

В.Е. СПИЦЫН, к.т.н., главный конструктор ГП НПКГ "Зоря"- "Машпроект", г. Николаев

А.П. ПОПОВ, д.т.н., зав. каф. механики и конструирования машин НУК им. адм. Макарова, г. Николаев

А.И. МИРОНЕНКО, нач. отдела редукторов ГП НПКГ "Зоря"- "Машпроект"

В.Г. ВАНЦОВСКИЙ, нач. конструкторского отделения ГП НПКГ "Зоря"- "Машпроект"

А.А. ФИЛОНЕНКО, к.т.н., нач. конструкторского управления лидерных проектов ГП НПКГ "Зоря"- "Машпроект"

ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНАЯ ПРОВЕРКА ЭФФЕКТИВНОСТИ ТОЧЕЧНОГО ЗАЦЕПЛЕНИЯ

Представлено основные результаты расчета на контактную прочность традиционного линейного зубчатого зацепления и точкового контакта на примере дробящего энергетического редуктора. Показано эффективность точкового зацепления после его испытаний в составе энергетического редуктора. Представлены варианты продавливания роликов с прямолинейным и точковым контактом на статических стендах.

The basic results of the contact strength calculation of the conventional linear gearing and the point contact are presented by the example of the running power reduction gear. The point gearing efficiency is shown after its tests as part of the power reduction gear. The variants of rollers' impression with the rectilinear and point contact on the static test beds are presented.

Актуальность задачи. На государственном предприятии "Научно-производственный комплекс газотурбостроения "Зоря"- "Машпроект" совместно с Национальным университетом кораблестроения начиная с 2007г. ведутся научно – исследовательские и опытно – конструкторские работы по созданию зубчатых передач с точечной системой зацепления зубьев. Начало работ в этом направлении было положено по инициативе доктора технических наук, профессора Национального университета кораблестроения А.П. Попова. Для установления действительных возможностей существующих эвольвентных зубчатых передач и выявления резервов повышения их эффективности была разработана методология теоретических исследований контактной прочности зубчатых передач с начальным линейным либо точечным контактом [1]. Данная методология позволяет решать контактные задачи применительно к любым зубчатым передачам с произвольной формой зубьев. На основании указанной методологии профессором Поповым А.П.:

- показано, что наиболее приемлемым начальным контактом эвольвентных зубьев является не линейный, а точечный контакт зубьев;
- разработаны основы контактной прочности зубьев;
- разработаны практические методы расчетов на контактную прочность эвольвентных зубчатых передач с точечной системой зацепления зубьев.

Анализ точечного контакта зубьев на примере действующего энергетического редуктора. В качестве объекта оценки эффективности точечного зацепления использовалась первая ступень энергетического редуктора. Редуктор – двухступенчатый, с внешним зацеплением зубьев и распределением мощности по трем потокам. На рисунке 1,а показана кинематическая схема, а на рисунке 1,б – общий вид редуктора.

