

АНАЛИЗ ГЕОМЕТРИЧЕСКОЙ ТОЧНОСТИ ПЛАНЕТАРНО-ЭКСЦЕНТРИКОВОГО МЕХАНИЗМА

П. А. Пракопович

Учреждение образования «Гомельский государственный технический университет», Республика Беларусь

Научный руководитель М. И. Михайлов

Проведен размерный анализ точности сборки редуктора. В результате размерного анализа установлено, что для обеспечения заданной точности сборки редуктора составляющие звенья должны быть изготовлены с допусками, соответствующими восьмому качеству точности.

Ключевые слова: планетарно-эксцентрикковый механизм, размерный анализ, точность.

Данный привод выгодно отличается от массово применяемых механизмов колебательной шайбы и других приводов как по надежности, так и по скорости.

Вращательное движение от привода передается на основной вал, который вращаясь в подшипниках приводит в движение сателлит,двигающийся по внутренней неподвижной шестерне, на котором закреплен поводок с подшипником, который двигается только в прямолинейном направлении (рис. 1).

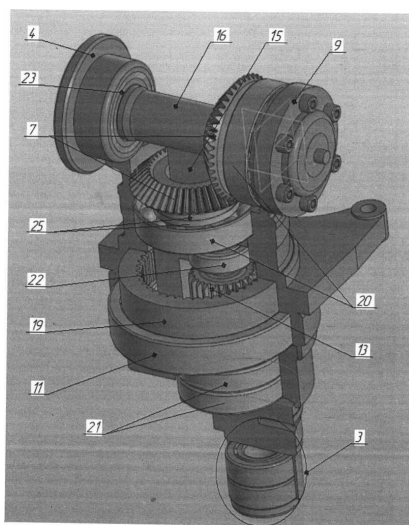


Рис. 1. 3D-модель зубчато-эксцентриккового механизма

Целью проведенной работы стал размерный анализ данного привода.

Замыкающим звеном при определении точности межосевого расстояния было принято расстояние между осями отверстий корпуса, так как точность межосевого расстояния определяется точностью расстояния между осями отверстий корпусной детали, отклонением от соосности наружных колец подшипников качения, зазорами между наружными кольцами подшипников и стенками отверстий в корпусе и др. (рис. 2). При обеспечении точности по перекосу осей валов замыкающим звеном является перекося осей отверстий корпуса. На перекося осей вращения валов влияют перекося осей отверстий под опоры валов в корпусной детали, отклонение от соосности дорожек качения наружных колец подшипников, зазоры в местах сопряжения подшипников с корпусом и радиальные зазоры в самих подшипниках.

Исходными данными являлись: межосевое расстояние зубчатой передачи, предельные отклонения межосевого расстояния передачи, предельные отклонения на перекося, характеристики исходного размера, вид опор и размеры подшипников.

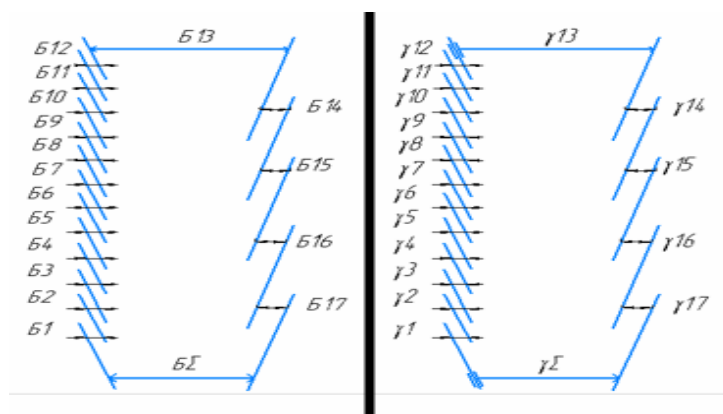


Рис. 2. Расчетные схемы

В разработанную расчетную схему входят звенья:

$B\Sigma$ – исходный размер – расстояние между осями вращения валов в средней плоскости зубчатых колес;

$\gamma\Sigma$ – исходный размер – перекося осей вращения колес;

$B1, B4, B7, B10, \gamma1, \gamma4, \gamma7, \gamma10$ – отклонения от соосности наружных колец подшипников;

$B2, B5, B8, B11, \gamma2, \gamma5, \gamma8, \gamma11$ – смещения осей наружных колец подшипников в пределах посадочного зазора в отверстии корпуса;

