
НАДЕЖНОСТЬ, ПРОЧНОСТЬ, ИЗНОСОСТОЙКОСТЬ МАШИН И КОНСТРУКЦИЙ

УДК 621.713.2: 62-187.3

ПРИМЕНЕНИЕ РАЗМЕРНОГО АНАЛИЗА ДЛЯ РАСЧЕТА СУММАРНОГО ОТКЛОНЕНИЯ ОТ СООСНОСТИ МАНЖЕТЫ ОТНОСИТЕЛЬНО ВАЛА

© 2021 г. М. Н. Ерохин¹, О. А. Леонов^{1,*}, Н. Ж. Шкаруба¹,
С. С. Амелин², Д. М. Бодунов²

¹ *Российский государственный аграрный университет — МСХА им. К.А. Тимирязева, Москва, Россия*

² *Институт машиноведения им. А.А. Благонравова РАН, Москва, Россия*

**e-mail: metr@rgau-msha.ru*

Поступила в редакцию 08.06.2021 г.

После доработки 28.07.2021 г.

Принята к публикации 24.08.2021 г.

Для соединений валов с манжетами определена зависимость и апробирован алгоритм расчета суммарного отклонения от соосности и суммарного радиального биения в соединении “вал—манжета”. Рекомендовано конструкторам редуктора завода-изготовителя повысить требования к размерам деталей, образующих размерную цепь, определяющую суммарное отклонение от соосности.

Ключевые слова: точность, допуск размера, допуск посадки, зазор, допуск формы, допуск расположения поверхностей, радиальное биение, отклонение от соосности, размерная цепь, вал, резиновая армированная манжета

DOI: 10.31857/S0235711921060067

Нормирование точности отдельных сборочных единиц и соединений является достаточно сложной задачей и требует индивидуального подхода в каждом случае [1–4]. Многие функциональные параметры можно определить только после сборки с помощью методов расчета размерных цепей [5, 6]. В ряде случаев размерный анализ применяется для определения эксплуатационных характеристик изделий [7, 8]. Характеристики норм точности звеньев размерной цепи назначаются по требованиям единой системы допусков и посадок [9], при производстве используют технологии допускового контроля [10] с целью обеспечения качества сборки.

Самыми распространенными уплотнениями в сборочных единицах и агрегатах машин являются резиновые армированные манжеты. Широкое распространение в сельскохозяйственной технике манжеты получили из-за простоты конструкции, эффекта самоподжима за счет пружины, низкой стоимости, возможности быстрой разборки—сборки в полевых условиях при отказах техники. На ресурс соединения “вал—манжета” оказывает влияние множество параметров, но начало утечек будет обусловлено не только износостойкостью резины и ее старением, но и геометрическими параметрами соединения. Отклонения формы и расположения поверхностей в таких соединениях приводят к более раннему раскрытию стыка. На начало утечек в соединении “вал—манжета” оказывают влияние такие геометрические параметры, как радиальные биения вала r и отклонение от соосности осей вала и манжеты Δ_c .

Согласно требованиям действующего в настоящее время ГОСТ 8752-79 “Манжеты резиновые армированные для валов. Технические условия”, предельное ради-

Таблица 1. Предельные радиальные биения поверхностей вала, контактирующей с манжетой, в зависимости от частоты вращения по ГОСТ 8752-79

Параметр	Величины					
Частота вращения вала, мин ⁻¹	до 1000	св. 1000 до 2000	св. 2000 до 3000	св. 3000 до 4000	св. 4000 до 5000	св. 5000
Предельное радиальное биение поверхности вала, контактирующей с манжетой, мм	0.18	0.15	0.12	0.10	0.08	0.02

Таблица 2. Предельные допуски соосности посадочного места под манжету относительно оси вращения вала, в зависимости от диаметра вала по ГОСТ 8752-79

Параметр	Величины			
Диаметр вала, мм	до 55	св. 55 до 120	св. 120 до 320	св. 320 до 500
Допуск соосности посадочного места под манжету относительно оси вращения вала, мм	0.10	0.15	0.20	0.25

альное биение и допуск соосности не должны превышать заданных величин (табл. 1, табл. 2).

