

політехнічний інститут”, серія “Машинобудування”, – 2009. – №56. – С. 154-159. **4.** Miyazaki S. Plastic deformation of Al–Cu–Fe quasicrystals embedded in Al₂Cu at low temperatures / S. Miyazaki, S. Kumai, A. Sato // Mater Sci Eng. – 2005. – А 300–5. – Р. 400–401. **5.** Драгобецкий В.В. Использование взрывной обработки для получения деталей из слоистых металлических композиций / В.В. Драгобецкий, Е.В. Шаповал // Вестник Харьковского политехнического университета. Обработка металлов давлением: Харьков. Харьковский государственный политехнический университет, – 1999. – №76. – С.32–34. **6.** Голованенко С.А. Сварка прокаткой биметаллов / С.А. Голованенко. – М.: Металлургия, 1977. – 160 с. **7.** Аркулис Г.Э. Теория пластичности / Г.Э. Аркулис, В.Г. Дорогобид. – М.: Металлургия, 1987. – 352 с.

Надійшла до редакції 28.10.2013

Результаты экспериментальных исследований по деформированию слоистых заготовок / Гайкова Т. В., Пузырь Р. Г., Наумова Е. А. // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Нові рішення у сучасних технологіях. – Харків: НТУ «ХПІ». – 2013. – № 42 (1015). – С.37-42. Бібліогр.: 7 назв.

Особлива роль серед нових матеріалів належить шаруватим металевим композиціям, які володіють новими якостями, відмінними від якостей вихідних металів. Тому при деформуванні багат шарової металевої композиції виникають труднощі з побудовою технологічних переходів, що забезпечують задану якість готового виробу. У статті висвітлені деякі питання холодної пластичної деформації біметалу алюміній-мідь, побудовані експериментальним шляхом залежності зусилля – деформація композиції алюміній-мідь.

Ключові слова: деформування, зразок, біметал, мідь, алюміній.

The special role of new materials belong layered metal compositions having new properties distinct from the parent metal. Therefore, during the deformation of a multilayer metal composition having difficulty with building technology transition to ensure the specified quality of the finished product. The article highlights some of the issues of cold plastic deformation of the bimetal aluminum-copper, built by experimentation force -deformation depending on the composition of aluminum-copper.

Keywords: deformation, sample, bi-metal, copper, aluminum.

УДК 621.771

В. С. ГАПОНОВ, докт. техн. наук, проф., НТУ «ХПІ»;

Ю. Д. МУЗЫКИН, канд. техн. наук, проф., НТУ «ХПІ»;

В. В. ТАТЬКОВ, канд. техн. наук, вед. научн. сотр., НТУ «ХПІ»;

А. Ю. ПУТНОКИ, канд. техн. наук, эксперт-консультант, НТУ «ХПІ»;

А. И. ВОЙТОВИЧ, механик ЦГПТЛ, ОАО «Запорожсталь», Запорожье.

ХАРАКТЕРИСТИКИ РЕЖИМА РАБОТЫ ЗУБЧАТЫХ ПЕРЕДАЧ ПРОКАТНОГО СТАНА «1680» ЦГПТЛ МЕТАЛЛУРГИЧЕСКОГО КОМБИНАТА ОАО «ЗАПОРОЖСТАЛЬ»

Представлен анализ работы зубчатых передач, используемых в прокатном оборудовании, показан закон изменения переменных нагрузок, дана оценка ресурса работы согласно принципу линейного суммирования повреждений.

Ключевые слова: зубчатая передача, условия и ресурс работы, усталостная прочность, закон распределения.

Введение. Анализ условий работы зубчатых передач, используемых в прокатном оборудовании, показывает, что, несмотря на определенные особенности эксплуатации, зависящие от вида конкретного оборудования, они имеют общие показатели работы: высокие нагрузки со значительной динамической составляющей; широкий температурный диапазон работы;

нестабильная, а часто недостаточная, система смазки; низкая степень фильтрации воздушной и гидравлической сред, в которых работает зубчатая передача; значительный уровень низко- и высокочастотных вибраций деталей, сопряженных с зубчатой парой; неудовлетворительные условия обслуживания при работе, связанные как с габаритными, так и весовыми показателями передач. Кроме того, широкий спектр конструктивных и технологических решений, используемых при изготовлении зубчатых передач, существенно усложняет процесс определения надежности и долговечности их работы [1].

