

УДК 621.828:621.7

А.П. Потапенков ⁽¹⁾, профессор, д.т.н.
С.С. Пилипенко ⁽¹⁾, зав. кафедрой, к.т.н., доцент
В.К. Тарасов ⁽²⁾, доцент, к.т.н.
Ю.Г. Серебренников ⁽¹⁾, доцент, к.т.н.
М.Р. Байгузин ⁽¹⁾, аспирант

СОВЕРШЕНСТВОВАНИЕ КОНСТРУКЦИИ И МЕТОДИКИ РАСЧЕТА УНИВЕРСАЛЬНЫХ ШПИНДЕЛЕЙ ПРОКАТНЫХ СТАНОВ

⁽¹⁾ Федеральное государственное бюджетное высшее образовательное учреждение
«Норильский индустриальный институт», Российская Федерация,
⁽²⁾ Запорожская государственная инженерная академия

Розглядаються варіанти конструктивних рішень, спрямованих на зниження контактних тисків на робочих поверхнях вкладиша універсального шпинделя прокатного стану. Наведено розрахункові залежності, пов'язані з практичним використанням таких рішень.

Ключові слова: прокатний стан, шпindel, універсальний шарнір, вкладиш, контактний тиск, зниження

Рассматриваются варианты конструктивных решений, направленных на снижение контактных давлений на рабочих поверхностях вкладыша универсального шарнира шпинделя прокатного стана. Приведены расчетные зависимости, связанные с практическим использованием таких решений.

Ключевые слова: прокатный стан, шпindel, универсальный шарнир, вкладыш, контактное давление, снижение

There are examined variants of the constructive solutions directed at the decrease of contact pressure on the working surfaces of the insert of the universal spindle coupling for rolling mill. The rated relations connected with the practical application of these solutions are given.

Key words: rolling mill, spindle, universal coupling, insert, contact pressure, decrease

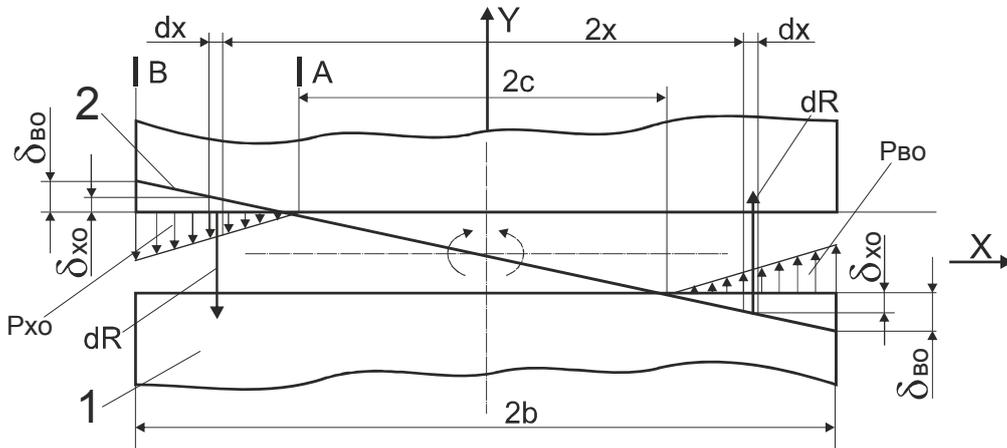
Введение. Срок службы шпинделей прокатного стана во многом зависит от надежности их универсальных шарниров шпинделей, что определяется распределением давлений на их рабочих поверхностях. Применяемые вкладыши имеют форму сплошного цилиндрического сегмента с плоской и цилиндрической рабочими поверхностями. Анализ деформации такого вкладыша [1] указывает на неполное использование рабочей части, значительную неравномерность распределения давлений на ней, а, следовательно, наличие зон, где давление значительно превышает допустимые значения.

Постановка задачи. Задачами работы являются разработка конструктивных элементов вкладыша, способствующих увеличению площади использования его рабочих частей путем равномерного распределения давлений с одновременным снижением их максимальных значений; оценка расчетных зависимостей, связанных с практическим использованием этих решений.

