

УДК 621.828

АНАЛИЗ НАПРЯЖЕННО-ДЕФОРМИРОВАННОГО СОСТОЯНИЯ ШАРНИРНЫХ СОЕДИНЕНИЙ ПОГРУЗОЧНО-ТРАНСПОРТНЫХ МАШИН ТИПА ПД-8

Лебеденко К.В. инженер, Игнатов Е.В. бакалавр,
Донецкий государственный технический университет

Моделирование напряженно-деформированного состояния шарнирного соединения на упругом основании рабочего органа ПТМ ПД-8 методом конечных элементов позволило установить рациональный конструктивный параметр – эксцентриситет установки втулки в проушине. Это даёт возможность снизить максимальные напряжения в соединении более чем в 2 раза.

The simulation of stress-strain condition of hinge joint on the flexible basis of a working unit of LHD PD-8 by the finite element method allows to establish the rational construction's parameter – the eccentricity of coupling of bush with the hinge. This gives an opportunity to decrease the maximum stresses in the hinge joint more than twice.

Шарнирные «вильчатые» соединения (ШС) подземных погрузочно-транспортных машин (ПТМ) типа ПД-8 грузоподъемностью до 8,5 тонн являются одним из наиболее нагруженных и наименее надежных узлов [1]. Прочность, долговечность и ремонтпригодность этого узла во многом определяют эффективность эксплуатации машины в подземных условиях. Для поиска более рациональных конструктивных решений, способствующих снижению загруженности подобных соединений, изучалось их напряженно-деформированное состояние. Исследования базировались на современных методиках анализа напряженного состояния металлоконструкций с применением метода конечных элементов (МКЭ). Настоящие исследования входят в цикл работ, проводимых на кафедре «Горные машины» ДонГТУ по разработке теории работы горных машин и оборудования.

Типовая схема шарнирного вильчатого соединения ПТМ приведена на рис. 1. Проушина левая 1 представляет собой лист металла толщиной t . К проушине приварена втулка 2 шириной B с эксцентриситетом e по отношению к срединной плоскости собственно проушины. За счет параметра B втулки 2 варьируется уровень контактных напряжений в данном узле связи. Втулка 4 принадлежит смежной ме-

таллоконструкции данного соединения. Палец 6 выполняет функцию сборочного элемента в ШС.

