

Виноградов Б. В. /д. т. н./

ГВУЗ «Украинский государственный
химико-технологический университет»

Особенности нагружения и изнашивания открытых зубчатых передач барабанных мельниц

Разработана методика расчета открытых зубчатых передач по износу, показаны пути повышения их долговечности, снижения внутренних динамических нагрузок и виброактивности приводного узла в целом. Ил. 4. Библиогр.: 3 назв.

Ключевые слова: барабанная мельница, зубчатая передача, абразивное изнашивание, динамические нагрузки, методика расчета

The calculation technique of open gearings durability during abrasive wear is developed, the ways of durability improvement, the vibration activity and dynamic loads reducing of drive block are shown.

Keywords: rattler, gear, abrasive wear, dynamic loads, calculation methods

Открытые зубчатые передачи барабанных мельниц работают в условиях абразивного изнашивания. Динамические нагрузки в зубчатых передачах существенно зависят от интенсивности абразивного изнашивания и условий эксплуатации [1]. Эти факторы необходимо учитывать при проектировании и эксплуатации барабанных мельниц.

Для открытых зубчатых передач наибольший интерес представляют исследования, направленные на установление общих закономерностей абразивного изнашивания трущихся сопряжений при наличии в контакте абразивных частиц. Данные работы расширены и углублены Г. Я. Ямпольским, А. П. Натаровым, И. В. Крагельским [2]. Сравнивая условия эксперимента, приведенные в [2] с условиями работы открытых зубчатых передач рудоразмольных мельниц, отметим существенные отличия последних, что не позволяет непосредственно определять скорость изнашивания зубьев по формулам, приведенных в [2], без соответствующего экспериментального уточнения.

Целью работы является усовершенствование методики расчета открытых зубчатых передач на долговечность по абразивному износу, обобщение результатов экспериментальных исследований динамически зубчатого зацепления и установление путей увеличения его надежности и долговечности.

Анализ усредненных величин износа рабочих поверхностей зубьев показывает, что износ зубьев можно разделить на три периода: приработочный, установившейся и катастрофический. Рассматривая величину износа зубьев во времени, в пределах каждого из периодов действительную зависимость заменим линейной.

Введем параметр $\hat{O}_{1(2)}$ комплексно характеризующий абразивное воздействие среды и физико-механические свойства материалов. Скорость абразивного изнашивания в установившемся режиме представим выражением [2]

$$U_{1(2)} = K\hat{O}_{1(2)}, \quad (1)$$

где $\hat{O}_{1(2)} = 0,69 \dot{A}/M_{1(2)}$; $K, A, M_{1(2)}$ – параметры, характеризующие геометрию и кинематику зубчатого сопряжения, абразивное воздействие, физико-механические свойства материалов.

Определяя экспериментально скорость изнашивания зубьев U_1 в начальный период для представительного ряда рудоразмольных мельниц, а также расчетным путем кинематический параметр K , на основании выражения (1), получен параметр \hat{O}_1 , характеризующий абразивное воздействие среды и физико-механические свойства материалов зубьев. Для заданных условий эксперимента (зубчатая передача незащищена от попадания механических примесей, смазка УСс – А, материал зубчатых колес – среднеуглеродистая, низколегированная конструкционная сталь; твердость активных поверхностей зубьев НВ 260-300, НВ₂ 180-200) усредненная величина $\hat{O}_1 = 3,2 \cdot 10^{-10} \dot{i} \dot{i}^{1/2}$. Скорость изнашивания зубьев венца в 1,8-1,9 раза больше, поэтому $\hat{O}_2 = 6,4 \cdot 10^{-10} \dot{i} \dot{i}^{1/2}$.