Опыт эксплуатации зубчатых передач, работающих в указанных условиях, показал, что ресурс их работы регламентируется усталостной прочностью зубьев по напряжениям изгиба. Это связано с тем, что в зоне сопряжения зубьев при передаче окружного усилия геометрия боковой поверхности существенно влияет на величину деформации зубьев, которая происходит вдоль нормали в зоне контакта. Этот эффект значительно усиливается из-за погрешностей геометрии деталей, сопряженных с зубчатой парой.

Таким образом, усталостная прочность зубьев, которая зависит практически от всех ранее рассмотренных параметров, является случайной величиной и может рассматриваться только в вероятностной постановке, так как все определяющие ее переменные не детерминированы и могут быть получены только экспериментальным путем [2].

Цель работы, постановка задачи. Действующий в настоящее время стандарт ГОСТ21354-87 [3] предусматривает расчет на усталостную прочность при переменных режимах нагружения в предположении линейного суммирования повреждений за конкретный период работы. Физический смысл линейного суммирования заключается в том, что по экспериментально полученной гистограмме распределения крутящих моментов во времени находят предельное состояние зубчатой передачи как сумму повреждений для каждого режима работы при условии, что время его действия достаточно велико и обеспечивает получение числа циклов нагружения более $5 \cdot 10^4$.

Исходя из уравнения кривой усталости, действие всего комплекса напряжений σ_i в течение срока службы t_i и соответствующей частоты вращения n_i заменяем напряжением σ_1 от расчетного крутящего момента T_1 , действующего в течение эквивалентного числа циклов нагружений

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

Показатель кривой усталостной прочности при расчетах на изгиб для зубчатых колес с цементацией рабочих поверхностей и закалкой до твердости $HR_c > 40$ составляет $m_F=9$, а при твердости $HB \leq 350$ $m_F=6$. Коэффициенты μ , характеризующие интенсивность нагружения, целесообразно определять по гистограммам экспериментальных исследований режимов нагружений реальных редукторов:

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

где N_i – число циклов нагружений моментом T_i ,

N_Σ – суммарное число циклов нагружений за расчетный срок службы передачи.

Используя принцип суперпозиции, заменяем истинную циклограмму нагружения на типовой график, представляющий монотонно убывающую зависимость различной интенсивности, которая определяет один из шести типовых режимов работы. Установление фактического характера нагружения зубчатой передачи связанного с реализацией конкретного технологического процесса, является неременным условием для оценки накопленных повреждений при реализации метода линейного суммирования.

Материалы исследования. Учитывая специфический характер технологического процесса прокатки и зачастую его неоднозначность из-за отклонений режимов работы от расчетных, построение гистограмм реальных нагрузок, воспринимаемых зубчатыми передачами, представляет значительные трудности и может быть получено только экспериментально прямыми замераами. Реальная циклограмма нагружения должна учесть все эксплуатационные факторы, влияющие на эффективность работы как отдельных элементов, так и всей системы в целом. Чем сложнее функциональное назначение каждого элемента и чем больше их в системе, тем больше вероятность возникновения отказов, которая подчиняется стохастическим закономерностям.

На практике для описания реальных случайных величин успешно используют математическое моделирование законов распределения, среди которых особое место занимает нормальный закон распределения. Вероятность его проявления тем выше, а описание реальной случайной величины тем точнее, чем больше независимых факторов оказывает на нее влияние и чем меньше удельный вес каждого из них в конечном результате. Данное положение строго доказывается в теореме Ляпунова [4] и позволяет провести обработку статистических данных для определения характеристик эмпирического распределения.

