

9. Петрусевич А.И., Генкин М.Д., Гринкевич В.К. Динамические нагрузки в зубчатых передачах с прямыми зубьями колесами.— М.: Изд-во АН СССР, 1956. — 134 с.
10. Берестнев О.В., Гоман А.М., Ишин Н.Н. Аналитические методы механики в динамике приводов. - Мн.: Навука і тэхніка, 1992. - 238с. - ISBN 5-343-00932-8.

Материал поступил в редакцию 28.06.08

ISHIN N.N., GOMAN A.M., SKOCHORODOV A.S. VIBROMONITORING OF A RESIDUAL RESOURCE OF GEAR TRANSFERS

In clause the settlement experimental technique of an estimation of a residual resource of gear wheels is considered at realization of resource tests of gear transfers by results of periodic vibromonitoring with consideration of each pair hooked teeth as separate object of tests.

УДК .621.833.24

**Антонюк В.Е., Лукашевич Л.Ю.**

## ОСОБЕННОСТИ ИСПОЛЬЗОВАНИЯ ДВУХПАРНОГО ЗАЦЕПЛЕНИЯ ДЛЯ СНИЖЕНИЯ ШУМА ЦИЛИНДРИЧЕСКИХ ЗУБЧАТЫХ ПЕРЕДАЧ

**Введение.** Коэффициент перекрытия  $\epsilon_a$  определяет качественные показатели зубчатой передачи, и для улучшения качества работы передачи в ряде случаев используют двухпарное зацепление. По имеющимся рекомендациям гарантированное двухпарное зацепление обеспечивается при коэффициенте перекрытия  $\epsilon_a$  не менее 2,05 с учетом того, что деформация зубьев под нагрузкой превышает наибольшую разность основных шагов и должна положительно влиять на увеличение коэффициента перекрытия [1].

Увеличение коэффициента должно сказаться на уменьшении контактных напряжений и для этого желательно увеличивать угол зацепления в передаче более  $20^\circ$ . Относительно возможности снижения изгибных напряжений при использовании двухпарного зацепления отсутствуют конкретные рекомендации. Предполагается, что применение двухпарного зацепления должно способствовать снижению динамических нагрузок.

Двухпарное зацепление эффективно применяется в зубчатых передачах механизмов газораспределения современных двигателей, где требуется обеспечить высокую кинематическую точность передачи, однако прочность не играет решающей роли.

В последнее время появились идеи использовать двухпарное зацепление в силовых зубчатых передачах для снижения их шума. С этой целью были спроектированы и изготовлены опытные зубчатые передачи с двухпарным зацеплением для коробок передач тракторов. При сохранении межосевых расстояний коробок передач переход на двухпарное зацепление потребовал изменения параметров исходного контура и уменьшения модуля.

**Постановка задачи и программа экспериментальных исследований.** Настоящее исследование ставило своей целью уточнить результаты влияния двухпарного зацепления на шумовые характеристики передачи. Применение двухпарного зацепления с измененным модулем должно было сказаться на изменении нагрузочной способности передачи, однако эти испытания не входили в настоящее исследование.

Для исследования была выбрана серийная передача с модулем 4,5 мм и числами зубьев  $Z_1 = 20$  и  $Z_2 = 34$ . В качестве экспериментальной зубчатой передачи была спроектирована и изготовлена зубчатая передача с модулем 3,5816 мм и числами зубьев  $Z_1 = 25$  и  $Z_2 = 43$ . В качестве объекта исследования были выбраны 2 серийные передачи до и после термической обработки, а также 2 экспериментальные передачи до и после термической обработки. Серийные и экспериментальные передачи изготавливались по одной и той же технологии «зубофрезерование-зубошлифование-термообработка». Основные параметры серийных и экспериментальных зубчатых колес приведены в таблице 1. Как видно из таблицы 1, серийные и экспериментальные зубчатые колеса были изготовлены примерно по одной и той же точности в пределах 7-8 степени точности ГОСТ 1643-81.

