

Омский государственный  
технический университет  
Омское машиностроительное  
конструкторское бюро

## ОБЗОР СУЩЕСТВУЮЩИХ РАЗРАБОТОК СРЕДСТВ СПУСКА КРУПНОГАБАРИТНОГО КОСМИЧЕСКОГО МУСОРА КАК ОПЕРАЦИИ ОБСЛУЖИВАНИЯ АППАРАТОВ НА ОРБИТЕ

Проведен анализ разрабатываемых средств и способов спуска крупногабаритного космического мусора как операции обслуживания космических аппаратов на орбите. На основе проведенного исследования систематизирована информация о разрабатываемых в США, странах Евросоюза, Японии, Китае и России, основных методах обслуживания объектов на орбите (стыковка, захват) и выделены основные подходы к решению возникающих при этом задач.

**Ключевые слова:** засорение околоземного космического пространства, крупногабаритный космический мусор, стыковка с некооперируемыми объектами на орбите, обслуживание космических аппаратов на орбите.

**Введение.** Обслуживание космических аппаратов (КА) на орбите в последние годы приобретает все больший интерес не только у научного сообщества, но и организаций, занимающихся ракетно-космической деятельностью [1]. Данный интерес объясняется тем фактом, что процесс засорения околоземного космического пространства отработавшими КА в будущем может затруднить вывод новых КА на орбиту. К тому же, в случае возникновения нештатных ситуаций в процессе выведения КА на орбиту, с помощью сервисных КА может быть восстановлена работоспособность выводимого КА.

Процесс обслуживания КА на орбите включает следующие типовые операции:

- сближение и исследование пассивного космического аппарата (ПКА) активным космическим аппаратом (АКА);

- стыковка АКА с ПКА;

- проведение ремонтных работ на ПКА с помощью специализированных устройств (манипуляторов);

- дозаправка ПКА;

- транспортировка ПКА на орбиты утилизации или захоронения.

Таким образом, технологии обслуживания на орбите позволят не только восстановить работоспособность отработавших КА, но и сократить количество космического мусора на орбите.

**Технологии обслуживания КА на орбите, прошедшие стадии летных испытаний.** Впервые технология сближения и стыковки АКА ПКА, находящимся на орбите, с целью его обслуживания, была отработана Японским Национальным агентством

космических разработок (NASDA, ныне JAXA) [2–5].

В ноябре 1997 года на орбиту были выведены два КА: «Nikoboshi»-АКА и «Orihime» ПКА (рис. 1). ПКА имел массу около 400 кг и был выведен на круговую орбиту с высотой примерно 550 км.

АКА, массой 2,5 тонны, оснащался манипулятором, имеющим 6 степеней свободы и длину 2 м. После выведения на орбиту были выполнены две поставленные задачи:

- автоматическое сближение и стыковка АКА с ПКА;

- проведение работ по испытанию роботизированного манипулятора.

Информация, полученная в результате данных экспериментов, в будущем была применена при разработке космического транспортного корабля НТВ.

Для отработки техники дальнего наведения в 2005 г. Агентством по перспективным оборонным научно-исследовательским разработкам США (DARPA) был совершен запуск КА DART (рис. 2) [6–8].

Целью данной программы была отработка АКА технологии автономного поиска и сближения с ПКА на орбите, без непосредственного контроля с Земли. АКА DART был выведен на орбиту 15 апреля 2005 г. с помощью РКН «Пегас». АКА DART имел массу 360 кг, был снабжен системой видеонаблюдения и совместно с блоком выведения НАPS, снабженным двигательной установкой, должен был сблизиться с ПКА и провести работы по сближению, на финальной стадии планировалась демонстрация маневра уклонения от столкновения,

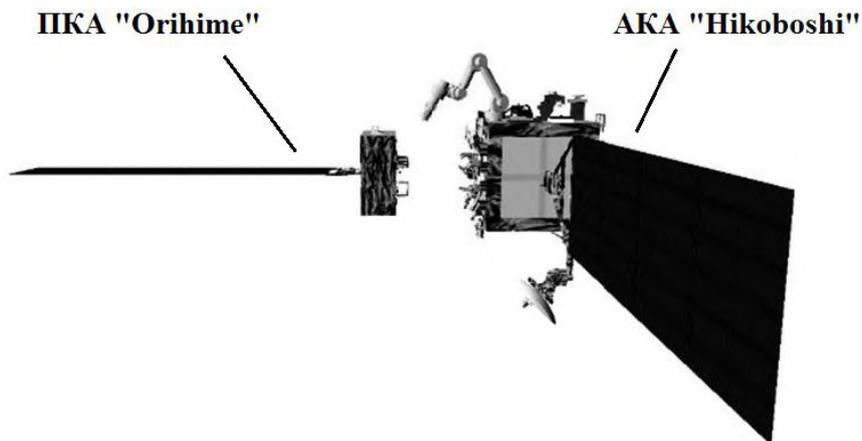


Рис. 1. Спутник ETS-VII

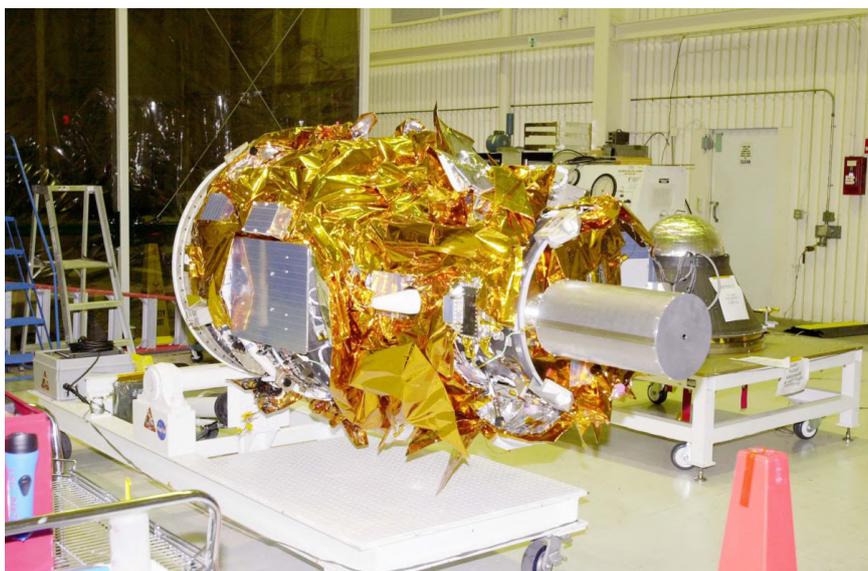


Рис. 2. Спутник DART на базе ВВС США «Vandenberg» в Калифорнии

выполненного в автоматическом режиме. ПКА служил спутник связи «Mublscom», имеющий массу 48 кг, но из-за неполадок с бортовым оборудованием DART столкнулся с ПКА и миссия была прервана, а проект не получил дальнейшего развития.

Наибольшего прогресса в области стыковки и КА на орбите достиг проект DARPA под названием OEDS [9 – 12].

Для проведения эксперимента было запущено два КА: ASTRO-АКА и NextSat — ПКА (рис. 3). Оба КА были выведены на орбиту в марте 2007 года РКН «Атлас-5» на круговую орбиту высотой 492 км. АКА ASTRO, массой 700 кг, оснащался манипулятором с шестью степенями свободы. Масса ПКА NextSAT — 224 кг.

На орбите были осуществлены следующие работы:

- первое автономное сближение с расстояния 7 км и захват объекта;
- первый «мягкий» (нулевые скорости на момент контакта) захват ПКА;
- первый автономный захват ПКА роботизированным манипулятором;
- первое автономное перемещение компонентов с одного КА на другой с помощью роботизированного манипулятора;

— первое автономное перемещение топлива с одного КА на другой.

На данный момент проект OEDS является наиболее успешной реализацией технологии сближения АКА с ПКА с последующим захватом ПКА и его обслуживанием.

**Технологии, находящиеся в стадии наземной разработки.** Немецкий Аэрокосмический Центр ведет разработку проекта под названием DEOS [13 – 14]. Планируется запуск АКА и ПКА (рис. 4) на круговую орбиту высотой около 550 км. По плану, АКА должен совершить сближение с ПКА и его захват с целью последующего обслуживания и, в случае необходимости, осуществить ПКА с орбиты. Запуск проекта планируется в 2018 году.

Японское космическое агентство JAXA ведет разработку мини-АКА, способного уводить с орбиты несколько целей. АКА после сближения с целью устанавливает на неё модуль с электродинамическим тросом и совершает маневр к следующей цели. За счет электродинамического троса орбита цели постепенно снижается до схода цели с орбиты [15].

Швейцарский космический центр также ведет разработку микроКА для захвата и увода объектов с орбиты [16 – 17]. Предполагается использование

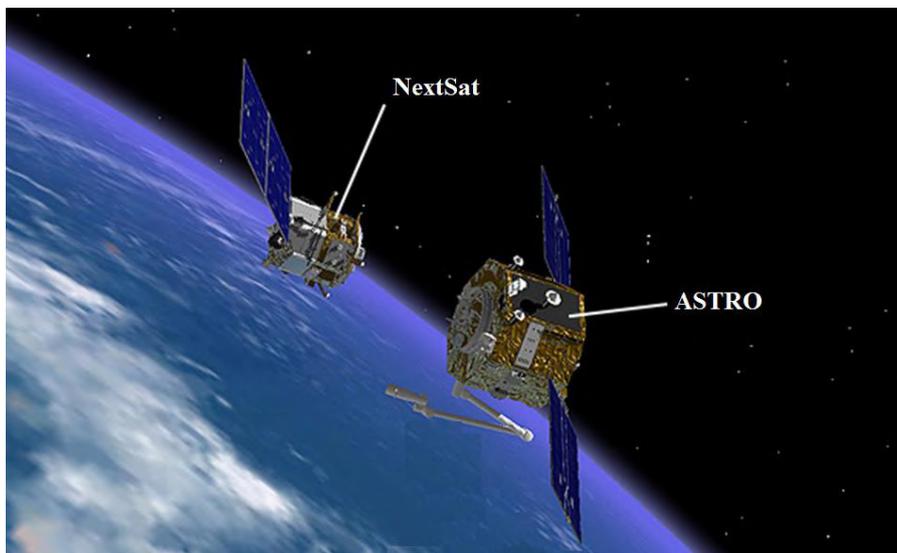


Рис. 3. ASTRO и NextSAT на околоземной орбите

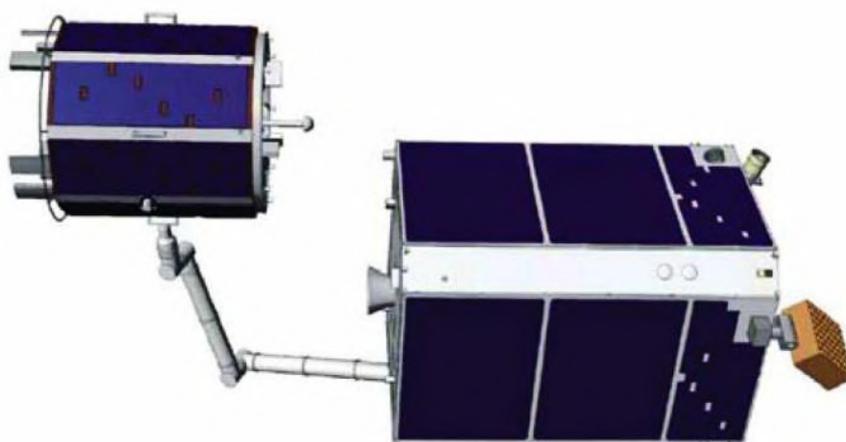


Рис. 4. АКА (справа) и ПКА (слева) проекта DEOS

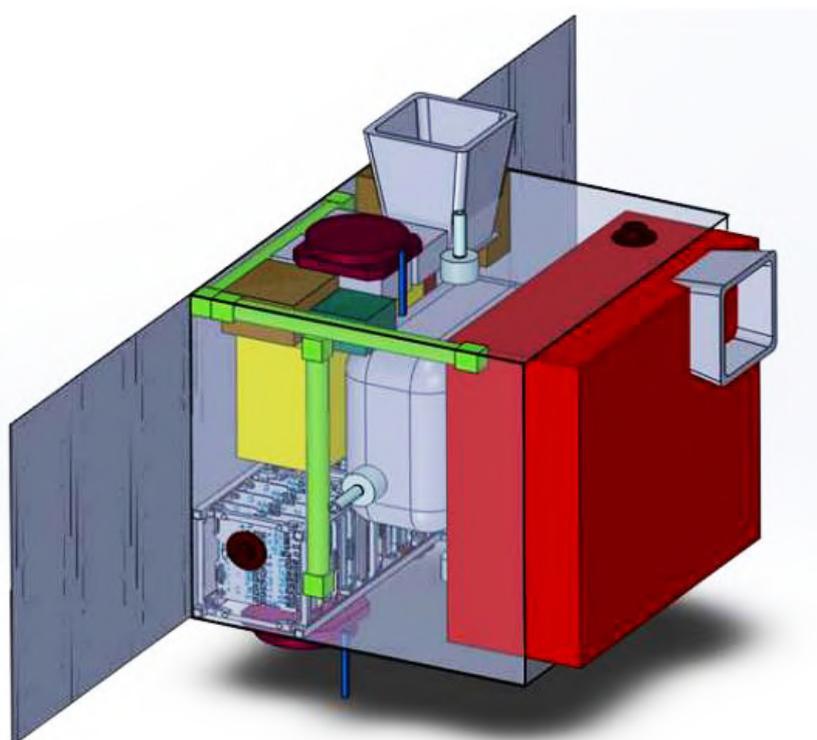


Рис. 5. АКА CleanSpace One

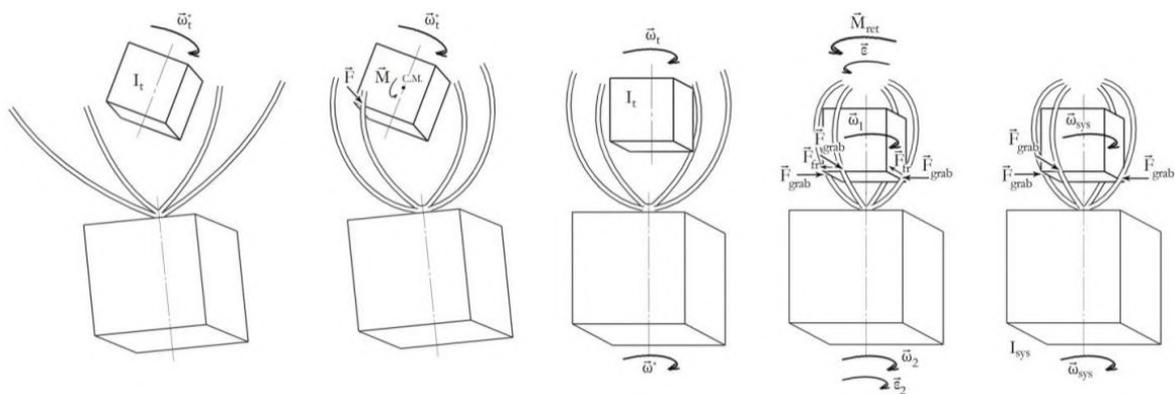


Рис. 6. CleanSpace One: схема захвата ПКА

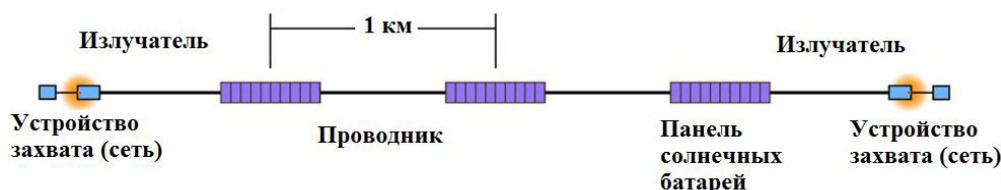


Рис. 7. Схема КА EDDE

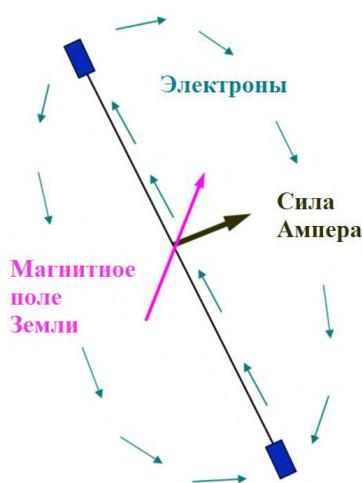


Рис. 8. Схема образования тяги КА EDDE

АКА размером 30x39x33 см массой около 30 кг, получившего название CleanSpaceOne (рис. 5). Целью для увода ПКА SwissCubeCubeSat (масса 1 кг). Предполагается разработка двух вариантов АКА: с одноразовым и многоразовым модулями захвата. Захват ПКА осуществляется по схеме, показанной на рис. 6.

Известны методы увода ПКА с орбиты с помощью использования электрической энергии, генерируемой в космическом пространстве [18]. ПКА EDDE (рис. 7) имеет два устройства захвата, выполненных в виде сети. Находящийся на низкой околоземной орбите EDDE с ПКА движется в поле тяготения Земли и окружен ионизированной плазмой. Солнечные батареи вырабатывают электричество, которое движется по длинным проводникам. При движении электричества в магнитном поле возникает сила Лоренца, действующая на объекты и используемая для увода объектов с орбиты (рис. 8).

Космическим агентством JAXA также проводятся работы в направлении использования энергии ионного облучения с целью создания тяги для увода ПКА с орбиты [19]. Как показано на рис. 9, АКА оснащается двумя двигательными установками, вырабатывающими ионное облучение (двигатели А и Б). Двигательная установка А направлена в сторону ПКА, и за счет энергии вырабатываемого излучения ПКА приводится в относительное движение. Двигательная установка Б предназначена для движения АКА вслед за движущимся ПКА. Планируется применение данной технологии для увода крупных объектов массой 1–2 тонны (при массе АКА — 1 тонна).

Европейским космическим агентством предлагается схожая технология для увода ПКА с орбиты [20]. Различия состоят в том, что на АКА приводит ПКА в движение не за счет энергии ионного излучения, а за счет химической энергии горения гибридного топлива.

РКК «Энергия» предлагает использование АКА с ядерной установкой для утилизации отработавших КА [21]. АКА будет снабжен контейнером для сбора КА с целью их последующего сжигания либо транспортировки на безопасные орбиты.

Агентство NASA, с целью разработки техники и методов обслуживания спутников на орбите, а именно, их ремонта и дозаправки, проводит на Международной космической станции комплекс работ, получивших название RPM [22]. Эксперименты предусматривают проведение работ над специально разработанным и предварительно выведенным в открытый космос модулем RPM. Масса модуля 250 кг, он снабжен необходимыми интерфейсами и включает бак на 1,7 л жидкого этанола (для демонстрации возможности перекачки жидкости). Работы по обслуживанию осуществляются роботизированным манипулятором «Dextre» (рис. 10).

Программа КНР по обслуживанию КА на орбите CESSORS предполагает использование АКА, снабженного роботизированным манипулятором. Планируется вывод АКА на орбиту, сближение с ПКА,

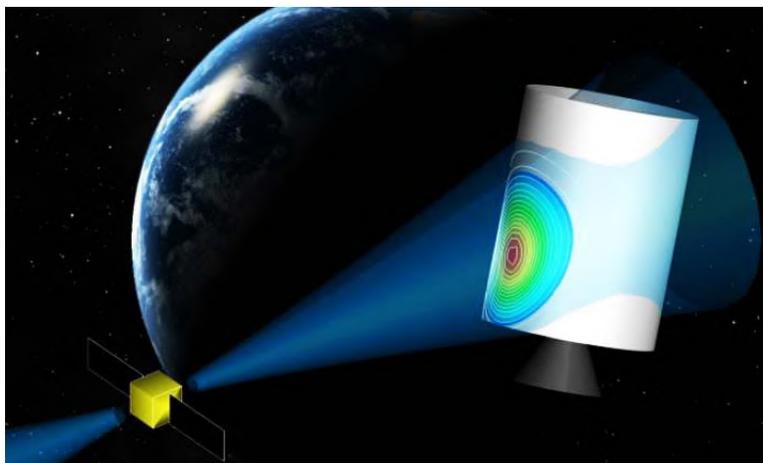
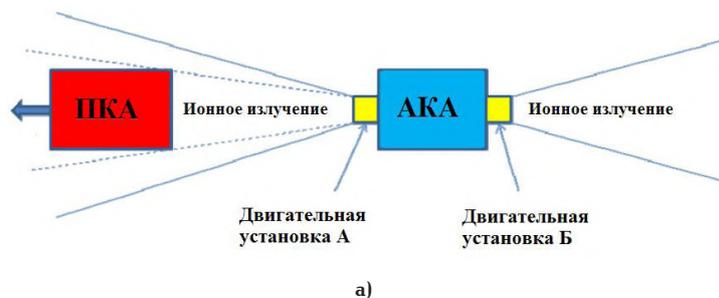


Рис. 9. Увод ПКА за счет энергии ионного излучения:  
а) схематическая демонстрация принципов работы технологии;  
б) художественная демонстрация технологии



Рис. 10. Манипулятор «Dextre» осуществляет обслуживание модуля RPM

его облет и осуществление операций обслуживания с помощью манипулятора [23].

**Исследования, проводимые в Омском государственном техническом университете.** ОмГТУ совместно с университетами Италии проводит исследования технологии увода ПКА за счет АКА, имеющего двигательную установку на гибридном топливе [24].

Миссия по уводу ПКА включает стадии выбора ПКА для увода, сближения с выбранным ПКА, захват ПКА с последующим уводом.

Имеет место широкое распространение методов буксировки ПКА на основе использования тросовых систем. АКА снабжается устройством захвата, связанным с АКА посредством троса [25–27]. После захвата ПКА связка «ПКА–трос–АКА», за счет тяги двигательной установки АКА, совершает маневр увода с орбиты. Реализация проекта показана на рис. 11. Разработки данной технологии ведутся параллельно Европейским аэрокосмическим и оборонным концерном (EADS Astrium), Колорадским университетом (США), ОмГТУ.

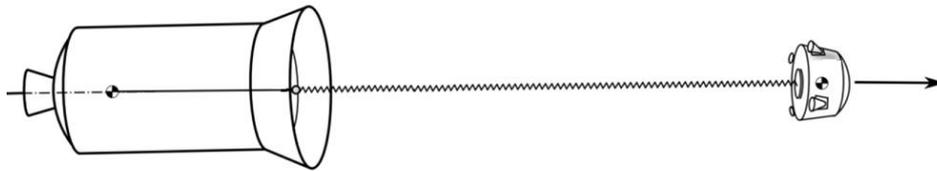


Рис. 11. Связка «ПКА–трос–АКА»

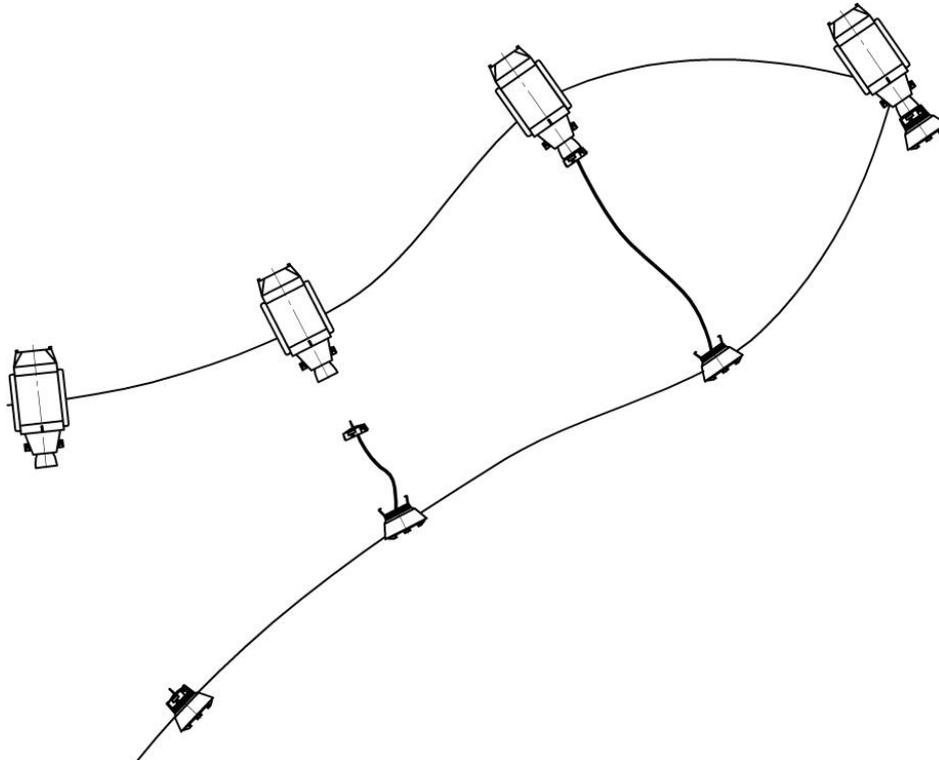


Рис. 12. Образование связки «ПКА+КМБ+АКА»

Предложенный ОмГТУ способ стыковки АКА и ПКА [28–30] является сочетанием нескольких известных в настоящее время методов. АКА, снабженный космическим микробуксиром (КМБ) выводится в окрестность ПКА. КМБ, связанный с АКА тросом, совершает маневр к ПКА и осуществляет с ним стыковку. Далее, за счет тросовой системы, производится стягивание АКА, КМБ и ПКА в одну связку и увод за счет двигательной установки АКА образовавшейся связки с орбиты. Этапы образования связки «АКА + КМБ + ПКА» показаны на рис. 12.

В [27] сформулированы общие требования по выбору последовательности увода ПКА на основе сравнения критерия, например, вероятности столкновения ПКА с другими космическими объектами, для каждого ПКА. Компенсацию накопленных ошибок параметров движения АКА при предыдущих маневрах, а также системы целеуказания распределяют между корректирующими импульсами АКА на этапе дальнего наведения и на участке самонаведения.

#### Выводы

1. Спуск КА с орбиты рассмотрен как один из этапов обслуживания КА на орбите, которому предшествуют стыковка, захват, дозаправка и ремонт.

2. Выделены базовые технологии, разрабатываемые за рубежом, в том числе использование раз-

личных двигательных установок для осуществления маневров в космическом пространстве и использование роботизированных манипуляторов, как основного элемента при ремонте и дозаправке КА на орбите.

3. Рассмотрены технологии, разрабатываемые в России, в том числе в ОмГТУ.

4. Сформулировано направление разработок, главной целью которого является проведение моделирования завершающей стадии обслуживания на орбите — стадии спуска КА.

#### Библиографический список

1. Шохов, Г. В. Средства выведения нового поколения для реализации космических программ, связанных с обслуживаемым космосом // Космонавтика и ракетостроение. — 2013. — № 2 (71). — С. 78–82.
2. Oda, M. Space robot experiments on NASDA's ETS-VII satellite-preliminary overview of the experiment results // Robotics and Automation, 1999. Proceedings. 1999 IEEE International Conference on (Vol. 2). — P. 1390–1395.
3. Kazuya Yoshida. ETS-VII flight experiments for space robot dynamics and control // Experimental Robotics – VII. — 2001. — P. 209–218.
4. Kasai, T., Oda M., Suzuki T. Results of the ETS-VII mission, rendezvous docking and space robotics experiment // Proceedings of 5th International Symposium on Artificial Intelligence, Robotics

and Automation in Space (i-SAIRAS), Noordwijk, Netherlands, 1999.

5. ETS-VII chaser/target (Orihime, Hikoboshi) – Guenter's Space Page [Электронный ресурс]. – Режим доступа : [http://space.skyrocket.de/doc\\_sdat/ets-7.htm](http://space.skyrocket.de/doc_sdat/ets-7.htm) (дата обращения: 13.05.2015).

6. NASA, NESC Review of demonstration of autonomous rendezvous technology (DART) mission mishap investigation board review (MIB). Document # RP-06-119, Version 1.0, December 2006 [Электронный ресурс]. – Режим доступа : [http://www.nasa.gov/pdf/167813main\\_RP-06-119\\_05-020-E\\_DART\\_Report\\_Final\\_Dec\\_27.pdf](http://www.nasa.gov/pdf/167813main_RP-06-119_05-020-E_DART_Report_Final_Dec_27.pdf) (дата обращения: 13.05.2015).

7. DART – Guenter's Space Page [Электронный ресурс]. – Режим доступа : [http://space.skyrocket.de/doc\\_sdat/dart.htm](http://space.skyrocket.de/doc_sdat/dart.htm) (дата обращения: 13.05.2015).

8. MUBLCOM – Guenter's Space Page [Электронный ресурс]. – Режим доступа : [http://space.skyrocket.de/doc\\_sdat/mubcom.htm](http://space.skyrocket.de/doc_sdat/mubcom.htm) (дата обращения: 13.05.2015).

9. Christopher R. Randall, Bradley S. Porter, Catherine Stokley, Kenneth Epstein. NextSat on-orbit experiences // Proceedings of Sensors and Systems for Space Applications II, Orlando, FL, March 16, 2008.

10. Mulder, T. Orbital express autonomous rendezvous and capture flight operations, Part 1 of 2 and Part 2 of 2 // Proceedings of AIAA/AAS Astrodynamics Specialist Conference and Exhibit, 18–21 August, 2008, Honolulu, Hawaii.

11. ASTRO – Guenter's Space Page [Электронный ресурс]. – Режим доступа : [http://space.skyrocket.de/doc\\_sdat/astro.htm](http://space.skyrocket.de/doc_sdat/astro.htm) (дата обращения: 13.05.2015).

12. NEXTSat/GSC – Guenter's Space Page [Электронный ресурс]. – Режим доступа : [http://space.skyrocket.de/doc\\_sdat/nexsat.htm](http://space.skyrocket.de/doc_sdat/nexsat.htm) (дата обращения: 13.05.2015).

13. Sellmaier F., Boge T., Spurrmann J., Gully S., Rupp T., and Huber F. On-orbit servicing missions: Challenges and solutions for spacecraft operations // Proceedings of SpaceOps 2010 Conference, Huntsville, Alabama, USA. Pittsburgh, PA.

14. Reintsema D., Thaeter J., Rathke A., Naumann W., Rank P. and Sommer J. DEOS The German Robotics Approach to Secure and De-Orbit Malfunctioned Satellites from Low Earth Orbits // Proceeding of the Robotics and Automation in Space (i-SAIRAS), Sapporo, Japan, 2010.