Основная часть исследований. Задачу рассматривали при следующем допущении: вкладыш сжимается между абсолютно жесткими элементами вилкой шарнира и лопастью вала. Тогда согласно закону Гука, можно записать:

$$P_{xz} = \frac{E \cdot \delta_{xz}}{h_{xz}}, \quad (1)$$

где P_{xz} – давление на рабочей поверхности вкладыша в точке с координатами X и Z (рис. 1, 2); E – модуль упругости материала вкладыша; δ_{xz} – деформация сжатия волокон вкладыша; h_{xz} – высота сжимаемых волокон.



1 - вкладыш; 2 - лопасть

Рисунок 1 – Распределение давлений по длине вкладыша
обозачения в тексте

На рис. 1 лопасть вала для упрощения изображена линией, а расстояние между вкладышами равно максимальному монтажному зазору Δ , величина которого для шарниров по современным стандартам достигает значения $(0,002...0,00055) D$, где D – диаметр шарнира. Анализ рис. 1 и 2 позволяет определить величины δ_{xz} (δ_{xo}) и привести зависимость (1) к виду.

$$P_{xz} = \frac{E \cdot \Delta \cdot a \cdot (x - \tilde{n})}{2c \cdot [m \cdot a - z \cdot (m - n)]}, \quad (2)$$

где m, n, a – размеры сечения вкладыша (рис. 2); $2c$ – протяженность недеформируемой зоны вкладыша (рис. 1).

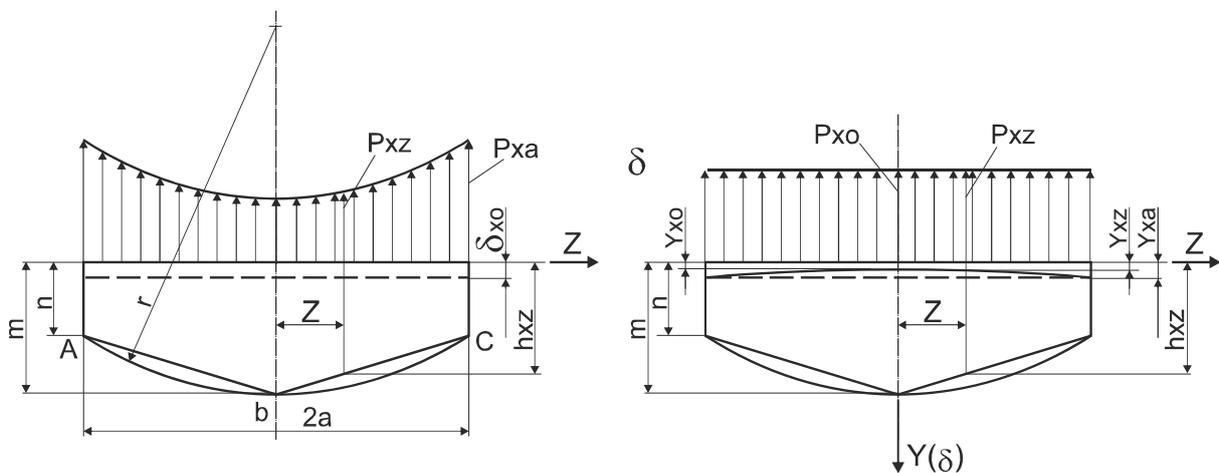


Рисунок 2 – Распределение давлений по ширине вкладыша

Эпюры давлений (рис. 2,а), построенные с использованием зависимости (2) свидетельствуют о неравномерности их распределения. Наличие зон высокого давления на поверхности нового вкладыша (угловые зоны) отрицательно сказывается на его приработке. Из этих соображений целесообразным является выполнение на плоской рабочей поверхности вкладыша скосов [2] с уклоном к его торцам (по длине) и с уклоном от середины к боковым граням (по ширине). Величину скосов можно характеризовать ординатой Y_{ba} в угловой точке плоской рабочей поверхности, которую определяют из равенства относительных деформаций сжимаемых волокон в торцевой плоскости вкладыша в точках с координатами B, A и B, C , а также из того, что перемещение сечения лопасти в этой плоскости одинаково по ширине вкладыша и составляет δ_{xo} .