Учитывая выражение (1) и результаты экспериментальных исследований, анализ и оценку скорости изнашивания зубьев в установившемся период будем производить по формуле

$$U_{1(2)0} = 60 \cdot \hat{O}_{1(2)} K n_{1(2)} v_2 L_{1(2)}, \quad \dot{i} \dot{i}^{1/2}, \quad (2)$$

где $n_{1(2)}$ – частота вращения, об/мин, v_2 – число зацеплений зубьев венца за один оборот; $L_{1(2)}$ –

коэффициент, учитывающий отличие абразивного влияния среды, физико-механических свойств материала и условий нагружения зубьев для расчетного случая (величины с индексами «э» соответствуют тем, для которых экспериментально определялся параметр $\Phi_{1(2)}$, а с индексом p – соответствуют расчетному случаю).

$$L_{1(2)} = \frac{\xi}{k_{qa}^{2/3} k_R^{0,5} k_{\sigma}^{2,5} \mu_{\delta 1(2)}^Z \mu_{HB1(2)}^{1,5} \mu_{HB2(1)}}, \quad (3)$$

$$k_{qa} = \frac{q_{\dot{a}y}}{q_{\dot{a}\delta}}, \quad k_R = \frac{R_{\dot{y}}}{R_{\delta}}, \quad k_{\sigma} = \frac{\sigma_{\dot{y}}}{\sigma_{\delta}}, \quad (4)$$

$$\mu_{\delta 1(2)} = \frac{\delta_p}{\delta_{\dot{y}}}, \quad \mu_{HB1(2)} = \frac{HB_{P1(2)}}{HB_{\dot{y}1(2)}}.$$

В выражении (3) предполагается, что при снижении или повышении нагрузки в сцеплении возможно заметное проявление сопутствующих видов износа, влияние которых будем учитывать коэффициентом ξ . Зубчатые передачи исследуемых мельниц испытывают примерно равные нагрузки, что позволяет принять $\xi = 1$.

Кроме того, экспериментально установлена зависимость скорости изнашивания от величины износа зубьев венца.

$$U_{1(2)} = U_{1(2)0} \left[1 + k \Delta S_2^x \right], \quad (5)$$

где k, x – коэффициенты ($k = 0,017 \text{ мм}^{-x}$, $x = 2,8$).

Особенностью работы открытых зубчатых передач мельниц является то, что за срок эксплуатации она может выдерживать ряд приработочных режимов, при которых имеет место ускоренный износ. Многократность приработочных режимов венца связана прежде всего с тем, что в паре с ним работает несколько шестерен. Вынужденный демонтаж зубчатого зацепления, например, при ремонтных работах, каждый раз приводит после его монтажа к появлению периода приработки, при котором имеет место ускоренный износ зубьев. Предположим, что за срок службы шестерни зубчатое зацепление выдерживает r_1 приработочных режимов. Усредняя скорость изнашивания, долговечность шестерни определим из выражения

$$r_i \Delta S_{10} + U_{1i\dot{m}} t_i \leq [\Delta S_1], \quad (6)$$

где $i = 1, 2, 3, \dots, n$ (n – количество шестерен, работающих с венцом за срок службы); ΔS_{10} – величина износа в приработочный период; t_i – суммарное время изнашивания зубьев в установленном режиме за срок службы i -й шестерни; $[S_i]$ – допустимая величина износа зубьев шестерни; U_{1icp} – средняя скорость изнашивания i -ой шестерни.

Учитывая, что долговечность шестерни равняется $T_{1i} = t_i + r_i \cdot t_0$, из выражения (6) получим

$$T_{1i} = \frac{[\Delta S_1] - r_i \Delta S_{10}}{U_{1i\dot{m}}} + r_i t_0, \quad (7)$$

где $t_0 = \frac{\Delta S_{10}}{U_n}$, $U_n = 5U_{10}$ – время и скорость изнашивания в приработочный период соответственно.

Тогда долговечность венца будет

$$T_2 = \sum_{i=1}^n T_{1i}. \quad (8)$$

Переходя к практическим расчетам, заметим, что за срок службы i -ой шестерни зубья венца изнасятся на величину

$$\Delta S_{2i} = v_2 r_1 \Delta S_{20} + U_{2i\dot{m}} t_i, \quad (9)$$

где v_2 – число зацеплений зубьев венца за один об.

