

**В.Е.СПИЦЫН**, канд. техн. наук, гл. конструктор ГП НПКГ «Зоря» - «Машпроект», Николаев

**А.П. ПОПОВ**, д-р техн. наук, профессор, Национальный университет кораблестроения им. Адмирала Макарова, Николаев

**А.И.МИРОНЕНКО**, нач. отдела редукторов ГП НПКГ «Зоря» - «Машпроект», Николаев

**С.А.ДЗЯТКО**, вед. инженер-конструктор, руководитель группы отдела редукторов ГП НПКГ «Зоря» - «Машпроект», Николаев

## **РЕЗУЛЬТАТЫ ПЕРВЫХ ИСПЫТАНИЙ ЗУБЧАТЫХ ПЕРЕДАЧ С ПЕРВОНАЧАЛЬНО ТОЧЕЧНЫМ КОНТАКТОМ ЗУБЬЕВ**

Приведены результаты испытаний нового зубчатого зацепления с первоначальным точечным контактом. Показано преимущество нового зубчатого зацепления над традиционным прямозубым зацеплением.

Ключевые слова: зубчатая передача, точечный контакт, нагрузочная способность.

Наведені результати випробувань нового зубчастого зачеплення з первинним точковим контактом. Показано перевагу нового зубчастого зачеплення над традиційним прямозубим зачепленням.

Ключові слова: зубчаста передача, точковий контакт, навантажувальна здатність.

This article represents the test results of a new initial-point gearing. It illustrates the advantage of new gearing of the traditional spur gearing.

Key words: toothed gearings, contact spot, load-carrying capacity.

Методика расчета и принципы проектирования традиционного зубчатого зацепления по ГОСТ 21354 основаны на известной классической теории контактной прочности упруго-сжатых тел, разработанная Герцем еще в конце XIX века. Наша заводская методика расчета зубчатого зацепления является дополнением ГОСТовской методики. Проектирование всех выпускаемых в Комплексе редукторов было основано на базе этих методик.

Однако увеличение нагрузочной способности и скоростей в зубчатом зацеплении до 200 м/с, а также результаты дефектации тяжело нагруженных и высокоскоростных редукторов морского и наземного назначений после их испытаний, привели к необходимости использования продольной модификации цилиндрических зубчатых колес с целью отрыва пятна контакта от торца зубчатого венца.

Нас редукторщиков заинтересовали проработки профессора Попова А.П. по профильно-продольной модификации зуба. Были выполнены две хоз. - договорные темы нашего предприятия с НУКом в 2007 и 2009 гг. с целью создания зубчатых передач с высокой нагрузочной способностью и улучшенными виброакустическими характеристиками.

Результатом выполненных работ явилось создание новой методологии (новой теории) теоретических исследований контактной прочности упруго сжатых полупространств с начальным линейным либо точечным контактом. Данная методика позволяет решать контактные задачи применительно к любым зубчатым передачам с произвольной формой зубьев. На основе указанной теории профессора А.П. Попова:

а) показано, что наиболее приемлемым начальным контактом эвольвентных зубьев при определенных величинах приведенных радиусов кривизны в двух взаимно перпендикулярных плоскостях и соотношениях между ними является не линейный, а точечный контакт зубьев;

б) разработаны основы контактной прочности зубьев, подверженных профильной, продольной и трехмерной (топологической) модификации зубьев;

в) разработаны практические методы расчётов на контактную прочность эвольвентных зубчатых передач с первоначально точечной системой зацепления зубьев.

Для проверки выполненных научно-исследовательских работ по эффективности зубчатой передачи с точечной системой зацепления зубьев нашим предприятием совместно с НУК составлена обширная программа проведения опытно-конструкторских работ как в статических, так и в рабочих условиях на реально действующем редукторе.

