

*С. В. БЕЛОДЕДЕНКО*, канд. тех. наук, НМетАУ  
*В. Ю. БОГДАН*, асп., НМетАУ  
*В. И. ГАНУШ*, асс., НМетАУ

## МОДЕЛЬ НАГРУЖЕНИЯ ЗУБЧАТЫХ ПЕРЕДАЧ РЕДУКТОРОВ ПРИМЕНИТЕЛЬНО К ПРОГНОЗИРОВАНИЮ ЭКСПЛУАТАЦИОННОГО РЕСУРСА

Розглянуто підхід до забезпечення надійної експлуатації технологічного обладнання шляхом поетапного прогнозування фактичних ресурсів при контролі його роботи. В цьому аспекті було розроблено методику синтезу навантаження, яке враховує експлуатаційну та конструкційну нестационарність. Стосовно до важких редукторів приводу роторного колеса екскаватора виконана оцінка початкового ресурсу у ймовірнісній постановці.

The approach to maintenance of safe operation of the process equipment by stage-by-stage forecasting actual resources is considered at the control of its work. In this aspect the technique of synthesis of loading, considering operational and constructional non-stationary is developed. With reference to heavy reducers of a drive rotor wheels of a dredge the estimation of an initial resource in likelihood statement is made.

**Постановка проблемы.** Принцип действия зубчатых передач обуславливает циклический характер нагружения их элементов, ведущий к накоплению различного типа усталостных повреждений. Такие механизмы проектируются на заданную долговечность, которая для редукторов технологического оборудования, как правило, соответствует 25000 часам работы. При проектных расчетах режим нагружения (циклограмма) может быть установлен: 1) по сочетанию номинального и максимального моментов, назначенных для редуктора, или 2) по режиму работы привода, который обычно является схематизацией экспериментальных замеров процессов в прототипах оборудования. Для специальных редукторов, разрабатываемых под конкретную машину, рациональнее второй метод, поскольку имеются обширные данные по общей технологической нагруженности рабочих органов и исполнительных механизмов, в результате чего более достоверно прогнозируется ресурс.

Процедура поэтапного переназначения ресурсов от расчетного при проектировании до остаточных при эксплуатации является основой теории безопасности промышленных объектов, в которой отражается переход от концепции «нулевого риска» к концепции «приемлемого риска» [1]. В этой связи расчетный ресурс трактуется как текущая величина, которая уточняется на стадии эксплуатации по мере получения информации о фактическом нагружении объекта. Сущность подобного уточнения заключается в уменьшении прогнозируемого диапазона распределения долговечностей, что на практике приводит к увеличению гарантированного ресурса и, собственно, повышает безопасность эксплуатации.

Модели общей технологической нагруженности рабочих машин отражают нестационарность воздействия эксплуатационного фактора, обусловленного изменчивостью организационно-технологических показателей. С помощью таких моделей можно рассчитывать конструктивные параметры машин, но для оценки ресурса они непригодны. Необходимо учесть вклад конструкционного фактора, обусловленного вариацией конструктивных параметров (размеров и формы звеньев, направлением приложения и распределения нагрузки и т. п.).

Тогда формирование модели нагружения элемента (узла) конструкции производится следующим образом [2]. Общая технологическая нагруженность в относительных единицах представляется ступенчатым макроблоком, учитывающим типовую историю нагружения. Он выглядит детерминированным, пока на величину нагрузки ступени не накладывается вариация от конструкционного фактора. Таким образом, эксплуатационная нестационарность учитывается параметрами ступеней блока, а конструкционная нестационарность – вариацией нагрузки ступеней [3]. Размежевание воздействия источников нестационарности дает возможность уточнять ресурс за счет контроля организационно-технологических показателей при эксплуатации. При этом вклад эксплуатационного фактора в общую вариацию прогнозируемого ресурса становится меньше, чем вклад конструкционного, хотя на стадии проектирования вклад первого фактора обычно превалирует.

В настоящей работе решается задача синтеза нагруженности зубчатых передач редукторов привода роторного колеса экскаватора КУ-800. Такая проблема возникла после модернизации данного привода путем снижения частоты вращения колеса в целях увеличения степени опорожнения ковшей. Для этого были изготовлены новые редуктора с увеличенным по сравнению с предыдущими передаточным отношением. Учитывая 18-летнюю историю эксплуатации экскаватора, когда 6-7 год работы начали выходить из строя узлы колеса, а после 15 лет произошел ряд убыточных аварий, было признано целесообразным обезопасить роторное колесо путем применения автоматизированной системы контроля его работы. Один из вопросов функционирования такой системы связан с определением исходных ресурсов узлов привода (в т. ч. и редукторов), что производится после первого обследования реального нагружения и условий эксплуатации [1].

