

УДК 621.926.3-001.24-001

Водолазская Н. В., Минасян А. Г., Шарая О. А.**ПОВЫШЕНИЕ ЭКСПЛУАТАЦИОННОЙ НАДЕЖНОСТИ
НЕКОТОРЫХ ВИДОВ ПРОМЫШЛЕННОГО ОБОРУДОВАНИЯ**

Повышение надежности промышленного оборудования является одной из важнейших составляющих системы обеспечения качества продукции [1–4]. При этом методы достижения надлежащего уровня надежности специфичны для каждого этапа жизненного цикла. Данное направление особенно актуально при рассмотрении вопросов эксплуатационной надежности, которая определяется организацией технического обслуживания и включает в себя такие категории, как ремонтпригодность, безотказность, сохраняемость, износостойкость и долговечность [5–8]. Проблеме исследования эксплуатационной надежности посвящено достаточно большое количество работ, относящихся к различным сферам хозяйствования: машиностроению [9–12], металлургии [13, 14], горной [15, 16] и подъемно-транспортной отрасли [17]. Не является исключением и производство строительных материалов [18], где одним из основополагающих процессов является тонкое измельчение этих материалов. Указанный процесс достаточно энергоёмкий и связан не только с большим расходом электроэнергии (например, в цементной промышленности общий расход энергии при помоле сырьевых материалов и клинкера достигает 50...60 % от всей потребляемой электроэнергии), но и с износом рабочих поверхностей помольных агрегатов [19, 20]. Одним из путей повышения эффективности процесса тонкого измельчения и снижения энергозатрат является использование на первой стадии помола пресс-валковых измельчителей (ПВИ), реализующих принцип объемно-сдвигового деформирования шихты.

Целью данной работы является повышение эксплуатационной надежности промышленного оборудования на примере пресс-валковых измельчителей.

При реализации поставленной цели следует учесть, что повышение эксплуатационной надежности и долговечности (износостойкости) пресс-валковых измельчителей (ПВИ) тесно связано с кинематическими и конструктивными параметрами валков. Одним из эффективных направлений решения данной задачи является применение съемных сегментов, которые закрепляются на поверхности валков различными способами (резьбовыми и шпоночными соединениями, установкой по направляющим пазам, эксцентриковой фиксации и т. п.). Использование съемных сегментов в ПВИ обеспечивает снижение износа рабочей поверхности валков за счет:

- правильного выбора технологии обработки съемных сегментов;
- применения предварительно напряженных съемных сегментов;
- «самофутеровки» поверхности валков по различным схемам;
- рационального комбинирования предыдущих вариантов;
- снижения ремонтной сложности измельчителя за счет взаимозаменяемости, а, следовательно, быстрого монтажа и демонтажа сегментов;
- повышения эксплуатационной надежности измельчителя за счет исключения самопроизвольной разборки рабочих элементов при обеспечении растягивающих нагрузок на крепежные соединения.

Перечисленные преимущества дают возможность применять ПВИ со съемными элементами на валках не только в промышленности строительных материалов, но и в угольном, металлургическом, химическом и других производствах. Проведенный анализ возможных вариантов позволил установить, что перспективным направлением развития ПВИ и помольных агрегатов в целом является изготовление их рабочих поверхностей из сборных, универсальных, быстро налаживаемых съемных элементов. На рис. 1 представлена схема к расчету

геометрического профиля одного из сегментов ПВИ. Для выполнения расчета были выбраны геометрические параметры валка с выпуклыми сегментами: D_{cp} , B , d (рис. 1) и расстояние δ между посадочным барабаном и сегментом. В качестве примера в табл. 1 приведены результаты расчета геометрического профиля валков ПВИ с выпуклыми сегментами двух типоразмеров. При этом приняты следующие исходные параметры валков:

Вариант 1: $D_{cp} = 0,475$ м, $B = 0,25$ м, $d = 13,5 \cdot 10^{-3}$ м, $\delta = 6,25 \cdot 10^{-3}$ м.

Вариант 2: $D_{cp} = 1,2$ м, $B = 0,8$ м, $d = 30 \cdot 10^{-3}$ м, $\delta = 40 \cdot 10^{-3}$ м.