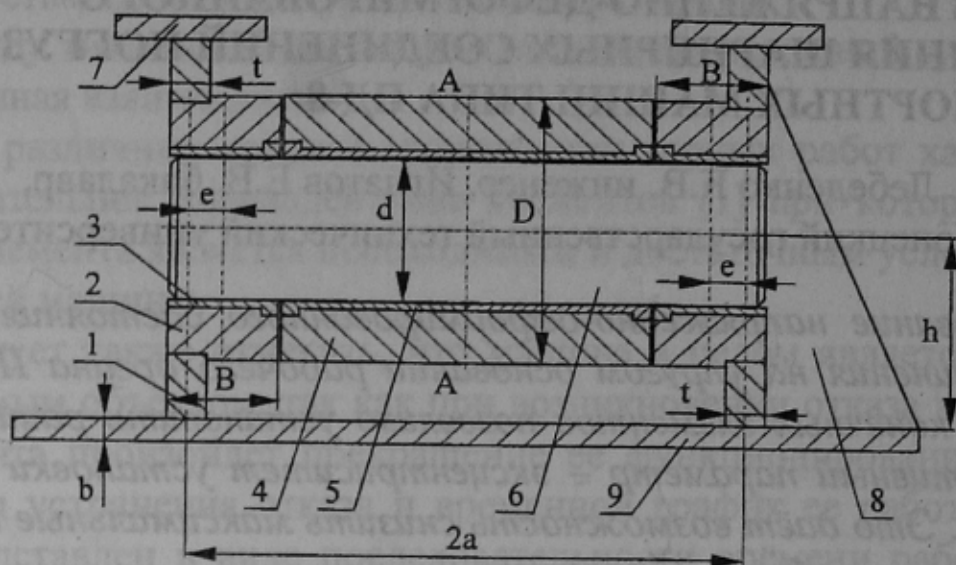


Рисунок 1 – Шарнирное соединение ПТМ

Для повышения прочности и износостойкости шарнирного соединения во втулки 2 и 4 запрессовываются термически обработанные стаканы 3 и 5 соответственно, твердость поверхностей которых достигает 51 HRC. Посадка сопряженных с пальцем 6 элементов класса D8/f9 гарантирует зазор в пределах 150 – 500 мкм. Твердость поверхности пальца 6 достигает 57 HRC. Через радиальное отверстие во втулке 4 в соединение нагнетается консистентная смазка, удерживаемая в спиральных канавках, нарезанных на внутренней поверхности стаканов 5. Для фиксации пальца в осевом направлении осуществляется его крепление к одной из проушин ШС.

Проушины ШС привариваются к упругому основанию 9 (листу металла конструкции) толщиной b . Для повышения прочности и жесткости узла применяются специальные обечайки 7 и косынки 8. Обечайки выполняют также функцию защиты элементов шарнирного соединения от износа при выполнении рабочих операций машиной в породной массе. Конструкция чаще всего несимметрична.

Для ШС ПТМ типа ПД-8 характерны следующие соотношения их основных размеров: $D/d = 1,8...2,2$; $t/d = 0,25...0,3$; $B/t = 2,8...3,5$; $B/a = 0,4...0,5$; $t/b = 1...2,5$; $e = 20...30$ мм. Знак эксцентриситета принят условно положительным. Это означает, что втулки 2 смещены на величину эксцентриситета по отношению к проушинам в сторону срединной плоскости А-А шарнира. Отрицательный знак эксцентриситета будет означать соответствующее смещение втулок по продольной оси ШС в направлении от срединной плоскости А-А.

Для исследования напряженно-деформированного состояния ШС был принят метод МКЭ, основой которого является обобщенное уравнение равновесия достаточно малого трехмерного элемента исследуемой конструкции в пространстве с учетом принципа виртуальной работы. Для этого был использован пакет программного обеспечения LUSAS (лицензия компании FEA Ltd №1162) [2]. Опыт ранее проведенных исследований [1] подобной конструкции на основе программного пакета «РУСЬ» был принят за основу и получил свое дальнейшее развитие - ШС рассматривается на упругом основании.

На рис. 2.а приведены аксонометрические изображения пространственной модели в виде трехмерных конечных элементов (в дальнейшем МКЭ-модели) проушины ШС ковша со стрелой ПТМ ПД-8. При создании модели были приняты размеры, мм: $b = 16$, $t = 25$, $d = 100$, $B = 70$, $e = 22.5$, $h = 130$, $D = 180$ и $a = 176,5$. Величина нагрузки была принята равной 20 кН на втулку проушины.

В качестве базовых конечных элементов модели были приняты трехмерные твердые тела с 6-ю степенями свободы в каждом узле. Именно такими конечными элементами удалось реализовать в модели все имеющиеся конструктивные особенности, в том числе сварочные швы, переменность сечений и профилей листов металла. Полученные результаты исследований сопоставлялись как с данными ранее выполненной работы [1], так и с наблюдениями за работой машин в реальных проходческих забоях при реализации полного рабочего цикла ПТМ на горных предприятиях Донбасса, Грузии, России, которые проводились кафедрой в период 1985-1993 годов.

Допущения, которые после предварительного анализа были положены с основу разработки настоящей модели, сводились к следующему:

- к моделированию принята только правая половина ШС от оси А-А (рис. 1), усиленная косынкой 8; именно в этой части шарнира чаще всего наблюдались признаки поломок и заклинивания;
- ШС базируется на упругом основании, периметр которого определенным образом закреплен (см. схему закрепления на рис. 2.б); стрелками указаны направления, в которых узлы модели лишались возможности перемещаться;
- прочностные свойства сварочных швов и всех элементов металлоконструкции идентичны; в сварочных швах отсутствуют непровары и зазоры в соединениях элементов между собой.