**Объект исследования.** Роторное колесо с ковшами закреплено в середине вала, приводимого во вращение двумя одинаковыми редукторами, расположенными на противоположных его концах [3]. четырехступенчатые редуктора (рис. 1, табл. 1) имеют следующие особенности:

- на 3 ступени поток мощности разделяется на три и тихоходное колесо вращается от трех сателлитных шестерен;
- тихоходным валом редуктора является вал роторного колеса, соединенный шлицами со ступицей тихоходного колеса;
- тихоходное колесо состоит из четырех «подрессоренных» зубчатых венцов шириной по 100 мм;
- корпуса редукторов закреплены на несущих конструкциях стрелы, причем левый редуктор закреплен через упругую связь, дающую ему возможность углового перемещения относительно вала.

Нагрузки и напряжения в зубьях определяются как функция от моментов  $M$  на тихоходной ступени, поскольку для нее был сформирован на основе экспериментальных замеров мощности эксплуатационный спектр нагружения в виде нормального закона распределения [3]:

$$M = \bar{M} \cdot \sqrt{\pm v_M \cdot u_p} \quad (1)$$

где  $\bar{M}$  - медианные значения моментов;  $\bar{M}_l = 784 \text{ кН} \cdot \text{м}$  - для левого редуктора;  $\bar{M}_n = 1175 \text{ кН} \cdot \text{м}$  - для правого редуктора  $v_M$  - коэффициент вариации моментов;  $v_{M1} = 0.49$  - для I режима работы без предохранительного устройства,  $v_{M2} = 0.20$  - для II режима работы с функционирующим предохранительным устройством.

Таблица 1.

Техническая характеристика редуктора

Номинальный крутящий момент на выходном валу, кН·м	822
Максимальный крутящий момент на выходном валу, кН·м	1096
Частота вращения выходного вала, об/мин	4,7
Общее передаточное число редуктора	211,9
Объем заливаемого масла, л	1160
Масса, т	35,51

Таблица 2.

Аппроксимация нормального закона распределения нагрузок приводов роторного колеса ступенями максимальных моментов редуктора  $M_i$  с относительной длительностью  $C_i$

	привод	ступень, i	1	2	3	4	5	6	7
		c	0,0045	0,0275	0,083	0,256	0,258	0,256	0,115
Работа без предохранительного устройства (V=0,49) I режим	левый	$M, \text{кН} \cdot \text{м}$	1929	1638	1356	1069	784	497	-
		$v_M$	0,170	0,167	0,163	0,156	0,147	0,121	-
	правый	$M, \text{кН} \cdot \text{м}$	2893	2458	2035	1604	1175	746	-
		$v_M$	0,170	0,167	0,163	0,155	0,147	0,121	-
Если работает предохранительное устройство (V=0,2; $\bar{M}_1 = \bar{M}_2$ ) II режим	левый	$M, \text{кН} \cdot \text{м}$	1264	1144	1024	904	784	664	-
		$v_M$	0,1	0,149	0,161	0,158	0,147	0,113	-
	правый	$M, \text{кН} \cdot \text{м}$	1880	1704	1528	1351	1175	1000	-
		$v_M$	0,1	0,176	0,157	0,164	0,147	0,160	-

Для расчета гарантированной долговечности полученный спектр заменен шестиступенчатым блоком, где ступень  $I$  имеет момент  $M_i$  и относительную длительность  $C_i$  (табл. 2). Контактные напряжения  $\sigma_H$  и напряжения изгиба  $\sigma_F$  по удельному окружному усилию  $w$  найдены для каждой ступени редуктора  $j$  по рекомендациям ГОСТа 21.354-87. Это дает возможность получить исходные отношения  $\frac{\sigma_{Hji}}{\sqrt{M_{ji}}}$  и

$$\frac{\sigma_{Fji}}{\sqrt{M_{ji}}} \quad (\text{табл. 3}).$$

Наиболее напряженными, как по контакту, так и по изгибу являются зубья шестерен 4 ступени. Они имеют значительные запасы прочности при проектных условиях работы. Однако, неравномерность загрузки приводов ведет к тому, что правый редуктор работает при нагрузках выше расчетных, что делает чрезвычайно актуальными для обслуживающего и ремонтного персонала описываемые исследования.

