

УДК 621.833.383

О. А. Баран

ОСОБЕННОСТИ РАСЧЁТА БОЛТОВОЙ КОНСТРУКЦИИ СОСТАВНОГО ЧЕРВЯЧНОГО КОЛЕСА С БИМЕТАЛЛИЧЕСКИМ ВЕНЦОМ

UDC 621.833.383

V. A. Baran

CALCULATION FEATURES OF THE BOLTED CONSTRUCTION OF A BUILT-UP WORM WHEEL WITH A BIMETALLIC RIM

Аннотация

Рассмотрены особенности расчёта составного червячного колеса болтовой конструкции с биметаллическим венцом, зубчатый профиль которого выполнен в антифрикционном слое. Проектирование колеса предложено осуществлять в три этапа с рассмотрением напряжённо-деформированного состояния биметаллического венца, ступицы и болтов. Разработанная методология расчёта составного червячного колеса позволяет определить: толщину антифрикционного слоя и его требуемую прочность сцепления с основой венца; необходимое количество и диаметр болтов; присоединительные размеры фланцев венца и ступицы. Рассмотрен пример расчёта крупногабаритного колеса с биметаллическим венцом.

Ключевые слова:

составное червячное колесо, биметаллический венец, прочность сцепления слоёв, болтовое соединение, напряжённо-деформированное состояние.

Abstract

The paper considers calculation features of a built-up worm wheel of bolted construction with a bimetallic rim, the gear profile of which is made in the antifriction layer. The wheel design is proposed to be carried out in three stages, which deal with the stress-strain state of the bimetallic rim, hub and bolts. The proposed algorithm for calculating the built-up worm wheel allows determining the thickness of the antifriction layer and the required strength of its adhesion to the rim base; the required number and diameter of bolts; connecting dimensions of flanges of the rim and the hub. The calculation example of a large-sized wheel with the bimetallic rim is considered.

Keywords:

built-up worm wheel, bimetallic rim, adhesion strength of layers, bolted construction, stress-strain state.

Введение

Создание многослойных конструкций позволяет экономить расходование цветных металлов и во многих случаях придать им новые свойства изделиям. В [1–4] изучались возможности изготовления составных червячных колёс. В частности, в [4] рассматривался вопрос создания биметаллических венцов с двумя вариантами их крепления к ступице: бандажированием (прессовой посадкой) и болтовым соединением.

Червячные колёса болтовой конструкции с цельнометаллическим венцом традиционно используются в грузоподъёмных машинах, например, для приводов лифтов [5]. Биметаллический венец болтовой конструкции также может преимущественно применяться для средне- и крупногабаритных червячных колёс, поскольку позволяет выдерживать большие нагрузки без нарушения целостности колеса. Применение болтовой конструкции особенно оправдано в условиях быстрого износа зубчатого



профиля при необходимости частой замены или ремонта венца колеса. Однако болтовая конструкция венца предполагает наличие достаточной высоты реборды и в некоторых случаях дополнительно требуется усиление мест крепления. Кроме того, для составных колёс особенно важно обеспечение точности не только геометрии зацепления, но и сборки (нельзя допускать перекосов).

Использование биметаллического венца вместо цельнобронзового повышает устойчивость к температурным колебаниям (градиенту температур) за счёт снижения суммарного коэффициента температурного расширения биметалла.

Изготовление составных конструкций требует выполнения специальных расчётов по определению геометрических параметров биметаллического венца (например, минимальных толщин покрытия и самого венца), обеспечивающих сохранение работоспособности конструкции при эксплуатационных нагрузках. До настоящего времени не разработан общий подход к расчёту составных червячных колёс болтовой конструкции с биметаллическим венцом. В этой связи целью данной работы является разработка методологии расчёта составного червячного колеса болтовой конструкции с определением геометрических и конструктивных характеристик биметаллического венца и ступицы в месте крепления с венцом, а также выработке рекомендаций по подбору болтового соединения.

Определение прочности составного червячного колеса болтовой конструкции

В процессе эксплуатации червячное колесо находится в сложном напряжённом состоянии от действия сил зацепления, градиента температур и центробежных сил. Для практических расчётов с достаточной точностью принимается, что суммарная сила в зацепле-

нии направлена нормально к рабочей поверхности зуба и соответственно может быть представлена в виде радиальной, окружной и осевой составляющих [6, 7]. Величина составляющих определяется передаваемым крутящим моментом и геометрическими параметрами колеса.