Исходя из этого, находим

$$Y_{\dot{a}\dot{a}} = \frac{(m-n) \cdot \delta_{\dot{a}\dot{a}}}{m - \delta_{\dot{a}\dot{a}}} \quad (3)$$

В соответствии с рис. 1:

$$\delta_{xo} = \frac{\Delta \cdot (b-c)}{2\tilde{n}} \quad (4)$$

При подстановке соотношения (4) в выражение (3) получают

$$Y_{\dot{a}\dot{a}} = \frac{\Delta(m-n) \cdot (b-c)}{2m \cdot c - \Delta \cdot (b-c)} \quad (5)$$

Величину c , входящую в расчетную зависимость (5), определяют, выражая крутящий момент M через давления с учетом их распределения (рис. 2).

В соответствии с рис. 1.

$$M = 2 \int_c^b x dR = 4 \int_c^b \int_0^a P_{xz} \cdot X dx dz \quad (6)$$

С учетом зависимости (2) уравнение (6) можно представить как равенство

$$c^3 - 3(B + b^2) + 2b^3 = 0 \quad (7)$$

Решение уравнения (7) имеет вид:

$$\tilde{n} = 2\sqrt{b^2 + B} \cdot \left\{ \cos \frac{1}{3} \left[\arccos \left(-\frac{b^3}{\sqrt{(b^2 + B)^3}} \right) - 2\pi \right] \right\}, \quad (8)$$

где $B = M \cdot (m-n) / [\Delta \cdot a \cdot E \cdot \ln(m/n)]$.

Наличие скосов на плоской рабочей поверхности и последующий износ, величина которого достигает (0,015...0,10) D [3], сопровождается выравниванием давлений по ширине вкладыша (рис. 2,б).

В этом случае

$$P_{xz} = P_{xo} = \text{const} \quad (9)$$

а, следовательно, деформация участка вкладыша длиной dx :

$$\delta_{xz} = \frac{2a \cdot P_{xz} \cdot dx}{C_x}, \quad (10)$$

где C_x – коэффициент жесткости элементарного участка вкладыша.

Откуда

$$P_{xz} = \frac{0,5\delta_{xz} \cdot K}{a}, \quad (11)$$

где $K = C_x/dx$ – удельная жесткость вкладыша (коэффициент жесткости вкладыша единичной длины).

В соответствии с параметрами рис. 1

$$P_{xz} = \frac{\Delta \cdot (x - c) \cdot K}{4a \cdot c}. \quad (12)$$

При оценке величины коэффициента K дугу ABC (рис. 2) заменяем двумя хордами. При этом:

$$K = 2E \int_0^a \frac{dz}{h_{xz}} = \frac{2E \cdot a \cdot \ln(m/n)}{m - n}. \quad (13)$$

Размеры шарниров находятся в определенных соотношениях с их радиусом. С учетом этого геометрические размеры и половину толщины лопасти S выражаем через коэффициенты пропорциональности и радиус шарнира R_u :

$$r = K_r \cdot R_o; \quad n = K_n \cdot R_o; \quad m = K_m \cdot R_o; \quad a = K_a \cdot R_o; \quad b = K_b \cdot R_o; \quad S = K_s \cdot R_o. \quad (14)$$

При известных K_s , K_r и $K_a - K_m = K_r - K_s$; $K_n = \sqrt{K_r^2 - K_a^2} - K_s$ формулу для определения K можно представить как

$$K = \frac{2E \cdot K_a}{(K_r - \sqrt{K_r^2 - K_a^2})} \cdot \ln \frac{(K_r - K_s)}{(\sqrt{K_r^2 - K_a^2} - K_s)} = K_0 \cdot E. \quad (15)$$

Для стандартных шарниров: $K_r = 0,45...0,46$; $K_a = 0,30...0,31$; $K_s = 0,25...0,26$ и $K_0 \approx 5$, где K_0 – обобщенный коэффициент удельной жесткости вкладыша.

Для оценки точности зависимости (13) и (15) выполняли измерение деформации элементов вкладыша длиной 50 мм при сжатии их между двумя плитами, контактные поверхности которых соответствовали рабочим поверхностям валка и лопасти. Деформацию осуществляли на гидравлическом прессе усилием 4 МН и измеряли тремя индикаторами. Для исследуемых элементов ($m = 0,085$ м; $n = 0,04$ м; $2a = 0,25$ м; $E = 1,05 \cdot 10^5$ МПа) при расчетной величине $K = 4,25 \cdot 10^5$ МПа среднее экспериментальное значение составило $3,55 \cdot 10^5$ МПа. Такое несовпадение ($\approx 16\%$) позволяет использовать зависимости (13) и (15) для качественной оценки силовых параметров шарниров. Как следует из зависимости (10), монтажные зазоры и удельная жесткость оказывают одинаковое влияние на распределение и величину давлений.

