

N.V. Titov // Friction and Wear. 2005. V. 26. № 5. Pp. 530–538.

3. Basinyuk V.L. (Improvement of antifriction properties of microarc oxidation-coatings with cuprum layers and alloys application on their surface / V.L. Basinyuk, E.I. Mardosevich, A.V. Kolomeichenko, N.V. Titov // Hardening Technologies and Coatings. 2006, № 4. Pp. 23–26.

4. Kolomeichenko A.V. Uluchshenie antifriktsionnykh svoystv MDO-pokrytiy za schet naneseniya na ikh poverkhnost' sloev iz medi i ee splavov (Cuprum layer as a measure to increase antifriction properties of parts with microarc oxidation-coatings) / A.V. Kolomeichenko // Tractors and Farm Machines. 2008. № 5. Pp. 54–55.

5. Kolomeichenko A.V. Povyshenie iznosostoykosti detaley iz alyuminievykh splavov pokrytiyami, modifitsirovannymi nanoporoshkom CuO (Increase of wear resistance of the parts made of aluminium alloys by the modified CuO nanopowder coatings) / A.V. Kolomeichenko, A.V. Kozlov // Tractors and agricultural machines. 2013. № 6. Pp. 44–46.

6. Kolomeichenko A.V. Modifitsirovanie nanoporoshkom CuO pokrytiy, sformirovannykh mikrodogovym oksidirovaniem (Modifying with CuO nanopowder of coatings formed by microarc oxidation) / A.V. Kolo-

meichenko, A.V. Kozlov // Farm Machinery and Equipment. 2013. № 4. Pp. 44–46.

7. Kolomeichenko A.V. Povyshenie iznosostoykosti detaley iz alyuminievykh splavov spetsializirovannymi pokrytiyami (Increase of wear resistance of the parts made of aluminium alloys by special purpose coatings) / A.V. Kolomeichenko, A.V. Kozlov // Construction and Road Machines. 2013. № 1. Pp. 20–26.

8. Kolomeichenko A.V. Ispol'zovanie nanoporoshkov CuO dlya povysheniya iznosostoykosti podvizhnykh soedineniy detaley mashin s MDO-pokrytiyami (Application of CuO nanopowders to increase wear resistance of sliding joints of machinery parts with microarc oxidation coatings) / A.V. Kolomeichenko, A.V. Kozlov // Works of State Scientific Institution of All Russian Research Technological University. 2013. V. 111. Pp. 169–173.

9. Kolomeichenko A.V. Tekhnologiya povysheniya iznosostoykosti podvizhnykh soedineniy detaley mashin s MDO-pokrytiyami (Technology of wear resistance increase of sliding joints of machinery parts with microarc oxidation coatings) / A.V. Kolomeichenko, A.V. Kozlov // Works of State Scientific Institution of All Russian Research Technological University. 2014. V. 114. Pp. 104–107.

Aleksandr V. Kolomeichenko – PhD (Eng), Prof., Orel State Agrarian University; 302019, Orel, Generala Rodina ul., 69; tel.: (4862) 43-19-79; e-mail: ale-ksvit1610@rambler.ru.

Aleksey V. Kozlov – PhD (Eng), Senior Lecturer; Orel State Agrarian University; 302019, Orel, Generala Rodina ul., 69; tel.: (4862) 43-19-79; e-mail: ale-ksvit1610@rambler.ru.

