

Вывод

С точки зрения наименьшей погрешности и максимальной производительности вычислений наиболее рациональной является модель с центральным углом $\alpha=90^\circ$. При этом рациональная величина конечного элемента должна быть равна: для цилиндра и дна – $1/6$, а для сварного шва – $1/60$ от толщины стенки рабочего цилиндра гидростойки.

Литература.

1. Таразанов, И. Итоги работы угольной промышленности России за январь–сентябрь 2013 года. – Уголь. – 2013. – № 12. – С. 57–71.
2. Анализ концентраторов напряжений и усовершенствование конструкции гидростоек / П. В. Бурков, А. В. Воробьев, А. В. Анучин, В. П. Бурков // Горный информационно-аналитический бюллетень (научно-технический журнал) = Mining Informational and Analytical Bulletin (scientific and technical journal). – 2011. – Отд. вып. : Горное машиностроение. – С. 172–183.
3. Chinakhov, D. A. Study of Thermal Cycle and Cooling Rate of Steel 30XГСА Single-Pass Weld Joints // Applied Mechanics and Materials Vol. 52–54 (2011) pp 442–447 © (2011) Trans Tech Publication, Switzerland doi: 10.4028/www.scientific.net/AMM.52–54.442.
4. Chinakhov, D. A. Simulation of Active Shielding Gas Impact on Heat Distribution in the Weld Zone // Applied Mechanics and Materials Vol. 762 (2013) pp 717–721 © (2013) Trans Tech Publication, Switzerland doi: 10.4028/www.scientific.net/AMM.762.717.
5. Буялич, Г. Д. Разработка модели для исследования гидростоек на статическую прочность в среде SolidWorks Simulations / Г. Д. Буялич, А. В. Воробьев, А. В. Анучин // Природные и интеллектуальные ресурсы Сибири. Сибресурс 2012 : материалы IX Междунар. науч.-практ. конф., Кемерово, 1–2 нояб. 2012 г. В 2-х т. Т. 1. / КузГТУ. – Кемерово, 2012. – С. 153–156.
6. Буялич, Г. Д. Методика составления модели гидростойки механизированной крепи для расчетов методом конечных элементов / Г. Д. Буялич, А. В. Воробьев, А. В. Анучин // Горный информационно-аналитический бюллетень (научно-технический журнал) = Mining Informational and Analytical Bulletin (scientific and technical journal). – 2012. – Отд. вып. 7 : Современные технологии на горнодобывающих предприятиях. – С. 257–262.
7. Буялич, Г. Д. Сравнительный анализ твердотельных моделей гидростойки крепи М138 / Г. Д. Буялич, А. В. Анучин // Безопасность жизнедеятельности предприятий в промышленно развитых регионах : материалы X Междунар. науч.-практ. конф., Кемерово, 28–29 нояб. 2013 г. – Кемерово : Кузбас. гос. техн. ун-т им. Т. Ф. Горбачева, 2013. – С. 34–39.
8. Буялич, Г. Д. Влияние размерности модели на расчёт параметров цилиндров гидростоек / Г. Д. Буялич, В. В. Воеводин, К. Г. Буялич // Вестник Кузбасского государственного технического университета. – 2004. – № 5. – С. 42–44.
9. Буялич, Г. Д. Результаты расчетов цилиндра с различными типами конечных элементов / Г. Д. Буялич, В. В. Воеводин, К. Г. Буялич // Вестник Кузбасского государственного технического университета. – 2007. – № 6. – С. 20–21.
10. Буялич, Г. Д. Оценка точности конечно-элементной модели рабочего цилиндра гидростойки крепи = Estimate of the accuracy of the finite-element model of the cylinder of the hydraulic prop / Г. Д. Буялич, В. В. Воеводин, К. Г. Буялич // Горный информационно-аналитический бюллетень (научно-технический журнал) = Mining Informational and Analytical Bulletin (scientific and technical journal). – 2011. – Отд. вып. 2 : Горное машиностроение. – С. 203–206.