В качестве объекта оценки эффективности точечного зацепления использовалась первая ступень энергетического трехпоточного двухступенчатого редуктора (рисунок 1). Первоначально мы имели два таких редуктора – № 1А и № 1, которые совместно испытывались по замкнутому контуру и в отдельности со своими двигателями. Отличие этих редукторов состояло только в конструктивном исполнении входной быстроходной шестерни  $Z_1$ , которая в редуктор № 1А установлена в штатном исполнении, а в редуктор №1 – в опытном исполнении. В таблице 1 показаны отличия этих шестерен.

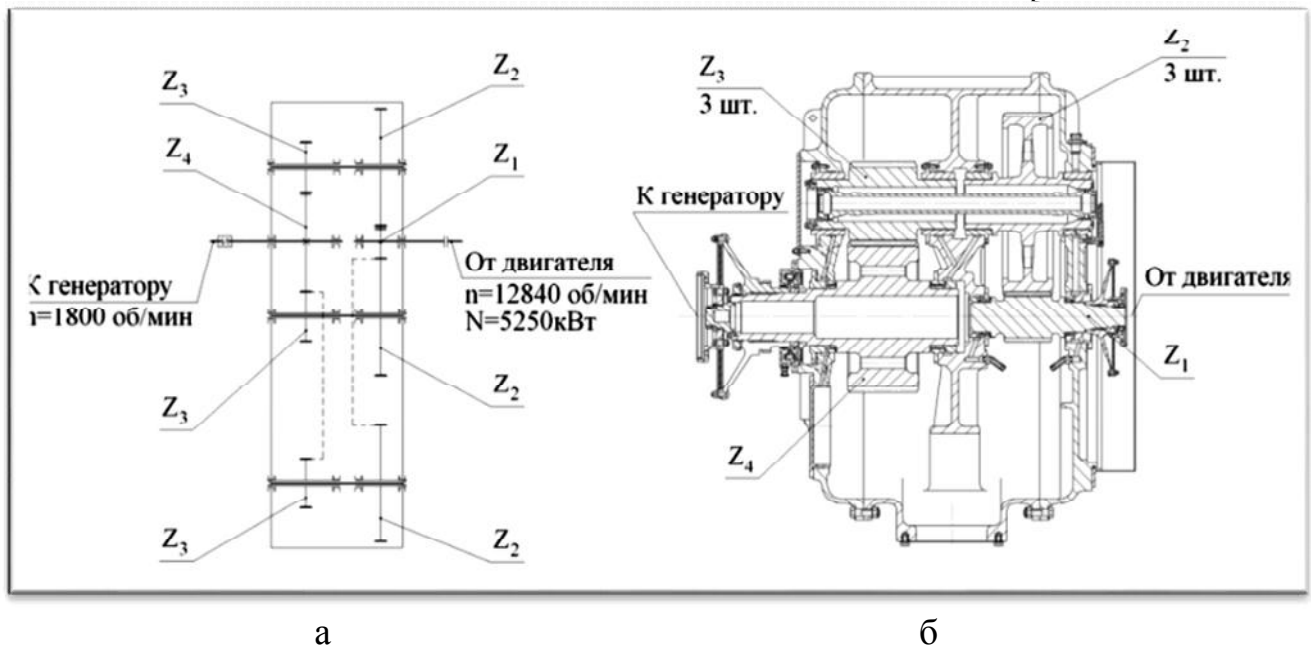
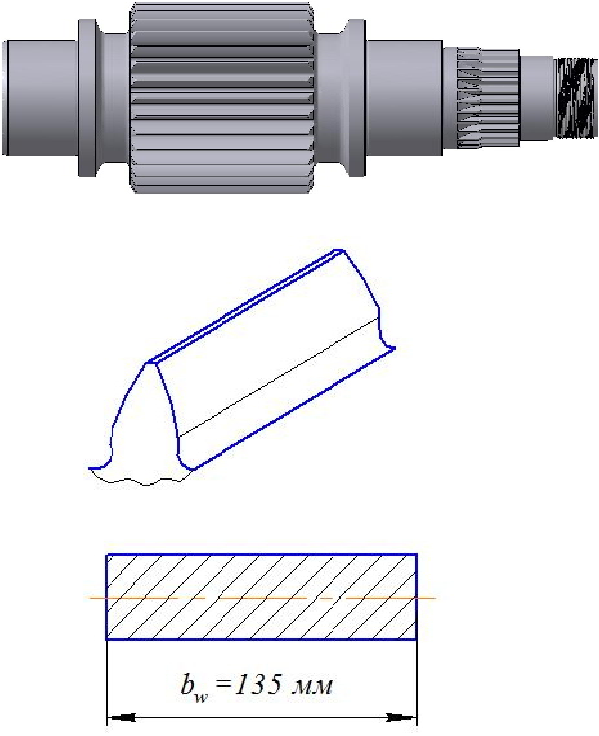
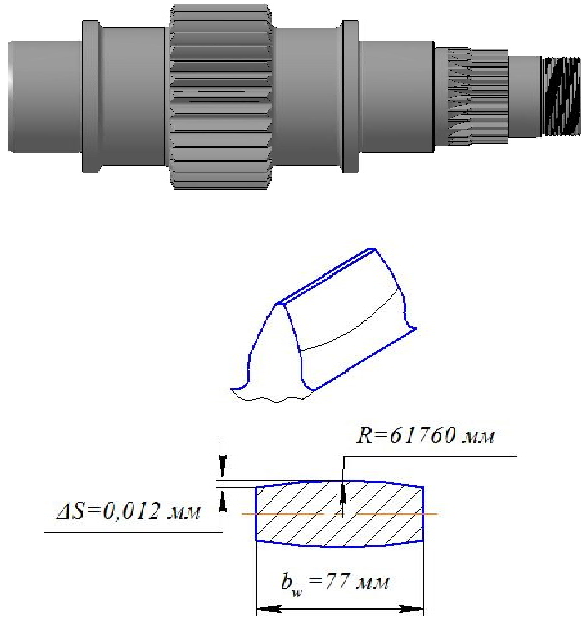
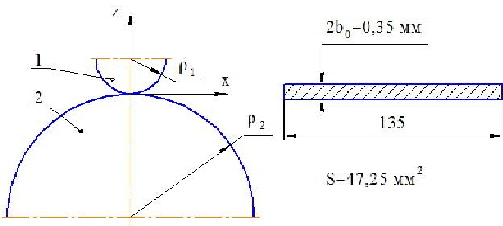
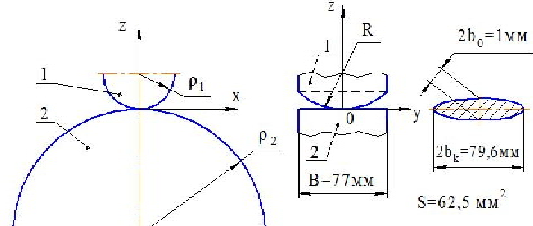