Программа исследования включала измерение спектра шума на номинальном монтажном расстоянии ведущей и ведомой шестерни. Измерения проводились на контрольно-обкатном станке модели ZP320В фирмы HURTH при частоте вращения ведущей шестерни

1500 мин<sup>-1</sup> и 1000 мин<sup>-1</sup>, при тормозном моменте на ведомой шестерне, равном примерно 8 Н·м. Направление вращения ведущей шестерни менялось на положение «вперед» и «назад». Для измерения и записи спектра шума использовался комплект шумоизмерительной аппаратуры «Брюль и Къер», включающий конденсаторный микрофон 4132 с линейной характеристикой, катодный повторитель, спектрометр 2112 с третьоктавными фильтрами и самописец 2305 (рис. 1). Все измерения проводились в шумоизолированном помещении с звуковым фоном в пределах 60 дБА.



Рис. 1. Общий вид контрольно-обкатного станка с аппаратурой для измерения шума

На рисунке 2 приведен спектр шума серийной зубчатой передачи при частоте вращения ведущей шестерни 1000 мин<sup>-1</sup>, при торможении и направлении вращения «вперед», расстояние до микрофона от полюса зацепления 170 мм.

На рисунках 3 и 4 приведены спектры шума экспериментальных зубчатых передач при частоте вращения ведущей шестерни 1000 мин<sup>-1</sup>, при торможении, при направлении вращения «вперед», расстояние до микрофона от полюса зацепления составляло 170 мм.

**Результаты исследования.** В таблице 2 приведены результаты обработки спектров шума серийных и экспериментальных зубчатых передач.

В результате проведенных исследований можно сделать выводы:

1. Спектр шума серийных зубчатых пар на всех режимах испытания имеет четко выраженную характерную 1-ую зубцовую гармонику, реже выраженную 2-ую зубцовую гармонику, что достаточно хорошо согласуется с измеренной точностью профиля зуба серийных пар.
2. Спектр шума серийных зубчатых пар имеет присутствующую на всех режимах испытаний характерную резонансную частоту,

Таблица 1. Параметры серийных и экспериментальных зубчатых колес

Параметры	Обозначение	Зубчатая передача			
		серийная		экспериментальная	
		ведущая	ведомая	ведущая	ведомая
Модуль	$m$	4,5		3,5816	
Число зубьев	$z$	20	34	25	43
Угол исходного контура	$\alpha$	$20^\circ$	$20^\circ$	$20^\circ$	$20^\circ$
Материал		20ХН3А	20ХН3А	20ХН3А	20ХН3А
Термообработка и поверхностная твердость		Цементация 57..63 HRC <sub>s</sub>	Цементация 57..63 HRC <sub>s</sub>	Цементация 57..63 HRC <sub>s</sub>	Цементация 57..63 HRC <sub>s</sub>
Результаты измерения точности, мм	$F_r$	0,04	0,03	0,04	0,04
	$F_{vw}$	0,03	0,02	0,03	0,04
	$f_f$	0,01	0,03	0,02	0,02
Фактическая степень точности по ГОСТ 1643-81		8-7-7	6-9-7	8-8-7	7-8-7
Расчетный коэффициент перекрытия	$\epsilon_a$	1,289		2,05	



Рис. 2. Спектр шума серийной зубчатой передачи при частоте вращения ведущей шестерни 1000 мин<sup>-1</sup>

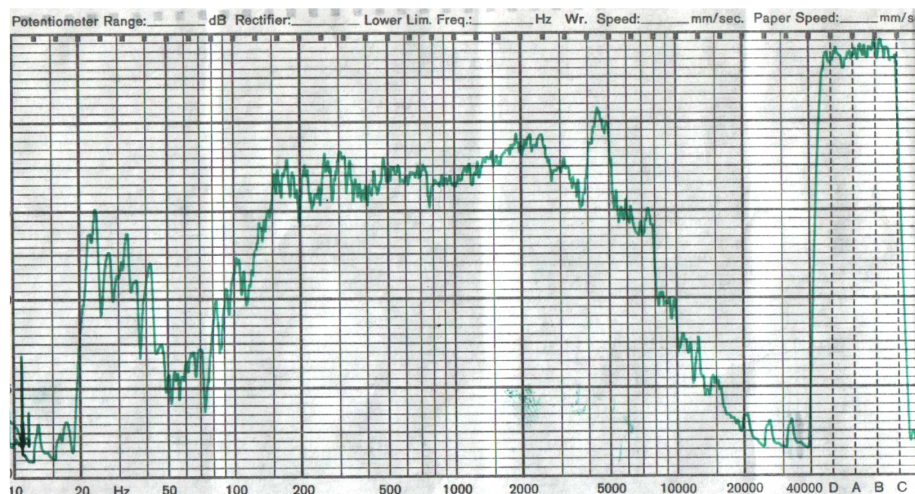


Рис. 3. Спектр шума экспериментальной зубчатой передачи №1 при частоте вращения ведущей шестерни 1000 мин<sup>-1</sup>