ОПРЕДЕЛЕНИЕ ОТКЛОНЕНИЙ ГЕОМЕТРИЧЕСКОЙ ФОРМЫ ОБОЛОЧЕК КОРПУСНЫХ ИЗДЕЛИЙ ГЕОХОДА

А.В. Вальтер, к.т.н., В.В. Аксенов, д.т.н., профессор

Юргинский технологический институт (филиал) Национального исследовательского

Томского политехнического университета

652055, Кемеровская область, г.Юрга, ул. Ленинградская, 26

E-mail: aavwalter@tpu.ru, 55vva42@mail.ru

Введение

Геоходы, как представители нового класса горных машин [1], обладают рядом особых конструктивных признаков [2]–[4]. Эти признаки обуславливают появление новых задач, связанных с созданием технологий изготовления систем и узлов геоходов [5]. Одной из таких задач является обеспе-

чение геометрической точности оболочек корпусных изделий геохода. К данным изделиям относятся головная секция, стабилизирующая секция и внешний корпус модуля сопряжения (рис. 1).

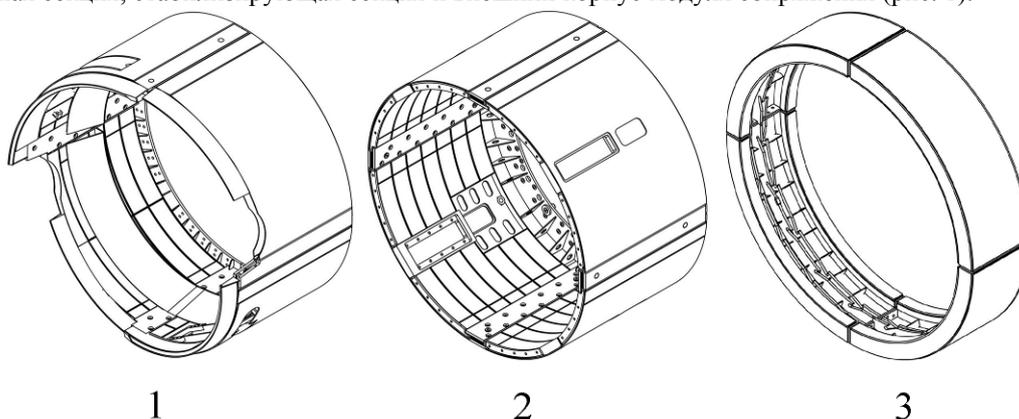


Рис. 1. Корпусные изделия геохода:

1 – головная секция, 2 – стабилизирующая секция, 3 – внешний корпус модуля сопряжения

Корпусы являются разъемными и состоят из четырех кольцевых секторов. Таким образом, поверхность оболочки состоит из четырех фрагментов цилиндрических поверхностей секторов. Поскольку механическая обработка оболочек в сборе нецелесообразна, отклонение реальной поверхности оболочки определяется формой и взаимным расположением секторов [6] (см. рис. 2).

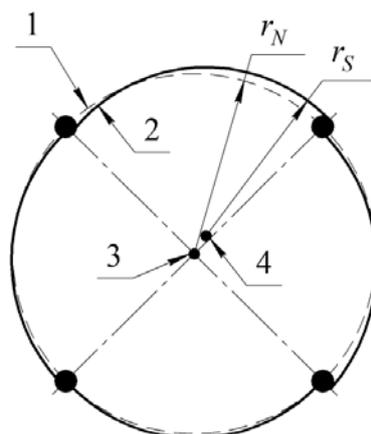


Рис. 2. Формирование профиля оболочки:

1 – номинальный профиль оболочки, 2 – профиль сектора, 3 – центр номинальной окружности, 4 – центр дуги сектора

Форма поверхности секторов закладывается на предшествующих этапах изготовления машины и, если допустить упрощение, что сектор является строго цилиндрическим, форма его поверхности описывается величиной его радиуса. Взаимное положение секторов устанавливается в процессе сборки корпуса за счет ориентации секторов при сборке [7].