Методика расчета. В унифицированных элементах редукторов, таких как блок подшипников с уплотнением, рис. 1, можно выделить детали конструкции, параметры точности которых влияют составляющими звеньями размерной цепи, где исходно-замыкающим звеном является отклонение от соосности манжеты и вала. Для элемента конструкции, приведенного на рис. 1, это: 1) смещение оси вала относительно оси отверстия в посадке из-за наличия зазора в соединениях наружных колец подшипников качения с корпусом ($S_{1\max} = T_1$ и $S_{2\max} = T_2$) — для данной схемы учитываются дважды, т.к. установлено два подшипника, но передаточное отношение (степень влияния на замыкающее звено) у каждого из подшипников разное; 2) допуск на радиальное биение дорожек качения внутренних колец подшипников качения (T_3 и T_4) со своими передаточными отношениями (вращаются с валом); 3) радиальный зазор между роликами и кольцами в подшипниках качения ($g = T_5 = T_6$) со своими передаточными отношениями; 4) допуск на радиальное биение каждой из дорожек качения наружных колец подшипников (T_7 и T_8) со своими передаточными отношениями (не вращаются); 5) допуск на радиальное биение вала — поверхность под подшипники (T_9); 6) допуск на радиальное биение вала — поверхность под манжету (T_{10}); 7) допуск отклонения от соосности отверстия корпуса (крышки) под наружный диаметр манжеты (T_{11}); 8) смещение оси отверстия относительно оси вала в посадке из-за наличия зазора в соединении крышки с корпусом ($S_{12\max} = T_{12}$); 9) допуск отклонения от соосности отверстий в корпусе под наружные кольца подшипников качения (T_{13}).

Все вышеописанные звенья являются увеличивающими, т.е. с их увеличением (нарушением норм точности или износом) отклонение от соосности вала и манжеты увеличивается. Но как видно из описания звеньев, ряд из них статически смещают ось вала по отношению к манжете, например — зазоры, а другие — динамически, во время вращения.

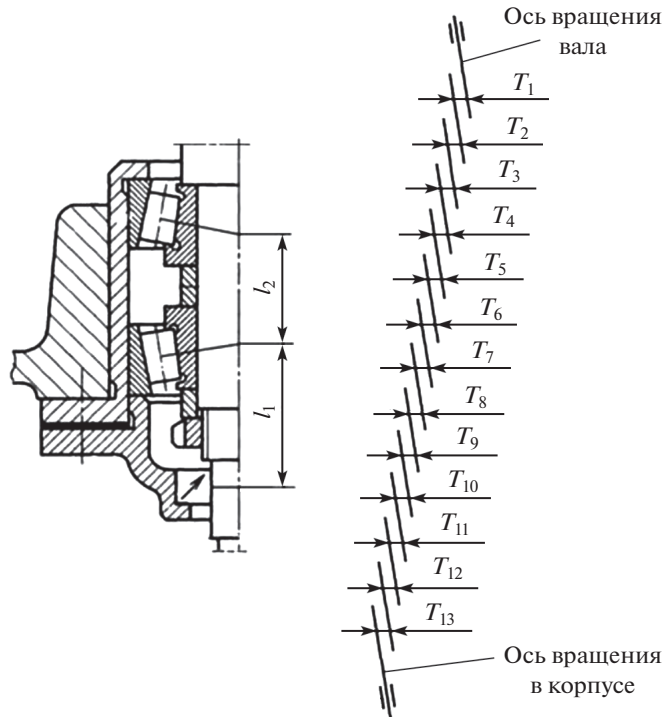


Рис. 1. Размерная цепь для расчета суммарной величины отклонения от соосности.

