

http://www.keldysh.ru/papers/2006/rep10/rep2006_10.html
(дата обращения: 19.10.2014).

3. Покрас И. Б., Ахмедзянов Э. Р. Алгоритм формирования двумерной сетки конечных элементов в задачах моделирования пластического формоизменения // Фундаментальные исследования. – 2014. – № 9 (ч. 1). – С. 29–35.

Получено 24.11.14

4. Покрас И. Б., Ахмедзянов Э. Р. Двумерная триангуляция с ограничениями применительно к задачам моделирования пластического формоизменения // Теоретические и прикладные аспекты современной науки : сборник науч. тр. по материалам III Междунар. науч.-практ. конф. 30 сентября 2014 г. : в 5 ч. / под общ. ред. М. Г. Петровой. – Белгород : Петрова М. Г., 2014. – Ч. I. – С. 152–161.

УДК 621.833.6

Ф. И. Плеханов, доктор технических наук, профессор, Глазовский инженерно-экономический институт (филиал) ИжГТУ имени М. Т. Калашникова

И. В. Кузнецов, аспирант, Глазовский инженерно-экономический институт (филиал) ИжГТУ имени М. Т. Калашникова

УСЛОВИЯ РАВНОПРОЧНОСТИ ЗУБЬЕВ КОЛЕС И МЕХАНИЗМА СНЯТИЯ ДВИЖЕНИЯ С САТЕЛЛИТОВ ПЛАНЕТАРНОЙ ПЕРЕДАЧИ ТИПА *K-H-V*

В широко используемых на практике планетарных механизмах с внутренними зацеплениями колес (передачи типов *K-H-V* и *2K-H*) приведенные радиусы кривизны зубьев имеют большое значение, поэтому прочность зацепления лимитируется, как правило, напряжениями изгиба зубьев. Нагрузочная способность роликового механизма снятия движения с сателлитов передачи типа *K-H-V*

определяется контактной прочностью сопряжения ролик-сателлит (при длине площадки контакта ролика с двумя дисками, принимаемой равной длине площадки его контакта с сателлитом) [1].

С учетом этого установим условия равнопрочности этих элементов зубчато-роликовой передачи типа *K-H-V*, являющейся наиболее эффективной из указанных планетарных передач (рис. 1).

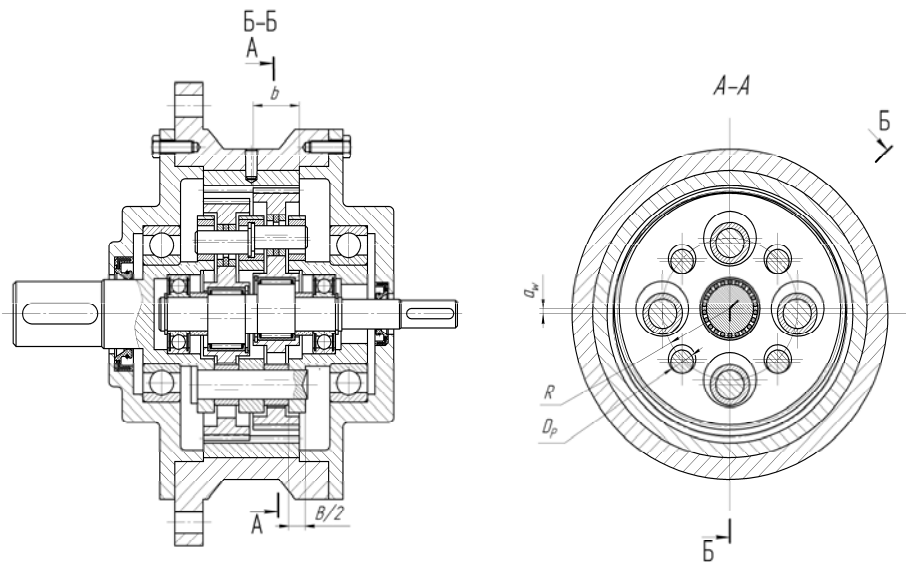


Рис. 1. Зубчато-роликовая планетарная передача типа *K-H-V*

Расчет зубьев колес на изгибную прочность осуществляется по известной зависимости [2]

$$\sigma_F = \frac{F_t Y_F K_F \Psi}{b m} \leq \frac{\sigma_{F \lim}}{S_F} K_{FL} K_{\Sigma F}. \quad (1)$$

