

Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение
высшего образования «Московский государственный технический университет
им. Н.Э. Баумана (национальный исследовательский университет)»
Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение
высшего образования «Калужский филиал МГТУ имени Н.Э. Баумана
(национальный исследовательский университет)»

НАУКОЕМКИЕ ТЕХНОЛОГИИ В ПРИБОРО- И МАШИНОСТРОЕНИИ И РАЗВИТИЕ ИННОВАЦИОННОЙ ДЕЯТЕЛЬНОСТИ В ВУЗЕ

**Материалы
Всероссийской научно-технической конференции**

Том 1



УДК 378:001.891
ББК 74.58:72
Н34

Руководитель конференции:

А.В. Царьков (директор КФ МГТУ им. Н.Э. Баумана),
А.А. Столяров (зам. директора по научной работе)

Оргкомитет конференции:

Председатель оргкомитета: *Столяров А.А.*
Ученый секретарь: *Лебедев В.В.*

Члены оргкомитета:

<i>Андреев В.В.</i> д.т.н., профессор	<i>Корнюшин Ю.П.</i> д.т.н., профессор
<i>Косушкин В.Г.</i> д.т.н., профессор	<i>Ильин В.В.</i> д.филос.н., профессор
<i>Коржавый А.П.</i> д.т.н., профессор	<i>Горбунов А.К.</i> д.ф-м.н., профессор
<i>Шаталов В.К.</i> д.т.н., профессор	<i>Перерва О.Л.</i> д.э.н., профессор
<i>Мазин А.В.</i> д.т.н., доцент	<i>Рамазанов А.К.</i> к.ф-м.н., доцент
<i>Мальшев Е.Н.</i> к.т.н., доцент	<i>Мельников Д.В.</i> к.т.н., доцент
<i>Пономарев А.И.</i> к.т.н., доцент	<i>Анкудинов А.А.</i> к.т.н., доцент
<i>Шубин А.А.</i> к.т.н., доцент	<i>Максимов А.В.</i> к.т.н., доцент
<i>Сломинская Е.Н.</i> к.т.н., доцент	<i>Орлик Г.В.</i> к.т.н., доцент
<i>Пащенко В.Н.</i> к.т.н., доцент	<i>Жинов А.А.</i> к.т.н., доцент

Н34 **Научно-технические технологии в приборостроении и машиностроении и развитие инновационной деятельности в вузе:** материалы Всероссийской научно-технической конференции, 19 – 21 ноября 2019 г. Т. 1. – Калуга: Издательство МГТУ им. Н. Э. Баумана, 2019. –233 с.

В сборнике материалов Всероссийской научно-технической конференции представлены результаты научных исследований, выполненных учеными в течение ряда лет. Систематизированы материалы различных научных школ. Результатами научных исследований являются новые методы, вносящие вклад в развитие теории, а также прикладные задачи, воплощенные в конструкции и материалы.

УДК 378:001.891
ББК 74.58:72

© Коллектив авторов, 2019
© Калужский филиал МГТУ
им. Н. Э. Баумана, 2019
© Издательство МГТУ
им. Н. Э. Баумана, 2019

СЕКЦИЯ 1.

ПРОГРЕССИВНЫЕ ТЕХНОЛОГИИ, ОБОРУДОВАНИЕ И ИНСТРУМЕНТАЛЬНЫЕ СИСТЕМЫ В МАШИНОСТРОЕНИИ

АЛГОРИТМИЗАЦИЯ ПОИСКА КРАТКОВРЕМЕННЫХ ХОЛОСТЫХ ХОДОВ ПРИ ОБРАБОТКЕ ОТВЕРСТИЙ НА СТАНКАХ С ЧПУ

В задачах комбинаторной оптимизации, часто приходится сталкиваться с проблемой определения кратчайшего пути. В настоящее время, проблема ни только не потеряла актуальность, но и приобрела ещё большее значение в современном мире, когда время является одной из самых дорогих единиц в жизни человека. Например, в машиностроении, при разработке технологических процессов для повышения производительности необходимо выбрать минимальный маршрут холостых перемещений рабочих органов современного автоматизированного оборудования [1; 2]. История решения подобных задач, названных проблемой бродячего торговца или задачей коммивояжёра насчитывает без малого двести лет.

Впервые проблема бродячего торговца была затронута в книге, изданной в 1832 году, в которой описываются варианты маршрутов для некоторых регионов Германии и Швейцарии. Первым же вариантом задачи, преследующей своей целью нахождение кратчайшего пути, был вариант представленный ирландским математиком Уильямом Гамильтоном, который исследовал задачу нахождения кратчайшего пути на графе с двадцатью вершинами. Математическая формулировка данной задачи как задачи оптимизации была дана Карлом Менгером в 1930 году.

На сегодняшний день существует огромное разнообразие алгоритмов решения задачи коммивояжёра, поэтому зачастую трудно определить какому методу стоит отдать предпочтение и какой из них будет наиболее качественно и быстро решать задачу оптимизации пути [3].

Преследуя целью разработку алгоритма оптимального не только по времени, но и по качеству решения, предлагается алгоритм, который исходя из анализа выше рассмотренных алгоритмов, основан на «жадном» алгоритме, как на самом оптимальном по времени, исключает возможные ошибки жадного метода, делая проверку «лучшего выбора» на каждом шаге.

Алгоритмическая сложность данного алгоритма $O(n^3)$, что даёт преимущество над другими алгоритмами в скорости поиска кратчайшего пути за исключением «жадного», временная сложность которого $O(n^2)$ и не уступающий в точности другим более сложным алгоритмам.

Представленный алгоритм является наиболее оптимальным и представляет практическую ценность для любых видов задач, сводимых к взвешенному, сильно связанному графу, для которого в свою очередь, выполняется неравенство треугольника, определяющее решение задачи коммивояжёра как гамильтонова пути [4].

Существует теорема, если для каждой пары вершин (x, y) графа G выполняется условие:

$$a(x, y) \leq a(x, z) + a(z, y) \text{ для всех } z \neq x, z \neq y, \quad (1)$$

то гамильтонов контур является решением общей задачи коммивояжёра на графе G .

Доказательство этой теоремы приводится в книге [5].

По итогам экспериментального исследования, жадный алгоритм превосходит по скорости предложенный так как его временная сложность на порядок меньше, но в большинстве случаев он не позволяет определять оптимальные результаты длин маршрутов.

Таким образом, применение данного алгоритма позволит эффективно повысить производительность решения задачи коммивояжёра. Он может быть использован в современных САПР подготовки управляющих программ для станков с ЧПУ.

Список литературы

[1]. *Пронин А.И., Жеребцов Д.В.* Оптимизация холостых перемещений инструмента при обработки деталей на многоцелевых станках // Результаты современных научных исследований и разработок. 2019. С. 63-66.

[2]. *Калмыков В.В., Барина Д.А.* Оптимизация времени смены инструментов при изготовлении деталей на фрезерных станках с ЧПУ // Электронный журнал: наука, техника и образование. 2018. № СВ2 (20). С. 24-28.

[3]. *Кравченко И.И., Бухаров С.В.* Анализ средств автоматизации программирования оборудования, оптимизация последовательности обработки поверхностей сложных корпусных деталей // Машиностроение и компьютерные технологии. – 2018. – №. 7. С. 31-47

[4]. *Яшкин К.В.* Алгоритмизация гамильтонова цикла // В книге: Научно-емкие технологии в приборо- и машиностроении и развитие инновационной деятельности в ВУЗЕ Материалы Региональной научно-технической конференции. 2019. с. 4-6.

[5]. *Кормен, Томас Х.* и др. Алгоритмы: построение и анализ, 3-е изд.: Пер. с англ. – М.: ООО «И. Д. Вильямс», 2013. – 1328 с.: ил.

Яшкин Константин Владимирович – студент КФ МГТУ им. Н.Э. Баумана. E-mail: kostyayashkin@yandex.ru

Калмыков Вадим Владимирович – ст. преподаватель кафедры «Машиностроительные технологии» КФ МГТУ им. Н.Э. Баумана. E-mail: kalmykovvv@bmstu.ru

АНАЛИЗ СОВРЕМЕННЫХ МЕТОДОВ ОБЕСПЕЧЕНИЯ ТОЧНОСТИ

Общеизвестно, что качество изделий характеризуется совокупностью свойств и мерой полезности изделий, удовлетворяющих определенным потребностям в соответствии с их назначением. Качество определяется при совместной оценке технических, эксплуатационных, конструкторско-технологических параметров, норм надежности, долговечности и пр. Комплексный критерий качества промышленных изделий - степень соответствия технико-экономических и потребительских свойств уровню изделия, служащего эталоном качества.

Повышение точности изготовления деталей и сборки узлов увеличивает долговечность и надежность эксплуатации механизмов и машин. Этим объясняется непрерывное повышение требований к точности изготовления деталей машин в целом. В настоящее время для многих точных изделий требуются детали с допусками в несколько микрон или даже нанометров.

Необходимость установления предельных размеров и посадок для деталей механической обработки была вызвана преимущественно требованием обеспечения взаимозаменяемости деталей массового производства, а также неточностью, присущей способам обработки, в совокупности с обнаружением того факта, что собственно точность выполнения размера не является необходимой для большинства элементов детали. Выяснилось, что для выполнения детали своего назначения, достаточно, чтобы ее размер находился между двумя допустимыми пределами (т.е. в допуске), которые гарантируют соответствие детали предъявляемым к ней функциональным требованиям.

Одними из основных проблем в обеспечении точности являются проблемы метрологии, такие как:

1. Устаревание эталонной, нормативно-правовой и нормативно-технической баз. Недостаток измерительных возможностей в стране служит препятствием на пути инноваций во многих сферах экономики, медицины, обороны, экологии. Практически во всех новых технологиях сдерживающим их развитие фактором служит отсутствие необходимых метрологических и технических решений, обеспечивающих требуемый уровень точности измерений.

2. Незрелость системы мониторинга и анализа структуры и объема парка средств измерений, применяемых в Российской Федерации. Следует констатировать, что в настоящее время в целом в стране не ведется мониторинг средств измерений, применяемых в Российской Федерации, неизвестно какое количество средств измерений ежегодно поступает в эксплуатацию и какое количество изымается из эксплуатации. Не проводится анализ структуры парка средств измерений. В целом это приводит к появлению "метрологи-

ческих барьеров" на пути развития отраслей экономики и особенно инновационных технологий.

3. Отсутствие механизма прогнозирования потребностей общества в измерениях. Получение такого прогноза - это сложнейшая задача, требующая усилий многих организаций. К сожалению, в стране нет такого механизма и не разработана методология реального изучения потребностей в измерениях. Следствием этого являются возможные ошибки в выборе направлений развития и инвестиций в метрологию и обеспечение единства измерений.

4. Неоптимальность организационной структуры управления системой обеспечения единства измерений. Возложение полномочий по нормативно-правовому регулированию на Минпромторг России позволило сконцентрировать усилия Ростехрегулирования на решении таких задач, как прогнозирование потребности государства и общества в измерениях, организация и осуществление мониторинга объектов и видов измерений, прогнозирование развития эталонной базы страны, решение проблем метрологии.

5. Недостаток квалифицированных кадров. Начиная с последнего десятилетия прошлого столетия не происходит качественного роста уровня профессиональной подготовки специалистов в области обеспечения единства измерений. Ежегодно обучается метрологическим специальностям в 4 - 5 раз меньше специалистов, чем это требуется экономике. Таким образом, кадровый вопрос при выполнении работ по обеспечению единства измерений в России в настоящее время остается крайне важным.

Достижение высокого уровня качества продукции и обеспечение точности и взаимозаменяемости деталей возможно только при применении технических средств, правил и норм, необходимых для достижения единства и требуемой точности измерения. Основными тенденциями и направлениями развития современной метрологии являются:

1. Сокращение эксплуатационных затрат для метрологического обеспечения средств измерений. Это реализуется с помощью введения метрологического самоконтроля датчиков – автоматической проверки метрологической исправности в процессе эксплуатации.

2. Увеличение межкалибровочного интервала до межремонтного интервала установки. Это становится необходимостью в связи с созданием техники, которая должна работать без участия человека несколько лет. В свою очередь при многолетнем использовании датчиков с метрологическим самоконтролем усиливается роль влияющих факторов, что приводит к риску возникновения неисправности. Принимая во внимание глобализацию рынка СИ и метрологических услуг, необходимо стремиться к тому, чтобы требования, устанавливаемые в национальных стандартах, учитывали зарубежный опыт и содействовали формированию международной нормативной базы. Для этого и нужно всем разработчикам, и пользователям условиться, создать единую нормативную базу, позволяющую в любой момент времени посмотреть использование метрологического датчика с самоконтролем в той или иной области его применения

6. Стандартизация методов испытаний, доказывающих соответствие характеристик метрологического самоконтроля тем, которые установлены в документации. Стандарт должен обеспечить сопоставимость параметров датчиков, способствовать взаимозаменяемости изделий различных производителей.

У всех разработчиков, изготовителей и потребителей средств измерений должен быть один язык общения. В силу быстрого научно-технического прогресса общий язык усилит развитие науки и техники, поставит страны в одинаковое положение с выпуском качественной продукции и добросовестной конкуренции.

В современном отечественном машиностроении существует множество проблем, связанных с реальными возможностями обеспечения на производстве заданной точности и дальнейшей ее измерением. Для повышения качества выпускаемой продукции необходим комплексный подход для развития всех пунктов на этапах производственного цикла изделий. А развитие одной из базовых систем - системы стандартизации - является важным шагом на пути к общему развитию, что должно происходить совместно с общемировыми тенденциями.

Список литературы

[1]. *ГОСТ 25346-2013*. Основные нормы взаимозаменяемости. Характеристики изделий геометрические. Система допусков на линейные размеры. Основные положения, допуски, отклонения и посадки.

[2]. *Агафонова О.В.* Современные проблемы российской метрологии // НиКа. 2012. №. URL: <https://cyberleninka.ru/article/n/sovremennye-problemy-rossiyskoj-metrologii>

[3]. *Дектярева М.А., Журнова Е.А.* СОВРЕМЕННЫЕ ТЕНДЕНЦИИ РАЗВИТИЯ МЕТРОЛОГИЧЕСКОГО ОБЕСПЕЧЕНИЯ СРЕДСТВ ИЗМЕРЕНИЙ// Актуальные проблемы авиации и космонавтики. 2013. №9. URL: <https://elibrary.ru/item.asp?id=36760544>

Кузнецов Даниил Игоревич – студент КФ МГТУ им. Н.Э. Баумана.

E-mail: MrSkynet09@yandex.ru.

Мусохранов Марсель Владимирович - КФ МГТУ им. Баумана. E-mail: m1@bmstu-kaluga.ru

ИССЛЕДОВАНИЕ МЕТОДОВ ФОРМООБРАЗОВАНИЯ НАРУЖНЫХ РЕЗЬБОВЫХ ПОВЕРХНОСТЕЙ

Нарезание резьбы резцами. Этот способ, ставший универсальным, почти всегда используется при нарезании резьбы на ответственных деталях, а с внедрением твердосплавных инструментов он сделался и производительным.

В настоящее время применяют два способа нарезания резьбы на станках токарного типа:

- 1) резцами, неподвижно закрепленными в суппорте;
- 2) вращающимися резцами.

Треугольную резьбу нарезают по двум схемам (рис. 1): *а* - с радиальным движением подачи (более точная); *б* - с движением подачи вдоль одной из сторон профиля (более производительная).

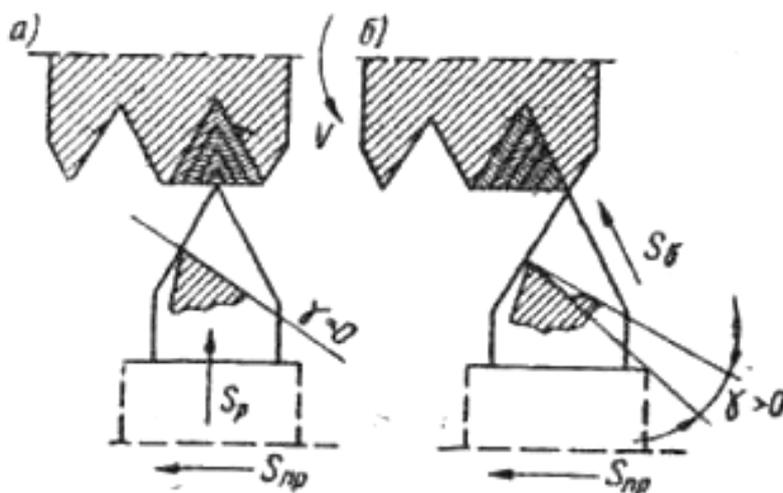


Рис.1. Схемы нарезания неподвижно закрепленным в суппорте резцом

Нарезание резьбы вращающимися резцами. Сущность метода: заготовка закрепляется в патроне или в центрах станка и вращается с небольшим числом оборотов (обычно 3...40 об/мин). Резец, установленный в специальной резцовой головке, вращается вместе с ней с большим числом оборотов (обычно 1000...3000 об/мин). Ось, вокруг которой вращается резец, смещена относительно оси вращения детали. Поэтому резец периодически то входит в контакт с заготовкой, снимая с нее стружку, то выходит из контакта, т.е. процесс резания осуществляется с перерывами.

В зависимости от того, как расположена траектория вращения резца относительно оси вращения заготовки, различают два способа нарезания резьбы вращающимися резцами (рис. 2): *а* - способ внутреннего касания (охватывание); *б* - способ внешнего касания (огибание);

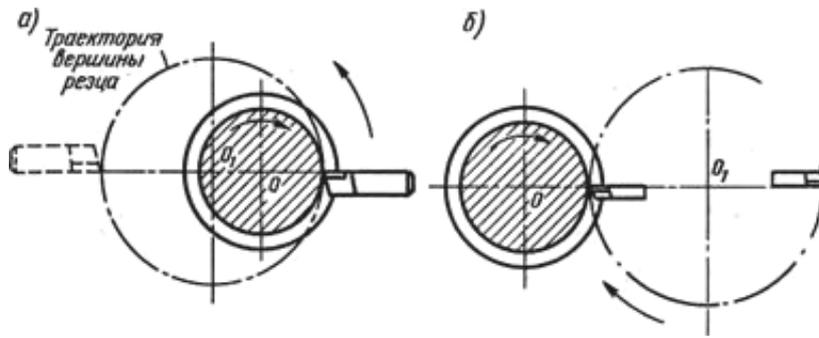


Рис.2. Схема нарезания резьбы вращающимися резцами

Строгание широкой плоской протяжкой. Аналогично процессу обработки наружной поверхности вращения строгание наружной резьбы можно производить плоской протяжкой без подъема на зуб, имеющей ширину, равную длине L обрабатываемой детали. Инструментом является блок резьбовых гребенок, расположенных одна за другой и перемещающихся со скоростью V по касательной к винтовой линии резьбы. За один оборот детали инструмент должен переместиться относительно нее вдоль оси на шаг S . При этом обработка резьбы будет закончена. Для обеспечения постепенного нарастания нагрузки при врезании гребенки могут устанавливаться под углом $90 - \lambda$ к направлению движения.

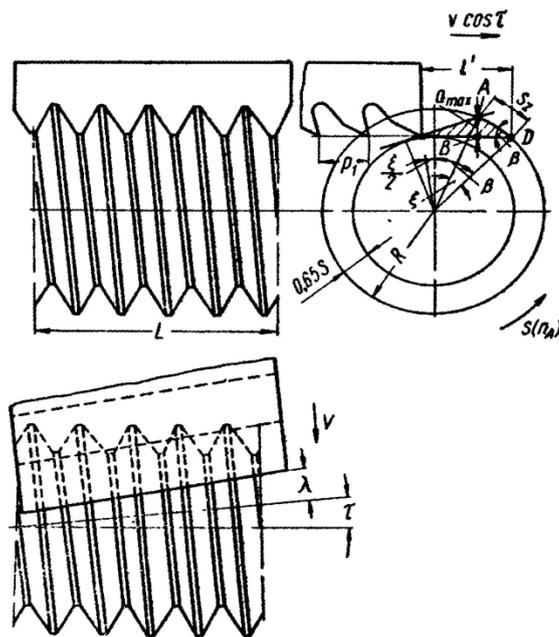


Рис.3. Схема обработки наружной резьбы плоской протяжкой

Фрезерование гребенчатыми фрезами внешнего касания. Используются гребенчатые (групповые) фрезы. Ось фрез устанавливается параллельно оси детали. Нарезание ими осуществляется за время одного (точнее 1,1 – 1,2) оборота детали и соответственно относительного перемещения фрезы вдоль оси детали на величину одного шага S резьбы. Для создания более равномерных условий фрезерования, т.е. увеличения числа зубьев, находящихся одновременно в резании, канавки гребенчатых фрез конструируются наклоненными к оси под углом λ .

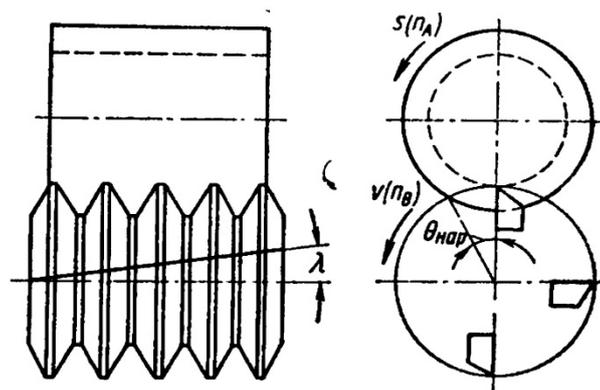


Рис.4. Схема фрезерования гребенчатыми фрезами внешнего касания

Резьбофрезерование. Выполняется на станках с ЧПУ. Резьба образуется путем винтовой траектории вращающегося инструмента вдоль оси отверстия (винтовая интерполяция). То есть перемещение инструмента осуществляется по трем осям X, Y, Z. Причем смещение инструмента вдоль оси отверстия за один оборот равно шагу резьбы.

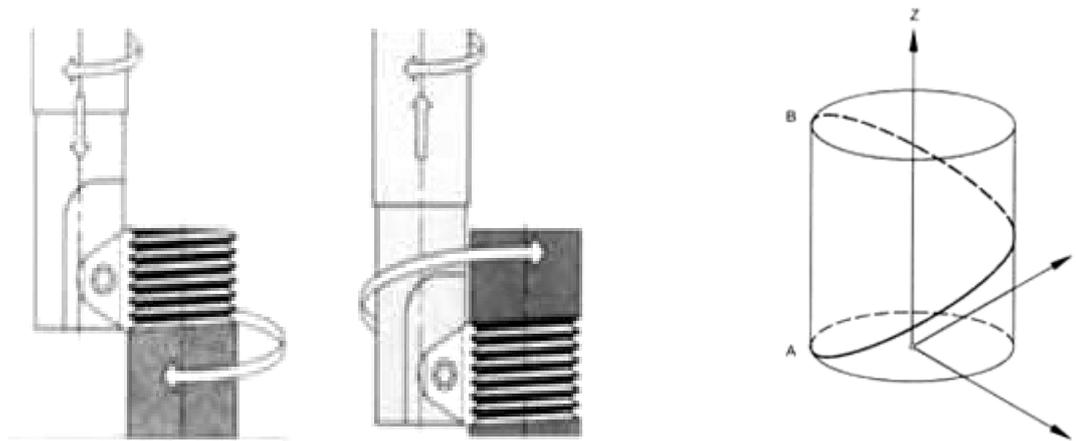


Рис. 5. Схема перемещений

- Применение сборных резьбовых фрез с СМП обладает преимуществами:
- слабое усилие резания, что является важным при обработке тонкостенных деталей;
 - отсутствуют проблемы со стружкой – образуется только мелкая стружка;
 - методами попутного или встречного фрезерования и за счет изменения аксиального направления подачи может быть получена резьба почти всех существующих на практике видов;
 - не представляет трудности нарезание резьбы с изменением допусков;
 - при выходе из строя пластины, нет необходимости покупать новую фрезу, стоит только заменить пластину.

Список литературы

[1] Беспалов Б.Л., Глейзер Л.А. и др. Технология машиностроения. Спец. часть. М.: Машиностроение, 1973.

[2] *Иванов И.С.* Технология машиностроения: Учеб, пособие. М.: ИНФРА-М, 2009.

[3] *Этин А.О.* Кинематический анализ методов обработки металлов резанием под ред. А.П. Владзиевского, изд. «Машиностроение», Москва , 1964 – 325 с.

[4] *Справочник* по обработке резанием Garant ToolScout, Hoffmann Group, 2012, 1081 с.

Виноградов Владислав Игоревич – студент КФ МГТУ им. Баумана.

