

been substantiated that profilographing should be adopted as a method for obtaining primary information about the microrelief of the working surface of an elastic abrasive wheel. Theoretical positions of the interaction of the cutting microrelief of an elastic abrasive tool with the surface to be processed were developed on the basis of the theory of random processes with the determination of the force of interaction of an elastic abrasive wheel with the surface being processed.

Keywords: *abrasive, surface, mathematical model, microrelief, grinding.*

Рекомендована к публикации: проф., д-р техн. наук Ищенко А. А.

Статья поступила 11.01.2019 г.

УДК 531.66:621.771.06

doi.org/10.31498/2522-9990202019183571

Карпенко Т. Н., Музыка И. Н., Рассохин Д. А., Лях А. Д.

К ВОПРОСУ О НЕСИММЕТРИЧНОМ УДАРЕ ПО РОЛИКУ РАБОЧЕГО РОЛЬГАНГА ПРОКАТНОГО СТАНА

Рассматривается актуальный для прокатного производства, вопрос о перераспределении давлений на подшипниковые опоры станинного ролика рабочего рольганга прокатного стана при расположении транспортируемого сляба ближе к одной из опор. Имея геометрические параметры сляба и ролика, а также усилия прокатки и вес консольной части сляба после его выхода из прокатных валков, формулируется задача о распределении ударных импульсов и о величине импульса, приходящего на один диск ролика. Применяв теорему об изменении количества движения ролика за время удара, в случае несимметричного удара по нескольким из десяти дисков ролика, получены формулы для определения реактивных импульсов, возникающих в опорах. Для практического использования полученных результатов введены коэффициенты неравномерности распределения давлений на подшипники: μ_1 равен отношению большего реактивного импульса к меньшему; μ_2 равен отношению большего импульса к импульсу при несимметричном, относительно опор, ударе. Проведены численные анализы задачи в случае сдвига слябов трех размеров, применяемых на прокатном стане 3000, вправо. Коэффициенты равны: в случае широкого сляба $\mu_1 = 1,8$, $\mu_2 = 1,28$; в случае среднего $\mu_1 = 2,24$, $\mu_2 = 1,38$; в случае узкого $\mu_1 = 2,83$, $\mu_2 = 1,47$. Эти коэффициенты могут быть использованы для формулировки обоснованных запасов прочности при проектировании подшипниковых узлов других вращающихся тел при несимметричном расположении сил удара. Примененная в статье методика определения реактивных импульсов в подшипниковых опорах может быть применена для вращающегося твердого тела при действии на него нескольких сил удара, расположенных несимметрично относительно опор.

Ключевые слова: ударный импульс, теоремы импульсов, подшипниковая опора, ролик рольганга.

Постановка проблемы.

Традиционно расчет долговечности нагруженных подшипников в опорах роликов рабочего рольганга прокатных станом выполняют исходя из симметричного, относительно опор расположения, транспортируемого сляба. Однако, как показывает практика, чаще выходит из строя подшипник одной из опор, в частности, из-за несимметричной ударной

нагрузки при сдвиге сляба ближе к одной опоре. Чтобы избежать необоснованно завышенных запасов прочности подшипниковых узлов, актуальной является методика определения максимальной нагрузки на одну опору при несимметричной нагрузке ролика.

Анализ публикаций.

Классический подход к определению реактивных импульсов в опорах вращающегося тела при действии силы удара изложен в учебниках [1, 2]. Расчетам на прочность и долговечность подшипниковых опор при симметричном расположении транспортируемой заготовки посвящены работы [3, 4] и др.

Цель работы.

Учесть особенности определения коэффициентов превышения нагрузки на подшипниковую опору ролика рольганга листопркатного стана 3000 при несимметричном расположении ударных импульсов в момент взаимодействия сляба с роликом рольганга после выхода сляба из прокатных валков.

Основной материал исследований.