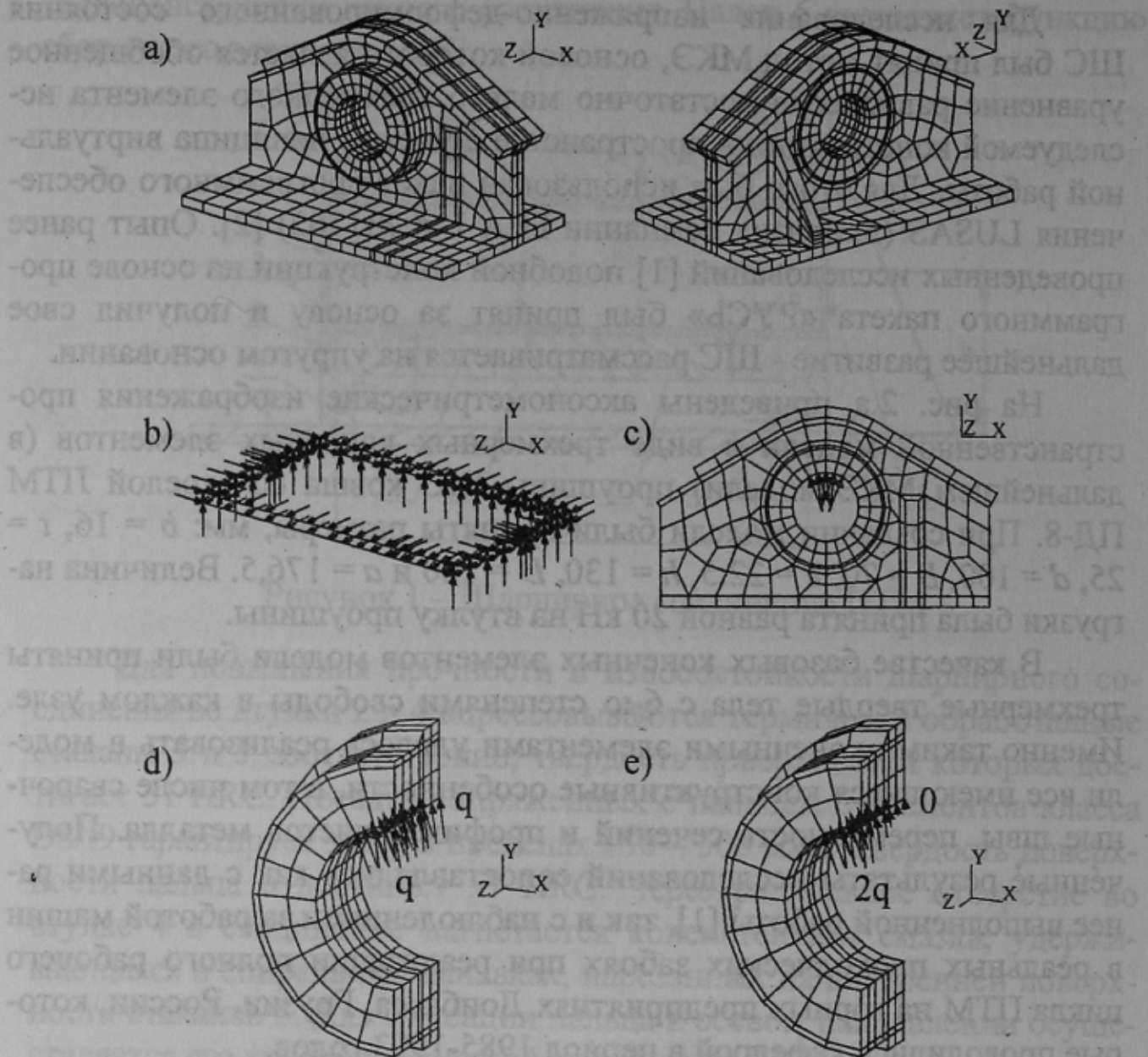


Рисунок 2 – МКЭ-модель шарнирного соединения ПТМ

Нагрузка прикладывалась в плоскости XU к внутренней поверхности втулки в пределах углового сектора 60° как равномерно распределенная (см. рис. 2.с); такая аппроксимация распределенной нагрузки достаточно близка к реальному силовому контакту цилиндрических поверхностей пальца и втулки при данных конструктивных и силовых параметрах согласно [3].