E-mail: vinogradov.vl4dislav@yandex.ru

Зенкин Николай Васильевич – канд. техн. наук, доцент кафедры «Машиностроительные технологии» КФ МГТУ им. Н.Э. Баумана. E-mail: m1@bmstu-kaluga.ru

А.О. Штокал, Е.В. Рыков, Т.А. Говорун, А.В. Артемьев,
В.К. Шаталов, В.А. Богачев, О.П. Баженова, Д.В. Сергеев,
В.Д. Демина

К ВОПРОСУ О ФОРМИРОВАНИИ МДО-ПОКРЫТИЙ, УСТОЙЧИВЫХ К ФРЕТТИНГУ И МИКРОУДАРНОМУ НАГРУЖЕНИЮ

Ряд систем космического аппарата (антенны, штанги, панели солнечных батарей, крышки) для уменьшения общих габаритов и защиты прецизионных элементов конструкции при выведении на целевую орбиту ракетой-носителем находятся в сложенном состоянии. Большинство из этих узлов раскрываются сразу после достижения целевой орбиты или спустя небольшой промежуток времени. Но отдельные системы находятся в сложенном состоянии весьма длительное время (месяцы и даже годы). Это связано с необходимостью резервирования критичных систем аппарата (например, панелей солнечных батарей), а также с циклограммой полёта (например, посадочные опоры активируются после длительного перелёта к небесному телу непосредственной перед посадкой на его поверхность). Известно [1], что металлические поверхности контактирующих элементов конструкции в условиях космического пространства после испарения тонких оксидных слоёв становятся склонными к схватыванию (так называемая «холодная сварка»), что не раз приводило к отказу ряда систем космических аппаратов [1]. Также экспериментально установлено, что традиционно применяемые для предотвращения холодной сварки контактирующих поверхностей твёрдые смазочные покрытия на основе дисульфида молибдена типа ВНИИ НП-230 (иностранный аналог – Vespel SP3) стираются на всю толщину в результате фреттинг-износа, возникающего при транспортировке космического аппарата ракетой-носителем на целевую орбиту [2]. Данные учёных из Европейского космического агентства (ЕКА) [3] также подтверждают полученное заключение и указывают на то, что оксидный слой на алюминиевых и титановых сплавах, сформированный микродуговым оксидированием (МДО), называемый европейцами керонит (keronite), обеспечивает надёжную защиту от адгезии при фреттинг-нагрузке.

Для экспериментальной проверки стойкости МДО-покрытия к фреттинг-износу в узлах раскрытия космических аппаратов на этапе транспортирования было спроектировано приспособление (рис. 1), которое позволяет смоделировать нагрузки на контактирующие поверхности деталей узлов раскрытия космических аппаратов при их транспортировке на целевые орбиты. К приспособлению приложена вибрационная нагрузка, аналогичная возникающей при выведении космического аппарата ракетой-носителем «Протон-М».

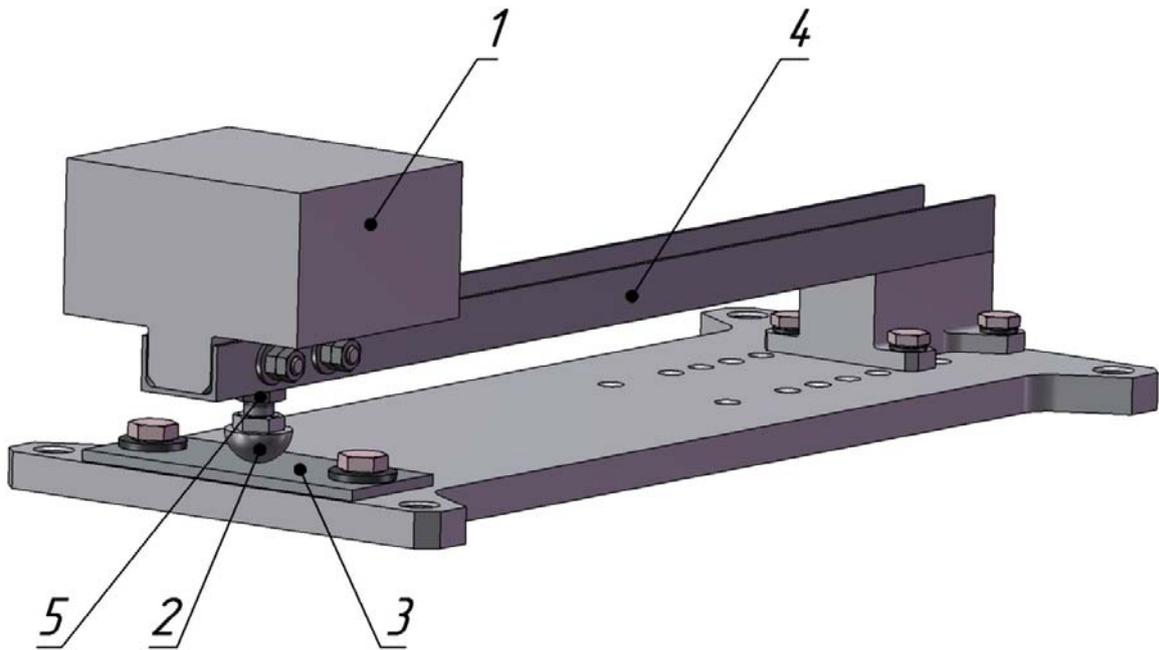


Рис. 1. Приспособление, моделирующее нагрузки на контактирующие поверхности деталей узлов раскрытия космических аппаратов при их транспортировке на целевые орбиты. 1 – имитатор нагрузки; 2 – упор; 3 – площадка; 4 – балка; 5 – контргайка

Изменение вылета имитатора нагрузки 1 вдоль балки 4 позволяет варьировать собственную частоту приспособления. Балка 4 обеспечивает изгибную частоту колебаний, равную 15 Гц, что соответствует реальным значениям частоты колебаний наиболее часто применяемых силовых схем узлов раскрытия космических аппаратов. Масса имитатора нагрузки 1 составляет 1,99 кг, расстояние от центра масс имитатора нагрузки до заделки балки (вылет балки) – 0,198 м.

Усилие предварительной затяжки упора обеспечивает нераскрытие стыка при динамических воздействиях. После контакта упора 2 и площадки 3 с целью создания усилия предварительной затяжки упор был докручен с определённым моментом. Для упора с резьбой М8 момент затяжки составляет $(0,7 \pm 0,035)$ Н·м. Таким образом, усилие в точке контакта поверхностей упора и площадки составляет $(550 \pm 27,5)$ Н. Чтобы предотвратить самоотвинчивание упора 2 в процессе вибронагружения, в конструкцию приспособления введена контргайка 5.

В работах [1, 4] приведены данные об испытаниях пластины из алюминиевого сплава АМгб, на которой в ванне с электролитом было сформировано МДО-покрытие с толщиной рабочего слоя 170–200 мкм. На спроектированном приспособлении вибрационному нагружению, соответствующему режимам выведения космического аппарата ракетой-носителем «Протон-М», подвергался рабочий слой МДО-покрытия (общая толщина покрытия 170–200 мкм) и технологический слой МДО-покрытия (общая толщина покрытия 260–275 мкм). Результаты вибронагружения приведены на рис. 2.

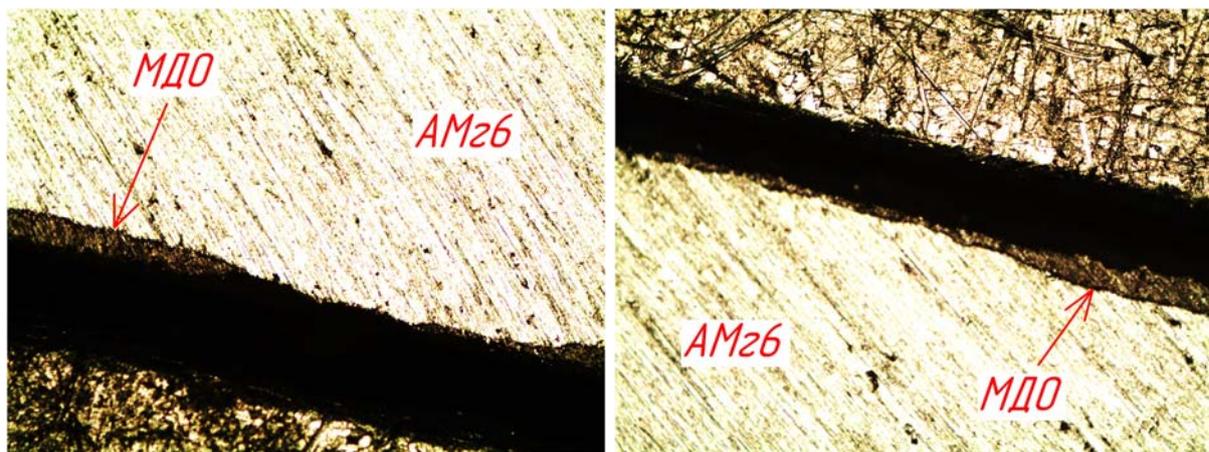
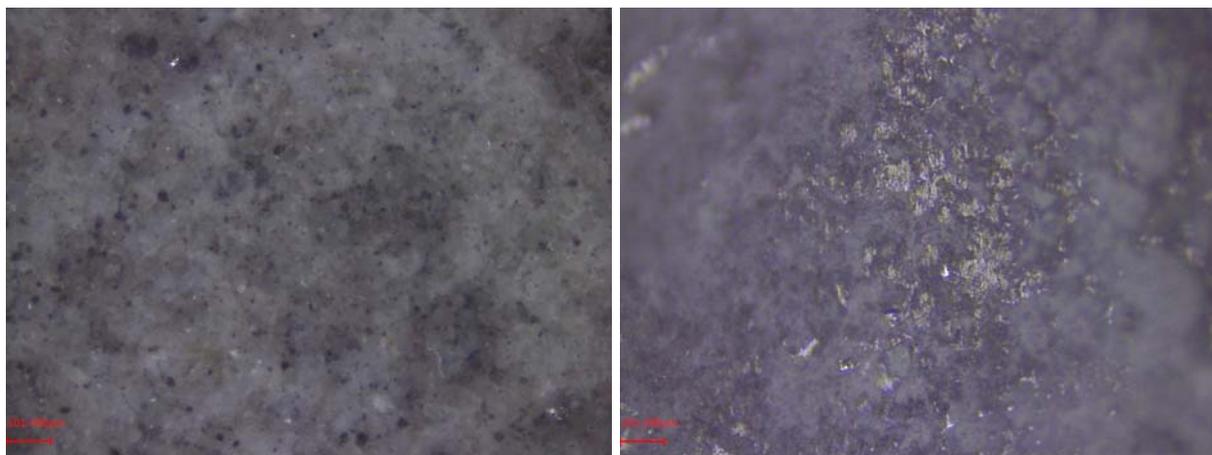


Рис. 2. Поперечные микрошлифы МДО-покрытий на поверхности пластины из алюминиевого сплава АМгб после виброиспытаний: слева рабочий слой (общая толщина покрытия 170–200 мкм), справа технологический слой (общая толщина покрытия 260–275 мкм). Увеличение 20х.

Надписи на рисунке: «АМгб» – алюминиевый сплав АМгб, «МДО» – МДО-покрытие

Было установлено, что МДО-покрытие, сформированное на поверхности алюминиевого сплава АМгб, не выдерживает фреттинг-износа, возникающего в процессе выведения космического аппарата ракетой-носителем на целевую орбиту. Было выдвинуто предположение, что в первую очередь это связано с низким пределом текучести алюминиевого сплава АМгб. Согласно данной гипотезе, МДО-покрытие работает как тонкая жёсткая мембрана, передающая оказанное на неё усилие на алюминиевую подложку. Подложка в свою очередь деформируется, достигая в определённый момент предела текучести, и уже не восстанавливается в прежний размер. В результате возвращающееся в исходное состояние МДО-покрытие начинает работать на отрыв от алюминиевой подложки. А сам отрыв приводит к тому, что МДО-покрытие вместо работы на сжатие начинает работать на изгиб, что ведёт к его скорому выходу из строя.

Для подтверждения данного положения в работе [5] на спроектированном приспособлении была испытана пластина из алюминиевого сплава Д16АТ, предварительно закалённого и естественно состаренного, на поверхности которого было сформировано МДО-покрытие с общей толщиной в точке контакта поверхностей 175 мкм. К приспособлению также была приложена вибрационная нагрузка, аналогичная возникающей при выведении космического аппарата ракетой-носителем «Протон-М». Результаты вибронагружения приведены на рис. 3 и 4.



a

б

Рис. 3. Поверхность МДО-покрытия на алюминиевом сплаве Д16АТ на свободном участке (*a*) и в зоне контакта с упором (*б*)

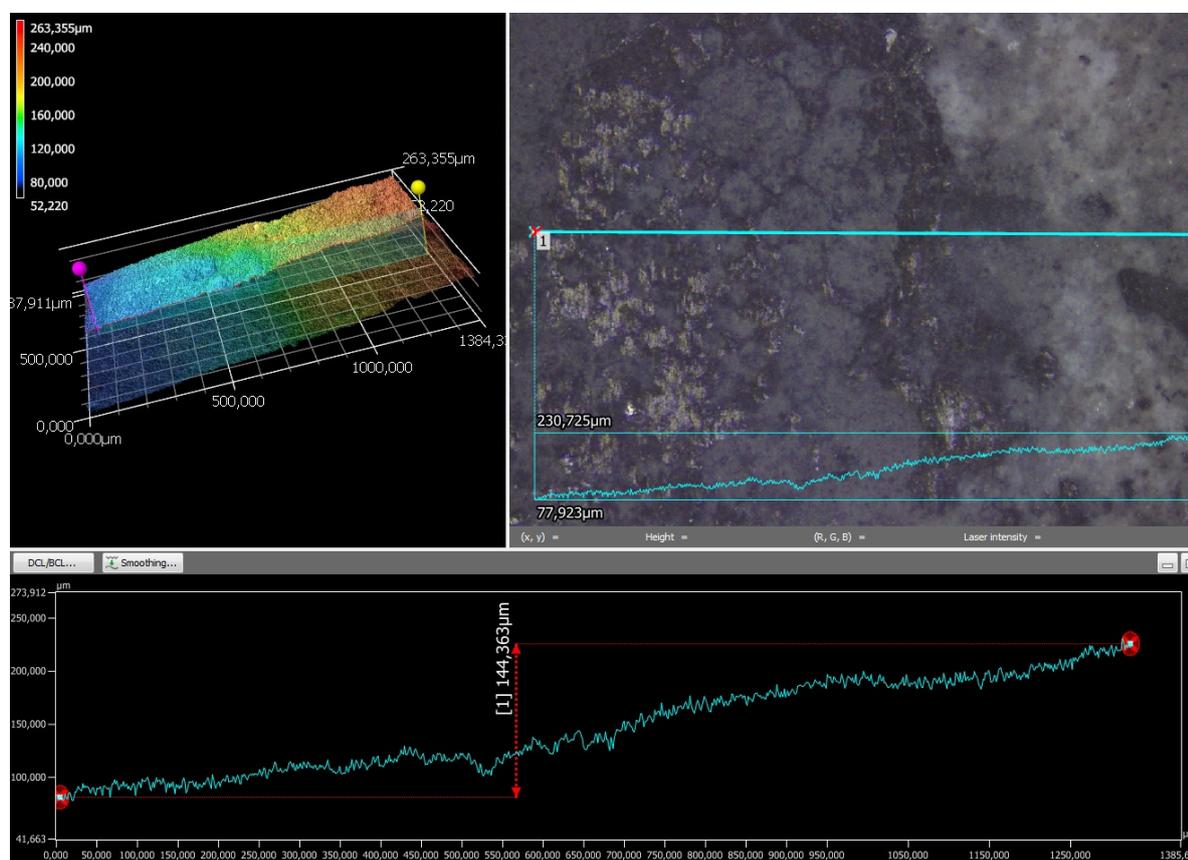


Рис. 4. Профилограмма поверхности МДО-покрытия на алюминиевом сплаве Д16АТ в зоне контакта с упором

В результате изучения зоны контакта поверхностей установлено, что на отдельных участках также произошло изнашивание МДО-покрытия до материала основы. Износ носит равномерный характер, без областей значительных сколов. В зоне контакта обнаружены частицы изношенного МДО-покрытия в совокупности с материалом упора – сталью 20Х13. Наличие

данных частиц, играющих роль твёрдого смазочного покрытия, а также снижение площади контакта металлических поверхностей приведёт к снижению сил адгезии при длительной экспозиции контактирующих поверхностей деталей узла раскрытия в условиях космического пространства.

Определённую роль в разрушении МДО-покрытий под влиянием нагрузок, действующих на контактирующие поверхности при выведении космического аппарата на целевую орбиту, играет и то, что помимо фреттинга, в зоне контакта также имеют место и микроудары. Переход между фреттингом и классическим возвратно-поступательным изнашиванием определяется из условия: $S = 2d$, т.е. когда значение перемещения S становится равным значению удвоенного диаметра пятна контакта d , которое в свою очередь определяется по теории Герца и зависит от механических свойств трущихся материалов [6]. На рис. 5 показана смена видов воздействия на МДО-покрытие на разных этапах изнашивания.

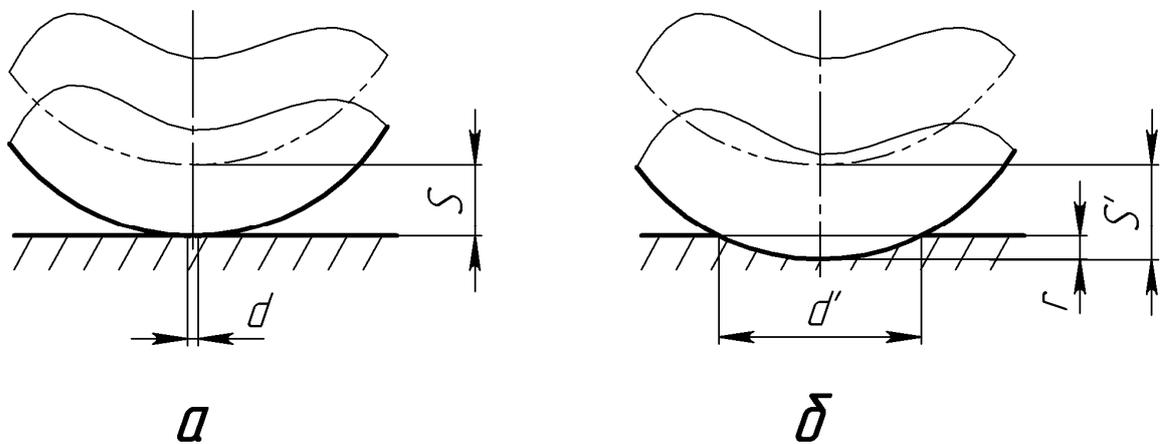


Рис. 5. Зона контакта поверхностей при микроударе (а) и фреттинге (б)

На начальном этапе вибронагружения диаметр пятна контакта d определяется упругой деформацией контактирующих поверхностей и на порядок меньше перемещений упора S , происходящих вследствие вибрационного воздействия на узел раскрытия. Поэтому можно заключить, что МДО-покрытие пластины работает в условиях микроударного нагружения. По мере появления площадки износа МДО-покрытия диаметр пятна контакта d' увеличивается, причём приращение перемещения упора $r = S' - S$ незначительно по сравнению с увеличением диаметра пятна контакта. В итоге, диаметр пятна контакта d' и перемещение упора S' становятся сравнимыми величинами, усилия воздействия на МДО-покрытие распределяются на большую площадь, дальнейший износ МДО-покрытия идёт в условиях фреттинга. Таким образом, можно сделать вывод о том, что в процессе выведения космического аппарата на целевую орбиту поверхность МДО-покрытия площадки узла раскрытия работает в двух условиях: сначала микроударного воздействия, а затем фреттинга.

В работе [3] указано, что МДО-покрытия на алюминиевых и титановых сплавах хорошо работают в условиях фреттинга, но микроударное

воздействие не выдерживает ни одно из исследуемых покрытий. Формируемые по существующим технологиям МДО-покрытия на алюминиевых сплавах (рис. 6а) состоят из двух основных слоёв: внутреннего кристаллического (2), состоящего из корунда $\alpha\text{-Al}_2\text{O}_3$, и внешнего аморфного (3), состоящего из $\gamma\text{-Al}_2\text{O}_3$ и компонентов электролита (так называемый муллитный слой). Соотношение толщины слоёв может меняться в зависимости от режимов формирования и состава электролита, но следование данным слоёв в применяемых технологиях формирования всегда одинаково: ближе к подложке кристаллический слой, а поверх него – аморфный слой (рис. 6а). Такая композиция не совсем оптимальна для работы в условиях ударного нагружения: верхняя аморфная составляющая быстро крошится и удаляется в процессе вибронгружения, в результате увеличивается амплитуда перемещения упора, а внутренняя кристаллическая представляет собой монолитный керамический слой, который очень чувствителен к появлению трещин в результате микроударного нагружения и зачастую образует сколы. Чтобы оптимально распределить энергию удара, необходимо добиться чередования слоёв (рис. 6б, 6в): кристаллический 2 служит жёсткой матрицей, удерживающей аморфный наполнитель от рассыпания, а аморфный слой 3 поглощает энергию микроударного воздействия. Ещё одно преимущество предложенных композиций – отсутствие единого сплошного кристаллического слоя, что препятствует возникновению в нём сквозных трещин и останавливает их рост и распространение.

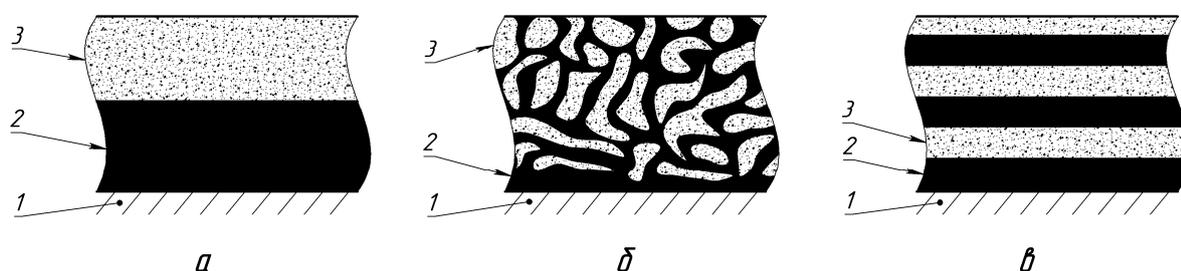


Рис. 6. Структуры МДО-покрытий на алюминиевых сплавах: существующая (а) и перспективные для работы в условиях микроударного нагружения (б, в). 1 – подложка из алюминиевого сплава, 2 – кристаллическая составляющая МДО-покрытия ($\alpha\text{-Al}_2\text{O}_3$), 3 – аморфная составляющая МДО-покрытия ($\gamma\text{-Al}_2\text{O}_3$ и компоненты электролита)

Возможные технологические приёмы формирования предложенных композиций:

- рис. 6, б: формирование толстого МДО-покрытия с большой пористостью (около 30-40 %); последующее удаление внешнего аморфного слоя и затирка его в поры кристаллического слоя;
- рис. 6, в: формирование тонкого МДО-покрытия из двух слоёв (кристаллического и аморфного) по существующим технологиям; последующее напыление алюминиевого сплава на внешний аморфный слой; формирование

тонкого МДО-покрытия на напылённом металлическом слое по существующим технологиям; количество итераций определяет число чередования слоёв МДО-покрытия.

Исходя из предложенной на рис. 5 схемы смены условий работы МДО-покрытия в процессе вибрационного нагружения, существует два пути увеличения его стойкости:

1) увеличение общей толщины покрытия, т.к. с ростом диаметра пятна контакта микроударное воздействие переходит во фреттинг, в условиях которого МДО-покрытие более устойчиво;

2) увеличение стойкости МДО-покрытия к виброударному нагружению путём формирования композиций, предложенных на рис. 6б, 6в.

Так как толщина МДО-покрытия ограничена природой процессов, происходящих при его формировании, и обычно не превышает 400 мкм [7], второй пути выглядит более перспективным.

Список литературы

[1]. Штокал А.О., Рыков Е.В., Добросовестнов К.Б., Говорун Т.А., Шаталов В.К., Богачёв В.А. Пути повышения надёжности работы узлов раскрытия космических аппаратов с отложенным срабатыванием // Вестник НПО им. С.А. Лавочкина. — 2017. — № 4 (38). — С. 60–67.

[2]. Рыков Е.В., Штокал А.О., Говорун Т.А., Шаталов В.К., Добросовестнов К.Б., Баженова О.П. Исследование стойкости твёрдого смазочного покрытия на основе дисульфида молибдена к фреттинг-износу в условиях вибрационного нагружения // Научноёмкие технологии. — 2019. — Т. 20. — № 2. — С. 40–47.

[3]. Merstallinger A., Sales M., Semerad E., Dunn B.D. Assessment of Cold Welding between Separable Contact Surfaces due to Impact and Fretting under Vacuum (ESA STM-279 November 2009). — ESA Communication Production Office, 2009. — 57 p.

[4]. Говорун Т.А., Шаталов В.К., Штокал А.О., Рыков Е.В., Добросовестнов К.Б., Баженова О.П., Богачёв В.А. Методы предотвращения холодной сварки контактирующих поверхностей узлов раскрытия космических аппаратов при длительном нахождении на целевой орбите // Научноёмкие технологии в приборо- и машиностроении и развитие инновационной деятельности в вузе: материалы региональной научно-технической конференции, 18–20 апреля 2017 г. — Калуга: Издательство МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2017. — Т. 1. С. 28–33.

[5]. Штокал А.О., Рыков Е.В., Артемьев А.В., Говорун Т.А., Шаталов В.К., Добросовестнов К.Б., Богачёв В.А., Баженова О.П. Изучение стойкости МДО-покрытия на алюминиевом сплаве Д16АТ в условиях виброударного нагружения // Научноёмкие технологии в приборо- и машиностроении и развитие инновационной деятельности в вузе: материалы региональной научно-технической конференции, 16–18 апреля 2019 г. — Калуга: Издательство МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2019. — Т. 1. С. 41–47.

[6]. *Ляховецкий М.А.* Исследование износо- и фреттингостойкости оксидов алюминия и циркония, сформированных методом микродугового оксидирования для защиты элементов двигателей и энергоустановок: Автореф. дис. ... канд. техн. наук. — М., 2014. — 25 с.

[7]. *Суминов И.В., Эпельфельд А.В., Людин В.Б., Борисов А.М., Крит Б.Л.* Микродуговое оксидирование (окончание) // Приборы. — 2001. — № 10. — С. 26–36.

Штокал Александр Олегович – ведущий конструктор, канд. техн. наук
Филиал АО "НПО Лавочкина" в г. Калуга.