Таблица 3.

Напряжения в зубьях редуктора							
№ ступени	элемент	НВ	$\frac{\sigma_H}{\sqrt{M}}$	$\frac{\sigma_F}{M}$	$V_H$	$V_F$	$n \frac{об}{мин}$
I	шестерня	<350	7.00	0.047	0.014	0.028	994
		>350	6.59				
	колесо	<350	3.60	0.044	0.01	0.02	274.7
		>350	3.59	0.041			
II	шестерня	<350	10.66	0.174	0.022	0.044	274.7
		>350	10.33	0.162			
	колесо	<350	3.92	0.157	0.015	0.03	40.7
		>350	3.77	0.146			
III	шестерня	<350	8.90	0.146	0.04	0.08	40.7
		>350	7.42	0.146	0.04	0.08	28.9
IV	шестерня	<350	18.70	0.31	0.045	0.09	28.9
	колесо	>350	8.20	0.28	0.045	0.09	4.7

**Вариация напряжений в зубьях от конструктивных факторов.** Вероятностные методы расчета позволяют использовать упрощенные методы оценки напряженно – деформированного состояния, но требуют тщательного анализа параметров рассеяния факторов влияния. Основы оценки конструкционной нестационарности, учитывающие распределение сил в зацеплении, заложены в работе [4]. Здесь допускается нормальность распределения суммарного коэффициента погрешностей зацепления.

Вариация окружного усилия на 4 ступени связана с неравномерностью его распределения между сателлитами и дисками. Диапазон изменения коэффициента неравномерности между сателлитами  $K_c = 1 \div 1,5$  при средней величине  $\bar{K}_c = 1,25$ . Нижнее значение отражает абсолютно равномерную нагруженность трех шестерен, а верхнее значение – работу всего двумя шестернями из трех. Коэффициент вариации этой характеристики равен отношению одной шестой диапазона к среднему значению. Поэтому  $V_c = 0,066$ . Аналогично коэффициент неравномерности нагрузок между дисками имеет среднюю величину  $\bar{K}_g = 1,1$  и вариацию  $V_g = 0,03$ . Тогда коэффициент вариации окружного усилия будет:

$$V_P = \sqrt{V_c^2 + V_g^2}. \quad (2)$$

При оценке вариации удельного окружного усилия рекомендуется учитывать изменчивость величин коэффициентов динамического пересопряжения зубьев и распределения нагрузки по ширине [4], определяемые, соответственно, коэффициентами вариации  $V_V$  и  $V_\beta$ . Тогда коэффициент вариации удельного окружного усилия зацепления составит:

$$V_W = \sqrt{V_P^2 + V_V^2 + V_\beta^2}. \quad (3)$$

Коэффициент вариации напряжения контакта  $V_H$  и изгиба  $V_F$  от конструктивных факторов будет:

$$V_H = \frac{1}{2} \cdot V_W; \quad V_F = V_W. \quad (4)$$

Расчеты показывают, что вариация ступеней циклограмм нагружения зубьев от конструктивных факторов значительно ниже вариации от организационно – технологических.

**Определение исходного ресурса.** В качестве показателей надежности используется функция распределения долговечности, представляющая связь числа оборотов зубчатого колеса (шестерни) с вероятностью разрушения зубьев. Если перейти от чисел оборотов к календарному времени (часы, годы) или к объему выработанной породы, то определится гамма-процентный ресурс, по которому оценивается гарантированный срок службы.

В основе разработанной методики поиска функций распределения долговечности зубьев и гамма-процентного ресурса лежит подход, учитывающий стохастические свойства, как нагрузки, так и самой механической системы [2]. Влияние случайного характера нагружения (возникновение перегрузок) учтено снижением исходного предела выносливости, а также (для 11 режима) уменьшением предельного наложенного повреждения до величины равной 0,75 [5]. Для многоэлементных систем, какими являются зубчатые колеса, имеющие по несколько десятков зубьев, актуальны не детерминированные, а

вероятностные расчеты. В этом случае вероятность разрушения может трактоваться, как количество зубьев, выходящих из строя.

Алгоритм реализован в среде Excel.

