Анализ напряженно-деформированного состояния подшипника

Майоров С. А.¹, Лагунова Ю. А.^{1*}

¹ Уральский государственный горный университет, г. Екатеринбург, Россия

*e-mail: yu.lagunova@mail.ru

Реферат

Введение. В статье рассмотрен расчет на прочность подшипника, установленного на шатуне щековой дробилки с учетом всех рабочих нагрузок.

Проблемы объекта. При создании особо крупных машин и систем, в случае их 3D-моделирования и детальной проработки, происходит повышение нагрузки на центральный процессор компьютера, а также на модули графической и оперативной памяти, что приводит к существенному замедлению процесса проектирования, и расчетов в частности.

Цели исследования. Рассмотреть задачу по подбору более простой расчетной модели, несложной для параметризации по сравнению с оригинальной моделью подшипника, однако обеспечивающей точность в расчете в приемлемом диапазоне погрешностей. Провести анализ напряженно-деформированного состояния подшипникового узла.

Основные методы. В расчетах использован метод конечных элементов. Использован специализированный программный пакет APM WinMachine. Проведен вычислительный эксперимент.

Выводы. Результаты вычислительного эксперимента удовлетворяют требованиям и могут быть использованы для решения дальнейших задач проектирования подшипниковых узлов. В перспективе может быть создана зависящая от параметров модель, позволяющая облегчить расчет с использованием любого типа подшипника.

Ключевые слова: расчет на прочность металлоконструкции; подшипник; щековая дробилка; метод конечных элементов; APM WinMachine.

Введение. Расчеты – это неотъемлемая часть процесса создания новых узлов и агрегатов. Вычисление напряжений, деформаций, тепловые расчеты и многое другое неотделимы от проектирования. Поэтому расчет на прочность подшипника, установленного на шатуне щековой дробилки с учетом всех рабочих нагрузок, является актуальной научной задачей.

Вопросам расчетов напряженно-деформированного состояния различных объектов посвящен ряд работ [1–9], однако все они не затрагивали вопрос расчета на прочность подшипника, установленного на шатуне щековой дробилки с учетом всех рабочих нагрузок.

Проблемы объекта. При создании особо крупных машин и систем, в случае их 3D-моделирования и детальной проработки, наблюдается повышение нагрузки на центральный процессор компьютера, а также на модули графической и оперативной памяти, что приводит к существенному замедлению процесса проектирования, и расчетов в частности.

Несмотря на это, при затраченном расчетном времени хотелось бы увидеть результат, максимально соответствующий действительности, что зачастую не представляется возможным из-за несоответствия реальной детали созданной модели ввиду множества допущений и упрощений. Однако при полном соответ-

ствии детали и модели можно столкнуться с ограниченной возможностью компьютера оперативно просчитать задачу, к тому же при повышении точности 3D-графики затрачивается больше времени на ее непосредственную проработку.

Ярким представителем такого случая являются часто применяемые в различных узлах и агрегатах подшипники качения. Рассмотрим подшипник шариковый радиальный однорядный 210 ГОСТ 8338-75, установленный на шатуне дробилки ШД-10М, производства фирмы «ВИБРОТЕХНИК», в количестве четырех штук (рис. 1, 13).

Рис. 1. Дробилка щековая ШД-10М:

1 – корпус; 2 – основание; 3 – шатун; 4 – загрузочный бункер; 5 – электродвигатель; 6 – броня; 7 – щека неподвижная; 8 – щека подвижная; 9 – клин; 10 – уплотнение; 11 – ось основания; 12 – регулировочный узел; 13 – подшипник шатуна; 14 – вал эксцентрика; 15 – рычаг; 16 – ось рычага; 17 – подшипник корпуса; 18 – корпус подшипника; 19 – шкив ведомый; 20 – шкив ведущий; 21 – ремень приводной; 22 – кожух; 23 – маховик; 24 – кожух; 25 – плита подмоторная; 26 – ось; 27 – винт; 28 – контргайка; 29 – шиббер; 30 – масленка; 31 и 32 – откидные крышки; 33 – латчер; 34 – крышка; 35 – латчер; 36 – кронштейн; 37 – стоп-кнопка; 38 – микровыключатель; 39 – заглушка; 40 – контргайка; S – разгрузочная щель