Уменьшения удельной жесткости вкладышей можно достичь как при изготовлении их из материалов с небольшим модулем упругости, так и при изменении конструкции вкладыша. Значительный эффект достигается при выполнении вкладыша с внутренними полостями [4].

Расчеты моментов сопротивления сечений вкладыша изгибу показывают воз-

возможность размещения продольных полостей значительных размеров. Например, две продольные полости диаметром 38 мм (рис. 3) ослабляют сечение исследуемого вкладыша только на 7 % и оно остается более прочным, чем вкладыш с отверстием диаметром 120 мм в центральном сечении.

В основу оценки прочности полого вкладыша на сжатие была положена зависимость (10), обеспечивающая построение графика $P_{xz} = f(\Delta, K)$ для опасного торцевого сечения вкладыша ($x = b, P_{xz} = P_{max}$). Данную зависимость, $P_{xz} = f(\Delta, K)$, выполняют для случая максимального монтажного зазора (рис. 4).

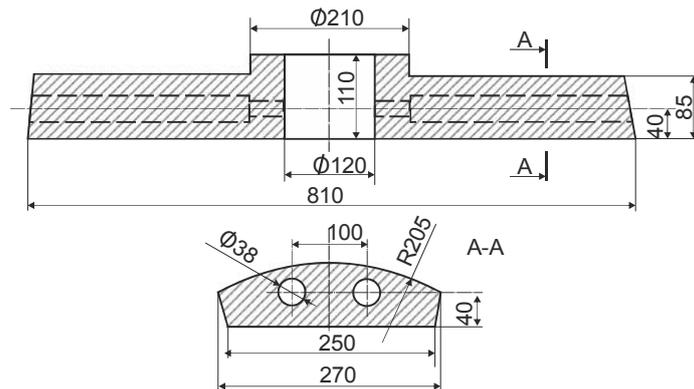


Рисунок 3 – Конструкция вкладыша с продольными полостями

Принимаем условие, что опасным сечением при расчете на сжатие является плоскость, проходящая через продольные оси полостей. Тогда соотношение напряжений в этом сечении и давлений на плоской рабочей поверхности определяют как

$$P = \frac{\sigma \cdot (a - d)}{a} \quad (16)$$

Зависимость, $P = f(a, d, \sigma)$, представлена на рис. 4 в виде совокупности прямых при различных диаметрах полости d . На этом же рисунке представлена и зависимость удельной жесткости вкладыша от диаметра полости $K = f(d, a)$.

Для построения зависимости $K = f(a, d)$ использованы экспериментальные данные, полученные при исследовании элементов вкладыша на сжатие, ослабленных двумя отверстиями (рис. 3), диаметрами 21, 30 и 38 мм: $K_1 = 2,45 \cdot 10^5$; $K_2 = 2,10 \cdot 10^5$ и $K_3 = 1,90 \cdot 10^5$ МПа.

На основании результатов эксперимента предлагается приближенная зависимость

$$K_n = \frac{K \cdot \beta \cdot (a - d)}{a}, \quad (17)$$

где K_n – удельная жесткость вкладыша с двумя полостями; β – поправочный коэффициент, $\beta \cong 0,8$.

Совмещенный график на рис. 4 позволяет оценить напряжения сжатия σ , действующие в опасном сечении вкладыша. Так, для вкладыша сплошного сечения (пунктирные линии со звездочками) при монтажном зазоре $\Delta = 0,85$ мм – $\sigma = 183$ МПа, для вкладыша с полостями диаметром 38 мм (пунктирные линии) – $\sigma = 196$ МПа. Максимальное давление при этом снижается от 181 до 135 МПа (на 25,4 %). Сопоставление данных величин показывает, что прочность полого вкладыша на сжатие практически

не изменяется. При меньших монтажных зазорах полученные соотношения σ будут еще более благоприятными.