Напряженно-деформированное состояние конструкции анализировалось при следующих варьируемых параметрах:

- направление вектора результирующей нагрузки в плоскости XU под углом α относительно оси U в пределах $0 - 300^\circ$ с шагом 60° ; на рис. 2.с. изображена нагрузка с $\alpha = 0^\circ$;

- закон распределения нагрузки по ширине втулки B в плоскости YZ принимается либо равномерным с интенсивностью q (рис. 2.d), либо неравномерным, “треугольной” формы с максимумом интенсивности $2q$ (рис. 2.e) [1, 3];
- эксцентриситет взаимного положения проушины и втулки в пределах $+22,5 \dots -14,5$ мм при сохранении общей ширины втулок 2 и 4 и изменении параметра a (см. рис. 1), при этом величина e изменялась с шагом в 12,5 мм.

В результате моделирования напряженно-деформированного состояния модели анализировались октаэдрические напряжения в каждом узле трехмерной модели, компонентами которого являлись напряжения $\sigma_x, \sigma_y, \sigma_z, \tau_{xy}, \tau_{yz}, \tau_{zx}$ [2].

На рис 3 цветовой гаммой показано, в качестве примера, распределение напряжений в МКЭ-модели при эксцентриситете $e = 22,5$ мм и вертикально ориентированной под углом $\alpha = 0^\circ$ неравномерной нагрузке.

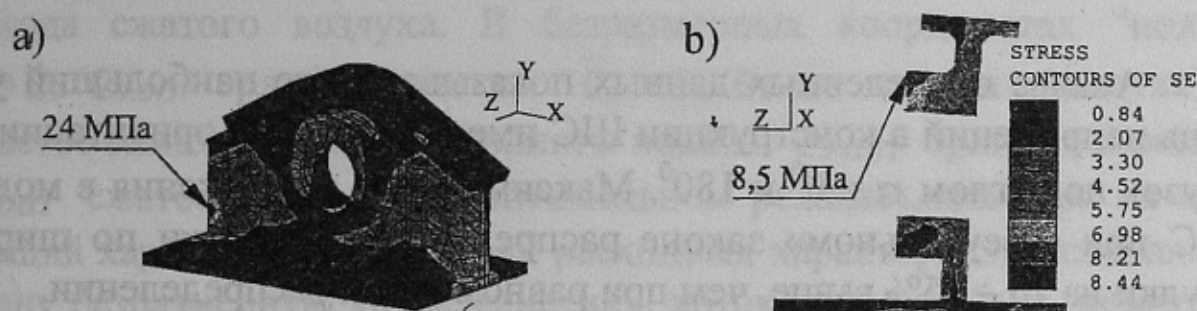


Рисунок 3 – Распределения напряжений в МКЭ-модели с $e = 22,5$ мм

Максимальные напряжения 24 МПа зарегистрированы в теле проушины у ее контура. Максимальные деформации в проушине при данной схеме нагружения достигают 93 мкм. На рис. 3.b приведено распределение напряжений и деформаций в сечении $X = 0$ мм (плоскость А–А). Наибольший уровень напряжений в этом сечении достигает всего 8,5 МПа у торца на наружном диаметре втулки.

На рис. 4.a представлены графики изменения максимальных напряжений в модели при изменении направления (угол α) результирующего вектора равномерно распределенных нагрузок и величины эксцентриситета e в указанных ранее пределах варьирования. Аналогично рис. 4.б иллюстрирует те же зависимости при “треугольном” законе распределения нагрузок по ширине втулки.