равную примерно 2000 гц с уровнем звукового давления, сопоставимого с уровнем звукового давления на частоте 1-ой зубцовой гармоники.

- Уровень шума серийных зубчатых пар при частоте вращения ведущей шестерни 1000 мин<sup>-1</sup> до термической обработки составляет 95..97 dBA, после термической обработки - 95..96 dBA.
- Спектр шума экспериментальных зубчатых пар с двухпарным зацеплением имеет менее выраженные характерные частоты (1-я и 2-я гармоники) по сравнению с серийными зубчатыми парами.
- Уровень шума на характерных частотах 1-й и 2-й зубцовой гармоники экспериментальных зубчатых пар до термической обра-

ботки на 2...3 dB ниже аналогичного уровня шума серийной зубчатой пары, хотя общий уровень шума экспериментальной и серийной зубчатой пары до термической обработки практически имеет одинаковое значение.

- Уровень шума на характерных частотах 1-й и 2-й гармоники экспериментальных зубчатых пар после термической обработки на 3...5dB выше аналогичного уровня шума серийных зубчатых пар и общий уровень шума экспериментальных зубчатых пар после термической обработки выше на 3..5dBA аналогичного уровня шума серийных зубчатых пар.



Рис. 4. Спектр шума экспериментальной зубчатой передачи №2 при частоте вращения ведущей шестерни 1000 мин<sup>-1</sup>

Таблица 2. Результаты измерения шума серийных (модуль 4,5 мм, Z<sub>1</sub>=20 Z<sub>2</sub>=34) и экспериментальных зубчатых пар (модуль 3,5816 мм, Z<sub>1</sub> =25 Z<sub>2</sub> =43) при вращении под нагрузкой

Тип пары	Термообработка	Частота вращения ведущей шестерни, мин <sup>-1</sup>	Вращение «Вперед» или «Назад»	Уровень шума								
				1-я гармоника		2-я гармоника		Резонансная частота		Максимальный		dBA
				dB	f, гц	dB	f, гц	dB	f, гц	dB	f, гц	
Серийные	До	1500	Вперед	92	500	-	-	92	2000	92	1-я 500	100
		1500	Назад	93	500	-	-	93	2000	92	1-я 500	101
		1000	Вперед	89	333	89	666	87	2000	89	1-я 333	95
		1000	Назад	95	333	85	666	85	2000	95	1-я 333	96
	После	1500	Вперед	91	500	-	-	91	2000	91	1-я 500	97
		1500	Назад	86	500	88	1000	91	2000...3000	91	2000	98
		1000	Вперед	92	333	82	666	86	2000	92	1-я 333	95
		1000	Назад	92	333	-	-	87	2000	92	1-я 333	96
	После	1000	Вперед	90	333	87	666	86	2000	90	1-я 333	95
		1000	Назад	92	333	91	666	87	2000	90	1-я 333	96
		1000	Вперед	90	333	87	666	85	2000	90	1-я 333	95
		1000	Назад	89	333	84	666	88	2000	89	1-я 333	96
Экспериментальные	До	1500	Вперед	98	312*	-	-	-	2000...3000	93	5000	102
		1500	Назад	86	625	86	1250	92	2000...3000	94	5000	99
		1000	Вперед	82	416	86	832	86	2000...3000	86	5000	94
		1000	Назад	84	416	82	832	88	2000...3000	87	5000	95
	После	1000	Вперед	86	208*	-	-	88	2000	91	4000	98
		1000	Назад	89	208*	-	-	88	2000	92	4000	97
		1000	Вперед	94	208*	-	-	90	2000	92	4000	100
		1000	Назад	92	208*	-	-	89	2000	92	4000	99