15. Nishida S., Kawamoto S., Okawa Y., Terui F., Kitamura S. Space debris removal using a small satellite // Proceedings of 57th International Astronautical Congress (AIAA), Valencia, Spain, 2006.

16. CleanSpace One gripper report, 2003 [Электронный ресурс]. – Режим доступа : <http://infoscience.epfl.ch/record/188245/files/DEMES GRIPPER report - Irina.pdf> (дата обращения: 13.05.2015).

17. Richard M., Kronig L., Belloni F., Rossi S., Gass V., Raccolat C., Thiran J. P., Araomi S., Gavrilovich I., Shea H. Uncooperative rendezvous and docking for MicroSats // Proceedings of 6th International Conference on Recent Advances in Space Technologies, Istanbul, Turkey, 2013.

18. Pearson J., Carroll J., Levin E. Active debris removal: EDDE, the ElectroDynamic Debris Eliminator // Proceedings of Space Manufacturing 14: Critical Technologies for Space Settlement. Mountain View, CA, 2010.

19. Kitamura S., Hayakawa Y., Kawamoto S. A reorbiter for GEO large space debris using ion beam irradiation // Proceedings of 32nd International Electric Propulsion Conference. Wiesbaden, Germany, 2011.

20. Lavagna M., Benvenuto R., De Luca L., Maggi F., Tadini P., Graziano M. Contact-less active debris removal: the hybrid

propulsion alternative // Proceedings of 5th European Conference for Aerospace Sciences, Munich, 2013.

21. Вести.ру: «Энергия» разрабатывает ядерный утилизатор космического мусора [Электронный ресурс]. – Режим доступа : <http://www.vesti.ru/doc.html?id=325040> (дата обращения: 21.05.2015).

22. Satellite Servicing Capabilities Office [Электронный ресурс]. – Режим доступа : <http://ssco.gsfc.nasa.gov/index.html> (дата обращения: 17.05.2014).

23. Liang B., Li C., Xue L. J. [et. al.] A Chinese small intelligent space robotic system for on-orbit servicing // Proceedings of IEEE/RSJ International Conference on Intelligent Robots and Systems, Beijing, China, 2006.

24. De Luca L. T., Bernelli F., Maggi F., Tadini P., Pardini C., Anselmo L., Grassi M., Pavarin D., Francesconi A., Branz F., Chiesa S., Viola N., Bonnal C., Trushlyakov V., Belokonov I. Active space debris removal by a hybrid propulsion module // Acta Astronautica. – 2013. – Vol. 91. – P. 20–33.

25. Clerc X., Retat I. Astrium vision on space debris removal // Proceedings of 63rd International Astronautical Congress, Naples, Italy, 2013.

26. Lee E., Jasper Z., Seubert Carl R., Schaub Hanspeter, Trushlyakov V., Yutkin E. Tethered tug for large low earth orbit debris removal // Proceedings of AAS/AIAA Astrodynamics Specialists Conference, Charleston, South Carolina, 2012.

27. Aslanov V., Yudin V. Dynamics of large space debris removal using tethered space tug // Acta Astronautica. – 2013. – Vol. 91. – P. 149–156.

28. Пат. 2521082 Российская Федерация, МПКВ64G 1/64. Способ стыковки космических аппаратов / Трушляков В. И., Юткин Е. А., Макаров Ю. Н., Олейников И. И., Шатров Я. Т.; заявитель и патентообладатель Омский гос. техн. ун-т. – № 2012136164/11; заявл. 21.08.2012; опубл. 27.06.2014, Бюл. № 18. – 10 с.

29. Пат. 2531679 Российская Федерация, МПК В64G 1/64. Способ очистки орбиты от космического мусора / Трушляков В. И., Макаров Ю. Н., Олейников И. И., Шатров Я. Т.; заявитель и патентообладатель Омский гос. техн. ун-т. – № 2012136161; заявл. 28.08.2012; опубл.: 27.10.2014, Бюл. № 30.

30. Пат. 2490183 Российская Федерация, МПК В64G1/64, F42B15/36. Стыковочное устройство КА / Трушляков В. И., Юткин Е. А., Тютебаев Т. Т., Макаров Ю. Н., Шатров Я. Т.; заявитель и патентообладатель Омский гос. техн. ун-т. – № 2012108867/11; заявл. 07.03.12; опубл. 20.08.13, Бюл. № 23.

31. Пат. 2462399 Российская Федерация, МПК В64G1/00. Способ увода космического мусора с орбит полезных нагрузок на основе использования отделившейся части ракеты-носителя, разгонного блока и устройства для его реализации / Трушляков В. И., Куденцов В. Ю., Шатров Я. Т., Макаров Ю. Н.; заявитель и патентообладатель Омский гос. техн. ун-т. – № 201011972/11; заявл. 18.05.10; опубл. 27.09.12, Бюл. № 27.

**ТРУШЛЯКОВ Валерий Иванович**, доктор технических наук, профессор (Россия), профессор кафедры авиа- и ракетостроения Омского государственного технического университета.

**ЮТКИН Евгений Алексеевич**, инженер-конструктор III категории ОАО «Омское машиностроительное конструкторское бюро».

Адрес для переписки: [vatrushlyakov@yandex.ru](mailto:vatrushlyakov@yandex.ru)

Статья поступила в редакцию 08.06.2015 г.

© В. И. Трушляков, Е. А. Юткин

## ПОВЫШЕНИЕ ЭКСПЛУАТАЦИОННЫХ ПОКАЗАТЕЛЕЙ КЛИНОРЕМЕННОЙ ПЕРЕДАЧИ ЗА СЧЕТ СОВЕРШЕНСТВОВАНИЯ ПРОФИЛЯ КАНАВКИ ШКИВА

В статье рассматриваются вопросы контакта клинового ремня и поверхности канавки шкива. Известно, что при изгибе клинового ремня его сечение искажается. Авторы предлагают придать канавке шкива форму, соответствующую искаженному сечению ремня. С этой целью авторами получено уравнение боковой поверхности клинового ремня.

**Ключевые слова:** клиноременная передача, контактные напряжения, деформация, эффект Пуассона, шкив.

В конструкции современных приводов широкое распространение получили клиноременные передачи. Однако данный вид передач имеет ряд недостатков: малую несущую способность, интенсивный износ ремня, проскальзывание ремня по поверхности канавки шкива, непостоянство передаточного числа.

Форма поперечного сечения клинового ремня представляет собой трапецию, форма канавки шкива при этом соответствует конфигурации сечения. Однако специалисты [1, с. 88] отмечают, что при огибании ремнем шкива, поперечное сечение ремня деформируется. Боковая поверхность становится криволинейной. Контакт криволинейной поверхности ремня с боковой поверхностью канавки шкива приводит к значительным местным напряжениям.

Уменьшить в значительной степени указанные недостатки ременной передачи можно за счет придания канавке шкива формы, соответствующей форме сечения изогнутого ремня.

Форма боковой поверхности клинового ремня при огибании им поверхности шкива зависит от двух факторов:

- эффекта Пуассона;
- изогнутости слоев ремня в поперечном направлении вследствие контакта с боковыми поверхностями канавки шкива.

Эффект Пуассона.

Влияние эффекта Пуассона на поперечное сечение клинового ремня состоит в следующем: волокна ремня, расположенные под нейтральным слоем, подвергаются деформации сжатия, и поперечное сечение ремня здесь увеличивается; волокна, расположенные над нейтральным слоем, растягиваются, и поперечное сечение здесь уменьшается.

Форма поперечного сечения ремня до деформации изгиба представлена на рис. 1а, после де-

формации, с учетом только эффекта Пуассона — на рис. 1б.

Ширину любого поперечного слоя ремня до деформации можно определить из выражения:

$$b_y = b_n + 2 \cdot y \cdot \operatorname{tg}(0,5 \cdot \varphi), \quad (1)$$

где  $b_n$  — ширина нейтрального слоя, мм;  
 $\varphi$  — угол между боковыми сторонами ремня, рад.

Коэффициент Пуассона определяется следующим выражением:

$$\mu = \frac{\varepsilon_{\text{non}}}{\varepsilon_{\text{prog}}}, \quad (2)$$

где  $\varepsilon_{\text{non}}$  — относительная деформация в поперечном направлении;

$\varepsilon_{\text{prog}}$  — относительная деформация в продольном направлении.

При этом:

$$\varepsilon_{\text{non}} = b_y - b'_y, \quad (3)$$

где  $b_y$  — ширина рассматриваемого слоя ремня до деформации, мм;

$b'_y$  — ширина рассматриваемого слоя ремня после деформации, мм.

Чтобы определить продольную деформацию  $\varepsilon_{\text{prog}}$  рассмотрим геометрию огибания шкива ремнем (рис. 2).

Величину  $\varepsilon_{\text{prog}}$  можно определить из выражения:

$$\varepsilon_{\text{prog}} = \frac{l_n - l'_y}{l_n}, \quad (4)$$

где  $l_n$  — длина участка нейтрального слоя ремня в пределах угла охвата  $\theta$ , мм;

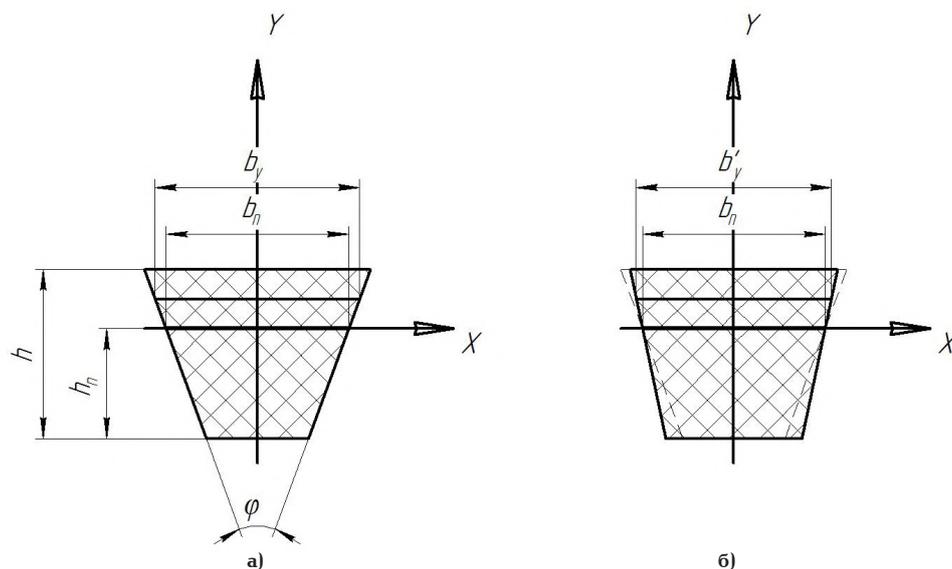


Рис. 1. Форма поперечного сечения ремня с учетом только эффекта Пуассона: а) до деформации изгиба; б) после деформации изгиба

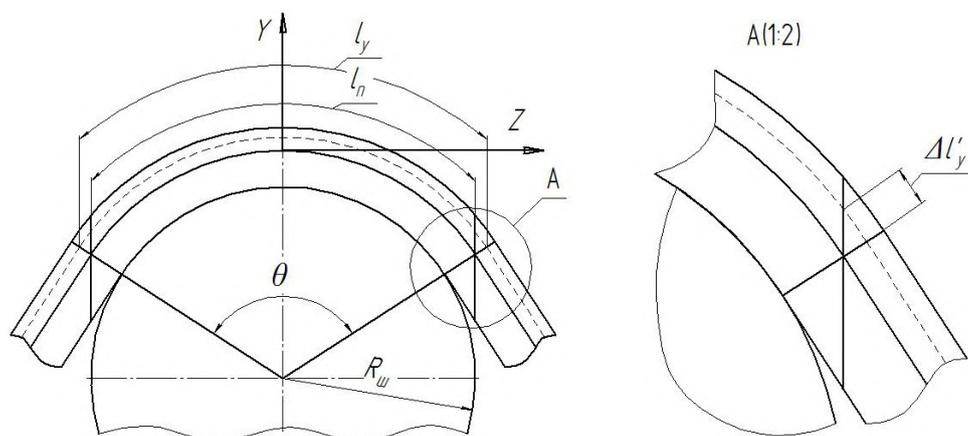


Рис. 2. Продольная деформация клинового ремня при огибании шкива

$l'_y$  — длина участка рассматриваемого слоя ремня в пределах угла охвата  $\theta$ , подвергнутого деформации в результате огибания ремня, мм.

Величины  $l_n$  и  $l'_y$  определяются соответствующими выражениями:

$$l_n = (R_w + h_n) \cdot \theta, \quad (5)$$

$$l'_y = (R_w + h_n + y) \cdot \theta, \quad (6)$$

где  $R_w$  — радиус шкива (рис. 2), мм;

$h_n$  — высота нейтрального слоя ремня (рис.1), мм;

$y$  — координата рассматриваемого слоя ремня, мм;

$\theta$  — угол охвата шкива ремнем, рад.

Из выражения (2) с учетом выражений (3), (4), (5) и (6) можно получить:

$$b'_y = b_n + y \left( 2 \cdot \operatorname{tg} \left( \frac{\varphi}{2} \right) + \frac{\mu}{R_w + h_n} \right). \quad (7)$$

**Изогнутость слоев ремня в поперечном направлении вследствие контакта с боковыми поверхностями канавки шкива.** Согласно литературным

источникам, форма поперечного сечения клинового ремня в результате изгиба имеет вид, представленный на рис. 3 [1–3].

При этом радиус кривизны нейтрального слоя  $\rho$  определяется следующим выражением [1, с. 87]:

$$\rho = \frac{R_w}{\chi \cdot \mu}, \quad (8)$$

где  $\chi$  — коэффициент уменьшения деформаций изгиба за счет вулканизации в круговой форме.

Каждое отдельно взятое поперечное волокно клинового ремня изгибается по дуге радиусом  $\rho_y$ .

$$\rho_y = \frac{R_w}{\chi \cdot \mu} - y. \quad (9)$$

Определение формы боковой поверхности клинового ремня сводится к определению разности координат  $\Delta X_i$  и  $\Delta Y_i$  (рис. 4).

Выделим на криволинейной поверхности изогнутого ремня произвольную точку М. Если не учитывать изгиба поперечных волокон ремня, а брать в расчет только эффект Пуассона, точка М занимала бы положение N.

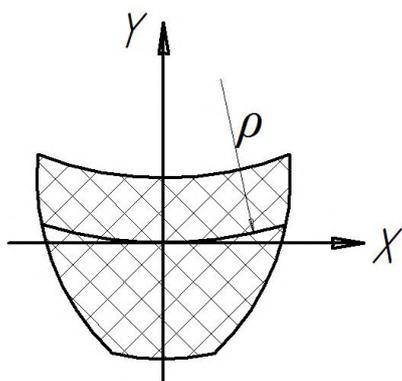


Рис. 3. Форма поперечного сечения ремня при изгибе

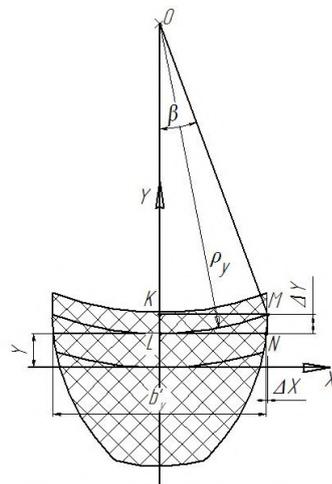
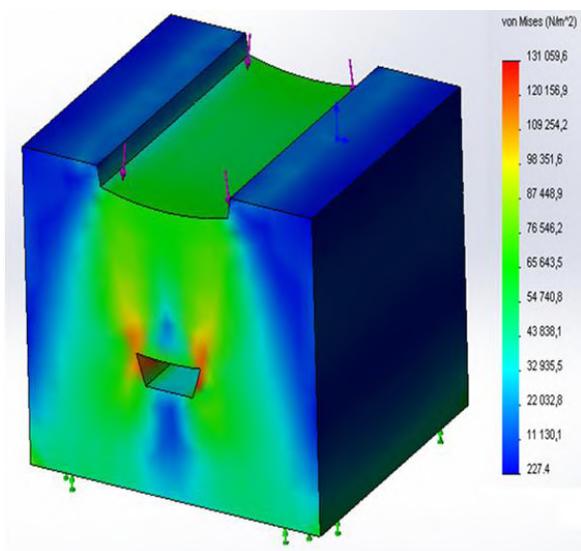
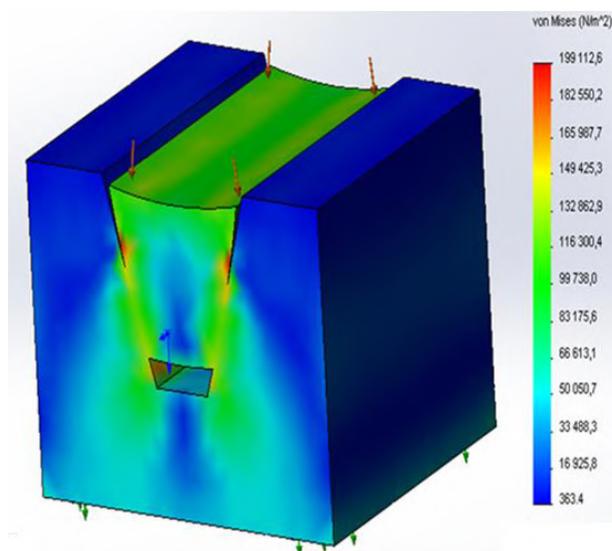


Рис. 4. Определение координат точек профиля боковой поверхности изогнутого клиновидного ремня



а)



б)

Рис. 5. Анализ контактных напряжений клиновидного ремня и канавки шкива:  
а) шкив предлагаемой конструкции, б) обычный шкив

Координаты точки N в системе XOY:

$$X_N = \frac{b'_y}{2}, \quad (10)$$

$$Y_N = Y. \quad (11)$$

Координаты точки M в системе XOY определяются следующим образом:

$$X_M = X_N - \Delta X, \quad (12)$$

$$Y_M = Y_N + \Delta Y. \quad (13)$$

Разницы координат  $\Delta X$  и  $\Delta Y$  можно определить из прямоугольных треугольников ОКМ и OLM следующим образом:

$$\Delta X = \frac{b'_y}{2} - \rho_y \cdot \sin \beta, \quad (14)$$

$$\Delta Y = \rho_y - \rho_y \cdot \cos \beta. \quad (15)$$

В свою очередь, угол  $\beta$  также можно определить следующим образом:

$$\beta = \frac{LM}{\rho_y}. \quad (16)$$

Учитывая, что

$$LM = \frac{b'_y}{2}, \quad (17)$$

можно записать:

$$\Delta X = \frac{b'_y}{2} - \rho_y \cdot \sin \frac{b'_y}{2 \cdot \rho_y}, \quad (18)$$

$$\Delta Y = \rho_y - \rho_y \cdot \cos \frac{b'_y}{2 \cdot \rho_y} = \rho_y \cdot \left( 1 - \cos \frac{b'_y}{2 \cdot \rho_y} \right). \quad (19)$$

Таким образом, координаты точки М с учетом (19) и (20):

$$X_M = \rho_y \cdot \sin \frac{b'_y}{2 \cdot \rho_y}, \quad (20)$$

$$Y_M = Y + \rho_y \cdot \left( 1 - \cos \frac{b'_y}{2 \cdot \rho_y} \right). \quad (21)$$

Полученные уравнения боковой поверхности изогнутого ремня позволяют произвести конечно-элементный анализ взаимодействия шкива и ремня. Анализ производился с использованием программного пакета Inventor. Результаты анализа представлены на рис. 5а, б.

Анализ показывает снижение контактных напряжений (с 199 кПа до 131 кПа). Кроме того, контактные напряжения распределены более равномерно. Это в значительной степени снижает указанные недостатки клиноременной передачи.

#### Библиографический список

1. Пронин, Б. А. Бесступенчатые клиноременные и фрикционные передачи / Б. А. Пронин. — М. : Машиностроение, 1980. — 320 с.

2. Проектирование механических передач : учеб. пособие для машиностроительных вузов / С. А. Чернавский [и др.]. — М. : Машиностроение, 1976. — 608 с.

3. Сторожев, В. П. Механические передачи / В. П. Сторожев. — К. : Алерта, 2005. — 784 с.

**АВЕРКОВ Константин Васильевич**, кандидат технических наук, доцент кафедры технологии транспортного машиностроения и ремонта подвижного состава Омского государственного университета путей сообщения.

Адрес для переписки: averok@yandex.ru

**КИСЕЛЬ Антон Геннадьевич**, ассистент кафедры металлорежущих станков и инструментов Омского государственного технического университета (ОмГТУ).

Адрес для переписки: kisel1988@mail.ru

**ТИТОВ Юрий Владимирович**, инженер кафедры металлорежущих станков и инструментов ОмГТУ.

Адрес для переписки: tytin-88@mail.ru

Статья поступила в редакцию 18.09.2015 г.

© К. В. Аверков, А. Г. Кисель, Ю. В. Титов

УДК 625.031.1:625.032.32

**М. И. БИСЕРИКАН  
В. В. ИВАНОВ**

Омский государственный  
университет путей сообщения

## ВЛИЯНИЕ КАЧЕСТВА МЕХАНИЧЕСКОЙ ОБРАБОТКИ НА ТЕХНИЧЕСКИЙ РЕСУРС КОЛЕС ПОДВИЖНОГО СОСТАВА

Выполнен анализ влияния ненормируемой правилами ремонта волнистости поверхности катания колес подвижного состава, возникающей вследствие недостаточно эффективной технологии ремонта, на технический ресурс колеса. Представлена математическая модель, описывающая влияние волнистости поверхности катания на характер износа.

**Ключевые слова:** абразивный износ, усталостное разрушение, межремонтный пробег, железнодорожное колесо, вагонное колесо, механическая обработка.

Основанием для разработки методики прогнозирования технического ресурса является Стратегия развития железнодорожного транспорта в Российской Федерации до 2030 г., утвержденная распоряжением Правительства Российской Федерации от 17.06.2008 № 877-р, согласно которой планируется увеличение осевой нагрузки до 25–30 тс и повышение скорости движения подвижного состава до 120 км/ч.

Одним из важнейших элементов экипажной части вагонов и локомотивов является колесо. Его параметры напрямую влияют на ходовые характеристики экипажей и безопасность движения поез-

дов. Износ колес, возникающий в процессе эксплуатации, приводит к значительным экономическим затратам.

В процессе эксплуатации динамические нагрузки на колесо изменяются в широких пределах: так, ускорение, которое возникает при прохождении колесной парой рельсового стыка, может достигать 60 g и более [1, 2]. В связи с этим возрастает уровень механических напряжений, возникающих в колесе, что интенсифицирует процесс накопления усталостных повреждений в поверхности катания. Так как максимальные напряжения наблюдаются в подповерхностном слое, то со временем это

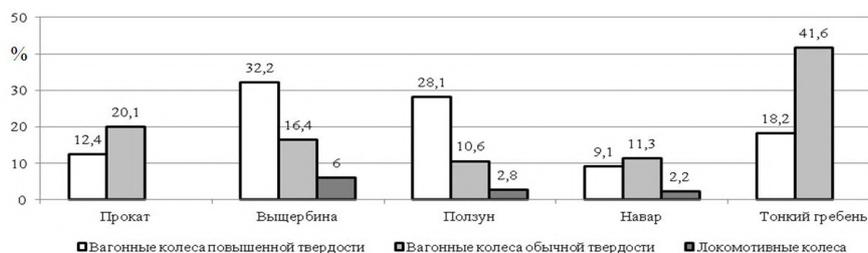


Рис. 1. Распределение эксплуатационных дефектов колес

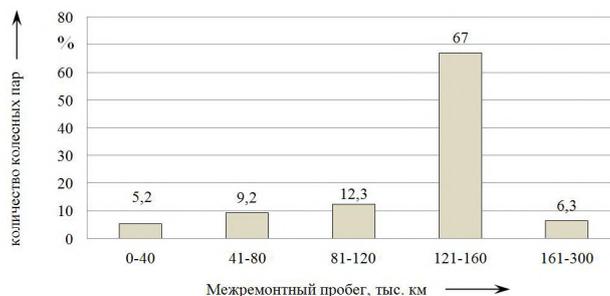


Рис. 2. Распределение вагонных колес по межремонтному пробегу

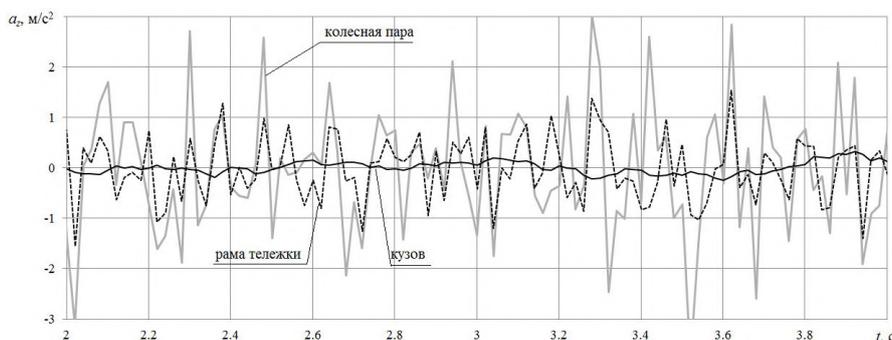


Рис. 3. Вертикальные ускорения узлов механической части локомотива

явление приводит к возникновению и росту усталостных трещин. Кроме того, существенной проблемой является абразивный износ при качении колеса по рельсу и трение о колодку при торможении. Процесс изнашивания зависит от уровня эксплуатационных нагрузок и от микропроскальзывания в зоне взаимодействия поверхностей катания колеса и головки рельса. В свою очередь, на это влияет скорость движения, состояние поверхностей катания колеса и рельса, их геометрические параметры, а также динамические характеристики экипажа.

С целью уменьшения износа поверхности катания колес на российских железных дорогах выполняется переход на колеса повышенной твердости (до 360 НВ). Анализ распределения дефектов, связанных с обточкой колес повышенной твердости, показывает, что наряду со значительным уменьшением числа отцепок грузовых вагонов на unplanned виды ремонта по таким дефектам, как прокат и подрез гребня (тонкий гребень), произошло увеличение числа отцепок по термомеханическим (ползуны) и усталостным повреждениям (выщербины) поверхности катания вагонных колес (рис. 1).

Более 30 % вагонных колес отправляются в ремонт по наличию выщербин на поверхности ка-

тания. Кроме того, число unplanned ремонтов по усталостным дефектам в локомотивном хозяйстве (рис. 1) достигает 6 %, что превышает число всех остальных дефектов.

Наличие указанных дефектов является фактором, напрямую влияющим на технический ресурс колес. Около трети колес вагонного парка имеют пробег между переточками менее 160 тыс. км (рис. 2), что обусловлено, в первую очередь, низким качеством ремонта.

Дефекты термомеханического и усталостного происхождения изменяют механические свойства металла на поверхности катания. При этом ползуны увеличивают сопротивление резанию по причине возросшей твердости, а выщербины приводят к дискретному процессу резания с возникновением ударных явлений при обточке. В результате чего после восстановления профиля поверхности катания колеса он приобретает сложный макрорельеф (технологические наследственные неровности), параметры которого не регламентированы правилами ремонта — это не учитывает устаревшая технология ремонта.

Макрорельеф, образовавшийся в результате обработки, в дальнейшем является возмущающим

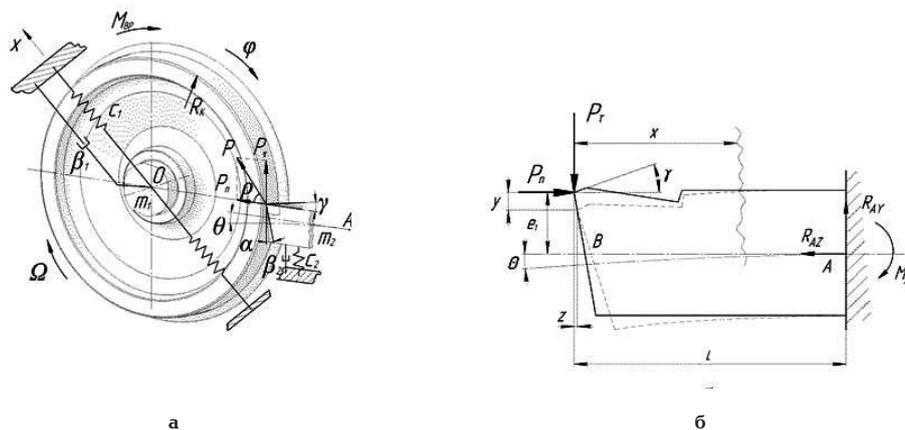


Рис. 4. Схема взаимодействия колеса с резцом, при обточке колесной пары:  
 а — схема деформации металла режущим инструментом;  
 б — схема действия на резец сил резания

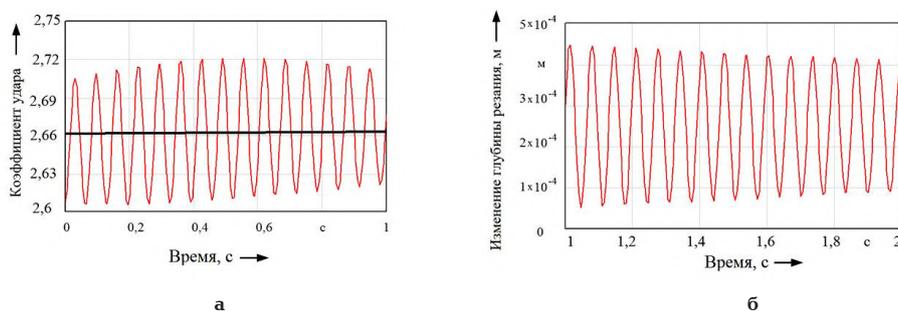


Рис. 5. Графики изменения коэффициента удара (а) и отжатия инструмента (б) при обработке колесной стали; глубина резания 5 мм, скорость резания 45 м/мин, твердость обрабатываемого материала 340НВ

фактором в процессе динамического взаимодействия колеса и рельса. По экспериментальным данным ВНИИЖТа и УрГУПСа, полученным при испытаниях всех видов подвижного состава, ускорение оси колесной пары, при использовании среднеизношенных колес в середине рельсового звена имеет значение  $1,5-2,0 \text{ м/с}^2$  (рис. 3). Исследования, выполненные в ДИИТе, выявили, что значения ускорений существенно зависят от приведенной массы и жесткости пути [3].