$B3, B6, B9, B12, \gamma3, \gamma6, \gamma9, \gamma12$ – смещения центров дорожек качения внутренних колец подшипников, вызванные наличием зазоров в подшипниках;

$B13$ – расстояние между осями отверстий корпуса;

$\gamma13$ – перекося осей отверстий корпуса;

$B14, \gamma14$ – отклонение от перпендикулярности опорного торца фланца корпуса к общей оси отверстий под подшипники водила⁴

$B15, \gamma15$ – отклонение от перпендикулярности опорного торца зубчатого колеса к оси зубчатого венца;

$B16, \gamma16$ – смещение оси зубчатого венца относительно оси отверстия под подшипник;

$B17, \gamma17$ – смещение оси зубчатого венца в пределах посадочного зазора при установке на подшипник водила.

На первом этапе были определены углы между плоскостью, в которой расположены оси валов, и направлением действия сил на опоры валов. Для этого последовательно определили вращающие моменты на валах, силы в зацеплении колес, реакции опор в двух взаимно перпендикулярных плоскостях, их равнодействующие и равные им по значению, но противоположно направленные силы, действующие со стороны вала на опоры, и углы между этими силами и плоскостью расположения валов (рис. 3).

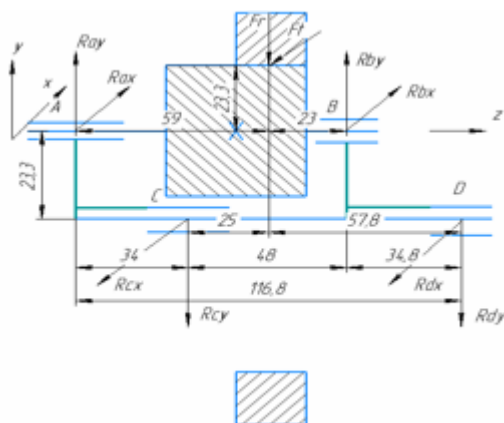


Рис. 3. Схема определения углов действия сил

По полученным углам определялись коэффициенты приведения, так как влияние отклонений от соосности колец подшипников и втулок на межосевое расстояние зависит от расположения передачи относительно опор и направлений выборки зазоров.

На втором этапе определялись допуски на влияющие размеры: радиальное биение дорожки качения наружных колец подшипников, отклонения от соосности, предельные отклонения наружных колец всех подшипников, предельные отклонения отверстий корпуса, смещения наружных колец подшипников в пределах зазора. Для всех влияющих размеров определялись коэффициенты α_i и K_i .

Полученные данные отражены в таблицах.