Fig. 1. Jaw crusher JC -10M:

1 – case; 2 – base; 3 – connecting rod; 4 – loading hopper; 5 – electric motor; 6 – armor; 7 – fixed jaw; 8 – movable jaw; 9 – wedge; 10 – seal; 11 – base axis; 12 – control unit; 13 – connecting rod bearing; 14 – eccentric shaft; 15 – lever; 16 – lever axis; 17 – housing bearing; 18 – case bearing; 19 – driven pulley; 20 – driver pulley; 21 – drive belt; 22 – casing; 23 – flywheel; 24 – casing; 25 – slide plate; 26 – axis; 27 – screw; 28 – lock-nut; 29 – gate; 30 – lubricating box; 31 and 32 – hinged covers; 33 – latch; 34 – cover; 35 – latch; 36 – bracket; 37 – stop button; 38 – microswitch; 39 – stub; 40 – a lock-nut; S – relieve slot

Базы программ 3D-моделирования предлагают модели подшипников упрощенного вида (рис. 2), что, естественно, облегчает сборку модели, но искажает расчетный результат ввиду несоответствия действительности, а именно реальному подшипнику.

Существуют базы программного обеспечения, предлагающие модели, приближенные к реальности. Но при использовании таких моделей существенно по-

вышается нагрузка на компьютер. При расчетах в различных специализированных пакетах (например, Ansys, Solid Works и др.) далеко не всегда компьютер способен просчитать такую сгенерированную модель ввиду неточностей сопряжений, интерференции и других мелких недочетов, усложняющих процесс расчета многократно. Конечно же, нельзя забывать о нестандартных подшипниках, которые не предлагаются в наборах генераторов моделей, следовательно, такие экземпляры при необходимости расчета приходится прорисовывать вручную, что вновь приводит к новым затратам времени.

Цели исследования. Рассмотрим задачу по подбору более простой и «легкой» для программ расчетной модели, несложной для параметризации и созданию по сравнению с точной моделью подшипника, однако обеспечивающей точность в расчете в приемлемом диапазоне погрешностей: $-10 < x < +5$ %.

Рис. 2. Упрощенная и точная модели подшипника качения
Fig. 2. Simplified and accurate model of a rolling bearing

Начнем с собственно расчета подшипника 210 ГОСТ 8338-75. При проведении этого вычислительного эксперимента не будем пытаться выявить максимально возможные нагрузки в подшипнике, поставим задачу добиться от разработанной модели оптимальной информативности при минимальной погрешности. Базовые характеристики подшипника приведены в табл. 1, 2.

Основные методы. Математическая модель, необходимая для проведения исследований, представляет собой совокупность моделей нагружения, формы, материала и закрепления. Построение 3D-модели проведено в программных комплексах SolidWorks и Компас. С помощью step-форматов 3D-модель передавалась в APM WinMachine, в модуль предпроцессорной подготовки APM Studio. В этом модуле задавались модели нагружения, материала и закрепления, проводилась подборка шага дискретизации и коэффициента сгущения. Непосредственно расчеты были сделаны в модуле APM Structure3D. В настоящее время наиболее эффективным приближенным методом решения прикладных задач механики является метод конечных элементов [10–13].

Результаты исследования. Подшипник считается закрепленным по всей площади внешнего кольца, на внутреннее кольцо приложена сила, эквивалентная давлению в 100 МПа относительно площади приложения усилия (по внутреннему кольцу), и принята равной 12,6 кН. Расчет выполнен в программном обеспечении APM WinMachine, специализированном модуле APM Beam. Проведено 100 внутрипрограммных вычислительных экспериментов по расчету сил, действующим

щих в подшипниках качения, результаты трех приведены далее, остальные расчетные случаи эквивалентны приведенным.

Результаты трех вычислительных экспериментов по расчету подшипника качения 210 ГОСТ 8338-75: средняя долговечность – 8,981 ч; максимальное напряжение – 3279,915 Н/мм²; выделение тепла – 589 503,839 Дж/ч; осевые биения – не определялись; радиальные биения – 65,874 мкм; боковые биения – 1,648 мкм; момент трения – 0,313 Нм; потери мощности – 163,751 Вт.