Расчёт конструкции определяется также характером изменения момента (постоянный или циклический), который зависит от характеристик двигателя и муфты. В работе принято, что червячное колесо работает в установившемся режиме с максимальным крутящим моментом M .

В составном червячном колесе болтовой конструкции биметаллический венец крепится к ступице посредством болтового соединения. Биметаллический венец может изготавливаться нанесением покрытия на стальную основу с последующим нарезанием червячного профиля на нём. Такая конструкция позволяет экономить расход антифрикционных материалов за счёт снижения толщины рабочего слоя и изготовления основы венца (фланца) из стали, повысить ремонтпригодность колеса, уменьшить инерционные характеристики, снизить деформации и др. В свою очередь, уменьшение деформаций в зоне контакта зубьев колеса и червяка повышает кинематическую точность передачи и стабилизирует толщину масляного слоя в зацеплении, тем самым снижая износ зубьев и улучшая параметры её бесшумности. Использование стали вместо бронзы в месте крепления болтового соединения позволяет снизить усилие затяжки болтов за счёт увеличения коэффициента сухого трения. Схема расчёта составного червячного колеса в общем виде показана на рис. 1. Согласно предложенной схеме расчёт составного колеса выполняется в три этапа отдельно для каждого из составляющих его конструктивных элементов.



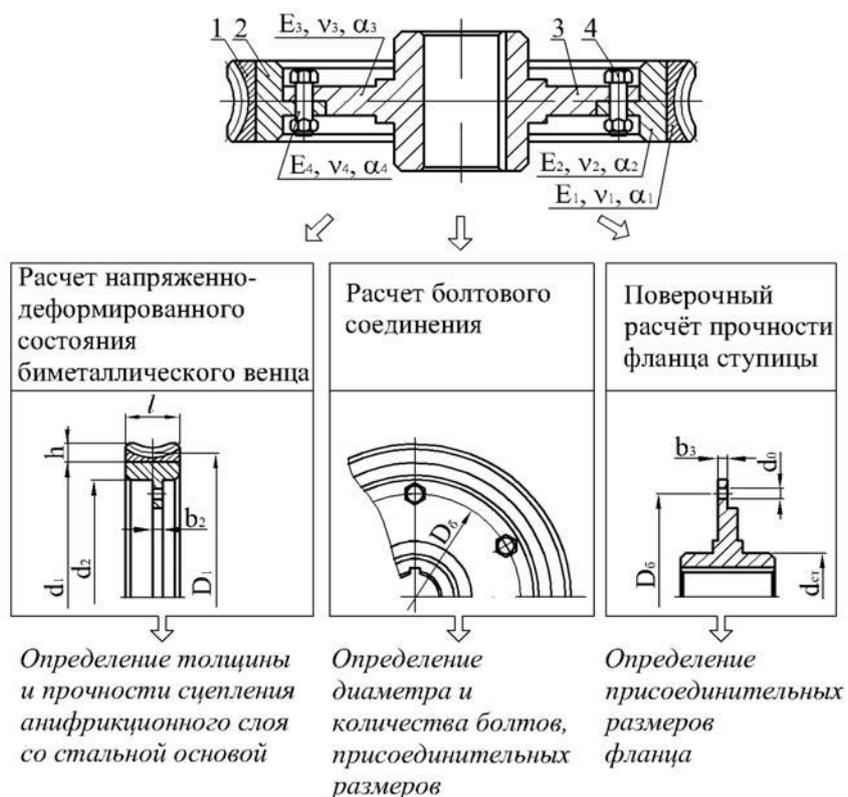


Рис. 1. Схема расчёта составного червячного колеса болтовой конструкции: 1 – антифрикционный слой с червячным профилем; 2 – стальная основа; 3 – ступица; 4 – болтовое соединение

Напряжённно-деформированное состояние и расчёт необходимой прочности сцепления в слоях биметаллического обода

При изучении напряжённно-деформированного состояния в слоях биметаллического венца от эксплуатационных нагрузок (передаваемый крутящий

момент M , температурные напряжения, возникающие из-за разности коэффициентов линейного расширения антифрикционного материала и материала основы и центробежные силы) применим модель двухслойного полого цилиндра эквивалентного наружного диаметра (рис. 2).