Объектом изучения является первый ролик рабочего рольганга листопркатного стана 3000 (рис. 1), имеющий переменное поперечное сечение с десятью дисками постоянного, большего, чем ролик, диаметра. После первого выхода сляба из прокатных валков ширина сляба в 1,5 или в 2,6 раза меньше рабочей длины ролика. Поэтому при сдвиге сляба к одной из опор, например, к правой, ударные нагрузки будут испытывать: для самого широкого сляба пять правых и два левых диска; для самого узкого сляба только пять правых дисков.

Чтобы определить величины реактивных импульсов и коэффициенты неравномерности распределения ударных импульсов между опорами, имеем следующие исходные данные:

- составляющие сил удара P_x и P_y , учитывающие усилие прокатки и силы тяжести консольной части сляба;
- параметры сляба: $h \times b \times l$; E – модуль упругости материала;
- параметры ролика: L – расстояние между опорами; r_i – радиусы участков ролика между дисками; R – внешний радиус диска; l_o – ширина диска; l_p – расстояние между дисками.

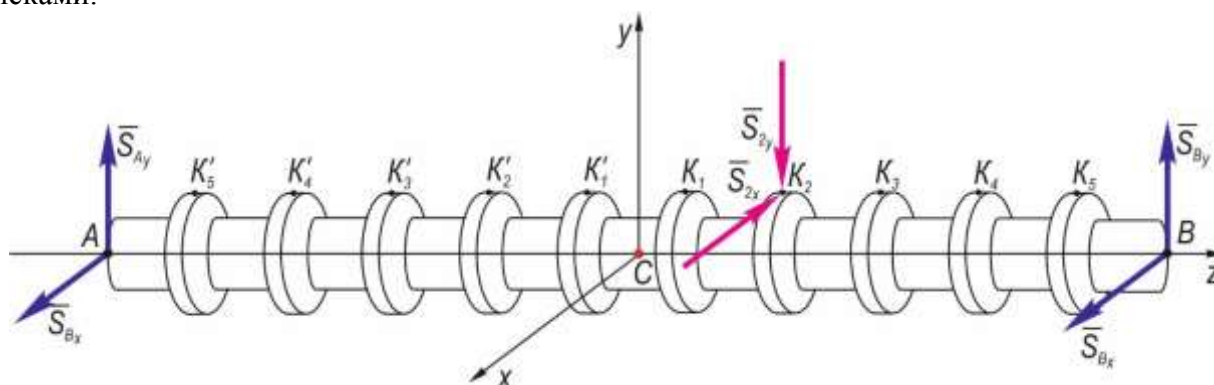


Рисунок 1 – Расчетная схема

Предполагаем, что до удара ролик вращается с угловой скоростью ω_0 и точки удара $K_k(x_k, y_k, z_k)$ расположены в средних сечениях дисков. Если количество ударяемых дисков

Машинобудування і зварювальне виробництво

равно n , т. е. $k = 1, 2, \dots, n$, составляющие ударного импульса, приходящегося на один диск за время удара Δt равны:

$$S_{kx} = \frac{P_x}{n} \Delta t, \quad S_{ky} = \frac{P_y}{n} \Delta t. \quad (1)$$

На рис. 1 изображены составляющие ударного импульса, действующего на второй ролик. Для определения составляющих реактивных импульсов S_{Ax} , S_{Ay} , S_{Bx} , S_{By} в подшипниковых опорах A и B , применим теорему об изменении количества движения ролика за время удара Δt в проекциях на оси Sx и Sy . Имеем:

$$\begin{cases} S_{Ax} + S_{Bx} - \sum_{k=1}^n S_{kx} = 0; & (2) \end{cases}$$

$$\begin{cases} S_{Ay} + S_{By} - \sum_{k=1}^n S_{ky} = 0; & (3) \end{cases}$$

$$\begin{cases} S_{Ax} \cdot H - S_{Bx} \cdot H + \sum_{k=1}^n S_{kx} \tilde{z}_k = 0; & (4) \end{cases}$$

$$\begin{cases} S_{By} \cdot H - S_{Ay} \cdot H - \sum_{k=1}^n S_{ky} \tilde{z}_k = 0, & (5) \end{cases}$$

где $H = \frac{L}{2}$.