При определении параметра, наиболее полно характеризующего режим нагружения зубчатых передач, необходимо как непосредственно установить данный интегральный показатель, так и указать место его фиксации. Наиболее полно всем указанным требованиям отвечает параметр крутящего момента на валу электродвигателя AMZ1600GF12MSBA, который непосредственно соединен с вал-шестерней силового редуктора чистой клетки № 5 непрерывного тонколистового стана горячей прокатки «1680», установленного в ЦГПТЛ Запорожского металлургического комбината «Запорожсталь». Методами математической статистики была обработана выборка, включающая 10550 измерений, полученных за время непрерывной работы стана в течение 120 часов. Исходя из объема выборки, она репрезентативная, а, учитывая, что

она была взята случайным образом из генеральной совокупности в 4500 часов, ее следует признать вполне достоверной.

Анализ выборки показал, что границы изменения крутящего момента лежат в интервале $T_{\min} = 40$ кНм и $T_{\max} = 165$ кНм. С учетом точности измерений и возможностей расшифровки осциллограмм, весь диапазон разбит на 5 интервалов с шагом в 25 кНм, для которых были определены частоты и частоты эмпирического распределения. С учетом полученного характера гистограммы, а также посылки о нормальном законе распределения крутящего момента на валу электродвигателя, было произведено сопоставление эмпирического распределения с теоретическим нормальным. Так как рассматриваемая выборка является репрезентативной, можно принять, что среднее арифметическое значение случайной величины и ее среднее квадратическое отклонение для генеральной совокупности и для рассматриваемой выборки одинаковы, то есть $\bar{X}_0 = \bar{X}$; $\sigma_0 = S$. Тогда

$$\bar{X} = \frac{\sum f_i X_i}{n}; \quad S = \sqrt{\frac{\sum f_i (X_i - \bar{X})^2}{n}},$$

где X_i – середина интервала;

f_i – частота эмпирического распределения;

n – суммарное число измерений.

По результатам расчетов получены статистические параметры распределения; $\bar{X} = 101$ кНм, $S = 19,4$ кНм.

Из табл. 1 следует, что частоты эмпирического распределения f_i и теоретического нормального f'_i хорошо согласуются.

Таблица 1. Характеристики выборки.

X		X_i	f_i	f'_i
от	до			
40	65	52,5	437	238
65	90	77,5	2079	2609
90	115	102,5	5881	5407
115	140	127,5	2016	2122
140	165	152,5	137	162

Проиллюстрируем данное утверждение, наложив на экспериментальную кривую распределения кривую теоретическую нормального закона распределения. Для этого определим координаты характерных точек нормального распределения (табл. 2).

Таблица 2. Точки нормального распределения.

Абсцисса	$X = \bar{X}$	$X = \bar{X} \pm S$	$X = \bar{X} \pm 2S$	$X = \bar{X} \pm 3S$
Ордината	$f'_X = 0,4 \frac{nc}{S}$	$f'_S = 0,242 \frac{nc}{S}$	$f'_{2S} = 0,054 \frac{nc}{S}$	$f'_{3S} = 0$

Результаты расчетов показывают: $f'_X = 5438$, $f'_S = 3290$; $f'_{2S} = 734$; $f'_{3S} = 0$.

