

«Сейфуллин окулары – 18: « Жастар және ғылым – болашаққа көзқарас» халықаралық ғылыми - практикалық конференция материалдары = Материалы международной научно-практической конференции «Сейфуллинские чтения – 18: « Молодежь и наука – взгляд в будущее» - 2022.- Т.І, Ч.ІІ. - С. 38-41

## **РАЗРАБОТКА АЛГОРИТМА ПРОГРАММЫ ОПТИМИЗАЦИИ ПРОЕКТНЫХ ПАРАМЕТРОВ ИГОЛЬЧАТЫХ ШАРНИРОВ КАРДАНЫХ ПЕРЕДАЧ**

*Алсен И.И., магистрант I  
курса Казахский агротехнический университет им. С. Сейфуллина,  
г. Нур-Султан*

Данная статья написано о разработка алгоритма программы оптимизации проектных параметров игольчатых шарниров карданных передач и теоретические исследования механизма тел качения игольчатых шарниров карданных передач.

Работоспособность игольчатых подшипников определяются не только результатами эксплуатации, но и также учетом расчетным путем основных влияющих факторов как внешнего так и внутреннего сордержания. По результатам выполненного исследования установлено влияние геометрических, кинематических и силовых параметров на работоспособность силового контакта игольчатых подшипников карданного шарнира. Прежде всего установлено влияние перекоса тел качения в зоне силового контакта на долговечность по ряду факторов - неравномерность распределение нагрузки и как следствие повышенный уровень контактного давления; угол излома карданного вала и как следствие неравномерность нагружения элементов подшипника; изменение плотности материала контактирующих поверхностей и как следствие снижение вязкостных и пластических свойств материала, т. е. охрупчивание. Поэтому учет этих факторов на стадии проектирования позволит более точно оценивать долговечность игольчатых подшипников карданного шарнира и иметь возможность проектировать подшипники для различных условий эксплуатации.

Так современные транспортные машины имеют пробег до капитального ремонта 250- 103 (300-103) км, что составляет при средней скорости движения 60 км/ч  $\text{Бюь} = 4, 2\text{-Ю3 (5-Ю3) ч.}$ , по данным В НИШИ 1 РТМ 37.006.299 - 80 долговечность составляет  $\text{Бюь} = (8 - 12) 103 \text{ ч.}$  Расчет по обще принятой методике из ГОСТ 18855-94 (ИСО 281-89) дают результаты долговечности в пределах (15...20)-10 часов. Все это говорит о том, что реальные условия работоспособности и эксплуатации не учтены при расчете и выборе подшипников на стадии проектирования. Поэтому и необходимо

учитывать наиболее важные факторы влияющие на формирование гарантийного ресурса игольчатых шарниров карданных передач приводов машин.

Для производства необходимых расчетов предварительно рассчитывают диаметр и длину поверхности внутреннего кольца (шипа) игольчатого шарнира. Шипы крестовины рассчитывают на изгиб и срез под действием условно сосредоточенной нормальной силы, приложенной в середине шипа: Вращающий момент, передаваемый крестовиной карданной передачи, определится с учетом влияния угла излома карданной передачи:  $T_{\text{ЭКСП}} = J_{\text{к}} q$  где  $\eta_{\text{дв}} = 0,63 \dots 0,95$  - коэффициент использования максимального вращающего момента двигателя, тогда  $T_{\text{кр}} = T_{\text{ЭКСП}} / \eta_{\text{дв}}$  и для дальнейшего расчета принимаем  $T_{\text{кр}} = T_{\text{кр}} \cdot k$ , где  $k = \sin \alpha + \cos \alpha \cos \gamma$  - коэффициент неравномерности от угла излома и неравномерности вращения  $k_{\text{у}}$  - коэффициент неравномерности от угла излома и неравномерности вращения карданного вала.

