

А.Ф.КИРИЧЕНКО, д-р. техн. наук, НТУ «ХПИ»,
А.В. ФЕДЧЕНКО, к.т.н., Харьков, НТУ «ХПИ»

НОВАЯ МЕТОДИКА ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОГО ИССЛЕДОВАНИЯ ВНУТРЕННЕЙ ДИНАМИКИ ЦИЛИНДРИЧЕСКИХ ЗУБЧАТЫХ КОЛЕС.

The new scheme of a reducer where opportunities discretely are stipulated to enter those either other parameters or errors of gearing is developed and, thus, to trace influence of their change on a level of fluctuation of cogwheels.

Постановка проблемы в общем виде и ее связь с научным заданием.

В процессе проектирования зубчатых передач все чаще возникает проблема в учете динамической нагрузки, которая может возникнуть в зацеплении в зависимости от различных факторов при работе передачи, а тенденция роста окружных скоростей приводит к необходимости использования наиболее совершенных методов ее определения. В настоящее время решение указанной проблемы осуществляется в основном на математических моделях с последующей их компьютерной реализацией. Однако, какие бы ни были совершенные математические модели, стендовые экспериментальные исследования параллельно с аналитическими являются неотъемлемой частью решения проблемы. При этом следует иметь в виду то, что сложный закон деформированного состояния зубьев и других элементов редуктора, практически не поддающийся строгому математическому моделированию, возникает при многопарном зацеплении в сочетании с различными погрешностями изготовления и монтажа передачи. Особое значение имеет указанная проблема при высоких окружных скоростях, при которых потенциальные возможности особенно новых видов зацеплений остаются не раскрытыми в полном объеме до сих пор, например зацепление Новикова и эволютное зацепление [1,2].

Изложенное свидетельствует о том, что разработка новых подходов исследования динамики передач зацеплением является актуальной проблемой.

Цель работы состоит в разработке методики экспериментальных исследований внутренней динамики цилиндрических зубчатых передач с различными видами зацепления.

Исследование проблемы и обоснование результатов. Многолетний опыт подтвердил, что наиболее рациональной схемой стенда является замкнутый поток мощности. Здесь используются, как правило, два одинаковых редуктора, один из которых работает в режиме редуктора, второй в режиме мультипликатора. Нагружение зубчатых колес осуществляется за счет закрутки торсионного вала до достижения принятого крутящего момента на быстроходном валу. Далее методики расходятся в

своей сути по типу исследуемых параметров и по способу производимых измерений. Поэтому в настоящей работе для нагружения опытной передачи принят также замкнутый поток мощности, а сам опытный редуктор по конструкции принципиально отличается от обычных.

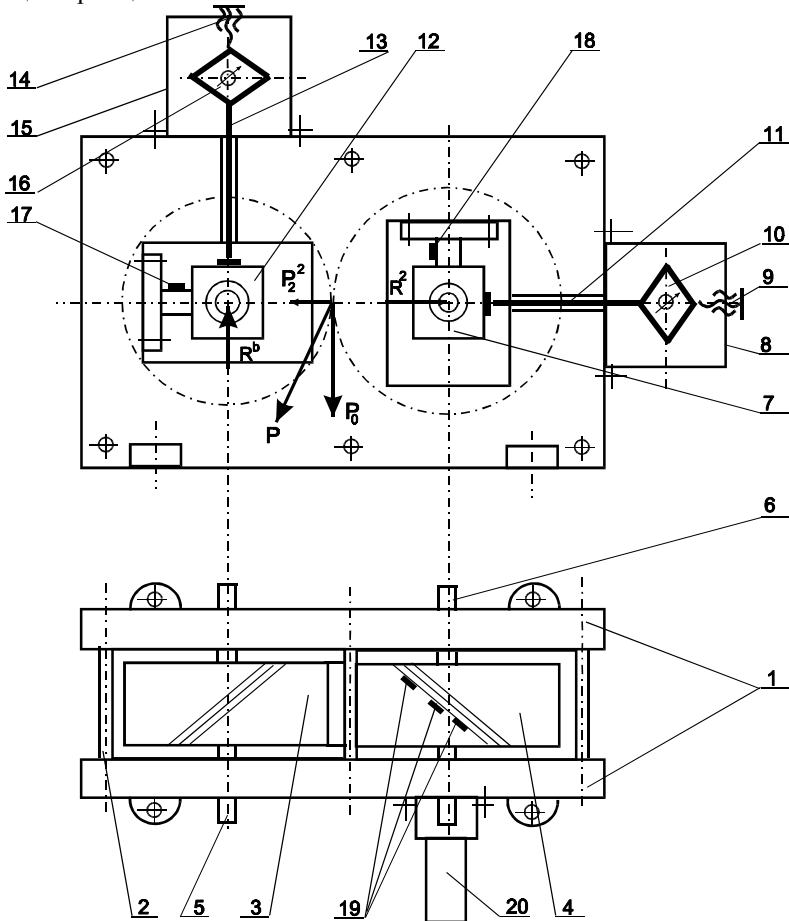


Рис.1

На схеме (рис.1) представлены основные элементы опытного редуктора. Так, вместо обычного корпуса и крышки здесь предложена конструкция, состоящая из двух боковин 1, соединенных между собой жестко анкерными тягами 2 (их шесть штук). Такое решение позволяет, во-первых, сделать стенки редуктора практически бесконечной жесткости, а, во-вторых, сменными тягами обеспечить возможность производить испытания, как узких колес, так и широких. В боковинах вырезаны специальные окна прямоугольной формы, в которых размещаются буксы 7 и 12, имеющие