Рис.1. Кинематическая схема (а) и общий вид (б) энергетического редуктора

Таблица 1. Отличия испытываемых штатного № 1А и опытного №1 энергетических редукторов

	Штатный редуктор № 1А	Опытный редуктор № 1
Z <sub>1</sub>		
Модель контакта		
Контактные напряжения	$\sigma_H = 0,418 \sqrt{\frac{E \times F_n}{b_w \times \rho_w}} = 565 \text{ МПа}$	$\sigma_H = 0,33 \times \sqrt{\frac{\alpha(\alpha + \nu)^2 E^2 F_n}{\rho_w^2}} =$
Место изготовления	ГП НПКГ (МАОГ)	Мотор-Сич (Pfayer)

где: E – модуль упругости материала;

F<sub>n</sub> – нормальная сила, которая действует на сопряженную пару зубьев;

b<sub>w</sub> – длина зубьев;

ρ<sub>w</sub> – приведенный радиус кривизны зубьев в плоскости ZOХ;

ν – коэффициент Пуассона;

$\sigma_H$  – контактные напряжения;

$\varphi_n$  – коэффициент нагрузочной способности;

$$\alpha = \sqrt{\frac{\rho_w}{R}}$$

$$R = \frac{b_w^2}{8 \times \Delta S}$$

где: R – радиус кривизны образующих боковых поверхностей зубьев шестерни;

$\Delta S = 0,01 \dots 0,03$  мм – параметр криволинейности зубьев шестерни в торцевых сечениях.