Received 25 June 2015

УДК 621.886.63

О.А. ЛЕОНОВ, Ю.Г. ВЕРГАЗОВА

Российский государственный аграрный университет – МСХА имени К.А. Тимирязева

РЕАЛИЗАЦИЯ ТЕОРЕТИЧЕСКИХ ИССЛЕДОВАНИЙ ТОЧНОСТНЫХ ПАРАМЕТРОВ СОЕДИНЕНИЙ «ВАЛ-ВТУЛКА СО ШПОНКОЙ»

Рассмотрены вопросы надежности и точности соединения «Вал–втулка со шпонкой». Изнашивание соединений происходит вначале по цилиндрической поверхности вала и втулки, в результате чего увеличивается зазор, появляются биения и сдвиги в посадке, начинается износ и пластические деформации шпонки и ее пазов. Приведена зависимость для определения допуска посадки соединения по модели параметрического отказа с учетом показателей износостойкости и вероятности безотказной работы. Относительная износостойкость может быть определена по формуле, включающей в себя относительную износостойкость отверстия и вала, а также коэффициент, учитывающий отношение скорости процесса старения вала к скорости процесса старения отверстия. Использование классической методики расчета и выбора посадок с натягом для данного вида соединений невозможно, так как

необходимо обеспечить разборку соединений в полевых условиях. Поэтому для соединения была дополнена методика расчета и выбора посадок с натягом для требования обеспечения регулярной разборки, с учетом обеспечения условия отсутствия раскрытия стыка от действия радиальной и консольной нагрузки и с ограничением величин шероховатостей поверхностей деталей. Для уточнения условий работы в формулу для расчета наибольшего технологического натяга введен динамический коэффициент посадки. Приведены также рекомендации по тепловому расчету натягов в посадке. Проведен расчет и выбраны посадки для исследуемых соединений «Вал–втулка со шпонкой» унифицированного редуктора. Выявлено, что интенсивность изнашивания соединения «Вал–втулка со шпонкой» звездочки с валом редуктора с проектной посадкой $\varnothing 30H6/v6$ в 12 раз меньше, чем у заводского с посадкой $\varnothing 30^{(+0,17/-0,03)}$; интенсивность изнашивания соединения зубчатого колеса редуктора с проектной посадкой $\varnothing 40H9/x8$ в 3 раза меньше, чем у заводского с посадкой $\varnothing 40H7/k6$.

Ключевые слова: посадка, натяг, допуск размера, допуск посадки, шероховатость поверхности, относительная износостойкость, способы восстановления.

В сельскохозяйственной технике для передачи крутящего момента в различных сборочных единицах чаще всего используются цепные передачи и различные редукторы. В цепных передачах наибольшее распространение получили соединения типа «Вал–втулка звездочки», а в редукторах – «Вал–втулка шестерни». В обоих случаях относительную неподвижность поверхностей вала и втулки обеспечивают шпонки.

Надежность соединений типа «Вал – втулка со шпонкой» низкая, так как по данным проведенного анализа конструкторской документации, в 55% случаев используются посадки с зазором, а в 45% случаев – переходные [1]. Это предполагает наличие малых или средних зазоров уже в начале эксплуатации, и как следствие, – износ и отказы.

Методика исследования

Для увеличения долговечности данных соединений необходимо провести анализ динамики изнашивания, что было успешно реализовано [2]. После этого необходим теоретический расчет допусков посадок по модели параметрического отказа (рис. 1), на основании которой получена зависимость для определения конструктивного допуска посадки [3]:

$$T_K = \frac{(T_F - \varepsilon \cdot \bar{U}(t))^2 - H_{K2}^2 \cdot \varepsilon^2 \cdot \sigma_u^2(t)}{K \cdot k_\omega \cdot (T_F - \varepsilon \cdot \bar{U}(t))}, \quad (1)$$

где T_F – функциональный допуск посадки; ε – относительная (износо)стойкость соединения; $\bar{U}(t)$ – средняя функция изменения исследуемых параметров от времени t (процесс старения); H_{K1} и H_{K2} – квантили законов распределения конструктивных параметров и процесса старения при заданной ВБР (верхняя оценка); $\sigma_u^2(t)$ – среднее квадратическое отклонение рассеяния параметров процесса старения; K – коэффициент относительного рассеяния; k_ω – коэффициент, в котором учтено неравенство зоны рассеяния ω_k и допуска посадки T_K .