корпусную часть, где расположен подшипник, фланцевую часть, с помощью которой букса крепится мощными болтами к боковине, и перемычку, назначение которой состоит, во-первых, в соединении корпусной части с фланцевой, а, во-вторых, размеры перемычки могут регулировать жесткость опор, что оказывает на динамику передачи существенное влияние. Обработка буксы выполняется таким образом, чтобы можно было устанавливать как точное межосевое расстояние, так и вносить дискретно погрешности, которые реально могут иметь место в обычном редукторе. Наконец, перемычка служит чувствительным элементом, на который наклеиваются датчики сопротивления 17 и 18 для измерения реакций в опорах при работе редуктора. Расположение датчиков на перемычке освобождает от токосъемного устройства, что, как известно, связано с точностью измерений и производством последних за полный один или несколько оборотов зубчатого колеса. Как видно из схемы, буксы расположены таким образом, чтобы можно было измерять как вертикальную составляющую, так и горизонтальную.

Зубчатые колеса 3 и 4 (рис.2) насажены на валы 5 и 6, которые опираются на подшипники, расположенные в буксе (рис.3).

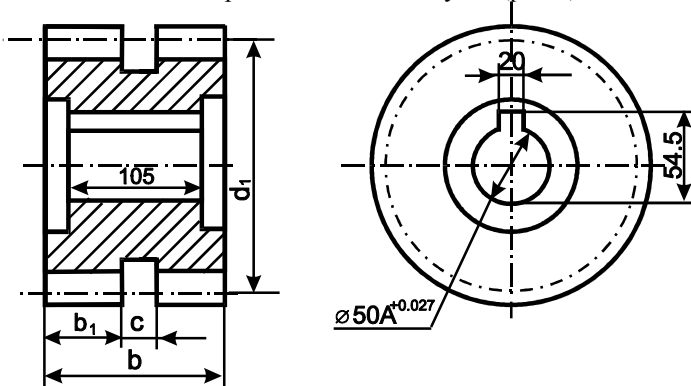


Рис.2

Для расшифровки получаемых осциллограмм предусмотрены в боковинах специальные отверстия, через которые проходят тяги 11 и 13. эти тяги с одной стороны упираются в буксы (как показано на схеме), а с другой стороны соединены с упором динамометра Токаря 10 и 16. При затягивании болтов 9 и 14 создается определенного уровня опорная реакция, величина которой определяется динамометром. В то же время производится запись уровня нагрузки по датчикам на буксах. Для описанной тарировки динамометры Токаря устанавливаются в специальные рамочки 8 и 15, которые при проведении испытаний вместе с тягами снимаются.

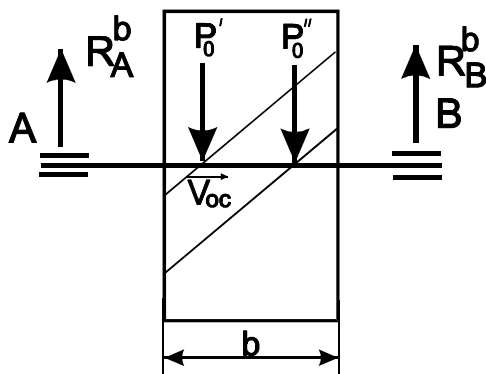


Рис.3

Параллельно с измерением динамики передачи на буксах методикой предусмотрены измерения динамической нагрузки на зубе колеса непосредственно с помощью тензорезисторов 19, наклеиваемых в нескольких сечениях по длине зуба. Такое решение принято для осуществления контрольных измерений с целью установления максимальной нагрузки по фазе зацепления. Кроме этого, возможны испытания, как прямозубых колес, так и косозубых. В редукторе такой конструкции могут кроме косозубых колес устанавливаться передачи Новикова, с арочной формой зубьев, эволютные, энкаитные и др. Для снятия осциллограмм в этом случае предусмотрен токосъемник 20 ртутного типа.

Для проведения первой стадии испытаний методикой предусмотрены опытные колеса с модулем зацепления 5 мм для исходного контура зацепления Новикова Урал-2Н и ЮТЗ-65. В таблице 1 представлены параметры опытной передачи для передаточного числа 1, в таблице 2 - для передаточного числа 2, в таблице 3 - для передаточного числа 1,62 и исходного контура ЮТЗ-65, а также ДЗП -025М с передаточным числом 1 и 2. (могут быть и другие передаточные числа с $u_{max}=3.5$).

Следует также отметить, что сборка стенда предусмотрена на специальной массивной раме, на которой установлена трансмиссия для получения различных чисел оборотов. Стенд предусматривает приводить в движение тихоходный вал редуктора, что расширяет диапазон скоростей.