E-mail: cuauthemoc1@yandex.ru

Рыков Евгений Валентинович – начальник сектора Филиал АО "НПО Лавочкина" в г. Калуга. E-mail: rik@laspace.ru

Говорун Татьяна Александровна – инженер-конструктор 3 кат. Филиал АО "НПО Лавочкина" в г. Калуга. E-mail: Glancet@yandex.ru

Артемьев Артем Валентинович – главный конструктор Филиал АО "НПО Лавочкина" в г. Калуга. E-mail: arav@laspace.ru

Шаталов Валерий Константинович – заведующий кафедрой "Материаловедение и химия", д-р техн. наук КФ МГТУ им. Н.Э. Баумана. E-mail: vkshatalov@yandex.ru

Богачёв Вячеслав Алексеевич – начальник отдела АО "НПО Лавочкина".
E-mail: tribolab@laspace.ru

Баженова Ольга Петровна – начальник сектора АО "НПО Лавочкина".

E-mail: bazhenova_laspace@mail.ru

Сергеев Даниил Владимирович – инженер-конструктор 2 кат., Канд. техн. наук АО "НПО Лавочкина". E-mail: sdv@laspace.ru

Демина Виктория Денисовна – инженер-технолог АО "НПО Лавочкина".
E-mail: metall@laspace.ru

ЛАЗЕРНАЯ РЕЗКА ТОНКОЛИСТОВОГО МАТЕРИАЛА

Изучение лазеров и лазерной техники на сегодняшний день является прогрессивным. В последние годы сделаны открытия принципиально новых типов лазеров, обладающих высоким коэффициентом полезного действия, простых и удобных в эксплуатации, обеспечивающих высокую надежность и, таким образом, весьма пригодных для применения в различных отраслях промышленности. В результате чего значительно увеличились возможности лазерной обработки. В частности, одним из возможных применений лазерной техники на производстве является резка тонколистового металла. Использование лазера в обработке и отделке металлических изделий приобретает все большую популярность.

Основной задачей при лазерной резке тонколистового металла является обеспечение высокой точности размеров и качества обрабатываемой поверхности.

На достижение желаемых результатов при обработке материала лазерной резкой влияют параметры лазера, режимы обработки и параметры заготовки. К параметрам лазера относятся: мощность лазера, частота следования импульсов, распределение удельной мощности, постоянство мощности, поперечное сечение луча, расходимость, поляризация. Режимы обработки включают в себя: скорость резки, вид газа, давление газа, положение фокуса. К параметрам заготовки можно отнести толщину заготовки, материал, геометрию заготовки, поверхность заготовки.[1]

Следует отметить также влияние материала обрабатываемой заготовки на точность резки. Хотя точность выполнения резов в различных металлах практически одинакова, тем не менее резку нержавеющей сталей можно осуществлять несколько точнее, чем углеродистых. Точность же процесса выполнения резов в титане несколько уступает точности обработки углеродистых и нержавеющей сталей.[2]

Качество кромок деталей после резки, сопоставимое с качеством после механической обработки, на порядок выше, чем после известных процессов термической резки. Скорости лазерной резки достигают $\geq 0,167$ м/с. В большинстве случаев применений процесс является малоотходным, обеспечивает получение готовых деталей, практически не подвергнутых деформациям и не требующих последующей термомеханической обработки.

Для того, чтобы определить как зависят показатели качества от параметров лазера, режимов обработки и параметров заготовки, нужно изучить принципы их взаимодействия между собой. Чтобы убедиться в достоверности теории, необходимо провести эксперименты, определяющие зависимость качества реза от технологических параметров качества резки.

Список литературы

[1] *Закалюкина Л.А., Баннов В.Я.* Виды и параметры процесса лазерной резки. Новые информационные технологии в автоматизированных системах, 2016, с. 163.

[2] *Григорьянц А.Г.* Технологические процессы лазерной обработки. Москва, Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2006, с. 45.

[3] *Яхонтов Ю.Г., Иванова Л.А.* Оператор лазерной установки. Введение в профессию. Санкт-Петербург, Изд-во Петровский колледж, 2013, с.10.

Юдаева Анастасия Алексеевна – студент КФ МГТУ им. Н.Э. Баумана.
E-mail: anast.yudaeva@yandex.ru

Вяткин Андрей Геннадьевич – канд. техн. наук, доцент кафедры «Машиностроительные технологии» КФ МГТУ им. Н.Э. Баумана. E-mail: andvyatkin@mail.ru

ОСОБЕННОСТИ ПРИМЕНЕНИЯ И ИЗГОТОВЛЕНИЯ ЭЛЛИПТИЧЕСКИХ ЗУБЧАТЫХ КОЛЕС

Для обеспечения передачи движения зубчатым зацеплением не обязательно чтобы зубья шестерни или колеса располагались на окружности. Существует такая конструкция зубчатых колес, при которой зубья располагаются не по окружности, а по эллипсу или фигуры другой формы. По сравнению с кулачковыми механизмами, они обеспечивают более высокую точность и имеют меньшие габариты [1]. На рис. 1 представлена модель одной из возможных конструкций такой передачи.

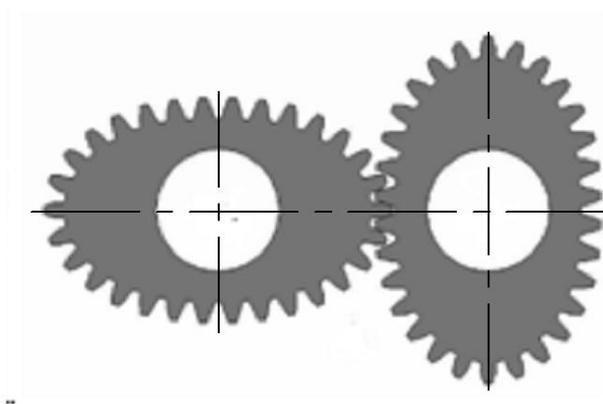


Рис. 1. Зубчатая передача с колесами эллиптической формы.

В данной работе показана некоторая область применения эллиптических передач.

Любая конкретная область применения передачи с использованием некруглых зубчатых колес относится к одной из трех групп, в зависимости от назначения передачи в механизме.

- Использование НКЗ для получения сложного циклического движения, имеющего аналогию с кулачковым движением.
- Получение переменной скорости вращения вала, на котором установлено подобное колесо (ведомого вала), при постоянной скорости вращения ведущего вала [2].
- Прочие применения (в частности – работа с жидкостями и газами).

Передача с некруглыми зубчатыми колесами используется в механизмах преобразования движения. Примером служит, представленный на рис. 2, планетарный механизм преобразования вращательного движения в возвратно – поступательное [3].

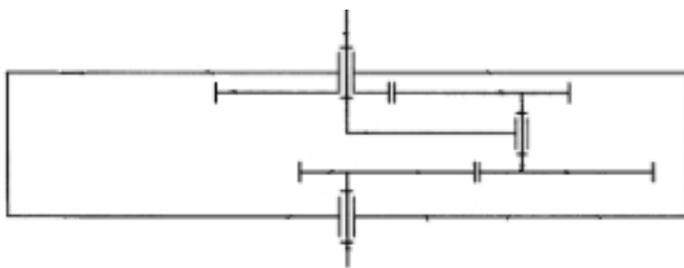


Рис. 2. Планетарный механизм преобразования вращательного движения в возвратно – поступательное

Подобный механизм имеет место в различных станках и буровых установках. Аналогичным является преобразователь движения с 7-ю зубчатыми колесами [4]. Механизм представлен на рис. 3.

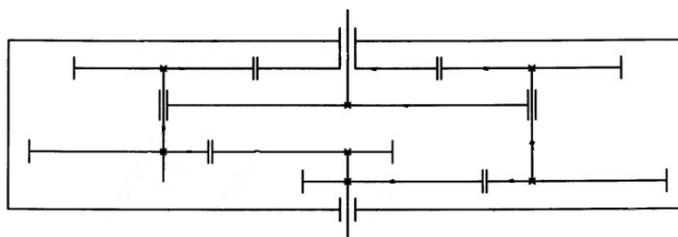


Рис. 3. Преобразователь вращательного движения в возвратно-вращательное

Существуют и модели, возникшие при комбинировании эллиптической передачи с другими механизмами, например, рычажно – зубчатый механизм с эллиптическими колесами [5]. Схема представлена на рис. 4.

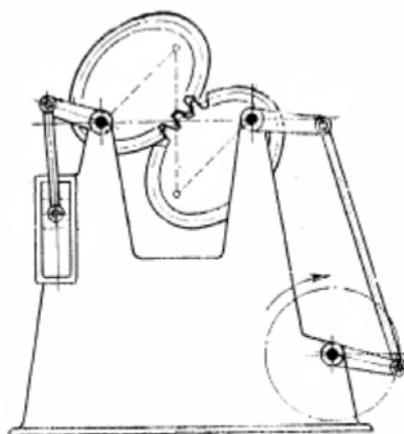


Рис. 4. Рычажно – зубчатый механизм с эллиптическими колесами

Также эллиптические зубчатые передачи применяются в различном механическом оборудовании. Примером такого оборудования с применением эллиптических колес является механизм транспортера самоналадчика полиграфического станка. Данная передача позволяет обеспечить минимальную скорость листа при его подаче в станок, что предотвращает лист от смятия. Похожим образом эллиптическая передача используется и в текстильных станках, с целью получения ткани с различной плотностью (используется для нанесения рисунка) [6]. В металлорежущих станках данный механизм при-

меняется относительно редко. Примером служит станок для фрезерования шпонок [7].

Передача некруглыми зубчатыми колесами имеет место и при работе с жидкостями или газами. Примером является применение зацепления круглых зубчатых колес – сателлитов с эллипсоидным центральным. Представлен пример подобной схемы на рис. 5 и применяется в объемных роторных гидромашинах, гидронасосах и гидродвигателях [8].

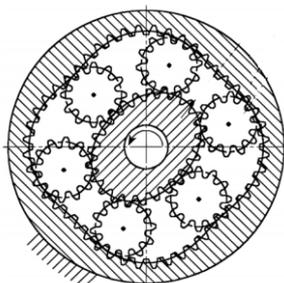


Рис. 5. Планетарный механизм гидромашины

Также подобная конструкция применяется в современных расходомерах, так как она обеспечивает минимальные потери жидкости на стенках [9]. Пример принципа работы такого расходомера, используемого для жидкостей с вязкостью до 10000 Мпа представлен на рисунке 3.

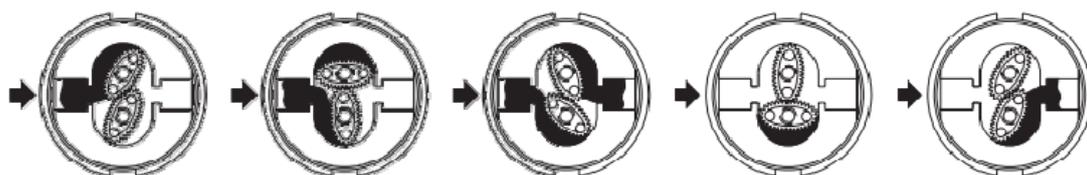


Рис. 6. Принцип работы расходомера с эллиптическими колесами

Очевидно, такие колеса имеют более сложный, неоднообразный профиль и, как следствие, более сложную технологию изготовления. Это и обуславливает ограничение массового использования подобной передачи. При проектировании данной передачи, стоит учесть:

- чем дальше форма колеса уходит от идеального круга, тем сложнее будет обеспечить зацепление таких колес.
- необходимо различие между профилями зубьев колес на прямолинейных и криволинейных участках. Оно достигается установкой различных радиальных зазоров на участках (если создание колеса происходит по методу обкатки). То есть зубья, находящиеся на прямолинейных участках колеса, должны иметь более прямой профиль, а на скругленных – эвольвентный.

Несмотря на нестандартную форму НКЗ, их можно нарезать методом обкатки, как и круглые зубчатые колеса, однако для этого необходимо обеспечить нелинейные зависимости при относительном движении заготовки и инструмента [10]. При использовании данного метода происходит решение задачи плоской обкатки. То есть получение необходимых эллиптических колес происходит путем перекачивания инструмента по заготовке с формиро-

ванием заданного профиля на последней. Такая задача является прямой задачей плоской обкатки [11]. Получение НКЗ также можно осуществить на проволочном электроэрозионном станке, но в этом случае координаты точек перемещения проволоки должны быть достаточно точными (необходимы точные расчеты параметров и учтены возможности оборудования).

НКЗ с небольшим значением модуля можно нарезать и на простом зубофрезерном станке, если при фрезеровании контролировать величину радиального зазора. Сложность этого контроля приводит к снижению точности полученного колеса, поэтому данный метод относится к приближенным[2].

Список литературы

[1] *Первицкий Ю.Д.* Расчет и конструирование точных механизмов: учебное пособие для вузов. - 2-е изд., доп. и переработ. Ленинградское отделение: Машиностроение, 1976. 456 с.

[2] *Литвин Ф.Л.* Некруглые зубчатые колеса. Проектирование, теория и производство. - /Ф.Л. Литвин. 2-е изд., перераб. и доп. Москва: Машгиз, 1956. 312 с.

[3] *Пат. 2616457.* Планетарный механизм преобразования вращательного движения в возвратно-вращательное / Смелягин А.И., Приходько А.А.; ФГБОУ ВПО "КубГТУ". - №2016111033; заявл. 24.03.2016; опубл. 17.04.2017, Бюл. №11 – 2 с.

[4] *Пат. 2528493.* Зубчатый преобразователь вращательного движения в возвратно-вращательное / Смелягин А.И., Юхневич И.В.; ФГБОУ ВПО "КубГТУ". - №2012135364/11; заявл. 16.08.2012; опубл. 20.09.2014, Бюл. №26 – 8 с.

[5] *Артоболевский И.И.* Механизмы в современной технике: справочное пособие для инженеров, конструкторов и изобретателей. - 2-е изд., перераб. Москва: Наука, 1979. 416 с.

[6] *Кожжевников С.Н.* Теория механизмов и машин: справочное пособие. - 4-е изд., перераб. и доп. Москва: Машиностроение, 1976. 784 с.

[7] *Ачеркан Н.С.* Расчет и конструирование металлорежущих станков: учебное пособие для вузов. - 2-е изд. Москва: Машгиз, 1952. 746 с.

[8] *Волков Г.Ю., Курасов Д.А., Горбунов М.В.* Инженерный метод геометрического синтеза планетарного механизма роторной гидромашин // Вестник машиностроения. 2017. № 10. 85 с.

[9] *Каталог* фирмы Barger Meter // Системы измерения расхода [Электронный ресурс]. URL: <https://exportpagescdn.net/v2/pdfs/product/-badger-meter-euro-gmbh.pdf>.

[10] *Киреев С.О., Ершов Ю.В., Падалко Н.А.* Расчет параметров зубьев для изготовления овальных шестерен // Известия вузов. 2010. №1. 113 с.

[11] *Баландин А.Д., Санова Л.А., Тягунова З.В.* Задачи плоской обкатки // Инженерный вестник Дона. 2015. №3. 10 с.

Титов Артем Игоревич – студент КФ МГТУ им. Баумана.
E-mail: ArtemTitovIgorovich@yandex.ru

Соколова Ирина Дмитриевна – канд. техн. наук, доцент кафедры
«Машиностроительные технологии» КФ МГТУ им. Н.Э. Баумана. E-mail:
sokolovairinadm@rambler.ru

ПЕРСПЕКТИВНАЯ ИЗНОСОСТОЙКАЯ ЗАЩИТА ТВЕРДОСПЛАВНОГО РЕЖУЩЕГО ИНСТРУМЕНТА

Твердые сплавы являются основным материалом, применяемым при изготовлении режущих частей инструмента, поскольку имеют широкий спектр применения. Ввиду ужесточения условий резания в современной промышленности, что происходит из-за внедрения в производство новых конструкционных материалов и повышения требований к допускам заготовок, растут и требования к материалу инструмента. Главным направлением совершенствования твердых сплавов, а именно повышения их механических свойств, является измельчение зерна. Мелкозернистая структура позволяет достичь высокой твердости и износостойкости при достаточной прочности при использовании режущих кромок с уменьшенным радиусом скругления, что необходимо для изготовления заготовок высокой точности. Кроме этого, высокая дисперсность обуславливает увеличение количества тепла, уходящего из зоны резания вместе со стружкой, из-за чего инструмент и деталь нагреваются в меньшей степени [1]. Наиболее перспективным способом измельчения зерна твердого сплава на данный момент является применение наночастиц в порошковой металлургии. Однако этот метод трудно реализуем вследствие несовершенства существующих технологий измельчения.

Поскольку изменение свойств самих твердых сплавов вызывает в настоящее время трудности, в современной промышленности широко применяются альтернативные методы изменения свойств твердосплавного инструмента, а именно использование износостойких покрытий. Малая толщина тонкопленочных покрытий позволяет уменьшить количество дефектов, возникающих при их образовании. В то же время свойства тонких пленок позволяют повысить адгезию на границе покрытие/инструмент, а также увеличить способность покрытия сопротивляться хрупкому разрушению [2, с. 144].

Свойства инструмента с многослойным износостойким покрытием плавно изменяются в направлении от инструментальной основы к последнему наружному слою покрытия: подбирая свойства отдельных слоев, можно более эффективно варьировать свойства всего покрытия, нежели чем при использовании монослойных покрытий [3, с. 23]. Чаще всего ближайший к инструменту слой обеспечивает адгезию покрытия, наружный слой должен обладать низким коэффициентом трения по обрабатываемому материалу, высокой микротвердостью (в случае тонкопленочных покрытий), а промежуточные слои могут быть связующими, играть роль тепловых барьеров, препятствовать продвижению микротрещин, поскольку они «тормозятся» на границах раздела соседних слоев [4].

Система из нескольких слоев характеризуется синергетическим эффектом, который позволяет такой системе объединять трудносочетаемые свойства, такие как прочность и твердость [5].

Кроме тонкопленочных покрытий существует еще одно перспективное направление улучшения свойств режущего инструмента – разработка наноструктурированных покрытий с очень малым размером зерен. Свойства таких покрытий существенно отличаются от свойств аналогичных традиционных пленочных покрытий. Из-за вклада поверхностной энергии при уменьшении толщины пленки до 100 нм меняются магнитные, электрические и механические свойства, а также теплоемкость [6]. Однако в настоящее время такие покрытия находятся на стадии экспериментальных разработок.

Применение защитных износостойких покрытий на режущем инструменте из твердого сплава показало свою эффективность. Поэтому продолжение исследований в данном направлении перспективно.

Список литературы

[1] *Андреев В.Н., Балков В.П., Боровский Г.В., Молодык С.У., Радциг Н.М.* Современные направления улучшения твердых сплавов при производстве стержней для режущего инструмента // Вестник МГТУ Станкин. 2014. № 4 (31). С. 74-79.

[2] *Григорьев С.Н., Табаков В.П., Волосова М.А.* Технологические методы повышения износостойкости контактных площадок режущего инструмента. Монография / Старый Оскол, 2011.

[3] *Табаков В.П., Чихранов А.В.* Износостойкие покрытия режущего инструмента, работающего в условиях непрерывного резания // Федеральное агентство по образованию, Ульяновский государственный технический университет. Ульяновск, 2007.

[4] *Евстафьева М.М., Иванов Ю.В.* // Режущий инструмент с многослойными покрытиями для прерывистого резания жаропрочных и титановых сплавов // Электронный журнал: наука, техника и образование. 2017. № СВ1 (11). С. 61-66.

[5] *Иванов Ю.В., Анкуда Э.С., Калмыков В.В.* Библиографический анализ особенностей применения многослойных износостойких покрытий на режущих инструментах // Системы управления полным жизненным циклом высокотехнологичной продукции в машиностроении: Новые источники роста: материалы 2 всеросс. науч.-практ. конф. (Москва, 23 апр., 2019 г). Москва: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2019, 217 с.

[6] *Каменева А.Л., Трофимов Е.М., Вдовин С.М., Шестаков Е.А.* Использование тонкопленочных покрытий на основе ZrN, Ti - Zr - N, Ti - Zr - ON и Ti - В - Si - N для упрочнения инструмента из P6M5, применяемого при обработке нержавеющей сталей // Перспективные материалы. 2006. № 6. С. 80-87.

[7] *Ankuda E.S., Kalmykov V.V., Musokhranov M.V., Ustinov I.K.* Protecting surfaces of parts with wear-resistant vibration-damping coatings // IOP Conf. Series: Materials Science and Engineering 483 (2019) 012039 doi: 10.1088/1757-899X/483/1/012039.

[8] *Thakur D., Ramamoorthy B., Vijayaraghavan L.* Influence of different post treatments on tungsten carbide-cobalt inserts // *Materials Letters*. 2008. Т. 62. № 28. С. 4403-4406.

[9] *Schramm B.C., Scheerer H., Hoche H., Broszeit E., Abele E., Berger C.* Tribological properties and dry machining characteristics of pvd-coated carbide inserts // *Surface and Coatings Technology*. 2004. Т. 188-189. № 1-3 SPEC.ISS.. С. 623-629.

[10] *Bouzakis K.D., Hadjiyiannis S., Skordaris G., Mirisidis I., Michailidis N., Erkens G.* Wear development on cemented carbide inserts, coated with variable film thickness in the cutting wedge region // *Surface and Coatings Technology*. 2004. Т. 188-189. № 1-3 SPEC.ISS.. С. 636-643.

[11] *Tarasov A.V., Bryukvin V.A., Palant A.A., Grachova O.M.* Basic principles of environmentally sound electrochemical technology for processing sintered carbide scrap for hard-alloy industry // В сборнике: 2006 TMS Fall Extraction and Processing Division: Sohn International Symposium Сеп. "Sohn International Symposium: Advanced Processing of Metals and Materials - Proceedings of the International Symposium" sponsors: Israel Chemical Society, EuroMetaux, European Association of Metals, The Electrochemical Society, The European Ceramic Society, Czech Society for New Materials and Technologies. San Diego, CA, 2006. С. 521-527.

[12] *Осколкова Т.Н., Будовских Е.А., Горюшкин В.Ф.* Особенности структурообразования поверхностного слоя при электровзрывном легировании карбидовольфрамового твердого сплава // *Известия высших учебных заведений. Порошковая металлургия и функциональные покрытия*. 2012. № 3. С. 46-50.

Калмыков Вадим Владимирович – ст. преподаватель кафедры «Машиностроительные технологии» КФ МГТУ им. Н.Э. Баумана. E-mail: kalmykovvv@bmstu.ru

Анкуда Эвелина Сергеевна – студент КФ МГТУ им. Н.Э. Баумана. E-mail: e.ankuda@mail.ru

Сорокин Владимир Павлович – учащийся МБОУ Школа №13. E-mail: sorokin2002@yandex.ru

ПРИМЕНЕНИЕ ВОДОРОДНЫХ ТЕХНОЛОГИЙ ПРИ РЕЗАНИИ ТРУДНООБРАБАТЫВАЕМЫХ МЕТАЛЛОВ

Необходимость в снижении сил сопротивления металла при резании была и остается актуальным направлением в механической обработке металлов и сплавов. Особенно востребовано это становится при резании труднообрабатываемых материалов, в частности сплавов на основе титана и никеля. Силы резания – это важнейший параметр при механической обработке, определяющий режимы резания, тепловыделение, ресурс работы режущего инструмента и т.д., поэтому снижение этих сил, то есть повышение обрабатываемости, способствует выигрышу в экономике и производительности, а это именно то, что в текущий период времени востребовано.

Известно множество способов повышения обрабатываемости труднообрабатываемых материалов. Наиболее известные и применяемые из них это изменение микро- и макрогеометрии режущего инструмента, использование современных инструментальных материалов и нанесение на них специальных покрытий [1]. Эти способы наиболее распространены из-за своей универсальности, они могут быть применены к любой группе обрабатываемости материалов. К специальным способам относятся: пропускание через заготовку импульсов электрического тока [2], местный разогрев зоны резания, легирование специальными химическими элементами, упрощающими снятие припуска. Такое легирование относят к одному из применений водородных технологий.

До 50-ых годов водород считался исключительно вредной примесью в сталях и сплавах. Связываясь с углеродом, он вызывает водородную коррозию – явление обезуглероживания, которое приводит к сокращению долговечности изделий и ухудшению механических свойств. Также водород приводит к охрупчиванию металлов под действием флокенов, диффундируя в металлы при термической обработке или сварке.

Однако, несмотря на открытие полезных свойств водорода, таких как водородное пластифицирование, защита от проникновения атомарных кислорода и азота в структуру металла или водородофазный наклеп, применяться водородные технологии начали лишь после 70-х годов. Наиболее часто водородную технологию применяют к сплавам жаропрочной группы, подгруппы S4 по ISO (титановым сплавам), так как его высокая трудоемкость обработки сочетается с хорошим поглощением водорода [3].

Снижение сил резания происходит благодаря намеренному водородному охрупчиванию, приводящему к явлению флокенообразования. Водород легко диффундирует в титановый сплав и заполняет вакансии и места дислокаций кристаллической решетки. Накапливаясь в микротрещинах и пустотах материала, водород моляризуется и создает внутреннее напряжение в металле, приводит к появлению блистеров [4]. Такое напряжение способствует разру-

шению транскристаллитного характера и коррозионным язвам в теле заготовки.

Помимо обработки резанием, водородную технологию часто применяют при литье чистого титана для облегченного удаления элементов литниково – питающей системы, измельчая ее до порошкового состояния и отправляя на повторную плавку [5]. Также известен метод пластификации титановых сплавов перед их обработкой давлением (холодная листовая штамповка и формовка) [6], так как при содержании водорода до 1% сильно повышается пластичность титановых сплавов, но при превышении этого значения, пластичность падает и, в следствии флокенообразования, титановые сплавы охрупчиваются. Однако, к недостаткам таких методов стоит отнести необходимость последующего вакуумного отжига, обеспечивающего удаление уже отработанного водорода, с целью предотвращения его неблагоприятного воздействия.