Испытания штатного № 1А и опытного №1 редукторов проходили как совместно на специально созданном стенде по замкнутому контуру, так и в отдельности – каждый со своим двигателем. На сегодняшний день наработка штатного редуктора № 1А с традиционным зубчатым зацеплением  $Z_1-Z_2$  составила ~ 255 часов (~  $587 \times 10^6$  циклов) на различных режимах работы агрегата, а наработка опытного редуктора №1 с укороченной и бомбинированной шестерней  $Z_1$  составила ~ 68 часов (~  $157 \times 10^6$  циклов). В обоих случаях шестерни  $Z_1$  (как штатная, так и опытная) подтвердили контактную и изгибную прочность. При дефектации зубья шестерен  $Z_1$  были в удовлетворительном состоянии.

Результат проделанной работы - при одинаковых контактных напряжениях в зубьях мы уменьшили габариты (в данном случае ширину) зубчатого венца в  $\frac{135}{77} = 1,75$  раза.

Выполним сравнительный анализ контактной напряженности при одинаковой ширине зубчатых венцов. Результаты такого анализа представлены в таблице 2.

Таблица 2. Результаты сравнительный анализ контактной напряженности при одинаковой ширине зубчатых венцов

Шестерня $Z_1$	Ширина зубчатого венца, мм	Форма начального контакта	Контактные напряжения, МПа
Расчетная	77	линия	По Герцу $\sigma_H = 0,418 \sqrt{\frac{E \times F_n}{b_w \times \rho_w}} = 746$
Опытная по таблице 1	77	точка	По новой методике $\sigma_H = 0,33 \times \sqrt[3]{\frac{\alpha(\alpha + \nu)^2 E^2 F_n}{\rho_w^2}} = 500$

Из приведенных расчетов видно, что нагрузочная способность точечного зацепления при  $b_w=77$  мм выше линейного зацепления при той же ширине

зубчатого венца в 2,36 раза (без учета нелинейности между упругими перемещениями и напряжениями) в  $\varphi_n$  раз, а именно:

$$\varphi_n = \left( \frac{746}{560} \right)^3 = 2,36$$

При учете нелинейности между упругими перемещениями и напряжениями повышение нагрузочной способности по [2] составит  $\varphi_n = 2,36 \times 1,27 \approx 3$  раза. При расчете контактного напряжения по Герцу для точечного зацепления опытной шестерни  $Z_1$  максимальные контактные напряжения  $\sigma_n = 3006$  МПа, а коэффициент

$$\varphi_n = \left( \frac{3006}{560} \right)^3 = 5,36^3 = 151$$

Таким образом, если бы первая ступень опытного редуктора была рассчитана по Герцу для точки, то в этом случае нагрузочная способность зацепления оказалась бы в 151 раз ниже нагрузочной способности линейного контакта. В этом случае зацепление было бы неработоспособным. Однако испытания опытной шестерни  $Z_1$  опровергли эти опасения.

С целью сравнения нагрузочной способности первоначально прямолинейного и точечного контактов зубьев конструкторским отделом созданы две статистические испытательные установки для определения и сравнения фактических площадей контакта под рабочими нагрузками штатного зацепления  $Z_1-Z_2$  с прямолинейным контактом ( $b_w = 135$  мм) и опытного зацепления  $Z_1-Z_2$  с точечным контактом ( $b_w = 77$  мм).

Установка для продавки роликов, которые имитируют прямолинейный контакт штатного и опытного зацепления под рабочими нагрузками показана на рис. 2.

Установка для определения фактических площадок контакта зубьев штатной и опытной шестерни со штатным зубчатым колесом  $Z_2$  под рабочей нагрузкой до 3000 кг показана на рис.3.