Формула (1) справедлива при равенстве квантилей законов распределения конструктивных параметров и процесса старения при заданной ВБР $H_{K1} = H_{K2}$.

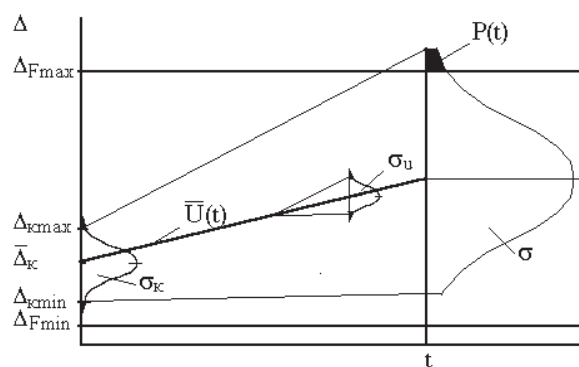


Рис. 1. Модель параметрического отказа по одному пределу: Δ_K – математическое ожидание начальных (конструктивных) параметров; Δ_{Kmax} и Δ_{Kmin} – верхнее и нижнее значения конструктивных параметров; σ_K – среднее квадратическое отклонение конструктивных параметров; Δ_{Fmax} и Δ_{Fmin} – верхний и нижний пределы функционирования; $P(t)$ – вероятность отказа

Относительная износостойкость соединения в зависимости от стойкости отверстия и вала может быть определена по полученной зависимости:

$$\varepsilon = \frac{\varepsilon_d \cdot \varepsilon_D + \varepsilon_D}{1 + \varepsilon_0}, \quad (2)$$

где ε_0 – коэффициент отношения скорости процесса старения вала к скорости процесса старения отверстия, определяемый на основании анализа процесса старения эталонного соединения и его деталей; ε_D и ε_d – относительная стойкость отверстия и вала при различных способах восстановления.

Использование классической методики расчета и выбора посадок с натягом [4] для данного вида соединений невозможно, так как необходимо обеспечить разборку-сборку соединений в полевых условиях (с помощью съемника). Поэтому требуется разработка уточненной методики, когда необходимо ограничить величины наибольших натягов по условию обеспечения разборки, ограничить вели-

чины шероховатостей поверхностей соединяемых деталей для качественной разборки-сборки [5], а также учесть возникающие консольные и радиальные нагрузки, раскрывающие стык соединения (особенно это касается цепных передач из-за значительной запыленности воздуха и попадания осадков). Все предлагаемые изменения сведены в таблицу 1.

Приведены также рекомендации по тепловому расчету натягов в посадке (п. 6.4 табл. 1). Для уточ-

нения условий работы по аналогии с методикой расчета посадок циркуляционно нагруженных колец подшипников в формулу для расчета наибольшего технологического натяга введен динамический коэффициент посадки k_d [6]. Для выбранных соединений «Вал–втулка со шпонкой» унифицированных редукторов Н 090.20.000 завода Моссельмаш был проведен расчет величин натягов по предложенной методике. Исходные данные и результаты расчета сведены в таблицу 2.

Таблица 1

Последовательность и основные отличия существующей и предлагаемой методики расчета и выбора посадок с натягом