Поскольку определение полезных свойств водорода и появление водородных технологий – это относительно молодое направление в механической обработке, оно имеет много нереализованного потенциала.

Список литературы

[1] А.И. Аникеев, А.А. Верещака, А.С. Верещака, Ю.Б. Бубликов. Ультратисперсные твердые сплавы как инструментальный материал для фрезерования труднообрабатываемых материалов. // Известия высших учебных заведений. 2015. №3. 159 с.

[2] Пат. 2677565. Способ обработки металлов с пропуском через зону резания импульсов электрического тока / Шадский Г.В., Сальников В.С., Ерзин О.А., Сальников С.В.; ФГБОУ "ТулГУ". - №2013110757; заявл. 26.03.2018; опубл. 20.01.2019, Бюл. №2. 11 с.

[3] И.П. Чернов, А.М. Лидер, Ю.П. Черданцев, Г.В. Гаранин, Н.Н. Никитенков, А.С. Сурков. Дефекты в титане, инициированные водородом. // Физическая мезомеханика. 2000. №6. 112 с.

[4] П.А. Александров, Е.К. Баранова, И.В. Баранова, В.В. Бударегин, В.Л. Литвинов. Накопление и выход имплантированного водорода из блистеров в Si при термообработке. // Поверхность. Рентгеновские, синхронные и нейронные исследования. 2004. №1. 85 с.

[5] А.А. Ильин, Б.А. Колачев, И.С. Полькин. Титановые сплавы. Состав, структура, свойства. Справочник. – Москва: ВИЛС – МАТИ, 2009. -520 с.

[6] М.В. Гольцова. Водородные технологии в литье и металлургии: настоящее и будущее. // Литье и металлургия. 2018. №4. 176 с.

Титов Артем Игоревич – студент КФ МГТУ им. Баумана. E-mail: ArtemTitovIgorovich@yandex.ru

Калмыков Вадим Владимирович – ст. преподаватель кафедры «Машиностроительные технологии» КФ МГТУ им. Н.Э. Баумана. E-mail: kalmykovvv@bmstu.ru

СНИЖЕНИЕ РИСКОВ ИНСТРУМЕНТАЛЬНОГО ПРОИЗВОДСТВА ПОСРЕДСТВОМ ПРИМЕНЕНИЯ СТАНДАРТНЫХ ДЕТАЛЕЙ И КОМПЛЕКТУЮЩИХ В КОНСТРУКЦИИ ТЕХНОЛОГИЧЕСКОЙ ОСНАСТКИ

Инструментальное производство в рамках промышленного предприятия обеспечивает все направления основного и вспомогательного производств режущим, мерительным и вспомогательным инструментом, в том числе штампами, пресс-формами и другой технологической оснасткой [1].

В современных условиях необходимо максимально стабилизировать деятельность инструментальных цехов промышленных предприятий всех отраслей народного хозяйства и минимизировать все возможные риски, что бы обеспечить бесперебойную работу основных производственных подразделений и участков, к тому же современные условия хозяйствования требуют от большинства предприятий новых решений по эффективному развитию, что объективно предопределяет необходимость активизации процессов развития систем стратегического менеджмента на основе использования и внедрения принципов и механизмов минимизации рисков [2].

Одним из мероприятий, которые позволят эффективно минимизировать риски инструментального хозяйства, следует отнести применение стандартных деталей и комплектующих в конструкции технологической оснастки.

Например, в рамках минимизации рисков стадия проектирования однозначно должна предполагать применение в конструкции технологической оснастки стандартных пакетов (верхней и нижней плит, подвижной и неподвижной плит, обоймы, брусы, подкладные плиты и т.д.) и других компонентов (втулки, колонки, толкатели, выталкиватели и т.д.); в том числе внедрение уже отработанных конструкторских решений для оптимизации срока проектирования, что позволит за счёт использования стандартных элементов из существующих каталогов современных инструментальных компаний снизить риск возникновения ошибок на стадии проектирования.

Использование стандартных деталей и комплектующих в конструкции технологической оснастки [3] существенно снижает риск несоблюдения сроков при обслуживании и в процессе замены изнашивающихся частей технологической оснастки т.к. в подавляющем большинстве номенклатуры стандартные элементы технологической оснастки доступны по стоимости и приемлемы по разумным срокам поставки на современном инструментальном рынке.

Так же сведен к минимуму риск ошибочной оценки стоимости изготовления инструментальной оснастки т.к. доступность современного инструментального рынка стандартных элементов по ценам стандартных элементов позволяют с достаточно высокой точностью произвести предварительную оценку стоимости технологической оснастки.

Использование стандартных элементов в конструкции технологической оснастки [4] позволит снизить риск несоблюдения сроков ее изготовления за счет уменьшения номенклатуры режущего, мерительного инструмента и станочных приспособлений и сведет к минимуму необходимость поиска нестандартного режущего, мерительного инструмента и оригинальных станочных приспособлений.

С точки зрения изготовления формообразующих элементов и осуществления их ремонта или полной замены сокращение количества марок материалов, как следствие применения ограниченной их номенклатуры, так же предполагает повышение их доступности на инструментальном рынке, что в свою очередь минимизирует риск несвоевременного изготовления деталей технологической оснастки и проведения ее ремонта.

Список литературы

[1] *ГОСТ 3.1109-82* Межгосударственный стандарт. Единая система технологической документации. Термины и определения основных понятий. М.: Стандартинформ, 2012.

[2] *Силакова В.В.* Управление рисками промышленных предприятий в условиях смены технико-экономических укладов. Дис.... доктора. техн. наук. Москва: НИТУ МИСиС, 2017. 301 с.

[3] *Технологичность* конструкции изделия: Справочник / Амиров Ю. Д., Алферова Т. К., Волков П. Н. и др.; под общей ред. Амирова Ю. Д. - 2-е изд., перераб. и доп. — М.: Машиностроение, 1990. — 768с.

[4] *Справочник* конструктора штампов: Листовая штамповка. Под общ. ред. Л.И. Рудмана. – М.: Машиностроение. 1988. – 496с.: ил.

Журавлева Татьяна Александровна – к.т.н., доцент КФ МГТУ им. Н.Э. Баумана. E-mail: 1m-kf.mgtu@inbox.ru

Харитоненко Антон Владимирович – студент КФ МГТУ им. Н.Э. Баумана. E-mail: ant40192498@yandex.ru

Крылов Алексей Юрьевич – аспирант, НОУ ВПО «Институт управления, бизнеса и технологий». E-mail: krylov-alex1986@yandex.ru

СТРУКТУРА ГИБКОСТИ ТЕХНОЛОГИЧЕСКИХ СИСТЕМ

Способность технологических систем реализовывать производственные процессы различными методами и способами называют технологической гибкостью.

Свойство гибкости технологических систем явилось предметом изучения многими исследователями. В работах [1-4] рассмотрена гибкость при подготовке производства и при его функционировании. В работе [5] гибкость рассмотрена как переналаживаемость. Ныс Д.А. [2] выделяет конструктивную, технологическую и параметрическую гибкость производственных систем. Соломенцев Ю.М. и др. [4] гибкость определяют как переход системы из нерабочего состояния в рабочее и адаптацию к изменениям различных производственных ситуаций. Блехерман М.Х. [1] выделяет: гибкость расширения системы, гибкость номенклатуры и объема выпуска, переналаживаемость системы, технологическую гибкость. Воеводин В.М. и Черпаков Б.И. [5] все рассматриваемые формы гибкости сводят к технологической. Горнев В.Ф. и др. [3] различают: гибкость базовых элементов производственной системы, гибкость технологического оснащения, структурную гибкость, гибкость системы управления. Таким образом, подготовка производства как сложный переходный процесс реализуется через технологическую и организационную гибкость технологических систем (рис. 1), при этом управление изменениями в производственной ситуации, то есть поддержание стабильного функционирования производства, обеспечивается организационными методами.

На сегодняшний день технологическая гибкость машиностроительного оборудования неуклонно повышается по мере повышения технического уровня оборудования, появления новых технологий в металлообработке, нахождения путей совмещения нескольких видов обработки, внедрения новых устройств автоматизации, в том числе систем ЧПУ. Это находит подтверждение в большом количестве практических работ, выполненных современными исследователями в области машиностроения, в которых показано эффективное использование оборудования за границами его функционального назначения на основе принятых организационно-технологических решений.

По гибкости ГПС делятся на системы:

а) высокой гибкости у которых номенклатура продукции, приведенная на один обрабатывающий модуль, превышает 100 наименований. Затраты времени на переналадку для обработки новой детали в пределах группы не более 10% полезного фонда времени работы.

б) средней гибкости – номенклатура продукции, приведенная на один модуль, 20 – 100 наименований. Затраты времени на переналадку – 20 %.

в) малой гибкости – номенклатура – до 20 наименований; затраты времени на переналадку более 20 %.

Безусловно гибкость технологической системы обеспечивается не толь-

ко гибкостью основного технологического оборудования, но и гибкостью элементов системы обеспечения ее функционирования.

Обеспечение гибкости элементов системы обеспечения функционирования является актуальным направлением современных исследований в машиностроении.

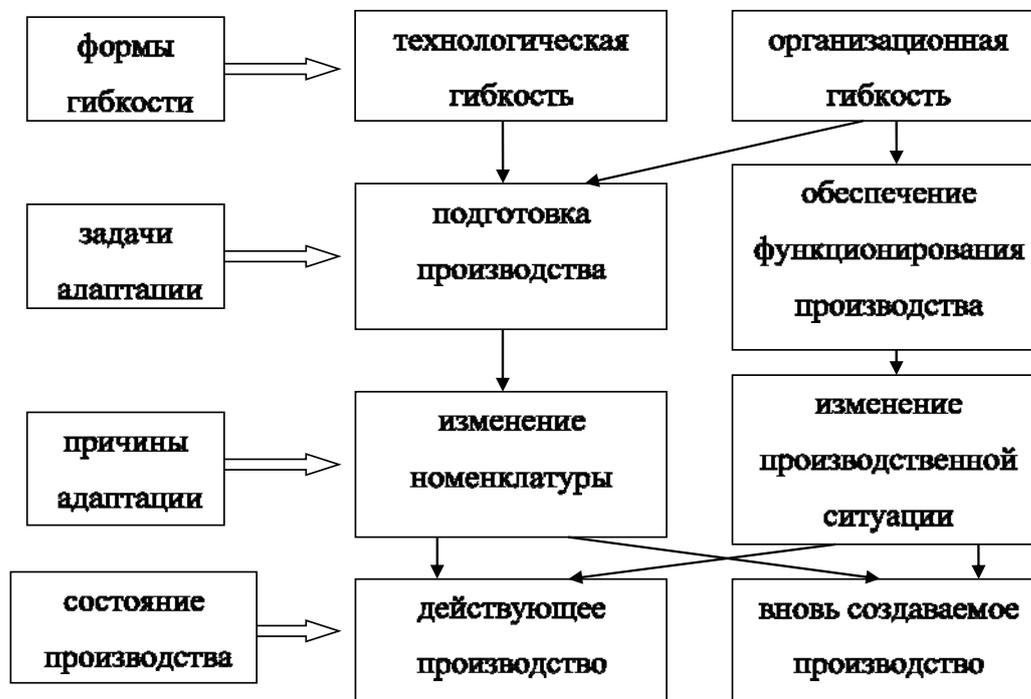


Рис. 1. Структура гибкости организуемых технологических систем

Список литературы

- [1]. *Блехерман М.Х.* Гибкие производственные системы: Организационно-экономические аспекты. М.: Экономика, 1988. 221с.
- [2]. *Ныс Д.А.* Понятие гибкости в современных станочных системах // СТИН (Станки и инструмент). 1984. № 10. С. 4-5.
- [3]. *Оперативное управление в ГПС / В.Ф. Горнев [и др.]* М.: Машиностроение, 1990. 256с.
- [4]. *Соломенцев Ю.М., Кутин А.А., Шептунов С.А.* Оценка гибкости автоматизированной станочной системы // Вестник машиностроения. 1984. № 1. С. 38-40.
- [5]. *Воеводин В.Д., Черпаков Б.И.* Гибкие автоматические линии (Классификация построения) // СТИН (Станки и инструмент). 1985. № 10. С. 2-5.

Федоров Валерий Анатольевич – старший преподаватель КФ МГТУ им. Н.Э. Баумана, Калуга, 248000, Россия. E-mail: val-fedorov79@yandex.ru

Малышев Евгений Николаевич – заведующий кафедрой «Машиностроительные технологии», канд. техн. наук КФ МГТУ им. Н.Э. Баумана, Калуга, 248000, Россия. E-mail: m1@bmstu-kaluga.ru

В.В. Калмыков, Е.А. Медведева, Р.А. Конозобко,
М.Е. Сафронова

ХАРАКТЕР ВЗАИМОДЕЙСТВИЯ ЛАКОКРАСОЧНЫХ ПОКРЫТИЙ С ПОДЛОЖКОЙ

Для защиты металлических изделий и конструкций от агрессивного воздействия окружающей среды, широко применяют лакокрасочные покрытия (ЛКП). Этот способ получил наибольшее распространение благодаря простоте процесса восстановления и низкой себестоимости. ЛКП - это сложные химические соединения, которые после нанесения на предварительно обработанную поверхность, образуют защитную, а также декоративную пленку после высыхания. Для обработки поверхностей чаще всего используют эмали, грунтовки, шпатлевки и другие ЛКП. Качество ЛКП определяется их механическими, химическими и адгезионными свойствами, а также технологией процесса окраски[1].

Защитные свойства лакокрасочных покрытий зависят от характера взаимодействия лакокрасочного материала с подложкой, т.е. от типа и интенсивности возникающих между ними связей. Обязательным условием формирования покрытия является смачивание поверхности подложки лакокрасочным материалом.

На рис. 1 показана капля лакокрасочного материала в жидком состоянии, помещенная на твердую горизонтальную поверхность в воздушной среде.

Основная характеристика интенсивности смачивания - краевой угол смачивания, который образуется между поверхностью твердого тела и касательной, проведенной к поверхности жидкости в точки её соприкосновения с поверхностью.

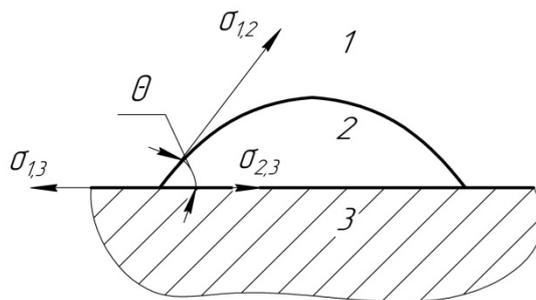


Рис. 1. Факторы, определяющие краевой угол смачивания:

1 – воздух; 2 – жидкость; 3 – твердое тело

Известный ученый Т. Юнг более 200 лет назад создал идеальную модель смачивания и описал силы, действующие на жидкую каплю. Предполагая, что капля жидкости находится в термодинамическом равновесии:

$$\cos \theta = \frac{\sigma_{1,3} - \sigma_{2,3}}{\sigma_{1,2}}, \quad (1)$$

где θ – краевой угол смачивания, $\sigma_{1,3}$ – поверхностное натяжение на границе твердое тело-воздух; $\sigma_{2,3}$ – поверхностное натяжение на границе твердое тело–жидкость; $\sigma_{1,2}$ – поверхностное натяжение на границе жидкость-воздух.

Второй из важнейших характеристик смачивающей способности является относительная работа адгезии. В большинстве случаев работа адгезии при смачивании твердых тел положительна, т.к. между телами любой природы всегда действуют силы межмолекулярного притяжения. Поэтому равновесные краевые углы, как правило, меньше 180° (абсолютное несмачивание не реализуется) [2]. В реальных условиях на процессы смачивания и растекания существенное влияние оказывают многие факторы, такие как различная шероховатость и неоднородность поверхности, присутствие загрязнений в виде паров, газов и др. Поэтому целесообразно рассматривать равновесную обратимую работу адгезии W_a^* [3].

$$W_a^* = \sigma_{\text{ЖГ}}(m + \cos \theta) + \psi, \quad (2)$$

где m, ψ - постоянные.

На полноту контакта и качество взаимодействия краски и подложки, наиболее существенное влияние оказывают чистота окрашиваемой поверхности и её рельеф.

Наличие различных загрязнений в виде жиров, смазок, масел, остатков полировочных паст, охлаждающих эмульсий и т.п. ухудшает условия смачивания поверхности лакокрасочными материалами. Даже после тщательного обезжиривания поверхности и удаления продуктов коррозии на ней могут оставаться другие загрязнения - пыль от разрушения частиц абразива, остатки прежней краски и т.д. Наличие этих продуктов приводит к ослаблению взаимодействия краски с подложкой и отрицательно сказывается на адгезии будущего покрытия.

Список литературы

[1]. *Гинсар И.Э.* Общие рекомендации по рациональному выбору метода оценки адгезионной прочности лакокрасочных покрытий // Политехнический молодежный журнал. – 2017. – №. 11. – с. 4-4.

[2]. *Сагитов А.И.* Исследование влияния адгезии и краевого угла смачивания на качество лакокрасочных покрытий при ремонтном окрашивании автомобилей // Актуальные научные исследования в современном мире. – 2017. – №. 4-4. – с. 64-71.

[3]. *Ромашов С.Н.* и др. Исследование влияния краевого угла смачивания на адгезию // ББК 72 Н108. – 2018.

Калмыков Вадим Владимирович – старший преподаватель КФ МГТУ им. Н.Э. Баумана. E-mail: kalmykovvv@bmstu.ru

Медведева Екатерина Александровна – студент КФ МГТУ им. Н.Э. Баумана. E-mail: medvedeva.katr@yandex.ru

Конозобко Руслан Александрович – студент КФ МГТУ им. Н.Э. Баумана. E-mail: r.a.konozobko@gmail.com

Сафронова Мария Евгеньевна – студент КФ МГТУ им. Н.Э. Баумана. E-mail: svetlaya.dom@mail.ru

А.Н. Малышев, С.А. Бысов, А.В. Харитоненко

ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ПОСТРОЕНИЕ ДИАГРАММЫ ПРЕДЕЛЬНЫХ ДЕФОРМАЦИЙ ДЛЯ РАЗНОТОЛЩИННЫХ ЛИСТОВЫХ СВАРНЫХ ЗАГОТОВОК ИЗ ВЫСОКОПРОЧНОЙ СТАЛИ

Развитие комбинированных и гибридных технологий в процессах обработки металлов давлением [1], а так же стремление снизить материалоемкость изделий без потери прочности и уровня эксплуатационных свойств позволило, например, в автомобильной промышленности интенсивно внедрять листовые сварные детали, штампуемые из высокопрочных сталей, в кузов современного автомобиля, что обеспечивает снижение массы кузова автомобиля без снижения прочности его элементов.

В условиях действующего кузнечно-штамповочного производства автомобильного завода «ГАЗ» была выполнена исследовательская работа, в результате которой для кузова автомобиля ГАЗ 3110 «Волга» была определена номенклатура из одиннадцати деталей, для которых в качестве исходных заготовок были использованы сварные разнотолщинные листовые заготовки, в том числе реализована сборка опытная экспериментального кузова [2]. Известна исследовательская работа [3], реализованная на действующем прессовом производстве ОАО «АвтоВАЗ» на детали «Панель передней двери внутренняя» для автомобиля «Лада-Калина».

Такие автоконцерны, как DaimlerChrysler, BMW, GM, Mercedes, Volkswagen и другие автопроизводители, на постоянной основе внедряют листосварные штампованные детали из высокопрочных сталей для снижения массы автомобиля и соответственно его стоимости в целом. Автоконцерном Volkswagen внедрено более двадцати листовых сварных штампованных деталей для изготовления в целом трех моделей автомобиля Golf, а модель Golf 4 имеет более десяти наименований листовых сварных штампованных деталей. Седан третьей серии BMW имеет в конструкции внутренних дверей деталь типа «рамка», полученную штамповкой из разнотолщинной листовой сварной заготовки. Компания BMW применяет листовые сварные штампованные детали в конструкции деталей типа «Панель передней и задней внутренней двери» целого модельного ряда автомобилей с целью управления жесткостью этих деталей, снижения их массы без потери эксплуатационных свойств, а так же для повышения технологичности кузовных деталей. Листовые сварные штампованные детали применяются и другими автомобильными компаниями такими, как Hyundai, Mazda, Honda, Nissan, Daewoo и Toyota, и лидером среди них признан автоконцерн Toyota [4]. В том числе, листовые сварные разнотолщинные заготовки применяются и в ряде других отраслей, включая аэрокосмическую [5].

Разработка технологической операции и схемы деформирования при обработке материалов давлением, как правило, предполагает проработку про-

гнозирования появления дефектов, характерных для формоизменяющих операций листовой штамповки. Анализ предельного формоизменения материала заготовки может быть выполнен по диаграммам предельных деформаций (FLD-диаграммы), которые предполагают определение связи между компонентами главных деформаций при потере устойчивости заготовки и строятся экспериментально, причем наибольшие главные деформации ($\square 1$) откладываются по оси ординат, наименьшие главные ($\square 2$) - по оси абсцисс. Построение диаграмм требует, как правило, проведение испытаний [6] листовых заготовок по методу Наказимы (деформация заготовок полусферическим пуансоном) и методу Марчиньяка (деформирование заготовок цилиндрическим пуансоном с плоским дном). Однако, использование этих методов для анализа напряженно-деформированного состояния листовых сварных разнотолщинных заготовок не допустимо из-за смещения сварного шва в сторону более прочного материала заготовки [3, 7, 8], поэтому в рамках настоящего исследования был выбран способ статических испытаний на растяжение стандартных плоских образцов.

В качестве исходного материала заготовок использовалась сталь высокой прочности HX260PD, которая входит в группу RS-сталей и относится к прокату рефосфотированных сталей повышенной прочности, применяется для холодной штамповки, характеризуется высокой прочностью и хорошей способностью к глубокой вытяжке. Для экспериментов использовались составные заготовки, соединенные встык посредством лазерной сварки в среде защитного газа CO_2 , составные части которых имеют толщину 2,4мм; 1,9мм; разнотолщинные образцы 2,4мм/1,9мм и однородные образцы (без сварного шва) толщиной 2,4мм и 1,9мм. Размеры образцов, способ испытаний (статическое на растяжение) и расчета соответствовали методике [3, 10]; в случае сварных образцов – сварной шов располагался вдоль образца (вдоль линии приложения нагрузки при испытаниях). Каждый эксперимент (испытание) проводилось на трех образцах. На образцы перед испытаниями была нанесена сетка в виде круговых ячеек, по изменению формы которых рассчитывались логарифмические деформации [11, 12].

Построенная по результатам экспериментов диаграмма предельных деформаций представлена на рис. 1. С помощью диаграммы предельных деформаций с учетом особенностей, присущих разрабатываемой формообразующей операции листовой штамповки, и с учетом разнотолщинности исходной заготовки можно выбрать положения сварного шва, что бы фактическая степень деформации не превышала предельно допустимую для предотвращения появления дефектов или разрушения заготовки.

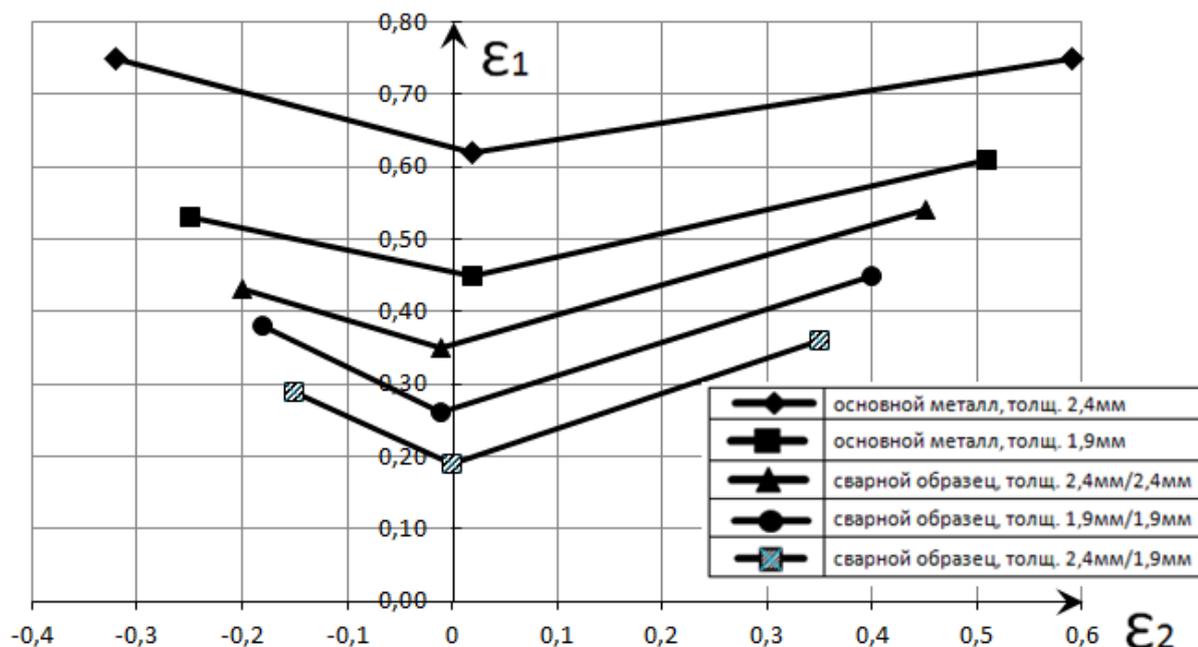


Рис.1. Диаграмма предельных деформаций

Список литературы

[1] Гибридные и комбинированные технологии в процессах обработки металлов давлением. Ю.А. Сапожникова, Д. Г. Черников. // Труды МАИ. – 2011. – Вып.45. – С.1-11.