Точность межосевого расстояния										Точность по перекосу осей									
Обозн.	ξ	Y_{el}^{est}	em	t	Y_{el}^{est}	em'	t'	α	K	Обозн.	ξ	Y_{el}^{est}	em	t	Y_{el}^{est}	em'	t'	α	K
БЭ	-	23,3=0,06	0	0,12				0	1,12	$\gamma\Sigma$	-	0=0,045	0	0,09				0	1,12
Б1	0,719	$0^{+0,035}$	0	0,035				0	0,75	$\gamma 1$	1,39	$0^{+0,035}$	0	0,035				0	0,75
Б2	-0,492	$85 \begin{matrix} 0,035 \\ -0,015 \end{matrix}$	$\begin{matrix} 0,0175 \\ -0,0075 \end{matrix}$	$\begin{matrix} 0,035 \\ 0,015 \end{matrix}$				$\begin{matrix} -0,1 \\ 0,1 \end{matrix}$	1,2	$\gamma 2$	-1,013	$85 \begin{matrix} 0,035 \\ -0,015 \end{matrix}$	$\begin{matrix} 0,0175 \\ -0,0075 \end{matrix}$	$\begin{matrix} 0,035 \\ 0,015 \end{matrix}$				$\begin{matrix} -0,1 \\ 0,1 \end{matrix}$	1,2
Б3	-0,492	$0^{+0,03}$	0	0,03				0	1	$\gamma 3$	-1,013	$0^{+0,03}$	0	0,03				0	1
Б4	0,28	$0^{+0,015}$	0	0,015				0	0,75	$\gamma 4$	1,39	$0^{+0,015}$	0	0,015				0	0,75
Б5	-0,192	$30 \begin{matrix} 0,021 \\ -0,009 \end{matrix}$	$\begin{matrix} 0,0105 \\ -0,0045 \end{matrix}$	$\begin{matrix} 0,021 \\ 0,009 \end{matrix}$				$\begin{matrix} -0,1 \\ 0,1 \end{matrix}$	1,2	$\gamma 5$	-1,013	$30 \begin{matrix} 0,021 \\ -0,009 \end{matrix}$	$\begin{matrix} 0,0105 \\ -0,0045 \end{matrix}$	$\begin{matrix} 0,021 \\ 0,009 \end{matrix}$				$\begin{matrix} -0,1 \\ 0,1 \end{matrix}$	1,2
Б6	-0,192	$0^{+0,019}$	0	0,019				0	1	$\gamma 6$	-1,013	$0^{+0,019}$	0	0,019				0	1
Б7	0,302	$0^{+0,04}$	0	0,04				0	0,75	$\gamma 7$	1,268	$0^{+0,04}$	0	0,04				0	0,75
Б8	-0,207	$138 \begin{matrix} 0,04 \\ -0,018 \end{matrix}$	$\begin{matrix} 0,02 \\ -0,009 \end{matrix}$	$\begin{matrix} 0,04 \\ 0,018 \end{matrix}$				$\begin{matrix} -0,1 \\ 0,1 \end{matrix}$	1,2	$\gamma 8$	0,924	$138 \begin{matrix} 0,04 \\ -0,018 \end{matrix}$	$\begin{matrix} 0,02 \\ -0,009 \end{matrix}$	$\begin{matrix} 0,04 \\ 0,018 \end{matrix}$				$\begin{matrix} -0,1 \\ 0,1 \end{matrix}$	1,2
Б9	-0,207	$0^{+0,035}$	0	0,035				0	1	$\gamma 9$	0,924	$0^{+0,035}$	0	0,035				0	1
Б10	0,698	$0^{+0,035}$	0	0,035				0	0,75	$\gamma 10$	1,268	$0^{+0,035}$	0	0,035				0	0,75
Б11	-0,478	$90 \begin{matrix} 0,035 \\ -0,015 \end{matrix}$	$\begin{matrix} 0,0175 \\ -0,0075 \end{matrix}$	$\begin{matrix} 0,035 \\ 0,015 \end{matrix}$				$\begin{matrix} -0,1 \\ 0,1 \end{matrix}$	1,2	$\gamma 11$	0,924	$90 \begin{matrix} 0,035 \\ -0,015 \end{matrix}$	$\begin{matrix} 0,0175 \\ -0,0075 \end{matrix}$	$\begin{matrix} 0,035 \\ 0,015 \end{matrix}$				$\begin{matrix} -0,1 \\ 0,1 \end{matrix}$	1,2
Б12	-0,478	$0^{+0,022}$	0	0,022				0	1	$\gamma 12$	0,924	$0^{+0,022}$	0	0,022				0	1
Б13	1	-	-	-				0	1,2	$\gamma 13$	1	-	-	-				0	1,2
Б14	0,18	$0^{+0,01}$	-	0,01				0	0,85	$\gamma 14$	0,18	$0^{+0,01}$	-	0,01				0	0,85
Б15	0,23	$0^{+0,01}$	-	0,01				0	0,85	$\gamma 15$	0,23	$0^{+0,01}$	-	0,01				0	0,85
Б16	1	$0^{+0,01}$	-	0,01				0	0,85	$\gamma 16$	1	$0^{+0,01}$	-	0,01				0	0,85
Б17	1	$0 \begin{matrix} 0,022 \\ -0,019 \end{matrix}$	$\begin{matrix} 0,012 \\ -0,0095 \end{matrix}$	$\begin{matrix} 0,022 \\ 0,019 \end{matrix}$				0	0,85										

Рис. 4. Таблицы характеристик расчетных схем

При определении точности межосевого расстояния также учли распорные силы в зацеплении.

На третьем этапе были рассчитаны величины, входящие в формулу определения допуска замыкающего звена. Рассчитали: сумму характеристик рассеяния векторных величин, сумму характеристик рассеяния сопряжений с зазором, влияние распорных сил, суммарную характеристику сопряжений с зазором. Подставив полученные данные в расчетные формулы, определяли допуски на размер и допуск на перекося осей замыкающего звена.

Также были определены предельные расчетные отклонения замыкающих звеньев.

Таким образом, проведен размерный анализ точности редуктора. В результате размерного анализа установлено, что для обеспечения заданной точности редуктора, составляющие звенья должны быть выполнены с допусками, соответствующими восьмому качеству точности.