\* - 1/2 1-ой гармоники

- В спектре шума экспериментальных зубчатых пар проявляются резонансные частоты порядка 2000...5000 гц, превышающие по уровню звукового давления уровень звукового давления частот 1-й и 2-й зубцовой гармоники.
- Уровень шума экспериментальных зубчатых пар при частоте вращения ведущей шестерни 1000 мин<sup>-1</sup> до термической обработки составляет 94...95 dBA, после термической обработки - 97...100 dBA.
- Для серийных зубчатых пар решающее значение на величину уровня шума оказывают частоты пересопряжения зубьев (1-я и 2-я гармоники) и меньшее влияние оказывают резонансные частоты.
- Для экспериментальных зубчатых пар с двухпарным зацеплением решающее значение на величину уровня шума оказывают резонансные частоты и меньшее влияние оказывают частоты пересопряжения зубьев.

**Заключение.** Полученные результаты достаточно хорошо согласуются с теоретическими предположениями о возможности снижения уровня шума при переходе на двухпарное зацепление за счет

снижения динамических нагрузок и соответственно уровня звукового давления на частотах пересопряжения зубьев. Вместе с тем переход на двухпарное зацепление вызывает появление возмущающих частот высоких уровней, которые вызывают появление соответственно резонансных частот также более высоких уровней.

В результате не достигается снижения общего уровня шума, а возможно даже его повышение. Поэтому переход на двухпарное зацепление с целью снижения шума должен происходить с отслеживанием сочетания частот пересопряжения зубьев при двухпарном зацеплении с собственными частотами зубчатых колес и с уходом из зон резонансных частот. Проведенный цикл исследований обращает внимание на то, что существенного снижения шума зубчатых передач невозможно достичь простым введением двухпарного зацепления.

**СПИСОК ЦИТИРОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ**

- Вулгаков Э.Б. Соосные зубчатые передачи. Справочник. - М.: Машиностроение, 1987.

Материал поступил в редакцию 28.07.08

The results of research of noise level of experimental gear wheels with increased factor of blocking up to 2,05 are resulted and the opportunities of decrease of noise of force gear transfers are considered at the expense of increase of factor of blocking. The results of measurement of spectra of noise of serial and experimental gear transfers to various factors of blocking are compared. The made conclusions allow more objectively to estimate opportunities of application of two-pair gearing for force transfers.

УДК 691.793

Лукашок А.Н., Константинов В.М.

## ТЕХНИКО-ЭКОНОМИЧЕСКАЯ ЭФФЕКТИВНОСТЬ НАНЕСЕНИЯ АНТИФРИКЦИОННЫХ МЕДЬСОДЕРЖАЩИХ ПОКРЫТИЙ ТРЕНИЕМ НА ПЛУНЖЕРЫ ГИДРАВЛИЧЕСКИХ РАСПРЕДЕЛИТЕЛЕЙ

**Введение.** В большинстве случаев аварийная работа гидравлических распределителей обусловлена износом в парах плунжер-корпус и, как следствие, падением давления в распределителе. При переключении положений распределителя в условиях масляного голодания плунжеры подвергаются схватыванию с корпусами с последующим образованием рисок и задиров на обеих рабочих поверхностях [1, 2].

Традиционные методы борьбы с изнашиванием в этой паре заключаются в поверхностном или объемном упрочнении плунжера, и как правило, никак не затрагивают вопрос повышения износостойкости корпуса. Такие односторонние методы приводят к быстрому изнашиванию отсечных кромок в корпусе и необходимости ремонта распределителя.

Повышение долговечности пары трения возможно при образовании на поверхностях обеих деталей антифрикционного слоя, улучшающего микрогеометрию поверхностей и снижающего коэффициент трения. Финишная антифрикционная безабразивная обработка (ФАБО) плунжера приводит к образованию в процессе работы на контактирующих поверхностях тонкой медьсодержащей пленки до 3 мкм с низким сопротивлением сдвигу. Защитная пленка снижает интенсивность изнашивания контактирующих деталей при нарушении масляной пленки в зазоре [2, 3].

Несмотря на то, что эффект снижения интенсивности изнашивания при ФАБО доказан давно [3], не многие отечественные предприятия, занимающиеся ремонтом гидроаппаратуры, применяют технологию ФАБО в своем производстве.