Моделирование

В случае если при сборке не используется выверка, для определения отклонения профиля отдельного сектора от номинальной окружности может быть использована схема, изображенная на рис. 3. Деформациями изделия вследствие сил закрепления, аналогичных рассмотренным в работе [8], пренебрегаем.

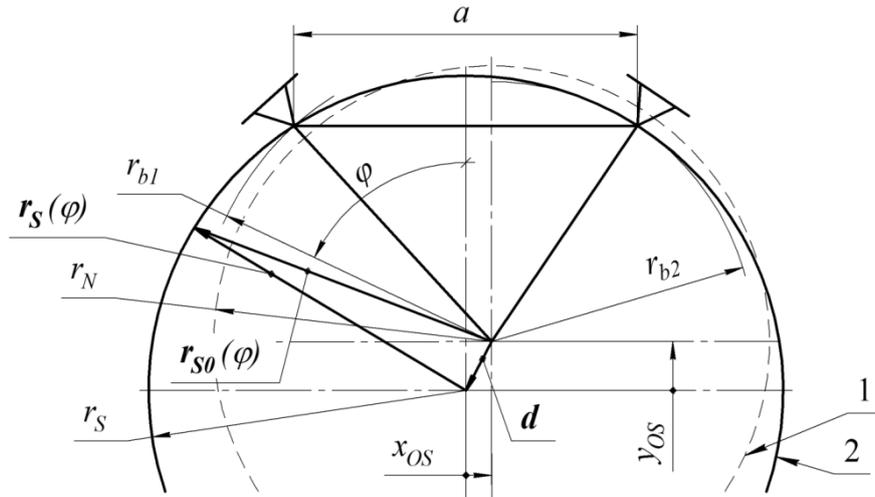


Рис. 3. Расчетная схема к определению отклонения профиля отдельного сектора:
1 – номинальный профиль оболочки, 2 – профиль сектора

Отклонение профиля сектора имеет разные значения для различных точек сектора и зависит от угловой координаты φ :

$$\Delta(\varphi) = |r_{s0}(\varphi)| - r_N; \quad (1)$$

где r_N – радиус номинальной окружности оболочки; $r_{s0}(\varphi)$ – радиус-вектор точки профиля. Радиус-вектор точки профиля является следующей суммой векторов:

$$\begin{aligned} r_{s0}(\varphi) &= r_S(\varphi) + d; \\ r_S(\varphi) &= r_S (\sin \varphi \cdot i + \cos \varphi \cdot j); \\ d &= -x_{OS}i - y_{OS}j; \end{aligned} \quad (2)$$

где x_{OS} и y_{OS} – координаты центра дуги сектора; r_S – радиус сектора. Координаты центра дуги сектора определяются из выражений:

$$\begin{aligned} y_{OS} &= \frac{2}{a} \sqrt{p(p-a)(p-r_{b1})(p-r_{b2})} - \frac{1}{2} \sqrt{4r_S^2 - a^2}; \\ p &= \frac{1}{2}(a + r_{b1} + r_{b2}); \end{aligned} \quad (3)$$

где a – расстояние между опорами; r_{b1} и r_{b2} – расстояния от центра номинальной окружности до опор.

Анализ выражений (1) – (3) показывает, что отклонение профиля сектора определяется значениями φ , r_N , r_S , r_{b1} и r_{b2} . Кроме того, $\Delta(\varphi)$ линейно зависит от r_N , соответственно выражение (1) может быть записано в виде:

$$\Delta(\varphi, r_N, r_S, r_{b1}, r_{b2}) = r_N \Delta_{rel}(\varphi, k_S, k_{b1}, k_{b2}); \quad (4)$$

где Δ_{rel} – относительное значение отклонения профиля сектора; k_N , k_S , k_{b1} и k_{b2} – относительные значения соответствующих расстояний.