Достоинство полых вкладышей заключается еще и в том, что данные полости можно использовать в системах смазки шарнира [4]. Простое заполнение таких полостей смазочным материалом и соединение их отверстиями с рабочими поверхностями может значительно снизить износ вкладышей.

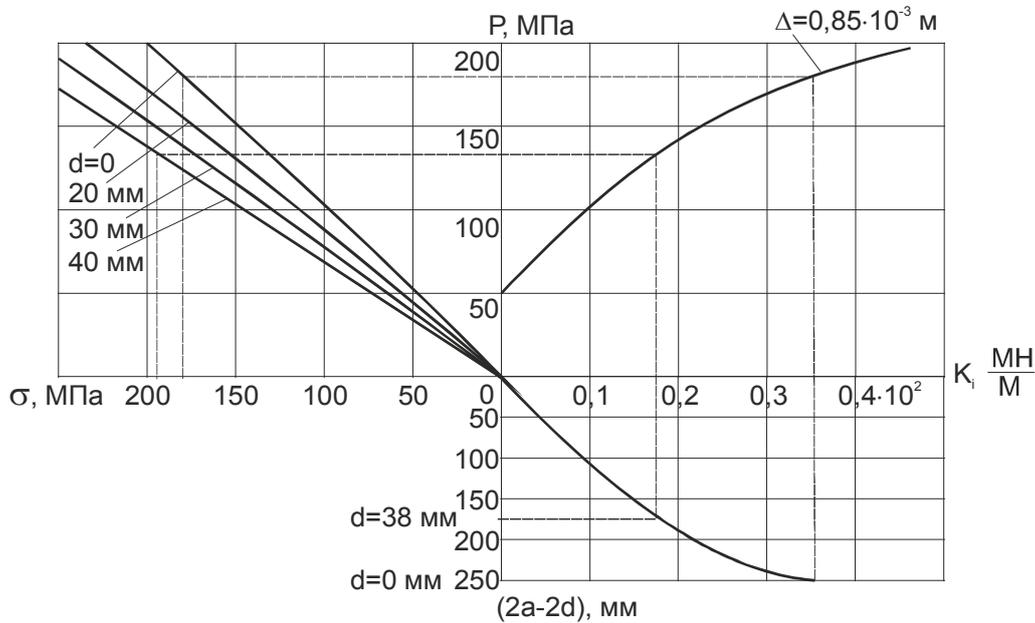


Рисунок 4 – Совмещенный график зависимостей $P = f(\Delta, K)$, $K = f(a, d)$, $P = f(a, d, \sigma)$

Заключение. Выполнен анализ двух конструктивных решений, обеспечивающих снижение давлений на рабочих поверхностях вкладыша: выполнение скосов на плоской рабочей поверхности с уклоном к торцам вкладыша (по длине) и с уклоном от середины к боковым граням (по ширине); изготовление вкладыша с продольными полостями. Предлагаются расчетные зависимости, связанные с практическим использованием этих решений.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. *Потапенков, А. П.* Распределение удельных давлений в шарнире универсального шпинделя [Текст] / А. П. Потапенков, Э. Б. Касперович // Известия Вузов. Черная металлургия. – 2003. – № 4. – С. 132-136.
2. А. с. 1103914 СССР, МПК В 21 б 35/14. Вкладыш шарнира универсального шпинделя [Текст] / Потапенков А. П., Касперович Э. Б., Ткаченко А. А. (СССР). – 3511064/22 ; заявл. 17.11.80 ; опубл. 23.07.84, Бюлл. № 27.
3. *Потапов, Н. М.* Исследование шпиндельных соединений [Текст] / Н. М. Потапов, И. Б. Свирский, А. А. Денисов // Эксплуатация и ремонт металлургического оборудования. – М. : Металлургия, 1983. – С. 42-48.
4. А. с. 1033245 СССР, МПК В 21 б 35/14. Шарнир универсального шпинделя [Текст] / А. П. Потапенков, Э. Б. Касперович (СССР). – 4427149/22 ; заявл. 30.04.82 ; опубл. 07.08.83, Бюлл. № 29.

Стаття надійшла до редакції 26.12.2013 р.
Рецензент, проф. А.Я. Жук

Текст даної статті знаходиться на сайті ЗДІА в розділі Наука
<http://www.zgia.zp.ua>