Таблица 1. Базовые характеристики подшипника
Table 1. Basic characteristics of a bearing

Параметры	Обозначения	Значения	Единицы измерения
Внутренний диаметр подшипника	d	50	мм
Наружный диаметр подшипника	D	90	мм
Ширина подшипника	B	20	мм
Радиус монтажной фаски подшипника	r	2,0	мм
Статическая грузоподъемность	C_0	19 800	Н
Динамическая грузоподъемность	C	35 100	Н
Масса подшипника	m	0,460	кг
Диаметр тел качения	d_a	12,7	мм
Число тел качения	t	10	шт

Материал подшипника – сталь ШХ15 (ШХ9, ШХ12, ШХ15СТ); класс – сталь конструкционная подшипниковая; класс технологической точности – 6.

По результатам вычислительного эксперимента видно (рис. 3), что основную нагрузку воспринимают от 4 до 5 тел качения одновременно. Общее количество тел, воспринимающих усилие, может доходить до 8–9 в зависимости от направления усилия, но основную нагрузку по-прежнему будут нести 4 тела.

Таблица 2. Механические свойства подшипника
Table 2. Mechanics of a bearing

Условия термообработки	$\sigma_{0,2}$, МПа	σ_b , МПа	δ_5 , %	Ψ , %	KCU, Дж/см ²	НВ, не более
Отжиг 800 °С, печь до 730 °С, затем до 650 °С со скоростью 10–20 град/ч, воздух	370–410	590–730	15–20	35–25	44	(179–207)
Закалка 810 °С, вода до 200 °С, затем масло. Отпуск 150 °С, воздух	1670	2160	–	–	5	62–65

$\sigma_{0,2}$ – предел текучести стали; σ_b – временное сопротивление разрыву; δ_5 – относительное удлинение после разрыва; Ψ – относительное сужение; KCU – ударная вязкость; НВ – твердость по Бринеллю.

Теперь, когда условия работы нагруженного подшипника известны, переходим к разработке 3D-модели «облегченного» для расчета варианта.

Проведено 8 вычислительных экспериментов. Каждая модель выполнена в виде единой детали максимально простой формы с соблюдением размеров и привязок. Геометрия подшипников в сборе соответствует оригиналу, изменения претерпевают лишь тела качения и канавки под них соответственно. Подробнее разберем вычислительные эксперименты.

Вычислительный эксперимент 1 – «Большой крест» (рис. 4, а). Тела качения заменены жесткой Х-образной связью с толщиной стенки 3 мм.

Вычислительный эксперимент 2 – «Большой крест» с делением на сегменты (рис. 4, б). Тела качения по-прежнему заменены жесткой Х-образной связью,

Рис. 3. Результаты вычислительного эксперимента
Fig. 3. Results of a calculation experiment

толщина стенки 3 мм, но сплошное Х-образное тело поделено на сегменты в количестве тел качения оригинального подшипника (10 шт.), со средней длиной тела, равной диаметру тела качения (12,7 мм).

Вычислительный эксперимент 3 – «Двутавр» (рис. 4, в). Тела качения заменены жесткой связью, толщиной равной диаметру тела качения (12,7 мм).

Вычислительный эксперимент 4 – «Двутавр» с делением на сегменты (рис. 4, г). Тела качения по-прежнему заменены жесткой связью, толщиной равной диаметру тела качения (12,7 мм), но сплошное тело поделено на сегменты в количестве тел качения оригинального подшипника (10 шт.), со средней длиной тела, равной диаметру тела качения (12,7 мм).

Вычислительный эксперимент 5 – «Вилы» (рис. 4, д). Тела качения заменены жесткой (из трех опор) связью, расположенной внутри радиуса тела качения оригинального подшипника. Толщина стенки 2 мм.

