

Статья поступила в редакцию 12.09.2011

Геннадий Алексеевич Тимофеев родился в 1944 г., окончил МВТУ им. Н.Э.Баумана в 1969 г. Д-р техн. наук, заведующий кафедрой “Теория механизмов и машин” МГТУ им. Н.Э. Баумана, заслуженный работник высшей школы РФ, лауреат премии правительства РФ в области образования за 2008 г. Автор более 190 научных и методических работ в области автоматизированного проектирования механизмов машин.



G.A. Timofeev (b.1944) graduated from the Bauman Moscow Higher Technical School in 1969. D. Sc. (Eng.), head of “Theory of Mechanisms and Machines” department of the Bauman Moscow State Technical University, laureate of Government of the Russian Federation prize in the field of education for 2008. Honoured Higher School Worker of the Russian Federation. Author of more than 190 scientific and pedagogic-methodical publications in the field of automated designing of machine mechanisms.

Марина Валерьевна Самойлова родилась в 1962 г., окончила МВТУ им. Н.Э. Баумана в 1986 г. Канд. техн. наук, доцент кафедры “Теория механизмов и машин” МГТУ им. Н.Э. Баумана. Автор более 50 научных работ в области проектирования волновых и планетарных механизмов.



M.V. Samoilova (b. 1962) graduated from the Bauman Moscow Higher Technical School in 1986. Ph. D. (Eng.), assoc. professor of “Theory of Mechanisms and Machines” department of the Bauman Moscow State Technical University. Author of more than 50 publications in the field of design of the wave and planetary mechanisms.