Подставляя в (8) t_i из (6), получим

$$\Delta S_{2i} = v_2 r_1 \Delta S_{20} + \frac{U_{2i\dot{m}}}{U_{1i\dot{m}}} \{ [\Delta S_1] - r_i \Delta S_{10} \}. \quad (10)$$

Можно допустить, что $\frac{U_{2i\dot{m}}}{U_{1i\dot{m}}} = \frac{U_{20}}{U_{10}} = const$, тог-

да из выражения (10) следует, что несмотря на разную скорость изнашивания и долговечность шестерен величина износа зубьев венца за срок службы каждой i -ой шестерни будет постоянной ($\Delta S_{2i} = const$) и, при всех прочих неизменных параметрах, будет определяться отношением U_{20} / U_{10} . Среднюю скорость изнашивания i -й шестерни найдем из выражения

$$U_{1(2)\dot{m}.i} = \frac{1}{2} (U_{1(2)i}^i + U_{1(2)i}^e), \quad (11)$$

где $U_{1(2)i}^i, U_{1(2)i}^e$ – средняя скорость изнашивания в начальный и конечный периоды работы i -ой шестерни.

Учитывая, что за срок службы i -ой шестерни величина износа зубьев венца равна $(i-1)\Delta S_2$, на основании (5) получим

$$U_{1(2)\dot{m}.i}^i = U_{1(2)0} \left[1 + k(i-1)^x \Delta S_2^x \right],$$

$$U_{1(2)\dot{m}.i}^e = U_{1(2)0} \left[1 + k i^x \Delta S_2^x \right]. \quad (12)$$

Тогда

$$U_{1(2)\dot{m}.i} = U_{1(2)0} \left\{ 1 + \frac{1}{2} k \Delta S_2^x \left[(i-1)^x + i^x \right] \right\}. \quad (13)$$

Определение в начальной стадии расчета величин ΔS_{2i} и $U_{1(2)\dot{m}.i}$ из выражений (10) и (13) позволяет на основании формул (7) и (8) определить срок службы i -ой шестерни и зубчатого венца.

На рис. 1а представлены расчетные величины сроков службы шестерен мельницы МШЦ 5.5X6.5 (частота вращения приводной шестер-

ни $n_1 = 75$ об/мин, число зубьев $z_1 = 46$, $z_2 = 252$, $m = 25$) при их работе с одним зубчатым венцом.

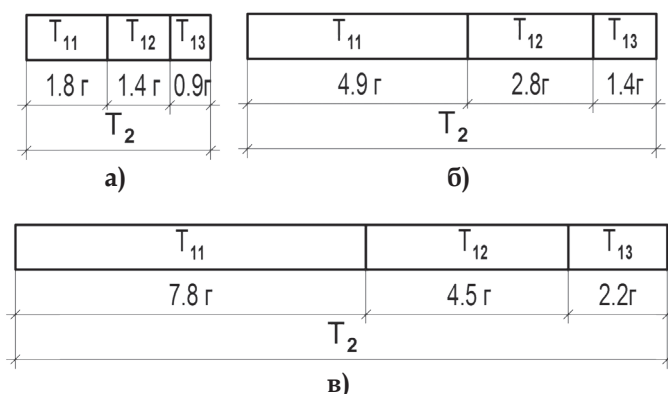


Рис. 1. Расчетные значения долговечности шестерен T_{1i} и зубчатого венца T_2 при работе шестерен двумя рабочими поверхностями:

- а – мельница МШЦ 5.5X6.5M ($n = 150$ об/мин);
- б – мельница МШЦ 5.5X6.5 ($n = 75$ об/мин);
- в – мельница МШЦ 5.5X6.5 при снижении концентрации механических примесей крупности абразивных частиц в 1,5 раза

Во избежание аварийного режима изнашивания допускаемая средняя величина износа зубьев принималась равной $[\Delta S_1] = 3,5$ мм с каждой рабочей поверхности. При этом за срок службы каждой вал-шестерня зубья испытывали два приработочных режима: первый при ее установке, второй – при переустановке для работы другой рабочей поверхностью. Предполагается, что зубчатое зацепление смазывается густой градиентной смазкой УСс-А, которая при подаче в зону зацепления образует относительно толстый слой, способный удерживать относительно крупные абразивные частицы.