В дальнейшем будем исследовать Δ_{rel} , а все вычисления производить в относительных единицах. Поскольку соответствие требованиям геометрической точности определяется по наибольшим отклонениям, то перейдем рассмотрению максимальных значений $|\Delta_{rel}|$ на участке профиля сектора, соответствующем четверти номинальной окружности. При этом существенное влияние на точность оказывает расположение опор, по которым базируется изделие [9].

На рис. 4 приведены примеры влияния расстояния между опорами a на величину максимального отклонения профиля при $r_{b1} = r_{b2} = r_N$.

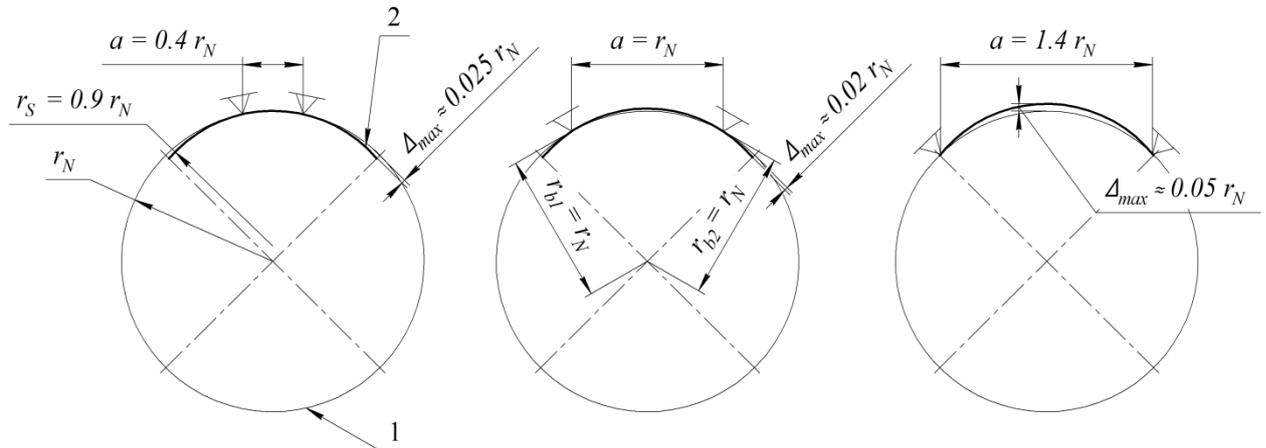


Рис. 4. Примеры влияния расстояния между опорами a на величину максимального отклонения профиля при $r_{b1} = r_{b2} = r_N$: 1 – номинальный профиль оболочки, 2 – профиль сектора

Как следует из примеров, изменение a приводит к значительному изменению максимального отклонения Δ_{max} . Причем максимальные отклонения могут возникать в крайних точках сектора или в его середине. То есть:

$$\Delta_{rel}^{max} = \max \left\{ \Delta_{rel}(0), \Delta_{rel} \left(\frac{\pi}{4} - \arcsin \frac{\sqrt{4k_S^2 - k_a^2} - \sqrt{4 - k_a^2}}{2\sqrt{2}k_S} \right) \right\}. \quad (5)$$

Результаты и обсуждение

Результаты расчетов по выражению (5) приведены на графиках рис. 5. Как следует из графиков, для каждого определённого значения k_S существует единственное значение k_a , обеспечивающее минимальное значение величины отклонения Δ_{rel}^{max} . Отличие значения k_S от единицы является результатом погрешности изготовления сектора и ограничено величиной допуска T_S (в относительном выражении t_S). Если принять номинальное значение радиуса сектора равным r_N ($k_S = 1$), а поле его допуска симметричным, то точки 1, 2, 3 на рис. 5 будут соответствовать значениям k_a , обеспечивающим минимальную величину отклонения Δ_{rel}^{max} при заданном допуске (1 – $t_S = 0.10$; 2 – $t_S = 0.20$; 3 – $t_S = 0.30$).