Решая систему уравнений (2) – (5), получим горизонтальные и вертикальные составляющие реактивных импульсов, возникающих в подшипниковых опорах тела под действием n сил удара:

$$S_{Ax} = \frac{1}{2} \left(\sum_{k=1}^n S_{kx} - \frac{1}{H} \sum_{k=1}^n S_{kx} \tilde{z}_k \right); \quad S_{Ay} = \frac{1}{2} \left(\sum_{k=1}^n S_{ky} - \frac{1}{H} \sum_{k=1}^n S_{ky} \tilde{z}_k \right); \quad (6)$$

$$S_{Bx} = \frac{1}{2} \left(\sum_{k=1}^n S_{kx} + \frac{1}{H} \sum_{k=1}^n S_{kx} \tilde{z}_k \right); \quad S_{By} = \frac{1}{2} \left(\sum_{k=1}^n S_{ky} + \frac{1}{H} \sum_{k=1}^n S_{ky} \tilde{z}_k \right). \quad (7)$$

Отметим, что в случае приложения симметричной ударной нагрузки, опорные подшипники воспримут одинаковые реактивные импульсы $S_{Ax}^{сим} = S_{Bx}^{сим}$, $S_{Ay}^{сим} = S_{By}^{сим}$.

Для определения угловой скорости ω ролика после удара применим теорему об изменении кинетического момента ролика за время удара относительно оси вращения. В результате получим:

$$I_z (\omega - \omega_0) = \sum_{k=1}^n S_{ky} x_k - \sum_{k=1}^n S_{kx} y_k, \quad (8)$$

где I_z – осевой момент инерции ступенчатого ролика;

x_k, y_k – координаты всех точек удара, которые определяются формулами:

$$y_k = R - \delta, \quad x_k = \sqrt{2R\delta - \delta^2}.$$

Машинобудування і зварювальне виробництво

Здесь δ – прогиб консольного участка сляба длиной l_k под действием равномерно распределенной нагрузки известной интенсивности q [4]:
$$\delta = \frac{3ql_k^4}{2E \cdot bh^3}.$$

Для выполнения практических расчетов рекомендуется такой алгоритм действий:

1) учитывая геометрические параметры ролика и сляба после первого выхода его из прокатных валков, определиться с количеством правых и левых дисков ролика, задействованных в транспортировке сляба в случае сдвига его к одной из опор;

2) по известной методике [3], определить величину усилия прокатки и угол β , который это усилие составляет с вертикалью, а также составляющую силы удара P_x . С учетом коэффициента динамичности, зная вес консольной части, которая ударяет первый ролик, определить составляющую силы удара P_y . По формулам (1) определить величины составляющих ударных импульсов на один диск;

3) горизонтальные и вертикальные составляющие реактивных импульсов в опорах A и B определить по формулам (6) и (7);

4) определить коэффициенты неравномерности распределения давлений на подшипники μ_1 и μ_2 : где μ_1 – отношение большей величины реактивного импульса к меньшей; μ_2 – отношение большего реактивного импульса к величине импульса при симметричном ударе.

На практике имеют место заготовки, ширина которых после первого прохода такова, что при сдвиге сляба, например, к правой опоре, в транспортировке будут задействованы: пять правых диска, или пять правых и один левый, или пять правых и два левых.