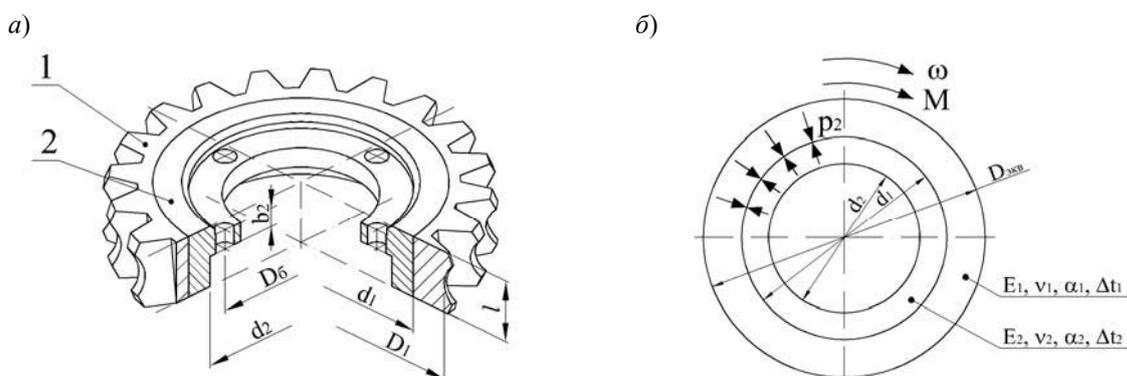


Рис. 2. Биметаллический венец составного червячного колеса болтовой конструкции (а) и схема к расчёту прочности венца (б): 1 – антифрикционный слой; 2 – стальная основа



Для определения напряжений в слоях выбранной модели применим обобщённый закон Гука в цилиндрических координатах. Используя принцип

Д’Аламбера, зависимости радиальных и окружных напряжений в слоях модели венца примут вид:

$$\begin{aligned} \sigma_{r_1}(d_{r_1}) &= j_1(3 + \mu_1) \left(d_1^2 + D_{\text{экв}}^2 - \frac{d_1^2 D_{\text{экв}}^2}{d_{r_1}^2} - d_{r_1}^2 \right) + \frac{p_2 d_1^2}{D_{\text{экв}}^2 - d_1^2} \left(1 - \frac{D_{\text{экв}}^2}{d_{r_1}^2} \right); \\ \sigma_{t_1}(d_{r_1}) &= j_1(3 + \mu_1) \left(d_1^2 + D_{\text{экв}}^2 + \frac{d_1^2 D_{\text{экв}}^2}{d_{r_1}^2} - \frac{1 + 3\mu_1}{3 + \mu_1} d_{r_1}^2 \right) + \frac{p_2 d_1^2}{D_{\text{экв}}^2 - d_1^2} \left(1 + \frac{D_{\text{экв}}^2}{d_{r_1}^2} \right); \\ \sigma_{r_2}(d_{r_2}) &= j_2(3 + \mu_2) \left(d_2^2 + d_1^2 - \frac{d_2^2 d_1^2}{d_{r_2}^2} - d_{r_2}^2 \right) - \frac{p_2 d_1^2}{d_1^2 - d_2^2} \left(1 - \frac{d_2^2}{d_{r_2}^2} \right); \\ \sigma_{t_2}(d_{r_2}) &= j_2(3 + \mu_2) \left(d_2^2 + d_1^2 + \frac{d_2^2 d_1^2}{d_{r_2}^2} - \frac{1 + 3\mu_2}{3 + \mu_2} d_{r_2}^2 \right) - \frac{p_2 d_1^2}{d_1^2 - d_2^2} \left(1 + \frac{d_2^2}{d_{r_2}^2} \right), \end{aligned} \quad (1)$$

где $\sigma_{r1}(d_{r1})$, $\sigma_{t1}(d_{r1})$, $\sigma_{r2}(d_{r2})$, $\sigma_{t2}(d_{r2})$ – радиальные и окружные напряжения в антифрикционном слое 1 и основе 2 соответственно; d_{r1} , d_{r2} – текущие диаметры слоёв 1 и 2 соответственно; j_1 , j_2 – коэффициенты, учитывающие центробежную нагрузку в слоях 1 и 2, $j_1 = \gamma_1 \omega^2 / 32g$, $j_2 = \gamma_2 \omega^2 / 32g$; γ_1 , γ_2 – удельный вес материалов цилиндров 1 и 2 соответственно; ω – угловая скорость; g – ускорение свободного па-

дения; μ_1 , μ_2 – коэффициенты Пуассона материала цилиндров 1 и 2; p_2 – контактное давление, возникающее в зоне соединения разнородных материалов слоёв венца 1–2 от действия эксплуатационных нагрузок (см. рис. 2, б).