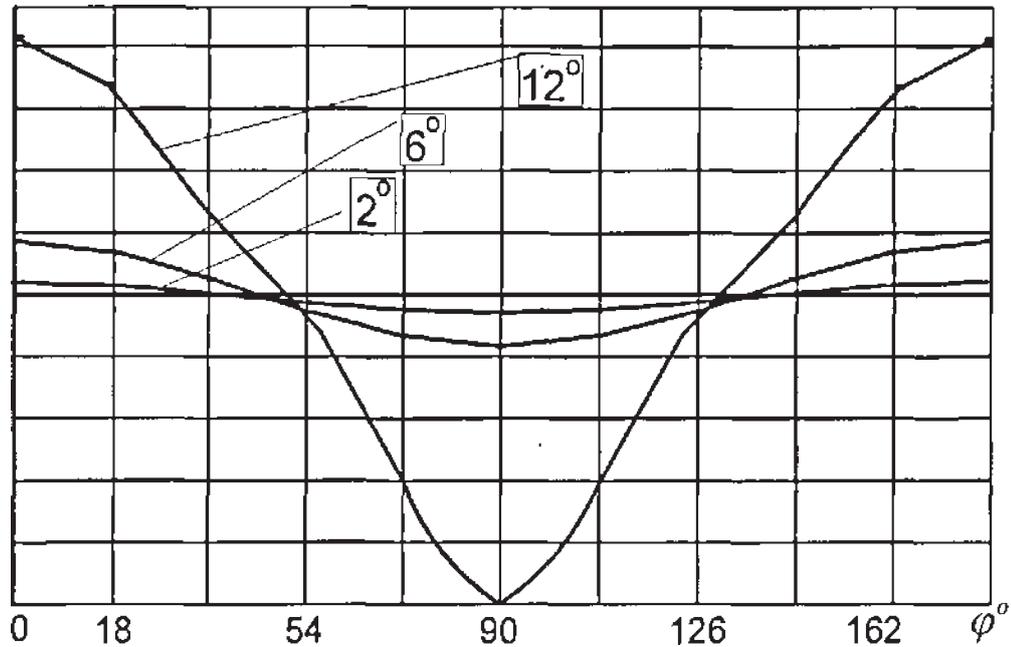


Рис. 1 - График зависимости коэффициента неравномерности от неравномерности вращения и угла излома карданной передачи

$k_{\text{у}}$  - коэффициент неравномерности от угла излома и неравномерности вращения

Используя результаты экспериментально-теоретических исследований [107] по определению расчетного ресурса игольчатого шарнира, приведем пример оптимизации выбора и расчета гарантированного ресурса игольчатого шарнира при следующих исходных данных, отвечающих режиму работы карданной передачи привода транспортно-технологической машины:

$= (150...450)$  Н-м,  $\gamma = (0... 14)$  град,  $\phi = (0...360)$  град,  $L = 2,1 \times 10^5$  1/МПа,  $\xi = 2,1 \times 10^5$

МПа,  $[c_{г,}] = (250...350)$  МПа,  $[T,] = (80...120)$  МПа,  $\xi = 9,81$ ,

$[p] = (7...Ю)$  МПа,  $[l_{ш}] = (5...8)10^3$  ч,  $\alpha = (0...90)$ град,  $\rho = 1500$  мин<sup>1</sup>,  $\gamma = 20$ ,  $\kappa_{у} - 1.18. 1.35, \neq 0.1$ ,  $D = 6,3 \# 10^9$  мкм в час

На рис.6.4, 6.5 приведен алгоритм программы КАШЗАМ, реализующей методику выбора и расчета долговечности игольчатого шарнира на ЭВМ, предусматривающий следующую последовательность расчета.

Исходя из условий эксплуатации карданной передачи привода конкретной машины назначают требуемый вращающий момент. По зависимости (3) ведется расчет нагрузки на игольчатый шарнир, далее определяется диаметр шипа по зависимости (5) и из базы данных методом перебора выбирается необходимый диаметр шарнира. По результатам подбора из базы данных (таблица 6.5) выбираются основные геометрические размеры игольчатого подшипника и шарнира, для выполнения дальнейших расчетов. После выбора геометрических размеров производится проверка по зависимости (7), при невыполнения данного условия выбирается следующий по порядку диаметр шарнира.

Таблица 6.5 Основные параметры игольчатого шарнира

№ п/п	n	l <sub>об</sub>	c <sub>лт</sub>	e	l <sub>P</sub>	l <sub>ш</sub>	c <sub>ли</sub>	ξ	t <sub>0</sub>
1	40	8,8	10,00 5	0,03	6,8	8,8	2	82,8	0,153
2	64	14,5	15,23 5	0,04	12,5	14,5	2,5	87,7	0,234
3	80	14,25	16,3	0,03	14	14,25	3	88,5	0,306
4	90	21	22	0,035	18	21	9	84,5	0,469
5	106	30	25	0,045	18,1	30	3,01	85,4	0,530
6	127	21	33,65	0,035	17	21	3,007	81,2	0,642
7	147	30	33,62	0,04	24	30	3,026	81,4	0,642
8	165	37	45	0,035	24	37	3,013	76,9	0,642