Для моделирования процесса восстановления профиля колеса и возникновения макрорельефа проанализированы параметры, влияющие на динамику процесса взаимодействия режущего инструмента с колесом, содержащим дефект [4].

При обточке колесных пар вследствие большой вращающейся массы (около 2,5 т — для электровозных колесных пар и 1,4 т — для вагонных колесных пар) и жесткости станка энергию удара от дефекта воспринимает твердосплавная пластина режущего инструмента, обладающая высокой твердостью и малой пластичностью. В результате чего режущий инструмент начинает совершать колебательное движение. Для обрабатываемой поверхности наиболее значимы поперечные колебания режущего инструмента, которые формируют ее макрорельеф. Параметрами, существенно влияющими на процесс ударного воздействия на режущий инструмент со стороны колеса, являются: скорость резания, напрямую связанная со скоростью вращения колеса при ремонте ( $\Omega$ , об/мин), глубина резания ( $t$ , м),

твердость обрабатываемой детали (МПа), жесткость металлорежущего станка ( $c_1$ , Н/м) и жесткость инструмента ( $c_2$ , Н/м)

Расчетная схема взаимодействия режущего инструмента и обрабатываемого колеса, представлена на рис. 4.

В расчетной схеме (рис. 4), кроме указанных выше, приняты следующие обозначения  $\beta_1, \beta_2$  — коэффициенты демпфирования станка и инструмента, Н·с/м;  $\theta$  — угол упругого прогиба режущего инструмента под нагрузкой, рад;  $P$  — сила резания, Н;  $P_t$  — касательная сила резания, Н;  $P_n$  — нормальная сила резания, Н;  $M_{vp}$  — крутящий момент электродвигателя, Н·м;  $y$  — прогиб вершины резца, м;  $e_1$  — эксцентриситет приложенной нормальной силы, м;  $\gamma$  — передний угол резца, рад;  $R_k$  — радиус обрабатываемого колеса, м;  $z$  — изменение глубины резания, вследствие упругого отжатия режущего инструмента, м;  $L$  — расстояние между точкой закрепления режущего инструмента и точкой приложения силы резания, м.

Расчетная схема взаимодействия режущего инструмента и обрабатываемого колеса представлена на рис. 4, описывается системой дифференциальных уравнений (1).

Решение системы дифференциальных уравнений (1) позволило получить выражения для определения мгновенного изменения глубины резания и коэффициента динамичности для режимов резания, используемых в ремонтных предприятиях при восстановлении профиля колес. Зависимость

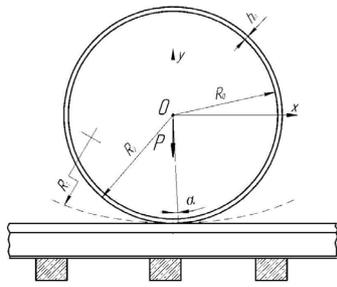


Рис. 6. Расчетная схема механизма изнашивания при взаимодействии колеса с рельсом

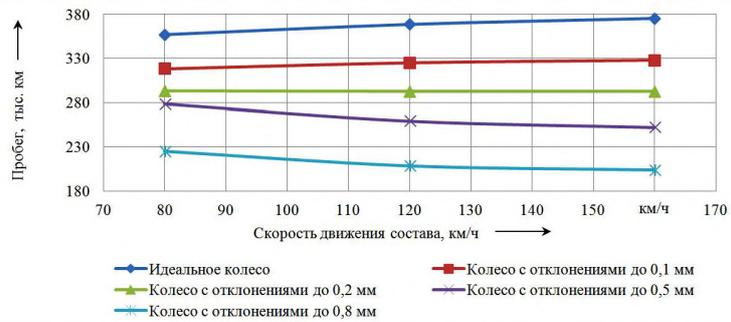


Рис. 7. График изменения пробега колесных пар в зависимости от скорости движения и параметров обработки

изменения коэффициента динамичности, определяющего увеличение силы резания при взаимодействии с выщербинной, и изменение глубины резания для принятых режимов представлены на рис. 5.

$$\begin{cases}
 J_1 \cdot \frac{d\Omega}{dT} = C_M \cdot \Phi_0 \cdot \frac{U_{gb} - C_e \cdot \Phi_0 \cdot \Omega}{R_{я}} - P(T) \cdot R_k \cdot \sin \rho; \\
 \frac{d\Omega}{dT} = \left[ \frac{\left(1 - \frac{a}{R_k}\right) \cdot \cos(\gamma + \Theta - \mu)}{R_k \cdot [1 + \sin(\gamma + \Theta - \mu)]} \right] \cdot \frac{d^2z}{dT^2} + \\
 + \left[ \frac{a}{R_k} \cdot \frac{1}{[1 + \sin(\gamma + \Theta - \mu)]} \right] \cdot \frac{dz}{dT} \cdot \frac{d\Theta}{dT} \\
 m_1 \cdot \frac{d^2x}{dT^2} + \beta_1 \cdot \frac{dx}{dT} + c_1 \cdot x = P(T),
 \end{cases} \quad (1)$$

где  $m_1$  — масса колесной пары, кг;  $J_1$  — момент инерции колесной пары, кг·м<sup>2</sup>;  $M_{вр}$  — крутящий момент электродвигателя, Н·м;  $R_{я}$  — сопротивление якоря электродвигателя, Ом;  $a$  — толщина среза, м;  $\Omega$  — угловая скорость вращения колесной пары, рад/с;  $\mu$  — коэффициент трения стружки по передней поверхности режущей пластины.

Значение коэффициента динамичности не является постоянной величиной, а изменяется в некоторых пределах. При увеличении скорости и глубины резания происходит увеличение коэффициента динамичности, возрастает нагрузка на режущую кромку инструмента и увеличивается вероятность ее откола. Кроме того, происходит увеличение амплитуды отжатия режущего инструмента от колеса.

Наличие макрорельефа на поверхностях взаимодействующих тел изменяет их контактные характеристики, к которым относятся: номинальное давление, номинальная область контакта, зависимость взаимного проникновения взаимодействующих тел от приложенной нагрузки.

При длительной работе колеса с высокими механическими напряжениями, т. е. увеличении размаха амплитуды циклов нагружений материала колеса и рельса, накапливаются усталостные повреждения, приводящие к разрушению материала колеса и рельса. Кроме того, значительные силы контактного взаимодействия приводят к повышению интенсивности изнашивания взаимодействующих поверхностей катания колеса и головки рельса.

Для определения скорости линейного износа поверхности катания колеса применен метод расчета износа цилиндрических поверхностей (рис. 6).

Указанный метод основан на усталостной теории износа и линейной интенсивности изнашивания приработанных поверхностей пропорционально давлению на поверхностях трения:

$$\gamma = \frac{k \cdot R_1 \cdot \omega \cdot \rho_1 \cdot (1 - \rho_1)}{k_v \cdot \delta_2} (\alpha \cdot \operatorname{tg} \alpha - \sin^2 \alpha), \quad (2)$$

где  $\rho_1$  — отношение радиусов контактирующих тел;  $\omega$  — угловая частота вращения колесной пары, рад/с;  $\delta_2$  — отношение толщины взаимодействующего слоя к радиусу кривизны основания;  $p$  — давление, распределенное по поверхности трения, Н/м<sup>2</sup>;  $\alpha$  — угол контакта, рад;  $k_v$  — коэффициент постели;  $k$  — коэффициент износа, показывающий величину линейного износа (мкм) при действии давления 105 Н/м<sup>2</sup> (1 кгс/см<sup>2</sup>) на протяжении пути трения 1 км для данной пары материалов и данных условий смазывания, мкм·м<sup>2</sup>/10<sup>5</sup>·Н·км;  $R_1$  — радиус сопряжения, м.

Время работы  $T_{\max}$ , ч, до достижения предельного износа макрорельефа, при котором дефект обработки будет удален с поверхности колеса, при расчетной скорости изнашивания  $\gamma$  будет определяться:

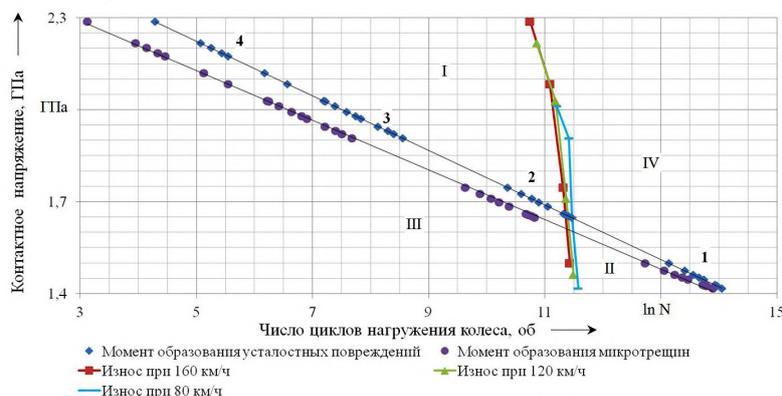
$$T_{\max} = \frac{\Delta}{\gamma}, \quad (3)$$

где  $\Delta$  — значение величины предельного проката в эксплуатации, мм.

Зависимости величины пробега колесных пар от скорости движения подвижного состава и высоты волнистости поверхности катания колес представлены на рис. 7.

Так как процесс качения колеса по рельсу характеризуется высокими значениями контактных напряжений в пятне контакта, то оценка технического ресурса должна, в первую очередь, быть основана на определении числа циклов наработки до образования дефектов усталостного характера на поверхности катания [5].

В процессе качения колеса по рельсу в пятне контакта областей с волнистостью возникают напряжения, превышающие предел прочности колесной стали, достигающие 1,8–2 ГПа. Таким образом, велика вероятность того, что в этой области произойдет зарождение и развитие усталостных трещин, приводящих в последующем к образованию выщербин на поверхности катания вагонного колеса. Число циклов до наступления предельного состояния определяется по методике, предложенной в работе [6]:



I — область усталостного разрушения; II — область абразивного изнашивания;  
 III — область отсутствия разрушения;  
 IV — область невозможной эксплуатации колес

Рис. 8. Диаграмма накопления повреждений усталостного характера в материале колес подвижного состава

$$N = N_0 \cdot \ln \left[ 1 + \left( \exp \left( \frac{\sigma - \sigma_r}{v_r} \right) - 1 \right)^{-1} \right], \quad (4)$$

где  $\sigma$  — эквивалентное механическое напряжение цикла, МПа;  $\sigma_r$  — предел выносливости материала при асимметричном цикле, МПа;  $N_0$  — число циклов до точки нижнего перегиба кривой усталости;  $v_r$  — характеристика угла наклона зависимости  $\ln N = f(\sigma)$ .

Под предельным состоянием подразумевается усталостное разрушение.

Эквивалентное механическое напряжение цикла определяется:

$$\sigma = \frac{\sigma_{\max}}{\frac{v_1}{v_2} + \left( \frac{v_1}{v_2} - 1 \right) \cdot R} - \left[ \frac{1}{1 - \left( 1 - \frac{\sigma_{-1}}{\sigma_0} \right) \cdot (1 + R)} \right] \cdot \left[ \frac{1}{\frac{v_1}{v_2} + \left( \frac{v_1}{v_2} - 1 \right) \cdot R} \right] - 1 \cdot \sigma_{-1}, \quad (5)$$

где  $R$  — коэффициент асимметрии цикла;  $v_1$  — характеристика угла наклона кривой усталости при  $R=0$ ;  $v_2$  — характеристика угла наклона кривой усталости при симметричном цикле напряжений.

Прогнозирование технического ресурса колеса грузового вагона до наступления предельного состояния выполняется в зависимости числа циклов до разрушения от величины эквивалентного и максимального механических напряжений цикла.

Рассмотрение технического ресурса колеса как сочетания абразивного и усталостного износа позволяет нормировать параметры макрорельефа (волнистости) поверхности катания колеса таким образом, чтобы обеспечить его работоспособность в условиях, исключающих зарождение и развитие усталостных дефектов.

На рис. 8 представлена диаграмма зависимости логарифма числа циклов нагружения колес до появления усталостного разрушения материала колесных пар от значения максимальных контактных напряжений. Рассматривался макрорельеф высотой

от 0,1 до 0,8 мм, на диаграмме ему соответствуют группировки точек 1–4. В зависимости от высоты неровностей и возникающих вследствие этого механических напряжений состоянии колеса в контрольный период времени может характеризоваться одним из следующих показателей: I — колесо не годно к эксплуатации по выщербинам браковочного размера; II — колесо не годно к эксплуатации по предельному прокату; III — ремонт не требуется. В области отмеченной номером IV колесо может находиться в результате решения о пригодности к эксплуатации для групп 1–2 на предыдущем осмотре или в результате недобросовестного осмотра (группы точек 3 и 4).

В результате анализа диаграммы было определено существенное влияние контактных напряжений на число циклов нагружения колес. Высокие значения контактных напряжений, соответствующие высоте волнистости от 0,5 мм (группа точек 3 диаграммы), вызывают значительное сокращение технического ресурса колеса до образования выщербины, угрожающей безопасности движения. Для снижения числа отцепок по выщербинам требуется обеспечить такое качество механической обработки (группы точек 1–2), чтобы не допустить образование макропрофиля, приводящего к разрушению колесной стали в результате усталости.

Для определения пути увеличения технического ресурса и определения причин значительного изменения амплитуды колебаний режущего инструмента были проведены дополнительные расчеты с целью выявить влияние технологических факторов на изменение высоты макронеровностей восстановленной поверхности.

В математическую модель (1) были подставлены числовые значения параметров, определяющих процесс резания (скорость и глубина резания, а также подача), значительно меньшие, чем используемые в ремонтных предприятиях ОАО «РЖД». Скорость резания задавалась 30 м/мин, глубина резания — 3 мм, подача — 1,14 мм/об. На указанном режиме в результате численного моделирования процесса резания выявлено значительное снижение амплитуды колебаний, при этом среднее значение отклонений профиля составляет 0,18 мм, а максимальные — 0,26 мм (рис. 9).

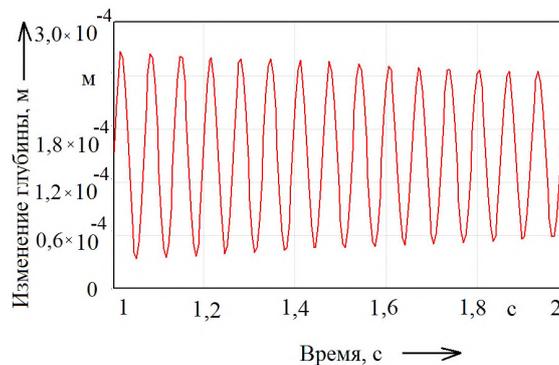


Рис. 9. Изменение глубины резания при обработке колесной стали твердостью 340НВ, глубина резания 3 мм, скорость резания 30 м/мин

Для обеспечения заданного ресурса колеса при скоростях движения подвижного состава в диапазоне от 80 до 120 км/ч необходимо достичь максимальной высоты волнистости не более 0,19 мм; для скоростей 120–160 км/ч — 0,16 мм, данные значения отклонений обеспечиваются за счет внедрения дополнительного перехода чистовой обработки.

Предлагаемое совершенствование технологии обточки колес подвижного состава способствует повышению качества обработанной поверхности и улучшению условий контактного взаимодействия элементов системы «колесо — рельс».

#### Библиографический список

1. Коган, А. Я. Расчет нестационарного напряженно-деформированного состояния элементов конструкции пути в зоне стыка рельсов [Текст] / А. Я. Коган, Ю. Л. Пейч // Вестник ВНИИЖТ. — 2002. — № 2. — С. 31–39.
2. Николаев, В. А. Разработка методов аналитического конструирования квазиинвариантных систем рессорного подвешивания железнодорожных экипажей [Текст] : дис. ... д-ра техн. наук : 05.22.07 / В. А. Николаев. — Омск : ОмГУПС, 2003. — 371 с.
3. Буйносов, А. П. Разработка математической модели механической части электровоза ВЛ11К [Текст] / А. П. Буйносов, В. А. Тихонов // Технологическое обеспечение ремонта и повышение динамических качеств железнодорожного подвижного состава : материалы науч.-техн. конф. с междунар. участием. — Омск, 2011. — С. 33–39.

4. Бисерикан, М. И. Совершенствование технологии обточки колес подвижного состава с усталостными дефектами [Текст] / М. И. Бисерикан, Ю. А. Иванова, В. В. Иванов // Омский научный вестник. Сер. Приборы, машины и технологии. — 2012. — № 2 (110). — С. 120–124.

5. Обрывалин, А. В. Восстановление профиля катания вагонных колес повышенной твердости с эксплуатационными дефектами термомеханического происхождения [Текст] / А. В. Обрывалин // Известия Транссиба. — 2012. — № 4 (12). — С. 30–35.
6. Почтенный, Е. К. Кинетическая теория механической усталости и ее приложения [Текст] / Е. К. Почтенный. — М. : Наука и техника, 1973. — 216 с.

**БИСЕРИКАН Михаил Иванович**, кандидат технических наук, старший преподаватель кафедры технологии транспортного машиностроения и ремонта подвижного состава.

Адрес для переписки: RadenXG@mail.ru

**ИВАНОВ Вячеслав Владимирович**, кандидат технических наук, доцент кафедры теории механизмов и деталей машин.

Адрес для переписки: IvanovVV.omsk@mail.ru

Статья поступила в редакцию 25.06.2015 г.

© М. И. Бисерикан, В. В. Иванов

## Книжная полка

621.45/К89

Кузнецов, В. И. Расчет и проектирование турбонасосного агрегата ЖРД : учеб. пособие / В. И. Кузнецов. — Омск : Изд-во ОмГТУ, 2015. — 76 с.

Приведены основные положения теории насосов и турбин турбонасосных агрегатов жидкостных ракетных двигателей, а также методы их гидродинамического расчета. Рассмотрены основы общей теории лопаточных машин, приведены расчетные соотношения для проектирования проточной части насосов и турбин, обоснован выбор их основных параметров, дан анализ условий работы ТНА. Учебное пособие предназначено для студентов специальности 160700.65 «Проектирование жидкостных ракетных двигателей».

## ТЕОРЕТИЧЕСКАЯ ОЦЕНКА ВОЗМОЖНОСТИ ЗАМЕНЫ МНОГОСТУПЕНЧАТЫХ МАЛОРАСХОДНЫХ ПОРШНЕВЫХ КОМПРЕССОРОВ НА ОДНОСТУПЕНЧАТЫЕ

В статье рассматривается вопрос о возможности применения длинноходовых тихоходных одноступенчатых поршневых компрессоров с несмазываемой проточной частью для сжатия газа до давлений свыше 2 МПа на примере аммиака с точки зрения обеспечения допустимых температурных режимов.

**Ключевые слова:** поршневой компрессор, теплообмен, математическая модель.

**Введение.** В практике компрессоростроения основные размеры и параметры, как правило, определяются исходя из общепринятых рекомендаций. Например, для одноступенчатых компрессоров рекомендуемый диапазон таких взаимосвязанных между собой параметров, как средняя скорость поршня, частота вращения коленчатого вала, отношение хода поршня к диаметру цилиндра выбираются соответственно из следующих диапазонов: 1,0...7,0 м/с; 7,5...50,0 об/с; 0,35...0,8 [1–5]. При этом время рабочего цикла компрессора составляет 0,133...0,02 с.

В данной статье на примере тихоходного длинноходового поршневого компрессора (время рабочего цикла  $t$  не менее 0,5 с; отношение хода поршня к диаметру цилиндра  $\psi$  не менее 10) рассмотрена возможность сжатия аммиака до давления 10 МПа в одной ступени при допустимых уровнях средней температуры нагнетания за счёт длительного времени цикла и интенсивного внешнего охлаждения цилиндра.

**Основная часть.** На рис. 1 представлена расчётная схема бесшмазочной ступени поршневого компрессора, которая является объектом моделирования и представляет собой совокупность рабочей камеры и связанных с ней через органы газораспределения и зазоры полостей [6–8]. Изменение объёма рабочей камеры, обусловленное перемещением поршня, определяет изменение параметров состояния рабочего газа, содержащегося

в рассматриваемой камере. Тепловые и массовые потоки, определяющие изменение параметров газа в контрольном объёме, условно изображены обобщёнными величинами, отражающими направление и физическое происхождение этих потоков. Применяемый тип математической модели с сосредоточенными параметрами состояния рабочего газа в каждый момент времени, основанной на квазистационарном подходе к решению системы основных уравнений многократно апробирован различными авторами и результаты его использования многократно верифицированы, что не вызывает сомнения в корректности применения такой модели для решения рассматриваемых задач.

Соответственно, будут использованы и общепринятые упрощающие допущения: газовая среда непрерывна и гомогенна; моделируемые процессы обратимы, равновесны и квазистационарны; параметры состояния рабочего газа изменяются одновременно по всему объёму рабочей камеры (ячейки); изменение потенциальной и кинетической энергии газа пренебрежимо мало; теплота трения поршневых уплотнений не подводится к газу; параметры состояния в полостях всасывания и нагнетания постоянны; течение рабочего газа через газораспределительные органы и конструктивные зазоры принимается адиабатным и квазистационарным; теплообмен между газом и стенками рабочих полостей конвективный и может быть описан формулой Ньютона–Рихмана; мгновенный тепловой

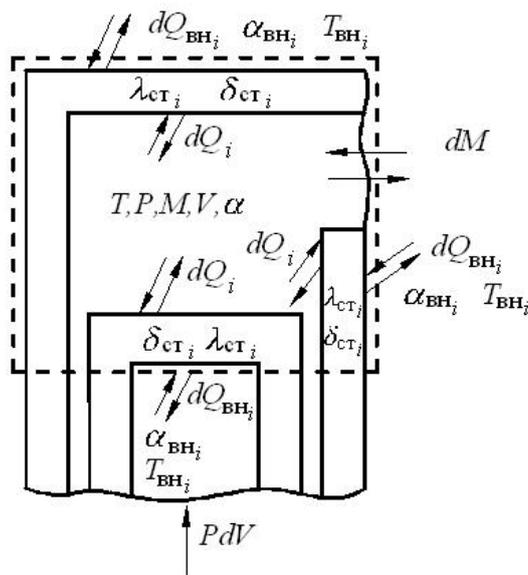


Рис. 1. Обобщённая расчётная схема бесмазочной ступени объёмного компрессора с однофазным рабочим телом

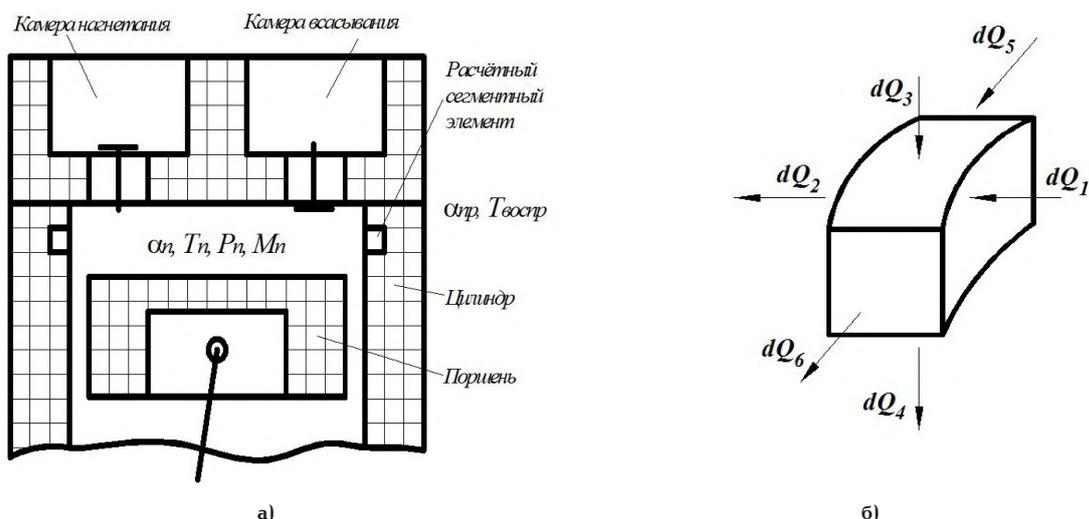


Рис. 2. Несимметричная схема ступени поршневого компрессора (а) с сегментным расчётным элементом (б)

поток через теплообменные поверхности, на которых имеется микрооробнение, пропорционален мгновенному коэффициенту теплоотдачи, определяемому по эмпирическим зависимостям, полученным применительно к гладким поверхностям, и площади микрооробнённой теплообменной поверхности; теплообмен на внешних поверхностях стенок деталей, формирующих рабочую камеру, определяется при постоянном по времени коэффициенте теплоотдачи, выбранном для рассматриваемого участка теплообменной поверхности; в стенках рабочей камеры отсутствуют внутренние источники тепла (рис. 2).

В соответствии с расчётной схемой и принятыми упрощающими допущениями система основных расчётных уравнений включает в себя известные уравнения закона сохранения энергии для тела переменной массы, уравнение массового баланса, уравнение состояния, следствие закона Джоуля для

внутренней энергии газа, уравнения расхода газа через клапан и зазоры, уравнение конвективного теплообмена между газом и стенками рабочей камеры. Некоторые из этих уравнений представлены ниже (1–7) [1, 3, 6, 9–11]:

$$dU = dQ - dL + i_n dM_n + i_0 dM_0; \quad (1)$$

$$dQ = \sum \alpha_{cm} (T_{cm} - T) F_{cm} d\tau; \quad (2)$$

$$M_{n+1} = M_n + dM_n - dM_0; \quad (3)$$

$$T = U / (MC_v); \quad (4)$$

$$P = \xi MRT / V; \quad (5)$$

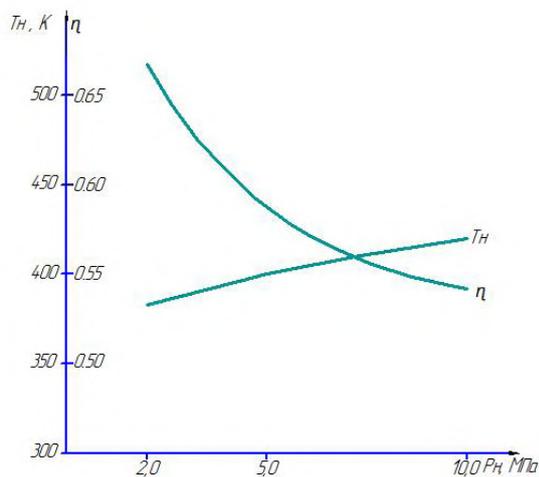


Рис. 3. Влияние величины давления нагнетания на среднюю температуру аммиака при нагнетании и КПД длинноходовой ступени при  $P_{вс} = 0,1$  МПа;  $T_{вс} = 293$ К; внешний коэффициент теплоотдачи  $2000 \text{ Вт}/(\text{м}^2\cdot\text{К})$ ; время цикла  $0,5$  с; диаметр цилиндра  $0,02$  м; ход поршня  $0,2$  м

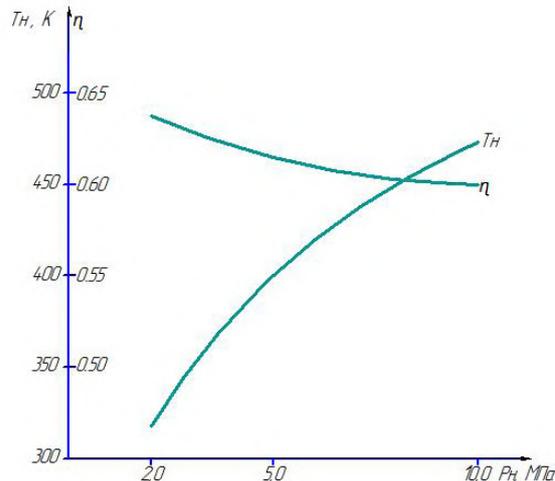


Рис. 4. Влияние величины давления нагнетания на среднюю температуру аммиака при нагнетании и КПД длинноходовой ступени при  $P_{вс} = 0,1$  МПа;  $T_{вс} = 293$ К; внешний коэффициент теплоотдачи  $2000 \text{ Вт}/(\text{м}^2\cdot\text{К})$ ; время цикла  $2$  с; диаметр цилиндра  $0,02$  м; ход поршня  $0,2$  м

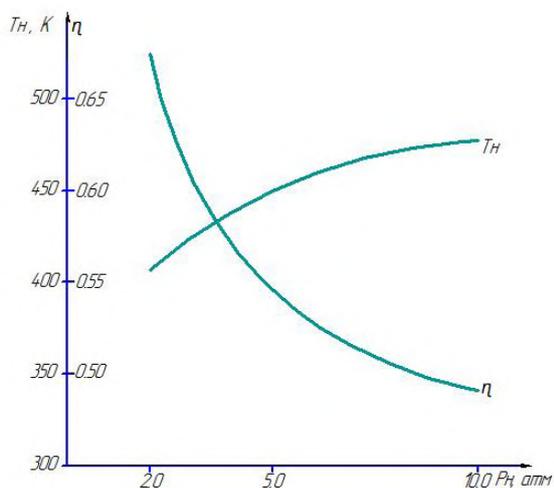


Рис. 5. Влияние величины давления нагнетания на среднюю температуру аммиака при нагнетании и КПД длинноходовой ступени при  $P_{вс} = 0,1$  МПа;  $T_{вс} = 293$ К; внешний коэффициент теплоотдачи  $20 \text{ Вт}/(\text{м}^2\cdot\text{К})$ ; время цикла  $0,5$  с; диаметр цилиндра  $0,02$  м; ход поршня  $0,2$  м

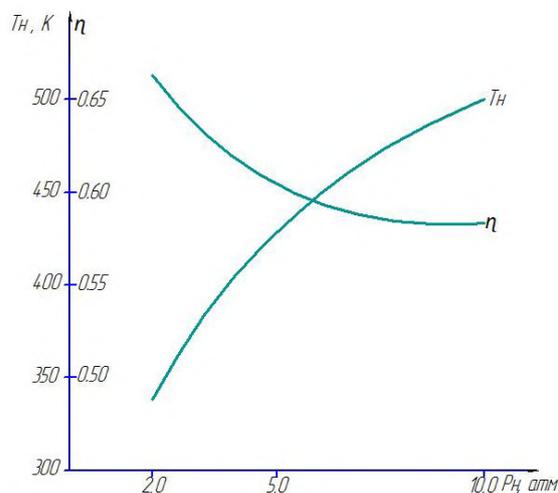


Рис. 6. Влияние величины давления нагнетания на среднюю температуру аммиака при нагнетании и КПД длинноходовой ступени при  $P_{вс} = 0,1$  МПа;  $T_{вс} = 293$ К; внешний коэффициент теплоотдачи  $20 \text{ Вт}/(\text{м}^2\cdot\text{К})$ ; время цикла  $2$  с; диаметр цилиндра  $0,02$  м; ход поршня  $0,2$  м

$$dM_n = \mu_n F_n \sqrt{\frac{2k}{k-1} P_n \rho_n \left[ \left( \frac{P_{1n}}{P_n} \right)^{2/k} - \left( \frac{P_{1n}}{P_n} \right)^{\frac{k+1}{k}} \right]} d\tau; \quad (6)$$

$$dM_n = \mu_n \varepsilon_n F_n \sqrt{2 \rho_n \Delta P_n} d\tau; \quad (7)$$

Кроме основных уравнений математическая модель включает в себя целый ряд дополнительных, как правило, полуэмпирических уравнений, которые замыкают систему уравнений в целом.