Рис. 4. Формы подшипника в вычислительном эксперименте
Fig. 4. Forms of a bearing in a calculation experiment

Вычислительный эксперимент 6 – «Вилы» с делением на сегменты (рис. 4, е). Тела качения по-прежнему заменены жесткой связью из трех опор, расположенной внутри радиуса тела качения оригинального подшипника, с толщиной стенки 2 мм, но сплошное тело поделено на сегменты в количестве тел качения оригинального подшипника (10 шт.), со средней длиной тела, равной диаметру тела качения (12,7 мм).

Вычислительный эксперимент 7 – «Малый крест» (рис. 4, ж). Тела качения заменены жесткой Х-образной связью с толщиной стенки 2 мм, расположенной внутри радиуса тела качения оригинального подшипника.

Вычислительный эксперимент 8 – «Малый крест» с делением на сегменты (рис. 4, и). Тела качения по-прежнему заменены жесткой связью, расположенной внутри радиуса тела качения оригинального подшипника, но сплошное Х-образное тело поделено на сегменты в количестве тел качения оригинального подшипника (10 шт.), со средней длиной тела, равной диаметру тела качения (12,7 мм).

Рис. 5. Карта напряжений анализа подшипника

Fig. 5. Bearing analysis stress card

Проведем конечно-элементный анализ опытных заготовок. Обеспечим каждую из них нагрузкой, равной той, что была приложена к подшипнику 210 ГОСТ 8338-75, сохраним также и вариант закрепления. Поскольку задача является статической, для наблюдения за распределением усилий сделаем то же самое и для подшипника 210 ГОСТ 8338-75, а именно разобьем и его на конечные элементы, просчитаем, сформируем карту результатов и дополним уже имеющуюся информацию.

Воспользуемся программами APM Studio и APM Structure3D и внутренним модулем Solid Works для анализа подшипника. Результат отображен на карте напряжений – рис. 5, *a*. Можно увидеть, что, действительно, основную нагрузку воспринимают 4–5 тел качения, о чем свидетельствуют цветные пятна в месте контактов колец и шариков, а индикаторы напряжений показывают сосредоточе-

ние усилия в определенных точках максимума, одна из таких указана знаком «MAX» на рис. 5, а. Вернувшись к первоначальному расчету подшипника в АРМ Beam, подбираем наиболее близкое из 100 расчетных положений (рис. 5, б) и получаем полную картину действия усилий и формирования напряжений как результат действия сил в конкретный момент работы подшипника.

Задействовано 6 тел качения, наиболее высокое напряжение сконцентрировано вокруг одного из тел, направление силы известно, согласно расчетному случаю (рис. 5, б), максимальная сила также приведена.

Перейдем к опытным заготовкам. За основные критерии отбора лучших результатов принимаем:

- соответствие распределения напряжений оригиналу;
- наличие концентраторов напряжений, приближенных к оригиналу;
- эквивалентность величины напряжений.

Вычислительный эксперимент 1 – «Большой крест». Напряжения распределились по всей контактной площади. Концентраторы отсутствуют. Результат – отрицательный.

Вычислительный эксперимент 2 – «Большой крест» с делением на сегменты. Напряжения распределились более сегментарно. Заметны отдельные зоны действия. Концентраторы напряжений присутствуют, но недостаточно велики. Результат – приемлемо.

Вычислительный эксперимент 3 – «Двутавр». Напряжения распределились по всей контактной площади. Концентраторы отсутствуют. Результат – отрицательный.

Вычислительный эксперимент 4 – «Двутавр» с делением на сегменты. Напряжения распределились сегментарно, отчетливо заметны зоны действия. Концентраторы минимальны, почти отсутствуют. Результат – приемлемо.

Вычислительный эксперимент 5 – «Вилы». Напряжения распределились по всей контактной площади. Концентраторы отсутствуют. Результат – отрицательный.

Вычислительный эксперимент 6 – «Вилы» с делением на сегменты. Напряжения распределились сегментарно, отчетливо заметны зоны действия. Концентраторы минимальны, почти отсутствуют. Результат – приемлемо.

Вычислительный эксперимент 7 – «Малый крест». Напряжения распределились по всей контактной площади. Концентраторы присутствуют, но столь незначительны, что ими можно пренебречь. Результат – отрицательный.