[2] Климичев С.Б., Железняков Д.Ю., Костылев А.В., Захаров Д.Г., Китаев В.А., Игошин А.Н. Разработка перспективных технологий штамповки листосварных разнотолщинных заготовок в ОАО "ГАЗ" // Кузнечно-штамповочное производство. Обработка материалов давлением. - 2004. - №7. - С. 22-27.

[3] Хайруллин Т.В., Столбов В.И. Методика исследования деформационной способности металла швов разнотолщинных листовых сварных заготовок для холодной штамповки // Сварка и диагностика. - 2012. - №3. - С.42-44.

[4] Tailor welded blank applications and manufacturing. A State-of-the-Art Survey // The Auto/Steel Partnership Tailor Welded Blank Project Team. Town Center - Suite 320 Southfield, MI 48075-1123. June 2001.

[5] Хайруллин Т.В., Столбов В.И. Применение листовых сварных заготовок для штамповки деталей в аэрокосмической и автомобильной промышленности // Вестник Самарского государственного аэрокосмического университета. Авиационная и ракетно-космическая техника - 2011. - №3(27). - С.20-27.

[6] ISO 12004-2:2008 Metallic materials - Sheet and strip - Determination of forming-limit curves - Part 2: Determination of forming-limit curves in the laboratory.

[7] Forming limit diagram prediction of tailor-welded blank using experimental and numerical methods. R.S. Korouyeh, H.M. Naieni, G. Liaghat // Journal of Materials Engineering and Performance. -2012. - №21(10).

[8] *Chan S.M., Chan L.C., Lee T.C.* Tailor-welded blanks of different thickness ratios effects on forming limit diagrams // *Journal of Materials Processing Technology*. – 2003. - №132(1-3). – p.95-101.

[9] *Технология* листовой штамповки: учебное пособие / В.Г. Бурдуковский. — Екатеринбург: Изд-во Урал. ун-та, 2019. — 224 с.

[10] *ГОСТ 11701-84.* Государственный стандарт Союза ССР. Металлы. Методы испытаний на растяжение тонких листов и лент. М.: Издательство стандартов, 1993.

[11] *Романовский В.П.* Справочник по холодной штамповке. - 6-е изд., Л.: Машиностроение, 1979 г.

[12] *Ковка и штамповка: Справочник: В 4 т. Т. 4. Листовая штамповка* // Под общ. ред. С.С. Яковлева; ред. совет: Е.И. Семенов (пред.) и др. –2-ое изд., перераб. и доп. – М.: Машиностроение, 2010. 732 с.: ил.

Мальшев Александр Николаевич – к.т.н., доцент КФ МГТУ им. Н.Э. Баумана. E-mail: 1m-kf.mgtu@inbox.ru

Бысов Сергей Александрович – к.т.н., доцент КФ МГТУ им. Н.Э. Баумана. E-mail: 1m-kf.mgtu@inbox.ru

Харитоненко Антон Владимирович – студент КФ МГТУ им. Н.Э. Баумана. E-mail: ant40192498@yandex.ru

АНАЛИЗ ЧУВСТВИТЕЛЬНОСТИ ХАРАКТЕРИСТИК ПРОИЗВОДСТВА К ВЫБОРУ ИНСТРУМЕНТАЛЬНЫХ МАТЕРИАЛОВ

Применение новейшей техники и технологий способствует снижению затрат на режущий инструмент при металлообработке, обеспечивает предприятию значительные преимущества перед конкурентами. Игнорирование технического прогресса приводит к банкротству. Применение современного высокопроизводительного инструмента, способствует снижению производственных расходов на предприятиях. Затраты на режущий инструмент в цеховой себестоимости продукции, не превышают 5–10 %. Основными факторами, которые влияют на снижение затрат, связанных с приобретением, обслуживанием и работой режущего инструмента, являются: организация хранения, учета и обслуживания режущего инструмента; подбор режущего инструмента, исходя из соотношения «цена — качество»; правильное применение режущего инструмента, в зависимости от оборудования и технологии; состояние основного технологического оборудования. Под обслуживанием режущего инструмента понимается также замена инструмента в процессе изнашивания. При высокой стойкости режущего инструмента этот процесс происходит медленнее, замена инструмента применяется реже. Следовательно, этот показатель влияет на снижение затрат производства. Необходимы меры для увеличения стойкости режущего инструмента.

Процесс резания – это взаимосвязанное поведение обрабатываемого материала и режущего инструмента, объединенных технологической системой резания, куда входят также станок, приспособление, охлаждение и др. Из-за сложности моделирования этой взаимосвязи исследования резания условно дифференцированы в двух направлениях: отдельно изучаются и формализуются закономерности, связанные с реакцией обрабатываемого материала и режущего инструмента.

Сложность совместного рассмотрения обусловлена не только принципиальным различием в физико-химических явлениях, протекающих в обрабатываемом и инструментальном материалах при обработке резанием. Главная трудность заключается в итерационном характере их взаимосвязи: чем дольше идет процесс, тем сильнее изнашивается инструмент, что сказывается на характере и интенсивности его воздействия на обрабатываемый материал и соответственно ответной реакции материала его последующего воздействия на режущий клин.

Особенность эксплуатации режущего инструмента — это персистентность, т.е. воздействие силовых и тепловых нагрузок в течение длительного времени. В отличие от обрабатываемого материала, деформируемые объемы которого подвергаются воздействию в течение долей секунды, режущее лез-

вие непрерывно сопротивляется изнашиванию, деформированию и разрушению в течение промежутка времени на несколько порядков больше.

Функциональное назначение режущего инструмента - сохранить свою работоспособность в течение заданного времени резания. Потеря работоспособности в период запланированного времени его эксплуатации — это отказ инструмента с негативными последствиями для процесса резания и его экономики и, особенно, в условиях автоматизированной обработки.

Режущий инструмент при непрерывном и прерывистом резании эксплуатируется в крайне экстремальных условиях. Он, в отличие от деформируемых объемов обрабатываемого материала, длительное время находится в сложно-нагруженном термодинамическом состоянии. При этом имеет место неоднородный режим нагрев-охлаждение при действии СОТС, ударные нагрузки, вариативность нагружения из-за нестабильности свойств практически всех элементов системы резания и т.д.

Поэтому режущий инструмент в технологической системе резания является ее наиболее слабым элементом, от которого зависит производительность, качество и надежность обработки. К факторам, определяющим эти важнейшие показатели резания, можно отнести марку инструментального материала, размеры и геометрию режущей пластины и характер ее закрепления на державке, жесткость инструмента и технологию его изготовления, условия эксплуатации и др. Среди этой совокупности факторов можно выделить основные: материал, конструктивные, геометрические параметры инструмента и условия его эксплуатации, включая не только параметры режима резания, но и диагностирование его состояния при обработке.

Существует 5 основных механизмов изнашивания инструмента.

Абразивное изнашивание — это наиболее распространенный механизм изнашивания для большинства операций обработки металлов резанием. Такой механизм имеет место при трении двух поверхностей друг о друга.

Диффузионное изнашивание — это химический процесс взаимодействия между режущим и обрабатываемым материалами в зоне резания при высокой температуре и давлении. Интенсивность диффузионного изнашивания определяется химическими свойствами взаимодействующих материалов, при этом твердость практически значения не имеет.

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.

Усталостное изнашивание наблюдается, если режущий материал не выдерживает колебаний температуры совместно с изменениями нагрузки, что приводит к образованию трещин и разрушению режущей кромки.

Адгезионное изнашивание обычно имеет место при относительно низких температурах. Чаще всего его причиной становится слишком низкая скорость резания.

Список литературы

[1]. *Васильев Е.В., Иванов П.С., Игисенов Б.К., Креймер А.В., Рейтер Д.Б.*, «Анализ способов повышения износостойкости режущего инструмента» в сборнике: Наука и образование: сохраняя прошлое, создаём будущее сборник статей XV Международной научно-практической конференции: в 3 ч.

[2]. *Лазарев Д.Е., Насад Т.Г.*, «Режущие инструменты для повышения качества и производительности механической обработки точных отверстий Стин. 2014. № 1. С. 14-17.

[3]. *Сырицкий А.Б.*, «Диагностика режущего инструмента в контексте повышения эффективности и производительности металлообработки». В сборнике: Россия молодая Сборник материалов VII Всероссийской научно-практической конференции молодых ученых с международным участием. 2015. С. 688.

[4]. *Мусохранов М.В., Калмыков В.В., Малышев Е.Н., Зенкин Н.В.*, «Энергия поверхностного слоя металлов как инструмент воздействия на величину коэффициента трения», Фундаментальные исследования. 2015. № 2-2 С. 251-254

[5]. *Мусохранов М.В., Калмыков В.В., Малышев Е.Н., Антонюк Ф.И.*, «Влияние технологического воздействия на энергетическое состояния поверхностного слоя деталей», Современные проблемы науки и образования. 2015. №1-1 С. 59.

[6]. *Калмыков В.В., Антонюк Ф.И., Зенкин Н.В.*, «Выбор метода для автоматизации контроля состояния режущего инструмента», Южно-Сибирский научный вестник. 2014. №3 (7). С. 53-55.

[7]. *Малышев Е. Н., Мусохранов М.В., Калмыков В.В., Антонюк Ф.И.*, «Распределение энергии технологического воздействия при формировании рабочих поверхностей деталей машин из металлических материалов», Современные проблемы науки и образования. 2015. № 1-1. С. 58.

[8]. *Водин Д. В.* Снижение затрат на режущий инструмент как фактор конкурентоспособного развития предприятия в машиностроении [Текст] // Экономика, управление, финансы: материалы VI Междунар. науч. конф. (г. Краснодар, февраль 2016 г.). — Краснодар: Новация, 2016. — С. 28-30.

[9]. *Старков В.К.*, Физика и оптимизация резания материалов. [Электронный ресурс] / Старков В.К. - М.: Машиностроение, 2009. – С. 368-446

Аверкина Дарья Сергеевна – студент КФ МГТУ им. Н.Э. Баумана, Калуга, 248000, Россия. E-mail: daryaaverkina@yandex.ru

Мальшев Евгений Николаевич – заведующий кафедрой «Машино-строительные технологии», канд. техн. наук КФ МГТУ им. Н.Э. Баумана, Калуга, 248000, Россия. E-mail: m1@bmstu-kaluga.ru

СЕКЦИЯ 2.

ТЕХНОЛОГИИ И МАШИНЫ СВАРОЧНОГО ПРОИЗВОДСТВА

МЕТОДИКА ОПРЕДЕЛЕНИЯ ОПТИМАЛЬНЫХ ТЕХНОЛОГИЧЕСКИХ ПАРАМЕТРОВ ДУГОВОЙ РОБОТИЗИРОВАННОЙ СВАРКИ

Автоматизация и роботизация сварочного производства позволяет повысить качество, стабильность процесса, снизить издержки производства. При разработке технологии сварки и программировании роботизированных комплектов важной задачей является задание траектории перемещения горелки. Эта задача усложняется возможными отклонениями размеров свариваемых деталей, их пространственного положения и параметров сборки. К основным технологическим параметрам роботизированного сварочного процесса можно отнести:

- размеры соединения (толщины деталей t_1, t_2 , зазор h);
- положение горелки относительно соединения (поперечное отклонение η , попорот α и наклон β горелки, визуальный вылет l);
- сварочный режим (ток I , напряжение U , скорость сварки $v_{св}$, амплитуда колебаний A);
- поворот ζ и наклон γ соединения.

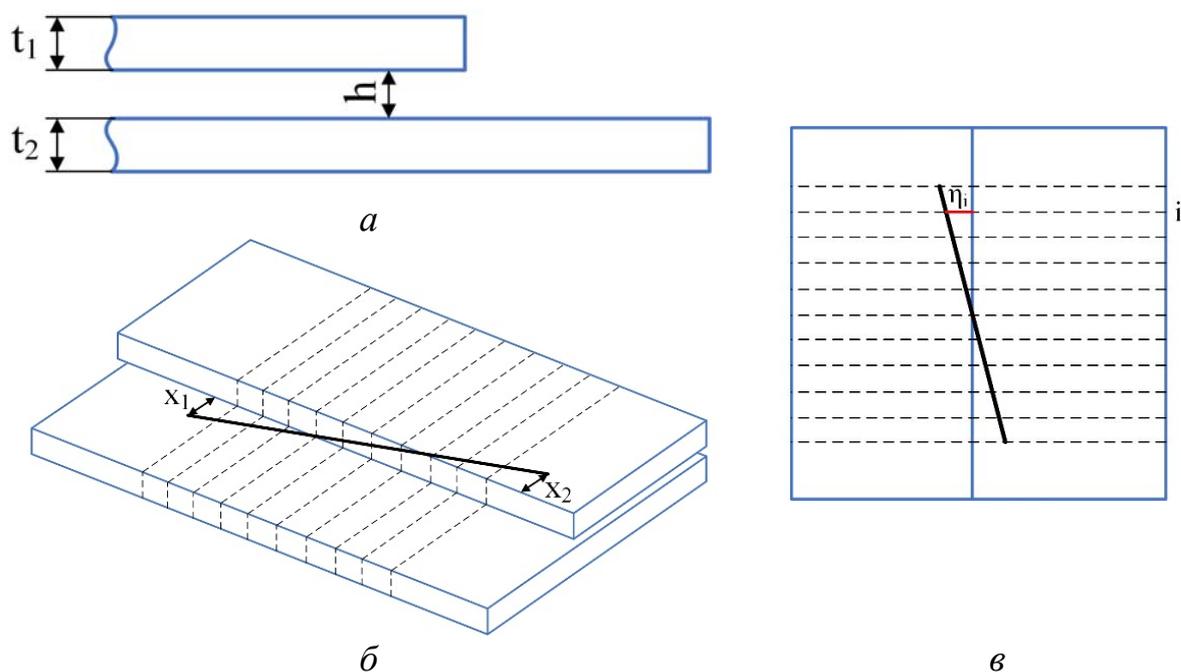


Рис. 1. Схема эксперимента

a – размеры соединения, $б$ - траектория движения горелки, $в$ – определение поперечного отклонения для i -го сечения

Для оптимизации процесса исследования влияния этих параметров на сварочный процесс и допустимых диапазонов их отклонений может быть использована следующая методика. Эта методика позволяет в ходе одного эксперимента оценить влияние исследуемого параметра в рассматриваемом

диапазоне его изменения. На рис. 1 показана схема эксперимента, в которой варьируется поперечное отклонение горелки от $+X_1$ до $-X_2$. Остальные параметры процесса остаются постоянными. Изменение отклонения задается за счет смещения траектории движения горелки относительно стыка.

После проведения эксперимента выполняется разметка образца и вырезка шлифов (рис. 2, а). Пример полученных после шлифования и химического травления макрошлифов показан на рис. 2, б.

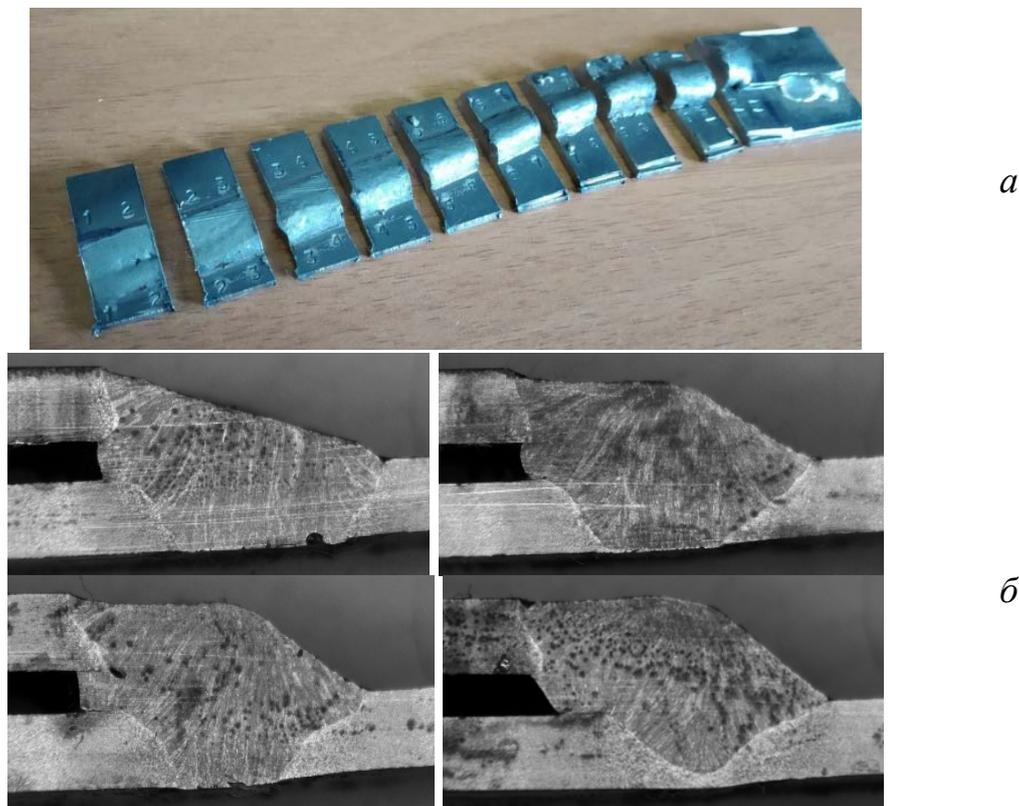
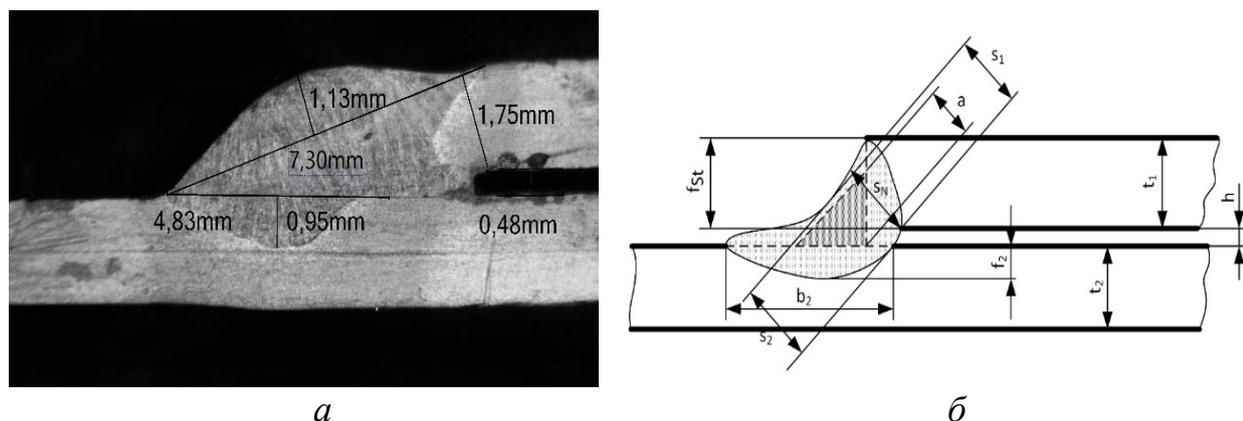


Рис. 2. Подготовка макрошлифов
а - вырезка образцов, б - макрошлифы



$$S_n = 1,75 \text{ мм}; b_2 = 4,83 \text{ мм}; f_2 = 0,95 \text{ мм}; h = 0,48 \text{ мм}; a = 1,13 \text{ мм}$$

Рис. 3. Определение параметров соединения

Для каждого макрошлифа выполняется измерение требуемых геометрических параметров, определяемых используемой нормативной и технической

документацией. На рис. 3 представлен пример определения параметров соединения согласно стандарту VW 1106.

На рис. 4 представлен пример полученных зависимостей параметров соединения (рис. 3, б) от отклонения горелки.

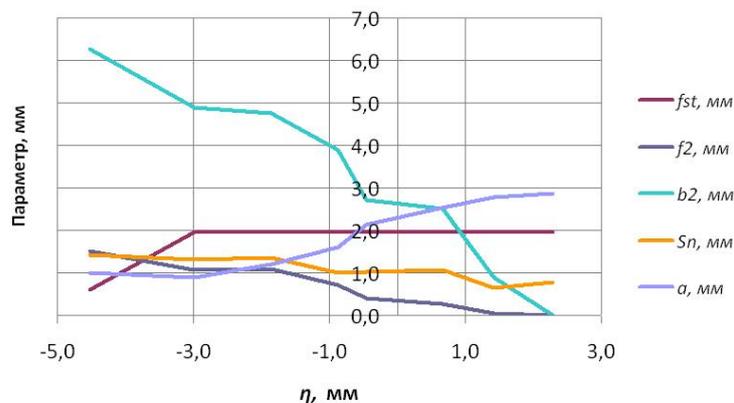


Рис. 4. Зависимость основных геометрических параметров соединения от отклонения η

Полученные результаты используются для определения допустимого диапазона варьирования параметров и выбора их оптимальных значений.

Список литературы

[1]. *Теория сварочных процессов: учебник для вузов* / [В.М. Неровный и др.] под ред. В.М. Неровного. – М.: Издательство МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2016. – 702 с.

[2]. *Компьютерное проектирование и подготовка производства сварных конструкций: Учеб. Пособие для вузов* / С.А. Куркин, В.М. Ховов, Ю.Н. Аксенов и др.; Под ред. С.А. Куркина, В.М. Ховова. – М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2002. – 464 с.: ил.

[3]. *ГОСТ 6996-66 Сварные соединения. Методы определения механических свойств.*

[4]. *ГОСТ 14771-76 Дуговая сварка в защитном газе. Соединения сварные. Основные типы, конструктивные элементы и размеры.*

Шаталов Максим Игоревич - студент КФ МГТУ им. Н.Э. Баумана, Калуга, 248000, Россия. E-mail: shatalovmaxim1996@mail.ru

Труханов К.Ю. -

ОСНОВНЫЕ ВИДЫ КОНСТРУКЦИЙ ИНСТРУМЕНТА, ПРИМЕНЯЕМЫХ ПРИ СВАРКЕ ТРЕНИЕМ С ПЕРЕМЕШИВАНИЕМ

Сварка трением с перемешиванием (СТП) является перспективным способом соединения элементов различных алюминиевых конструкций, который позволяет получать сварные соединения высокой прочности (до 0,9...0,95 от прочности основного металла) [1].

Сущность процесса СТП заключается в следующем. Инструмент для СТП (рис.1) представляет собой стержень с заплечиком (буртом) диаметром D , из которого выступает пин диаметром d_n и длиной l_n . При сварке ось инструмента наклонена на угол α относительно нормали. Инструмент, вращаясь с частотой ω , погружается в свариваемый металл на глубину l (обычно 0,1...0,3 мм) и перемещается вдоль стыка деталей (углом «вперед») со скоростью сварки $V_{св}$.

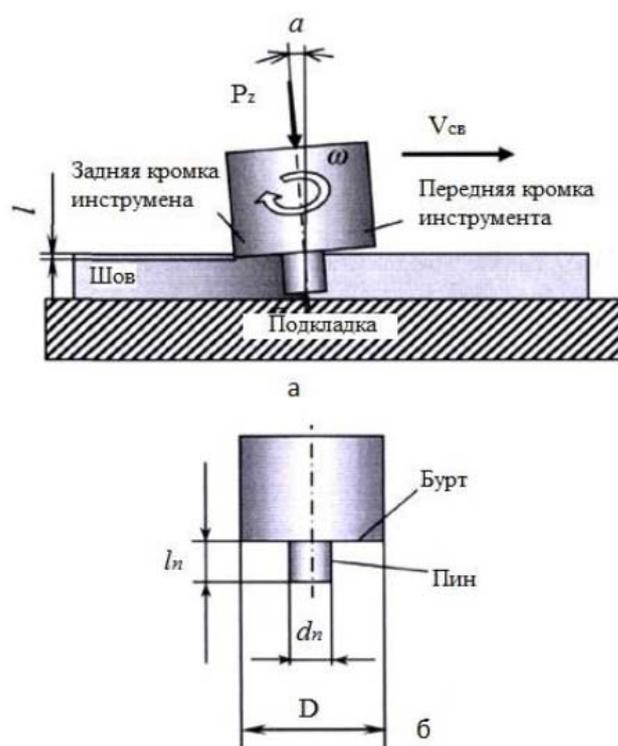


Рис. 1. Принципиальная схема сварки трением перемешиванием:
а – схема СТП ; *б* – принципиальная схема инструмента для СТП

В результате нагрева от трения инструмента и приложенного давления к инструменту от силы P_z металл под заплечиком переходит в размягченное пластифицированное состояние. За счет перемешивания пластифицированного металла в результате вращения инструмента и приложения к нему давления за инструментом образуется сварной шов [2,3].

На температуру нагрева в зоне соединения деталей в основном влияют площадь поверхности заплечика, сила приложенного давления к инструменту, а также угловая скорость вращения и продольная подача инструмента.

Важную роль при формировании сварного соединения оказывает конструкция инструмента, который состоит из двух основных элементов: заплечика (бурта) и пина.

Форма заплечика может быть различной (рис.2). От нее зависит наличие и количество выдавленного пластифицированного металла в процессе сварки.