Последовательность расчета	Существующая методика	Предлагаемые дополнения к методике
1. Наименьшее давление от действия крутящего момента $M_{кр}$ и осевой силы $P_{ос}$		$p_{min(l)} = \sqrt{\left(\frac{2 \cdot M_{кр}}{\pi \cdot d_n^2 \cdot l \cdot f}\right)^2 + \left(\frac{P_{ос}}{\pi \cdot d_n \cdot l \cdot f}\right)^2}$
2. Суммарное давление от действия радиальной P_r и консольной нагрузки P_k	—	$p_{min(r)} = \bar{p}_{min(P_r)} + \bar{p}_{min(P_k)}$ $p_{min(P_r)} = \frac{P_r}{d_n \cdot l}; \quad p_{min(P_k)} = \frac{3 \cdot P_k \cdot L}{d_n \cdot l^2}$
3. Наибольшее допустимое давление		$p'_{max} = 0,58 \cdot [\sigma_T] \cdot \left[1 - (d_1/d_n)^2\right]$ ограничение $p_{max} = p'_{max} - p_{min(r)}$
4. Наибольшая сила для сдвига втулки при разборке-сборке	—	$W = \frac{Q \cdot L}{r_{cp} \cdot \operatorname{tg}(\alpha + \varphi_{np}) + 0,67 \cdot f \cdot R}$
5. Предельные расчетные натяги (Ламе, Гадолин)		$N_{p_{min}^{max}} = p_{max_{min}} \cdot d_n \cdot \left(\frac{C_d}{E_d} + \frac{C_D}{E_D}\right)$
6. Технологические натяги	—	$N_{T_{min}^{max}} = N_{p_{min}^{max}} \cdot k_{N_{min}^{max}} + \sum_{i=3}^n k_i \cdot \Delta N_i$
		$N_{Tmax} = N_{pmax} \cdot k_D + \Delta N_R + (\Delta N_t) + \Delta N_{\omega} + \Delta N_c,$ $N_{Tmin} = N_{pmin} \cdot k_{d}^* + \Delta N_R + (\Delta N_t) + \Delta N_{II} + \Delta N_{\omega} + \Delta N_c + \Delta N_{II}$
6.1. Поправка на смятие шероховатости поверхности		$\Delta N_R \leq 2 \cdot k_R \cdot (R_{ad} \cdot \eta_d + R_{ad} \cdot \eta_D);$ $\Delta N_R \leq 2 \cdot k_R \cdot \eta \cdot T_N \cdot K_{\phi}^* \cdot K_K.$
6.2. Ограничение значения поправки ΔN_R	—	$[\Delta N_R] \leq 10 \cdot \eta \cdot ([R_{ad}] + [R_{ad}])$
6.3. Поправка на температурное расширение		$\Delta N_t = [a_D \cdot (t_D - t) - a_d \cdot (t_d - t)] \cdot d_n$

Окончание табл. 1

Последовательность расчета	Существующая методика	Предлагаемые дополнения к методике
6.4. Анализ диапазона теплового расширения	—	1) если значение ΔN_i положительное, то нужно подставить его только в формулу для определения N_{Tmin} ; 2) если ΔN_i отрицательное, то нужно подставить его только в формулу для определения N_{Tmax}

Условные обозначения. l – длина соединения, м; f – коэффициент трения; d_n – номинальный размер, м; Q – наибольшая сила на рукоятке или ключе резьбового приспособления; L – плечо силы, м; r_{cp} – средний радиус резьбы винта, м; a – угол подъема винта резьбы; j_{np} – приведенный угол трения в резьбовой паре; R – радиус опоры, м; C_d и C_D – коэффициенты Ламе вала и втулки; E_d и E_D – модули упругости материала вала и втулки, Па; $N_{Pmax/min}$ – наибольший и наименьший функциональные натяги; $k_{Nmax/min}$ – коэффициенты учета степени влияния различных факторов на значения расчетных натягов; k_i – коэффициент учета степени влияния i -й поправки; ΔN_i – величина поправки; k_D – коэффициент учета увеличения удельного давления в местах контакта; k_d – динамический коэффициент посадки; ΔN_R – поправка на снятие шероховатости поверхности вала и втулки при сборке; ΔN_t – поправка на температурное расширение деталей; ΔN_{II} – поправка на уменьшение натяга при повторных запрессовках в процессе эксплуатации и ремонта; ΔN_w – поправка на уменьшение натяга при действии центробежных сил; ΔN_c – поправка учета возможного сдвига или расширения поля; конструктивного допуска; ΔN_{II} – поправка на уменьшение натяга в результате действия центробежных сил; k_R – коэффициент перевода параметров шероховатости поверхности R_a в R_z ; h – общий коэффициент снятия шероховатости поверхностей или отдельно для вала h_d и отверстия h_D ; $T_N = N_{Fmax} - N_{Fmin}$ – функциональный допуск посадки; K_ϕ , K_K – коэффициенты, в которых учтены погрешности формы и предполагаемый квалитет; R_{ad} , R_{aD} – параметры шероховатости вала и отверстия; $[R_{ad}]$ и $[R_{aD}]$ – предельно допустимые параметры шероховатости поверхностей; t_D – температура отверстия, t_d – температура вала; t – температура окружающей среды.