Здесь b – ширина венца одного сателлита; m – модуль зацепления; Y_F – коэффициент формы зуба; K_F –

коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки по сателлитам и длине их зубьев, динамику передачи, уменьшение высоты зубьев для предотвращения явления интерференции их профилей; Ψ – коэффициент многопарности зацепления, показывающий, какая доля нагрузки приходится на наиболее нагруженный зуб; K_{FL} – коэффициент долговечности; S_F – коэффициент запаса проч-

ности; $K_{\Sigma F}$ – коэффициент, учитывающий масштабный фактор, шероховатость, вид обработки зубьев; $\sigma_{F\lim}$ – предел изгибной прочности зубьев; F_t – суммарная окружная сила в зацеплении.

Входящие в уравнение (1) силовые факторы определяются по общеизвестным выражениям:

$$F_t = \frac{2T}{mz_b n_W}, \quad \sigma_{F\lim} = 1,75 \cdot 10^6 \text{ HB МПа}, \quad (2)$$

где T – момент на тихоходном валу передачи; z_b – число зубьев центрального колеса; n_W – число сателлитов; HB – твердость по шкале Бриннеля (выражение записано для колес из термоулучшенной стали, $HB \leq 350$).

Подстановка равенства (2) в выражение (1) дает

$$\frac{T}{m^2} = \frac{\sigma_{F\lim} K_{FL} K_{\Sigma F}}{2S_F Y_F \Psi K_F} z_b n_W b. \quad (3)$$

Коэффициент Ψ определяется из решения системы уравнений совместности перемещений [3]:

$$\left. \begin{aligned} F_0 &= \delta bc, \\ F_{i=1} &= (\delta - \Delta_{i=1}) bc, \\ F_{j=1} &= (\delta - \Delta_{j=1}) bc, \\ &\dots\dots\dots, \\ F_{i=n} &= (\delta - \Delta_{i=n}) bc, \\ F_{j=m} &= (\delta - \Delta_{j=m}) bc, \\ F_0 + \sum_{i=1}^n F_i + \sum_{j=1}^m F_j &= T_e / r_{bb}. \end{aligned} \right\}$$

Здесь c – жесткость зацепления ($c \approx 0,075E$ [4]); $\delta = \text{const}$; F – силы в контактирующих парах зубьев; r_{bb} – радиус основной окружности центрального колеса; Δ – зазоры между парами зубьев зацепления.

Выполненные таким образом вычисления показывают, что выражение для определения коэффициента Ψ может быть представлено в виде следующей аппроксимации:

$$\Psi = f(z_g, \Delta z) = 0,000034z_g^2 - 0,0086z_g + 0,77 + \frac{5}{\Delta z z_g} (\Delta z - 1 + 1,46(\Delta z - 1)^2). \quad (4)$$

Расчет на контактную прочность сопряжения ролик – сателлит осуществляется по формуле Герца:

$$\sigma_H = 0,418 \sqrt{\frac{F_{n\max} EK_H}{B\rho}} \leq \frac{\sigma_{H\lim} K_{HL} K_{\Sigma H}}{S_H}, \quad (5)$$

где E – приведенный модуль упругости стальных колес; B – длина площадки контакта ролика в зоне сопряжения с сателлитом; ρ – приведенный радиус кривизны сопряжения ролик-сателлит; $\sigma_{H\lim}$ – предел

контактной выносливости; $K_H, K_{HL}, K_{\Sigma H}, S_H$ – коэффициенты расчета на контактную прочность, учитывающие те же факторы, что и аналогичные коэффициенты расчета зубьев на изгиб; $F_{n\max}$ – максимальная нормальная сила, действующая на ролик со стороны сателлита.