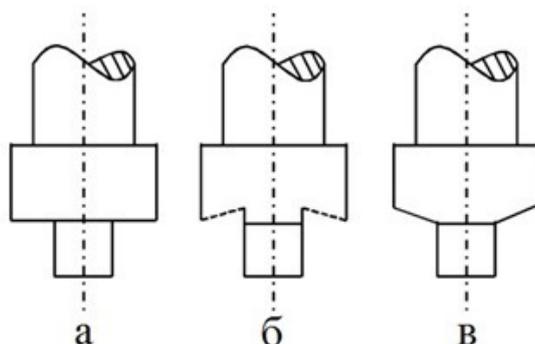


Рис. 2. Форма заплечика инструмента СТП

Плоская торцевая поверхность является самой простой конструкцией (рис.2, а). При необходимости оказания дополнительного ковочного воздействия на материал позади инструмента применяют вогнутый плечевой профиль заплечика (рис.2, б). Для уменьшения количества выдавленного пластифицированного металла в процессе сварки применяется вогнутая торцевая поверхность (рис.2, в) [4].

Основная роль пина – перемешивание металла, доведенного до пластического состояния. В зоне стыка деталей длина пина, как правило, находится в пределах 0,9-0,95 от толщины свариваемых деталей при стыковой сварке. При получении других видов сварных соединений, например, таврового, длина пина может быть несколько меньше или больше толщины детали, являющейся полкой в данном соединении.

Основные варианты конструктивного исполнения пина представлены на рис 3.



Рис. 3. Конструктивное исполнение пина инструмента для СТП

Анализ применяемых форм конструкций инструмента показал, что в настоящее время существует более нескольких десятков различных геометрических форм инструмента. Выбор формы конструкции инструмента прежде всего зависит от марки свариваемого материала и его толщины, а также вида сварного соединения. При этом параметры режимов сварки могут отличаться для одного и того же материала, одинаковой толщины и вида сварного соединения при использовании инструментов с разной геометрической формой, поскольку условия формирования сварного соединения (перемешивание металла в пластическом состоянии, обеспечение необходимых температур в зоне соединения металлов) будут отличаться.

Список литературы

[1]. *Конюхов А.Д., Дриц А.М., Шуртаков А.К.* Свойства стыковых сварных соединений алюминиевого сплава // Вестник научно-исследовательского института железнодорожного транспорта. – 2013. – № 3. – С. 33-38.

[2]. *Карманов В.В., Каменева А.Л., Карманов В.В.* Сварка трением с перемешиванием алюминиевых сплавов: сущность и специфические особенности процесса, особенности структуры сварного шва // Вестник ПНИПУ. Аэрокосмическая техника. – 2012. – №32. – С.67–80.

[3]. *Стаценко В.Н., Негода Е.Н., Сухорада А.Е., Полуцкий К.А.* Анализ технологии сварки методом трения с перемешиванием // Вестник инженерной школы ДВФУ. – 2017. – №1. – С.15–21.

[4]. *Zhang Y.N., Cao X., Larose S., Wanjara P.* Review of tools for friction stir welding and processing *Can. Metall. Q.*, 51 (3) (2012), pp. 250-261.

Родин Артем Александрович - студент КФ МГТУ им. Н.Э. Баумана, Калуга, 248000, Россия. E-mail: 23911248q@gmail.com

Зыбин Игорь Николаевич - доцент, канд. техн. наук КФ МГТУ им. Н.Э. Баумана, Калуга, 248000, Россия. E-mail: igor1zybin@yandex.ru

В.Е. Ботников, И.Н. Зыбин

ОСОБЕННОСТИ СВАРКИ ТРЕНИЕМ С ПЕРЕМЕШИВАНИЕМ АЛЮМИНИЕВЫХ КОНСТРУКЦИЙ

В настоящее время сварка трением с перемешиванием (СТП) широко применяется во многих странах мира для изготовления ответственных конструкций из различных сплавов. Сварка трением с перемешиванием используется, в частности, в авиакосмической промышленности для сварки корпусных деталей, приварки поперечных и продольных ребер жесткости, а также производства крыльев, фюзеляжей, хвостового оперения самолетов и других элементов [1]. Наибольшее применение способ находит при получении сварных стыковых соединений. На рис.1 представлен процесс СТП при получении стыкового сварного соединения.

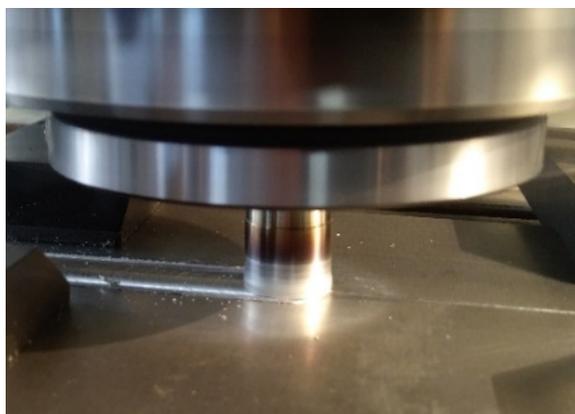


Рис. 1. Сварка трением с перемешиванием

Получение неразъемных соединений при СТП происходит в твердой фазе без расплавления основного металла, что позволяет избежать образования горячих трещин в швах, снизить степень разупрочнения сварных соединений и уменьшить уровень остаточных напряжений и деформаций в сварных узлах [2].

В настоящее время способ находит широкое применение при сварке алюминиевых сплавов малой толщины (до 5 мм) таких марок, как АМг5, АМг6, АД31, АМцН, 1420, 1201 и 1460 и других.

Основными параметрами режима сварки являются частота вращения инструмента, скорость сварки, осевое усилие, действующее на инструмент, угол наклона инструмента относительно вертикали, глубина внедрения инструмента в деталь. Они зависят от различных факторов, таких, как толщина и марка материала свариваемых деталей, формы и размеры инструмента, вид сварного соединения.

Рассмотрим диапазоны скорости сварки и частоты вращения инструмента на примере СТП алюминиевого сплава в зависимости от использования инструмента различной конфигурации при условии обеспечения бездефектного сварного шва. Согласно работе [3], при использовании инструмента с

пином в виде усеченного конуса, скорость сварки деталей из сплава АМг6М толщиной 0,8-3 мм находится в диапазоне 66-200 мм/мин при частоте вращения инструмента 1420 об/мин. В работе [4] приведены сведения о сварке трением с перемешиванием деталей марки АМг6 толщиной 2 мм инструментом, выполненным в виде усеченного конуса со спиралевидными канавками. При такой конфигурации инструмента скорость сварки находится в пределах 40-125 мм/мин, а частота вращения в пределах 315-625 об/мин.

Анализ параметров режима сварки трением с перемешиванием тонколистовых деталей показал, что в зависимости от условий сварки (в частности, формы пина инструмента) для получения качественных сварных швов частота вращения инструмента и скорость сварки для одного и того же металла одной толщины могут варьироваться в некотором диапазоне. В частности, были проведён предварительный эксперимент по сварке трением с перемешиванием алюминиевого сплава АМг5М толщиной 5 мм с инструментом, отличающегося только формой пина, а именно форма пина была цилиндрической (рис. 2а) и конической (рис. 2б). Сварка выполнялась на вертикально-фрезерном станке FSS400R с глубиной внедрения инструмента в детали 0,3 мм и углом наклона инструмента к вертикали 2° .

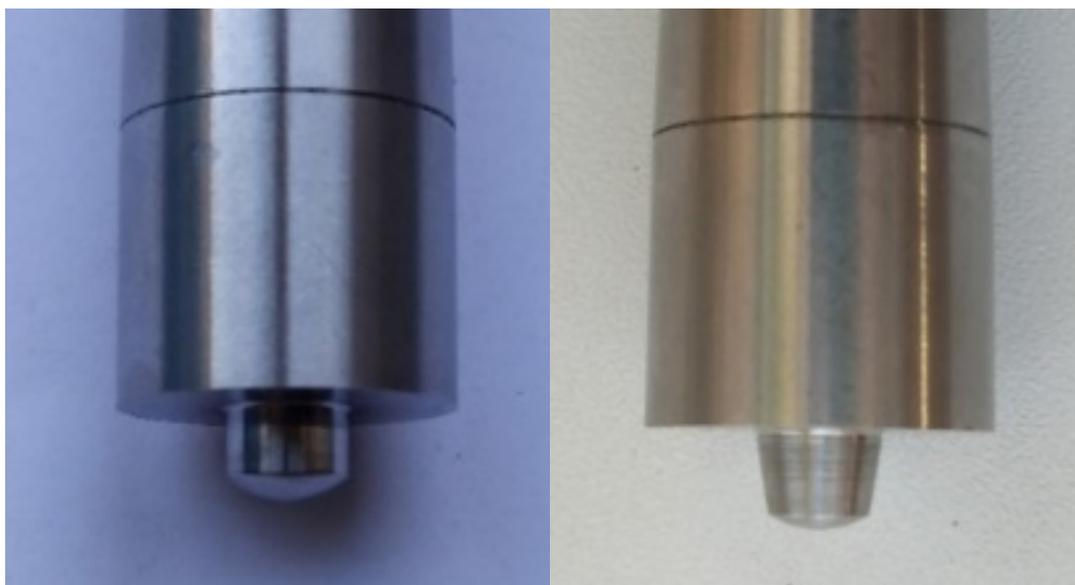


Рис.2. Инструмент для сварки трением с перемешиванием с цилиндрическим (а) и коническим (б) пинами

Результаты проведенного эксперимента показали, что при одинаковых условиях сварки (глубина внедрения инструмента в деталь, угол наклона инструмента) изменение геометрии формы пина влияет на диапазоны частоты вращения инструмента и скорости сварки, обеспечивающие получение бездефектного сварного соединения.

Таким образом, конструкция инструмента оказывает существенное влияние на выбор параметров режима при СТП, в частности, частоты вращения инструмента, скорости сварки при прочих одинаковых условиях сварки.

Список литературы

[1]. *Сергеева Е.В.* Сварка трением с перемешиванием в авиакосмической промышленности (обзор) // Автоматическая сварка. – 2013. – №5. – С. 58–62.

[2]. *Покляцкий А.Г.* Характерные дефекты при сварке трением с перемешиванием тонколистовых сплавов и основные причины их образования // Автоматическая сварка. – 2008. – №6. – С. 48–52.

[3]. **Покляцкий А.Г.** Параметры процесса сварки трением с перемешиванием тонколистовых алюминиевых сплавов // Вестник Полоцкого государственного университета. Серия В, Промышленность. Прикладные науки. – 2015. – № 11. – С. 53–58.

[4]. *Черных И.К., Матушко Е.Н., Васильев Е.В., Кривонос Е.В.* Повышение качества сварных швов, полученных при помощи сварки трением с перемешиванием алюминиевых сплавов АМг6 // Динамика систем, механизмов и машин. – 2017. Т. 5. – №1. – С. 113–120.

Ботников Вячеслав Евгеньевич - магистрант, бакалавр КФ МГТУ им. Баумана. E-mail: newstalker0@yandex.ru

Зыбин Игорь Николаевич - доцент, канд. техн. наук КФ МГТУ им. Н.Э. Баумана, Калуга, 248000, Россия. E-mail: igor1zybin@yandex.ru

И.М. Поливода, Г.В. Орлик, А.Г. Орлик

ПРИМЕНЕНИЕ СВАРОЧНОЙ ГОЛОВКИ С ВРАЩАЮЩИМСЯ МУНДШТУКОМ ДЛЯ ВВАРКИ ПАТРУБКОВ В КОРПУС СОСУДА ПРИ АВТОМАТИЧЕСКОЙ СВАРКЕ ПОД СЛОЕМ ФЛЮСА

В настоящее время кольцевые угловые швы вварки патрубков в корпус сосудов выполняются ручной дуговой сваркой или сваркой плавящимся электродом в смесях защитных газов. Ввиду большой толщины свариваемых изделий и высоких требований к качеству сварного шва наиболее целесообразно использование сварки плавящимся электродом в среде защитных газов [1].

Основным материалом для производства сосудов, работающих под давлением, является сталь 09Г2С.

Описание существующей технологии. Базовый вариант, используемый на предприятии ООО «НПП 35МЗ», предполагает проварку корня шва и дальнейшее заполнение разделки полуавтоматической сваркой в среде защитных газов проволокой Св-08Г2С Ø1,2мм. Толщина свариваемого металла 65 мм. На рис. 1 показан сварной шов углового соединения патрубка с обечайкой. Режимы сварки указаны в табл. 1.



Рис. 1. Сварное соединение патрубка и обечайки

Таблица 1.

Режимы полуавтоматической сварки кольцевых швов вварки патрубков

Диаметр электрода, мм	Сварочный ток, А	Напряжение, В	Расход Ar+CO ₂ , л/мин	Ток/полярность
1,2	250 – 280	22 – 27	≥ 16	постоянный/ обратная

Основные дефекты, возникающие при выполнении облицовочных швов: неравномерная ширина шва, межваликовые западания, грубая чешуйчатость, наплывы металла. Данные дефекты требуют последующего исправления с

помощью механической обработки, что повышает трудоемкость изготовления изделий.

Для усовершенствования существующей технологии сварки предлагается изменение разделки кромок, а также использование сварочной головки с вращающимся мундштуком для заполнения разделки автоматической сваркой под слоем флюса проволокой $\varnothing 4$ мм.

Анализ и обоснование выбора разделки кромок под сварку. Основная цель разделки кромок под сварку – обеспечение глубокого и полного провара по всей глубине и длине шва. Особенно это важно при сварке толстостенных конструкций.

Базовая технология, используемая на предприятии, предусматривает использование двухсторонней разделки кромок по РД 26-18-8-89 – рис. 2 [2].

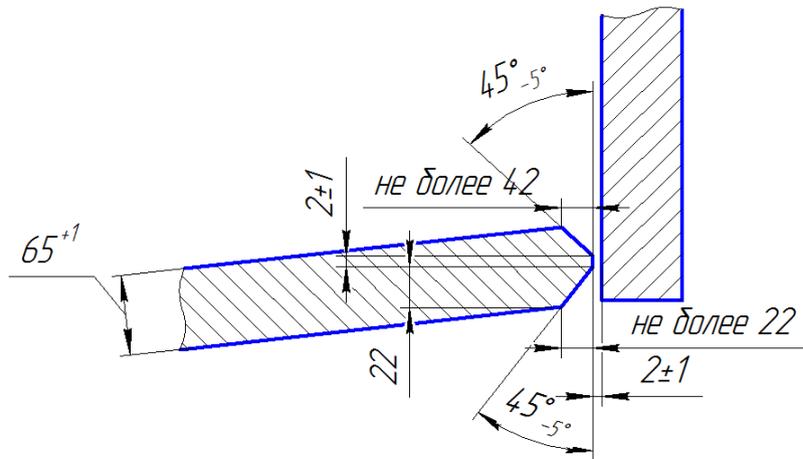


Рис. 2. Разделка кромок под сварку РД 26-18-8-89

На рис. 3 представлено заполнение разделки до требуемых линейных размеров.

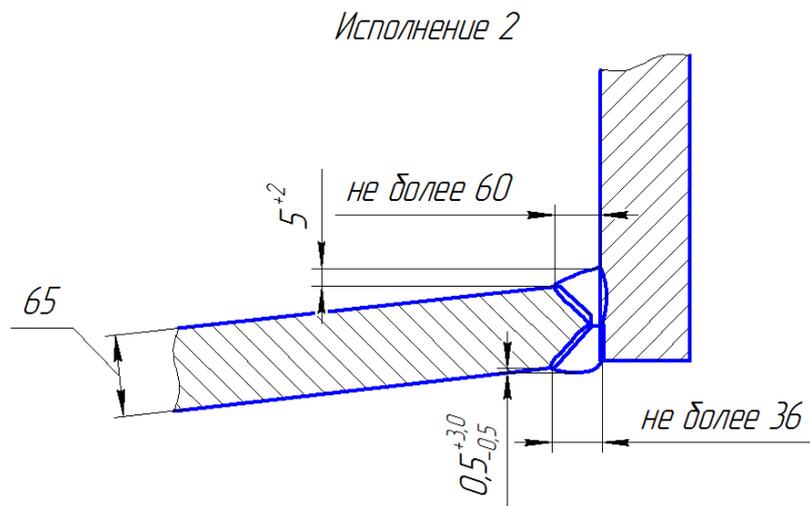


Рис. 3. Линейные размеры сварного шва

Данная разделка кромок применительно к вварке патрубков в корпус сосуда имеет несколько недостатков:

- заполнение разделки обратной стороны шва нужно производить внутри корпуса;

- большой угол скоса кромки, следовательно, увеличение массы наплавленного металла.

С учетом вышеперечисленных недостатков предлагается использование нестандартной односторонней разделки с углом скоса кромки 30° (рис. 4). Линейные размеры сварного шва показаны на рис. 5.

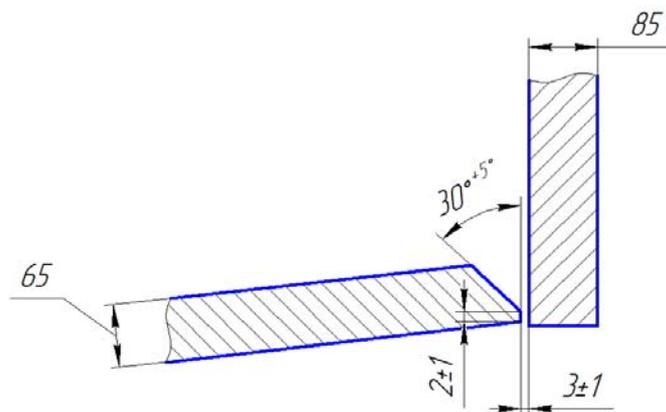


Рис. 4. Односторонняя разделка кромок под сварку

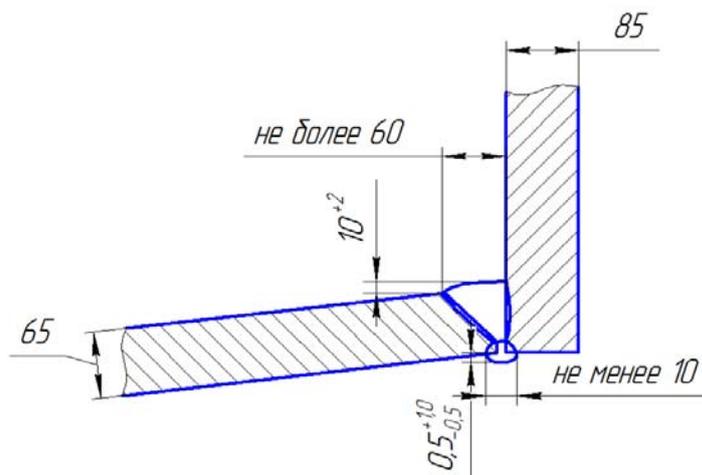


Рис. 5. Линейные размеры сварного шва

Предлагаемая разделка позволяет уменьшить количество наплавленного металла, а также обеспечивает доступность проварки корня шва с наружной стороны.

Сравнение двухсторонней и односторонней разделок кромок (рис. 6) показало, что норма расхода наплавленного металла при односторонней разделке с углом скоса кромки 30° меньше на 2,12 кг при исполнении шва № 1 (сварка патрубков в обечайку), и на 0,43 кг меньше при исполнении шва № 2 (сварка патрубка в днище). Расчет площади наплавленного металла производился с помощью системы САПР «Компас 3D», масштаб сечения 1:1.

Норма расхода наплавленного металла рассчитывалась по формуле: $H_p = F_H \cdot \rho$, где H_p – норма расхода наплавленного металла, F_H – площадь наплавленного металла, ρ – плотность стали 09Г2С (7800 кг/м^3).

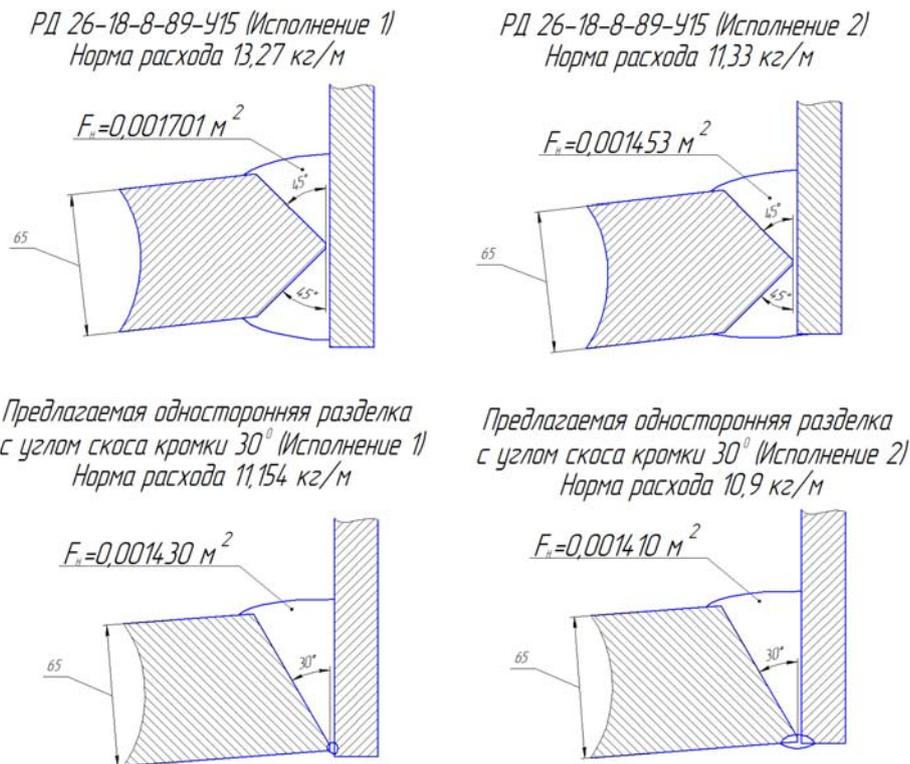


Рис. 6. Сравнение базовой и предлагаемой разделок кромок:
где F_n – площадь наплавленного металла сварного шва

Таким образом, использование односторонней разделки наиболее целесообразно, так как при использовании данной разделки исключается необходимость сварки внутри корпуса, также снижается количество наплавленного металла и трудоемкость изготовления изделия.

Оборудование для сварки патрубков в корпус сосудов, работающих под давлением. Сварочная головка предназначена для автоматической сварки в нижнем положении под слоем флюса (SAW) и в среде защитных газов (GMAW) одно и многопроходных кольцевых швов сварки патрубков в корпус сосудов, работающих под давлением со следующими параметрами [3]:

- толщина стенки корпуса (днища) аппарата в месте сварки патрубков: 10 – 100 мм;
- наружный диаметр ввариваемых патрубков: 180 – 1000 мм;
- высота ввариваемых патрубков: 300 – 1100 мм;
- отношение диаметра корпуса и диаметра ввариваемого патрубка: ≥ 3 ;
- основной материал: стали;
- тип сварных соединений сварки патрубков в корпус или днище аппарата: симметричный шов сварки на главных осях корпуса;
- разделка кромок: с наружной стороны корпуса (обечайки), односторонняя с углом скоса $30+5^\circ$.
- объем и методы контроля сварных швов: 100% РК или УЗК.

Общий вид оборудования, показан на рис. 7:



Рис. 7. Сварочная головка, установленная на патрубок

Головка обеспечивает бесконечное вращение сварочного инструмента в заданном направлении вокруг оси ввариваемого штуцера за счет компактного узла передачи сред (передает управляющие сигналы и сварочный ток) с муфтами подвода сред (охлаждающая жидкость, защитный газ, сжатый воздух). В процессе сварки изделие неподвижно.

Головка устанавливается на предварительно прихваченный штуцер к корпусу аппарата вертикально сверху с помощью установочного фиксирующего приспособления и предполагает реализацию односторонней сварки автоматическим способом SAW или GMAW.

При использовании технологии SAW для заполнения разделки корневые проходы должны выполняться с использованием технологии GMAW сварочной головкой или вручную. Обработка седловидной траектории вварки штуцера в корпус аппарата осуществляется в автоматическом режиме за счет наличия в составе установки кривошипно-кулисного механизма. Вертикальная составляющая седловидной траектории кольцевого шва вварки определяется радиусом кривошипа и задается оператором вручную механическим способом [3].

При выполнении сварки оператор размещается на технологической платформе, обеспечивающей безопасное обслуживание головки со всех сторон. В процессе сварки оператор будет иметь возможность в ручном режиме с пульта управления выполнять ручные перебежки, т.е. смещать мундштук по вертикали и горизонтали для раскладки валиков и подскока электрода в

процессе заполнения разделки с помощью механизмов вертикального и горизонтального перемещения сварочного инструмента.

Режимы сварки образца с помощью автоматической сварки под слоем флюса показаны в табл. 2.

Таблица 2.

**Режимы автоматической сварки под слоем флюса
кольцевых швов вварки патрубков**

Диаметр электрода, мм	Сварочный ток, А	Напряжение, В	Скорость сварки, м/ч
4	450-600	28÷32	15-26

Внешний вид шва образца, выполненного автоматической сваркой под слоем флюса, с помощью сварочной головки, показан на рис. 8.



Рис. 8. Кольцевой шов углового соединения патрубка с днищем

Выводы. Описанная выше технология имеет ряд преимуществ, по сравнению с существующей:

- Подварка корня шва производится с наружной стороны корпуса;
- Использование односторонней разделки позволяет снизить количество наплавленного металла;
- Потери на угар и разбрызгивание минимальны, так как сварка происходит в газовом пузыре;
- Производительность автоматической сварки под слоем флюса в 2,7 раза выше, по сравнению с полуавтоматической сваркой в среде защитных газов (при полуавтоматической сварке диаметр проволоки $\varnothing 1,2$, при автоматической – $\varnothing 4$ мм);
- При соблюдении технологии и режимов сварки вероятность появления дефектов минимальна.