* Единичные параметры, которые введены впервые.

Таблица 2

Расчет и выбор посадок для соединений «Вал–втулка звездочки со шпонкой» и «Вал–втулка шестерни со шпонкой» унифицированных редукторов Н 090.20.000

Параметр	Ед. изм.	Обозначение	Значение	
			Соединение «Вал-втулка звездочки»	Соединение «Вал-втулка шестерни»
Диаметр соединения	м	d_n	0,03	0,04
Наибольший момент	Н×м	T	150	150
Радиальная сила	Н	P_r	3590	3880
Коэффициент Ламе вала	—	C_d	0,97	0,72
Коэффициент Ламе втулки	—	C_D	2,38	2,22
Поправка на снятие шероховатости	мкм	ΔN_R	16,8 (13,1)*	3,9
Допустимое значение поправки на снятие шероховатости	мкм	$[\Delta N_R]$	13,1	13,1
Поправка на температурное расширение	мкм	ΔN_t	–1,6...0,8	—
Наибольший технологический натяг	мкм	N_{Tmax}	73,6	121,2
Наименьший технологический натяг из условия отсутствия относительного сдвига поверхностей	мкм	N_{Tmin}	39,4	15,4
Наименьший технологический натяг из условия отсутствия раскрытия стыка	мкм	N_{Tmin}	15,4	5,2
Стандартная посадка из условия отсутствия относительного сдвига поверхностей	—	—	$\varnothing 30H6/v6$	$\varnothing 40H9/x8$
Стандартная посадка из условия отсутствия раскрытия стыка	—	—	$\varnothing 30H8/u7$	$\varnothing 40H9/v8$

* Значения шероховатости поверхности и поправки после корректировки.

Результаты исследований

В результате анализа динамики изнашивания соединений с заводской и проектной посадкой выявлено, что интенсивность изнашивания проектного соединения посадки звездочки на вал $\varnothing 30H6/v6$ в 12 раз меньше интенсивности изнашивания заводского $\varnothing 30 (+0,17/-0,05)$, которое имеет наибольший зазор $S_{\max} = 0,22$ мм, что приводит к аварийному износу. Интенсивность изнашивания проектного соединения в редукторе $\varnothing 40H9/x8$ в 3 раза меньше интенсивности изнашивания заводского $\varnothing 40H7/k6$, где наибольший зазор $S_{\max} = 0,023$ мм.

Такое значительное уменьшение интенсивности изнашивания соединения $\varnothing 30$ мм (звездочка цепной передачи) объясняется обеспечением высокой точности соединения: допуски уменьшились в 5...8 раз – и переходом от посадки с зазором к посадке с натягом: нет раскрытия стыка и попадания в него абразива. Обеспечение таких норм точности требует грамотного выбора средств измерений и контроля [7].

В соединении $\varnothing 40$ мм (шестерня редуктора) точность, наоборот, уменьшилась: вместо 7 и 6 квалитета точности применяется 8. Но наличие натягов в соединении позволяет значительно повысить долговечность.

Теперь можно определить наиболее целесообразные способы восстановления деталей соединений и их допуски посадок.