Таблица 1

Параметры	$a_w=150$ мм, $m_n=5$ мм, исходный контур Урал – 2Н, $u=1$								
	Номер экспериментальной пары								
	1-1	1-2	1-3	1-4	1-5	1-6	1-7	1-8	1-9
z_1	29	28	27	25	23	28	27	25	23
z_2	29	28	27	25	23	28	27	25	23
β	14°54′	21°3′	25°50′	33°30′	39°57′	21°3′	25°50′	33°30′	39°57′
p_x (мм)	61,066	43,708	36,266	28,448	24,451	43,708	36,266	28,448	24,451
q_{2l} (мм)	44,7	30,7	23,4	18,1	12,0	30,7	23,4	18,1	12,0
b (мм)	122	90	75	60	52	120	120	120	120
b_l (мм)	122	90	75	60	52	45	38	32	28
c (мм)	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	30	44	56	64
I_1 (кг·см·с ²)	0,60	0,44	0,37	0,292	0,254	0,475	0,465	0,457	0,438
I_2 (кг·см·с ²)	0,60	0,44	0,37	0,292	0,254	0,475	0,465	0,457	0,438

Таблица 2

Параметры	$a_w=150$ мм, $m_n=5$ мм, исходный контур Урал – 2Н, $u=2$								
	Номер экспериментальной пары								
	2-1	2-2	2-3	2-4	2-5	2-6	2-7	2-8	2-9
z_1	19	18	17	16	15	18	17	16	15
z_2	38	36	34	32	30	36	34	32	30
β	18°12′	25°50′	31°47′	36°52′	41°24′	25°50′	31°47′	36°52′	41°24′
p_x (мм)	50,272	36,266	29,808	26,171	23,741	36,266	29,808	26,171	23,741
q_{2l} (мм)	36,0	23,4	19,3	16,1	13,7	23,4	19,3	16,1	13,7
b (мм)	105	75	60	56	52	120	120	120	120
b_l (мм)	105	75	60	56	52	38	30	28	28
c (мм)	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	44	60	64	64
I_1 (кг·см·с ²)	0,112	0,081	0,064	0,06	0,056	0,092	0,088	0,085	0,085
I_2 (кг·см·с ²)	1,53	1,10	0,88	0,82	0,76	1,453	1,415	1,39	1,39

Таблиця 3

Параметри	Урал – 2Н, $m_n=5$ мм		Ю Т 3 – 65, $m_n=5$ мм					Д 3 П -0,25М, $m_n=5$ мм	
	$a_w=150$ мм, $u=1,62$		$a_w=150$ мм, $u=1$			$a_w=150$ мм, $u=2$		$a_w=150$ мм, $u=1$	
	Номер пари		Номер пари			Номер пари		Номер пари	
	3-1	3-2	3-3	3-4	3-5	3-6	3-7	3-8	3-9
z_1	21	21	27	25	23	19	16	27	25
z_2	34	34	27	25	23	38	32	27	25
β	23°30′	23°30′	25°50′	33°30′	39°57′	18°12′	36°52′	25°50′	33°30′
p_x (мм)	39,377	39,377	36,266	28,448	24,451	50,272	26,171	36,266	28,448
q_{2l} (мм)	27,2	27,2	50,06	37,5	29,3	73,9	35,2	16,3	12,1
b (мм)	80	120	120	60	52	120	120	80	120
b_1 (мм)	80	120	38	60	52	50	38	80	38
c (мм)	0,00	0,00	44	0,00	0,00	20	44	0,00	44
I_1 (кг·см·с ²)	0,141	0,21	0,534	0,316	0,274	0,114	0,11	0,38	0,45
I_2 (кг·см·с ²)	0,87	1,31	0,534	0,316	0,274	1,63	1,6	0,38	0,45

Список літератури: 1. *Кириченко А.Ф., Федченко А.В.* Стенди для експериментального дослідження податливості зубів циліндричних зубчатих колес // Вестник НТУ «ХПІ».- Харків: 2004, №30, с.134-143. 2. *Кириченко А.Ф., Павлов А.И.* Проектирование и расчет геометрии зубчатых передач с эволютным зацеплением // Вестник НТУ «ХПІ».- Харків: 2004, №30, с.153-157.

УДК 621.831

П.Н. КАЛИНИН, к.т.н, Академія внутрішніх військ МВС України (Харків, Україна)
Л.В. КУРМАЗ, к.т.н, Політехніка Свентокшистська в Кельцах (Польща)
Ю.В. ЖЕРЕЖОН-ЗАЙЧЕНКО, НТУ „ХПІ” (Харків, Україна)

ОПТИМАЛЬНО-РАЦІОНАЛЬНЕ ПРОЕКТУВАННЯ ЗУБЧАСТОГО ЕЛЕКТРОМЕХАНІЧНОГО ПРИВОДА

У статті представлена методологія раціонального проектування електромеханічного приводу із зубчастими передачами. Задача раціонального проектування розглянута у формі параметричної оптимізації за 20 критеріями якості. Обґрунтовано використання методу допустимих множин,