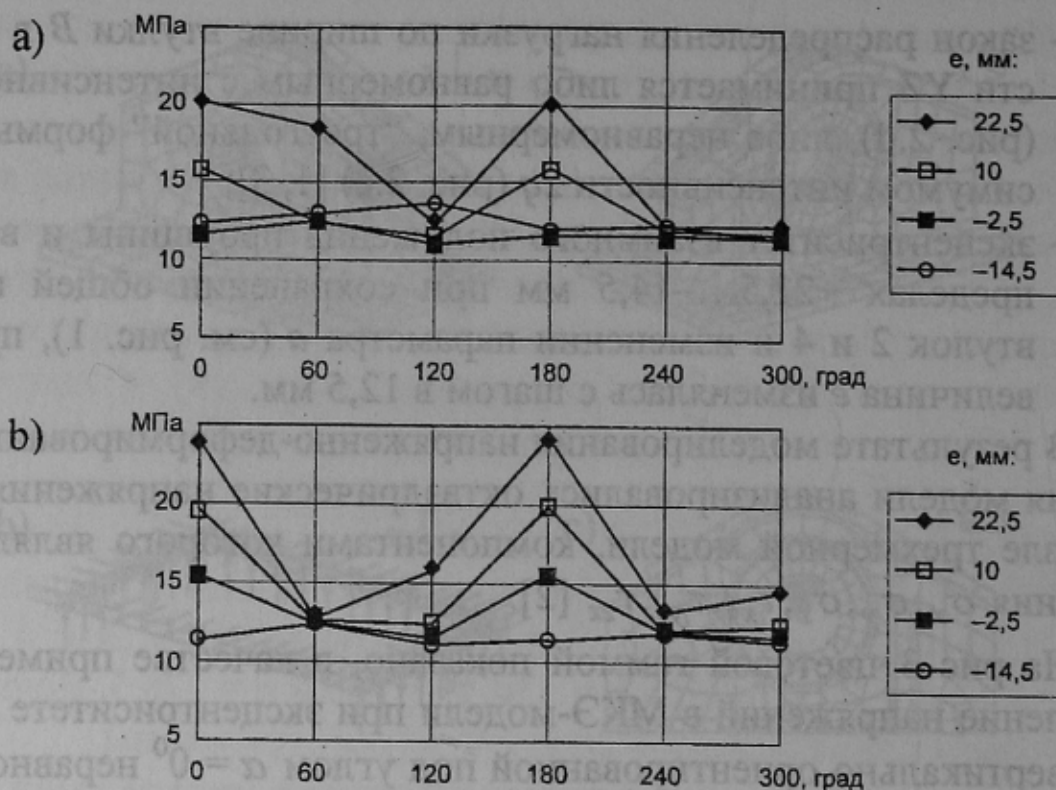


Рисунок 4 – Максимальные напряжения МКЭ-модели в функции варьируемых параметров

Анализ приведенных данных показывает, что наибольший уровень напряжений в конструкции ШС имеет место при ориентации нагрузок под углом $\alpha = 0^\circ$ и 180° . Максимальные напряжения в модели ШС при «треугольном» законе распределения нагрузки по ширине втулки на 20 – 25% выше, чем при равномерном распределении.

На основании выполненных исследований можно сделать вывод, что исходная конструкция шарнира с $e = 22,5$ мм нерациональна. Только за счет изменения величины эксцентриситета можно существенно снизить максимальные напряжения, достигающие 20 – 25 МПа, до величины 11 – 11,5 МПа. При этом и максимальные деформации снижаются с 90 до 11 мкм. Рекомендуемыми значениями эксцентриситета e можно считать диапазон от $-2,5$ до $-14,5$ мм. При уточненном законе распределения нагрузки по ширине втулки рекомендуемый диапазон значений e может быть скорректирован.

Список источников.

1. Игнатов В.И., Лебеденко К.В. Закономерности формирования нагрузок в шарнирном соединении рабочего органа погрузочно-транспортной машины типа ПД-8. / Международный симпозиум «Горная техника на пороге XXI века», 17–19 октября 1995.– М.: МГУ, 1996.– С. 198–201.
2. LUSAS. Finite Element System. Theory Manual. FEA Ltd.
3. Сухарев И.П. Прочность шарнирных узлов машин. Справочное пособие.– М.: Машиностроение, 1977.– 168 с.