После расчета допусков по формуле (1) для ряда способов восстановления и обработки элементов соединения были получены данные, приведенные в таблице 3 и на рисунке 2. Уменьшение расчетной величины допуска посадки, определенного по формуле (1), в зависимости от срока службы редукто-

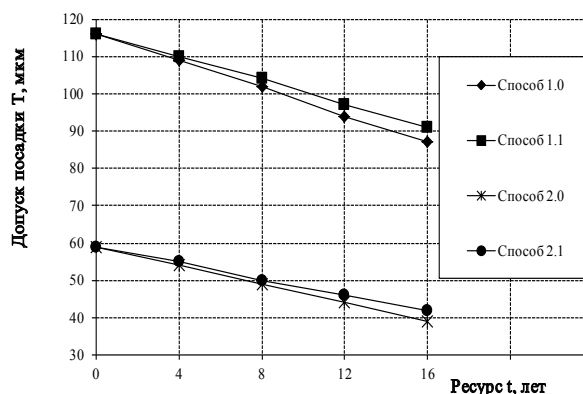


Рис. 2. Зависимость допуска посадки от времени работы (номера способов совпадают с данными таблицы 3)

Таблица 3

Точностные параметры для лучших способов восстановления валов соединения «Вал–втулка со шпонкой»

Способ восстановления, способ обработки	Ресурс, сезонов	ϵ	ВБР	Расчетный допуск посадки, мкм	Посадка
1.0. Эталонное соединение № 1 Вал–Сталь 45 + Ш Втулка–Сталь 40X + P	4 8 16	1,00	0,95	109 102 87	$\varnothing 40H9/x8$ та же $\varnothing 40H8/x8$
2.0. Эталонное соединение № 2 Вал–Сталь 45 + T Втулка–ВЧ60–2 + 3	4 8 16	1,00	0,95	54 49 39	Везде $\varnothing 30H6/v6$
1.1. Вал–Приварка контактной ленты + Ш Втулка–Обработка под PP (P)	4 8 16	0,87	0,95	110 104 91	$\varnothing 40H9/x8$ та же $\varnothing 40H8/x8$
1.2. Вал–Наплавка Нп–30ХГСА(CO ₂) + ППД Втулка (новая)–Сталь 40X+P	4 8 16	0,97	0,95	109 102 88	$\varnothing 40H9/x8$ та же $\varnothing 40H8/x8$
2.1. Вал–Контактная приварка ленты + T Втулка–Обработка под PP (3)	4 8 16	0,85	0,95	55 50 42	Везде $\varnothing 30H6/v6$
2.2. Вал–Наплавка Нп–30ХГСА(CO ₂) + ППД Втулка (новая)–ВЧ60-2 + 3	4 8 14	1,07	0,95	54 49 37	Везде $\varnothing 30H6/v6$

Условные обозначения. ϵ_{ϕ} , ϵ_D , ϵ – относительная износостойкость вала, втулки и соединения; T – точение; P – развертывание; Ш – шлифование.

Примечание. Способы под номером 1 – для соединения $\varnothing 40$ мм, под номером 2 – для $\varnothing 30$ мм.

ра объясняется необходимостью компенсировать возрастающую величину износа и его рассеяния. Рассчитанные посадки обеспечивают доремонтный ресурс 8 лет, а при использовании современных способов восстановления – до 16 лет.

Выводы

Таким образом, для соединения «Вал–втулка со шпонкой» разработана методика расчета и выбора посадок с натягом для обеспечения разборки-сборки с учетом отсутствия раскрытия стыка от действия радиальной и консольной нагрузки и с ограничением величин шероховатостей поверхностей деталей. Проведен расчет и выбраны посадки для исследуемых соединений унифицированного редуктора Н 090.20.000. Выявлено, что интенсивность изнашивания проектного соединения «Вал–втулка со шпонкой» звездочки с валом редуктора $\varnothing 30H6/v6$ в 12 раз меньше, чем у заводского $\varnothing 30^{+0,17}_{-0,05}$; интенсивность изнашивания проектного соединения зубчатого колеса редуктора $\varnothing 40H9/x8$ в 3 раза меньше, чем у заводского $\varnothing 40H7/k6$.