К ним относятся, например, выражения для определения коэффициентов расхода газа через клапаны и зазоры, уравнение динамики клапана (8–10) и другие:

$$\mu = f(\text{Re}; \delta/l_3); \quad \mu_3 = f(\text{Re}; \delta_3/l_3; N); \quad (8)$$

$$\mu_{\text{кл}} = f(\text{Re}; f_{\text{ш}}/f_c); \quad \mu_{\text{кл}} = f(\text{Re}; f_{\text{ш}}/f_c; N); \quad (9)$$

$$\sum \vec{P}_i = \vec{P}_r + \vec{P}_{\text{пр}} + \vec{P}_{\Sigma \text{тр}} + \vec{G}. \quad (10)$$

Применительно к рассматриваемой проблеме отдельный интерес представляют уравнения (12–14), описывающие нестационарные процессы теплопередачи между рабочим газом и внешней средой через стенки рабочей камеры, которые позволяют определить нестационарные граничные условия на внутренних поверхностях рабочей камеры [7, 8]:

$$\sum_{p=1}^6 dQ_{i,j,k,n}^p = dQ_{i,j,k,n};$$

$$dQ_{i,j,k,n} = m_{i,j,k} C_p (T_{i,j,n+1} - T_{i,j,n}) d\tau; \quad (11)$$

$$dQ_{i,j,k,n} = \lambda / \delta (T_{i-1,n} - T_{i,n}) F d\tau; \quad (12)$$

$$dQ_{\text{вн}} = \alpha_{\text{вн}} (T - T_r) F d\tau;$$

$$dQ_{\text{н}} = \alpha_{\text{н}} (T - T_r) F d\tau. \quad (13)$$

При этом на каждом расчётном шаге определялись теплофизические свойства рабочего тела.

При реализации данной модели в виде программы применялся метод Эйлера как наиболее целесообразный при условии выбора рационального по величине постоянного или переменного расчётного шага, обеспечивающего сходимость, требуемую точность и приемлемые затраты машинного времени [8].

Параметрический анализ проводился для следующего варианта объёмного тихоходного длинноходного компрессора: диаметр цилиндра — 0,02 м; ход поршня — от 0,2 м; время цикла — от 0,5 до 2 с; тип цилиндра-поршневого уплотнения — манжетное; рабочий газ — аммиак; давление всасывания — 0,1 МПа; температура всасывания — 293 К; давление нагнетания — 2,0–10,0 МПа; внешнее охлаждение цилиндра — интенсивное, приведённый коэффициент теплоотдачи 20–000 Вт/м<sup>2</sup> К [8].

Наиболее принципиальные результаты расчётов представлены на рис. 3–6.

Как видно из представленных результатов, при любых из рассмотренных соотношений хода поршня, времени рабочего цикла и интенсивности внешнего охлаждения средняя температура нагнетаемого газа при давлении нагнетания 10,0 МПа не превышает 500–530 К, а в некоторых случаях даже меньше 400 К, тогда как в случае изоэнтального рабочего цикла при этом давлении нагнетания средняя температура нагнетания может превышать 800 К. При меньших давлениях нагнетания эффективность охлаждения ступени также существенна. Например, для давления нагнетания 2,0 МПа средняя температура нагнетания составляет 320–400 К, а при изоэнтальном рабочем цикле при этом давлении нагнетания средняя температура нагнетания составляет около 600 К. При этом КПД для различных сочетаний конструктивных и режимных факторов может отличаться на 10–15 %, а коэффициент подачи изменяется незначительно ввиду сверхмалого относительного мёртвого объёма. Очевидно, что существует диапазон конструктивных и режимных параметров, которые могут обеспечить эффективное применение одноступенчатого компрессора рассматриваемого типа взамен известных многоступенчатых компрессоров.

**Выводы.** Таким образом, интенсивное охлаждение тихоходного длинноходного одноступенчатого компрессора обеспечивает существенное снижение средней температуры нагнетания по сравнению с известными быстроходными компрессорами. Проведённые расчёты показали, что интенсивное внешнее охлаждение для всех рассматриваемых режимов позволяет сжимать аммиак до давления 5 МПа при гарантированно низких температурах нагнетания; возможность сжатия до более высоких давлений требует дополнительных исследований. Однако даже имеющиеся данные позволяют говорить о принципиальной возможности замены многоступенчатых малорасходных компрессоров на одноступенчатые.

#### Библиографический список

1. Пластинин, П. И. Расчёт и исследование поршневых компрессоров с использованием ЭВМ / П. И. Пластинин. — М. : ВИНТИ, 1981. — 168 с.
2. Пластинин, П. И. Поршневые компрессоры. В 2 т. Т. 1. Теория и расчёт / П. И. Пластинин. — 2-е изд., перераб. и доп. — М. : Колос, 2000. — 456 с.

3. Прилуцкий, И. К. Расчёт и проектирование поршневых компрессоров и детандеров / И. К. Прилуцкий, А. И. Прилуцкий. — СПб. : СПбГАХПТ, 1995. — 194 с.

4. Поршневые компрессоры : учеб. пособие для студентов вузов, обучающихся по специальности Холодильные и компрессорные машины и установки / Б. С. Фотин [и др.]. — Л. : Машиностроение. Ленингр. отд-ние, 1987. — 372 с.

5. Зеликовский, И. Х. Малые холодильные машины и установки: Справочник / И. Х. Зеликовский, Л. Г. Каплан. — М. : Агропромиздат, 1989. — 672 с.

6. Юша, В. Л. Системы охлаждения и газораспределения объёмных компрессоров / В. Л. Юша. — Новосибирск : Наука, 2006. — 286 с.

7. Юша, В. Л. Исследование процессов теплопередачи в ступени поршневого компрессора при симметричном температурном поле / В. Л. Юша, С. С. Бусаров, В. И. Крицкий // Известия высших учебных заведений. Горный журнал. — 2007. — № 6. — С. 59–66.

8. Юша, В. Л. Влияние микрооребрения на мгновенный коэффициент теплоотдачи в рабочей камере бесмасляного поршневого компрессора / В. Л. Юша, Д. Г. Новиков, С. С. Бусаров // Химическое и нефтегазовое машиностроение. — 2007. — № 11. — С. 19–21.

9. Chrustalev, B. S.; Zdalinsky, V. B.; and Bulanov, V. P. A., «Mathematical Model of Reciprocating Compressor With One or Several Stages for the Real Gases» (1996). International Compressor Engineering Conference. Paper 1108. — Режим доступа : <http://docs.lib.purdue.edu/iccec/1108> (дата обращения: 10.07.2015).

10. Perevozchikov, M. M.; Pirumov, I. B.; Chrustalyov, B. S.; Ignatiev, K. S. M.; and Taha, A., «Low Flow Displacement Compressor: Thermodynamical Process Analysis» (1992). International Compressor Engineering Conference. Paper 937. — Режим доступа : <http://docs.lib.purdue.edu/iccec/937> (дата обращения: 10.06.2015).

11. Plastinin, P. and Fedorenko, Sergei, «Simulation of Transient Gas-Temperatures in Cylinders of Reciprocating Compressors Using Identification Techniques With a Mathematical Model» (1978). International Compressor Engineering Conference. Paper 295. — Режим доступа : <http://docs.lib.purdue.edu/iccec/295> (дата обращения: 03.06.2015).

**БУСАРОВ Сергей Сергеевич**, кандидат технических наук, доцент кафедры холодильной и компрессорной техники и технологии Омского государственного технического университета (ОмГТУ).

**ЮША Владимир Леонидович**, доктор технических наук, профессор (Россия), декан нефтехимического института, заведующий кафедрой холодильной и компрессорной техники и технологии ОмГТУ.

Адрес для переписки: [yusha@omgtu.ru](mailto:yusha@omgtu.ru)

**ВАСИЛЬЕВ Владимир Константинович**, доктор технических наук, доцент (Россия), профессор кафедры холодильной и компрессорной техники и технологии ОмГТУ.

**НЕДОВЕНЧАНЫЙ Алексей Васильевич**, аспирант кафедры холодильной и компрессорной техники и технологии ОмГТУ

**ГРОМОВ Антон Юрьевич**, начальник лаборатории Научно-технического комплекса «Криогенная техника».

**ЧИЖИКОВ Максим Александрович**, студент гр. ТМО-412 нефтехимического факультета.

Адрес для переписки: [bsi1980@mail.ru](mailto:bsi1980@mail.ru)

Статья поступила в редакцию 03.08.2015 г.

© С. С. Бусаров, В. Л. Юша, В. К. Васильев,

А. В. Недовенчаный, А. Ю. Громов, М. А. Чижиков

## ВОЗДУШНАЯ ЗАВЕСА ПОВЫШЕННОЙ ЭФФЕКТИВНОСТИ

Исследована работа боковой воздушной тепловой завесы шиберующего типа, определены оптимальные параметры ее работы. Трехмерное математическое моделирование работы воздушной тепловой завесы реализовано в программе Ansys Fluent. Получены поля температур потоков воздуха внутри и снаружи помещения для различных режимов работы завесы. Применение результатов исследования позволит сократить энергозатраты на работу тепловой завесы.

**Ключевые слова:** воздушная завеса, моделирование, энергосбережение.

Воздушные завесы предназначены для предотвращения проникновения потоков холодного наружного воздуха, поступающего в здание через открытые дверные проемы. Как правило, площади проемов ворот промышленных зданий достаточно велики, поэтому воздушные завесы являются весьма энергоемкими устройствами. В некоторых случаях затраты тепла на работу воздушной завесы могут превышать затраты тепла на отопление здания, в связи с этим повышение их эффективности позволит существенно повысить энергоэффективность промышленных зданий.

Холодный наружный воздух проникает через открытые проемы под действием перепада давления наружного и внутреннего воздуха. Величина перепада давления зависит от гравитационного напора (зависит от разности температур наружного и внутреннего воздуха, высоты помещения, высоты проема ворот), дисбаланса притока и вытяжки. Чаще всего применяются воздушные завесы шиберующего типа. Такие завесы создают сильное противодействие на пути проникновения наружного воздуха, что достигается подачей струй теплого воздуха, направленных под углом к поверхности проема.

Под действием разницы давлений  $\Delta P$  через ворота происходит проникновение наружного воздуха объемом  $L_o = V_{o.n.} \cdot F_{пр}$ , где  $F_{пр}$  — площадь проема ворот;  $V_{o.n.}$  — средняя скорость движения воздуха в проеме ворот,  $V_{o.n.} = \mu_o \sqrt{\Delta P / \rho_n}$  ( $\mu_o$  — коэффициент расхода ворот при бездействующей завесе;  $\rho_n$  — плотность наружного воздуха). При работе завесы под действием того же перепада давления  $\Delta P$  через ворота поступает меньшее количество воздуха  $L_{пр}$ , причем отношение расходов  $\frac{L_{пр}}{L_o} = \frac{\mu_{пр}}{\mu_o}$  равно отношению коэффициентов расхода  $\frac{\mu_{пр}}{\mu_o}$  ( $\mu_{пр}$  — коэффициент расхода при работающей завесе).

По направлению струи воздушные завесы подразделяются на три вида:

— с направлением струи снизу вверх — через горизонтальную щель, расположенную внизу проема. Нижняя завеса позволяет надежно предотвратить

поступление холодного воздуха в нижнюю часть помещения; на нее расходуется меньше приточного воздуха, поэтому такая завеса является наиболее экономичной и эффективной. Однако существуют и недостатки таких завес, которые выражаются в опасности засорения или заливания осадками воздухоподающей щели; а также при пересечении проема транспортом перекрывается струя, а холодный воздух прорывается через незащищенную верхнюю часть проема;

— с направлением струи сверху вниз — через горизонтальную щель, расположенную сверху проема. Верхнюю завесу рекомендуется устанавливать в проемах внутренней части помещения, где перепад давлений с двух сторон ограждения постоянен по высоте. Для проемов в наружных ограждениях такая завеса менее подходит, так как вследствие ее установки возникает опасность прорыва холодного наружного воздуха в нижнюю часть помещения;

— с горизонтальным направлением струи — через вертикальную щель, расположенную с одной или с двух сторон проема. Завесы этого вида получили наиболее широкое распространение. Завесы с двусторонней боковой подачей воздуха рекомендуют устанавливать в помещениях с большой шириной ворот.

Как правило, проектировщики применяют типовые конструкции воздушных завес [1]. Расчет типовой воздушной завесы выполняется по методу В. М. Эльтермана [2], который основан на применении закона сохранения количества движения для контура, прилегающего к проему ворот, что позволяет учесть силы реакции наружных ограждений (рис. 1). В. М. Эльтерманом получена расчетная зависимость для коэффициента расхода  $\mu_{пр}$  в виде функции параметров завесы, характеристик проема и разницы давлений между внутренним и наружным воздухом. Дальнейшее развитие этот метод получил в работах [3, 4].

Известны также методики расчета, основанные на анализе взаимодействия плоских струй с набегающим потоком воздуха [5, 6].

Общим недостатком вышеприведенных методов является невозможность определения картины

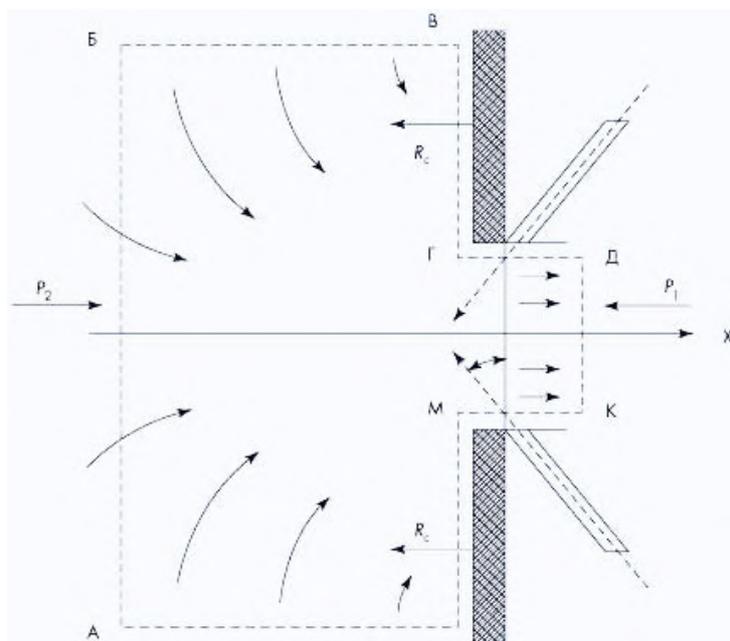


Рис. 1. К применению уравнения количества движения по В. М. Эльтерману [2]:

А, Б, В, Г, Д, К, М, Н – выделенный контур;  
 $P_1, P_2$  — давление воздуха внутри и снаружи ворот;  
 $R_c$  — среднее реактивное давление стены;  
 $\alpha$  — угол выпуска струи воздушно-тепловой завесы

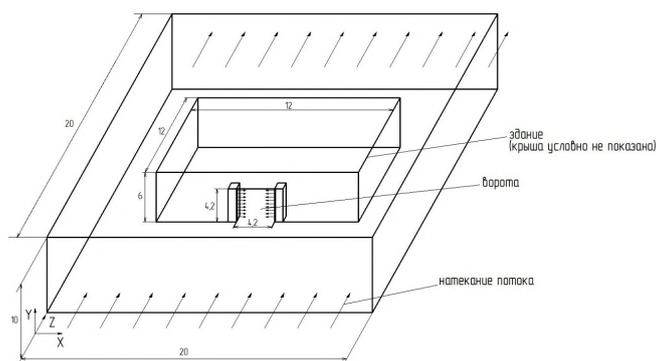


Рис. 2. Расчетная схема

течения потоков воздуха вне плоскости проема ворот, что не позволяет получить поля температур и скоростей внутри и снаружи помещения. Эта информация может быть получена с помощью трехмерных методов расчета течений не только в плоскости проема ворот, но также вокруг и внутри здания.

В качестве примера такого исследования можно привести работу [7], в которой приводятся результаты трехмерного моделирования взаимодействия струй воздушной завесы бокового типа с набегающим потоком наружного воздуха.

Целью исследований было определение шиберующих свойств воздушной завесы при различных значениях угла и ширины шиберующей струи. Результаты исследований показали, что применение трехмерного моделирования позволяет уточнить требуемые значения коэффициентов расхода для различных режимов работы воздушной завесы и повысить её эффективность. К сожалению, авторы ограничились рассмотрением изотермического режима работы воздушной завесы, в то время как

в большинстве случаев температуры наружного воздуха и шиберующего потока существенно различаются.

Целью настоящей работы была оценка возможности повышения энергоэффективности типовой воздушной завесы с помощью трехмерного моделирования неизотермических воздушных потоков.

В качестве объекта исследования выбрана типовая боковая двусторонняя завеса ЗВТЗ-5 для проема размером 4,2×4,2 м.

Расчеты выполнялись с помощью программного комплекса Ansys Fluent. Предварительный анализ режима течения потоков воздушной завесы показал, что для завесы характерен развитый турбулентный режим течения с относительно небольшими градиентами давления. Для таких потоков хорошие результаты дает применение стандартной  $k-\epsilon$  модели, которая и применялась в расчетах.

Модель здания (рис. 2) представляла собой пространство размером 12×12×6 (X×Z×Y), ограниченного адиабатическими стенками. Расчетная область задана размерами 20×20×10 (X×Z×Y).

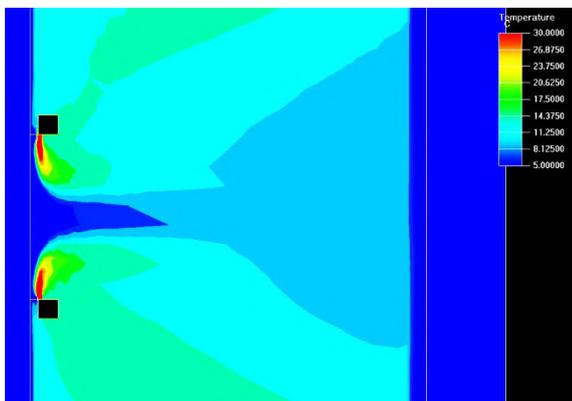


Рис. 3. Пример поля температур в нижней зоне помещения при проникании холодного наружного воздуха через завесу

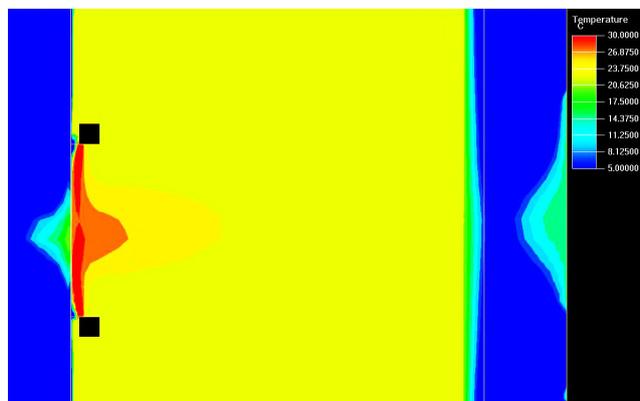


Рис. 4. Пример поля температур в верхней зоне помещения при перегреве

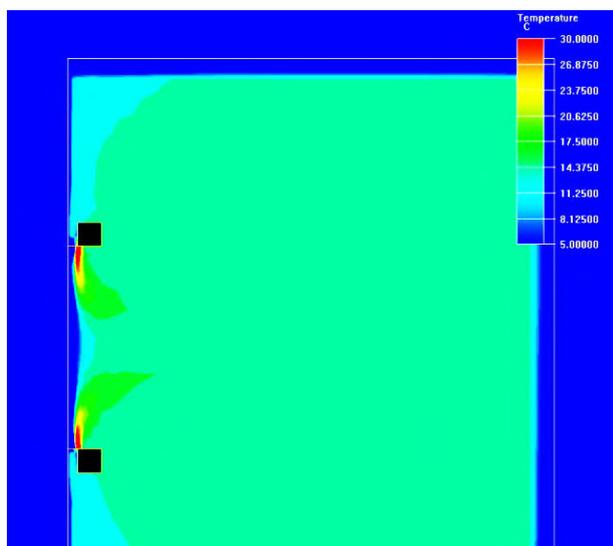


Рис. 5. Поле температур в нижней зоне помещения для модифицированного варианта типовой воздушной завесы

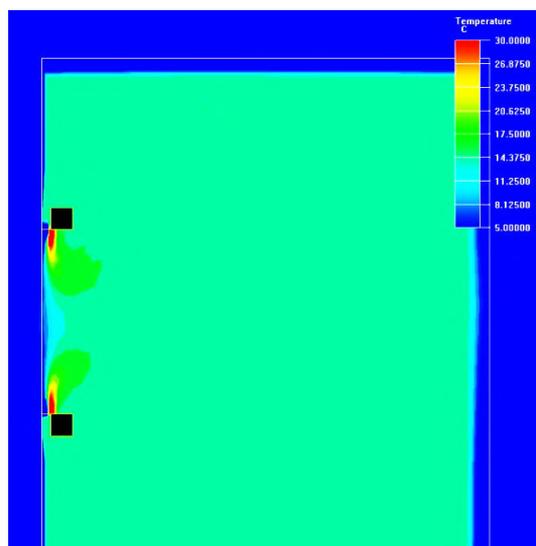


Рис. 6. Поле температур на высоте 1,5 м от уровня пола для модифицированного варианта типовой воздушной завесы

Границы расчетной области выбирались исходя из соображений минимального влияния на структуру потока в окрестностях проема ворот. На границе расчетной области в направлении оси Z задавалась температура и скорость воздушного потока. Открытый ворот имеет размеры 4,2×4,2 м. Высота воздуховыпускной щели завесы равна высоте проема, а ширина варьировалась в диапазоне от 50 до 100 миллиметров. На границе воздуховыпускной щели задавалось значение скорости и температуры воздушного потока, а также направление вектора скорости относительно плоскости ворот. Забор воздуха осуществляется из верхней зоны помещения через верхнюю торцевую поверхность завесы в количестве, равном массовому расходу через воздуховыпускную щель завесы.

Очевидно, что основным критерием эффективности работы тепловой завесы является величина тепловой мощности, которая необходима для обеспечения минимально допустимой температуры  $t_b = +16$  °C воздуха рабочей зоны при открытом проеме ворот. Вместе с тем необходим также анализ полей температур на различных отметках по высоте, так как вследствие неравномерности поля давлений по высоте проема в нижней части

рабочей зоны помещения может наблюдаться переохлаждение, а в верхней части перегрев. При этом средняя температура воздуха помещения будет в пределах нормы.

На рис. 3 показан пример поля температуры в нижней зоне помещения при проникании холодного наружного воздуха через нижнюю зону воздушной завесы. На рис. 4 показан пример поля температур в верхней зоне завесы при наличии перегрева. В этом случае наблюдается утечка теплого воздуха через завесу наружу, что приводит к дополнительному снижению энергоэффективности завесы.

При выполнении расчетов типовой завесы ЗВТЗ-5 расчетная температура наружного воздуха принималась  $-37$  °C, скорость ветра задавалась равной 1 м/с. По результатам расчета завесы по типовой методике [1] получены следующие параметры завесы: ширина воздуховыпускной щели — 0,075 м, расход воздуха через завесу — 14,6 кг/с, тепловая мощность завесы — 582 кВт.

При проведении вариантных расчетов завесы на основе трехмерного математического моделирования изменялась ширина воздуховыпускной щели, расход воздуха через завесу, а также угол направле-

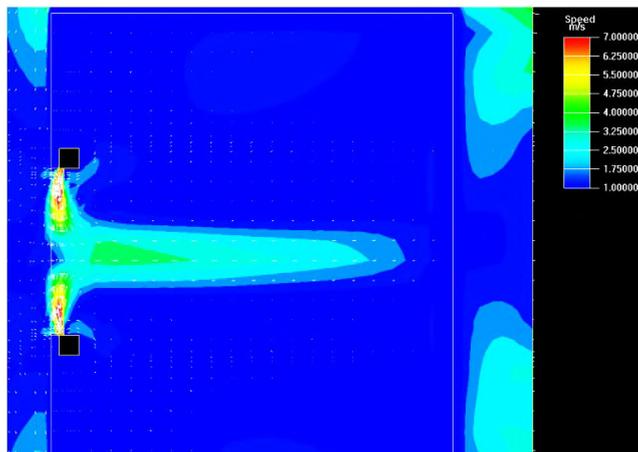


Рис. 7. Поле скоростей на высоте 1,5 м от уровня пола для модифицированного варианта типовой воздушной завесы

ния шиберающего потока относительно плоскости проема ворот. Результаты расчетов показали, что энергоэффективность типовой завесы может быть существенно повышена за счет более рационального выбора конструктивных параметров завесы. Для рассматриваемой тепловой завесы при заданных исходных условиях тепловая мощность может понижена с 582 до 480 кВт, т.е. на 18 %. Это достигается изменением угла выпуска шиберающего потока с  $30^\circ$  до  $15^\circ$ , уменьшением ширины воздуховыпускной щели с 0,075 м до 0,06 м при уменьшении расхода воздуха через завесу с 14,6 кг/с до 13,6 кг/с.

На рис. 5 показано расчетное поле температур в нижней зоне помещения на уровне пола для модифицированного варианта завесы. На рис. 6 представлена аналогичная диаграмма для рабочей зоны на высоте 1,5 м от уровня пола.

Из рисунков видно, что данный вариант завесы обеспечивает необходимую температуру воздуха как в средней части рабочей зоны помещения, так и на уровне нулевой отметки. Поле температур равномерное, прорыва холодного наружного воздуха в помещение не происходит.

На рис. 7 показано поле скоростей потоков воздуха на высоте 1,5 метра от уровня пола. Анализ поля скоростей показывает, что поток теплого воздуха не выходит наружу за пределы плоскости дверного проема помещения. Это также хорошо видно на соответствующем рисунке поля температур.

По результатам работы можно заключить, что энергоэффективность типовых завес может быть существенно повышена за счет более рационального выбора их конструктивных параметров на основе применения современных методов трехмерного моделирования течения воздушных потоков.

#### Библиографический список

1. Справочник проектировщика: Внутренние санитарно-технические устройства. В 3 ч. Ч. 3. Вентиляция и кондиционирование воздуха. Кн. 1 / В. Н. Богословский [и др.] ; под ред. Павлова Н. Н., Шиллера Ю. И. — 4-е изд., перераб. и доп. — М. : Стройиздат, 1992. — 319 с.

2. Эльтерман, В. М. Воздушные завесы / В. М. Эльтерман. — М. : Машгиз, 1961. — 161 с.

3. Стронгин, А. С. Новый подход к расчету воздушно-тепловых завес / А. С. Стронгин, М. В. Никулин // Строительство и архитектура. Сер. Изв. вузов. — 1991. — № 1. — С. 84–87.

4. Никулин, М. В. Экспериментальные исследования теплообмена струй воздушных завес / М. В. Никулин, В. К. Савин, А. С. Стронгин // Гидромеханика отопительно-вентиляционных устройств : межвуз. сб. — Казань : КИСИ, 1991. — С. 14–21.

5. Дискин, М. Е. К вопросу о расчете воздушных завес / М. Е. Дискин // АВОК. — 2003. — № 7. — С. 58–66.

6. Марр, Ю. Н. О рекомендуемой высоте установки завес / Ю. Н. Марр, Г. И. Погодин, К. В. Лесохин // Инженерные системы. АВОК Северо-Запад. — 2003. — № 4 (12). — С. 84–86.

7. Сергиевский, Э. Д. Математическое моделирование течения в проемах, оборудованных завесами. / Э. Д. Сергиевский, Л. О. Мирошниченко, В. Г. Караджи, Ю. Г. Московко // АВОК. — 2007. — № 1. — С. 26–30.

**КУСТИКОВ Григорий Григорьевич**, кандидат технических наук, доцент кафедры теплоэнергетики.

Адрес для переписки: gr\_kustikov@mail.ru

**ТАРАН Михаил Алексеевич**, старший преподаватель кафедры теплоэнергетики.

Адрес для переписки: michael-8@mail.ru

**УСКОВА Оксана Ивановна**, магистрант гр. ТПЭ-511 факультета элитного образования и магистратуры.

Статья поступила в редакцию 11.09.2015 г.

© Г. Г. Кустиков, М. А. Таран, О. И. Ускова

Сибирская государственная  
автомобильно-дорожная академия,  
г. Омск  
Калининградский государственный  
технический университет

## РАСЧЕТ ЭЛЕКТРОГИДРАВЛИЧЕСКОГО КЛАПАНА УПРАВЛЕНИЯ ХОДОМ ИГЛЫ ФОРСУНКИ И ЕГО ДИАГНОСТИРОВАНИЕ

Рассмотрено устройство и принцип работы форсунок с электрогидравлическим управлением хода иглы. Приведена методика расчета клапанного узла форсунки с электрогидравлическим управлением и дана методика его диагностирования.

**Ключевые слова:** форсунка, электронное управление, клапан, магнитодвижущая сила, инерция, диагностирование.

**1. Устройство и принцип действия форсунки с электрогидравлическим управлением хода иглы.** Основным недостатком форсунок с гидромеханическим управлением хода иглы распылителя является то, что они не способны на работающем двигателе изменять характеристику впрыска, угол опережения впрыска, обеспечивать многофазный впрыск топлива. Это ограничивает возможности дальнейшего снижения расхода топлива дизеля и уменьшения токсичности отработавших газов. Указанные недостатки можно устранить путем применения форсунок с гидроэлектрическим или пьезоэлектрическим управлением. Рассмотрим устройство и принцип действия форсунки с электрогидравлическим управлением хода иглы.