Исходя из теории расчета размерных цепей, суммарное отклонение от соосности следует определять по выражению [11]

$$\Delta_c = T_{\Sigma c} = \frac{1}{K_{\Sigma c}} \sqrt{K_{\Sigma cv}^2 T_{\Sigma cv}^2 + K_{\Sigma cs}^2 T_{\Sigma cs}^2},$$

где K — коэффициент относительного рассеяния; T — допуск звена размерной цепи; индексы: Σ — суммарная величина; c — звено, как отклонение от соосности, в том числе это может быть v — векторное звено и s — звено в виде зазора.

Среди векторных звеньев необходимо отдельно определить звенья в виде радиального биения, т.е. те звенья, при вращении которых будет возникать динамическая составляющая, что является радиальным биением вала относительно манжеты. Остальные векторные звенья влияют на статическое смещение оси, например, отклонения от соосности поверхностей отверстий или валов. Суммарное сложение векторных составляющих при сборке может привести к взаимной компенсации, а может и выстроиться в линию и достичь наибольшего значения. Исходя из опыта эксплуатации подшипников качения, которые имеют переходные посадки и посадки с зазором для внутренних и наружных колец, обычно имеет место попеременное проворачивание, например, наружного кольца относительно корпуса, что может менять взаимное расположение векторных звеньев и оказывать попеременное влияние на суммарную величину отклонений формы и расположения поверхностей.

Суммарный допуск звеньев в виде зазора рассчитывается по формуле

$$T_{\Sigma cs} = \frac{1}{K_{\Sigma cs}} \sqrt{\sum_{i=1}^m \xi_{csi}^2 K_{csi}^2 T_{csi}^2},$$

где m — число i -х звеньев в виде зазора; ξ — передаточное отношение.

В большинстве посадок с зазором отношение среднего зазора S к допуску посадки T_s имеет вид $S/T_s \leq 1$. Расчет допусков элементов размерной цепи в виде зазоров ведется по следующим зависимостям [11]:

$$T_{cs} = 2S + T_s;$$

$$S = 0.5[(EC - ec) + (\alpha_D T_D - \alpha_d T_d)] - \alpha_s T_s;$$

$$T_s = \frac{0.5}{K_s} \sqrt{K_D^2 T_D^2 + K_d^2 T_d^2},$$

где T_D и T_d — допуски отверстия и вала, образующих соединения с зазором; EC и ec — средние отклонения диаметров отверстия и вала, образующих соединение; α_D , α_d , α_s — коэффициенты относительной асимметрии рассеяния размеров отверстия, вала и зазоров в посадке; K_D , K_d , K_s — коэффициенты относительного рассеяния размеров отверстия, вала и зазоров в посадке.

При расчетах размерных цепей с элементами в виде зазоров используются следующие значения коэффициентов относительного рассеяния: $K_s = 1$, $K_D = K_d = 1.2$ [11].

Векторные звенья обычно имеют коэффициент относительного рассеяния $K_v = 0.75$ [11], а суммарный допуск векторных звеньев размерной цепи можно определить по формуле [11]

$$T_{\Sigma cv} = \frac{0.75}{K_{\Sigma cv}} \sqrt{\sum_{i=1}^k \xi_{cvi}^2 T_{cvi}^2}, \quad (1)$$

где k — количество векторных звеньев, определяемых конструктором, как отклонение от соосности.

Суммарное радиальное биение, как геометрическая сумма векторных звеньев в виде динамической составляющей, определяется по выражению, которое вытекает из зависимости (1)

$$r = T_{\Sigma rv} = \frac{0.75}{K_{\Sigma rv}} \sqrt{\sum_{i=1}^n \xi_{rvi}^2 T_{rvi}^2},$$

где n — число звеньев, которые конструктор будет считать, как радиальное биение.

Главным вопросом определения суммарного отклонения от соосности является грамотное составление размерной цепи, выявление векторных звеньев и звеньев в виде зазора, что в дальнейшем будет отражать точность и достоверность расчетов определяемой величины.