Пример. Исходные данные сляба: $h_0 = 0,315$ м; $b_0 = 1,9$ м, $l_0 = 2,8$ м, вес $G = 120859,2$ Н. После первого прохода $h_1 = 0,279$ м, $b_1 = 2,007$ м, $l_1 = 3,807$ м, погонный вес $q_{ca} = 31746,6 \frac{H}{м}$, вес консольной части сляба $G_k = 30794$ Н. Удар будут испытывать семь

дисков: пять правых и два левых (рис. 1). Как известно [3] при прокатке со скоростью $V = 4,2$ м/с, распределенная нагрузка на 1 мм ширины сечения прокатываемого слитка равна $q = 7,852 \cdot 10^3 \frac{H}{мм}$. Для сляба шириной $b = 1,9$ м имеем $P = 14,92 \cdot 10^6$ Н, угол $\beta = 7^\circ 42'$.

Поэтому $P_x = 2 \cdot 10^6$ Н. Вертикальная составляющая силы удара от веса G_k с учетом коэффициента динамичности $K_d = 20$, равна $P_y = 0,616 \cdot 10^6$ Н. Координаты точек приложения сил удара вдоль оси Z известны: $z_1 = 0,158$ м, $z_2 = 0,474$ м, $z_3 = 0,79$ м, $z_4 = 1,106$ м, $z_5 = 1,408$ м, $z'_1 = -0,158$ м, $z'_2 = -0,474$ м. Расстояние между подшипниками $H = 1,645$ м.

Результаты расчетов за время удара Δt :

$$S_{Ax} = 0,713 \cdot 10^6 \cdot \Delta t \text{ (H} \cdot \text{c)}; S_{Ay} = 0,219 \cdot 10^6 \cdot \Delta t \text{ (H} \cdot \text{c)};$$

$$S_{Bx} = 1,287 \cdot 10^6 \cdot \Delta t \text{ (H} \cdot \text{c)}; S_{By} = 0,396 \cdot 10^6 \cdot \Delta t \text{ (H} \cdot \text{c)}.$$

Коэффициенты превышения давления на правую подшипниковую опору по сравнению с левой равны: $\mu_1 = 1,8$, $\mu_2 = 1,28$.

При транспортировке других слябов имеем: при пяти правых ударяемых дисках $\mu_1 = 2,83$, $\mu_2 = 1,47$; при пяти правых и одном левом $\mu_1 = 2,24$, $\mu_2 = 1,38$.

Анализируя величины реактивных импульсов (6) и (7) можно получить формулы коэффициентов μ_1 и μ_2 , характеризующие неравномерность распределения сил давления на опоры в случае несимметричной, смещенной к одной из опор, ударной нагрузки, приложенной в n точках.

$$\mu_1 = \frac{n + \frac{\sum_{k=1}^n \tilde{z}_k}{H}}{\frac{\sum_{k=1}^n \tilde{z}_k}{H}}, \quad \mu_2 = \frac{\frac{\sum_{k=1}^n \tilde{z}_k}{H}}{n - \frac{\sum_{k=1}^n \tilde{z}_k}{H}}. \quad (9)$$

Здесь \tilde{z}_k – алгебраическое значение координаты точки удара K_k . Если $k = 1, 2, 3, 4, 5$, $\tilde{z}_k > 0$, если $k = 1', 2', 3', 4', 5'$, $\tilde{z}_k < 0$. Автором работы [5] определялась долговечность роликовых подшипников 23156 CC/W33, установленных на функционирующем прокатном стане. Она составила 2987 часов, что недостаточно для нормальной работоспособности оборудования.

Проведенные экспериментальные исследования ударной прочности композитного материала на полиуретановой основе [5], показали, что этот материал может быть использован для восстановления поверхности гнезда более нагруженного подшипника способом покрытия его опорной поверхности слоем указанного материала толщиной 1,8–2 мм. Это позволит демпфировать ударные нагрузки и увеличить, тем самым, долговечность работы подшипника.