На рис. 1 приведена упрощенная схема форсунки с электрогидравлическим управлением хода иглы [1]. Под действием пружины 2 якорь 3 находится в нижнем положении и уплотняющим конусом штока закрывает отсечное (сливное) отверстие 4. Топливо поступает из аккумулятора 12 в подводящий канал 10 форсунки, а через впускное отверстие 11 — в камеру управления 13.

Так как площадь управляющего поршня 5 больше площади иглы, то сила со стороны поршня превышает силу со стороны иглы 8 и она плотно прижимается к посадочному конусу. Впрыск топлива в камеру сгорания не происходит. При подаче управляющего сигнала на обмотку электромагнита 1 якорь 3, преодолевая усилие пружины 2, движется вверх, открывая сливное отверстие 4. Давление в камере управления 13 резко снижается, усилие со стороны иглы 8 будет превышать усилие со стороны поршня 5, и игла начнет движение вверх. Под действием давления в аккумуляторе 12 топливо поступает к сопловым отверстиям 9 и в распыленном виде подается в камеру сгорания двигателя.

Основным недостатком электромагнитного клапана является малая скорость подъема якоря 3 (время подъема 0,3–0,4 мс), что может обеспечить только двухфазный впрыск топлива. Для уменьше-

ния времени подъема (менее 0,1 мс) и увеличения быстродействия клапана управления применяют форсунки с пьезоэлектрическим управлением хода иглы [1]. Принцип действия форсунки с пьезокварцевым управлением подобен работе форсунки с электрогидравлическим управлением. Только вместо электромагнита используется набор пьезокварцевых пластин, разделенных электродами.

При подаче высокого напряжения на элемент (столбик), состоящий, например, из 100 кварцевых пластин, он удлиняется (изменяется форма кристаллической решетки). Пьезоэлектрический элемент воздействует непосредственно через поршень толкателя на переключающий клапан, открывая его. Данная форсунка обладает большим быстродействием. За впрыск распылитель способен до четырех раз открыть и закрыть уплотнение между запорным конусом иглы и седлом, создавая многофазный впрыск топлива.

На рис. 2 показан общий вид форсунки с электрогидравлическим управлением [2, 3]. Когда двигатель находится в нерабочем состоянии, то игла распылителя 2 через втулку 5 прижимается к седлу корпуса распылителя 1 пружиной 6 малой жесткостью. Это предотвращает поступление воздуха в полость форсунки. Пружина 17 через шток якоря 13 прижимает шариковый клапан 12, который закрывает (открывает) сливной жиклёр 11, обеспечивая необходимый перепад давления над управляющим поршнем 10 и иглой распылителя 2. Ход шарика зависит от типа форсунок, варьируется от 0,03 мм до 0,07 мм и регулируется при помощи шайб.

Управляющий поршень (плунжер) 10 имеет, например, наружный диаметр 4,3 мм, входит с диаметральным зазором 2–4 мкм во втулку 9, образуя прецизионную пару. Уплотнение поршня 10 и отверстия во втулке 9 выполняется в виде конуса с диаметром основания 1,5 мм.

Игла 2 распылителя имеет наружный диаметр направляющей 4 мм. Давление на входе в форсунку принято 150 МПа. Ход иглы равен 0,3 мм.

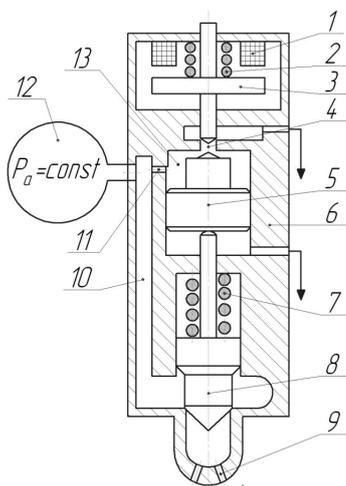


Рис. 1. Схема форсунки с электрогидравлическим управлением: 1 — электромагнит; 2, 7 — пружины; 3 — якорь с уплотняющим конусом; 4 — сливное отверстие; 5 — поршень; 6 — корпус форсунки; 8 — игла распылителя; 9 — сопловые отверстия; 10 — подводящий канал; 11 — впускное отверстие; 12 — аккумулятор; 13 — камера управления

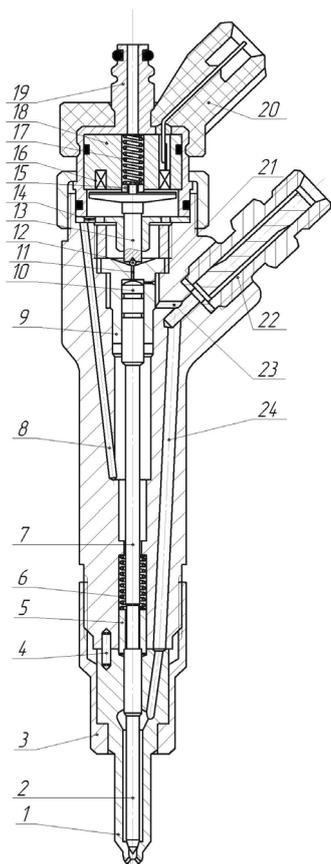


Рис. 2. Форсунка с электрогидравлическим управлением: 1 — корпус распылителя; 2 — игла; 3 — гайка; 4 — штифт; 5 — втулка; 6 — пружина; 7 — шток; 8 — канал отвода утечек; 9 — втулка; 10 — управляющий поршень; 11 — сливной жиклёр ( $d_2 = 0,3$  мм); 12 — шариковый клапан; 13 — якорь; 14 — отверстие для отвода утечек; 15 — втулка; 16 — катушка электромагнита; 17 — пружина якоря; 18 — сердечник; 19 — штуцер для отвода утечек топлива; 20 — разъем питания; 21 — наполнительный жиклёр ( $d_1 = 0,25$  мм); 22 — штуцер; 23 и 24 — отверстия

Когда клапан 12 закрыт, давление топлива в камере управления и в полости под иглой 2 распылителя будут равны друг другу. Диаметр поршня 10, который движется во втулке 9, больше, чем диаметр иглы 2. Так как площадь поршня, который действует на иглу через шток 7, больше площади иглы, то усилие со стороны поршня будет больше, чем со стороны иглы и игла 2 конической поверхностью прижимается к посадочному конусу распылителя 1, закрывая доступ топливу к сопловым отверстиям. Впрыск топлива не происходит.

При подаче напряжения на катушку электромагнита по ее проводам потечет ток, создавая магнитное поле. Под действием магнитного поля якорь 13 будет притянут к сердечнику 18, сжимая пружину 17. Шариковый клапан 12 откроется, и топливо через перепускное отверстие будет вытекать из камеры управления, снижая давление над управляющим поршнем (плунжером) 10. Усилие со стороны управляющего поршня резко снижается.

Так как давление топлива под иглой не изменяется (оно равно давлению в аккумуляторе), то игла 2 под действием высокого давления переместится в верхнее положение и откроет доступ к сопловым отверстиям, обеспечивая начало впрыска топлива. Впрыск продолжается до тех пор, пока подается напряжение на катушку 16 электромагнита. При отключении напряжения магнитное поле катушки исчезает, а пружина 17, разжимаясь, закрывает клапан 12. Подача топлива в камеру сгорания двигателя прекратится.

**2. Расчетное определение основных параметров клапанного узла форсунки с электрогидравлическим управлением хода иглы.** На рис. 3 показан клапанный узел (механизм управления) форсунки и силы, действующие на его детали.

Исходные данные:

- давление в камере управления,  $P = 150$  МПа, ( $150 \cdot 10^6$  Н/м<sup>2</sup>);
- диаметр перепускного отверстия (жиклёра),  $d_2 = 0,3$  мм;
- жесткость пружины, закрывающей клапан (шарик),  $C = 40$  Н/мм;
- число витков катушки электромагнита,  $n = 17$ ;
- наружный диаметр сердечника,  $d_c = 10$  мм;
- величина тока втягивания якоря электромагнита,  $I = 20$  А;
- масса якоря 3,7 г, пружины 0,7 г, шарика 0,1 г;
- зазор между якорем и сердечником,  $x = 0,2$  мм.

2.1. Определим площадь перепускного (сливного) отверстия

$$S_n = \pi \times d_2^2 / 4 = 3,14 \times 0,3^2 / 4 = 0,07 \text{ мм}^2 \text{ или } 0,7 \cdot 10^{-7} \text{ м}^2. \quad (1)$$

Шарик расположен на конической поверхности и прикасается с ней по окружности диаметром 0,5 мм. Площадь шарика, на которую действует топливо, будет равна  $0,2 \cdot 10^{-6}$  м<sup>2</sup>.

2.2. Вычислим силу, действующую на запорный клапан (шарик), от давления топлива в камере управления

$$F_w = S_n \times P = 0,2 \cdot 10^{-6} \times 150 \cdot 10^6 = 30 \text{ Н}. \quad (2)$$

2.3. Определим силу со стороны пружины, при ее предварительном сжатии  $\Delta l$  а величину 1,5 мм

$$F_{np} = C \times \Delta l = 40 \times 1,5 = 60 \text{ Н}. \quad (3)$$

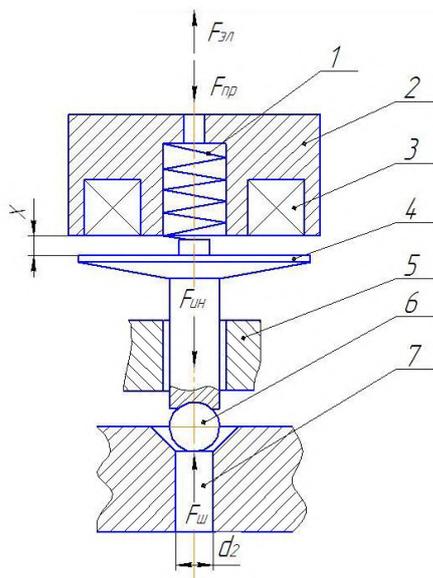


Рис. 3. Общий вид клапанного узла:  
1 — пружина; 2 — сердечник электромагнита;  
3 — катушка; 4 — якорь; 5 — направляющая;  
6 — шарик; 7 — перепускное отверстие

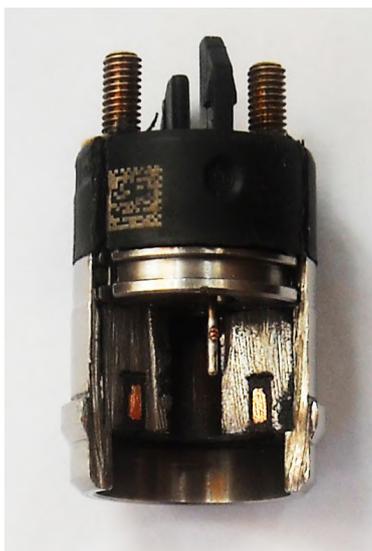


Рис. 4. Разрез катушки электромагнита

Из анализа формул (2) и (3) следует, что усилие на пружине  $F_{пр}$  больше усилия, которое действует на шарик  $F_{ш}$  со стороны топлива, и клапан будет закрыт, пока электромагнит не притянет якорь и не сожмет пружину. Усилие электромагнита должно быть на 30–50 % больше усилия со стороны сжатой пружины.

2.4. Втягивающую силу электромагнита без учета сил трения, магнитного сопротивления сердечника и якоря определим из выражения [4]

$$F_{эл} = \mu_0 \times S_r \times (In)^2 / 2x^2, \quad (4)$$

где  $\mu_0$  — магнитная постоянная (абсолютная магнитная проницаемость), Гн/м;  $S_r$  — площадь сердечника с учетом отверстия для установки пружины, м<sup>2</sup>;  $I$  — величина тока, А;  $n$  — число витков катушки;  $x$  — зазор между якорем и сердечником, м (при зазоре 0,2 мм величина  $x = 0,2 \cdot 10^{-3}$  м).

$$F_{эл} = 4 \pi \cdot 10^{-7} \times 0,7 \cdot 10^4 \times \\ \times (20 \cdot 17)^2 / 2 (0,2 \cdot 10^{-3})^2 = 127 \text{ Н.} \quad (5)$$

Максимальная величина тока в цепи катушки доходит до 19–20 А (начальная стадия процесса впрыска) [5]. Большое значение подводимого тока становится возможным благодаря разрядке конденсатора, который заряжается до 70 В за период между впрысками топлива. В дальнейшем якорь электромагнита удерживается силой тока от 10 до 12 А в связи с тем, что величина воздушного зазора уменьшается.

На рис. 4 показан разрез электромагнита, у которого катушка выполнена из медного провода диаметром 0,5 мм с числом витков 28.

Общая масса подвижных деталей клапанного узла (с учетом 30 % массы пружины) равна  $M = 4$  г. Ход якоря принимаем 0,2 мм. Предположим, что форсунки данного типа установлены на двигатель КамАЗ-740-73-400 мощностью 294 кВт при частоте вращения коленчатого вала  $n_k = 1900$  мин<sup>-1</sup>. Общая продолжительность впрыска топлива  $\varphi = 24$  градуса поворота коленчатого вала.

2.5. Время впрыска  $t$  (с) зависит от продолжительности  $\varphi$  (град) и от частоты вращения коленчатого вала в минуту  $n_k$ .

$$t = \frac{\varphi}{6 \cdot n_k} = \frac{24}{6 \cdot 1900} = 0,0021 \text{ с.} \quad (6)$$

В работе [5] указано, что шток якоря 13 (рис. 2) доходит до упора сердечника 18 за время, равное  $0,4 \cdot 10^{-3}$  с. С учетом формулы (6), подъем якоря соответствует 4,6 градуса поворота коленчатого вала. Зависимость пути якоря от времени представим в виде уравнения прямой линии. Разобьем пройденный путь якоря при его подъеме на четыре участка. Шаг расчета одного участка будет равен 0,1 мс. Якорь в начале подъема за время 0,1 мс пройдет путь 0,05 мм. На этом участке максимальная скорость будет равна 0,5 м/с, а ускорение  $a = 5000$  м/с<sup>2</sup>.

2.6. Определим силу инерции от движущихся масс клапанного узла

$$F_{ин} = M \times a = 4 \cdot 10^{-3} \times 5000 = 20 \text{ Н.} \quad (7)$$

Расчеты показывают, что втягивающая сила электромагнита значительно превышает суммарное значение силы инерции от поступательных масс клапанного узла и силы сопротивления пружины ( $F_{эл} > F_{ин} + F_{пр}$ ). Усилие пружины также больше усилия, действующую на запорный клапан (шарик), со стороны давления топлива в камере управления и силы инерции ( $F_{пр} > F_{ш} + F_{ин}$ ). Выполнение указанных условий (баланса сил) обеспечит работоспособность клапанного механизма.

Окончательные конструктивные и регулировочные параметры узла электрогидравлического клапана уточняются в процессе доводочных испытаний форсунок на стенде и их работе на двигателе.

3. Диагностирование форсунок с электрогидравлическим управлением хода иглы распылителя. Электрическую часть форсунки проверяют следующим образом:

3.1. С разъема форсунки отключают провод питания, идущий к катушке.

3.2. При помощи тестера определяют контакт выводов катушки с «массой» форсунки. Сопротивление цепи должно быть равно бесконечности.

3.3. При помощи тестера определяют сопротивление катушки индуктивности электромагнитного клапана, оно должно соответствовать 0,3 Ома.

3.4. Силу тока в обмотке электромагнитного клапана определяют в процессе работы двигателя. Для этого используют токоизмерительные клещи или осциллограф. Сила тока втягивания якоря к сердечнику должна составлять 19–20 А, а удержания не менее 10 А.

При плохой герметичности перепускного клапана, нарушается характеристика впрыска топлива, что приводит к ухудшению экономичности дизеля.

Из сливного отверстия (жиклера) 11 (рис. 2) при его открытии вытекает топливо (для процесса управления) за впрыск объемом, равным

$$V_y = \mu F_{ж} \cdot \vartheta_{ж} \cdot t = \mu F_{ж} \cdot \sqrt{\frac{2 \Delta P}{\rho_T}} \cdot t, \quad (8)$$

где  $\mu F_{ж}$  — эффективное проходное сечение жиклера, м<sup>2</sup>;  $\vartheta_{ж}$  — скорость истечения топлива через жиклер, м/с;  $\Delta P$  — средняя величина давления топлива в камере управления, Н/м<sup>2</sup>;  $\rho_T$  — плотность топлива, кг/м<sup>3</sup>;  $t$  — время впрыска, с.

При среднем давлении топлива в камере управления  $\Delta P = 150 \cdot 10^6$  Н/м<sup>2</sup>;  $\rho_T = 850$  кг/м<sup>3</sup>;  $\mu F_{ж} = 0,5 \cdot 10^{-7}$  м<sup>2</sup> (диаметре жиклера 0,3 мм, коэффициент расхода  $\mu = 0,7$ ) и времени впрыска 0,0021 с количество сливаемого топлива из камеры управления за впрыск составит  $62 \cdot 10^{-9}$  м<sup>3</sup>, или 62 мм<sup>3</sup>. За 1 мин совершается 950 впрысков топлива в камеру сгорания и объем сливаемого топлива из камеры управления составит 59 000 мм<sup>3</sup>, или 59 см<sup>3</sup>.

Допустимое диагностическое значение сливаемого топлива вместе с утечками через зазоры в распылителе и управляющем поршне не должны превышать 150 см<sup>3</sup> за 1 мин для одной форсунки [5]. При исправном состоянии форсунок величина утечек топлива из штуцера 19 (рис. 2) у всех форсунок должна быть одинаковой (например,  $100 \pm 5$  см<sup>3</sup>).

Если сливаемое топливо вместе с утечками превысит 150 см<sup>3</sup>, то вначале проверяют герметичность клапана управления, а при необходимости притирают его или заменяют. Комплект форсунок подбирается с одинаковыми гидравлическими и электрическими характеристиками.

Каждая форсунка имеет собственный индивидуальный код, определяющий такие характеристики, как расход топлива, время реакции, зависимость рабочих параметров от давления. Коды предназначены для точного управления впрыском топлива в каждый из цилиндров. Замена, настройка форсунок выполняется с использованием специального тестового оборудования. Выбраковка одной форсунки обычно требует замены или регулировки всего комплекта форсунок.

## Выводы.

1. Расчеты показали, что при данных конструктивных параметрах клапана управления его электромагнит способен преодолевать силы инерции, усилие пружины, прижимающей шариковый клапан к седлу, и открывать его.

2. Сила со стороны пружины значительно выше силы, действующей на поверхность шарика (запорного органа) от давления топлива в камере управления и сил инерции, что обеспечит его плотное закрытие.

3. Баланс сил, действующих в электрогидравлическом клапане, обеспечит его работоспособность и управление ходом иглы.

4. Приведена методика диагностирования электрической и гидравлической части клапанного узла форсунок.

## Библиографический список

1. Макушев, Ю. П. Системы питания двигателей внутреннего сгорания : метод. указания к лабораторным и практическим работам по профилю подготовки «Двигатели внутреннего сгорания» / Ю. П. Макушев. — Омск : СибАДИ, 2012. — 84 с.
2. Иващенко, Н. А. Дизельные топливные системы с электронным управлением / Н. А. Иващенко, В. А. Вагнер, Л. В. Грегов. — Барнаул : Изд-во АЛГТУ им. И. И. Ползунова, 2000. — 111 с.
3. Макушев, Ю. П. Расчет систем и механизмов двигателей внутреннего сгорания математическими методами : учеб. пособие / Ю. П. Макушев, Т. А. Полякова, Л. Ю. Михайлова, А. В. Филатов. — Омск : Изд-во СибАДИ, 2011. — 284 с.
4. Касаткин, А. С. Электротехника : учеб. для вузов / А. С. Касаткин, М. В. Немцов. — 9-е изд. — М. : Академия, 2005. — 544 с.
5. Губертус, Гюнтер. Диагностика дизельных двигателей / Гюнтер Губертус ; пер. с нем. Ю. Г. Грудского // Сер. Автомеханик. — М. : ЗАО КЖИ «За рулем», 2004. — 176 с.

**МАКУШЕВ Юрий Петрович**, кандидат технических наук, доцент (Россия), доцент кафедры тепловых двигателей и автотракторного электрооборудования Сибирской государственной автомобильно-дорожной академии, г. Омск.

Адрес для переписки: makusev321@mail.ru

**ВОЛКОВА Лариса Юрьевна**, старший преподаватель кафедры судовых энергетических установок и теплоэнергетики Калининградского государственного технического университета.

Адрес для переписки: volkova0969@mail.ru

Статья поступила в редакцию 29.04.2015 г.

© Ю. П. Макушев, Л. Ю. Волкова

## РАСЧЕТНЫЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ ДЛЯ РЕВЕРСИВНОЙ ТОПКИ ГАЗОТРУБНОГО КОТЛА

Рассматривается классификация газотрубных котлов как источников теплоты для автономных систем теплоснабжения и особенности их конструкции. Приводятся результаты численных расчетов с использованием  $k$ - $\varepsilon$  модели турбулентного горения тепловых процессов в реверсивных топках с различным профилем для газового топлива. Наиболее высокие средние температуры газовой смеси в объеме и плотности тепловых потоков на стенке соответствуют реверсивной топке с профилем эллипс.

**Ключевые слова:** газотрубный котел, реверсивная топка, горение, температура, плотность теплового потока.

Котлы применяются как источники пара, для отопления зданий и питания технологического оборудования в промышленности, а также машин и турбин, приводящих в действие электрогенераторы. В зависимости от назначения котельные агрегаты (котлы) подразделяют на отопительные, отопительно-производственные и производственные. Отопительные водогрейные котлы устанавливают в отопительных котельных, они вырабатывают горячую воду с температурой 90–200 °С, которая используется для обеспечения тепловой энергией систем отопления, вентиляции и горячего водоснабжения.

Промышленные котельные агрегаты, устанавливаемые в производственных и отопительно-производственных котельных (соответственно это производственные и отопительно-производственные котлы), вырабатывают насыщенный пар или перегретый пар с температурой до 450 °С и давлением до 4 МПа, который используется в технологических процессах разных отраслей промышленности, а также для обеспечения тепловой энергией систем отопления, вентиляции и горячего водоснабжения [1–4]. Соответственно, газотрубные котлы разделяются на следующие типы: водогрейные и паровые. По расположению: горизонтальные, вертикальные. По конструкции жаровой трубы: с гладкими или волнистыми жаровыми трубами. По количеству жаровых труб: с одной или с двумя жаровыми трубами. По наличию экономайзера: с экономайзером, без экономайзера. По режиму эксплуатации: работающие в базисном режиме; работающие в маневренном режиме. По ходу дымовых газов: с оборотом дымовых газов (реверс) в жаровой трубе, с двойным ходом дымовых газов, с тройным ходом дымовых газов.

Рассмотрим этот вопрос подробнее. Горячие газы, образующиеся в камере сгорания, проходят через реверсивную камеру и затем через трубы малого диаметра, составляющие второй ход (рис. 1), и, наконец, через второй пучок труб, который обра-

зует третий ход (рис. 2). В некоторых конструкциях котлов реверсивных топок третий ход исключен, что может дать преимущество по габаритам котлов [1, 2].

Несмотря на многообразие заявленных характерных признаков классификации газотрубных котлов в развитии современной подобной техники малой и средней мощности, можно выделить следующие общие направления: повышение энергетической эффективности путем всемерного снижения тепловых потерь и наиболее полного использования энергетического потенциала топлива; уменьшение габаритных размеров котельных агрегатов за счет интенсификации процесса сжигания топлива и теплообмена в топке и поверхностях нагрева; снижение токсичных (вредных) выбросов ( $\text{CO}$ ,  $\text{NO}_x$ ,  $\text{SO}_x$ ); повышение надежности работы котельного агрегата [1].

Наряду с выбором теплогенератора для децентрализованных систем теплоснабжения, актуальными задачами являются расчет процессов теплопереноса и определение способов интенсификации его в элементах конструкции котла при одновременном действии излучения и конвекции. Поэтому дальнейший материал будет посвящен рассмотрению вопроса расчета процесса теплопереноса в топках газотрубных котлов малой и средней мощности. Анализ литературных источников показывает, что доля конвективного переноса в проточной топке достигает 20–30 % в общем теплопереносе от факела к стенке [4, 5]. Поэтому для изучения подобных процессов дальнейшие расчетные исследования проводились для реверсивной топки газотрубного котла с использованием уравнений газовой динамики [5].

Ниже приводятся результаты расчетов по  $k$ - $\varepsilon$  модели турбулентного горения с учетом излучения реагирующих газов (модель излучения P1) с использованием программного комплекса ANSYS-CFX, выполненных для различных профилей реверсивной топки газотрубного котла мощностью 200 кВт

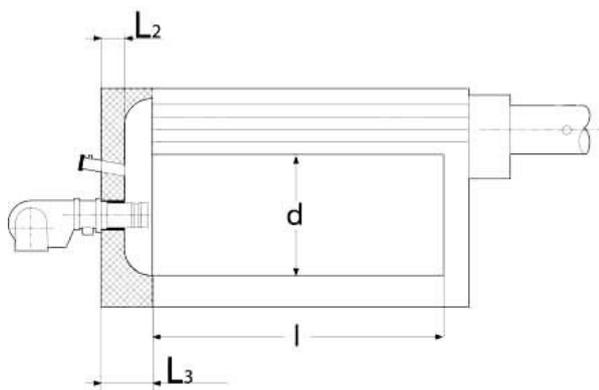


Рис. 1. Двухходовой котел с реверсивной камерой сгорания:  $d$  — диаметр камеры сгорания,  $l$  — длина камеры сгорания (для расчета размеров пламени),  $L_2$  — толщина изоляции котла,  $L_3$  — минимальная длина пламенной трубы горелки (от фланца крепления горелки)

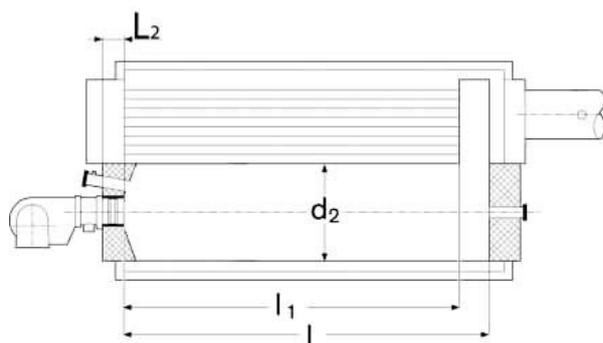


Рис. 2. Трехходовой котел:  $d$  — диаметр камеры сгорания,  $l$  — длина камеры сгорания,  $d_2$  — диаметр жаровой трубы до поворотной камеры для расчета размеров пламени,  $l_1$  — длина жаровой трубы до поворотной камеры для расчета размеров пламени,  $L_2$  — толщина изоляции котла

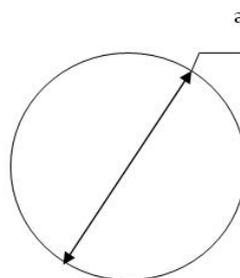
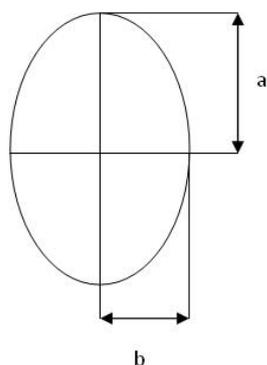


Рис. 3. Геометрические характеристики профилей расчетных моделей: эллипс —  $a = 0,135$  м,  $b = 0,095$  м; круг —  $a = 0,46$  м

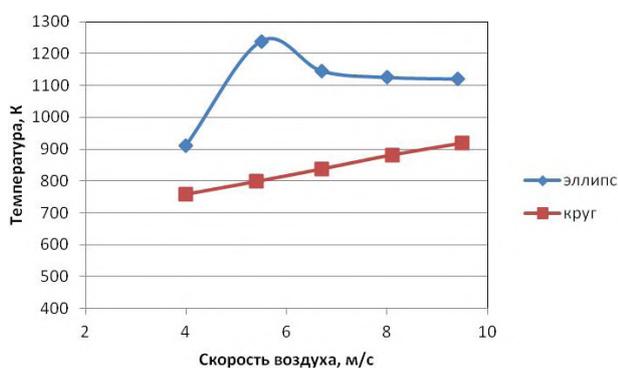


Рис. 4. Зависимость средней температуры газовой смеси в топке от скорости окислителя

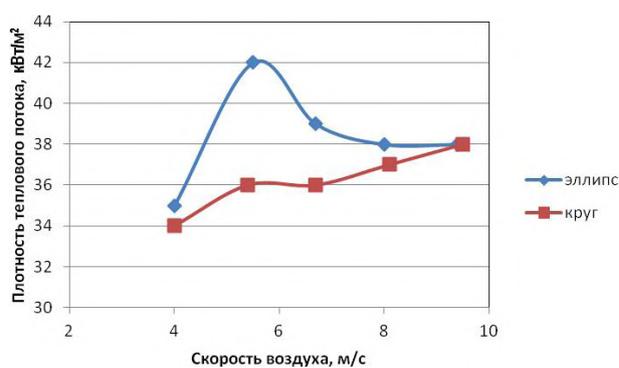


Рис. 5. Зависимость средней плотности теплового потока на стенке от скорости окислителя

(рис. 3). Длина топки — 1 метр. Топливо — природный газ, окислитель — воздух. Скорость подачи метана постоянна (40 м/с), скорость подачи окислителя — переменна.

На рис. 4 изображено изменение средних температур в зависимости от скорости окислителя при постоянном расходе топлива для топок различных профилей — эллипса и круга. Во всем исследуемом интервале данных величин наблюдается изменение температур. Причем максимум достигается в области, соответствующей полному сгоранию топлива.

Очевидно, что интенсивность сжигания природного газа определяется, в том числе и скоростью его смешения с воздухом. Причем большие значения температур соответствуют топке с профилем эллипса. Изменение формы поперечного сечения с круга на эллипс приводит к деформации поля скоростей и, как следствие, к увеличению последних.

Температура газовой смеси в топочном объеме является определяющим параметром для определения эффективности работы котла в целом. Также при тепловом расчете данного агрегата необходимо

определить количество теплоты, переданное теплоносителю. На рис. 5 изображено изменение средних значений плотностей теплового потока  $q$  на граничной поверхности в зависимости от скорости окислителя при постоянном расходе топлива для топок различных профилей — эллипса и круга. Во всем исследуемом интервале данных величин изменение величины  $q$  определяется законом изменения температур в объеме. Поэтому максимальные значения этих величин соответствуют топке с профилем эллипс.

#### Выводы.

1. Численное решение уравнений, входящих в  $k$ - $\varepsilon$  модель турбулентного горения, позволяет определить значения тепловых характеристик работы топки.