Контактное давление p_2 определяется из условия равенства перемещений цилиндров в месте их контакта с учётом температурных расширений материала:

$$\begin{aligned} p_2 &= \left(\frac{2j_2}{E_2} (d_2^2 (3 + \mu_2) + d_1^2 (1 - \mu_2)) - \frac{2j_1}{E_1} (D_{\text{экв}}^2 (3 + \mu_1) + d_1^2 (1 - \mu_1)) + (\alpha_2 - \alpha_1) \Delta t \right) \times \\ &\times \left(\frac{d_1^2 (1 - \mu_2) + d_2^2 (1 + \mu_2)}{E_2 (d_1^2 - d_2^2)} + \frac{d_1^2 (1 - \mu_1) + D_{\text{экв}}^2 (1 + \mu_1)}{E_1 (D_{\text{экв}}^2 - d_1^2)} \right)^{-1}, \end{aligned} \quad (2)$$

где E_1 , E_2 – модули упругости материалов цилиндров 1 и 2 соответственно; α_1 , α_2 – коэффициенты линейного расширения материалов слоёв биметалли-

ческого венца; Δt – разность средних температур антифрикционного слоя t_1 и основы t_2 венца, $\Delta t = t_1 - t_2$.

Напряжения, возникающие вслед-



ствие действия сил зацепления в области контакта венца с червяком, от передаваемого момента M учитываются дополнительно при расчёте эквивалентных напряжений. Выражение для определения окружных напряжений $\sigma_{тМ}$ от действия момента для венца болтовой конструкции запишем аналогично, как для прессовой конструкции [8]:

$$\sigma_{тМ} = \frac{4M(3D_{экр} + 6m - D_1 - 2d_2)}{l(D_{экр} - d_2)^2(D_1 + 2m)}, \quad (3)$$

где D_1 и m – делительный диаметр и модуль зацепления червячного колеса соответственно.

Минимальная толщина антифрикционного слоя определяется из расчёта на прочность биметаллического венца, а прочность сцепления $\sigma_{сц}$ покрытия с основой венца – через максимальные значения эквивалентных напряжений $\sigma_{экр 2}$ и $\sigma_{экр 1}$ в зоне сцепления:

$$\sigma_{сц} \geq s(\sigma_{экр 2} - \sigma_{экр 1}), \quad (4)$$

где s – коэффициент запаса прочности.

Эквивалентные напряжения $\sigma_{экр 1}$ и $\sigma_{экр 2}$ в антифрикционном слое и основе находятся по IV теории прочности согласно [8].

Таким образом, при расчёте прочности рассматриваемого двухслойного цилиндра необходимо определить давление p_2 в соединении слоёв 1 и 2 для заданных параметров нагрузок, материалов, размеров двухслойного цилиндра. После чего вычисляются значения эквивалентных напряжений, определяется толщина h , и проверяется выполнение условия IV теории прочности для первого и второго слоёв.

Расчёт болтового соединения

Для соединения венца со ступицей червячного колеса болты в болтовом соединении могут устанавливаться с зазором и без зазора. В условиях ре-

монтного производства составных червячных колёс для соединения венца и ступицы рационально устанавливать болты с зазором, поэтому при расчёте болтового соединения будет рассматриваться соединение с зазором. В этом случае неподвижность соединения обеспечивается контролируемой силой затяжки, при этом требуемое значение сил трения сопрягаемых деталей больше, чем сдвигающие силы, а расчёт проводится из условия неподвижности стыка. Для снижения нагрузок, вызывающих срез и смятие, болтовое соединение может быть дополнительно усилено штифтами.