ВЫВОДЫ

1. Использованная в статье методика определения реактивных импульсов в подшипниковых опорах может быть применена для вращающегося тела, к которому приложено несколько сил удара, расположенных несимметрично относительно опор.
2. Найденные коэффициенты неравномерности распределения давления на опорные узлы, позволят точнее сформулировать условия прочности этих узлов.
3. Коэффициенты превышения большей реакции опоры ролика рольганга прокатного стана зависят от длины ролика и параметров сляба, которыми определяются количество и координаты точек приложения сил удара.

Список использованных источников:

1. Яблонский, А. А. Курс теоретической механики. Т. 2 / А. А. Яблонский. – М., 1984. – 430 с.
2. Теоретична механіка : навч. посіб. Ч. 2. Динаміка / В. Векерик [та ін.]. – Івано-Франківськ : Факел, 2002. – 342 с.
3. Королев, А. А. Конструкция и расчет машин и механизмов прокатных станов / А. А. Королев. – М. : Металлургия, 1985. – 376 с.
4. Беляев, Н. М. Сопротивление материалов / Н. М. Беляев. – М. : Гос. изд-во физ.-мат. лит., 1962. – 856 с.

Машинобудування і зварювальне виробництво

5. Иценко, А. А. Технологические основы восстановления промышленного оборудования современными полимерными материалами / А. А. Иценко. – Мариуполь : ПГТУ, 2007. – 250с.

Карпенко Т. М., Музыка І. М., Рассохін Д. О., Лях О. Д.

ДО ПИТАННЯ ПРО НЕСИМЕТРИЧНИЙ УДАР ПО РОЛИКУ РОБОЧОГО РОЛЬГАНГУ ПРОКАТНОГО СТАНУ

Розглядається актуальне для прокатного виробництва питання про визначення реактивних імпульсів та коефіцієнтів нерівномірності розподілу імпульсів при дії декількох сил удару, про перерозподіл тиску на підшипникові опори станини ролика робочого рольгангу прокатного стану при розташуванні слябу, що транспортується, ближче до однієї з опор. Маючи геометричні параметри сляба і ролика, а також зусилля прокатки і вагу консольної частини сляба після його виходу з прокатних валків, формулюється задача про розподіл ударних імпульсів і про величину імпульсу, що приходить на один диск ролика. Застосувавши теорему про зміну кількості руху ролика в інтегральній формі за певний період часу Δt удару, у разі несиметричного удару по декількох з десяти дисків ролика, отримані формули для визначення реактивних імпульсів, що виникають в опорах. Для практичного використання отриманих результатів введені коефіцієнти нерівномірності розподілу тисків на підшипники: μ_1 дорівнює відношенню більшого реактивного імпульсу до меншого; μ_2 дорівнює відношенню більшого імпульсу до імпульсу при несиметричному, щодо опор, ударі. Проведено чисельні аналізи завдання в разі зсуву слябів трьох розмірів, що застосовуються на прокатному стані 3000, праворуч. Коефіцієнти дорівнюють: в разі широкого сляба $\mu_1 = 1,8$, $\mu_2 = 1,28$; в разі середнього $\mu_1 = 2,24$, $\mu_2 = 1,38$; в разі вузького $\mu_1 = 2,83$, $\mu_2 = 1,47$. Ці коефіцієнти можуть бути використані для формулювання обґрунтованих запасів міцності при проектуванні підшипникових вузлів інших тіл, що обертаються, при несиметричному розташуванні сил удару. Застосована в статті методика визначення реактивних імпульсів в підшипникових опорах може бути застосована для твердого тіла, що обертається, при дії на нього декількох сил удару, які несиметричні щодо опор.

Ключові слова: ударний імпульс, теорема імпульсів, підшипникова опора, ролик рольгангу.

Karpenko T. N., Muzyka I. N., Rassokhin D. A., Lyakh A. D.