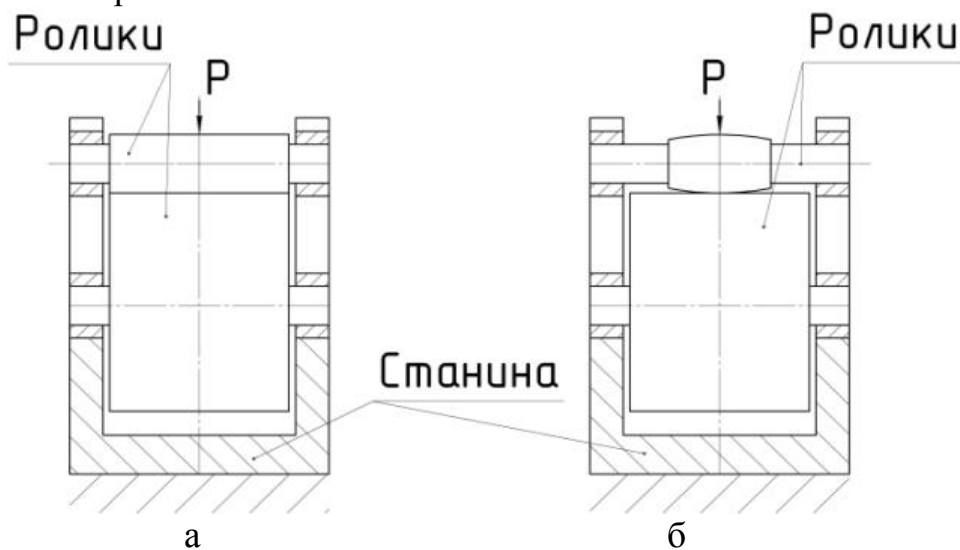


Рис. 2. Принципиальная схема установки продавки роликов:  
а – продавка роликов, имитирующих штатное зацепление; б – продавка роликов имитирующих опытное зацепление

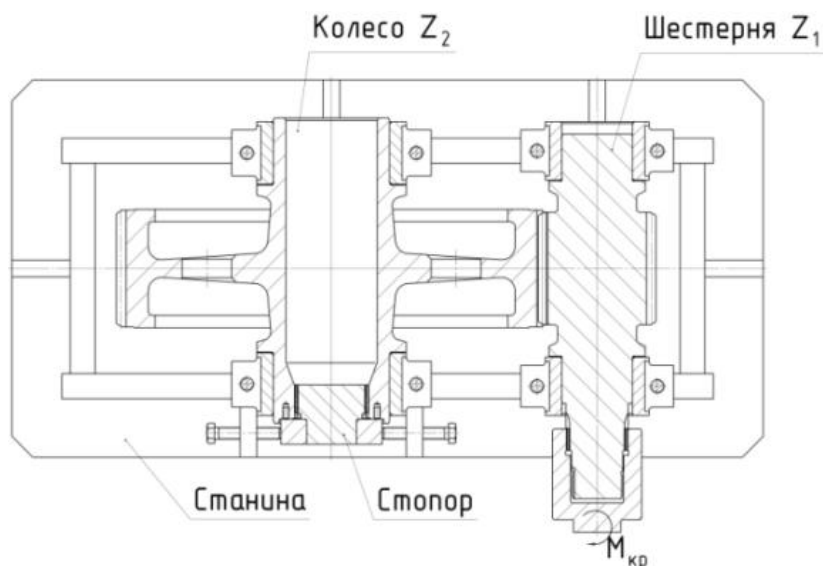


Рис. 3. Принципиальная схема установка статического нагружения шестерни  $z_1$  и колеса  $z_2$  первой ступени опытного энергетического редуктора.

Но, откровенно говоря, получить достоверный результат от проведенных экспериментов не совсем удалось по причине отсутствия в нашей экспериментальной базе надежных методов определения (фиксации) пятен контакта пространственных тел (ролики, зубья) под нагрузкой.

Для определения фактических площадей контакта штатных и опытных роликов и зубьев в настоящее время выполняется расчет их напряженно-деформативного состояния при помощи программного комплекса ANSYS.