В результате расчета определена долговечность  $n_o$  в числе оборотов, а такие сроки службы  $T$  в часах и  $T'$  годах работы или в кубометрах ( $V$ ), в миллионах кубометров ( $V'$ ) переработанной рыхлой породы. Даны их средние (медианные) значения и гарантированные (с индексом  $\gamma$ ). Последние получены для вероятности неразрушения 0,98. (табл. 4).

Выполненные по данному алгоритму расчеты зубчатых передач свидетельствуют об их, практически, неограниченных сроках службы по критериям контактной усталости поверхности и разрушению зуба от циклического изгиба. Возможным отказом при длительной эксплуатации может являться износ поверхности. Исключение составляют шестерни 4 ступени, которые могут выйти из строя аварийно (табл. 4).

Результаты расчетов шестерен 4 ступени правого редуктора могут быть объединены моделями для среднего срока службы в часах:

- для контактной усталости

$$\lg T_H = 4,4 + 0,35 \cdot X_{1H} - 0,21 \cdot X_2 - 0,11 \cdot X_{1H} \cdot X_2 + 0,053 \cdot X_1^2, \quad (5)$$

- для циклического изгиба

$$\lg T_F = 5,4 + 1,43 \cdot X_{1F} - 1,71 \cdot X_2 - 1,25 \cdot X_{1F} \cdot X_2 + 0,57 \cdot X_2^2, \quad (6) \text{ где,}$$

$$X_{1H} = \frac{\sigma_{RH} - 835}{65}; X_{1F} = \frac{\sigma_{RF} - 700}{100}; X_2 = \frac{v_M - 0,35}{0,15}. \quad (7)$$

Таблица 4.

Срок службы шестерен 4 ступени

Предел выносливости $\sigma_{RH(F)}$	Правый редуктор				Левый редуктор			
	I режим			II режим	I режим			II режим
	$T$ , час	$T_z$ , час	$Q$ , млн. м <sup>3</sup>	$T_z$ , час	$T$ , час	$T_z$ , час	$Q$ , млн. м <sup>3</sup>	$T_z$ , час
$\sigma_{RH}$ :								
770	8700	2580	30	4530	63000	17400	221	118000
830	16000	4610	56	9150	н/о	27300	348	н/о
900	26000	7500	91	34200	н/о	52600	1291	н/о
$\sigma_{RF}$ :								
600	2700	451	9	8180	н/о	12100	405	н/о
700	11000	1640	38	н/о	н/о	27200	2174	н/о
800	40000	4170	140	н/о	н/о	н/о	н/о	н/о

Из моделей видно, что уровень свойств по сопротивлению контактной усталости слабо влияет на долговечность, в то время, как предел выносливости по изгибу играет решающую роль в обеспечении надежности передачи. Фактор широты спектра, оцениваемый величиной  $v_M$ , также более значим при отказах по усталости зуба. Однако, уровень среднего момента – наиболее существенный фактор внешнего воздействия при любых видах отказов.

Наиболее низкие по механическим свойствам стали из числа используемых в редукторостроении ( $\sigma_{RH} = 770 \text{ МПа}; \sigma_{RF} = 600 \text{ МПа}$ ) не обеспечивают достаточной долговечности передачи. По моделям (5.1) определен необходимый уровень характеристик сопротивления усталости для среднего срока службы  $T = 21000$  час. Они определены как  $\sigma_{RH} = 890 \text{ МПа}; \sigma_{RF} = 755 \text{ МПа}$ .

Но и в этом случае нельзя гарантировать отсутствие разрушений зубьев через 2500-6000 часов эксплуатации. Прогнозируемые функции распределения ресурсов имеют высокие коэффициенты вариации в сроках. Конкретизация режимов нагружения на стадии эксплуатации дает возможность уменьшить вариацию внешнего фактора и тем самым снизить прогнозируемый разброс ресурса. Это ведет к увеличению гарантированного срока службы и осуществляется путем мониторинга рабочего процесса (отслеживание и регистрация параметров отработки забоя, реализуемой производительности, показателей работы двигателей).

Поскольку на долговечность зубчатых передач наибольшее влияние оказывает средний уровень действующих моментов, то основная причина низкой прогнозируемой надежности правого редуктора – неравномерность распределения момента ротора между приводами.

Таким образом, достаточно длительная эксплуатация тихоходных шестерен правого редуктора маловероятна. Очевидно, их придется менять и необходимо это производить планово. Поэтому разработана конструкция этой детали, где указаны требуемые механические свойства при циклическом нагружении. Для такой крупногабаритной детали (масса 744 кг) обеспечение таких свойств – сложная задача, поскольку она

должна быть выполнена из высокопрочной стали и иметь поверхностную обработку зубьев. Стоимость шестерни может составлять 20 тыс. грн. (минимально) – 30 тыс. грн. (в зависимости от обработки).