Из анализа расчетных данных следует, что с одним венцом может работать три шестерни,

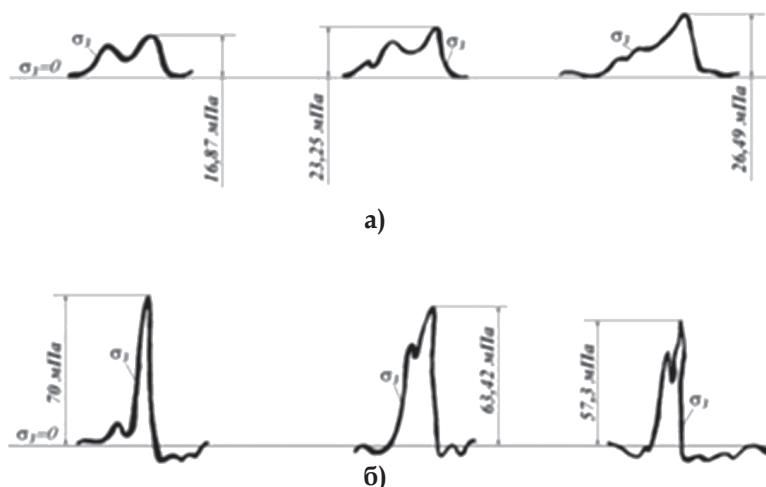


Рис. 3. Изгибные напряжения в зубе шестерни открытой зубчатой передачи мельницы МРГ 5500x7500:

- а – статическое нагружение, б – динамическое нагружение (установившийся режим работы)

при этом срок службы каждой последующей шестерни резко сокращается. Чистое время работы венца (без учета простоев) при работе зубьев одной стороной составит $T_2 = 3,2$ года.

Экспериментальные исследования динамики зубчатого зацепления показывают, что установка каждой следующей шестерни, зубья которой не приработаны с зубьями венца, приводит к увеличению динамических нагрузок. Это связано, прежде всего, с тем, что на зубьях венца, в результате износа в корне зуба появляется ступенька. Поэтому при установке каждой последующей шестерни необходимо увеличивать радиальный зазор в зубчатой передаче, что дополнительно приводит к увеличению динамических нагрузок (рис. 2).

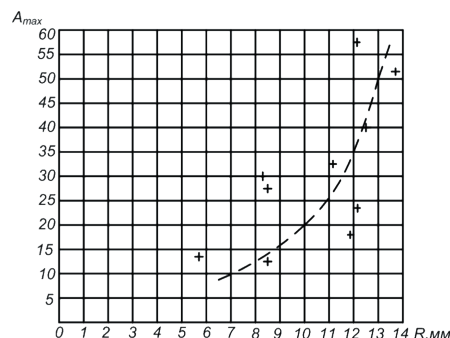


Рис. 2. Экспериментальная зависимость уровня вибрации от радиального зазора в открытой зубчатой передаче мельниц типа МШЦ 45x82:

- A_{max} – амплитуда вертикальной составляющей виброускорений узла приводной шестерни;
- R – радиальный зазор

На рис. 3 представлены осциллограммы изгибных напряжений в зубе шестерни мельницы МРГ55x75 при работе изношенной зубчатой передачи, а на рис. 4а – колебания крутящего момента в приводном валу.