Условия прочности на срез и смятие для болтов и соединяемых деталей (фланцев венца и ступицы) одинаковы, поэтому, чтобы при перегрузках предотвратить возможное повреждение соединяемых деталей, для болтов используется материал с меньшим допускаемым напряжением. Таким образом, выбор материала болтов выполняется с учётом правила «мягкие (податливые) болты – жёсткие фланцы» с использованием дополнительных упругих элементов (шайб) для снижения нагруженности и деформации в зоне контакта [9]. Механические характеристики болтов определяются установленным классом их прочности [10]. Для крепления венца к ступице используются болты с гайками, предусматривающими стопорение от развинчивания, поскольку нарезание резьбы в ступице, особенно чугуновой, нецелесообразно.

Болтовое соединение в данном случае нагружено моментом в плоскости стыка и отрывающей нагрузкой. При такой нагрузке соединение должно быть прочным и жёстким, поэтому оно выполняется с предварительной затяжкой болтов. В случае раскрытия стыка нагрузка будет полностью восприниматься стержнем болта, а при реверсивном движении червячного колеса будут возникать дополнительные ударные нагрузки [7].



Величина нагрузки в радиальном направлении болтового соединения определяется действием сил в зацеплении (I), деформацией обода колеса от действия температур (II), центробеж-

ными силами (III), а также весом колеса (IV), и в первом приближении её максимальная величина определяется по формуле

$$F_r = \underbrace{\frac{2M \operatorname{tg} \alpha}{D_1 \cos \gamma_n}}_I - \underbrace{\frac{D_6 \Delta t \pi}{n} [\alpha_3 E_3 b_3 - \alpha_2 E_2 b_2]}_{II} - \underbrace{\frac{l \omega^2}{12g} \sin \left(\frac{\pi}{n} \right) [\gamma_1 (D_{\text{экв}}^3 - d_2^3) + \gamma_2 (d_2^3 - d_1^3)]}_{III} \pm \underbrace{\frac{\pi l}{4n} [\gamma_1 (D_{\text{экв}}^2 - d_2^2) + \gamma_2 (d_2^2 - d_1^2)]}_{IV}, \quad (5)$$

где α – угол профиля; γ_n – угол наклона зуба червячного колеса, D_6 – диаметр расположения болтов; $E_2, E_3, \alpha_2, \alpha_3$ – модули упругости и коэффициенты линейного расширения материалов основы венца и ступицы соответственно; знак « \pm » определяется положением червячного колеса относительно червяка.

Предварительный анализ зависимости (5) показал, что на величину радиальной нагрузки наибольшее воздействие оказывают усилия, возникающие вследствие температурных деформаций в условиях ограниченного пространства (составляющая II), а центробежные силы и силы тяжести (составляющие III и IV соответственно) практически не влияют. Например, при градиенте температур $\Delta t = 20$ °С температурная составляющая радиальной нагрузки может быть в 1,2...5,0 раз больше составляющей от сил зацепления, при этом центробежные силы и силы тяжести составляют менее 1 % радиальной нагрузки.

Классический подход расчёта болтового соединения составного червячного колеса при установке болтов с зазором предполагает подбор болтового соединения по необходимой силе затяжки $F_{\text{зам}}$ для наиболее нагруженного болта. При действии момента M в плоскости стыка и радиальной силы F_r усилие затяжки болтов рассчитывается по формуле

$$F_{\text{зам}} = \frac{K}{fn} \sqrt{F_r^2 + \left(\frac{2M}{D_6} \right)^2}, \quad (6)$$

где K – коэффициент запаса ($K = 1,3 \dots 2$); f – коэффициент трения в сопряжении деталей; n – количество болтов; F_r – максимальное усилие, действующее в радиальном направлении; D_6 – диаметр расположения болтов на фланце биметаллического венца.

Действие сил в зацеплении приводит также к возникновению осевых нагрузок F_a (по оси болтового соединения). При такой нагрузке необходимо проверить стержень болта на растяжение и резьбу болта (гайки) на срез и смятие. Поэтому прочность болтов определяется по эквивалентному напряжению, которое при действии осевой силы F_a и силы затяжки $F_{\text{зам}}$ для метрической резьбы можно вычислить по упрощённой формуле

$$\sigma_{\text{экв4}} = \frac{5,2(F_{\text{зам}} + F_a)}{\pi d_0^2} \leq [\sigma_{p4}], \quad (7)$$

где $[\sigma_{p4}]$ – допускаемое напряжение материала болтов при растяжении; d_0 – диаметр резьбы болтов.