2. На основе полученных данных можно утверждать, что вариации формы профиля топки приводят к изменению её тепловых характеристик — температуры газовой смеси в объёме и плотности теплового потока на стенке.

3. Данные величины являются начальными данными при расчете эффективности работы газотрубного котла.

#### Библиографический список

1. Соколов, Б. А. Паровые и водогрейные котлы малой и средней мощности / Б. А. Соколов. — М. : Академия, 2008. — 128 с.

2. Брюханов, О. Н. Газифицированные котельные агрегаты / О. Н. Брюханов, В. А. Кузнецов. — М. : ИНФРА-М, 2005. — 329 с.

3. Липов, Ю. М. Котельные установки и парогенераторы / Ю. М. Липов,

Ю. М. Третьяков. — М. — Ижевск : НИЦ Регулярная и хаотическая динамика, 2005. — 592 с.

4. Михайлов, А. Г. Вопросы выбора теплогенераторов / А. Г. Михайлов,

А. С. Романенко, С. В. Теребилов // Омский научный вестник. Сер. Машины, приборы и технологии. — Омск : ОмГТУ. — 2008. — № 2 (68). — С. 54–56.

5. Михайлов, А. Г. Методы расчета теплообмена в топках котлов / А. Г. Михайлов // Омский научный вестник. Сер. Машины, приборы и технологии. — Омск : ОмГТУ. — 2008. — № 3 (70). — С. 81–84.

**МИХАЙЛОВ Андрей Гаррьевич**, кандидат технических наук, доцент (Россия), заведующий кафедрой теплоэнергетики.

**НОВИКОВА Эллина Эдуардовна**, студентка гр. Б-411 энергетического института.

**ТЕРЕБИЛОВ Сергей Викторович**, старший преподаватель кафедры теплоэнергетики.

Адрес для переписки: serguyxxx@ya.ru

Статья поступила в редакцию 10.09.2015 г.

© А. Г. Михайлов, Э. Э. Новикова, С. В. Теребилов

УДК 621.181.123

**А. Г. МИХАЙЛОВ**  
**Е. Н. СЛОБОДИНА**  
**С. В. ТЕРЕБИЛОВ**

Омский государственный  
технический университет

## ВОПРОСЫ ТЕПЛООБМЕНА ПРИ КОНДЕНСАЦИИ В РАЗРЯЖЕННОМ ОБЪЕМЕ ВАКУУМНОГО КОТЛА

Продолжительное время процессам конденсации при работе теплотехнического оборудования не уделялось должного внимания, предполагалось, что процесс не нуждается в применении развитых поверхностей нагрева и других методов интенсификации. В статье отображены результаты исследования влияния процесса конденсации в разряженной полости на эффективность работы вакуумного котла. Изучение процесса конденсации в разряженной полости позволит выделить недостатки и подобрать рациональные методы интенсификации теплообмена.

**Ключевые слова:** вакуумный котел, конденсация, теплоотдача, давление, коэффициент полезного действия.

Рационализировать использование и достигнуть экономически оправданной эффективности использования энергетических ресурсов возможно благодаря разработке и внедрению новых технологий и оборудования. В качестве такого оборудования для систем автономного теплоснабжения рассматривается вакуумный водогрейный котел, который не требует больших материальных затрат при экс-

плуатации, прост в конструкции и безопасен в использовании.

Вакуумный водогрейный котел — это герметичная емкость, наполненная определенным количеством хорошо очищенной воды (рис. 1). Особенность работы котла заключается в том, что в котел при первом запуске после монтажа единственный раз заливается химически очищенная вода.

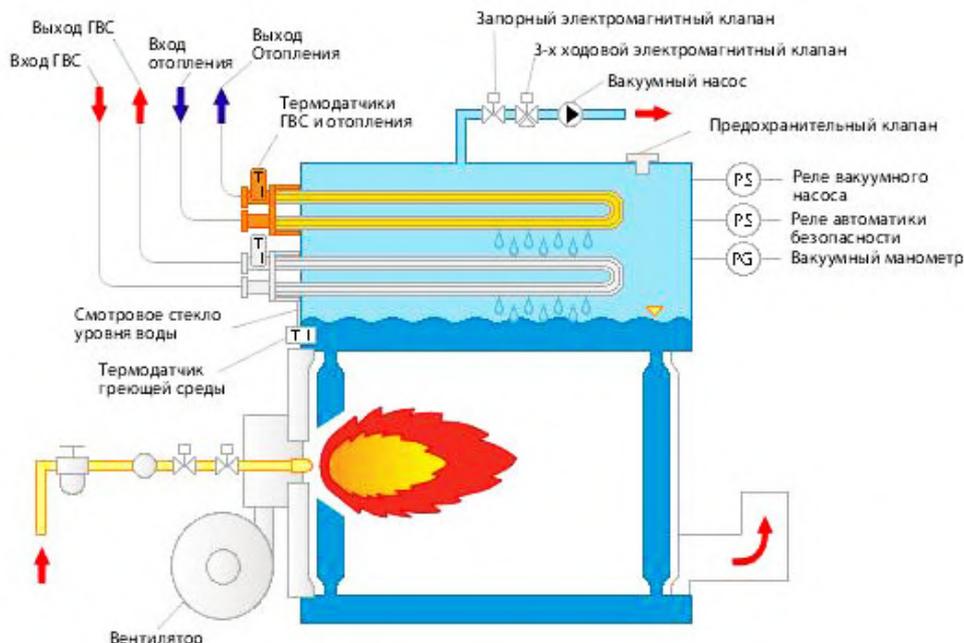


Рис. 1. Принципиальная схема устройства вакуумного газотрубного котла

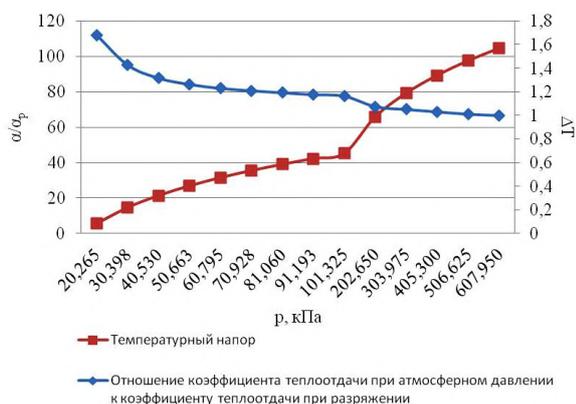


Рис. 2. Определяющие параметры коэффициента теплоотдачи при конденсации

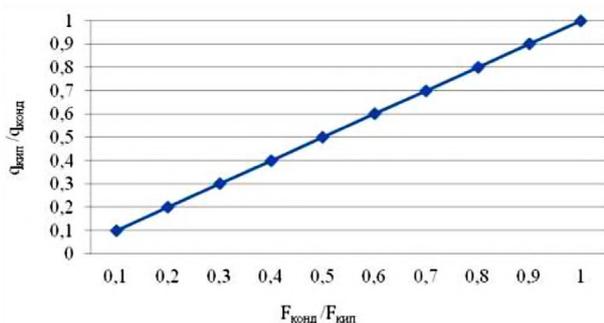


Рис. 3. Соотношение площадей и тепловых потоков при процессах кипения и конденсации

Нагреваясь при сгорании топлива, вода испаряется, пароводяная смесь по подъемным экраным трубам поступает в сборную камеру прямоугольного сечения, откуда отсепарированный пар поступает в паровой объем. В паровом объеме установлены два теплообменника: один — для подогрева воды на отопление, второй — для подогрева воды на ГВС. Тепло пара передается поверхностям на-

грева теплообменников, образующийся при этом конденсат стекает в водный объем сборной камеры. Конденсат, смешиваясь с котловой водой, поступает по опускным экраным трубам в нижний коллектор. При этом нижний коллектор, подъемные точечные трубы, верхний сборный коллектор, опускные экраные трубы образуют замкнутый контур естественной циркуляции [1–3].

Конденсация является важнейшим процессом, влияющим на эффективность работы котла, представляя собой процесс перехода пара (газа) в жидкое или твердое состояние.

Существует несколько видов конденсации:

1. Пленочная конденсация, конденсат образует непрерывную пленку на охлаждаемой поверхности.
2. Гомогенная конденсация, при данном виде пар конденсируется на каплях, взвешенных в газовой фазе, образуя туман.
3. Капельная конденсация происходит в том случае, когда конденсат образуется в виде капель на охлаждаемой поверхности.
4. Конденсация при прямом контакте наблюдается, если пар контактирует с холодной жидкостью.
5. Конденсация смесей паров, образующих несмешивающиеся жидкости, структуры, образуемые в жидкой фазе, при этом сложны [4].

Наиболее высокое значение коэффициента теплоотдачи, возможно, получить при капельной конденсации, которую сложно удерживать. Конденсация может происходить в объеме пара или на охлаждаемой поверхности теплообмена. В вакуумных котлах речь идет о конденсации насыщенных паров в жидкое состояние на охлаждаемой поверхности теплообмена, при условии, если температура поверхности меньше температуры насыщения при данном давлении. Выделение при фазовом превращении теплоты неразрывно связывает процесс конденсации пара с теплообменом [5, 6].

В вакуумных котлах насыщенные пары конденсируются на наружной поверхности горизонтальных труб, при этом интенсивность процесса оказывает влияние на эффективность работы вакуумного котла. На рис. 1 представлена графическая зависимость

коэффициента теплоотдачи от давления насыщенных паров, рассчитанная по формуле:

$$\alpha = 0,7984 \sqrt{\frac{\lambda_{ж}^3 \rho_{ж}^2 g \Gamma}{\mu_{ж} (t_n - t_c) d}},$$

где  $\lambda_{ж}$  — теплопроводность жидкой фазы;  $\rho$  — плотность жидкой фазы;  $g$  — ускорение свободного падения;  $\mu$  — динамическая вязкость;  $t_n$  — температура насыщения;  $t_c$  — температура стенки;  $d$  — характерный размер [5].

Коэффициент теплоотдачи при конденсации зависит от множества факторов, в первую очередь от температуры (давления) насыщенных паров и температурного напора (рис. 2).

На работу котла, помимо конденсации, большое влияние оказывает процесс кипения, поэтому для эффективной работы вакуумного котла необходимо соблюдение следующего равенства:

$$\frac{q_{кип}}{q_{конд}} = \frac{F_{конд}}{F_{кип}}, \quad (1)$$

где  $q_{кип}$  — плотность теплового потока при кипении;  $q_{конд}$  — плотность теплового потока при конденсации;  $F_{кип}$  — площадь поверхности теплообмена при кипении;  $F_{конд}$  — площадь поверхности теплообмена при конденсации. Неразрывная связь этих двух процессов требует соблюдения особого соотношения площадей и плотности тепловых потоков; графически данная зависимость представлена на рис. 3.

Уменьшение давления в разреженной полости в интервале 608 — 10 кПа оказывает влияние на температурный напор при конденсации и, как следствие, на коэффициент теплоотдачи, что приводит к нарушению равенства (1) и снижению КПД котла брутто в пределах 5 %.

В настоящее время применяются различного рода интенсификаторы, предотвращающие образование пленки. Теплоотдача при капельной конденсации в 5 — 10 раз выше, чем при пленочной [7, 8].

Поэтому использование интенсификаторов процесса конденсации в разреженной полости создает предпосылки для создания энергоэффективного вакуумного котла.

## Книжная полка

621.45/К65

**Конструкция и проектирование комбинированных ракетных двигателей на твердом топливе : учеб. для вузов / Б. В. Обносов [и др.] ; под ред. В. А. Сорокина. — 2-е изд., перераб. и доп. — М. : Изд-во МГТУ им. Н. Э. Баумана, 2014. — 303 с.**

Изложены основы комплексного проектирования и экспериментальной отработки комбинированных ракетных (ракетно-прямоточных) двигателей на твердом топливе. Центральное место в книге занимает методология расчетно-конструкторской разработки двигателей различных схем для выбора базовой компоновки на этапе технического предложения. Приведены конструктивно-компоновочные схемы и конструкции узлов комбинированных двигателей. Для студентов старших курсов и аспирантов авиа- и ракетостроительных специальностей высших технических учебных заведений, научных работников и инженеров, занимающихся разработкой, проектированием и испытаниями высокоскоростных летательных аппаратов и комбинированных ракетных двигательных установок на основе ракетно-прямоточного двигателя на твердом топливе.

## Библиографический список

1. Каталог котельного оборудования фирмы BOOSTER [Электронный ресурс]. — Режим доступа : <http://www.booster-rus.ru> (дата обращения: 01.09.2015).
2. Михайлов, А. Г. Вопросы выбора теплогенераторов / А. Г. Михайлов, Д. С. Романенко, С. В. Теребилов // Омский научный вестник. Сер. Приборы, машины и технологии. — 2008. — № 2 (68). — С. 54—56.
3. Пат. 149712 Российская Федерация, МПК F24 Н 1/28. Жаротрубный котел / Михайлов А. Г., Теребилов Т. С. ; заявитель и патентообладатель Омский гос. техн. ун-т. — № 2014134687/06 ; заявл. 25.08.14 ; опубл. 20.01.15, Бюл. № 2. — 7 с.
4. Справочник по теплообменникам. В 2 т. Т. 1 / Под ред. О. Г. Мартыненко ; пер. с англ. — М. : Энергоатомиздат, 1987. — 560 с.
5. Кутателадзе, С. С. Теплопередачи при кипении и конденсации / С. С. Кутателадзе. — М. : МАШГИЗ, 1952. — 236 с.
6. Исаченко, В. П. Теплопередача : учеб. для вузов / В. П. Исаченко, В. А. Осипова, А. С. Сукомел. — 4-е изд., перераб. и доп. — М. : Энергоиздат, 1981. — 416 с.
7. Калинин, Э. К. Эффективные поверхности теплообмена / Э. К. Калинин, Г. А. Дрейцер, И. З. Кошп. — М. : Энергоатомиздат, 1998. — 408 с.
8. Слободина, Е. Н. Интенсификация процессов кипения и конденсации в рабочем объеме вакуумного котла / Е. Н. Слободина // Динамика систем, механизмов и машин. — 2014. — № 2. — С. 134—136.

**МИХАЙЛОВ Андрей Гаррьевич**, кандидат технических наук, доцент (Россия), заведующий кафедрой теплоэнергетики.

**СЛОБОДИНА Екатерина Николаевна**, ассистент кафедры теплоэнергетики.

**ТЕРЕБИЛОВ Сергей Викторович**, старший преподаватель кафедры теплоэнергетики.

Адрес для переписки: [slobodina\\_e@mail.ru](mailto:slobodina_e@mail.ru)

Статья поступила в редакцию 02.09. 2015 г.

© А. Г. Михайлов, Е. Н. Слободина, С. В. Теребилов

## ВИДЫ ИЗНОСА ТВЕРДОСПЛАВНЫХ ПЛАСТИН ПРИ ЛЕЗВИЙНОЙ ОБРАБОТКЕ И МЕТОДЫ БОРЬБЫ С НИМИ

**В данной статье представлена актуальная проблема износа режущих пластин при лезвийной обработке, а также методы диагностирования и способы устранения их появления. Понимание всех типов разрушения пластин и методов его анализа обеспечит: увеличение срока службы инструмента и предсказуемость его работы, качество обрабатываемой поверхности, а также повышение производительности и повреждений дорогостоящих деталей.**

**Ключевые слова:** режущий инструмент, режущие пластины, виды износа, диагностика.

Современная металлообработка развивается по пути повышения скорости резания и качества обработки. Это обусловлено повышением требований к качеству обработки и к возможному снижению затрат на изготовление деталей.

Для достижения таких целей, при лезвийной обработке, режущий инструмент должен соответствовать определенным требованиям: повышенной стойкости и надежности, жесткости и другим показателям. В противном случае нельзя обеспечить стабильности размеров и высокого качества работы по установленной программе из-за износа режущего инструмента.

Износ режущего инструмента представлен в основном износом режущей пластины, так как основную нагрузку принимает именно она.

Процесс разрушения пластины и его отрицательное влияние на производственное оборудование связано с тем, что зона резания, в которой работает инструмент, характеризуется высокой химической чистотой трущихся поверхностей, высокими температурой и давлением в зоне контакта.

Износ, если с ним не бороться, приведет к неточной обработке и низкой производительности [1, 2].

Большое разнообразие методов диагностики износа инструмента позволяет на раннем этапе определить основные причины разрушения. Без этих важных операций невозможно правильно определить причину разрушения пластины. Существующие методы контроля состояния режущих пластин можно разделить на 2 типа: прямые и косвенные [3] (рис. 1).

Существует 5 основных механизмов изнашивания пластин:

— абразивный износ заключается в следующем: стружка внедряется в рабочую поверхность пластины и путем микроцарапаний удаляет металл с этой поверхности. Интенсивность абразивного износа повышается при снижении скорости резания;

— адгезионный износ происходит в результате схватывания или прилипания трущихся поверхностей и последующего отрыва мельчайших частиц материала инструмента. Адгезионный износ уменьшается при повышении твердости пластин;

— диффузионный износ является результатом взаимного растворения металла детали и материала инструмента. Активность процесса растворения повышается при повышении температуры контактного слоя, т. е. при возрастании скорости резания;

— окислительное (химическое) изнашивание также является результатом воздействия высоких температур и давления, но, в отличие от диффузионного процесса, этот процесс нуждается в доступе воздуха. Обычно он происходит там, где режущая кромка только начинает контактировать с внешней частью снимаемого припуска, а в эту зону воздух, как правило, имеет свободный доступ. Окислительное изнашивание обычно приводит к образованию глубокой выемки на той части режущей кромки, которая контактирует с внешней частью снимаемого материала заготовки;

— усталостное изнашивание наблюдается, если режущий материал не выдерживает колебаний температуры совместно с изменениями нагрузки, что приводит к образованию трещин и разрушению режущей кромки. Неправильное применение охлаждения, когда режущая кромка то нагревается, находясь в зоне резания, то охлаждается вне ее, приводит к повышению усталостного изнашивания [3].



Рис. 1. Методы измерения износа режущих пластин

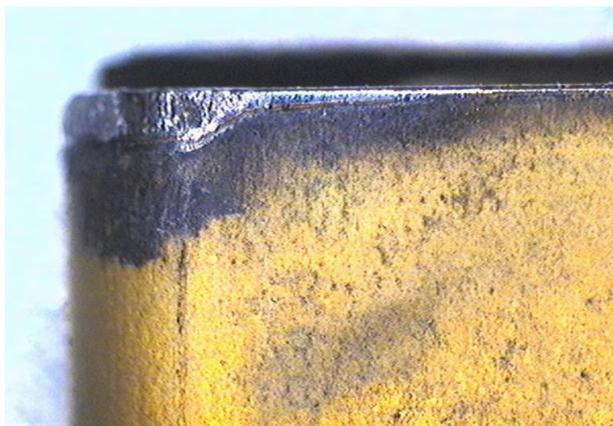


Рис. 2. Износ по задней поверхности



Рис. 3. Лункообразование на режущей пластине

Характер износа режущей пластины, то есть распределение его по рабочим поверхностям, зависит от многих конкретных условий, в которых производится резание. Определяют восемь основных типов износа пластин:

#### 1. Износ по задней поверхности.

Естественный износ пластины происходит при обработке любых видов материалов. Естественный износ по задней поверхности является наиболее ожидаемым механизмом износа, так как его легче предсказать. Износ по задней поверхности происходит равномерно по всей длине режущей кромки при трении материала заготовки о режущую кромку; этот процесс схож с затуплением лезвия ножа (рис. 2).

Естественный износ по задней поверхности начинается, когда твердые микроскопические включения или наклепанный материал заготовки врезаются в пластину. Причинами такого износа могут быть трение при низких скоростях резания и химические реакции между материалами при высоких

скоростях резания. Естественный износ по задней поверхности определяется по относительно равномерному следу изнашивания, образующемуся вдоль режущей кромки пластины. Иногда металл от заготовки наслаивается на режущую кромку, визуально увеличивая настоящий размер следа изнашивания на пластине.

С другой стороны, быстрый износ по задней поверхности нежелателен, так как он сокращает срок службы инструмента и при его наличии невозможно обеспечить обычно требуемую стойкость — 15 минут.

Быстрый износ по задней поверхности происходит при резании абразивных материалов, таких как ковкий чугун, кремний-алюминиевые сплавы, жаропрочные сплавы, дисперсионно-твердеющие марки нержавеющей стали после термической обработки, сплавы меди с бериллием и сплавы карбида вольфрама, а также неметаллических материалов, например, стекловолокна, эпоксидной смолы, армированной пластмассы и керамики.



Рис. 4. Наросты на режущей кромке

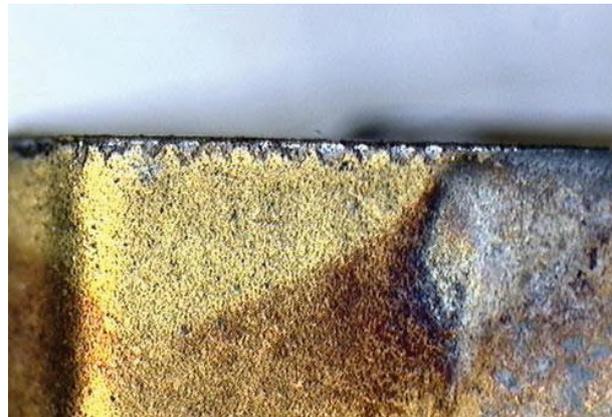


Рис. 5. Выкрашивание на режущей пластине

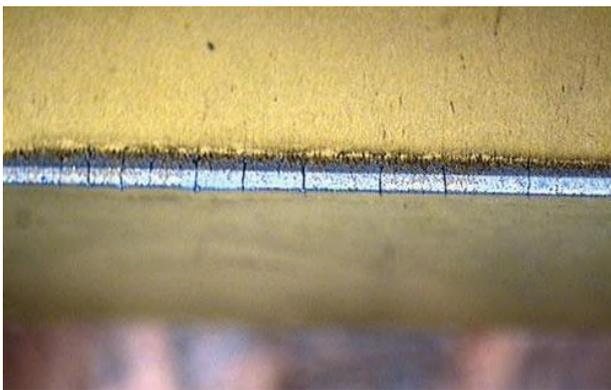


Рис. 6. Тепломеханическое повреждение



Рис. 7. Деформация режущей кромки

Для предотвращения быстрого износа по задней поверхности крайне важно подобрать пластины из более твердых сплавов с износостойким покрытием и обеспечить правильную подачу СОЖ. Также может помочь и снижение усилий резания, однако оно негативно скажется на времени цикла [4].

## 2. Лункообразование.

Обычно возникают при высокоскоростной обработке чугуна или титановых сплавов, лунки образуются в результате нагрева или химической реакции, при которых пластина фактически растворяется в стружке от заготовки (рис. 3).

К образованию лунок на пластинах приводит сочетание диффузии и абразивного износа. В случае с обработкой чугуна и титановых сплавов, тепло стружки от заготовки вызывает растворение и диффузию частиц карбида вольфрама в стружке; таким образом, образуется лунка в верхней части пластины. Со временем лунка может стать достаточно большой для того, чтобы вызвать выкрашивание задней поверхности пластины, деформировать ее или привести к быстрому износу по задней поверхности.

## 3. Наросты на режущей кромке.

Наросты на режущих кромках образуются, когда фрагменты заготовки под давлением привариваются к режущей кромке пластины. Это происходит из-за химического сходства материалов пластины и заготовки, высокого давления обработки и значительной температуры в зоне резания. Нарост на кромке может отломиться в любое время (иногда с частью пластины), что приводит к выкрашиванию и быстрому износу по задней поверхности (рис. 4).

Как правило, механизм разрушения запускается при работе с вязкими материалами, жаропрочными сплавами, нержавеющей стали и цветными металлами, а также при малых скоростях обработки, нарезании резьбы и сверлении. Наросты на режущих кромках можно определить по нехарактерным изменениям размера частиц или шероховатости, а также по блестящему материалу в верхней части или на задней поверхности кромки пластины.

Образование наростов на режущей кромке можно контролировать путем увеличения скорости резания и подачи, а также использования пластин с покрытием из нитрида титана (TiN) и правильной подачи СОЖ (например, увеличения концентрации СОЖ). Помимо этого рекомендуется применять пластины с более ровными поверхностями и/или снижающими усилие геометриями [4].

## 4. Выкрашивание.

Выкрашивание происходит вследствие механической нестабильности из-за отсутствия жестких настроек, плохих подшипников или изношенных шпинделей, твердых участков в обрабатываемом материале или из-за прерывистого резания. Иногда такое разрушение возникает в процессах, для которых оно нехарактерно, например, при обработке пористых металлокерамических материалов. В этом процессе твердые включения на поверхности материала разрезаются, и прерывистое резание приводит к концентрации напряжения в определенных участках и вызывает выкрашивание (рис. 5).

При данном типе разрушения следы выкрашивания отчетливо заметны по всей длине режущей кромки. Выкрашивание можно предотвратить, если



Рис. 8. Образование бороздки

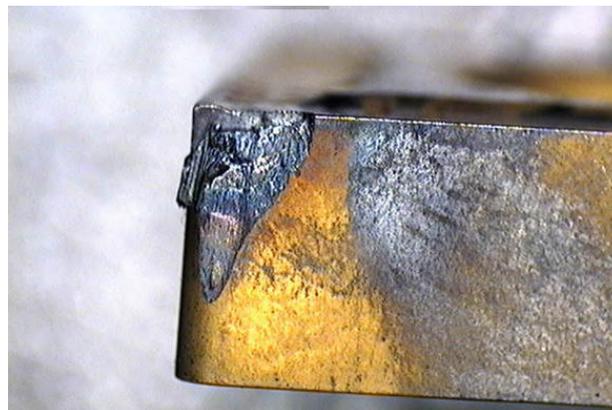


Рис. 9. Механическое разрушение

обеспечить правильную установку инструмента, свести к минимуму изгиб, контролировать образование наростов на кромках, использовать хонингованные пластины, а также пластины из более прочных сплавов и/или с усиленной геометрией режущей кромки [5, 6].

#### 5. Тепломеханическое повреждение.

Тепломеханическое повреждение пластины происходит при комбинации резких колебаний температуры и механического удара. Под действием напряжения вдоль кромки пластины появляются трещины, из-за чего со временем фрагменты твердого сплава могут выпадать, а пластины становятся более подверженными выкрашиванию (рис. 6).

Тепломеханические повреждения чаще всего наблюдаются при фрезеровании и иногда при токарной обработке с прерывистым резанием, торцевом фрезеровании большинства деталей и выполнении операций с прерывистой подачей СОЖ. Признаками тепломеханического повреждения пластины являются многочисленные трещины, идущие перпендикулярно режущей кромке. Очень важно идентифицировать это повреждение до того, как начнется выкрашивание пластины.

Предотвратить образование трещин можно, если правильно применять СОЖ или по возможности исключить ее из процесса обработки. Следует отдавать предпочтение пластинам из более ударостойких сплавов и пластинам с геометрией, снижающей тепловыделение, а также уменьшать скорость подачи.

#### 6. Деформация кромки.

Деформация режущей кромки образуется из-за чрезмерного нагрева в сочетании с механической нагрузкой. Избыточный нагрев зачастую возникает при высокой скорости и подаче или при обработке твердых сталей, наклепанных металлов и жаропрочных сплавов (рис. 7).

Избыточный нагрев приводит к размягчению кобальта или связующего твердого сплава пластины. Механическая нагрузка возникает, когда из-за давления пластины на заготовку пластина деформируется или изгибается на конце, что может привести к отламыванию кромки пластины, быстрому износу по задней поверхности [7].

О деформации кромки могут свидетельствовать изменение формы режущей кромки и размеры готовой детали, не соответствующие техническим характеристикам. Деформацию режущей кромки можно контролировать, если правильно применять СОЖ, использовать пластины из более износостой-

кого сплава с меньшим содержанием связующего, а также если уменьшить скорость обработки и подачи и использовать пластины со снижающей усилие геометрией.

#### 7. Образование бороздки (зазубривание).

Бороздки образуются, когда поверхность заготовки из абразивного материала обдирает или выкрашивает режущий инструмент на уровне глубины резания. Бороздки могут формироваться при обработке литых, окисленных, наклепанных поверхностей или поверхностей неправильной формы. Поскольку абразивное воздействие — главный виновник образования бороздок, в подверженных этому процессу зонах пластина может выкрашиваться. Полоса на пластине на уровне глубины резания испытывает напряжение, что делает пластину менее стойкой к нагрузкам (рис. 8).

Данное разрушение становится заметным, когда бороздки и следы выкрашивания появляются в зоне глубины резания на пластине. Чтобы предотвратить образование бороздки, важно изменять глубину резания при обработке в несколько проходов, использовать инструмент с большим заходным углом, увеличивать скорость резания при обработке жаропрочных сплавов, снижать скорость подачи, осторожно увеличивать хон в глубине зоны резания и предотвращать образование наростов на кромках, особенно при обработке нержавеющей стали и жаропрочных сплавов.

#### 8. Механическое разрушение.

Механическое разрушение пластины происходит, когда внешнее усилие превышает внутренний запас прочности режущей кромки пластины. Любые из перечисленных выше разрушений могут способствовать механическому разрушению пластины (рис. 9).

Предотвратить механическое разрушение пластины возможно, если устранить указанные ранее разрушения, кроме естественного износа по задней поверхности. Для этого необходимо использовать пластины из более ударостойких сплавов, выбирать пластины с усиленной геометрией, применять пластины большей толщины, снижать скорость подачи и/или глубину резания, изменять жесткость установки и проверять заготовку на наличие твердых включений или труднообрабатываемых участков [8].

Понимание восьми типов разрушения пластин и методов их анализа обеспечит производителям многочисленные преимущества: рост производительности, увеличение срока службы инструмента

и предсказуемость его работы, детали с улучшенной структурой и допусками, меньший износ оборудования; снижение вероятности критического разрушения пластин и, следовательно, уменьшение остановок производства и повреждений дорогостоящих деталей.