При выполнении условия (7) проводится расчет основных параметров работоспособности (коэффициенты неравномерности, угла излома карданного вала). По зависимости (10) определяем нагрузку на наиболее нагруженное тело качения в зоне контакта по усовершенствованной зависимости Штрибека [253]. Для определения ожидаемого угла перекося (36) тела качения в зоне нагрузки выполняются расчеты факторов влияющие на перекося. Рассчитываются деформации, нагрузки и силы в зоне контакта. После определения ожидаемого угла перекося (36) выполняется расчет приведенной нагрузки на наиболее нагруженное тело качения (37). По зависимости (38) определяется условие контактной прочности при выполнении условия существования контактной прочности,

осуществляется проверка по удельному давлению в зоне контакта, обеспечивающий отсутствие предельного износа в зоне контактирующих поверхностей (39). После выполняется расчет динамической грузоподъемности подшипника (41), предельно допустимой величины динамической грузоподъемности и предельного износа игольчатого шарнира по зависимости (43), (44). Далее выполняется расчет условия долговечности по грузоподъемности и износу (45), (46) при выполнении поставленного условия достаточного ресурса, программа возвращается в исходное положение и выбирает следующий игольчатый шарнир и все операции повторяются до тех пор пока не будет обеспечен достаточный ресурс подшипника. В заключении выводится рассчитываемого подшипника. Происходит выход из программы расчета.

Для проверки работы программы расчета выполним пример.

За исходные данные приняты следующие параметры: вращающий момент -  $T_{кр} = 350$  Нм; Расстояние между торцами  $H = 64$  мм; Общая длина шарнира  $l_{об} = 14,5$  мм.

Выполняем расчет диаметра шипа шарнира  $d = 14,2$  мм, согласно ГОСТ выбираем соответствующий шарнир и записываем его параметры  $d_T = 15,235$  мм.

Осуществляем проверку по напряжению среза  $\tau_{ср} = 42 < [\tau_{ср}] = 80$  МПа - условие прочности выполняется

Ведем расчет по программе - определяем нагрузку на наиболее нагруженное тело  $F_r = 2117$  Н. Ожидаемый угол перекоса тел качения в зоне нагрузки  $\sin \gamma = 0.0714$  или  $\gamma = 4^\circ$ . Приведенная нагрузка на наиболее нагруженное тело качения с учетом осевой и центробежной силы составит -  $P_x = 4629$  Н. Выполняем проверку достаточности контактной прочности  $\sigma_{ак} = 2079 < [\sigma_{ак}] = 3000$  МПа - условие прочности выполняется. Проверяем условие отсутствия повышенного износа  $p = 11,68 > [p] = 10$  МПа. Условие не выполняется, переходим на следующий размер шарнира, тогда  $p = 9,28 < [p] = 10$  МПа - данное условие выполняется.

Для проверки работоспособности и долговечности подшипника по гарантированному ресурсу выполним расчет этого ресурса. Нагрузка для расчета ресурса выполним расчет нагрузки на подшипник  $P_{п} = 6018$  Н. Далее определяем расчетную грузоподъемность подшипника, так как ГОСТ этот параметр не оговаривает -  $C_g = 29632$  Н. Допустимый износ подшипника будет  $[U] = 0.015$  мм. Ресурс по грузоподъемности будет  $L_{10h} = 2302$  >  $[L_{10h3}] = 2000$  часов.

Окончательно получаем, что для расчетного случая подходят или иные варианты.

### Список использованных литератур

1. 17. Jonson K. L. A review of ford couple between two

elasticaluminum rolling spheres Proc Kon. Nederl Akadkon Wetenschpen. Amsterdam. B 67135, 1964.

2. Kramer I/ R/ Surface Lauer Effects on the Plastic Deformation of Iron and Molibdenum.

- Trans AIME. 1967. - 640 p/2. Menovschikov, V.A. Structure influence and materials properties of mated surfaces on their density change and compactibility degree (Англ.) / V. A. Menovschikov, S.P. Eresko // «Проблемы машиностроения и автоматизации».-2006. - №5.

3. Александров, А. Я. Механика деформируемого тела/ А. Я. Александров. - М.: На- ука, 1986.

4. Алехин, В.П. О причинах появления аномальной пластичности в поверх-ностном слоях кристаллов на начальной стадии деформации/ В.П. Алехин, О.В.Гусев, М.Х. Шор- шоров// Физика и химия обработки материалов - 1969 - № 6 - С. 96.