Диаметр резьбы болтов для соединений типа фланцевых рекомендуется



выбирать из условия [11]:

$$d_0 \approx (0,7 \dots 0,8) b_{\min}, \quad (8)$$

где b_{\min} – меньшее значение толщины соединяемых деталей (венца или ступицы).

Диаметр резьбы болтов d_0 стандартизирован нормативными документами [12] и выбирается из предпочтительного ряда: 8, 10, 12, 16, 20, 24, 30, 36, 42, 48 мм.

Для уменьшения диаметра и количества болтов можно использовать соединение болтов без зазора, но в этом случае снижается качество сборки составного колеса при выполнении его ремонта.

Минимальные размеры фланцев соединяемого венца b_2 и ступицы b_3 принимаются равными:

$$b_2 = 0,25l; \quad (9)$$

$$b_3 = 1,5(2m + 0,05l),$$

где l – ширина венца червячного колеса; m – модуль зацепления.

Диаметр расположения болтов D_6 на фланце биметаллического венца определяется через толщину венца с учётом места под ключ для головок болтов.

Для обеспечения достаточного места для манипулирования ключом минимальное расстояние от центра головок болтов (гаек) до ближайшей стенки при использовании ключа любого типа рекомендуется принимать равным диаметру гайки D , а при использовании торцового ключа – не менее $0,8D$ [13]. Для выполнения работ при механизированной сборке размеры под завёртывание определяются с учётом размеров гайковёртов.

Следует учитывать, что диаметры головок болтов стандартизованы и разделены на три типа: с облегчённой, с нормальной и увеличенной головкой. В наиболее общем виде можно принять диаметр головки болта равным $2d_0$, что

удовлетворяет размерам болтов с нормальной и облегчённой головкой. С учётом этого максимальное значение диаметра D_6 оси расположения болтов:

$$D_6 = d_2 - 4d_0, \quad (10)$$

где d_2 – диаметр перехода на реборду крепления.

Величина радиальной нагрузки F_r определяется действием сил в зацеплении от крутящего момента, центробежных сил и эксплуатационным нагревом.

Поверочный расчёт прочности фланца ступицы на изгиб, срез и смятие

Действие осевых сил в зацеплении приводит к возникновению поперечного изгиба, а следовательно, к увеличению деформаций и относительному смещению элементов конструкции с последующим возникновением вибраций, а в конечном счёте, разрушению сборной конструкции. Во избежание создания дополнительного напряжённо-деформированного состояния для нереверсивных колёс фланец венца желательно располагать со стороны подъёма зуба. В большинстве случаев червячное колесо работает в прямом и реверсивном направлениях, поэтому осевые силы в зацеплении приводят к изгибу венца, однако возникающие в конструкции напряжения носят локальный характер, а прочность колеса определяется в первую очередь контактными напряжениями в зубчатом профиле. Расчёт на изгиб диска колеса (реборды) от действия осевых сил в зацеплении можно осуществлять классическими подходами, которые применяются для расчёта пластин и оболочек [14]. Тогда максимальную концентрацию напряжений и прогиб u_{\max} в зоне зацепления можно оценить по формулам (рис. 3):

$$u_{\max} = 0,682 \left(\frac{\alpha^2 - 2 \ln \alpha - 1}{1,3\alpha^2 + 0,7} \right) \frac{F_a D_6^3}{E_3 b_3^3};$$

$$\sigma_{r3}(d_{r3} = d_{cm}) = \left(\frac{6\alpha^2}{1,3\alpha^2 + 0,7} \right) \frac{F_a D_6}{b_3^2};$$

$$\sigma_{t3}(d_{r3} = d_{cm}) = \mu_3 \sigma_{r3}(d_{r3} = d_{cm});$$

$$\sigma_{r3}(d_{r3} = D_6) = \frac{3F_a D_6}{b_3^2};$$

$$\sigma_{t3}(d_{r3} = D_6) =$$

$$= \left(\frac{1,3\alpha^2 - 0,7}{1,3\alpha^2 + 0,7} \right) \sigma_{r3}(d_{r3} = D_6),$$

где $\sigma_{r3}(d_{r3})$, $\sigma_{t3}(d_{r3})$ – радиальные и окружные напряжения в реборде колеса для текущих диаметров d_{r3} соответ-

ственно; d_{cm} – наружный диаметр ступицы в месте примыкания реборды; $\alpha = D_6/d_{cm}$; F_a – осевая составляющая силы зацепления; $F_a = 2M/D_1$ [7]; E_3 – модуль упругости материала ступицы 3.