#### Библиографический список

1. Кабаддин, Ю. Г. Трение и износ инструмента при резании / Ю. Г. Кабаддин // Вестник машиностроения. — 1995. — Вып. № 1. — С. 26–31.
2. Хае, Г. Л. Прочность режущего инструмента / Г. Л. Хае. — М.: Машиностроение, 1975. — 186 с.
3. Латыпов, Р. Р. Методы диагностики состояния режущего инструмента в станочных системах : учеб. пособие / Р. Р. Латыпов. — Уфа : УГАТУ, 2009. — 96 с.
4. Григорьев, С. Н. Методы повышения стойкости режущего инструмента : учеб. для студентов вузов / С. Н. Григорьев. — М.: Машиностроение, 2009. — 368 с.
5. Древаль, А. Е. Краткий справочник металлиста / А. Е. Древаль — М.: Машиностроение, 2005. — 960 с.
6. Резание металлов / Г. И. Грановский [и др.]. — М.: Машгиз, 1953. — 364 с.
7. Титов, Ю. В. Получение ультрадисперсного порошка механическим методом с применением жидкого азота / А. Г. Кисель, А. Ю. Попов, Д. С. Реченко, В. Р. Титов, Ю. В. Титов // Нанотехника. — 2014. — № 1 (37). — С. 73–74.

8. Пат. 030364 РФ, МПК В22F 31/00. Устройство для получения металлических порошков / Реченко Д. С., Попов А. Ю., Каменов Р. У., Госина К. К., Титов Ю. В.; заявитель: Реченко Д. С., Титов Ю. В.; патентообладатель Омский гос. техн. ун-т. — № 2014119229/02; заявл. 13.05.2014; опубл. 10.10.14, Бюл. № 28. — 3 с.

**РЕЧЕНКО Денис Сергеевич**, кандидат технических наук, доцент кафедры металлорежущих станков и инструментов.

**ЕЖОВ Александр Александрович**, студент гр. КТО-124 машиностроительного института.

**БАЛОВА Дарья Георгиевна**, магистрант гр. КТОМ-141 факультета элитного образования и магистратуры.

**ЦАРЕНКО Игорь Андреевич**, магистрант гр. КТОМ-152 факультета элитного образования и магистратуры.

**КИСЕЛЬ Антон Геннадьевич**, ассистент кафедры металлорежущих станков и инструментов.

**КАМЕНОВ Ренат Уахитович**, студент гр. КТО-124 машиностроительного института.

Адрес для переписки: rechenko-denis@mail.ru

Статья поступила в редакцию 17.09.2015 г.

© Д. С. Реченко, А. А. Ежов, Д. Г. Балова, И. А. Царенко, А. Г. Кисель, Р. У. Каменов

## Книжная полка

### 621.791/Г52

**Гладков, Э. А. Автоматизация сварочных процессов : учеб. для вузов по направлению «Машиностроение» / Э. А. Гладков, В. Н. Бродягин, Р. А. Перковский. — М.: Изд-во МГТУ им. Н. Э. Баумана, 2014. — 421 с.**

Приведено описание основных элементов автоматизации сварочных установок. Даны принципы построения и примеры реализации современных систем управления оборудованием и процессами дуговой, контактной и электронно-лучевой сварки. Рассмотрены системы управления пространственным положением источника нагрева относительно линии стыка, автоматизированные комплексы с микроконтроллерами и ЭВМ для управления качеством сварного соединения, а также проблемы роботизации дуговой и контактной сварки. Для студентов высших учебных заведений. Учебник может быть полезен аспирантам и специалистам в области сварочного производства при выборе средств автоматизации.

### 621.54/К17

**Калекин, В. С. Поршневые пневмодвигатели и агрегаты с самодействующей системой газораспределения : моногр. / В. С. Калекин, В. В. Калекин, Д. В. Калекин. — Омск : Изд-во ОмГТУ, 2015. — 206 с.**

Приведены результаты исследования поршневых пневмодвигателей, детандеров и агрегатов на их основе с самодействующими клапанами. Представлены математические модели рабочих процессов пневмодвигателей, детандеров и агрегатов с учетом динамики механизмов движения и результаты их численного исследования. Приведены зависимости для расчета поршневых машин с самодействующими клапанами, полученные на основе теории подобия. Даны рекомендации по созданию и проектированию конструкций поршневых энергетических машин и агрегатов с принципиально новой системой газораспределения. Монография адресована научным работникам и аспирантам, занимающимся разработкой и исследованием поршневых компрессоров, расширительных машин и пневмодвигателей.

## ИССЛЕДОВАНИЕ ГЕОМЕТРИИ ТОКАРНЫХ ТВЕРДОСПЛАВНЫХ ПЛАСТИН ДЛЯ ОБРАБОТКИ ЖАРОПРОЧНОГО СПЛАВА ХН65КМВЮТЛ

Геометрия твердосплавного режущего инструмента определяет его стойкость, качество и надежность лезвийной обработки. На сегодняшний день существует большое количество фирм, поставляющих металлорежущий инструмент в Россию. Номенклатура представленного инструмента разнообразна и включает режущий инструмент для различного вида обработки, при этом геометрические параметры затачивания лезвия, то есть радиус округления при вершине, передний и задний угол весьма разнообразны, что не обеспечивает понимания потенциального ресурса режущего инструмента. Обработка жаропрочных сплавов весьма проблематична вследствие их физико-механических свойств, что требует изучения геометрических параметров пластин. Данная работа направлена на исследование геометрии токарных твердосплавных пластин для обработки жаропрочного сплава ХН65КМВЮТЛ.

**Ключевые слова:** металлообработка, затачивание твердосплавного инструмента.

*Данная работа выполнена при финансовой поддержке Министерства образования и науки РФ.*

В машиностроении механическая обработка деталей в большей мере осуществляется лезвийным инструментом. Производительность и точность обработки зависит от многих факторов, таких как: жесткость оборудования, режимы резания, физико-механические свойства обрабатываемой детали, геометрические параметры и материал режущего инструмента и т.д. При обработке жаропрочных сплавов наиболее рациональными инструментами являются твердые сплавы.

Обзор литературных данных и изучение производственного опыта показывают, что при обработке жаропрочных сталей и сплавов твердые сплавы исследованы недостаточно, и особенно влияние геометрических параметров на стойкость режущего инструмента [1].

В настоящей работе предоставлены некоторые результаты исследований стойкости твердосплавных режущих пластин CNMG 120404-MF1 марки 890 (Seco) при обработке жаропрочного сплава на никелевой основе ХН65КМВЮТЛ.

Исследования проводились на токарном станке модели Okuma Genos L300-MY при продольном точении предварительно проточенных заготовок диаметром 50 мм и длиной 200 мм. Режимы обработки: скорость резания  $V = 40$  м/мин; подача  $S = 0,08$  мм/об и глубина резания  $t = 1$  мм. Применялась смазочно-охлаждающая жидкость Addinol Penta-cool WM440.

Критерием изнашивания режущего инструмента было принято изменение шероховатости обрабо-

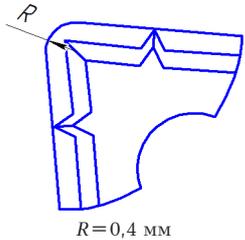
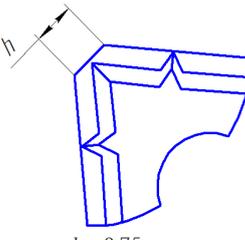
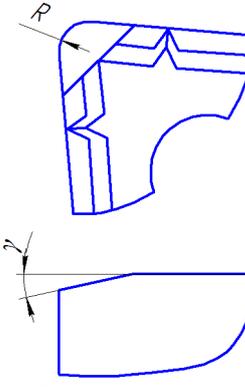
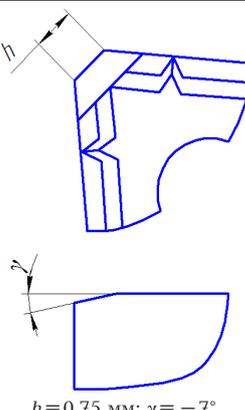
танной поверхности и износ по задней поверхности, равный 0,5 мм. Износ режущих пластин измерялся и контролировался с помощью цифрового микроскопа MiViewCar, при 60-кратном увеличении, как среднее арифметическое из пяти повторений эксперимента.

По результатам исследования установлено, что характер износа по главной задней поверхности твердосплавных пластин при точении жаропрочного сплава ХН65КМВЮТЛ нормальный и равномерный во всех случаях.

Приведены основные результаты исследований (табл. 1).

Установлено, что наиболее оптимальная геометрия для токарной обработки жаропрочного сплава ХН65КМВЮТЛ являются геометрии 2 и 4, так как они обеспечивают наибольшую стойкость, но при этом геометрия № 4 ведет себя весьма нестабильно и при незначительной ее работе появляется свист и вибрации. Это можно объяснить сочетанием достаточно тяжелой геометрии пластины, обеспечивающей максимальную стойкость, но наихудшее врезание в обрабатываемый материал. Применение фаски по задней поверхности (геометрия № 2) также обеспечивает высокую стойкость пластины и снижение нагрузки при резании, по сравнению с исходной геометрией № 1 [2].

Анализируя полученные результаты, можно сделать вывод, что более рациональной геометрией для обработки жаропрочного сплава ХН65КМВЮТЛ

№	Геометрия пластин	Фотография износа	Параметры стойкости и износа пластин
1	 <p><math>R=0,4 \text{ мм}</math></p>		<p>Нагрузка по осям:  <math>Y-60-75 \text{ Н};</math>  <math>X-275-300 \text{ Н};</math>  <math>Z-540-550 \text{ Н}.</math></p> <p>Результирующая нагрузка:  <math>R=609-631 \text{ Н}.</math></p> <p>Стойкость пластины:  <math>4,2-4,5 \text{ мин}.</math></p> <p>Длина резания:  <math>L=120-125 \text{ мм}.</math></p> <p>Заусенец на обрабатываемой поверхности;          лёгкое дробление.</p>
2	 <p><math>h=0,75 \text{ мм}</math></p>		<p>Нагрузка по осям:  <math>Y-60-75 \text{ Н};</math>  <math>X-210-270 \text{ Н};</math>  <math>Z-375-510 \text{ Н}.</math></p> <p>Результирующая нагрузка:  <math>R=434-582 \text{ Н}.</math></p> <p>Стойкость пластины:  <math>4,7-5,0 \text{ мин}.</math></p> <p>Длина резания:  <math>L=150-160 \text{ мм}.</math></p> <p>Заусенец на обрабатываемой поверхности;          лёгкое дробление; выдавливание.</p>
3	 <p><math>R=0,4 \text{ мм}; \gamma = -7^\circ</math></p>		<p>Нагрузка по осям:  <math>Y-30-75 \text{ Н};</math>  <math>X-285-300 \text{ Н};</math>  <math>Z-450-600 \text{ Н}.</math></p> <p>Результирующая нагрузка:  <math>R=534-675 \text{ Н}.</math></p> <p>Стойкость пластины:  <math>1,9-2,0 \text{ мин}.</math></p> <p>Длина резания:  <math>L=60-65 \text{ мм}.</math></p> <p>Заусенец на обрабатываемой поверхности;          лёгкое дробление. Пластину выкрошило.</p>
4	 <p><math>h=0,75 \text{ мм}; \gamma = -7^\circ</math></p>		<p>Нагрузка по осям:  <math>Y-60-90 \text{ Н};</math>  <math>X-180-225 \text{ Н};</math>  <math>Z-315-540 \text{ Н}.</math></p> <p>Результирующая нагрузка:  <math>R=368-592 \text{ Н}.</math></p> <p>Стойкость пластины:  <math>5,0-5,7 \text{ мин}.</math></p> <p>Длина резания:  <math>L=150-180 \text{ мм}.</math></p> <p>Заусенец на обрабатываемой поверхности;          дробление; выдавливание и свист.</p>

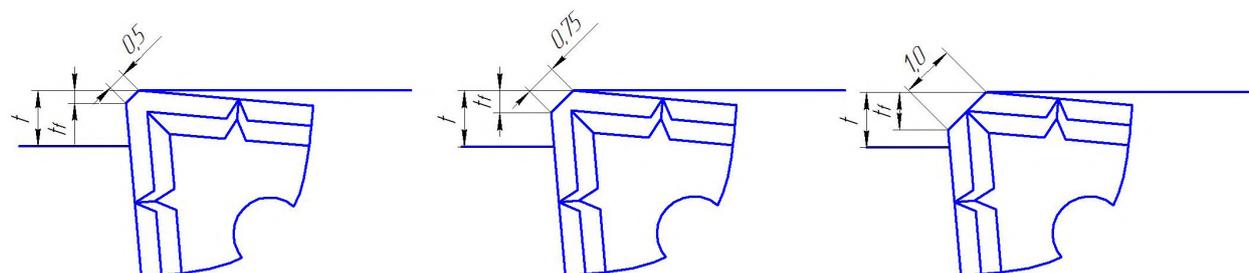


Рис. 1. Схема работы пластины с фаской по задней поверхности

Таблица 2

Глубина резания, мм	Рекомендованный размер фаски, мм
1	0,7
2	1,4
3	2,1
4	2,8
5	3,5
6	4,2
7	5,0
8	5,7
9	6,4
10	7,1

является геометрия с фаской по задней поверхности. При этом было установлено, что наиболее оптимальный размер фаски составляет  $h=0,75$  мм при глубине резания  $t=1$  мм. Также проводились исследования с использованием фасок, имеющих размер 0,5 и 1,0 мм. Приведена схема работы пластины с фаской по задней поверхности (рис. 1).

Ниже приведены рекомендации размера фаски в зависимости от глубины резания (табл. 2).

Изменение величины фаски при глубине резания  $t=1$  мм позволяет получать различную глубину, приходящуюся на фаску  $t_f$  и на основную режущую кромку. При величине фаски, равной 0,5; 0,75 и 1,0 мм,

глубина, приходящаяся на фаску  $t_f = 0,35; 0,53$  и 0,71 мм, следовательно, глубина, приходящаяся на основную режущую кромку, составляет 0,65; 0,47 и 0,29 мм соответственно. Поэтому для более равномерного распределения нагрузки следует выбирать размер фаски, учитывая глубину резания.

#### Библиографический список

1. Турецкий, Я. Ш. Режущая способность инструмента из сплава КНТ20 при точении деталей из сплава 35ХМФЛ и 12Х18Н9Т / Я. Ш. Турецкий // Станки и инструмент. – 1981. – № 6. – с. 25.
2. Макаров, А. Л. Оптимизация процессов резания / А. Л. Макаров. – М.: Машиностроение, 1976. – с. 278.

**РЕЧЕНКО Денис Сергеевич**, кандидат технических наук, доцент кафедры металлорежущих станков и инструментов.

Адрес для переписки: rechenko-denis@mail.ru

**ЛЕОНТЬЕВА Екатерина Валерьевна**, инженер 1-й категории кафедры машиноведения; магистрант гр. ПЭН-514 факультета элитного образования и магистратуры.

Адрес для переписки: katyleo@bk.ru

**МАТВЕЕВА Марина Геннадиевна**, заведующая лабораториями кафедры машиноведения; магистрант гр. ПЭН-514 факультета элитного образования и магистратуры.

Адрес для переписки: marina-matveeva-71@mail.ru

Статья поступила в редакцию 09.06.2015 г.

© Д. С. Реченко, Е. В. Леонтьева, М. Г. Матвеева

УДК 62-272.82

**Г. С. РУССКИХ  
А. В. ОНУФРИЕНКО  
Е. Ю. ГЛАЗКОВА**

Омский государственный  
технический университет  
Научно-производственное  
предприятие «Прогресс»,  
г. Омск

## РАСЧЕТ РЕЗИНОКОРДНОГО АМОРТИЗАТОРА РАСТЯЖЕНИЯ

Проведен предварительный анализ механических характеристик резинокордного амортизатора растяжения по математической модели резинокордных оболочек с растяжимыми нитями в общей постановке безмоментной теории сетчатых оболочек вращения. Проведено сравнение результатов моделирования в предположении о нерастяжимости нитей корда и полученными экспериментальными данными.

**Ключевые слова:** резинокордный амортизатор растяжения, резинокордная оболочка, растяжимость корда, математическая модель.

Одной из основных задач современной техники является создание эффективных средств защиты от вибрации, ударных воздействий и шума.

Несмотря на существование амортизаторов различных конструкций, все они по тем или иным свойствам не удовлетворяют требованиям виброза-

щиты и сейсмозащиты отдельных видов оборудования.

Наиболее перспективными виброзвукоизоляторами в настоящее время являются пневматические упругие элементы с резинокордными оболочками (РКО). По сравнению с другими видами упругих

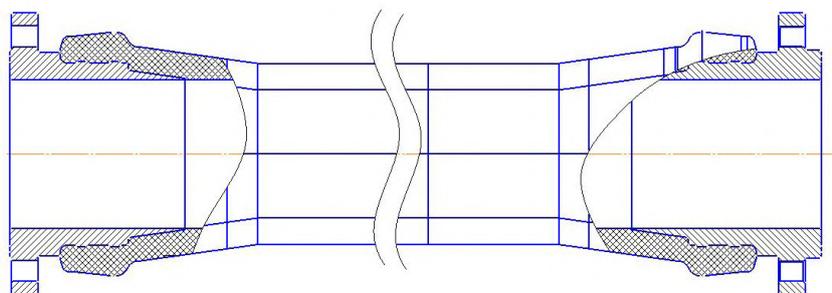
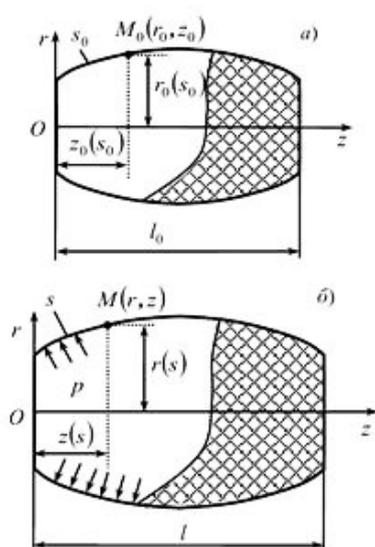
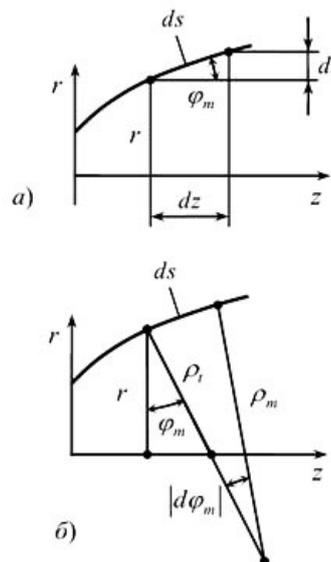


Рис. 1. Резинокордная оболочка

Рис. 2. Форма оболочки вращения:  
а) до нагружения; б) после нагруженияРис. 3. Геометрические параметры оболочки вращения:  
а) касательная к меридиану; б) радиусы кривизны

элементов они обладают рядом преимуществ, основными из которых являются [1]:

- практически полная изоляция поддрессоренной и неподдрессоренной масс в широком диапазоне частот возбуждающих колебаний;

- широкий диапазон грузоподъёмности (от нескольких килограмм до сотен тонн);

- простота регулирования грузоподъёмности и жёсткости пневмоэлемента без изменения его конструкции (изменяя давление воздуха внутри пневмоэлемента);

- возможность изменения жесткостных параметров за счёт изменения профиля направляющих арматур, объёма системы пневмоэлемента и конструктивных параметров резинокордной оболочки;

- возможность обеспечения постоянства прогиба упругого пневмоэлемента при изменении на него нагрузки;

- возможность сохранения практически постоянной собственной частоты колебаний при изменении статической нагрузки;

- возможность совмещения в одном пневмоэлементе функций упругого элемента и демпфера;

- большой срок службы;

- небольшие габаритные размеры и масса.

Резинокордные оболочки рукавного типа (РАР) [2] известных на сегодняшний день конструкций представляет собой рукав с двумя бортами как одинакового, так и различного диаметра (рис. 1). Нижний борт зажимается (уплотняется) на поршне, а верхний на крышке.

По принципу действия рукавные оболочки напоминают диафрагмы с направляющей. Малая разница между площадью поперечного сечения и эффективной площадью оболочки позволяет нагружать РКО значительно больше при относительно малых размерах резинокордных оболочек по диаметру. Преимущества РКО рукавного типа — небольшие габариты по диаметру. Недостатки РКО рукавного типа — рассчитаны на небольшие нагрузки и имеют небольшой срок службы.

Разработана математическая модель резинокордной оболочки вращения [3, 4], описывающая статическое напряжённо-деформированное резинокордной оболочки вращения на основе безмоментной теории сетчатых оболочек вращения:

$$\begin{cases} \frac{du_r}{ds_0} = (1 + \varepsilon) \frac{\cos \alpha}{\cos \alpha_0} \sin(\varphi_m^\phi + \theta_m) - \sin \varphi_m^\phi, \\ \frac{du_z}{ds_0} = (1 + \varepsilon) \frac{\cos \alpha}{\cos \alpha_0} \cos(\varphi_m^\phi + \theta_m) - \cos \varphi_m^\phi, \\ \frac{d\theta_m}{ds_0} = \kappa_m^\phi - (1 + \varepsilon) \frac{\cos \alpha}{\cos \alpha_0} \kappa_m, \end{cases}$$

$$T_m = \frac{C + p(r_0 + u_r)^2}{2(r_0 + u_r) \cos \varphi_m},$$

$$k_m = \frac{p}{T_m} - \frac{\cos \varphi_m}{r_0 + u_r} \operatorname{tg}^2 \alpha,$$

$$\begin{cases} \frac{k}{h_0} \frac{P(\varepsilon)}{1+\varepsilon} \sin 2\alpha_0 = T_m \operatorname{tg} \alpha, \\ 1 + \frac{u_r}{r_0} = (1+\varepsilon) \frac{\sin \alpha}{\sin \alpha_0}, \end{cases}$$

$$T_t = T_m \operatorname{tg}^2 \alpha,$$

$$r = r_0 + u_r,$$

$$z = z_0 + u_z,$$

$$\varphi_m = \varphi_m^\phi + \theta_m,$$

где  $r_0 = r_0(s_0)$ ,  $z_0 = z_0(s_0)$  — функции цилиндрических координат, описывающие меридиан срединной поверхности в ненагруженном состоянии от  $s_0$  — длины дуги меридиана;

$r = r(s)$ ,  $z = z(s)$  — функции цилиндрических координат, описывающие меридиан срединной поверхности под действием избыточного давления  $p$  от  $s$  — длины дуги меридиана в нагруженном состоянии (рис. 2, 3);

$\varepsilon$  — относительное удлинение нитей корда;

$h_0$  — шаг между нитями корда;

$k$  — число слоев корда одного направления;

$\alpha_0$ ,  $\alpha$  — угол наклона нитей корда к меридиану в ненагруженном и нагруженном состояниях;

$\varphi_m^\phi$ ,  $\varphi_m$  — угол наклона касательной к меридиану на торцах и в цилиндрической части оболочки в нагруженном состоянии;

$$k_m^\phi = -\frac{d\varphi_m^\phi}{ds_0}, k_t^\phi = \frac{\cos \varphi_m^\phi}{r_0}, k_m = -\frac{d\varphi_m}{ds}, k_t = \frac{\cos \varphi_m}{r}$$

соотношения, описывающие геометрию оболочки в ненагруженном и нагруженном состояниях соответственно;

$T_m$ ,  $T_t$  — удельные меридиональное и тангенциальное усилия;

$C$  — постоянная интегрирования;

$u_r$ ,  $u_z$ ,  $\theta_m$  — перемещения точек в радиальном и осевом направлениях и угловое перемещение нормали к меридиану оболочки;

$P(\varepsilon)$  — силовая характеристика деформирования нитей корда.

В качестве примера рассмотрим РАР со следующими габаритными и геометрическими размерами (рис. 4):

$$\begin{aligned} z_0(s_0) &= s_0, r_0(s_0) = D_y/2 + \delta/2 = \\ &= 55 \text{ мм}, \alpha_0(s_0) = 54.5^\circ, l_0 = L - \Delta = 1000 \text{ мм}. \end{aligned}$$

Начальные условия тогда будут иметь следующие значения:

$$\varphi_m^\phi(s_0) = 0, k_m^\phi(s_0) = 0, \theta_m(s_0) = \varphi_m(s_0).$$

Зададимся количеством слоев корда одного направления  $k=2$  и рабочим давлением  $p=1$  МПа.

Исходя из предположения жесткого закрепления торцов, граничные условия формулируются в следующем виде:

$$u_r|_{s_0=0} = 0, u_z|_{s_0=0} = 0, u_r|_{s_0=l_0} = 0, u_z|_{s_0=l_0} = 0.$$

Из соображения симметрии последние два граничных условия можно заменить эквивалентными:

$$\theta_m|_{s_0=l/2} = 0, u_z|_{s_0=l/2} = 0.$$

Для решения системы ОДУ применялся численный метод Рунге–Кутты с фиксированным шагом, реализуемый в пакете MATLAB. Для определения константы  $C$  при начальных значениях угла  $\theta_m \equiv \theta_m|_{s_0=0}$  по соответствующим граничным условиям решалась задача Коши для функций

$$\begin{aligned} u_r &= u_r(s_0, C, \theta_m), u_z = u_z(s_0, C, \theta_m), \\ \theta_m &= \theta_m(s_0, C, \theta_m). \end{aligned}$$

При заданном давлении  $p$  величины  $C$ ,  $\theta_m$  находились из системы нелинейных уравнений

$$\begin{cases} \theta_m(l_0/2, C, \theta_m) = 0, \\ u_z(l_0/2, C, \theta_m) = 0. \end{cases}$$

Решение данной системы уравнений проводилось методом Левенберга–Марквардта в макете MATLAB. Начальные величины принимались следующим образом: диапазон давления  $p$  от 0 до заданного значения  $p_{max}$  разбивается на малые интервалы с шагом  $\Delta p$ . Для нового значения давления  $p_{i+1}$  начальные приближения  $C(p_{i+1})$ ,  $\theta_m(p_{i+1})$  вычислялись по формулам

$$C(p_{i+1}) = C(p_i) + \frac{dC(p_i)}{dp} \Delta p,$$

$$\theta_m(p_{i+1}) = \theta_m(p_i) + \frac{d\theta_m(p_i)}{dp} \Delta p.$$

Величины производных оценивались по разностным уравнениям

$$\frac{dC(p_i)}{dp} \cong \frac{C(p_i) - C(p_{i-1})}{\Delta p},$$

$$\frac{d\theta_m(p_i)}{dp} \cong \frac{\theta_m(p_i) - \theta_m(p_{i-1})}{\Delta p},$$

содержащим ранее найденные решения системы при давлении  $p_i$  и  $p_{i-1}$ .

На первом шаге ( $i=0$ ) в качестве начального приближения брались следующие значения:  $C(p_0)=0$ ,  $\theta_m(p_0)=0$ , т.к. при  $p_0=0$   $C(p_0)=0$ ,  $\theta_m(p_0)=0$  исходя из геометрии оболочки в ненагруженном состоянии.

На рис. 5 приведена расчетная форма РКО под действием внутреннего давления для растяжимых нитей, нерастяжимых нитей в сравнении с результатами эксперимента.

Результаты моделирования в сравнении с деформированным состоянием для нерастяжимых нитей ( $\varepsilon=0$ ) приведены на рис. 6–7.

В табл. 1 приведены результаты расчета распорного усилия РКО в сравнении с результатами экспериментального исследования.

Таким образом, можно сделать вывод, что имеющаяся математическая модель может быть использована для определения статического напряженно-деформированного состояния РАР.

Для анализа динамических процессов необходима существенная модернизация данной математической модели, которая представляет собой достаточно сложную научно-техническую и математическую задачу.

Однако полученные результаты показывают, что типовые серийно выпускаемые резинорезинные патрубки имеют достаточную несущую способность и могут быть использованы в качестве упругих элементов перспективных систем виброзащиты.

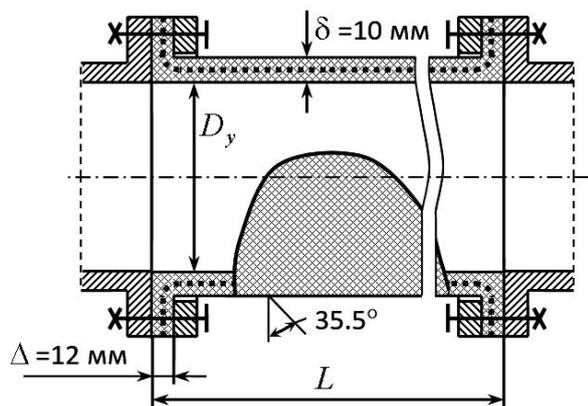


Рис. 4. Резинокордный амортизатор растяжения

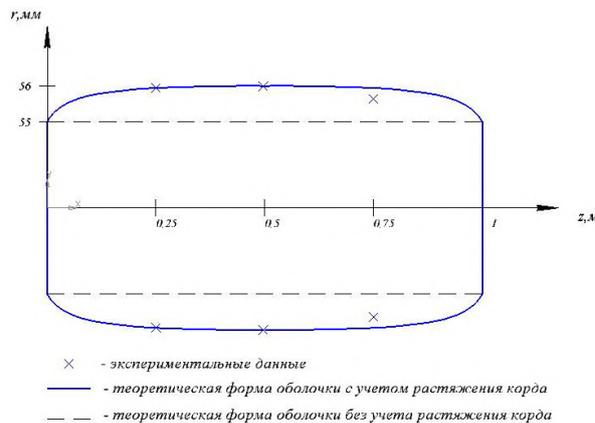
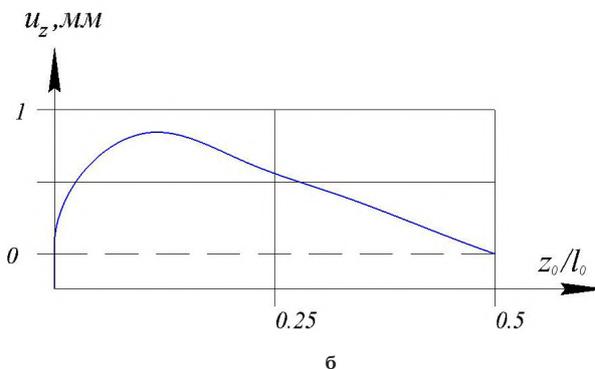
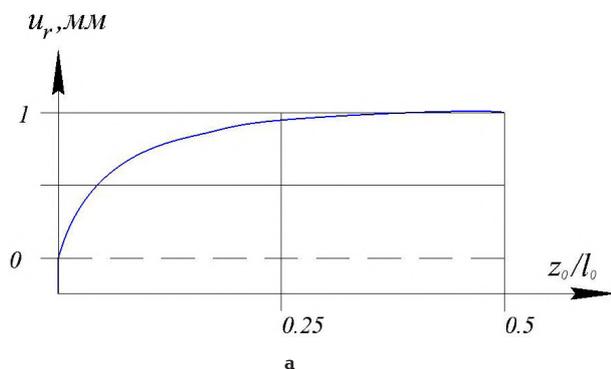
Рис. 5. Форма оболочки РАР при рабочем давлении ( $p = 1\text{ МПа}$ ): 1 — при учёте растяжимости нитей; 2 — без учёта растяжимости нитей

Рис. 6. Распределение радиальных (а) и осевых (б) перемещений по длине

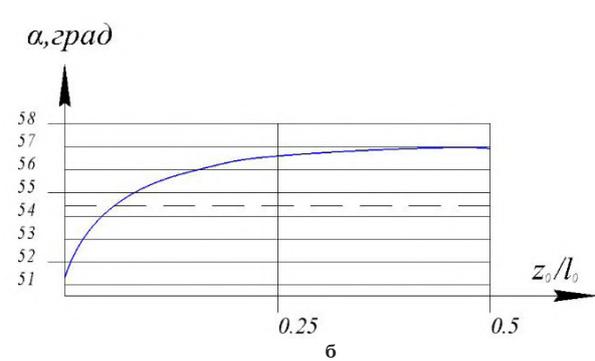
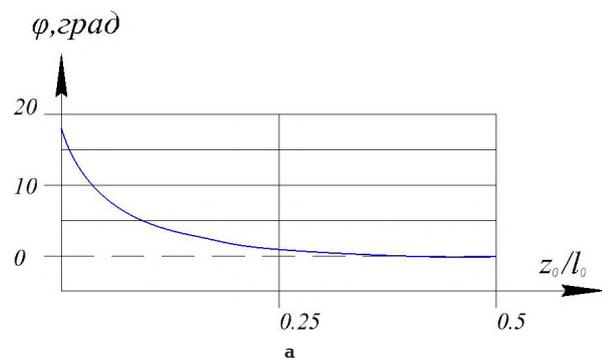


Рис. 7. Распределение угла наклона касательной к меридиану (а) и угла наклона нитей корда к меридиану (б)

Коллектив авторов благодарит доктора технических наук, заведующего кафедрой «Сопротивление материалов» ОмГТУ Сергея Александровича Корнеева за помощь в подготовке работы.