Вычислительный эксперимент 8 – «Малый крест» с делением на сегменты. Напряжения распределились сегментарно, отчетливо заметны зоны действия. Концентраторы присутствуют, но чрезмерно велики. Напряжения слишком сконцентрированы как в зонах, так и в точках. Результат – отрицательный.

Результаты вычислительных экспериментов 2, 4 и 6 оказались допустимо приемлемыми, остальные пять должного результата не дали. Сузив круг возможных решений текущей задачи, модели доработали и провели три дополнительных вычислительных эксперимента для выявления лучшего варианта.

Начнем с вычислительных экспериментов 4 и 6 в комплексе, так как методы и результаты сопоставимы. Были применены инструменты изменения формы и толщины опорных поверхностей. В случае с формой «вилы» было убрано одно из трех ребер. В «двутавре» изменена лишь форма и толщина опорных элементов. В целом, концентраторы напряжений возросли, зоны восприятия нагрузки остались практически неизменны. Рассмотрим эти два варианта совместно, так как они оба дают полную картину работы подшипника. Вариант «двутавр» хорошо показывает концентраторы напряжений, возникающие в одном-двух опорных

элементах, а вариант «вилы» отлично передает восприятие нагрузки внутренним кольцом подшипника.

Допускаем, что дальнейшие вариации формы элементов и объединение этих вариантов в один с учетом более сложной формы «шарика» приведут к необходимому результату в ущерб простоте построения. Поэтому было принято решение отказаться от использования этих расчетных случаев. Результат – удовлетворительный в комплексе из двух вариантов.

Рис. 6. Доработанный вариант типа «крест»
Fig. 6. Updated variant "cross"

Перейдем к вычислительному эксперименту 2 (рис. 6). Переработка формы была осуществлена за счет добавления плавных переходов между элементами, проще говоря, скруглений. Толщина стенки Х-образной формы была снижена до 2,55 мм. В результате пятна контакта стали более четкими, а концентраторы напряжений выросли пропорционально и сопоставимо с концентраторами в подшипнике 210 ГОСТ 8338-75. При таком типе нагружения математическая погрешность в наивысшей точке напряжений составляет 4,29 % недогруза, что входит в диапазон установленной погрешности.

Вычисления погрешности:

$$\chi = (1249 \cdot 100) / 1305 = 95,708 \%;$$

$$100 - 95,708 = 4,29 \%,$$

где χ – погрешность в наивысшей точке напряжений.

Для достоверности были проведены еще два эксперимента с различными усилиями.

При силе, эквивалентной давлению 150 МПа, получен результат:

$$\chi = (2320 \cdot 100) / 2497 = 92,91 \%;$$

$$100 - 92,91 = 7,09 \% \text{ недогруза.}$$

При силе, эквивалентной давлению 50 МПа, результат оказался следующим:

$$\chi = (773 \cdot 100) / 822 = 94,03 \%;$$

$$100 - 94,03 = 5,97 \% \text{ недогруза.}$$

Оба варианта в допустимых пределах. Результат эксперимента удовлетворительный. Конечно же, такая модель требует дополнительного анализа для выявления зависимости погрешности от параметров силы и толщины стенки X-образного тела с последующим построением поля погрешностей.

Распределение напряжений в модели отличается от реального подшипника, но не стоит забывать, что это одна деталь, она проще и «легче» классического подшипника качения, выполненного в программном обеспечении, а уровни напряжений подобны.

Выводы. Результаты вычислительного эксперимента удовлетворяют требованиям и могут быть использованы для решения дальнейших задач проектирования подшипниковых узлов.