**Целью** работы является расчет эффективности нанесения финишного антифрикционного покрытия на поверхность плунжеров гидрораспределителей в условиях ремонтных предприятий Республики Беларусь.

**Анализ технологических процессов изготовления (ремонта) гидравлических распределителей на предприятиях Республики Беларусь.** В настоящее время РУП «140-й ремонтный завод», г. Борисов, специализируется на ремонте путевого моторно-рельсового транспорта. В структуре затрат на ремонт – приобретение комплектующих узлов гидравлической и пневматической аппаратуры. Всего 30% изношенных плунжеров распределителей и клапанов восстанавливаются, что связано с отсутствием доступного и эффективного метода упрочнения рабочих поверхностей, обеспечивающего нормативную долговечность всего узла.

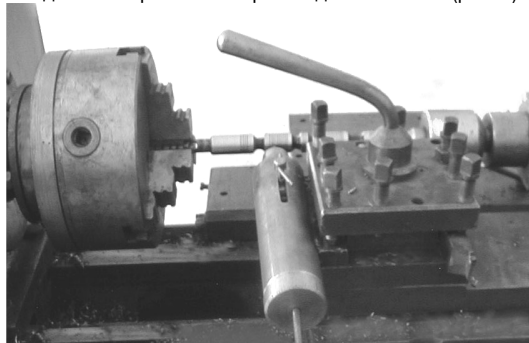
Для изготовления новых плунжеров применяются стали 15Х, 20Х и 30ХГСА. Твёрдость 45...55 HRCэ достигается цементацией с последующей закалкой. Корпуса (серый или легированный чугун твёрдостью 180...280 НВ) растачивают для достижения требуемого зазора. Плунжеры притирают к корпусам с помощью абразивных паст и затем испытывают на герметичность.

Научно-производственное объединение «Партнер», г. Витебск, специализируется на ремонте гидравлической и пневматической аппаратуры для зарубежной и отечественной спецтехники. До 2006 года предприятие имело возможность наносить антифрикционное покрытие

на поверхности плунжеров только в 10 % случаев. В остальных случаях проводились лишь традиционные термические и химико-термические виды обработки (закалка, цементация, азотирование). Сложившаяся ситуация была обусловлена высокой стоимостью ультрадисперсной алмазосодержащей притирочной пасты, закупаемой в Российской Федерации, как «ноу-хау» для финишной обработки. И хотя ее применение в абсолютном большинстве случаев продлевало ресурс распределителя более, чем в 1,5-2,0 раза, увеличение стоимости ремонта на 50-300 % не позволяло использовать ее для ремонта относительно недорогих распределителей.

**Нанесение финишных антифрикционных медьсодержащих покрытий трением.** Разработанная в УО «Полоцкий государственный университет» гамма устройств для фрикционного латунирования – УФЛ-01, УФЛ-02, УФЛ-03, УФЛ-04 и УФЛ-04М [4, 5] – позволяет наносить антифрикционные покрытия на внутренние и наружные поверхности деталей с различной производительностью (рис. 1).

а)



б)

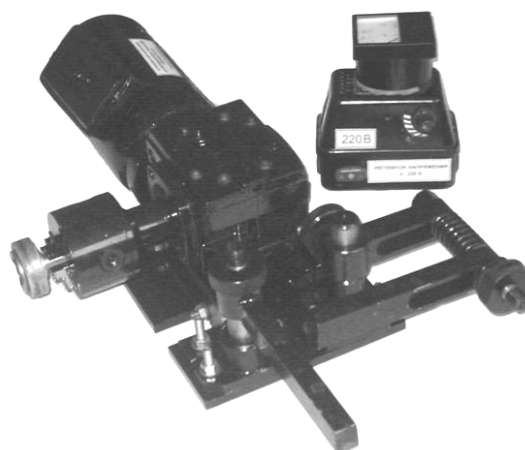


Рис. 1. а) стержневое устройство для фрикционно-механического нанесения покрытий УФЛ-01; б) ротационная установка для фрикционно-механического нанесения покрытий УФЛ-04

Лукашок Александр Николаевич, младший научный сотрудник НИС кафедры технологии конструкционных материалов Полоцкого государственного университета.

Константинов Валерий Михайлович, к.т.н., доцент, зав. кафедрой материаловедения Белорусского национального технического университета.