#### Библиографический список

1. Пиновский, М. Л. Пневматические упругие элементы с резинокордными оболочками. Расчёт, проектирование, изгото-

товление и эксплуатация / М. Л. Пиновский, Г. А. Колоколов. — М. : ЦНИИТЭнефтехим, 1977. — 132 с.

2. Лепетов, В. А. Расчёты и конструирование резиновых изделий / В. А. Лепетов, Л. Н. Юрцев. — 3-е изд. — Л. : Химия, 1987. — 408 с.

3. Учёт влияния растяжимости нитей корда на расчётные параметры резинокордных оболочек / С. А. Корнеев [и др.] // Современные технологии. Системный анализ. Моделирование. — 2012. — № 3. — С. 69–76.

Сравнение результатов математического моделирования и экспериментальных данных распорного усилия РКО

№	Давление в полости РКО р, МПа	Расчетное распорное усилие Q, Н	Экспериментальное значение распорного усилия Q, Н
1	0	0	0
2	0,2	262	255
3	0,4	230	422
4	0,6	624	618
5	0,8	826	814
6	1	1043	1000

4. Корнеев, С. А. Расчетная модель сетчатой оболочки вращения для резинокордного патрубка / С. А. Корнеев, М. И. Трибельский // Омский научный вестник. Сер. Машины, приборы и технологии. – 2012. – № 1 (107). – С. 101 – 109.

**РУССКИХ Григорий Серафимович**, кандидат технических наук, доцент кафедры основ теории механики и автоматического управления Омского государственного технического университета.

Адрес для переписки: rgs@omgtu.ru

**ОНУФРИЕНКО Александр Васильевич**, главный технолог комплекса 5 Научно-производственного предприятия «Прогресс», г. Омск; аспирант ка-

федры основ теории механики и автоматического управления Омского государственного технического университета.

Адрес для переписки: onufrienko-1977@mail.ru

**ГЛАЗКОВА Елена Юрьевна**, инженер-конструктор 2-й категории Научно-производственного предприятия «Прогресс», г. Омск; аспирантка кафедры основ теории механики и автоматического управления Омского государственного технического университета.

Адрес для переписки: lensavu@gmail.com

Статья поступила в редакцию 11.09.2015 г.

© Г. С. Русских, А. В. Онуфриенко, Е. Ю. Глазкова

## Книжная полка

621.89/М38

**Машков, Ю. К. Трибофизика [Электронный ресурс] : учеб. пособие / Ю. К. Машков. – Омск : Изд-во ОмГТУ, 2015. – 1 о=эл. опт. диск (CD-ROM).**

В пособии рассмотрено строение, состав и свойства материалов триботехнического назначения, включая металлы и сплавы, полимеры и полимерные композиционные материалы, а также методы структурной модификации и особенности структурно-энергетического состояния и фазовых превращений при трении с позиций термодинамического подхода к оценке структурно-фазового и напряженно-деформированного состояния поликристаллических структур. Отдельно рассмотрены процессы самоорганизации при трении композиционных материалов и термодинамики процессов трения и изнашивания металлов и полимеров. Для студентов машиностроительных направлений подготовки бакалавров, инженеров и магистров техники и технологии, а также студентов среднего профессионального образования.

621.791/Л77

**Лопаев, Б. Е. Теория и практика расчетов сварных конструкций : учеб. пособие для вузов по направлению 15.03.01 (150700.62) «Машиностроение» и специальности 15.05.01 (151701.65) «Проектирование технологических машин и комплексов»/ Б. Е. Лопаев, Е. Н. Еремин, А. С. Лосев. – Омск : Изд-во ОмГТУ, 2015. – 174 с.**

Рассмотрены конструктивные особенности основных типов стальных сварных конструкций в зависимости от характерных особенностей их работы. Приведены теоретические основы и примеры расчетов элементов сварных конструкций и их соединений при различных видах нагружения.

Предназначено для студентов, обучающихся по направлению 15.03.01 (150700.62) «Машиностроение» и специальности 15.05.01 (151701.65) «Проектирование технологических машин и комплексов».

## ОЦЕНКА МЕХАНИЧЕСКИХ СОПРОТИВЛЕНИЙ СТЕНДА ДЛЯ ДИНАМИЧЕСКИХ ИСПЫТАНИЙ ПРЯМОТОЧНЫХ ПАТРУБКОВ

Проведен предварительный анализ величины механических сопротивлений стенда для динамических испытаний прямооточных патрубков, используемых для виброизоляции агрегатов гидравлических систем. Измерение механических сопротивлений стенда позволит более точно определять механические сопротивления патрубков по сравнению с методиками, в которых конструкция стенда принята абсолютно жесткой.

**Ключевые слова:** механические сопротивления патрубка, динамические испытания, виброизоляция.

Конструкция стенда для экспериментального определения механических и акустических сопротивлений прямооточных патрубков в продольном направлении показана на рис. 1 [1]. На рисунке обозначено: 1 — камера; 2 — упор; 3 — поршень; 4 — датчик силы; 5 — акселерометр; 6 — станина; 7 — уголок; 8 — вибратор, 9 — патрубок.

При проведении испытаний по определению механических сопротивлений патрубков по существующим методикам не учитываются податливости стенда. Это оправданно, если механические сопротивления элементов конструкции стенда много больше механических сопротивлений патрубков. При аттестации стенда проводится экспериментальное определение механических сопротивлений уголков 7 стенда (рис. 1) и оформляется заключение о динамическом диапазоне измерений механических сопротивлений патрубков.

В случае увеличения жесткости испытываемых патрубков (например, патрубков высокого давления) требуется увеличивать жесткость элементов конструкции стенда (уголков и плиты основания), что не всегда возможно, или учитывать механические сопротивления стенда при обработке результатов измерений. Второй подход требует теоретической проработки и разработки новых методик экспериментальных исследований механических сопротивлений патрубков.

На рис. 2 приведены результаты расчета механических сопротивлений резинокордного патрубка диаметром 100 мм.

Для сравнения параметров патрубка и стенда был проведен оценочный расчет механических сопротивлений стенда методом конечных элементов в программе ANSYS с использованием модуля HarmonicResponse [2].

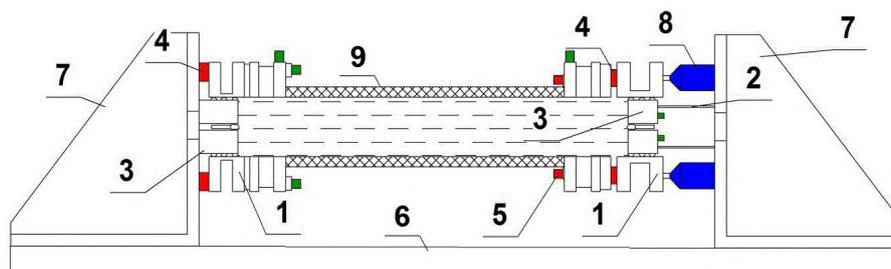


Рис. 1. Схема стенда для определения механических сопротивлений в продольном направлении

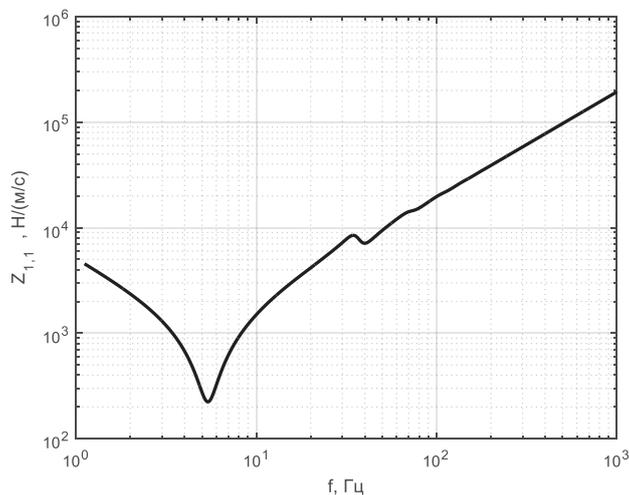


Рис. 2. Входное механическое сопротивление патрубку диаметром 100 мм

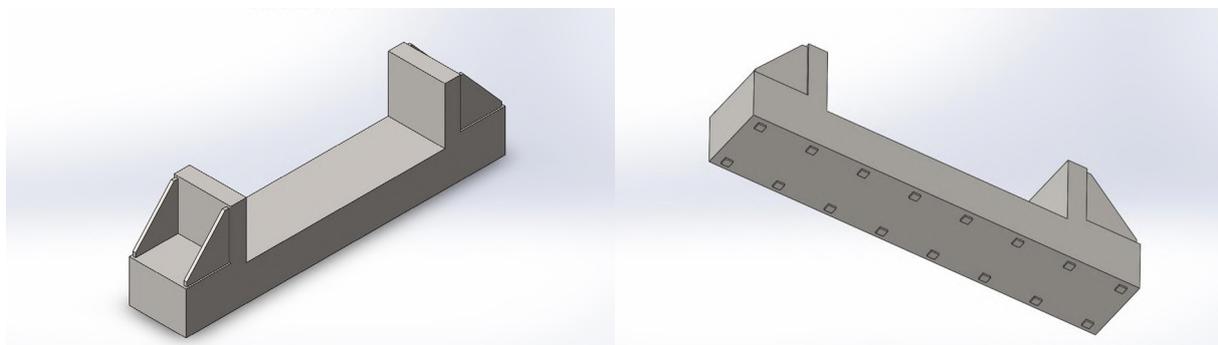


Рис. 3. Расчетная модель стэнда

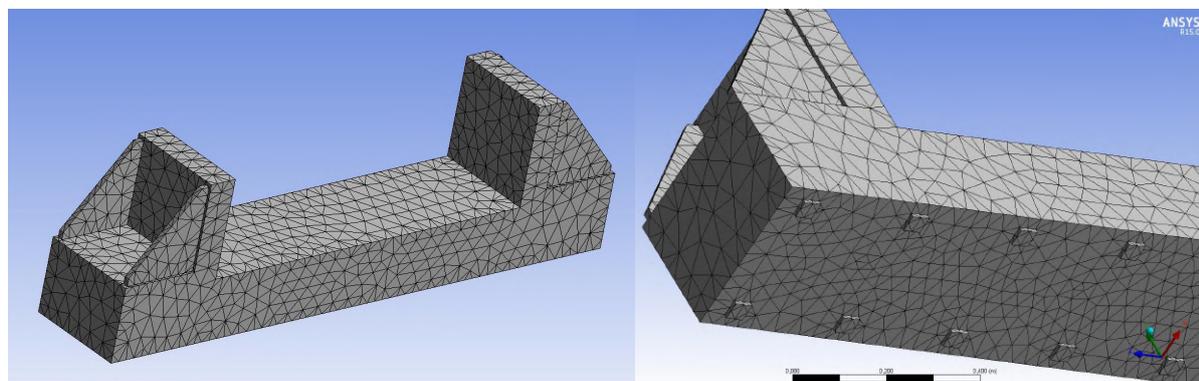


Рис. 4. Конечно-элементная модель стэнда

Расчетная модель стэнда показана на рис. 3.

Уголки установлены на расстоянии 1400 мм, что соответствует компоновке стэнда при испытаниях на продольные колебания патрубку длиной 1000 мм. Станина модели стэнда имеет размеры: ширина 400 мм (в соответствии с шириной уголков), высота 250 мм, длина 2250 мм. На нижней поверхности станины предусмотрены площадки, которые моделируют болтовые соединения стэнда на фундаменте. Площадки имеют квадратную форму для уменьшения искажений ячеек сетки.

Размеры станины взяты ориентировочно для оценки механических сопротивлений стэнда. В даль-

нейшем их можно уточнить. Можно предположить, что размеры станины принципиально не повлияют на процесс распространения колебаний в конструкции стэнда, так как он носит волновой характер и увеличение массы станины и фундамента не принесет принципиальных изменений величин механических сопротивлений.

Конечно-элементная модель стэнда показана на рис. 4.

Количество ячеек сетки — 9714.

Граничные условия расчетной модели:

1. Жесткая заделка для площадок, имитирующих болтовые соединения с фундаментом (рис. 5).

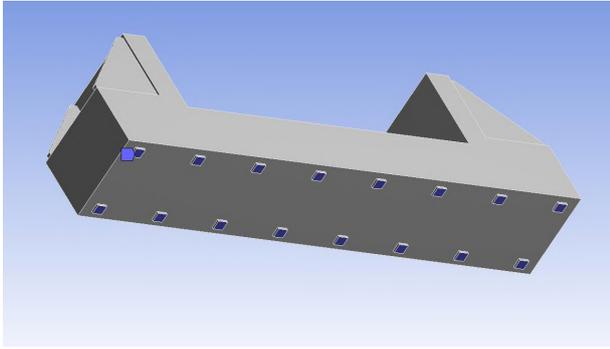


Рис. 5. Жесткая заделка для точек крепления

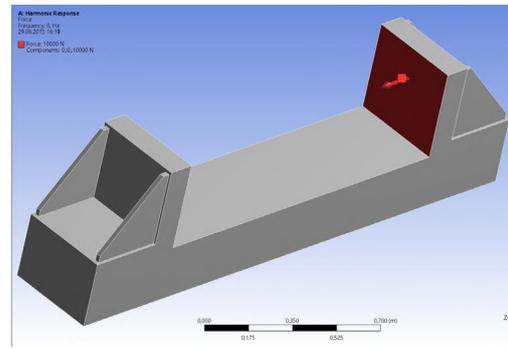


Рис. 6. Сосредоточенная сила в центре уголка

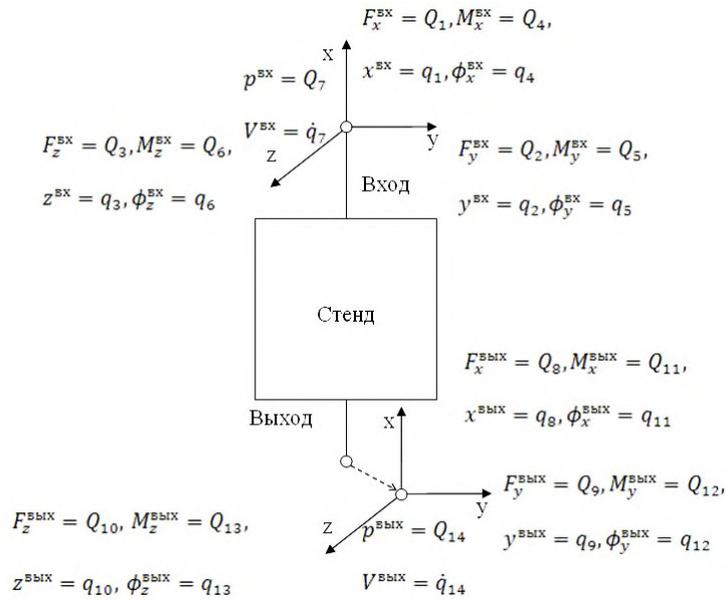


Рис. 7. Расчетная модель стенда как двухполюсника

	$q_1^{BX}$	$q_2^{BX}$	$q_3^{BX}$	$q_4^{BX}$	$q_5^{BX}$	$q_6^{BX}$	$q_7^{BX}$	$q_1^{BYX}$	$q_2^{BYX}$	$q_3^{BYX}$	$q_4^{BYX}$	$q_5^{BYX}$	$q_6^{BYX}$	$q_7^{BYX}$
	$V_1$	$V_2$	$V_3$	$V_4$	$V_5$	$V_6$	$V_7$	$V_8$	$V_9$	$V_{10}$	$V_{11}$	$V_{12}$	$V_{13}$	$V_{14}$
$Q_1^{BX}$	$Q_1$	$Z_{1,1}$					$Z_{7,1}$	$Z_{8,1}$						$-Z_{14,1}$
$Q_2^{BX}$	$Q_2$	$Z_{2,2}$				$Z_{6,2}$		$Z_{9,2}$					$-Z_{13,2}$	
$Q_3^{BX}$	$Q_3$	$Z_{2,2}$		$-Z_{6,2}$				$Z_{9,2}$		$Z_{13,2}$		$Z_{12,5}$		
$Q_4^{BX}$	$Q_4$			$Z_{4,4}$						$Z_{11,4}$				
$Q_5^{BX}$	$Q_5$		$-Z_{6,2}$	$Z_{5,5}$				$Z_{13,2}$		$Z_{12,5}$				
$Q_6^{BX}$	$Q_6$	$Z_{6,2}$				$Z_{5,5}$		$-Z_{13,2}$				$Z_{12,5}$		
$Q_7^{BX}$	$Q_7$	$Z_{7,1}$					$Z_{7,7}$	$-Z_{14,1}$						$-Z_{14,7}$
$Q_1^{BYX}$	$Q_8$	$Z_{8,1}$					$-Z_{14,1}$	$Z_{1,1}$						$Z_{7,1}$
$Q_2^{BYX}$	$Q_9$	$Z_{9,2}$				$Z_{13,2}$		$Z_{2,2}$					$-Z_{6,2}$	
$Q_3^{BYX}$	$Q_{10}$	$Z_{9,2}$		$-Z_{13,2}$					$Z_{2,2}$		$Z_{6,2}$			
$Q_4^{BYX}$	$Q_{11}$			$Z_{11,4}$						$Z_{4,4}$				
$Q_5^{BYX}$	$Q_{12}$		$-Z_{13,2}$	$Z_{12,5}$					$Z_{6,2}$		$Z_{5,5}$			
$Q_6^{BYX}$	$Q_{13}$	$Z_{13,2}$				$Z_{12,5}$		$-Z_{6,2}$				$Z_{5,5}$		
$Q_7^{BYX}$	$Q_{14}$	$Z_{14,1}$					$Z_{14,7}$	$-Z_{7,1}$						$-Z_{7,7}$

Рис. 8. Матрица механоакустических сопротивлений прямооточного патрубка

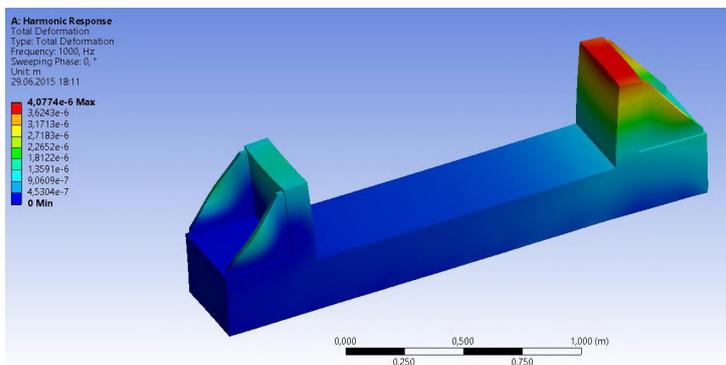


Рис. 9. Напряженно-деформированное состояние стэнда

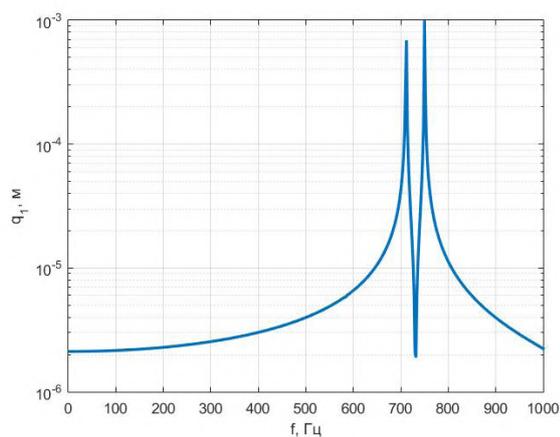


Рис. 10. Амплитуда перемещения на входе

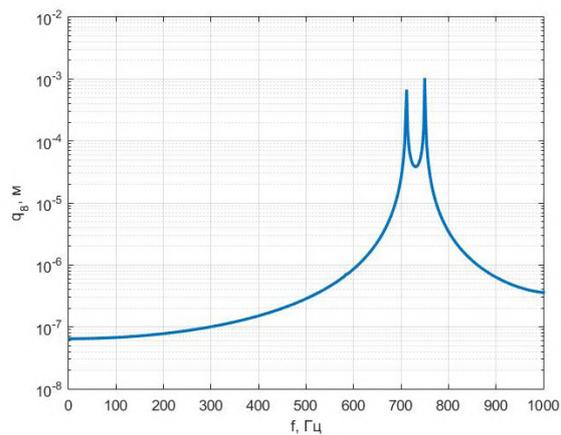


Рис. 11. Амплитуда перемещения на выходе

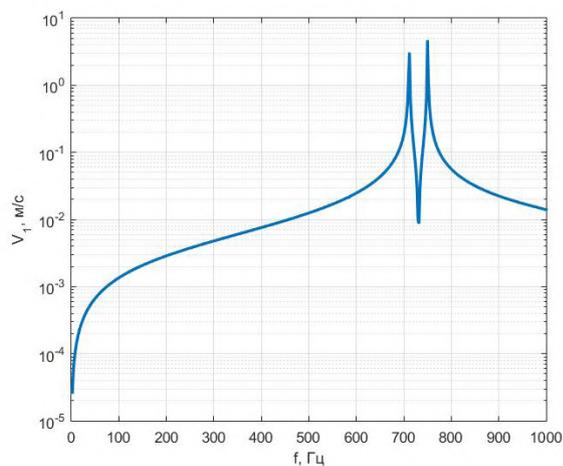


Рис. 12. Скорость колебаний на входе

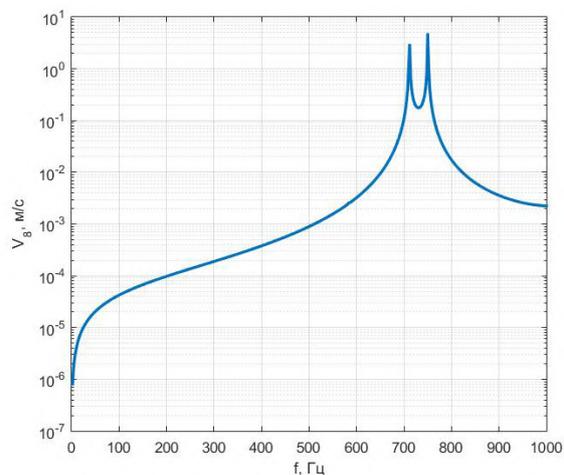


Рис. 13. Скорость колебаний на выходе

2. Сосредоточенная сила в центре полки уголка, к которой будет закреплен патрубок (рис. 6). Этот уголок будем называть входным. Амплитуда силы  $F_A = 10$  кН. Направлена сила по оси  $z$  (параллельно продольной оси патрубка)

Частотный диапазон гармонического анализа составляет от 2 до 1000 Гц с шагом 2 Гц.

В процессе расчета определялись перемещения и скорости на входном и выходном уголках для центра вертикальной полки. Установку будем рассматривать как двухполосник [3] с точками за-

крепления на вертикальных полках уголков, к которым крепится патрубок (рис. 7). Точки крепления стэнда с фундаментом можно исключить из рассмотрения, так как стэнд предназначен для исследования механических сопротивлений патрубков, и достаточно изучить распространение колебаний между уголками стэнда.

Матрица механоакустических сопротивлений стэнда как механического двухполосника имеет вид, аналогичный матрице механоакустических сопротивлений патрубка (рис. 8) [1].

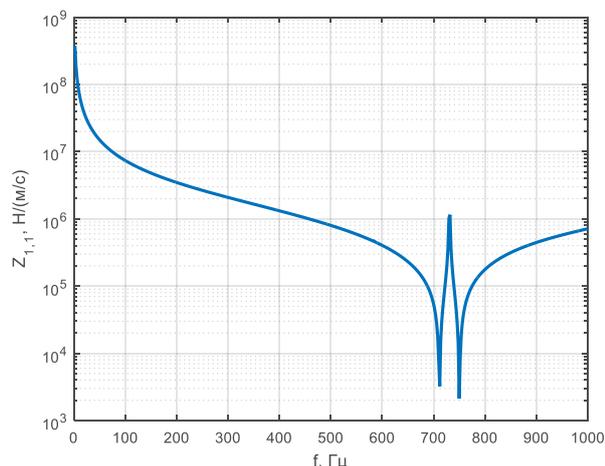


Рис. 14. Входное механическое сопротивление стенда  $Z_{1,1}$

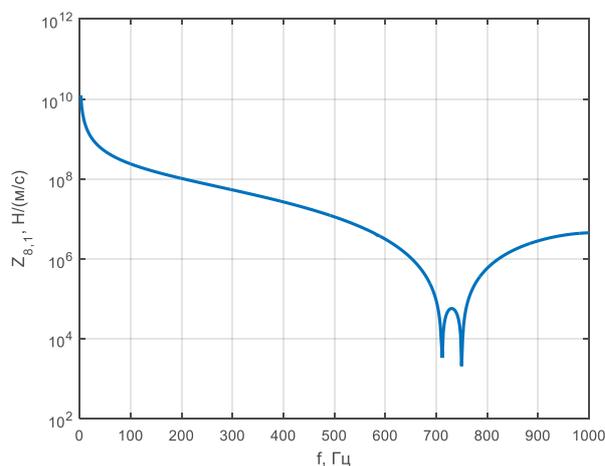


Рис. 15. Передаточное механическое сопротивление стенда  $Z_{8,1}$

Ввиду симметрии стенда относительно поперечной плоскости матрица механоакустических сопротивлений стенда будет симметричной относительно входной и выходной точек.

Результаты имитационного моделирования распространения колебаний в конструкции стенда для испытаний патрубков приведены на рис. 9–13. Имитационное моделирование проведено при действии продольной силы  $Q_i$  на входе стенда и измерении перемещений и скоростей на входе и выходе стенда:  $q_i, V_i, q_{8i}, V_{8i}$ . Механические сопротивления стенда рассчитываются по формуле

$$Z_{i,j} = \frac{Q_i}{V_j}. \quad (1)$$

В результате расчета определены  $Z_{1,1}$  и  $Z_{8,1}$  для сравнения с соответствующими сопротивлениями патрубка.

После подстановки  $Q_i = 10\,000$  Н и значений скоростей из графиков на рис. 10–13 в формулу (1) были получены механические сопротивления  $Z_{1,1}$  и  $Z_{8,1}$  стенда (рис. 14–15).

#### Вывод.

В статье проведен гармонический анализ в диапазоне частот 0...1000 Гц конечно-элементной модели стенда для испытаний патрубков и определены механические сопротивления  $Z_{1,1}$  и  $Z_{8,1}$  стенда.

Исследования показали наличие двух собственных частот колебаний стенда 712 и 750 Гц в исследуемом диапазоне частот. Значения собственных частот могут меняться в зависимости от конфигурации стенда (расстояние между уголками переменное), и данные исследования следует проводить для каждой конфигурации стенда.

В диапазоне частот 700...760 Гц механические сопротивления стенда снижаются до порядка  $10^4$  и становятся сопоставимы с механическими сопро-

тивлениями патрубков высокого давления. Это обуславливает необходимость учитывать механические сопротивления стенда при разработке методик экспериментальных исследований механических сопротивлений патрубков высокого давления.

#### Библиографический список

1. Попков, В. И. Колебания механизмов и конструкций / В. И. Попков, С. В. Попков. — СПб.: Сударья, 2009. — 490 с.
2. Инженерный анализ в ANSYSWorkbench: учеб. пособие / В. А. Бруйка [и др.]. — Самара: Изд-во Самар. гос. техн. ун-та, 2010. — 271 с.
3. Попков, В. И. Виброакустическая диагностика и снижение виброактивности судовых механизмов / В. И. Попков. — Л.: Судостроение, 1974. — 222 с.

**СИТНИКОВ Дмитрий Владимирович**, кандидат технических наук, доцент кафедры основ теории механики и автоматического управления Омского государственного технического университета.

**КЛИШИН Сергей Валерьевич**, научный сотрудник лаборатории № 120 Научно-производственного предприятия «Прогресс», г. Омск.

**УГРЕНЕВ Михаил Владимирович**, научный сотрудник лаборатории № 120 Научно-производственного предприятия «Прогресс», г. Омск.

**БОХАН Владимир Викторович**, кандидат технических наук, научный сотрудник лаборатории № 120 Научно-производственного предприятия «Прогресс», г. Омск.

**ЗУБАРЕВ Александр Викторович**, кандидат технических наук, генеральный директор Научно-производственного предприятия «Прогресс», г. Омск.

Адрес для переписки: sitnikov@nm.ru

Статья поступила в редакцию 15.09.2015 г.

© Д. В. Ситников, С. В. Клишин, М. В. Угренов, В. В. Бохан, А. В. Зубарев