Результаты исследований и обсуждение. С целью апробации теоретических зависимостей были рассмотрены геометрические параметры редукторов завода Моссельмаш типоразмера Н 090.20, данные расчета сведены в табл. 3–5.

Если в расчетах суммарного отклонения от соосности не учитывать динамическую составляющую в виде радиального биения, а полученные значения просто суммировать как векторные звенья, то суммарное отклонение от соосности для нашего примера будет равно $\Delta_c = 0.154$ мм. При определении отдельно суммарного радиального биения в виде динамической составляющей, которое для нашего примера будет равно $r = 0.074$ мм, суммарное отклонение от соосности в виде статической составляющей составит $\Delta_c = 0.139$ мм. Следовательно, при расчете суммарного отклонения от соосно-

Таблица 3. Расчет смещения осей деталей в посадках из-за наличия зазора в звеньях, входящих в размерную цепь редукторов Н 090.20 завода Моссельмаш

Обозначение звена	Посадка	Допуски деталей/посадки		Среднее отклонение/средний зазор		Коэффициенты		Допуск T_{cs} , мкм
		Обозначение	Значение, мкм	Обозначение	Значение, мкм	K	α	
T_1	$\varnothing 90H7/10$	T_D	35	EC	+17.5	1.2	-0.1	45
		T_d	18	ec	-9	1.2	+0.1	
		T_s	19.7	S	10.6	1.0	-0.1	
T_2	$\varnothing 90H7/10$	T_D	35	EC	+17.5	1.2	-0.1	45
		T_d	18	ec	-9	1.2	+0.1	
		T_s	19.7	S	10.6	1.0	-0.1	
T_{12}	$\varnothing 90H7/h7$	T_D	35	EC	+17.5	1.2	-0.1	58
		T_d	35	ec	-17.5	1.2	+0.1	
		T_s	29.7	S	14	1.0	-0.1	

Таблица 4. Характеристики звеньев размерной цепи редукторов завода Моссельмаш

Обозначение звена	Тип звена	Допуск, мм	Коэффициенты		
			ξ	α	K
T_1	cs	0.045	1.6	-0.1	1.0
T_2	cs	0.045	0.6	-0.1	1.0
T_3	rv	0.035	1.6	0	0.75
T_4	rv	0.035	0.6	0	0.75
T_5	cs	0.040	1.6	0	0.75
T_6	cs	0.040	0.6	0	0.75
T_7	cv	0.020	1.6	0	0.75
T_8	cv	0.020	0.6	0	0.75
T_9	rv	0.020	1.6	0	0.75
T_{10}	rv	0.030	1.0	0	0.75
T_{11}	cv	0.044	1.0	0	0.75
T_{12}	cs	0.058	1.0	-0.1	1.0
T_{13}	cv	0.035	1.6	0	0.75

Условные обозначения: cs – звено в виде зазора; cv – векторное статическое звено; rv – векторное звено в виде радиального биения.

сти манжеты относительно вала в сборочных единицах машин необходимо выявлять как статические, так и динамические векторные звенья, рассчитывать отдельно суммарное радиальное биение и суммарное отклонение от соосности.

Данный редуктор завода Моссельмаш имеет частоту вращения не более 1000 мин^{-1} , а диаметр вала под манжету равен 45 мм. Из данных табл. 4 видно, что по предельному радиальному биению имеется почти тройной запас точности (допустимое значение 0.18 мм (табл. 1)), а нормы допуска соосности нарушены в 1.4 раза (допустимое значение 0.1 мм (табл. 2)).

