

**ГАПОНОВ В.С.**, докт.техн.наук, проф., НТУ “ХПИ”  
**МУЗЫКИН Ю.Д.**, канд.техн.наук, проф., НТУ “ХПИ”  
**СТОЛБОВОЙ А.С.**, канд.техн.наук, проф., НТУ “ХПИ”  
**ТАТЬКОВ В.В.**, канд.техн.наук, вед. научн.сотр., НТУ “ХПИ”  
**ВЫШНИВЕЦКИЙ С.М.**, зам.нач. ЦГПТЛ, ОАО “Запорожсталь”  
**ТЕЛЮК Д.В.**, начальник ОТОФ ОАО “Запорожсталь”

## РЕСУРС РАБОТЫ ЗУБЧАТЫХ ПЕРЕДАЧ ПРОКАТНОГО ОБОРУДОВАНИЯ

Рассматриваются вопросы оценки ресурса зубчатых передач прокатного оборудования при переменных нагрузках.

Розглядаються питання оцінки ресурсу зубчастих передач прокатного встаткування при змінних навантаженнях.

Questions of an estimation of a resource of tooth gearings of the rolling equipment are considered at variable loadings.

Конструкции современных силовых редукторов клетей прокатных станов определяется чрезвычайно большими нагрузками, изменяющимися в процессе эксплуатации, и очень большими габаритами зубчатых колес. Долговечность работы зубчатых колес определяется комплексом технологических и эксплуатационных факторов, связанных между собой и изменяющихся в процессе эксплуатации. Редукторы обычно выполняются в виде двух полушевронов, разнесенных на достаточно большие расстояния. В качестве плавающих опор ведущей вал-шестерни используются радиальные двухрядные сферические роликоподшипники, устанавливаемые с зазором при посадке в корпусе. Большие нагрузки, передаваемые редукторами, потребовали выполнения ведущих валов с нарезанными зубьями из малоуглеродистых легированных сталей с цементацией поверхностей зубьев и закалкой до твердости 55...60 HRC. Бандажи крупногабаритных колес обычно изготавливают из легированных сталей с твердостью рабочих поверхностей порядка 220...260 HB

Для оценки ресурса работы на первом этапе необходимо установить основные причины выхода из строя конкретной зубчатой передачи. Опыт эксплуатации редукторов прокатных станов с шевронными зубчатыми колесами показывает, что в большинстве случаев минимальную надежность имеют зубья ведущей вал-шестерни, испытывающей регулярные перегрузки вследствие упругой закрутки вала, упругих деформаций зубьев правого и левого полушевронов, ошибок изготовления и затрудненной возможности самоустановки шевронной передачи из-за большой массы и инерционности вал-шестерни. Ресурс работы зубчатых передач прокатных станов чаще всего определяется усталостной прочностью зубьев по напряжениям изгиба.

Сокращению ресурса работы зубчатой передачи способствует также возрастающая по времени работы концентрация нагрузки на одной из сторон зубьев вследствие перекоса вала при износе посадочных поверхностей в местах установки подшипников. Отрицательное влияние перекоса вала при износе посадочных поверхностей компенсируется регулярным контролем этих поверхностей и восстановлением геометрии по требованиям проектной документации. Интенсивность проявления других причин регулярных перегрузок одного из полушевронов напрямую связана с изменениями внешнего передаваемого крутящего момента. Этот факт, в свою очередь, приводит к возрастанию степенной зависимости предельного ресурса работы от нагрузки и пределов выносливости. Упомянутые перегрузки должны учитываться при определении расчетного крутящего момента. В этом случае ресурс работы всего редуктора определяется усталостной прочностью зубьев на изгиб. Основой для приближенной оценки изменения ресурса работы является ежесуточное осциллографирование конкретных режимов эксплуатации. Методика определения относительной долговечности зубчатых передач обычно базируется на эмпирическом условии суммирования повреждений [1]

Принцип линейного суммирования повреждений, накопленных за период работы с конкретными условиями нагружений, позволяет при непрерывной фиксации этих условий работы с начала эксплуатации или после ремонта с установкой новых деталей оценивать наработку и остаточный ресурс до планово-профилактических и ремонтных работ.

Опыт эксплуатации редукторов прокатных станков с шевронными зубчатыми колесами показывает, что в большинстве случаев минимальную надежность имеют зубья ведущей вал-шестерни, испытывающей регулярные перегрузки вследствие упругой закрутки вала, упругих деформаций зубьев правого и левого полушевронов, ошибок изготовления и затрудненной возможности самоустановки шевронной передачи из-за большой массы и инерционности вал-шестерни.