Список литературы

[1]. *Мухин В.Ф.* Современные технологические процессы и оборудование для сварки плавящимся электродом в среде защитных газов: учебное пособие/ В.Ф. Мухин, Е.Н. Еремин — Электрон. Текстовые данные. — Омск: Омский государственный технический университет, 2014. — 140 с.

[2]. РД 26-18-8-89. Сварные соединения приварки люков, штуцеров и муфт. Основные типы, конструктивные типы и размеры.

[3]. Головка с вращающимся мундштуком ГМ 180-1000 SAW/GMAW. Паспорт оборудования.

Поливода Игорь Маркович - магистрант ООО "НПП 35-й Механический завод". E-mail: igorpolivoda5@gmail.com

Орлик Геннадий Владимирович - доцент, канд. техн. наук КФ МГТУ им. Н.Э. Баумана, Калуга, 248000, Россия. E-mail: G.V.Orlik@yandex.ru

Орлик Антон Геннадьевич - доцент, канд. техн. наук КФ МГТУ им. Н.Э. Баумана, Калуга, 248000, Россия. E-mail: a.g.orlik@yandex.ru

РАСЧЕТ И ПОСТРОЕНИЕ ГРАФИКОВ ИЗМЕНЕНИЯ КРУТЯЩЕГО МОМЕНТА ДЛЯ ПЛАСТИНЧАТОГО ГИДРОМОТОРА ПРИ ИСПОЛЬЗОВАНИИ ЧЕТНОГО И НЕЧЕТНОГО КОЛИЧЕСТВА ПЛАСТИН

Чтобы обеспечить работоспособность пластинчатых гидромоторов, в их конструкцию вводят коромыслообразные пружины. (рис.1). Преимуществом такого решения является отсутствие частых деформаций проволоки пружины, так как последняя имеет только постоянный заранее установленный натяг, необходимый для прижима пластин к статору. В процессе работы гидромотора этот натяг не изменяется, потому что на сколько пластина 1 переместится к центру ротора, настолько же парная с ней пластина 2, сдвинутая на 90 градусов, переместится от того же центра. Поэтому коромыслообразная пружина 3 будет только поворачиваться относительно оси 4.[1]

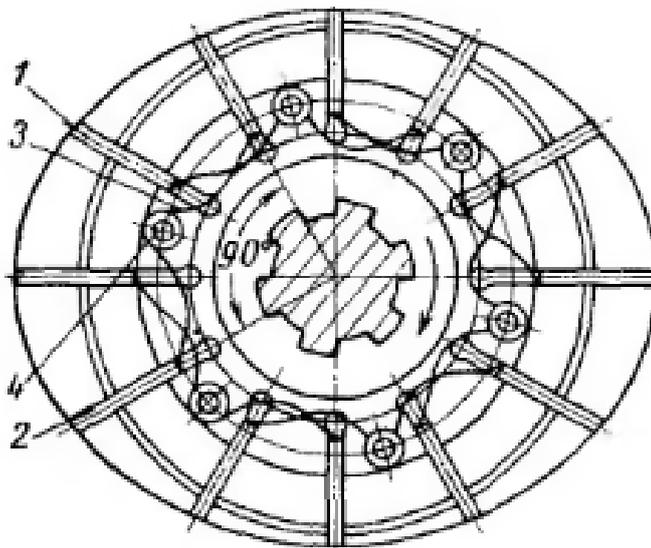


Рис. 1. Принципиальная схема работы пластинчатого гидромотора с предварительным прижимом пластин к статору при помощи коромыслообразных пружин

Из принципиальных схем, поясняющих возникновение крутящего момента в пластинчатом гидромоторе (рис. 2), видно, что крутящий момент, развиваемый гидромотором, равен разности моментов от давления рабочей жидкости на две пластины, находящиеся у противоположных уплотняющих перемычек.[2] Крутящий момент, развиваемый на выдвинутой пластине,

$$M_1 = pB(\rho_1 - r_p)(r_p + \frac{\rho_1 - r_p}{2}) = \frac{\rho B}{2}(\rho_1^2 - r_p^2) \quad (1)$$

Крутящий момент на второй пластине

$$M_2 = \frac{\rho B}{2}(\rho_2^2 - r_p^2) \quad (2)$$

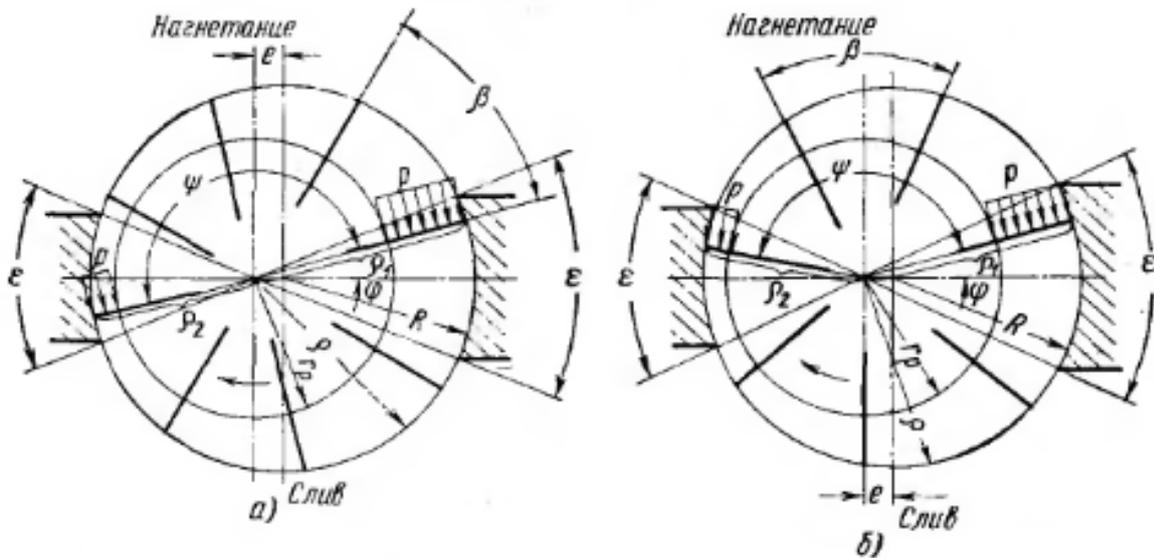


Рис. 2. Принципиальные схемы, поясняющие возникновение крутящего момента в пластинчатом гидромоторе:
а - с четным числом пластин; *б* - с нечетным числом пластин.

Для гидромоторов с четным числом пластин $\psi = \pi$ и уравнение будет иметь следующий вид:

$$M_T = 2pBRe \cos \varphi \quad (3)$$

Для гидромоторов с нечетным числом пластин изменение крутящего момента выражается следующим уравнением, которое при $\frac{e}{R} \leq 0.1$ будет записано в следующем виде:

$$M_T = pBRe(\cos \varphi - \cos(\varphi + \psi)) \quad (4)$$

На рисунке 3 показано изменение крутящего момента в зависимости от угла φ поворота ротора для гидромотора с четным и нечетным числом пластин.

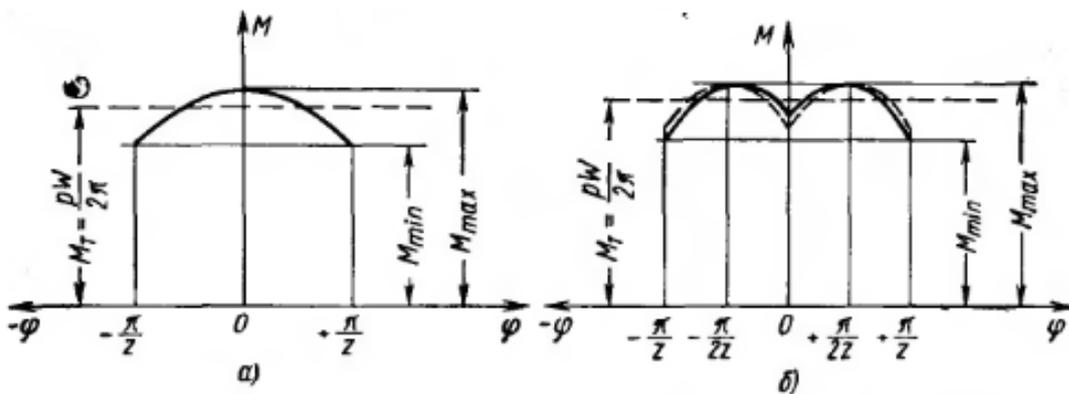


Рис. 3. Изменение крутящего момента в зависимости от угла φ поворота ротора для гидромотора с четным (*а*) и нечетным (*б*) числом пластин

Таким образом, в гидромоторах с нечетным числом пластин при вращении ротора крутящий момент также изменяется, но по более сложному закону, чем для гидромоторов с четным числом пластин.[4]

В гидромоторах, каждая пластина во время перемещения от центра к периферии забирает рабочую жидкость из полости нагнетания, а во время перемещения от периферии к центру вытесняет ее обратно.

Неправильный выбор числа пластин может привести к неравномерной работе гидромотора, поэтому, число пластин следует выбирать, исходя из равенства расходов, всасываемых и нагнетаемых пластинами.

Число пластин в гидромоторе должно выбираться кратным 4, т.е. 8,12,16 и т.д., но не менее 8. Это не относится к насосам и гидромоторам двойного действия, для которых должно выбираться четное число пластин, не менее 10.

Список литературы

[1]. *Гидравлика*, гидромашины и гидроприводы: учебник для машиностроительных вузов / Т.М. Башта, С.С. Руднев, Б.Б. Некрасов и др. – М.: Машиностроение, 1982. – 423 с.

[2]. *Свешников В.К.* Станочные гидроприводы: справочник / В.К. Свешников. – М.: Машиностроение, 2008. – 640 с. <http://www.hydro-pneumo.ru/topic.php?ID=27>

[3]. *Гринчар Н.Г.* Основы гидропривода машин: учеб. пособие. Часть 1 / Н.Г. Гринчар, Н.А. Зайцева. – М.: ФГБОУ «Учебно-методический центр по образованию на железнодорожном транспорте», 2016. – 444 с. <http://web-mechanic.ru/gidravlika-i-pneumatika/gidravlicheskie-nasosy/plastinchatye-nasosy.html>

[4]. *Зайченко И.З.* Пластинчатые насосы и гидромоторы / И.З. Зайченко, Л.М. Мышлевский. - М.: Машиностроение, 1970 . – 229 с.

[5]. *Башта Т.М.* Объемные гидравлические приводы / Т.М. Башта [и др.]. – М.: Машиностроение, 1979. – 628 с.

Филимонов А.А. - КФ МГТУ им. Н.Э. Баумана, 248000, г. Калуга, ул. Баженова, 2, Россия. E-mail: Aleksey-filimonov@yandex.com

Савин В.Ю - КФ МГТУ им. Н.Э. Баумана, 248000, г. Калуга, ул. Баженова, 2, Россия. E-mail: Savin.study@yandex.ru

СЕКЦИЯ 3.

ФИЗИКА КОНДЕНСИРОВАННОГО СОСТОЯНИЯ И ЭЛЕКТРОННАЯ ТЕХНИКА

АВТОМАТИЗИРОВАННАЯ УСТАНОВКА ИЗМЕРЕНИЯ КВАЗИСТАТИЧЕСКИХ C-V ХАРАКТЕРИСТИК МДП-СТРУКТУР

В настоящее время структуры металл-диэлектрик-полупроводник (МДП) являются основой большинства цифровых интегральных микросхем [1]. Одним из основных электрофизических способов контроля параметров МДП-структур является анализ их C-V характеристик. Данный метод позволяет получить обширную информацию об их зарядовых параметрах [2].

Целью данной работы является разработка автоматизированной установки для контроля квазистатических C-V характеристик МДП-структур на базе аппаратного и программного обеспечения от National Instruments.

Сущность метода квазистатических C-V характеристик сводится к тому, что измеряется ток смещения через МДП-структуру при линейной развертке напряжения, и величина тока смещения оказывается пропорциональной емкости МДП-структуры [3-4].

Структурная схема установки приведена на рис. 1.

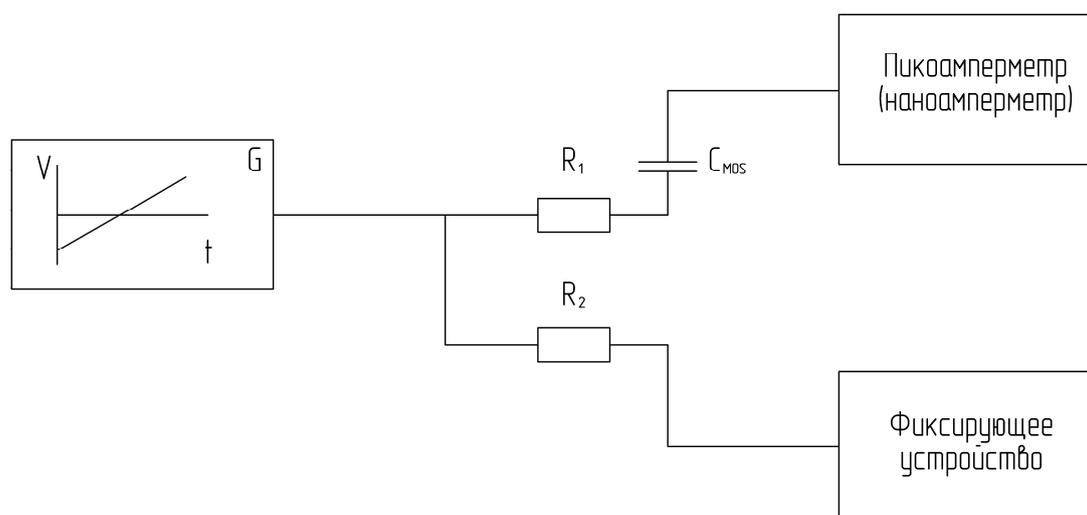


Рис. 1. Структурная схема установки для измерения квазистатических C-V характеристик

В данной установке используются следующие приборы от National Instruments:

- NI PXIe-5451 - генератор сигналов произвольной формы со следующими параметрами:

Максимальная частота	145 МГц
Частота обновления сигнала	400 Мсемпл/сек
Разрешение ЦАП	16 бит
Амплитуда генерируемого сигнала	$\pm 2,5$ В

- NI PXI-4132 - прецизионный источник-измеритель с чувствительностью 10 пА.

В качестве фиксирующего устройства выступает ПК с программным обеспечением NI LabVIEW. С помощью этого ПО удалось автоматизировать считывание тока смещения МДП-структуры с одновременной подачей линейно изменяющегося напряжения.

На рисунке 2 приведены C-V характеристики тестовых МДП-структур.

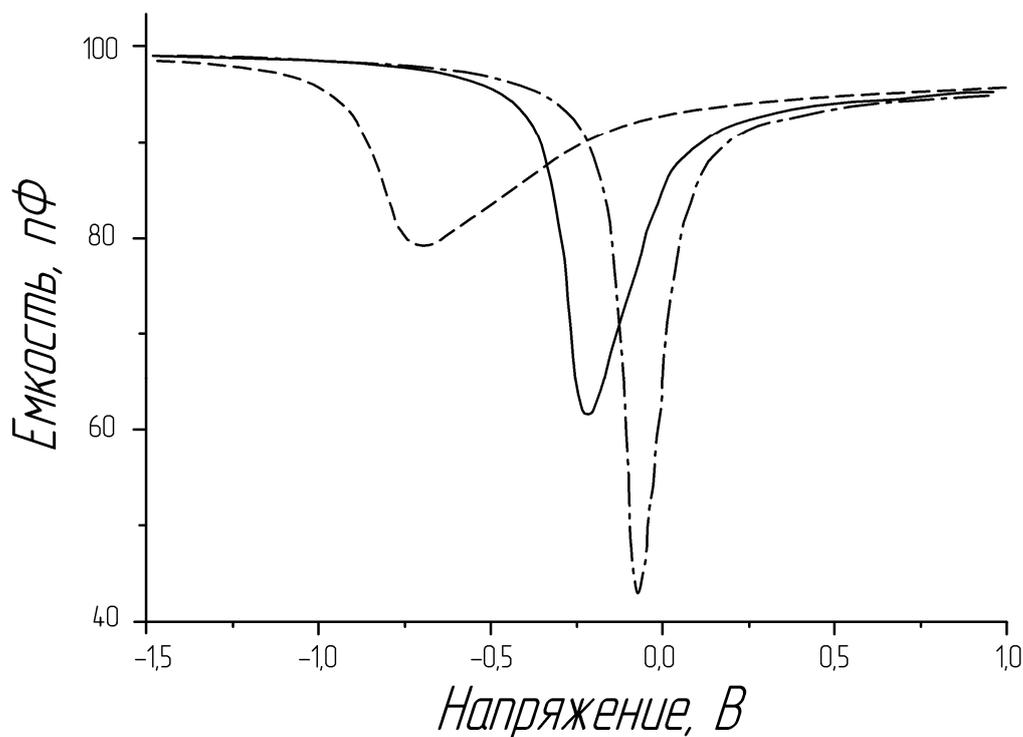


Рис. 2. C-V характеристики тестовых МДП-структур

Таким образом, на базе программного и аппаратного обеспечения от National Instruments разработана автоматизированная установка измерения квазистатических C-V характеристик МДП-структур. Установка может использоваться как для научных исследований, так и для контроля параметров МДП-структур, выпускаемых промышленностью.

Список литературы

[1]. Гуртов В.А. Г957 Твердотельная электроника: учеб. пособие / В.А. Гуртов; ПетрГУ. – Петрозаводск, 2008. – 512 с.

[2]. Андреев В.В., Барышев В.Г., Столяров А.А. Инжекционные методы исследования и контроля структур металл-диэлектрик-полупроводник – М: Издательство МГТУ им. Н.Э. Баумана. – 2004, 256 с.

[3]. Андреев В.В. Физические основы наноинженерии: учебное пособие для студентов вузов, обучающихся по направлению 152200 "Наноинженерия" / В. В. Андреев, А. А. Столяров; под ред. В. А. Шахнова. Москва, 2011. Сер. 16 Библиотека "Наноинженерия": комплект учебно-методических комплексов дисциплин по тематическому направлению деятельности национальной нанотехнологической сети "Наноинженерия": в 17 кн.

[4]. *Андреев В.В.* Плазменная и инжекционная модификация электрофизических характеристик МДП-структур // Физика и химия обработки материалов. – 2001. – № 6. – С.47–53.

Кулагин Владислав Сергеевич – студент КФ МГТУ им. Н.Э. Баумана.
E-mail: kulagin.vladislav@mail.ru.

Андреев Дмитрий Владимирович – канд. техн. наук, доцент кафедры «Проектирование и технология производства электронных приборов» КФ МГТУ им. Н.Э. Баумана. E-mail: dmitrii_andreev@bmstu.ru.

ИНТЕГРАЛЬНЫЙ ДАТЧИК ТЕМПЕРАТУРЫ

В электронной аппаратуре часто возникают проблемы с обеспечением оптимальных тепловых параметров элементов. Элементы аппаратуры перегреваются, что вызывает нарушение режима питания и, следовательно, потерю точности. Данную проблему можно решить применением интегральных датчиков температуры (ИДТ) и прецизионных источников опорного напряжения (ИОН).

В данной работе рассматривается двухвыводная интегральная схема (ИС), на выходе которой вырабатывается напряжение пропорциональное абсолютной температуре в °К.

Рабочий диапазон данного датчика температуры от – 60 до + 125 °С, с допуском ± 2 °С (± 20 мВ по выходу).

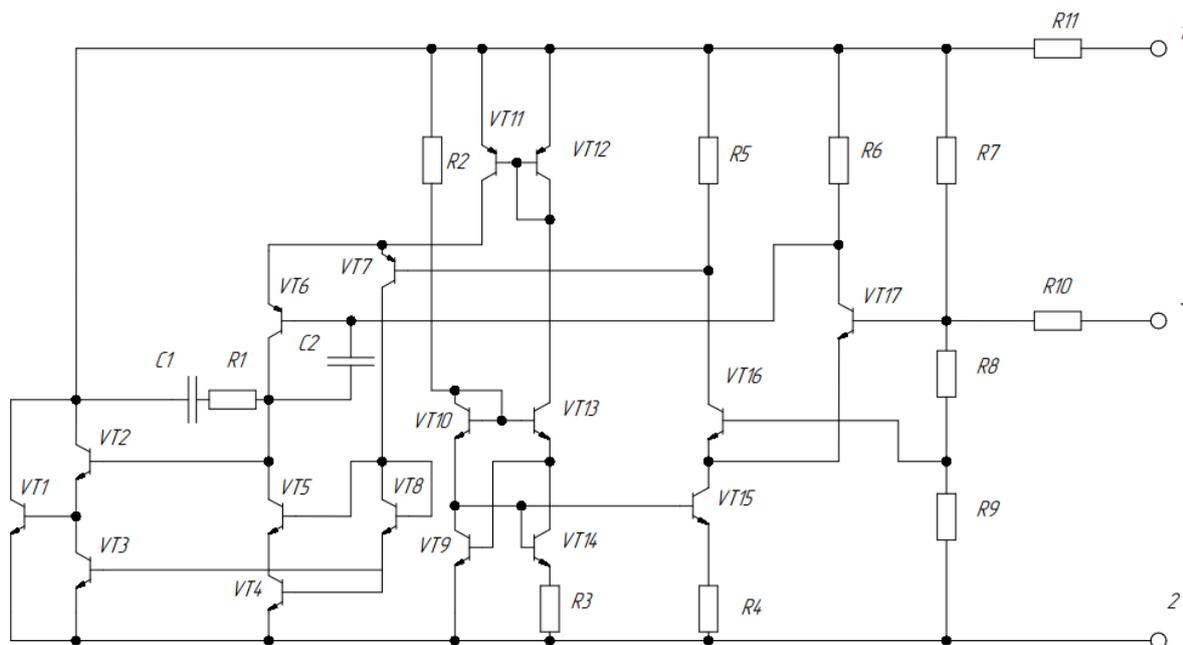


Рис. 1. Электрическая принципиальная схема интегрального датчика температуры

Принцип работы датчика основан на фундаментальном свойстве кремниевых транзисторов, определяемых формулой Эберса – Молла[1]:

$$I_{\text{э}} = I_0 \cdot S_{\text{э}} \cdot e^{\frac{q \cdot U_{\text{бэ}}}{k \cdot T}}, \quad (1)$$

где I_0 – ток насыщения; $U_{\text{бэ}}$ – напряжение «база-эмиттер» транзистора; q – заряд электрона; k – постоянная Больцмана; $S_{\text{э}}$ – площадь эмиттера транзистора; T – температура.

Используя формулу (1) выразим разность напряжений «база-эмиттер» ($\Delta U_{\text{бэ}} = U_{\text{бэ}1} - U_{\text{бэ}2}$) двух транзисторов:

$$\Delta U_{\text{бэ}} = \frac{k \cdot T}{q} \ln\left(\frac{S_{\text{э1}}}{S_{\text{э2}}}\right). \quad (2)$$

Данная зависимость линейна и используется в работе электрической схемы датчика температуры (рис. 1) для транзисторов VT16 и VT17.

Подставим значения постоянных переменных в уравнение (2), тогда для температур **0 °C** и **25 °C** получим следующие теоретические значения $\Delta U_{\text{бэ}}$: 54,64 мВ при **0 °C (273,2 °K)**; 59,64 мВ при **25 °C (298,2 °K)**

Выходное напряжение датчика определяется выражением:

$$U_{\text{вых}} = \Delta U_{\text{бэ}} \frac{R_1 + R_2 + R_3}{R_2}. \quad (3)$$

Для соотношения площадей эмиттеров 1:10 температурный коэффициент $\Delta U_{\text{бэ}}$ составляет 0,2 мВ/°K.

Коэффициент обратной связи может быть рассчитан по следующей формуле:

$$K_{oc} = \frac{R_2}{R_1 + R_2 + R_3}, \quad (4)$$

Исходя из формулы (4) имеем K_{oc} равный 0,02.

Чтобы вычислить температурный коэффициент датчика используется формула:

$$\frac{\Delta U_{\text{вых}}}{\Delta T} = 0,2 \cdot \frac{1}{K_{oc}}. \quad (5)$$

Таким образом, выходное напряжение датчика, определяемое выражением (3), имеет температурный коэффициент равный 10 мВ/°K.

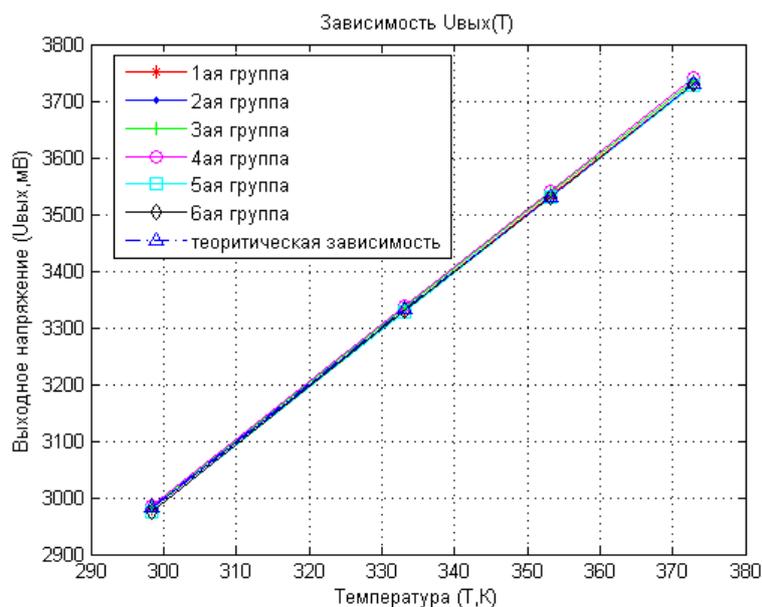


Рис. 2. Зависимости выходных напряжений для групп схем в сравнении с теоретической зависимостью

На рис. 2 и 3 приведена теоретическая $U_{вых}(T)$ и экспериментальные зависимости для шести групп схем, состоящих из двадцати единиц каждая. Замеры выходных напряжений были проведены в четырех точках температуры: 298 °К; 333 °К; 353 °К; 373 °К.