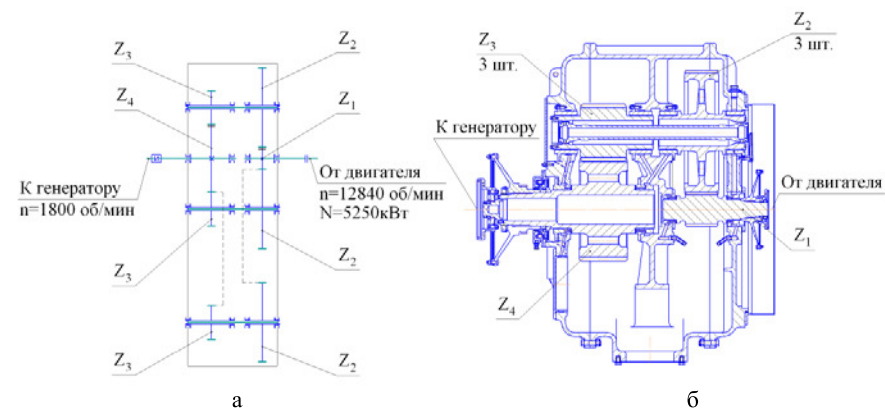


Рисунок 1 – Энергетический редуктор:
а – кинематическая схема; б – общий вид

Основные данные редуктора: $N=5250$ кВт; $n_1=12480$ об/мин; $n_4=1800$ об/мин; $z_1=33$; $z_2=127$; $m_{1,2}=4$ мм; $F_{n1}=2,1 \times 10^4$ Н; $\rho_1=22,576$ мм; $\rho_2=86,868$ мм; $\rho_{1,2}=17,916$ мм; $b_{1,2}=135$ мм; $\gamma = 0,8$; $E=2,1 \times 10^5$ МПа.

В ГП НПКГ "Зоря"- "Машпроект" в 2009г. изготовлены два указанных редуктора, в один из которых установлена штатная шестерня z_1 с прямолинейным зубом шириной $b_w=135$ мм (рисунок 2,а), а в другой редуктор установили опытную шестерню z_1 с профилно-продольной модификацией с шириной $b_w=77$ мм (рисунок 2, б). По расчетам согласно методологии [1] эти шестерни являются равнопрочными по контактным напряжениям.

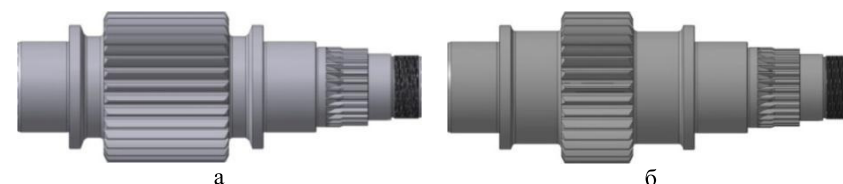


Рисунок 2 – Равнопрочные шестерни z_1 энергетического редуктора:
а – штатная шестерня; б – опытная шестерня

Опытная шестерня z_1 изготовлена на ГП НПКГ "Зоря"- "Машпроект", а шлифование боковых поверхностей зубьев с выполнением профилно-

продольной модификации выполнено на высокоточном шлифовальном станке "Pfauter-600" в ЗАО "Мотор-Сич" (Запорожье). Зуб опытной шестерни z_1 с кривизной боковых поверхностей показан на рисунке 3.

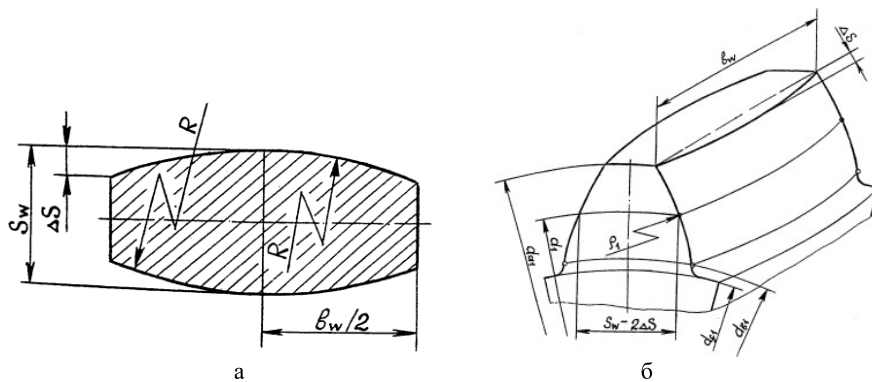


Рисунок 3 – Зуб опытной шестерни z_1 :
а – общий вид; б – сечение зуба

Геометрические параметры боковых поверхностей зуба следующие: $\Delta S=0,012\text{мм}$, $R=61740\text{ мм}$, $\alpha=0,017$.

Сравнительный расчет контакта напряжений по формуле Герца [2] и методике [1] приведен в таблице 1.