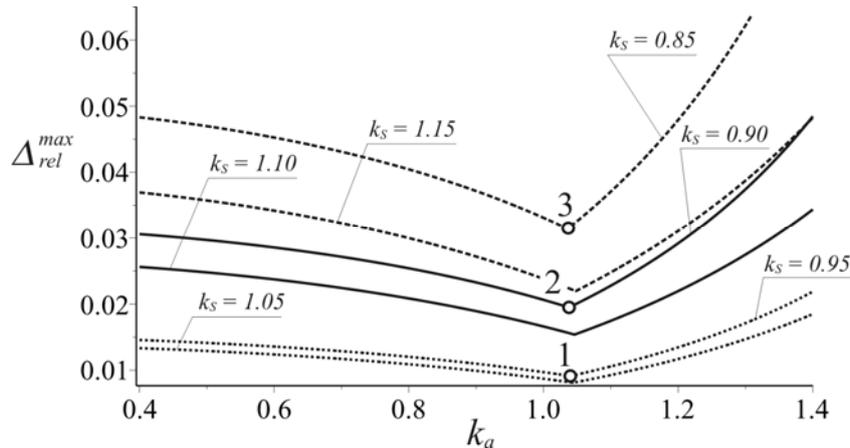


Рис. 5. Зависимость максимального отклонения профиля от расстояния между опорами a при $r_{b1} = r_{b2} = r_N$

Уменьшение и увеличение значения k_S по сравнению $k_S = 1$ на одинаковую величину различным образом влияет на зависимость $\Delta_{rel}^{max}(k_a)$. При $k_S < 1$ достигаются большие значения Δ_{rel}^{max} , чем при $k_S > 1$ в случае одинаковых отклонений от r_S . Это означает, что возникающие погрешности геометрической точности оболочек могут быть снижены при сохранении той же величины допуска T_S следующим методом: ус-

тановить номинальное значение радиуса сектора не равным радиусу номинальной окружности, или, что то же самое, назначить несимметричное поле допуска на радиус сектора.

Метод проиллюстрирован на графиках рис. 6. Рисунок содержит пары кривых, соответствующих наибольшему и наименьшему предельным размерам r_s для определенного значения номинального радиуса сектора, выражаемого величиной k_s^{nom} . Поле допуска принято симметричным ($t_s = 0.1$ и $t_s = 0.2$).

Минимальные значения Δ_{rel}^{max} для заданного допуска и номинального размера определяются как:

$$\Delta_{rel}^{min} = \min \left\{ \Delta \in R \mid \Delta = \max \left\{ \Delta_{rel}^{max} \left(k_s = k_s^{nom} + \frac{t_s}{2}, k_a \right), \Delta_{rel}^{max} \left(k_s = k_s^{nom} - \frac{t_s}{2}, k_a \right) \right\} \right\}. \quad (6)$$