Расчёт фланцев ступицы и биметаллического обода на срез и смятие определяется по формулам:

$$\tau_{\phi л \max j} = \frac{4F_r}{\pi n d_0^2} \leq [\tau_{cp j}];$$

$$\sigma_{\phi л \max j} = \frac{F_r}{\pi n d_0 b_j} \leq [\sigma_{cm j}],$$

где b_j – ширина j -го ($j = 2, 3$) фланца (см. рис. 1); $[\tau_{cp j}]$, $[\sigma_{cm j}]$ – допускаемые напряжения материала ступицы/обода при срезе и смятии соответственно.

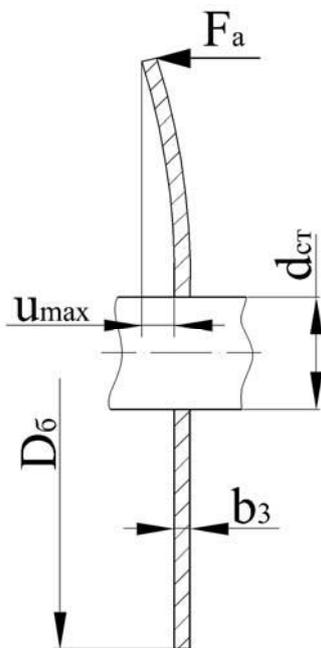


Рис. 3. Расчётная схема для определения изгиба ступицы

По предложенному алгоритму (см. рис. 1) выполнен расчёт крупнога-

баритного червячного колеса с биметаллическим венцом «сталь 10–брон-



за БрАЖ 9-4» ($D_1 = 320$ мм, $m = 8$ мм, $d_2 = 260$ мм, $\ell = 0,074$ м) и ступицей из чугуна СЧ15 ($d_{cm} = 100$ мм), нагруженного эксплуатационными нагрузками ($\omega = 10$ рад/с, $\Delta t = 20$ °С, $M = 5$ кН·м), который показал, что при установке болтов с зазором болтовое соединение $n = 8$, $d_0 = 20$ мм, $D_6 = 196$ мм, $F_{зам} = 30,61$ кН с нормальными шестигранными гайками обеспечивает необходимую прочность (с коэффициентом запаса $s = 2$) и жёсткость составного колеса. Размеры фланцев венца и ступицы составили $b_2 = 19$ мм, $b_3 = 30$ мм. Необходимые условия работы колеса обеспечиваются при толщине бронзового слоя $h = 12$ мм ($d_1 = 296$ мм) и прочности сцепления слоёв венца 25,03 МПа. Механические характеристики материалов составного колеса для возможности сравнения приняты как в примере [8], материал болтов – сталь, класс прочности 5.8 [10].

Заключение

Сформулированы принципы расчёта биметаллического венца составного червячного колеса болтовой конструкции, основанные на анализе напряжённо-деформированного состояния от действия эксплуатационных нагрузок для трёх элементов колеса: биметаллического венца, ступицы и болтов. Биметаллический венец рассматривается в виде двухслойной модели, при этом профиль червячного колеса представлен полым цилиндром эквивалентного диаметра. Для определения толщины и необходимой прочности сцепления антифрикционного слоя со стальной основой венца решена задача Ламе с условиями равенства перемещений на границе разнородных материа-

лов. Зависимость прочности сцепления покрытия с основой венца найдена через эквивалентные напряжения. Полученные зависимости позволяют рассчитать давление на границе слоёв при действии крутящего момента, градиента температур и центробежных сил, подобрать материалы слоёв и их размеры, выбрать метод нанесения антифрикционного слоя по расчётной величине прочности сцепления.

Описана методология расчёта болтового соединения, включающая определение диаметра расположения и требуемого количества болтов для обеспечения работоспособности составного колеса в процессе его эксплуатации. При расчёте болтового соединения предложено использовать классические подходы к расчёту резьбовых соединений. Получены формулы для расчёта эквивалентных напряжений при нагружении болтового соединения моментом в плоскости стыка, радиальной и осевой силами. Для определения нагрузки в радиальном направлении на основе принципа суперпозиции приведена зависимость её максимального значения, которая позволила выполнить анализ влияния эксплуатационных нагрузок на прочность болтового соединения.