Таблица 5. Расчета суммарного отклонения от соосности и радиального биения валов и манжет в редукторах

Наименование параметра	Обозначение	Значение, мм
Расчет без динамической составляющей		
Суммарный допуск звеньев в виде зазора	$T_{\Sigma cs}$	0.118
Суммарный допуск векторных звеньев	$T_{\Sigma cv}$	0.099
Суммарное отклонение от соосности	Δ_c	0.154
Расчет с динамической составляющей		
Суммарный допуск звеньев в виде зазора	$T_{\Sigma cs}$	0.118
Суммарный допуск векторных звеньев в виде отклонений от соосности	$T_{\Sigma cv}$	0.066
Суммарный допуск векторных звеньев в виде биения — суммарное радиальное биение	$r = T_{\Sigma rv}$	0.074
Суммарное отклонение от соосности	Δ_c	0.139

Выводы. Таким образом, путем применения методологии расчета размерных цепей, когда требуется анализировать составляющие звенья в виде отклонений формы и расположения поверхностей, необходимо использовать предлагаемые изменения в теории расчетов и дифференцировать составляющие звенья на три типа — в виде зазора, векторные статические и векторные в виде радиального биения. В результате расчета данных по элементам редуктора завода Моссельмаш выявлено, что предельные допуски соосности посадочного места под манжету относительно оси вращения вала нарушены в 1.4 раза. Конструкторскому бюро завода-изготовителя рекомендуется повысить требования к точности отклонений формы и расположения поверхностей деталей, входящих в размерную цепь для расчета суммарной величины отклонения от соосности поверхности под манжету относительно вала.

КОНФЛИКТ ИНТЕРЕСОВ

Авторы заявляют, что у них нет конфликта интересов.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Leonov O. A., Shkaruba N. Zh. Calculation of Fit Tolerance by the Parametric Joint Failure Model // Journal of machinery manufacture and reliability. 2020. 12 (49) P. 1027.
2. Li Q., Yang L., Zhao W., Shi Z., Liu Z. Design of Positioning Mechanism Fit Clearances Based on On-Orbit Re-Orienting Accuracy // Applied Sciences-Basel. 2019. Т. 9. № 21. P. 4712.
3. Leonov O.A., Shkaruba, N.Zh. A Parametric Failure Model for the Calculation of the Fit Tolerance of Joints with Clearance // Journal of friction and wear. 2019. Т. 40. № 4. P. 332.
4. Бодунов М.А., Бородин И.В. Течение тонкого слоя пластически анизотропного материала по поверхности упругого полупространства // Известия Московского государственного технического университета МАМИ. 2013. Т. 3. № 1 (15). С. 13.
5. Сенин П.В., Раков Н.В., Смольянов А.В., Макейкин А.М. Расчетно-теоретический анализ размерных цепей при восстановлении посадочного гнезда под бурт гильзы по глубине двигателей Д-245, Д-260 // Инженерные технологии и системы. 2020. Т. 30. № 2. С. 188.
6. Галкин М.Г., Смагин А.С. Особенности расчета технологических размерных цепей вероятностным методом // Вестник машиностроения. 2016. № 4. С. 13.

-
7. Галкин М.Г., Смагин А.С. Вероятностный расчет технологических размерных цепей с учетом колебаний значений технологических припусков // Вестник машиностроения. 2014. № 12. С. 44.
 8. Богуцкий В.Б., Шрон Л.Б., Мануйленко В.М., Пянковская М.В. Размерный анализ как инструмент обеспечения эксплуатационных характеристик электроинструмента // Известия Тульского государственного университета. Технические науки. 2016. № 8-2. С. 64.
 9. Бондарева Г.И., Вергазова Ю.Г. Изменения в стандарте единой системы допусков и посадок // Тракторы и сельхозмашины. 2016. № 12. С. 39.
 10. Leonov O.A., Shkaruba N.Z., Vergazova Y.G., Golinskiy P.V., Antonova U.Y. Quality control in the machining of cylinder liners at repair enterprises // Russian Engineering Research. 2020. Т. 40. № 9. С. 726.
 11. Дунаев П.Ф., Леликов О.П. Расчет допусков размеров. М.: Машиностроение, 2016. 304 с.