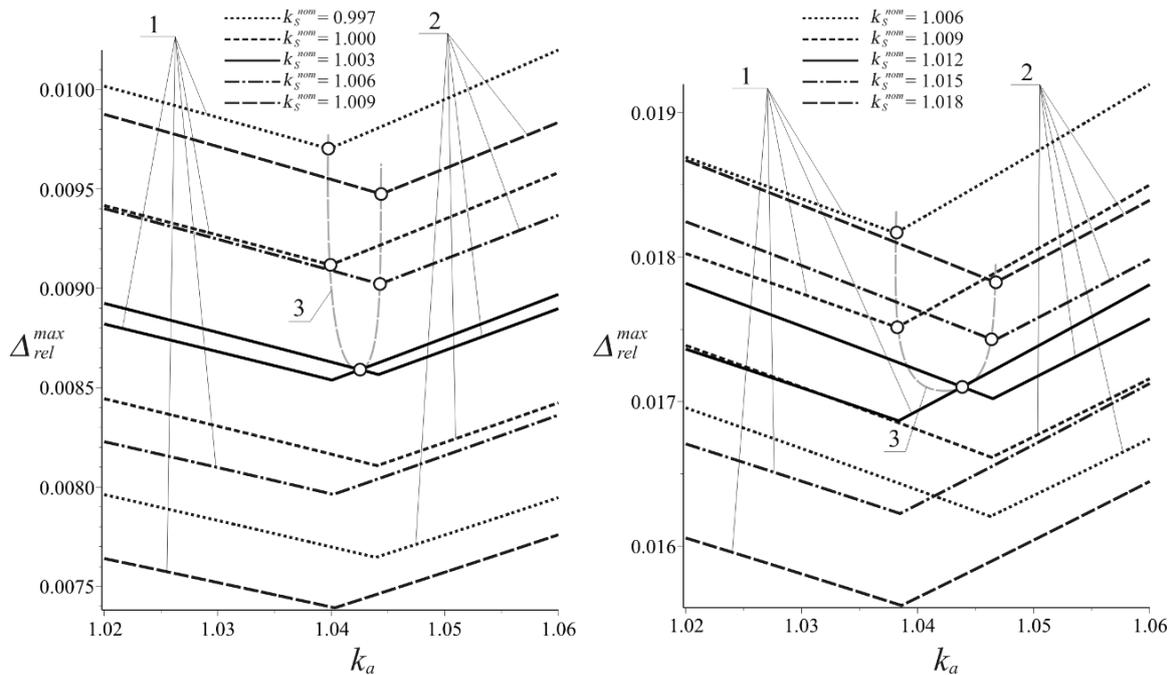


Рис. 6. Зависимость максимального отклонения профиля от расстояния между опорами a ($r_{b1} = r_{b2} = r_N$, $t_s = 0.1$) для значений допусков $t_s = 0.1$ (слева) и $t_s = 0.2$: 1 – кривые, соответствующие наименьшему предельному размеру; 2 – кривые, соответствующие наибольшему предельному размеру; 3 – кривые Δ_{rel}^{min} .

Кривые 3 на рис. 6 показывает, что для заданного допуска t_s существует единственное значение k_s^{nom} и соответствующее значение k_s , при которых достигается минимальное значение отклонения профиля. Причем указанное значение $k_s^{nom} > 1$, т. е. для повышения геометрической точности оболочки необходимо увеличивать величину радиуса сектора в сравнении с радиусом номинальной окружности.

Заключение

- Разработана расчетная схема и предложены аналитические выражения для определения величины отклонения профиля сектора корпусных изделий геохода от номинальной окружности, возникающих в процессе их сборки.
- Предложена методика определения максимальных значений отклонений профиля в зависимости от исходных параметров схемы.
- Проанализировано влияние расстояния между опорами при сборке корпуса геохода и допусков радиуса сектора на максимальные значения отклонений профиля. Установлено, что существует определенное значение расстояния, при котором обеспечивается минимальная величина отклонений профиля.
- Установлено, что положительные и отрицательные отклонения радиуса сектора от радиуса номинальной окружности вызывают различные значения максимальных отклонений профиля.
- Показано, что снижение отклонений профиля может быть обеспечено путем увеличения номинального радиуса сектора в сравнении с радиусом номинальной окружности, либо смещением

вверх поля допуска. Необходимое значение увеличения номинального радиуса сектора зависит от его допуска.

Полученные результаты достигнуты в ходе реализации комплексного проекта при финансовой поддержке Министерства образования и науки РФ. Договор №02.G25.31.0076.

Литература.