ON THE QUESTION OF ASYMMETRIC IMPACT ON THE ROLLER OF THE WORKING ROLLGANG OF THE ROLLING-MILL

The question, relevant for rolling production, of the redistribution of pressure on the bearing supports of the bed frame roller of the working roller of the rolling mill at the location of the transported slab closer to one of the supports is considered. Having the geometrical parameters of the slab and roller, as well as the rolling forces and the weight of the cantilever part of the slab after it leaves the mill rolls, the problem of the distribution of shock impulses and the magnitude of the impulse of the roller coming to one disk is formulated. Having applied the theorem on the change in the amount of movement of a roller during an impact, in the case of an asymmetric

impact on several of the ten roller disks, formulas were obtained for determination of reactive impulses arising in the supports. For the practical use of the received results, the coefficients of the uneven distribution of pressure on the bearings are introduced: μ_1 is equal to the ratio of the larger reactive impulse to the smaller one; μ_2 is equal to the ratio of the larger impulse to impulse with an asymmetrical, relative to the supports, impact. The numerical analyzes of the problem in the case of a three-dimensional slab shear applied on the rolling mill 3000 to the right are carried out. The coefficients are equal: in the case of a wide slab $\mu_1 = 1,8$, $\mu_2 = 1,28$; in the case of the mean $\mu_1 = 2,24$, $\mu_2 = 1,38$; in the case of narrow $\mu_1 = 2,83$, $\mu_2 = 1,47$. These coefficients can be used to formulate reasonable safety margins in the design of bearing assemblies of other rotating bodies with asymmetrical arrangement of the impact forces. The technique used in the article for determining reactive impulses in bearing supports can be applied to a rotating solid body under the action of several impact forces on it, which are located asymmetrically relative to the supports.

Keywords: *shock impulse, theorem of impulse, bearing support, roller of live roll.*

Рекомендована к публикации: проф., д-р техн. наук Ищенко А. А.

Статья поступила 18.01.2019 г.

УДК 621.791

doi.org/10.31498/2522-9990202019183598

Квасницкий В. В., Матвиенко М. В., Бутурля Е. А.,
Квасницкий В. Ф., Ермолаев Г. В.

ВЛИЯНИЕ ТОЛЩИНЫ ПРОСЛОЙКИ НА НАПРЯЖЕННО-ДЕФОРМИРОВАННОЕ СОСТОЯНИЕ СВАРНЫХ И ПАЯНЫХ СОЕДИНЕНИЙ ЖАРОПРОЧНЫХ СПЛАВОВ

Методом компьютерного моделирования исследовано напряженно-деформированное состояние (НДС) в пределах упругости под действием осевой нагрузки цилиндрических образцов с «мягкой» и «жесткой» прослойками. «Мягкой» называют прослойку, имеющую меньший модуль упругости, а жесткой – больший по сравнению с модулем основного металла. Установлено, что в небольшой зоне основного металла вблизи внешней поверхности у стыка с прослойкой и в самой прослойке возникает сложное НДС с радиальными, осевыми, окружными и касательными напряжениями. В зависимости от свойств прослойки уровень эквивалентных напряжений изменяется. Показано, что изменение толщины как «мягкой», так и «жесткой» прослоек исследуемых толщин 0,050...0,200 мм не влияет на характер и величину напряжений в зоне объемного НДС, изменяется только протяженность этой зоны, которая составляет около 5 толщин прослойки. Во всех вариантах толщины прослойки в основном материале и в прослойках, характер распределения и величина коэффициентов жесткости напряженного состояния практически одинаковы. Возникающее в зоне соединения НДС практически не влияет на прочность основного металла на большей части длины стыка и приводит к некоторому его разупрочнению («мягкая» прослойка) или упрочнению («жесткая» прослойка) только вблизи наружной поверхности. В «мягкой» прослойке на всей длине стыка металл упрочняется, а в «жесткой» разупрочняется. Увеличение жесткости материала прослойки, по сравнению с основным металлом, способствует появлению и развитию пластических деформаций в ней за счет увеличения эквивалентных напряжений и ее разупрочнения, уменьшение же

Режим доступа: <http://sap.pstu.edu>