В этом выражении $\sigma_{H\lim} = (2HB + 70) \cdot 10^6$ МПа;

$$F_{n\max} = \frac{TK}{Rn_W}; \quad \frac{1}{\rho} = \frac{2a_W}{D_P(D_P + a_W)}, \quad \text{где } K \text{ – коэффициент,}$$

учитывающий распределение нагрузки между роликами (для наиболее распространенной четырехроликовой передачи $K = 1$); D_P – диаметр ролика ($D_P \approx 0,2mz_g$); a_W – межосевое расстояние передачи,

определяемое из равенства $a_W = 0,5\Delta z m \frac{\cos \alpha}{\cos \alpha_W}$;

$\Delta z = z_b - z_g$ – разница чисел зубьев центрального колеса b и сателлита g ; α – угол профиля исходного контура; α_W – угол зацепления; R – радиус окружности расположения роликов, определяемый с учетом требуемой толщины обода сателлита в зонах нахождения отверстий и диаметра его посадочной поверхности под подшипник по формуле

$$R = 0,5mz_g - 4m - (a_W + D_P)0,5.$$

В соответствии с этим выражение (5) принимает вид

$$\begin{aligned} \frac{T}{m^2} &= \left(\frac{\sigma_{H\lim} K_{HL} K_{\Sigma H}}{0,418S_H} \right)^2 \times \\ &\times \frac{0,2Bn_W z_g \left(0,4z_g - 4 - 0,25\Delta z \frac{\cos \alpha}{\cos \alpha_W} \right)}{EK_H K} \times \\ &\times \frac{0,8z_g \cos \alpha_W + 2\Delta z \cos \alpha}{4\Delta z \cos \alpha}. \end{aligned} \quad (6)$$

Приравнивая правые части уравнений (3) и (6), с учетом выражения (4) получим зависимость отношения b/B от параметров передачи:

$$\begin{aligned} \frac{b}{B} &= \frac{b_W}{B} = \left(\frac{\sigma_{H\lim} K_{HL} K_{\Sigma H}}{0,418S_H} \right)^2 \times \\ &\times \frac{0,4S_F Y_F K_F \Psi z_g \left(0,4z_g - 4 - 0,25\Delta z \frac{\cos \alpha}{\cos \alpha_W} \right)}{\sigma_{F\lim} K_{FL} K_{\Sigma F} EK_H K z_b} \times \\ &\times \frac{0,8z_g \cos \alpha_W + 2\Delta z \cos \alpha}{4\Delta z \cos \alpha}. \end{aligned} \quad (7)$$

На рис. 2 представлен график зависимости (7), построенный для передачи из стальных колес и дисков, при $HB = 320 \dots 350$; $K = K_{HL} = K_{FL} = 1$; $K_H = K_F = 1,5$; $S_H = 1,3$; $S_F = 1,7$; $K_{\Sigma H} = K_{\Sigma F} = 1$; $\rho = 20^\circ$; угол зацепления α_W принимался равным 60° при $\Delta z = 1$, 50° при $\Delta z = 2$, 40° при $\Delta z = 3$ [5].

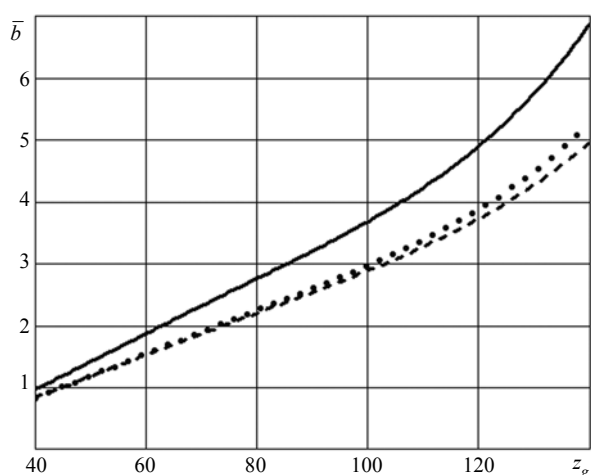


Рис. 2. Зависимость отношения ширины зубчатого венца сателлита к длине его площадки контакта с роликом от числа зубьев сателлита: ———— $\Delta z = 1$; $\Delta z = 2$; - - - - - $\Delta z = 3$

Получено 08.12.14

Выполненные расчеты и построенные по ним графики позволяют выбрать рациональные значения параметров планетарной передачи, обеспечивающие равнопрочность ее элементов и наилучшие массогабаритные показатели при высокой нагрузочной способности и небольших потерях мощности на трение.