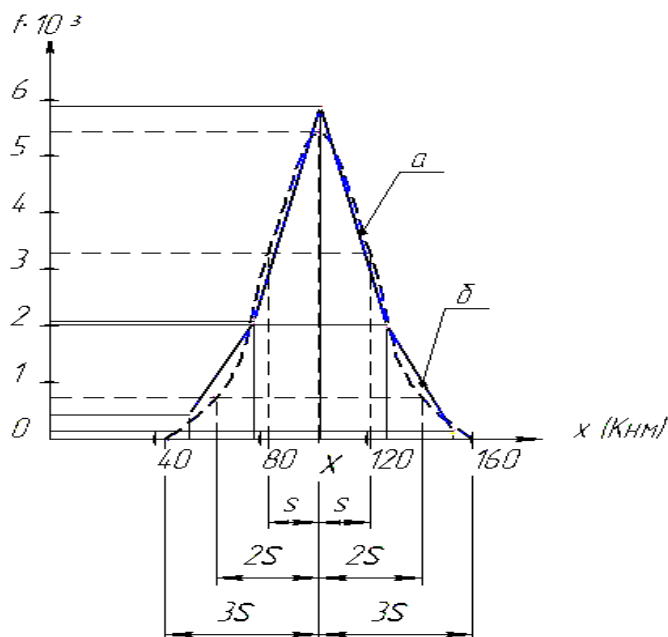


Рис. – Кривые распределения: а – теоретическая; б – экспериментальная

Сравнение эмпирического и теоретического нормальных законов распределения, представленных на рисунке, показывает высокую степень их согласования, а, следовательно, характер нагружения зубчатых передач подчиняется нормальному закону распределения. Следовательно, среднее значение крутящего момента, определяемое по гистограмме за рассматриваемый промежуток времени, можно принять как средневзвешенный показатель между максимальной и минимальной величиной крутящего момента.

С учетом полученного закона распределения можно определить коэффициенты интенсивности нагружения по изгибу для шестерни и колеса силового редуктора чистой клетки № 5 прокатного стана «1680», которые составили соответственно 0,079 и 0,154. Сравнение данных результатов с типовыми режимами нагружения по ГОСТ21354-87 показывает, что для рассматриваемого случая работа происходит по среднему равновероятному режиму, который характеризуется параметрами 0,1 и 0,143. Установив таким образом режим нагружения, можно, используя принцип суммирования повреждений от напряжений изгиба, определить накопленные за сутки работы повреждения, оценив их в виде

$$\Delta_i = 60 \cdot n_i \sum t_i T_i^m = 60 \cdot n_i t_c \cdot \mu_i T_{i \max}^m,$$

где $T_{i \max}$ – наибольшее длительно действующее значение крутящего момента, который, как было показано выше, можно определить как средневзвешенное значение на рассматриваемом интервале;

μ_i – показатель интенсивности нагружения в течение рассматриваемых суток,

$t_c = \sum t_i$ – время работы в течение рассматриваемых суток;

n_i – постоянная частота вращения.

Учитывая, что для номинальных режимов эксплуатации с крутящим моментом $T_{\text{ном}}$, частотой вращения $n_{\text{ном}}$ и типовым режимом нагружения $\mu_{\text{ном}}$, ожидаемый ресурс работы зубчатых передач, как правило, оговаривается t_{Σ} , можно определить накопленные повреждения за сутки

$$\Delta_i = 60 \cdot n_{\text{ном}} \cdot t_i \cdot \mu_{\text{ном}} T_{\text{ном}}^{m_F}.$$

Используя метод оценки эквивалентного числа циклов при переменных напряжениях изгиба и установив фактически накопленные за сутки повреждения, можно оценить как отработанный ресурс работы в часах, так и оставшийся срок эксплуатации, в течение которого, в случае необходимости, должен быть выполнен плановый ремонт, связанный с заменой зубчатых колес, выработавших свой ресурс.

Выводы. На основании анализа работы зубчатых передач, используемых в прокатном оборудовании, было установлено, что ресурс их работы определяется усталостной прочностью зубьев по напряжениям изгиба и регламентируется условиями эксплуатации. Так как рабочие параметры в общем случае являются не детерминированными, усталостная прочность зубьев является случайной величиной, которую можно рассматривать только в вероятностной постановке. На примере изучения крутящего момента на валу электродвигателя силового редуктора чистовой клетки № 5 прокатного тонколистового стана «1680», установленного в ЦГПТЛ, было показано, что режим нагружения подчиняется нормальному закону распределения, а следовательно, при определении остаточного ресурса зубчатых передач по стандарту ГОСТ 21354-87, можно использовать принцип линейного суммирования повреждений. Для оценки накопленных повреждений в качестве типового режима нагружения следует принимать средний равновероятный. Мониторинг накопленных повреждений позволяет планировать ремонтные работы, связанные с обслуживанием зубчатых передач.

Полученные результаты носят не частный, а общий характер, позволяющий при оценке надежности работы прокатного оборудования использовать найденный закон распределения и для других элементов, так как условия нагружения силового редуктора можно считать интегральным показателем работы всего комплекса в целом.