Что касается какой-либо информации в доступных для нас мировых источников по редукторостроению, то подробной информации о точечном контакте зубьев в западных источниках мы не обнаружили. Нашли только статью американского доктора Лиана, который на международной конференции по редукторам в Германии в 2005 г. сообщил о преимуществе двойного бомбинирования зубьев с профильной и продольной модификацией по сравнению с цилиндрической зубчатой передачей с линейным контактом.

### Выводы

1. Согласно теоретическим исследованиям новой методологии [1] и проведенным испытаниям редукторов для эвольвентных зубчатых передач с первоначально точечным контактом зубьев характерен ряд преимуществ по сравнению с традиционными передачами, которые заключаются в следующем:

а) высокая нагрузочная способность по контактным напряжениям, превышающая таковую традиционных зубчатых передач с линейным контактом, примерно в 1,5...2,4 раза;

б) плавность и малозумность зацепления зубьев, способствующие существенному улучшению виброакустических характеристик передач;

в) стабилизация формы пятна контакта и избежание кромочного контакта зубьев;

г) компенсация погрешностей сборки, ошибок изготовления и всевозможных упругих деформаций элементов редукторной передачи в эксплуатации;

д) высокая нагрузочная способность рассматриваемых передач создает возможность перехода от косозубых и шевронных передач к прямозубым передачам с точечной и двухпарной системой зацепления эвольвентных зубьев;

е) при одинаковой нагрузочной способности зубчатых передач с точечной и линейной системой зацепления зубьев возможно одновременное снижение веса и габаритов редуктора на ~30%.

2. Условность использования формулы Герца для расчета зубчатых колес ставит под сомнение целесообразность ее экстраполяции на все случаи за пределами накопленного опыта ее применения.

3. Проведенные нами совместно с НУК успешные испытания штатного №1А и опытного №1 редукторов в сочетании с исследованиями в статике на примере взаимодействия бомбинированного и обычного роликов, имитирующих точечное зацепление зубьев [3, 4], подтвердили уникальность точечного зацепления зубьев, что, по мнению специалистов, является мощным прорывом в области современного редукторостроения.

#### **Планируемые работы по проверке зубчатых зацеплений с первоначально точечным контактом:**

1. Повторить продавку роликов и зубьев на статических испытательных установках с целью получения достоверных размеров пятен контакта сжимающих поверхностей под нагрузкой.

2. Продолжить наработку опытного редуктора №1 с бомбинированной шестерней  $Z_1$  на стенде замкнутого контура совместно со штатным редуктором и на полномерном испытательном стенде.

3. Изготовить две опытные солнечные шестерни псевдопланетарной цилиндрической ступени редуктора воздушного винта (РВВ) морской энергетической установки с первоначально точечным контактом, получаемом профильно-продольной модификацией зуба на станке «Pfayter-1200» и установить ее в редуктор РВВ №1.

4. Провести длительные испытания редукторов РВВ №1 №2 (100...200 часов) на специальном стенде замкнутого контура с целью проверки работоспособности и выявления эффективности новых видов зубчатого зацепления.

5. Приступить к подготовке внутризаводских нормативно-технических документов (НТД) с геометрическими и прочностными расчетами для нового вида зацепления – первоначально точечного контакта зубьев с использованием методологии [1].

**Список литературы:** 1. *Попов А.П.* Контактная прочность зубчатых механизмов. – Николаев, Изд-во НУК, 2008, - 580 с. 2. *Левина З.М., Решетов Д.Н.* Контактная жесткость машин, - М.; Машиностроение, 1971, - 264 с. 3. *Попов А.П., Мироненко А.И.* Зубчатая передача с точечным контактом зубьев. – Вестник Национального Технического университета «ХПИ». Сборник научных трудов. Харьков, 2010. -№27. - с. 133-141. 4. *Попов А.П.* Зубчатые механизмы с точечным контактом зубьев. - Николаев: Изд-во Атолл, 2010, –774 с.

*Поступила в редколлегия 23.05.2011*