Исходя из уравнения кривой усталости действие всего комплекса напряжений  $\sigma_i$  в течение срока службы  $t_i$  и соответствующей частоты вращения  $n_i$  заменяем напряжением  $\sigma_1$  от расчетного крутящего момента  $T_1$ , действующего в течение эквивалентного числа циклов нагружений [2].

$$N_E = 60 \cdot \mu \sum n_i t_i = 60 \cdot \sum \left( \frac{\sigma_i}{\sigma_1} \right)^m n_i t_i.$$

Показатель кривой усталостной прочности при расчетах на изгиб для шестерни с цементацией рабочих поверхностей и закалкой  $m_F = 9$ , а для колеса с твердостью меньшей 350 HB -  $m_F = 6$ . Коэффициенты  $\mu$ , характеризующие интенсивность нагружения, целесообразно определять по гистограммам экспериментальных исследований режимов нагружений реальных редукторов по формулам:

$$\mu_F = \sum \left( \frac{T_i}{T_1} \right)^{m_F} \cdot \frac{N_i}{N_\varepsilon},$$

где  $N_i$  - число циклов нагружений моментом  $T_i$ ,  $N_\varepsilon$  - суммарное число циклов нагружений. Гистограммы нагружений, полученные при достаточно длительном режиме эксплуатации редуктора прокатного стана ОАО «Запорожсталь», показали, что коэффициенты интенсивности нагружений по изгибу для шестерни и колеса составляют: 0,079 и 0,154. Сравнение полученных результатов с типовыми режимами нагружений по ГОСТ 21354-87 [2] показывает, что в рассматриваемом варианте горячей прокатки работа происходит по среднему равновероятному режиму, который характеризуется параметрами: 0,1 и 0,143. При тяжелом режиме нагружения по [2] эти коэффициенты будут составлять: 0,2 и 0,3.

Расчеты при постоянных частотах вращения и среднем равновероятном режиме нагружения показывают, что увеличение относительной нагрузки до 1,1 и 1,2 от номинального значения приводит к сокращению относительного времени работы в 2,38 и 5,26 раза. Снижение нагрузки до 0,9 и 0,8 номинальной приводит к росту долговечности в 2,58 и 7,45 раза соответственно.

Исходя из уравнений кривой усталости [2], действие в течение  $t_i$  часов всего комплекса напряжений, определяемых изменяющимся вращающим моментом  $T_i$ , можно заменить напряжением от расчетного момента, действующего в течение эквивалентного числа циклов. Принцип суммирования повреждений от напряжений изгиба, накопленных за сутки работы с постоянной частотой вращения  $n_j$  и изменяющимся моментом  $T_i$ , действующим в течение  $t_i$  часов, позволяет представить усталостные явления в виде

$$\Delta_j = 60 \cdot n_j \sum t_i T_i^m = 60 \cdot n_j t_c \cdot \mu_j T_{j\max}^m,$$

где  $T_{j\max}$  - наибольшее длительно действующее значение вращающего момента,  $m$  - показатель степени кривой усталости при расчете на выносливость при изгибе,  $\mu_j$  - коэффициент, характеризующий интенсивность нагружения в течение рассматриваемых суток,  $t_c = \sum t_i$  час – время работы в течение  $j$ -х суток. По ГОСТ 21354-87 [2] в качестве исходной расчетной нагрузки  $T_{j\max}$  рекомендуется принимать наибольшую длительно действующую с общим числом циклов перемены напряжений более  $5 \cdot 10^4$  за весь ресурс работы. Показатель степени кривой усталости для азотированных, цементированных и нитроцементированных зубчатых колес с нешлифованной переходной поверхностью принимают  $m=9$ , а в остальных случаях при расчетах на изгиб  $m=6$ . При типовом тяжелом режиме нагружения [2], когда показатель степени кривой усталости составляет  $m=9$ , коэффициент  $\mu_j$  принимается равным 0,2. При среднем равновероятном режиме с параметром  $v_{cp} = 0,5$  имеем  $\mu_j = 0,1$ . Для зубчатых колес с однородной структурой материала и зубчатых колес со шлифованной переходной поверхностью при типовом тяжелом режиме

нагружения коэффициент  $\mu_j$ , характеризующий интенсивность нагружения, принимается равным 0,3, а при среднем равновероятном режиме этот коэффициент составит  $\mu_j = 0,143$  [2]. Практика эксплуатации прокатного оборудования показывает, что фактический режим нагружения в большинстве случаев находится в области среднего равновероятного и тяжелого режимов. При проектировании, изготовлении и поставках нового оборудования оговаривают ожидаемый ресурс работы  $t_\Sigma$  при номинальном режиме эксплуатации с вращающим моментом  $T_{ном}$ , частотой вращения  $n_{ном}$  и ожидаемым типовым режимом нагружения, характеризуемым коэффициентом  $\mu_{ном}$ . Исходя из метода оценки эквивалентного числа циклов при переменных напряжениях изгиба [2], накопленные за сутки работы повреждения можно оценить в виде

$$\Delta_j = 60 \cdot n_{ном} \cdot t_j \cdot \mu_{ном} T_{ном}^m,$$

где  $t_j$  - отработанный часовой ресурс за  $j$ -е сутки эксплуатации.

Из приведенных зависимостей следует

$$t_j = 24 \cdot \frac{n_j}{n_{ном}} \cdot \frac{\mu_j}{\mu_{ном}} \cdot \left( \frac{T_{j\max}}{T_{ном}} \right)^m.$$

Накопленную наработку целесообразно фиксировать в журнале эксплуатации, подводя еженедельные и ежемесячные итоги.

**Выводы:** учет эксплуатационного режима и временная оценка накопленных повреждений позволяет планировать ремонтные работы и заказывать запасные детали с учетом фактических нагрузок, действующих при реализации конкретного технологического процесса.

**Список литературы:** 1. Решетов Д.Н. Детали машин. –М.: Машиностроение, 1989. – 496 с. 2. ГОСТ 21354-87. Передатки зубчатые цилиндрические эвольвентные внешнего зацепления. Расчет на прочность. Введ. 27.10.87. –М.: Изд-во стандартов, 1988. – 127 с.