Таблица 1

Результаты расчета геометрического профиля ПВИ с выпуклым сегментом

Расчетная формула	Вариант 1	Вариант 2
$D_{BH\ max} = D_{cp} + d$	$488,5 \cdot 10^{-3}$	$1230 \cdot 10^{-3}$
$D_{BH\ min} = D_{cp} - d$	$461,5 \cdot 10^{-3}$	$1170 \cdot 10^{-3}$
$D_{BH\ min} = D_{cp} - (d + 2\delta)$	$449 \cdot 10^{-3}$	$1130 \cdot 10^{-3}$
$R = \frac{B^2 + 4\delta^2}{8\delta}$ – радиус кривизны сегмента	1,253	2,02
$\alpha = \arcsin \frac{B}{2R}$ – угол раскрытия сегмента	11,45	22,8

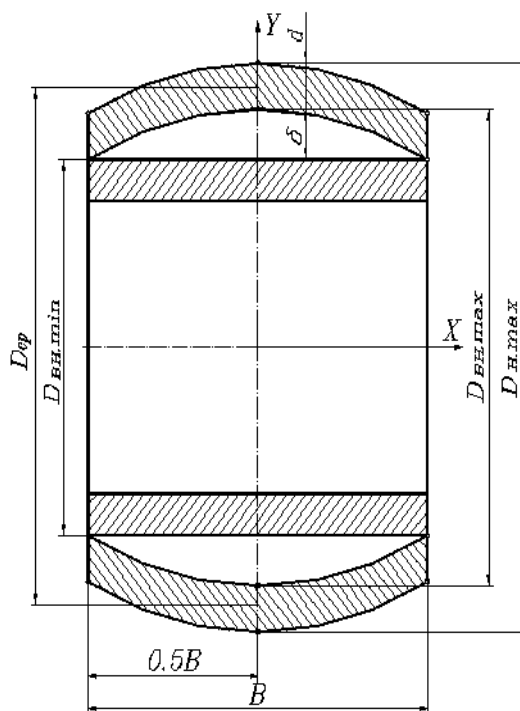


Рис. 1. Схема к расчету геометрического профиля валков

Для подтверждения преимуществ такой конструкции необходимо провести аналитическое исследование напряженного состояния сегментов, которое имеет место при его изгибе. Так как дугообразный сегмент свободно опирается крайними точками на клинья, а в средней части затягивается резьбовым (болтовым) соединением, то сегмент можно представить как криволинейную балку с защемлением в средней части (рис. 2).

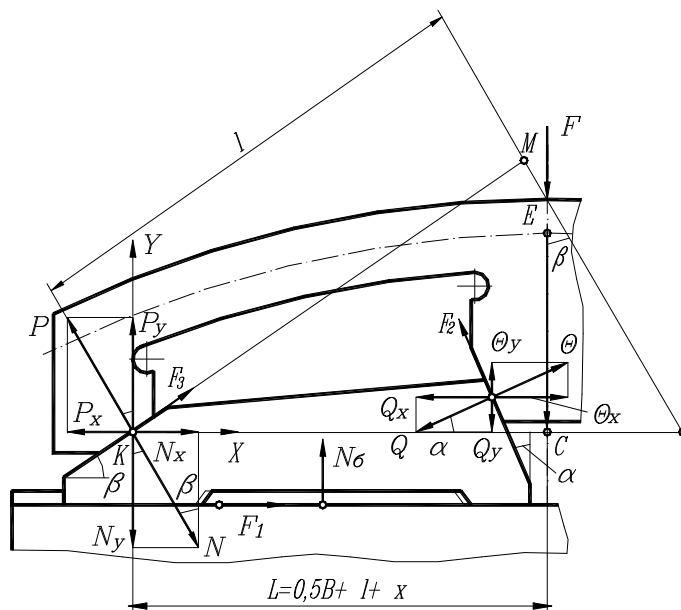


Рис. 2. Схема к расчету напряженного состояния сегмента

Расчет усилий затяжки проводился с использованием известных методик исследования [21, 22]. Анализ расчетной схемы показывает, что, усилие F затяжки болта вызывает появление реакций, а именно: со стороны клина θ (величина численно равна результирующему усилию Q); со стороны горизонтальной плоскости посадочного барабана нормальной реакции N_B и сил трения F_1 и F_2 .