В перспективе может быть создана зависящая от параметров модель, позволяющая облегчить расчет с использованием любого типа подшипника.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Комиссаров А. П., Лагунова Ю. А., Шестаков В. С., Орочко А. В. Особенности рабочего процесса щековых дробилок с простым и сложным качанием подвижной щеки // Горное оборудование и электромеханика. 2015. № 5. С. 31–34.
2. Калянов А. Е., Лагунова Ю. А., Шестаков В. С. Прочностной расчет станины и вала дробящего конуса конусной дробилки // Горное оборудование и электромеханика. 2015. № 8. С. 34–40.
3. Шестаков В. С., Афанасьев А. И., Симисинов Д. И. Моделирование напряженно-деформированного состояния одношарошечного бурового долота с раздельной конструкцией корпуса // Известия вузов. Горный журнал. 2015. № 7. С. 74–79.
4. Савинова Н. В., Шилов В. В., Смирнов Е. И., Логинов В. Н. Моделирование и анализ причин непрямолинейности металлоконструкций буровых вышек // Вестник Ассоциации буровых подрядчиков. 2015. № 2. С. 26–29.
5. Абдулкаримов М. К., Саитов В. И. Расчет мачты буровой установки // ГИАБ. 2016. № 11. С. 14–27.
6. Li H. T., Young B. Design of ferritic stainless steel tubular selection subjected to concentrated bearing load, Tubular Structures XVI: Proceedings of the 16th International Symposium on Tubular Structures, edited by Amin Heidarpour, Xiao-Ling Zhao, Melbourne, CRC Press. 2017. P. 513–523.
7. Zhang W., Yu C. AISI design procedures and practical examples for cold-formed steel structures, Recent Trends in Cold-Formed Steel Construction, edited by Cheng Yu. 2016. P. 53–60.
8. Donald R. Askeland, Wendelin J. Wright. The Science and Engineering of Materials. Publisher Global Engineering Timothy L. Anderson, RPK editorial services. 2015. P. 97–120.
9. Pattabiraman J. Strength of Materials. MJP Publishers, Chennai, Published by J. C. Pillai, 2013. P. 23–35.
10. Замрий А. А. Проектирование и расчет методом конечных элементов трехмерных конструкций в среде АПМ Structure 3D. М.: АПМ, 2004. 208 с.
11. Шелофаст А. В., Чугунова Т. Б. Основы проектирования машин. Примеры решения задач М.: АПМ, 2004. 240 с.
12. Блинков О. Г., Фролов С. Г., Майоров С. А. Возможности физического моделирования напряженно-деформированного состояния опорных элементов шарошечного долота // Известия УГТУ. 2017. Вып. 1(45). С. 65–67.
13. Марочник сталей и сплавов / А. С. Зубченко [и др.]. М.: Машиностроение, 2003. 784 с.

Поступила в редакцию 5 февраля 2020 года

Сведения об авторах:

Майоров Станислав Анатольевич – аспирант кафедры горных машин и комплексов Уральского государственного горного университета. E-mail: mayorov_stas@mail.ru

Лагунова Юлия Андреевна – доктор технических наук, профессор кафедры горных машин и комплексов Уральского государственного горного университета. E-mail: yu.lagunova@mail.ru

DOI: 10.21440/0536-1028-2020-3-107-117

Analysis of the stressed-deformed condition of the bearing installed

Stanislav A. Maiorov¹, Iuliia A. Lagunova¹

¹ Ural State Mining University, Ekaterinburg, Russia.

Abstract

Introduction. The article considers the calculation of the strength of a bearing mounted on the connecting rod of a jaw crusher, taking into account all workloads.

Object problems. When creating particularly large machines and systems, in the case of their 3D-modeling and detailed study, we are faced with an increased load on the central processor of the computer, as well as on the graphics and RAM modules, which leads to a significant slowdown in the design process and calculations particular.

Research aim is to consider the task of selecting a simpler and "easier" for the calculation model programs, not difficult to parameterize, compared with the original bearing model, but providing accuracy in the calculation in an acceptable range of errors. The research also aims to analyze the stress-strain state of the bearing assembly.

The main methods. In the calculations, the finite element method was used. Specialized software package APM WinMachine was also used. Computing experiment conducted.

Conclusions. The results of a computational experiment satisfy the requirements and can be used to solve further problems of designing bearing assemblies. In the future, a parameter-dependent model can be created to facilitate the calculation using any type of bearing

Key words: strength analysis of metal structures; bearing; jaw crusher; finite element method; APM WinMachine.