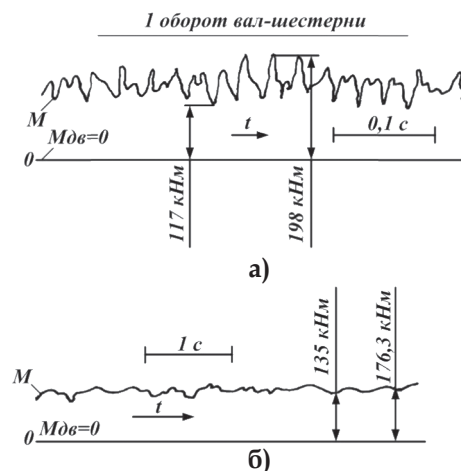


Рис. 4. Крутящий момент в валу шестерни мельницы МРГ 5500x7500:

- а – при повышении виброактивности зубчатого зацепления;
- б – при неизношенных зубьях

Как видим, в случае изношенной открытой зубчатой передачи внутренний динамический коэффициент равный отношению максимальных изгибных напряжений к статическим, при сопряжении определенной пары зубьев может достигать величины $K_v = 2.7-4.0$. При этом в валу шестерни возбуждаются колебания крутящего момента с частотой пересопряжения зубьев (рис. 4а).

Выводы

Расчеты и опыт эксплуатации показывает, что повышение долговечности открытых зубчатых передач может быть обеспечено снижением загрязнения смазки абразивными примесями. Наряду с эффективной защитой зубчатого зацепления с помощью специальных кожухов, к снижению загрязненности смазки также ведет использование специальных способов смазки и типов смазочных материалов, обеспечивающих нанесение на рабочую поверхность зубьев заданного тонкого слоя смазки. Одним из требований к смазочным материалам является способность надежно удерживаться тонким слоем на рабочей поверхности зубьев и не удерживать абразивные частицы, попадающие в смазку из внешней среды. Наличие тонкого слоя смазки на рабочей поверхности не позволяет удерживать относительно крупные абразивные частицы, снижая тем самым интенсивность абразивного изнашивания зубчатой передачи. Из выражений (2-4) следует, что снижение концентрации абразивных примесей и крупности абразивных частиц в 1,5 раза ($k_{qa} = 1,5^{2/3}$, $k_R = 1,5^{0,5}$) позволит снизить скорость абразивных изнашиваний в 1,6 раза (см. рис. 1в).

Существенное влияние на долговечность зубчатых передач оказывает частота вращения

приводной шестерни. Сроки службы первой, второй и третьей шестерен мельницы МШЦ 5.5×6.5М, частота вращения приводной шестерни которой в два раза больше, чем у мельницы МШЦ 5.5×6.5 и составляет $n_1 = 150$ об/мин, уменьшились в 2,7, 2,0 и 1,5 раза соответственно (рис. 1а и 1в).

Решающим для повышения долговечности открытых зубчатых передач является увеличение твердости рабочих поверхностей зубьев шестерни и венца соответственно до HV_1 550-600, HV_2 300, что предполагает цементацию рабочей поверхности зубьев шестерни с последующим шлифованием. В этом случае, по сравнению с зубчатыми передачами у которых HV_1 300, HV_2 200, скорость изнашивания зубьев шестерни снизится в 4,2, а венца – 3,6 раза. При этом появляется возможность работы одной шестерни с зубчатым венцом без дополнительных приработочных режимов, что исключает повышенные внутренние динамические нагрузки и виброактивность приводного узла.

Библиографический список

1. Виноградов Б. В. Відкриті зубчасті передачі барабанних млинів. – Дніпропетровськ: УДХТУ, 2004. – 141 с.
2. Ямпольский Г. Я. Исследование абразивного износа элементов пар трения / Г. Я. Ямпольский, И. В. Крагельский. – М.: Наука, 1973. – 63 с.
3. Подхалюзин С. П. Как повысить ресурс зуба приводной шестерни открытой передачи мельницы. – Золотодобывающая промышленность. – 2009. – № 3 (33). – С. 55-61.

Поступила 11.03.2014