Условия равновесия сил, действующих на среднюю часть сегмента, можно представить в виде:

$$\begin{cases} \theta \cos \alpha - F_2 \sin \alpha + F_1 = 0; \\ \theta \sin \alpha + F_2 \cos \alpha - F + N_B = 0. \end{cases} \quad (1)$$

Так как $F_1 = f_1 \cdot N_B$; $F_2 = f_2 \cdot \theta$ и, полагая, что $f_1 = f_2 = f$ (в дальнейших расчетах учитывалось, что при трении стали о сталь коэффициент трения $f = 0,12$), то после преобразований можно получить:

$$\theta = \frac{f \cdot F}{2f \cdot \sin \alpha - \cos \alpha (1 - f^2)}. \quad (2)$$

Условия равновесия сил, действующих на краях сегмента, представляются в следующем виде:

$$\begin{cases} N \sin \beta + F_3 \cos \beta + F_1 - Q_x = 0; \\ F_3 \sin \beta - N \cos \beta + N_3 = 0. \end{cases} \quad (3)$$

Поскольку $F_3 = f \cdot N$, $F_1 = f \cdot N_B$, $Q_x = \theta \cos \alpha$, то значение нормальной реакции будет соответствовать следующему математическому выражению:

$$N = \frac{Q \cdot \cos \alpha}{2f \cdot \cos \beta + \sin \beta (1 - f^2)}. \quad (4)$$

Полагая, что $Q = \theta$, а $N = P_{\Sigma}$, и подставляя значение (2) в (4), получим:

$$P_{\Sigma} = N = \left[\frac{f \cdot F \cdot \cos \alpha}{2f \cdot \cos \beta + \sin \beta(1 - f^2)} \right] \cdot [2 \sin \alpha - \cos \alpha(1 - f^2)] \quad (5)$$

Для определения условий работы предварительно напряженного сегмента был проделан проверочный расчет его напряженного состояния (рис. 3).

Для наружного и внутреннего слоев сегмента нормальные напряжения σ от действия изгибающего момента $M_{изг}$ определяются формулами:

$$\sigma_{нар} = \frac{M_{изг} \cdot y_n}{S_{H.C.} \cdot R_n}; \quad \sigma_{вн} = \frac{M_{изг} \cdot y}{S_{H.C.} \cdot R} \quad (6)$$

где $S_{H.C.}$ – статический момент площади поперечного сечения сегмента относительно нейтральной оси;

y_n и y – расстояния от рассматриваемого (наружного и внутреннего слоя) до нейтрального слоя;

R_n и R – радиусы соответственно наружного и внутреннего слоев.

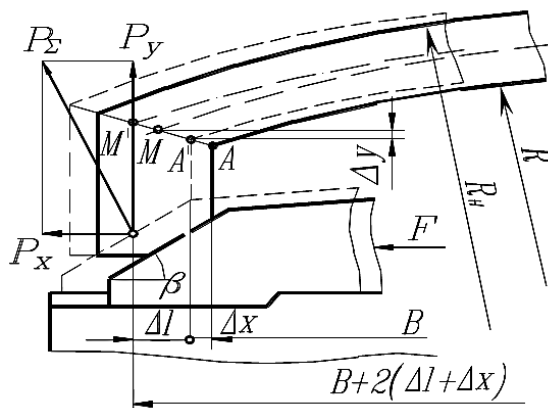


Рис. 3. Расчетная схема напряжения сегмента с посадочным барабаном

В соответствии с рис. 2, изгибающий момент, действующий в опасном сечении, равен:

$$M_{изг} = P_{\Sigma} \cdot \ell = \frac{\ell \cdot f \cdot F \cos \alpha}{K} \quad (7)$$

где $K = [2f \cdot \cos \beta + \sin(1 - f^2)] \cdot [2 \sin \alpha - \cos \alpha(1 - f^2)]$, а $\ell = (L + \delta \cdot \operatorname{tg} \beta) \cos \beta$. Тогда выражение (5), примет вид:

$$M_{изг} = \frac{(L + \delta \cdot \operatorname{tg} \beta) \cos \beta \cdot fF \cos \alpha}{K} \quad (8)$$

где $L = 0,5 B + \Delta l + \Delta x$ (см. рис. 3);

Δx и Δy – соответственные перемещения крайних точек сегмента при его напряжении, их значения и значения величин Δl , α , β и др. определяют из расчета геометрического профиля предварительно напряженных сегментов.