REFERENCES

1. Komissarov A. P., Lagunova Iu. A., Shestakov V. S., Orochko A. V. Features working process jaw crushers with simple and complex swing movable jaw. *Gornoe oborudovanie i electromekhanika = Mining Equipment and Electromechanics*. 2015; 5: 31–34. (In Russ.)
2. Kallanov A. E., Lagunova Iu. A., Shestakov V. S. Strength calculations of the strength of the frame and the shaft of crushing cone crusher. *Gornoe oborudovanie i electromekhanika = Mining Equipment and Electromechanics*. 2015; 8: 34–40. (In Russ.)
3. Shestakov V. S., Afanasiev A. I., Simisinov D. I. Modelling of stress-strain state of one-cutter rock drilling bit with distinct hull structure. *Izvestiya vysshikh uchebnykh zavedenii. Gornyi zhurnal = News of the Higher Institutions. Mining Journal*. 2015; 7: 74–79. (In Russ.)
4. Savinova N. V., Shilov V. V., Smirnov E. I., Loginov V. N. Modeling and analysis of the causes of misalignment structures metalworks drilling rigs. *Vestnik Assotsiatsii burovnykh podriadchikov = Bulletin of the Association of Drilling Contractors*. 2015; 2: 26–29. (In Russ.)
5. Abdulkarimov M. K., Saitov V. I. Calculation of mast rig. *Gornyi informatsionno-analiticheskii biulleten (nauchno-tekhnicheskii zhurnal) = Mining Informational and Analytical Bulletin (scientific and technical journal)*. 2016; 11: 14–27. (In Russ.)
6. Li H. T., Young B. Design of ferritic stainless steel tubular selection subjected to concentrated bearing load, Tubular Structures XVI: Proceedings of the 16th International Symposium on Tabular Structures, edited by Amin Heidarpour, Xiao-Ling Zhao, Melbourne, CRC Press. 2017. P. 513–523.
7. Zhang W., Yu C. AISI design procedures and practical examples for cold-formed steel structures, Recent Trends in Cold-Formed Steel Construction, edited by Cheng Yu. 2016. P. 53–60.
8. Donald R. Askeland, Wendelin J. Wright. The Science and Engineering of Materials. Publisher Global Engineering Timothy L. Anderson, RPK editorial services. 2015. P. 97–120.
9. Pattabiraman J. Strength of Materials. MJP Publishers, Chennai, Published by J. C. Pillai, 2013. P. 23–35.
10. Zamrii A. A. *Design and calculation by the finite element method of 3D structures in ADW Structure 3D*. Moscow: APM Publishing; 2004. (In Russ.)
11. Shelofast A. V., Chugunova T. B. *The fundamental of machines design. The examples of problems solution*. Moscow: APM Publishing; 2004. (In Russ.)
12. Blinkov O. G., Frolov S. G., Maiorov S. A. Study of volume-stressed state of supporting elements of a bit. *Izvestiya Uralskogo Gosudarstvennogo Gornogo Universiteta = News of the Ural State Mining University*. 2017; 1(45): 65–67. (In Russ.)
13. Zubchenko A. S. et al. *Alloys and steel grade guide*. Moscow: Mashinostroenie Publishing; 2003. (In Russ.)

Received 5 February 2020

Information about authors:

Stanislav A. Maiorov – PhD student, Department of Mining Machines and Complexes, Ural State Mining University. E-mail: mayorov_stas@mail.ru

Iuliia A. Lagunova – DSc (Engineering), Professor, professor of the Department of Mining Machines and Complexes, Ural State Mining University. E-mail: yu.lagunova@mail.ru

Для цитирования: Майоров С. А., Лагунова Ю. А. Анализ напряженно-деформированного состояния подшипника // Известия вузов. Горный журнал. 2020. № 3. С. 107–117. DOI: 10.21440/0536-1028-2020-3-107-117

For citation: Maiorov S. A., Lagunova Iu. A. Analysis of the stressed-deformed condition of the bearing installed. *Izvestiya vysshikh uchebnykh zavedenii. Gornyi zhurnal = News of the Higher Institutions. Mining Journal*. 2020; 3: 107–117. (In Russ.) DOI: 10.21440/0536-1028-2020-3-107-117