Таблица 1 – Сравнительный анализ контактных напряжений

| Шестерня z_1 | Ширина зубчатого венца, мм | Форма начального контакта | Контактные напряжения рабочей поверхности зуба, МПа | Расчетная формула контактных напряжений |
|----------------------|----------------------------|---------------------------|---|--|
| Штатная, рисунок 2,а | 135 | линия | 564,5 | По Герцу $\sigma_H = 0,418 \sqrt{\frac{E \sigma_{H1} \sigma_{H2}}{b_w \rho_{H1} \rho_{H2}}}$ |
| Опытная, рисунок 2,б | 77 | линия | 746,76 | По Герцу $\sigma_H = 0,418 \sqrt{\frac{E \sigma_{H1} \sigma_{H2}}{b_w \rho_{H1} \rho_{H2}}}$ |
| Опытная, рис. 2, б | 77 | точка | 560,77 | По [1] $\sigma_H = 0,88 \sqrt{\frac{E (\sigma + \tau) \sigma_{H1} \sigma_{H2}}{\rho_{H1} \rho_{H2}}}$ |

Из приведенных расчетов видно, что нагрузочная способность точечного зацепления при $b_w=77\text{ мм}$ выше линейного зацепления при той же ширине зубчатого венца в 2,36 раза (без учета нелинейности между упругими перемещениями), в σ_H раз, а именно:

$$\sigma_H = \left(\frac{746,76}{560,77} \right)^2 = 2,36.$$

При учете нелинейности между упругими перемещениями и напряжениями повышение нагрузочной способности составит [2]

$$\sigma_H = 2,36 \times 1,27 \approx 3 \text{ раз}.$$

При расчете контактного напряжения по Герцу для точечного зацепления опытной шестерни z_1 максимальное контактное напряжение $\sigma_H \approx 3000\text{ МПа}$, а

коэффициент $\sigma_H = \left(\frac{3000}{560,77} \right)^2$.

Таким образом, если бы первая ступень энергетического редуктора была рассчитана по Герцу для точки, то в этом бы случае нагрузочная способность зацепления оказалась бы в 154 раза ниже нагрузочной способности линейного контакта. В этом бы случае зацепление было бы неработоспособным. Однако испытания опытной шестерни z_1 опровергли эти опасения, о чем речь пойдет далее.

Проверка эффективности точечного зацепления в действующем энергетическом редукторе и на статических стендах.

1. На специально созданном в ГП НПКГ "Зоря"- "Машпроект" стенде, работающего по методу замкнутого контура, прошли испытания два вышеуказанных редуктора, один из которых содержал штатную шестерню z_1 с прямолинейным зубом шириной $b_w=135\text{мм}$, а другой редуктор – опытную шестерню z_1 с профилльно-продольной модификацией при ширине зубчатого венца $b_w=77\text{мм}$.

2. После испытаний двух редукторов на стенде замкнутого контура редуктор с опытной шестерней z_1 в комплекте со штатным газотурбинным двигателем (ГТД) установлен на другой полномерный стенд для испытания агрегата в целом с нагрузкой от гидротормоза. Нарботка редуктора с опытной шестерней z_1 на всех режимах его работы на стенде замкнутого контура со штатным ГТД составила ≈ 55 часов. Число циклов нагружения опытной шестерни z_1 составило $\approx 1,15 \times 10^8$. Плановая разборка и дефектация редуктора с опытной шестерней показала следующие результаты:

- к внешнему виду опытной шестерни z_1 замечаний нет; неразрушающие методы контроля (люминесцентный, магнитный, цветная дефектоскопия) не показали дефектов на зубьях;
- зубья сопрягаемых с z_1 трех зубчатых колес z_2 также дефектов не имели;
- остальная материальная часть редуктора находилась в удовлетворительном состоянии.

3. С целью сравнения нагрузочной способности прямолинейного и точечного контактов зубьев созданы статические испытательные установки для определения и сравнения фактических площадей контакта под рабочими нагрузками штатного зацепления z_1-z_2 с прямолинейным контактом ($b_w=135\text{мм}$)

и опытного зацепления z_1 - z_2 с точечным контактом ($b_w=77$ мм).