Суммарные нормальные напряжения от действия проекции силы P_x , дробящей абразивное зерно, и изгибающего момента для наружного и внутреннего слоев:

$$\sigma'_{нар} = \sigma + \sigma_{нар}; \quad \sigma'_{вн} = \sigma_{вн} - \sigma. \quad (9)$$

Согласно третьей теории прочности, эквивалентное напряжение, возникающее в сегменте:

$$\sigma_{экр} = \sqrt{\sigma^2 + 4\tau^2} \leq [\sigma]. \quad (10)$$

Касательные напряжения τ , возникающие в сегменте под воздействием поперечной силы P_y , определяются следующей зависимостью:

$$\tau = \frac{P_y \cdot S_z}{J_z \cdot b}, \quad (11)$$

где S_z – статический момент площади сечения сегмента;

J_z – осевой момент инерции;

b – длина сечения сегмента.

При рассмотрении напряженного состояния сегмента для ПВИ были выбраны следующие характеристики:

$$D_{ср} \times B = 0,475 \times 0,25 \text{ м}; \quad \delta = 6,25 \cdot 10^{-3} \text{ м}; \quad d = 13,5 \cdot 10^{-3} \text{ м}; \quad b = 40 \cdot 10^{-3} \text{ м}; \quad \beta = 30^\circ; \quad \alpha = 30^\circ; \\ f = 0,12; \quad F = 10 \text{ кН}.$$

Тогда из формулы (5) результирующая сила P_Σ и ее составляющие будут равны:

$$P_\Sigma = 10110 \text{ Н}; \\ P_x = P_\Sigma \cdot \sin \beta = 10,11 \cdot 10^3 \cdot 0,5 = 5,055 \cdot 10^3 \text{ Н}; \\ P_y = P_\Sigma \cdot \cos \beta = 10,11 \cdot 10^3 \cdot 0,866 = 8,755 \cdot 10^3 \text{ Н}.$$

Изгибающий момент в опасном сечении с учетом формул (7) и (8) $M_{изг} = 119989 \text{ Нм}$.

В соответствии с зависимостями (9) нормальное напряжение от изгибающего момента для наружного и внутреннего слоев сегмента: $\sigma_{нар} = 70190 \text{ Н/м}^2$, $\sigma_{вн} = 70950 \text{ Н/м}^2$.

Суммарные нормальные напряжения от действия нормальной силы P_x и изгибающего момента $M_{изг}$: $\sigma_{нар} = 163,8 \cdot 10^5 \text{ Н/м}^2$; $\sigma_{вн} = -22,88 \cdot 10^5 \text{ Н/м}^2$.

Максимальное эквивалентное напряжение, возникающее в предварительно напряженном сегменте:

$$\sigma_{экр} = \sqrt{\sigma_{нар}^2 + 4\tau^2} = \sqrt{(70,19 \cdot 10^5)^2 + 4(7,93 \cdot 10^5)^2} = 71,97 \cdot 10^5 \text{ Н/м}^2,$$

что вполне удовлетворяет условию $\sigma_{экр} \leq [\sigma] = 2600 \cdot 10^5 \text{ Н/м}^2$ для углеродистой стали.

ВЫВОДЫ

Результаты проведенного расчета подтверждают, что применение предварительно напряженных сегментов в пресс-валковых измельчителях создает постоянно действующее сжимающее напряжение, не превышающее допустимое и удовлетворяющее условию $\sigma_{экр} \leq [\sigma]$ на небольшой глубине поверхностного слоя валков, что позволяет снизить адсорбционную усталость материала валков и, тем самым, повысить эксплуатационную надежность данного вида промышленного оборудования.

СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННОЙ ЛИТЕРАТУРЫ

1. ГОСТ 27.002-2009. Надежность в технике. Термины и определения [Электронный ресурс]. – Режим доступа: <http://docs.cntd.ru/document/1200077768>.
2. Водолазская Е. Г. О повышении качества сборки резьбовых соединений / Е. Г. Водолазская, Н. В., Водолазская // Наука і освіта - 98. – Дніпропетровськ, 1998. – С. 382.
3. Водолазська Н. В. Моделі, алгоритми і технічні засоби забезпечення якості складання різьбових з'єднань / Н. В. Водолазська. – Донецьк : ДонНТУ, 2013. – 207 с.
4. Водолазская Е. Г. Управление процессом регулирования качества сборочных операций. / Е. Г. Водолазская, Н. В. Водолазская // Придніпровський науковий вісник. – 1998.– № 110 (177). – С. 19–21.
5. Острейковский В. А. Теория надежности : учеб. для вузов / В. А. Острейковский. – М. : Высш. шк., 2003. – 463 с.
6. Водолазская Н. В. Совершенствование системы ТОиР за счет повышения надежности ремонтной оснастки / Н. В. Водолазская // Проблемы и перспективы инновационного развития агротехнологий. – Белгород : ФГБОУ ВО Белгородский ГАУ, 2016. – С. 21–23.
7. Водолазская Н. В. Проблема повышения долговечности деталей машин, эксплуатируемых в агрессивных средах / Н. В. Водолазская, Д. А. Шевченко // Машинобудування України очима молодих: прогресивні ідеї – наука – виробництво. – Суми : СумДУ, 2010. – С. 25–27.
8. Водолазская Н. В. Статистическая оценка износа рабочих поверхностей основных элементов насосного оборудования / Н. В. Водолазская, А. Г. Минасян, А. Г. Пастухов // Вісник Донбаської державної машинобудівної академії. – Краматорськ : ДДМА, 2016. – № 1(37). – С. 111–115.
9. Труханов В. М. Надежность изделий машиностроения. Теория и практика / В. М. Труханов. – М. : Машиностроение, 1996. – 336 с.
10. Водолазская Н. В. Комплексный анализ трудоемкости механосборочных работ / Н. В. Водолазская // Прогрессивные технологии и системы машиностроения. – Донецк : ДонГТУ, 2001. – Вып. 15. – С. 47–53.
11. Водолазская Н. В. Технологические особенности различных видов сборки изделий машиностроения / Н. В. Водолазская // Journal of Advanced Research in Technical Science. – North Charleston, USA, 2016. – Is. 2. – С. 12–16.
12. Водолазская Н. В. Сборка крупных резьбовых соединений ударными гайковертами / Н. В. Водолазская, В. М. Искрицкий, Е. Г. Водолазская // LAP Academic Publishing. – Германия, 2014. – 110 с.
13. Искрицкий В. М. Сборка резьбовых соединений металлургического оборудования / В. М. Искрицкий, Е. Г. Водолазская, Н. В. Водолазская // Совершенствование процессов и оборудования обработки давлением в металлургии и машиностроении. – Краматорск, 1998. – Вып. 4. – С. 392–394.
14. Водолазская Н. В. К вопросу повышения надежности и безопасной эксплуатации мостовых и металлургических кранов за счет оценки их остаточного ресурса. Т. 3. Практика и перспективы развития партнерства в сфере высшей школы / Н. В. Водолазская. – Донецк : ДонНТУ, 2013. – С. 182–187.
15. Research on the Influence of Dynamic Load on Suspended Monorail / V Gutarevych, N. Vodolaskaya, E. Jakupović, D. Mirjanić // Applied Mechanics and Materials. – 2015. – Vol. 830. – P. 23–29.
16. Chanda E. K. A computer simulation model of a monorail based mining system for decline development / E. K. Chanda, B. Besa // International Journal of Mining, Reclamation and Environment. – 2011. – № 1(25). – P. 52–68.
17. Водолазська Н. В. Аналіз надійності асинхронних електродвигунів гірничо-транспортуючих машин / Н. В. Водолазська, Ю. В. Мелещук, И. А. Китченко // Вісник Донбаської державної машинобудівної академії : зб. наук. праць. – Краматорськ : ДДМА, 2008. – № 1(11). – С. 52–55.
18. Минасян А. Г. Исследование процессов износа рабочих органов пресс-валковых измельчителей и совершенствование их конструкции : дис. канд. техн. наук / Минасян А. Г. – Белгород, 2000. – 195 с.
19. Водолазская Н. В. Теория и практика исследования операций энергоемких предприятий / Н. В. Водолазская, А. В. Будишевский, А. А. Сулима. – Донецк : ДонНТУ, 2009. – 212 с.
20. Шарая О. А. Повышение износостойкости пар трения // Проблемы и перспективы инновационного развития агротехнологий / О. А. Шарая. – Белгород : ФГБОУ ВО Белгородский ГАУ, 2016. – С. 129–130.
21. Водолазская Н. В. Расчет параметров размерного ряда блоков технологического воздействия для сборки резьбовых соединений / Н. В. Водолазская, Е. Г. Водолазская, В. М. Искрицкий // UNITECH'03. Gabrovo. – 2003. – P. 522–524.
22. Минасян А. Г. Мероприятия по увеличению долговечности ПВИ / А. Г. Минасян, А. Т. Калашиников, И. Р. Серых // Вестник Белгородского государственного технологического университета им. В. Г. Шухова. – 2005. – № 11. – С. 355–360.