Библиографический список

1. Леонов О.А. Обеспечение качества ремонта унифицированных соединений сельскохозяйственной техники методами расчета точностных параметров: Дис. ...д-ра техн. наук. М., 2004. 324 с.
 2. Леонов О.А., Вергазова Ю.Г. Расчет посадок соединений со шпонками для сельскохозяйственной техники // Вестник Федерального государственного образовательного учреждения высшего профессионального образования «Московский государственный агроинженерный университет имени В.П. Горячкина». 2014. № 2. С. 13–15.
 3. Леонов О.А. Взаимозаменяемость унифицированных соединений при ремонте сельскохозяйственной техники: Монография. М.: ФГОУ ВПО МГАУ, 2003. 166 с.
 4. Леонов О.А. Теоретические основы расчета допусков посадок при ремонте сельскохозяйственной техники // Вестник Федерального государственного образовательного учреждения высшего профессионального образования «Московский государственный агроинженерный университет имени В.П. Горячкина». 2010. № 2. С. 106–109.
 5. Леонов О.А., Вергазова Ю.Г., Киселева Е.Н. Влияние шероховатости поверхности деталей на долговечность соединений при ремонте сельскохозяйственной техники // Международный технико-экономический журнал. М.: Изд-во ООО «Спектр», 2014. № 5. С. 41–57.
 6. Детали машин и основы конструирования: Учебное пособие / М.Н. Ерохин, С.П. Казанцев, А.В. Карп и др. М.: Изд-во КолосС, 2011. 512 с.
 7. Леонов О.А., Бондарева Г.И., Шкаруба Н.Ж. Применение технико-экономических критериев при выборе средств измерений в ремонтном производстве // Экономика сельскохозяйственных перерабатывающих предприятий. 2010. № 2. С. 106–109.
- Леонов Олег Альбертович** – доктор техн. наук, профессор кафедры метрологии, стандартизации и управления качеством РГАУ-МСХА имени К.А. Тимирязева; 127550, Москва, ул. Тимирязевская, 49; тел.: 8-926-012-25-11; e-mail: msau.l@ya.ru.
- Вергазова Юлия Геннадьевна** – ст. преп. кафедры метрологии, стандартизации и управления качеством РГАУ-МСХА имени К.А. Тимирязева; 127550, Москва, ул. Тимирязевская, 49; тел.: 8-926-012-25-11; e-mail: msau.l@ya.ru.

Статья поступила 16.06.2015

IMPLEMENTATION OF THEORETICAL RESEARCH OF «SHAFT-KEYED SLEEVE» JOINT PRECISION PARAMETERS

O.A. LEONOV, YU.G. VERGAZOVA

Russian State Agrarian University – Moscow Agricultural Academy named after K.A. Timiryazev

The paper considers some issues of reliability and precision of «shaft-keyed sleeve» joints. The joint wear starts with cylindrical surfaces of the shaft and the sleeve and results in increased clearance, fit beats and offsets, wear and plastic deformation of the key and its grooves. The authors provide a correlation that can be used to determine the joint fit tolerance using a parametric failure model with account of wear and failure-free operation