Список литературы: 1. Полухин П.И. Прокатное производство. – М.: Металлургия, 1982.- 696 с. 2. Решетов Д.Н. Детали машин. – М.: Машиностроение, 1989. – 496 с. 3. ГОСТ 21354-87. Передачи зубчатые цилиндрические эвольвентные внешнего зацепления. Расчет на прочность. – М.: Изд-во стандартов, 1988. – 127 с. 4. Дисонсон Н., Лион Ф. Статистика и планирование в технике. – М.: Мир, 1981. – 385 с.

Надійшла до редколегії 24.10.2013

УДК 621.771

Характеристики режима работы зубчатых передач прокатного стана «1680» ЦГПТЛ металлургического комбината ОАО «Запорожсталь» / Гапонов В. С., Музыкин Ю. Д., Татьков В. В., Путноки А. Ю., Войтович А. И. // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Нові рішення у сучасних технологіях. – Харків: НТУ «ХПІ». – 2013. – № 42 (1015). – С. 42-48. Бібліогр.:4 назви.

Подано аналіз роботи зубчастих передач, що використовуються у прокатному обладнанні, вказано закон зміни перемінного навантаження, дана оцінка ресурсу роботи відповідно до принципу лінійного підсумовування ушкоджень.

Ключові слова: зубчаста передача, умови та ресурс роботи, втомна міцність, закон розподілення.

The analysis of work of gearings which are utilized in a rental equipment is given, the law of change of the variable loading is indicated, the estimation of resource of work in accordance with principle of the linear adding up of damages is given.

Keywords: gearing, terms and resource of work, tireless durability, distributing law.

УДК 621.77

В. О. ЄВСТРАТОВ, докт. техн. наук, проф., НТУ «ХПІ»;

В. М. ЛЕВЧЕНКО, канд. техн. наук, доц., НТУ «ХПІ»;

В. С. КАЛИТА, магістрант, НТУ «ХПІ».

ТЕОРЕТИЧНИЙ АНАЛІЗ ПРОЦЕСУ ВИДАВЛЮВАННЯ В УМОВАХ НЕСИМЕТРИЧНОГО РОЗТАШУВАННЯ ІНСТРУМЕНТА

У статті представлені результати теоретичного дослідження процесу холодного видавлювання деталей типу коробок зі змінною за периметром товщиною стінки, які отримані з використанням енергетичного методу. Значення параметрів, які варіювали, визначали із принципу мінімуму повної енергії деформації. На основі отриманих закономірностей розроблений і реалізований алгоритм математичної моделі. Результати дослідження можуть бути корисні при розробленні нових і вдосконалюванні існуючих технологічних процесів.

Ключові слова: видавлювання, деформація, коробка із змінною за периметром товщиною стінки, САПР, моделювання.

Вступ. Скорочення витрати металу, збільшення продуктивності праці й підвищення якості деталей машин і приладів можливе на основі прискореного розвитку та застосування в промисловості прогресивних технологічних процесів. Одним з таких процесів є холодне видавлювання, яке широко застосовується в економічно розвинених країнах світу.

Холодне видавлювання характеризується схемою напруженого стану з високим значенням гідростатичного тиску, що дозволяє здійснювати формозміну заготовки зі значними ступенями деформації без її руйнування. Крім того, у результаті значного зміцнення межа міцності зростає в 1,5...2 рази, а в результаті поліпшення структури підвищується зносостійкість і утомна міцність деталей. Це дає можливість використовувати більш дешеві сплави й заощадити на термообробленні. У порівнянні з литтям і гарячим штампуванням КВМ при холодному видавлюванні вище на 10...30%, а в порівнянні з різанням – у 2...3 рази. Крім того, одержувані вироби вимагають мінімальних обсягів оздоблювальних операцій і механічного оброблення.

Аналіз останніх досліджень і літератури. У різних галузях промисловості (машинобудуванні, приладобудуванні, електронній, радіотехнічній) широко використовують порожнисті вироби прямокутної