Определение присоединительных размеров фланцев венца и ступицы осуществляется с использованием поверочного расчёта элементов на изгиб, срез и смятие от действия нагрузок. Предложенная методология расчёта составного червячного колеса болтовой конструкции опробована на примере крупногабаритного колеса с биметаллическим венцом «сталь 10–бронза БрАЖ 9-4» с делительным диаметром 320 мм и модулем зацепления 8 мм.

СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННОЙ ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Kasalak, W.** Innovative design of non-backlash worm gear drives / W. Kasalak, M. Majewski, Z. Budniak // Archives of Civil and Mechanical Engineering. – 2018. – № 18. – P. 983–999.
2. **Рогачевский, Н. И.** Теория зацепления витка архимедова червяка с зубьями двухвенцового колеса / Н. И. Рогачевский // Вестн. Белорус.-Рос. ун-та. – 2016. – № 3 (52). – С. 63–73.



3. Составное зубчатое колесо с составной ступицей: пат. ВУ 4714 / А. Л. Худолей, О. А. Баран. — Оpubл. 30.10.2008.
4. **Кашицин, Л. П.** Разработка конструкций червячных колёс и технологических схем их получения / Л. П. Кашицин, А. Л. Худолей, О. А. Баран // Сварка и родственные технологии. — 2007. — № 9. — С. 26–30.
5. **Руденко, Н. Ф.** Грузоподъёмные машины. Атлас конструкций / Н. Ф. Руденко. — Москва: Машгиз, 1958. — 124 с.
6. **Дунаев, П. Ф.** Детали машин. Курсовое проектирование: учебное пособие для машиностроительных специальных учреждений среднего проф. образования / П. Ф. Дунаев, О. П. Леликов. — Москва: Машиностроение, 2007. — 560 с.
7. **Скойбеда, А. Т.** Детали машин и основы конструирования: учебник / А. Т. Скойбеда, А. В. Кузьмин, Н. Н. Макейчик; под общ. ред. А. Т. Скойбеда. — Минск: Вышэйшая школа, 2006. — 560 с.
8. **Худолей, А. Л.** Проектный расчёт биметаллического венца составного червячного колеса / А. Л. Худолей, О. А. Баран, А. М. Гоман // Вес. Нац. акад. навук Беларусі. Сер. фіз.-тэхн. навук. — 2007. — № 3. — С. 60–68.
9. **Биргер, И. А.** Резьбовые и фланцевые соединения / И. А. Биргер, Г. Б. Иосилевич. — Москва: Машиностроение, 1990. — 368 с.
10. **ГОСТ ISO 898-1-2014.** Механические свойства крепёжных изделий из углеродистых и легированных сталей. Ч. 1. Болты, винты и шпильки установленных классов прочности с крупным и мелким шагом. — Введ. 01.04.2017. — Минск: Госстандарт, 2016. — 54 с.
11. **Гурин, В. В.** Детали машин. Курсовое проектирование: в 2 кн. / В. В. Гурин, В. М. Замятин, А. М. Попов. — Москва: Юрайт, 2017. — Кн. 1. — 366 с.
12. **ГОСТ 24671-84.** Болты, винты, шурупы с шестигранной головкой и гайки шестигранные. Размеры под ключ. — Введ. 01.01.85. — Минск: Госстандарт, 2008. — 3 с.
13. **Орлов, П. И.** Основы конструирования: справочно-методическое пособие в 3 кн. — Москва: Машиностроение, 1977. — Кн. 3. — 360 с.
14. Прочность. Устойчивость. Колебания: справочник в 3 т. / Под общ. ред. И. А. Биргера и Я. Г. Пановко. — Москва: Машиностроение, 1968. — Т. 1. — 832 с.

Статья сдана в редакцию 20 января 2020 года

Ольга Анатольевна Баран, ст. научный сотрудник лаборатории сельхозмашиноведения, Объединенный институт машиностроения НАН Беларуси. Тел.: +375-17-284-26-20.

Volha Anatolievna Baran, Senior Scientist of the Laboratory of Agricultural Engineering Science, Joint Institute of Mechanical Engineering of the National Academy of Sciences of Belarus. Phone: +375-17-284-26-20.