probability indicators. The relative wear resistance can be determined with a formula which includes relative durability of the hole and the shaft, and the coefficient reflecting the ratio between the shaft aging speed and the hole aging speed. Using the classic procedure and selecting an interference fit for this type of connection is not possible, since it is necessary to provide for the fit possible disassembly in field conditions. Therefore, the method of calculation and choosing of the interference fits has been modified for the considered joint to comply with the requirements of ensuring a regular disassembly, therefore providing for the impossibility of the joint opening due to the action of radial and cantilever load, and with account of limited surface roughness. To clarify the working conditions and thus determine the greatest technological interference a dynamic fit factor has been introduced into the formula. The paper also presents recommendations for the thermal calculation of the fit tightness. The fits have been determined and selected for the considered «shaft-keyed sleeve» joints used in a unified reduction gear. It has been found that the wear rate of the «shaft-keyed sleeve» joint of a sprocket with a gear shaft with a design fit of $\varnothing 30H6/v6$ is 12 times less than that of a factory-fitted one with a fit of $\varnothing 30^{+0.17}_{-0.03}$; the wear rate of the reduction gear wheel with a design fit of $\varnothing 40H9/x8$ is 3 times less than that of a factory-fitted one with a fit of $\varnothing 40N7/k6$.

Key words: fit, tightness, size tolerance, fit tolerance, surface roughness, relative durability, recovery methods.

References

1. Leonov O.A. Obespechenie kachestva remonta unifitsirovannykh soedineniy sel'skokhozyaystvennoy tekhniki metodami rascheta tochnostnykh parametrov (Quality repair of agricultural machinery unified connections with methods of accuracy parameters calculation): Dis. ... PhD (Eng). Moscow, 2004. 324 p.
2. Leonov O.A., Vergazova Yu.G. Raschet posadok soedineniy so shponkami dlya sel'skokhozyaystvennoy tekhniki (Calculation of key-connection fits for farm machinery) // Herald of Federal State Institution of Higher Professional Education «Moscow State Agro-engineering University named after V.P. Goryachkin». 2014. № 2. Pp. 13–15.
3. Leonov O.A. Vzaimozamenyaemost' unifitsirovannykh soedineniy pri remonte sel'skokhozyaystvennoy tekhniki (Interchangeability of standardized compounds in farm machinery repair): Monograph. M.: FSEE HPE MSAU, 2003. 166 p.
4. Leonov O.A. Teoreticheskie osnovy rascheta dopuskov posadok pri remonte sel'skokhozyaystvennoy tekhniki (Theoretical basis for calculating fit tolerance in farm machinery repair) // Herald of Federal State Institution of Higher Professional Education «Moscow State Agro-engineering University named after V.P. Goryachkin». № 2. Pp. 106–109.
5. Leonov O.A., Vergazova Yu.G., Kiselev E.N. Vliyanie sherokhovatosti poverkhnosti detaley na dolgovechnost' soedineniy pri remonte sel'skokhozyaystvennoy tekhniki (Influence of surface roughness on durability of joints in farm machinery repair) // International Economic Journal. M.: «Spectrum», 2014. № 5. Pp. 41–57.
6. Detali mashin i osnovy konstruirovaniya (Machine parts and designing basics): Learning Manual / Erokhin M.N., Kazantsev S.P., Karp A.V. et al. M.: Colossus, 2011. 512 p.
7. Leonov O.A., Bondareva G.I. Shkaruba N.Zh. Primenenie tekhniko-ekonomicheskikh kriteriev pri vybere sredstv izmereniy v remontnom proizvodstve (Application of technical and economic criteria for the selection of measuring instruments in farm machinery repair) // Farm Processing Enterprise Economics. 2010. № 2. Pp. 106–109.

Oleg A. Leonov – PhD (Eng), Professor, Dean of Technological Faculty, Russian State Agrarian University – Moscow Agricultural Academy named after K.A. Timiryazev; 127550, Moscow, Timiryazevskaya ul., 49; tel.: 8-926-012-25-11; e-mail: msau.l@ya.ru.

Yulia G. Vergasova – Senior Lecturer, Department of Metrology, standardization and Quality Management, Russian State Agrarian University – Moscow Agricultural Academy named after K.A. Timiryazev; Moscow, Timiryazevskaya ul., 49; tel.: 8-926-012-25-11; e-mail: msau.l@ya.ru.

Received 16 June 2015