**Выводы.** Современные тенденции производства комплексов технологического оборудования предполагают широкую кооперацию, при которой создание типовых узлов осуществляется специализированными организациями. Такие узлы (в т. ч. и редуктора) встраивают в механические системы оборудования горно-металлургического комплекса. Успешная их эксплуатация не может быть обеспечена лишь за счет качественного проектирования и изготовления. При обслуживании технологического оборудования следует отслеживать его историю нагружения и эксплуатации, оценивая остаточный ресурс. Предлагаемый подход раздельного учета конструкционной и эксплуатационной нестационарности дает возможность за счет уточнения ресурса повысить безопасность эксплуатации.

В аспекте концепции «приемлемого риска» для тяжелых редукторов роторного экскаватора определены в вероятностной постановке исходные ресурсы зубчатых передач. Выяснено, что вследствие неравномерности и нестационарности нагружения шестерни тихоходной передачи имеют недостаточный ресурс по сопротивлению зубьев циклическому изгибу. Благодаря полученным моделям долговечности можно планировать сроки замены шестерен в зависимости от фактических свойств их материала и режима нагружения.

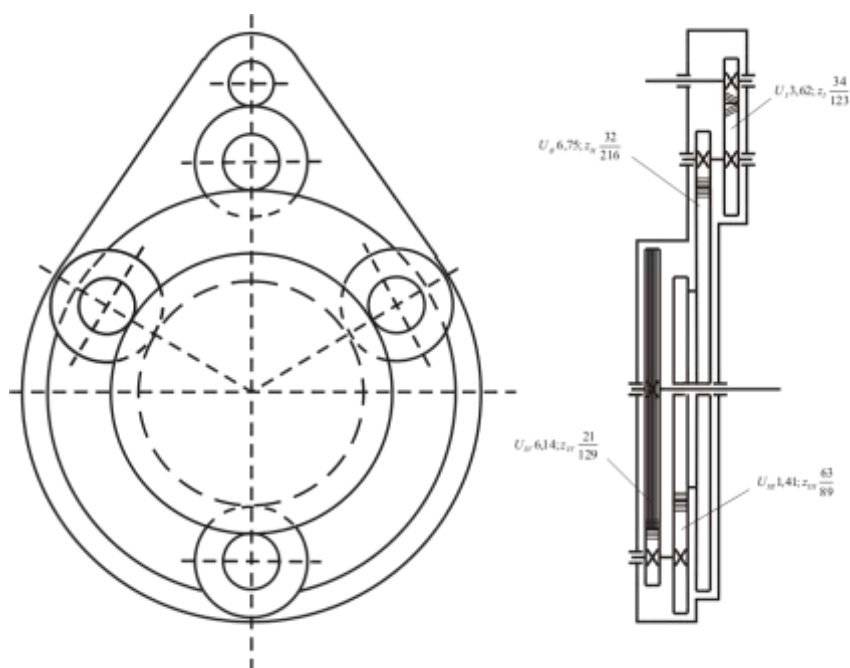


Рис. 1 Кинематическая схема четырехступенчатого редуктора

**Список литературы:** 1. Клюев В. В., Фурсов А. С., Филипов М. В. Подходы к построению систем оценки остаточного ресурса технических объектов// Контроль. Диагностика. 2007. №3. 2. Белодеденко С. В. Оценка безопасной долговечности элементов конструкций при проектировании и эксплуатации технологического оборудования// Заводская лаборатория. Диагностика материалов. 2005. №6. 3. Ю. Д. Баранов, С. В. Белодеденко, В. Ю. Богдан и др. // Синтез нагруженности привода роторного колеса многоковшового экскаватора. Подъемно-транспортная техника. 2006. №4. 4. Кудрявцев В. И., Филиппенков А. Л. Определение расчетных нагрузок в зацеплениях зубчатых передач// Вестн. машиностроения. 1985. №8. 5. Белодеденко С. В., Гануш В. И., Леонченко С. Н. Влияние экстремальных нагрузок на сопротивление усталости высокопрочных сталей// Деформация и разрушение материалов. М.: Интерконтакт. 2006.

Поступила в редакцию 30.06.2007