Библиографические ссылки

1. Плеханов Ф. И., Овсянников А. В. Исследование распределения нагрузки по длине ролика зубчато-роlikовой планетарной передачи // Вестник машиностроения. – 2011. – № 3. – С. 12–14.
2. ГОСТ 21354–87. Передачи зубчатые цилиндрические эвольвентные внешнего зацепления. Расчет на прочность.
3. Плеханов Ф. И., Блинов И. А. Исследование влияния геометрии зацепления планетарной передачи на распределение нагрузки между зубьями колес // Вестник ИжГТУ. – 2010. – № 3. – С. 32–34.
4. Айрапетов Э. Л., Генкин М. Д. Деформативность планетарных механизмов. – М.: Наука, 1973. – 212 с.
5. Плеханов Ф. И., Блинов И. А. Указ. соч.

УДК 620.193.2

А. Ф. Белякова, кандидат технических наук, доцент, Сарапульский политехнический институт (филиал) ИжГТУ имени М. Т. Калашникова
Т. Н. Иванова, кандидат технических наук, доцент, Сарапульский политехнический институт (филиал) ИжГТУ имени М. Т. Калашникова
Н. А. Мосалев, Сарапульский политехнический институт (филиал) ИжГТУ имени М. Т. Калашникова

ПОВЫШЕНИЕ СТОЙКОСТИ ИЗДЕЛИЙ ИЗ СЕРОГО ЧУГУНА В УСЛОВИЯХ АТМОСФЕРНОЙ КОРРОЗИИ

Изделия, изготовленные из углеродистых и низколегированных сталей и чугунов, малоустойчивы в атмосферных условиях из-за слабых защитных свойств оксидной пленки ($FeO \cdot Fe_2O_3 \cdot nH_2O$) и не могут использоваться длительное время без специальной защиты.

Основными факторами, определяющими скорость коррозии в атмосфере, являются степень увлажненности поверхности корродирующего металла, наличие загрязнений и температура воздуха [1].

Влажность воздуха – один из главных факторов, способствующих образованию на поверхности металла пленки влаги. Она приводит к электрохимической коррозии металла, скорость которой возрастает с увеличением относительной влажности воздуха.

Пленка влаги может появляться на поверхности по различным причинам: капиллярная, адсорбционная или химическая конденсации, которые возможны при относительной влажности менее 100 %.

Капиллярная конденсация влаги обусловлена зависимостью давления паров жидкости от формы поверхности и степени кривизны мениска жидкости, над которой устанавливается равновесное давление паров.

Оно наименьшее над вогнутым мениском. Поэтому конденсация влаги над вогнутым мениском происходит при меньшей влажности. Таким образом, наличие капилляров со смачивающимися стенками (микрощели, осевшие на поверхности металла твердые частицы, поры в окисной пленке, продукты коррозии металла, зазоры между деталями конструкции и т. п.) приводит к конденсации водяного пара, ненасыщенного по отношению к плоскому мениску жидкости.

Адсорбционная конденсация влаги обусловлена проявлением адсорбционных сил на поверхности металла. Она может создавать слои влаги толщиной до нескольких десятков молекулярных слоев. В этом случае силы сцепления молекул воды с твердой поверхностью (силы адгезии) превышают силы сцепления между отдельными частицами водяного пара (силы когезии).

Химическая конденсация влаги – продолжение развития адсорбционной конденсации в виде химического взаимодействия продуктов коррозии с водой с образованием гидратированных соединений, которым соответствует пониженное давление насыщенного водяного пара.