1. В. В. Аксенов, *Геовинчестерная технология проведения горных выработок*. Кемерово: ИУУ СО РАН, 2004.
2. В. В. Аксенов, А. Б. Ефременков, В. Ю. Бегляков, М. Ю. Блащук, В. Ю. Тимофеев, and А. В. Сапожкова, "Разработка требований к основным системам геохода," *Горное оборудование и электромеханика*, no. 5, pp. 3–7, 2009.
3. V. Y. Timofeev, V. V. Aksenov, and I. J. Galajamova, "Determination of parameters of roller of wave transmission with intermediate rolling bodies with hollow shaft for geokhod," *Applied Mechanics and Materials*, vol. 682, pp. 246–250, 2014.
4. V. V. Aksenov, A. A. Khoreshok, and V. Y. Beglyakov, "Justification of creation of an external propulsor for multipurpose shield-type heading machine – GEO-WALKER," *Applied Mechanics and Materials*, vol. 379, pp. 20–23, 2013.
5. В. В. Аксенов and А. В. Вальтер, "Специфика геохода как предмета производства," *Научное Обозрение*, vol. 8, no. 3, pp. 945–949, 2014.
6. M. Memon, T. Hussain, and Z. A. L. I. Memon, "Minimizing Assembly Errors by Selecting Optimum Assembly Sequence in the Assembly of a Rigid Circular Structure," *Mehran Univ. Res. J. Eng. Technol.*, vol. 31, no. 4, pp. 743–754, 2012.
7. S. Lowth and D. A. Axinte, "An assessment of 'variation conscious' precision fixturing methodologies for the control of circularity within large multi-segment annular assemblies," *Precis. Eng.*, vol. 38, pp. 379–390, 2014.
8. J. A. Camelio, S. J. Hu, and D. Ceglarek, "Impact of Fixture Design on Sheet Metal Assembly Variation," *J. Manuf. Syst.*, vol. 23, no. 3, pp. 182–193, 2004.
9. T. Liu and M. Y. Wang, "An Approximate Quadratic Analysis of Fixture Locating Schemes," in *Automation 2003*, National Chung Cheng University, Chia-Yi, Taiwan, ROC, Sep. 12-14, pp. 527–532.

МОДЕЛИРОВАНИЕ КОНТАКТНЫХ НАПРЯЖЕНИЙ КОНСТРУКЦИИ ПЛАНЕТАРНОЙ МЕЛЬНИЦЫ

Г.Т. Даненова, к.т.н., доц., Т.Б. Ахметжанов, к.т.н.

*Карагандинский государственный технический университет, г. Караганда
100027, Казахстан, г. Караганда, б. Мира, 56, тел. +7 (7212)56-75-98,
E-mail: akhmetzhanov_t@mail.ru*

В данной работе рассматривается моделирование конструкции планетарной мельницы периодического действия при взаимодействии помольных барабанов и внутренней поверхности кожуха. Моделирование выполнено на основе программы ANSYS Workbench[1].

Планетарные мельницы могут применяться во многих областях, таких как: порошковая металлургия, производство и регенерация катализаторов, производство фармацевтических препаратов, измельчение пигментов, измельчение и плакирование абразивных материалов, активация концентратов руд для гидрометаллургии и пирометаллургии, переработке трудноизмельчаемых твердых отходов, производство строительных материалов, сухих строительных смесей, керамическая промышленность, химическая промышленность, горнодобывающая промышленность.

Организация масштабного и эффективного производства тонкодисперсных и наноструктурированных порошков требует создания технологий на основе планетарных мельниц, обладающих техническими характеристиками, которые позволяют отказаться от нескольких стадий дробления-измельчения, применяемых в традиционных технологических схемах.

Процесс измельчения материалов является одним из энергоемких. С этой точки зрения определенный интерес представляют планетарные мельницы, у которых усилие разрушения создается инерционными силами. В таких мельницах можно легко изменить не только величину усилия, но и частоту циклов воздействия.

В построенной модели имеются две контактные области: между кожухом и ободками барабана; между внутренней поверхностью барабана и упрощенной моделью мелющих тел.