3.1 Установка для продавки роликов и определения их фактических площадок контакта под рабочей нагрузкой показана на рисунке. 4

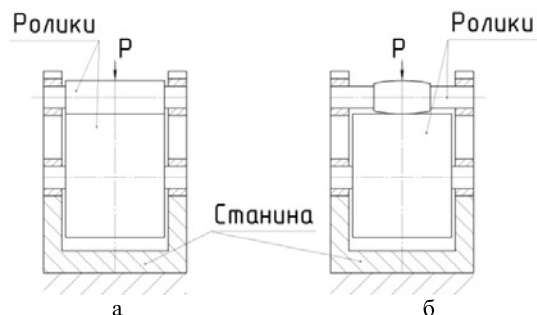


Рисунок 4 – Принципиальная схема установки продавки роликов:

- а – продавка роликов, имитирующих штатное зацепление;
б – продавка роликов, имитирующих опытное зацепление

На установке продавливаются ролики, которые имитируют прямолинейный контакт штатного зацепления z_1 - z_2 с шириной $b_w=135$ мм (рисунок 5,а) и точечный контакт опытного зацепления z_1 - z_2 с шириной зубчатого венца $b_w=77$ мм (рисунок 5,б) под рабочей нагрузкой $F \leq 3 \times 10^4$ Н.

Установка имеет возможность продавливать ролики, как с параллельными, так и с перекрещивающимися осями с углом до 2° .

В настоящее время по специальной программе проходят испытания ролики на указанной установке. Результаты по роликам ожидаются в июле-августе 2010г.

3.2 Установка для определения фактических площадок контакта зубьев штатного прямолинейного зацепления z_1 и z_2 шириной венца $b_w=135$ мм и зацепления опытной шестерни z_1 с шириной венца $b_w=77$ мм со штатным зубчатым колесом z_2 под рабочей нагрузкой до 3000кН (рисунок 5).

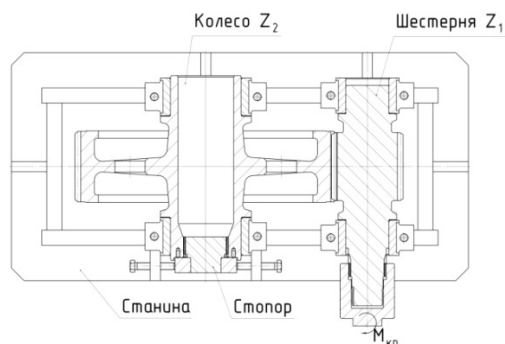


Рисунок 5 – Принципиальная схема установка статического нагружения шестерни z_1 и колеса z_2 первой ступени опытного энергетического редуктора

В настоящее время ведутся испытания на указанном статическом стенде и их результаты также ожидаются не позднее августа 2010г.

Для проверки достоверности результатов указанных в пунктах 3.1 и 3.2 экспериментов намечено выполнить расчет напряженного состояния роликов и зубьев при помощи программного комплекса ANSYS.

Выводы.

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

- высокая нагрузочная способность по контактным напряжениям, превышающая таковую традиционных зубчатых передач с линейным контактом зубьев, примерно в 1,5...2,4 раза;
- плавность и малозумность зацепления зубьев, способствующие существенному улучшению виброакустических характеристик передач;
- стабилизация формы пятна контакта и избежание кромочного контакта зубьев;
- компенсация погрешностей сборки зубчатых колёс в собственных корпусах;
- компенсация ошибок изготовления зубьев и всевозможных упругих деформаций элементов редукторной передачи в эксплуатации;
- высокая нагрузочная способность рассматриваемых передач создает возможность перехода от косозубых и шевронных передач к прямозубым передачам с точечной и двухпарной системой зацепления эвольвентных зубьев, что является серьезным совершенствованием в области редукторостроения;
- при одинаковой нагрузочной способности зубчатых передач с точечной и линейной системой зацепления зубьев возможно одновременное снижение веса и габаритов рассматриваемых передач на 30%...50%.

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

Список литературы: 1. Попов А.П. Контактная прочность зубчатых механизмов. – Николаев, Изд-во НУК, 2008. – 580с. 2. Левина З.М., Решетов Д.Н. Контактная жесткость машин. – М.: Машиностроение, 1971. – 264с.

Поступила в редколлегию 30.04.10