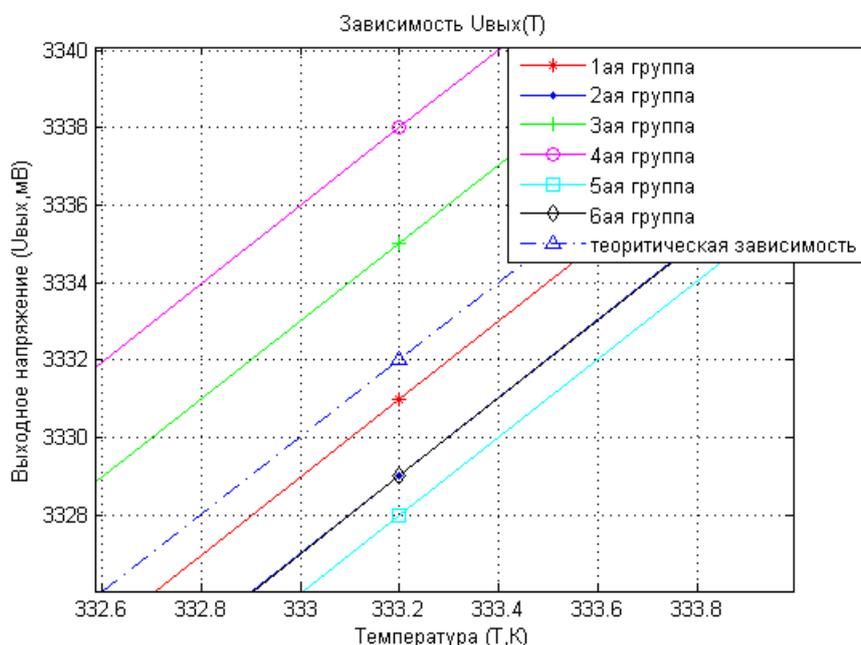


Рис. 3. Значения экспериментальных и теоретической зависимостей в точке 333.2 К

Реальные измерения выходного напряжения датчика температуры отличаются от теоретического значения. Но не выходят за пределы допустимой нормы (± 10 мВ).

Для повышения точности измерений можно скорректировать значение $K_{ос}$.

Корректировка коэффициента достигается путем изменения размера резисторов, составляющих делитель напряжения в схеме, схематично показанной на рис. 4.

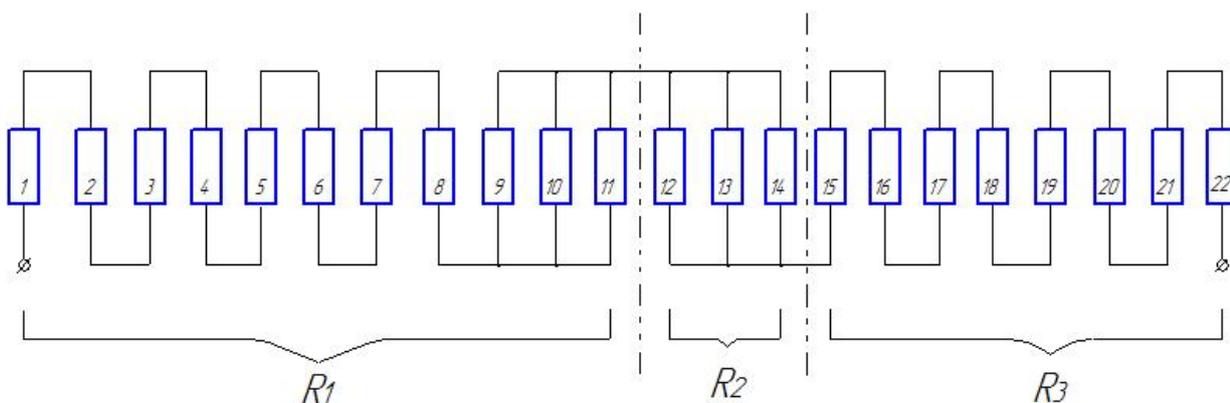


Рис. 4. Схематичное изображение делителя напряжения интегрального датчика температуры

Все резисторы, составляющие делитель, имеют один номинал сопротивления равный R :

$$R = \rho \left(\frac{l - \Delta}{b + \Delta} + 1,3 \right), \quad (6)$$

где b - ширина резистора; Δ - погрешность; ρ - удельное сопротивление; l – длина резистора.

Суммарное сопротивление делителя определяется формулой:

$$n_1 \cdot R + \frac{R}{n_2} + n_1 \cdot R = \sum_{i=1}^N R \quad (7)$$

где n_1 – количество резисторов подключенных последовательно; n_2 – количество резисторов подключенных параллельно, N - суммарное количество резисторов в делителе.

С помощью формул (6) и (7) определяется коэффициент обратной связи:

$$K_{oc} = \frac{\sum_{i=1}^N R}{R/n_2} = \frac{2 \cdot n_1 + \frac{1}{n_2}}{1/n_2}. \quad (8)$$

Таким образом, корректируя ширину и длину резисторов можно добиться оптимального значения K_{oc} при котором погрешность измерения выходного напряжения будет минимальна.

Список литературы

[1]. *Штрапегин Г.* Интегральные датчики температуры/ Г. Штрапегин// Компоненты и Технологии. – 2007. -№11. – 47-52.

Перминова Алина Дмитриевна – студентка; АО «Восход» – КРЛЗ.
E-mail: aleshenko.lina@yandex.ru

Андреев Владимир Викторович – д-р техн. наук, профессор КФ МГТУ им. Н.Э. Баумана. E-mail: andreev-eic@yandex.ru

КОЛЛИМАЦИЯ ЛАЗЕРНОГО ИЗЛУЧЕНИЯ ПОСРЕДСТВОМ ОПТИЧЕСКИХ СИСТЕМ

Коллимация – это уменьшение расходимости собственного пучка лазерного излучения. Дабы уменьшить естественную расходимость лазерного излучения, необходимо его преобразовать таким образом, чтобы коллимированный пучок характеризовался большим значением конфокального параметра [1].

Данная задача решается посредством использования свойств линзы отображать в фокальной плоскости дальнюю зону падающего на неё пучка. При изменении хода лучей на обратный фокальная плоскость линзы отображается в бесконечности, потому расходимость пучка за линзой определяется как:

$$\Theta = \frac{D_{\Phi}}{f'},$$

где D_{Φ} — диаметр пятна в фокальной плоскости линзы; f' — фокусное расстояние.

Заданная расходимость достигается посредством расположения перетяжки лазерного пучка в фокальной плоскости компонента, а фокусное расстояние компонента выбирается в соответствии с вышеприведённой формулой.

Минимальные размеры коллимирующей системы получаются при использовании двух компонентов. С помощью первого компонента получают пучок минимальной величины перетяжки. Так как расходимость данного пучка сильно увеличивается, то необходимый размер достигается на значительно меньшем расстоянии от перетяжки сфокусированного пучка. Фокусное расстояние второго компонента должно быть равно радиусу кривизны волнового фронта пучка, падающего на второй компонент:

$$f'_2 = -d_2 \left[1 + \frac{R'_{\Phi 1}}{4d_2^2} \right],$$

где d_2 — расстояние от второго компонента до перетяжки пучка, образованного первым компонентом; $R'_{\Phi 1}$ — конфокальный параметр пучка за первым (перед вторым) компонентом.

Расходимость пучка за вторым компонентом в этом случае будет определяться как:

$$\Theta'_2 = \frac{\lambda}{\pi W_{02}},$$

где λ — длина волны лазерного излучения; W_{02} — размер пятна (перетяжки) в плоскости второго компонента [2].

В коллимирующей системе первый компонент может быть как положительным, так и отрицательным, мнимая перетяжка при этом рассматривается

как действительная. Применение отрицательного компонента наиболее предпочтительно, поскольку: уменьшаются габариты системы, легче исправляются aberrации, исключается появление пятна очень маленького размера с большей плотностью мощности. Второй компонент должен быть длиннофокусным, и чем больше фокусное расстояние, тем меньше расходимость коллимированного пучка.

Коллимирующая двухкомпонентная оптическая система напоминает телескопическую, а в определённых случаях полностью совпадает с ней.

Увеличение телескопической системы для лазерного пучка совпадает с увеличением в обычном смысле, то есть:

$$\gamma_L = \frac{f_1'}{f_2'} = \frac{\Theta_2'}{\Theta_{ЛАЗ}'} = \frac{W_{0ЛАЗ}}{W_{02}'},$$

где $\Theta_{ЛАЗ}'$, $W_{0ЛАЗ}$ — расходимость и размер перетяжки пучка лазера; Θ_2' , W_{02}' — расходимость и размер перетяжки коллимированного пучка.

Действие телескопической системы не зависит от расстояния между лазером и первым компонентом системы, так как размер пятна в совмещённых фокальных плоскостях компонентов остаётся неизменным при изменении этого расстояния [3].

Увеличение двухкомпонентной оптической системы, отличной от телескопической, можно сделать меньше за счёт увеличения расстояния между лазером и оптической системой. При увеличении d_1 уменьшается размер перетяжки W_{01}' . Изменяя положение второго компонента относительно первого таким образом, чтобы перетяжка W_{01}' располагалась в его фокальной плоскости, можно уменьшить расходимость выходного пучка.

Список литературы

[1]. *Иващенко П.А.* Измерение параметров лазеров. — М.: Издательство стандартов, 1982. — 168 с.

[2]. *Климков Ю.М., Хорошев М. В.* Лазерная техника. — М.: МИИГАиК, 2014. — 143 с.

[3]. *Цуканова Г.И., Бахолдин А.В.* Спецразделы прикладной оптики. Учебное пособие под редакцией профессора Шехонина А.А. — СПб.: СПб ГУИТМО, 2008. — 77 с.

Конохов Алексей Александрович - студент КФ МГТУ им. Н. Э. Баумана. E-mail: James672@yandex.ru

МЕТОДИКИ ИЗМЕРЕНИЯ АЧХ ПРИ ПОМОЩИ ПРИБОРОВ ОТЕЧЕСТВЕННОГО ПРОИЗВОДСТВА

Одним из важнейших параметров характеризующих четырехполосники (фильтры) является амплитудно-частотная характеристика (АЧХ). АЧХ цепи показывает зависимость уровня сигнала на выходе данного устройства от частоты передаваемого сигнала при постоянной амплитуде синусоидального сигнала на входе этого устройства [1]. АЧХ может быть определена аналитически через формулы, либо экспериментально. Наибольшее практическое значение на производстве имеет экспериментальное определение АЧХ, которое позволяет установить соответствие произведенного прибора требования конструкторской документации. Наиболее точно измерить данный параметр позволяют векторные анализаторы цепей, которые так же обладают рядом следующих достоинств: 1) высокой производительностью измерений; 2) эргономичным пользовательским интерфейсом; 3) простой и безошибочной калибровкой [2]. Несмотря на выше приведенные достоинства данные приборы обладают существенным недостатком: высокой стоимостью. При этом измерители отечественного производства, несмотря на высокие массогабаритные параметры и требование к длительному прогреву перед работой, обладают достаточной точностью для проведения приемо-сдаточных испытаний устройств, требующих контроля АЧХ. Еще одним достоинством отечественных измерительных приборов можно назвать тот факт, что на балансе предприятий осталось большое количество рабочих образцов, а измерители с консервации находятся в свободном доступе по приемлемой цене.

Можно выделить две основные методики измерения АЧХ [3]. Первая подразумевает поточечное снятие зависимости уровня сигнала на выходе данного устройства от частоты передаваемого сигнала при постоянной амплитуде синусоидального сигнала на входе этого устройства. К достоинствам данного метода можно отнести то что для его реализации достаточно генератора синусоидальных сигналов и вольтметра или измерителя мощности. Основные недостатки метода:

1) прямая зависимость точности измерения от количества снятых точек, что приводит к увеличению длительности испытаний, требующих высокой точности;

2) сложная аппроксимация полученной зависимости, которая приводит к возможному пропуску резких изменений АЧХ между точками (рис. 1).

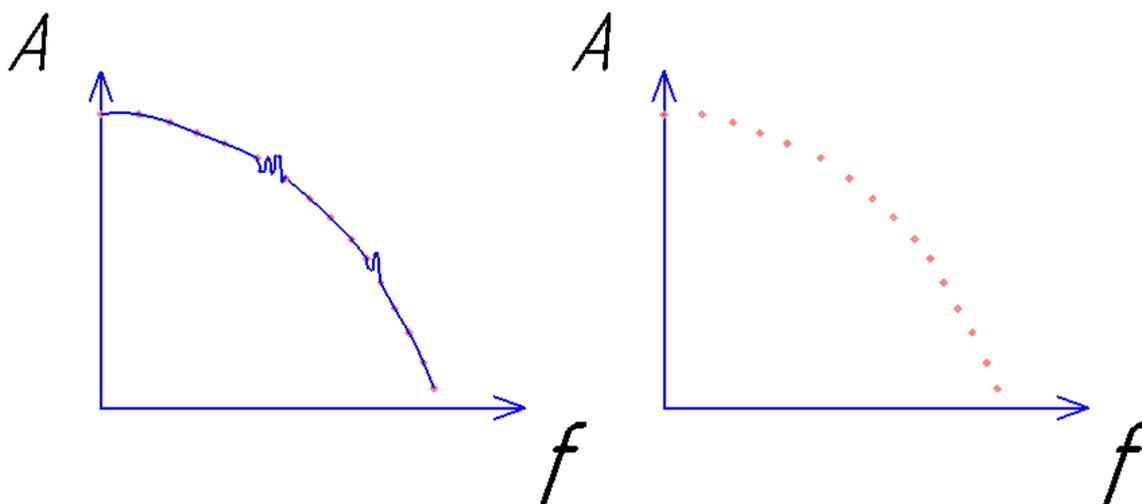


Рис. 1. Реальная АЧХ (слева) и снятая по точкам (справа)

Второй метод решен недостатков вышеописанной методики, но требует более сложного оборудования. Он подразумевает выведение широкоформатного изображения АЧХ с помощью генератора качающей частоты (ГКЧ) и индикаторного устройства. В качестве такого индикатора можно использовать либо осциллографическую установку или координатных самописец.

Список литературы

- [1] Бессонов Л. А. Теоретические основы электротехники. М.: «Высшая школа», 1996. – 638 с.
- [2] Каталог R&S 2019 Векторные анализаторы цепей [Электронный ресурс]. - Режим доступа: https://www.protehnology.ru/page/analizatory-serey/rohde-schwarz?utm_source=cpc&utm_campaign=yandex-poisk-rohdef&utm_content=text1&utm_term, свободный.
- [3] Кузнецов В. А. Измерение в электронике. Справочник. М. Энергоатомиздат, 1987. – 512 с.

Саввин Михаил Александрович – студент КФ МГТУ им. Н.Э. Баумана. E-mail: 79108644148@yandex.ru

Драч Владимир Евгеньевич – кандидат технических наук, доцент кафедры ИУ1-КФ. E-mail: Drach@bmstu-kaluga.ru

ПОВЫШЕНИЕ ТОЧНОСТИ ИЗМЕРЕНИЯ ПАРАМЕТРОВ БЛОКА КЛЮЧЕЙ С ИСПОЛЬЗОВАНИЕМ СТЕНДА ДЛЯ ПРОВЕДЕНИЯ ПРИЕМО-СДАТОЧНЫХ ИСПЫТАНИЙ

Электроизмерительные приборы и устройства широко используют в промышленности непосредственно для контроля производственных процессов и управления ими [1]. Увеличение степени интеграции изделий микро- и наноэлектроники обуславливает необходимость повышения их надежности, что неразрывно связано с совершенствованием методов производственного контроля интегральных схем [2-3].

Повышению точности измерений способствует автоматизация стендов измерений, измерительных блоков и приборов [4].

На предприятии АО "Восход" - Калужский радиоламповый завод изготавливается различная электронная продукция, в том числе, для работы с электромагнитными полями. Блок ключей принимает сигнал от электромагнитов нагрузки и формирует ответные сигналы (УрпZ, УрпY, Удор1, Удор2, Узр, Уур, УлогZ, УлогY) для персонального компьютера и стенда приемосдаточных испытаний, который проверяет сигналы от блока ключей. Для этого стенда требуется повысить точность, автоматизируя отдельные его системы, при этом сохраняя возможности измерения всех необходимых величин.

Заданное изделие предназначено для проведения настройки и приемосдаточных испытаний при серийном производстве на предприятии-изготовителе и для проведения входного контроля изделия на предприятии-потребителе. Стенд обеспечивает:

- подачу на блок ключей напряжения питания;
- формирование аналоговых и дискретных сигналов управления для блока ключей;
- получение от персонального компьютера значений кодов углов поворота датчиков отклонения рулей, формирование на их основе пакетов данных в соответствии с протоколом информационного обмена датчиков отклонения рулей с блоком ключей и передачу данных пакетов в изделие по стыку RS-485;
- возможность контроля выходных сигналов блока ключей.

Стенд представляет собой моноблок, который соединяется с персональным компьютером через USB, с блоком ключей по стыку RS-485 и с электромагнитами или устройством, имитирующим сигнал от электромагнитов, а также с блоком питания (рис. 1). Вначале стенд получает информацию от персонального компьютера о том, в каком режиме работать и с какими настройками. Далее стенд измеряет сигнал от электромагнитов, формирует сигнал для блока ключей и ждет от блока ключей ответный сигнал. Измеренные значения и сформированный сигнал от блока ключей сравниваются и на основе их делается вывод о работоспособности блока ключей.

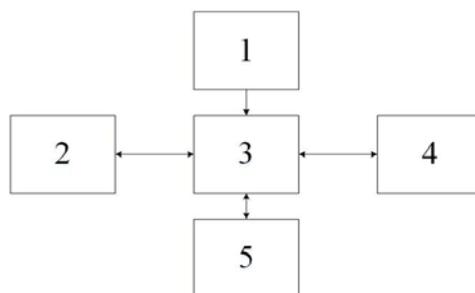


Рис. 1. Схема взаимодействия стэнда с блоком ключей, нагрузкой и персональным компьютером: 1 – блок питания, 2 – блок ключей, 3 – стэнд, 4 – персональный компьютер, 5 – блок электромагнитов

Большинство дополнительных параметров при проведении испытаний выставляется вручную на самом стэнде. Для автоматизации процесса проведения настройки и приемосдаточных испытаний существуют две написанные программы.

Для улучшения данного стэнда существуют следующие требования:

- повышение точности измерений;
- автоматизация процесса проведения настройки и приемосдаточных испытаний.

Структурная схема стэнда имеет вид, представленный на рис. 2.

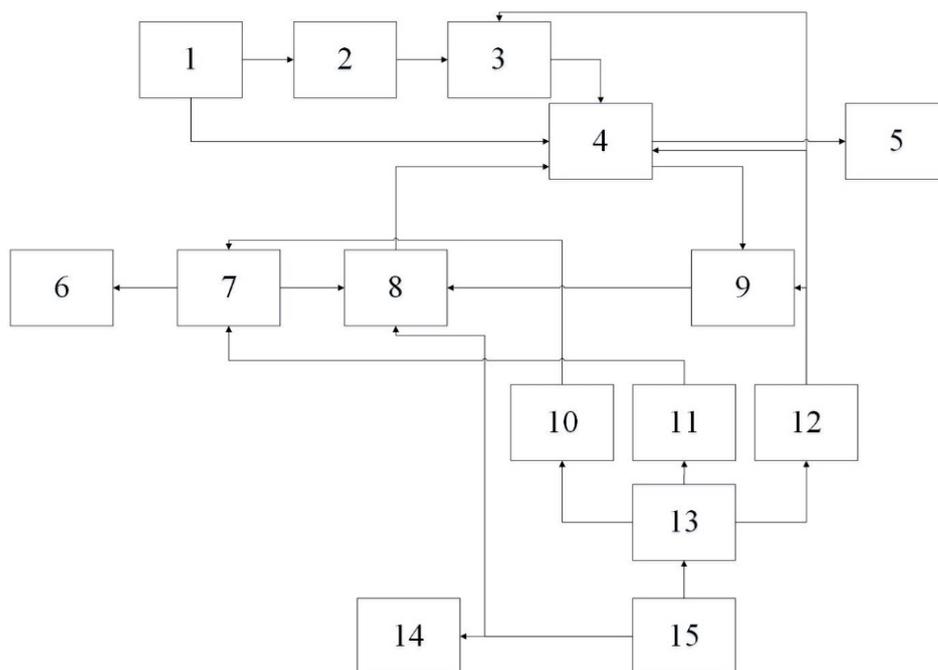


Рис. 2. Структурная схема существующего стэнда приемо-сдаточных испытаний: 1 – персональный компьютер; 2 – преобразователь сигнала USB-UART; 3 – внешний АЦП; 4 – микроконтроллер; 5 – вывод сигналов (OY1-1, OY1-2, OY2-1, OY2-2, корпус, Uzp, Uyp, U_Dor1, U_Dor2, UlogZ, UlogY, 5V_Dor); 6 – вывод сигналов (UrpZ, UrpY); 7 – снятие значений (BxZ, BxY); 8 – блок ключей; 9 – преобразователь сигнала RS422-RS485; 10 – стабилизатор напряжения 5.7 В; 11 – стабилизатор напряжения -5.7 В; 12 – стабилизатор напряжения 3.3 В; 13 – преобразователь напряжения 12 В; 14 – вывод сигналов +I, -I; 15 – питание 24 В

Точность измерений данного стенда можно повысить несколькими способами. Для этого потребуется доработать электрическую часть стенда и программную. В программной части следует добавить все те дополнительные настройки, которые выставляются вручную на самом стенде, тем самым автоматизировав процесс. Кроме того, следует реализовать на уровне программы подачу точного сигнала управления на сам стенд, тем самым избавиться от неточности подачи этого сигнала вручную при использовании этого стенда. Создаваемый точный управляющий сигнал должен лежать в положительном диапазоне. Также, возможно добавление и некоторых других настроек для улучшения качества измерений и проведения испытаний. Для повышения точности также можно добавить АЦП и ЦАП для обработки сигнала (рис. 3).

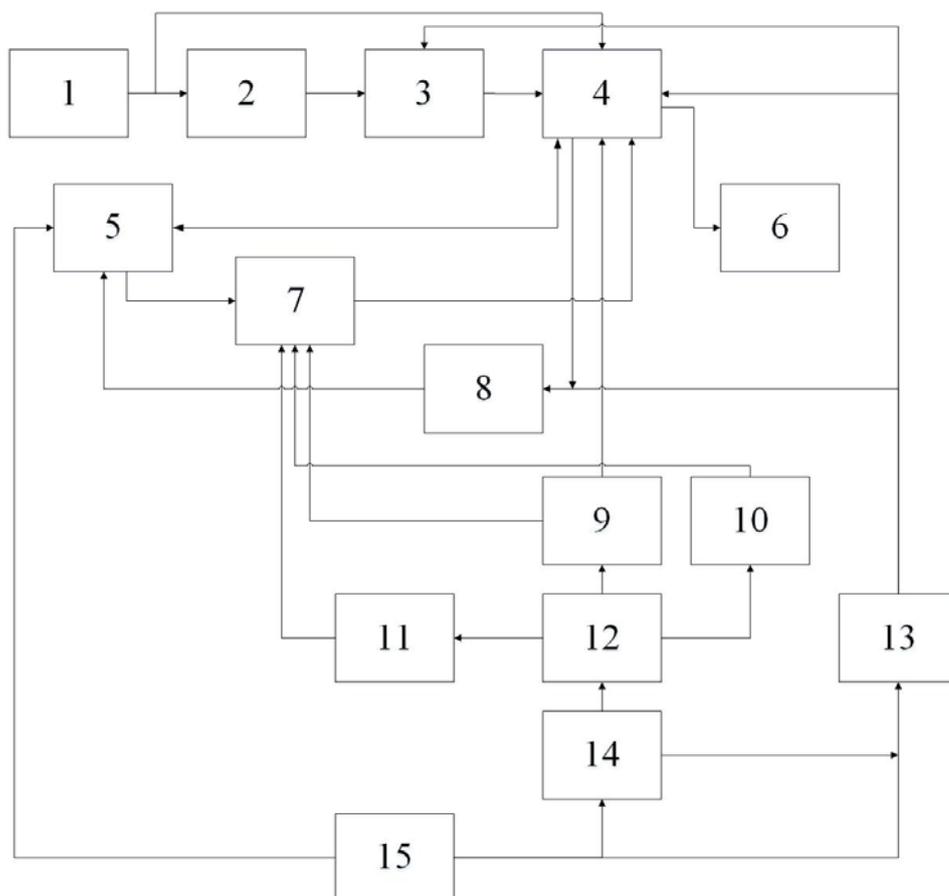


Рис. 3. Структурная схема измененного стенда приемо-сдаточных испытаний: 1 – персональный компьютер; 2 – преобразователь сигнала USB-UART; 3 – внешний АЦП; 4 – микроконтроллер; 5 – блок ключей; 6 – вывод сигналов с использованием ЦАП (OY1-1, OY1-2, OY2-1, OY2-2, корпус, Uzp, Uyp, U_Dor1, U_Dor2, UlogZ, UlogY, UrpZ, UrpY); 7 – внешний АЦП преобразования сигналов блока ключей; 8 – преобразователь сигнала RS422-RS485; 9 – преобразователь напряжения 5В_ADC; 10 – преобразователь напряжения -15 В; 11 – преобразователь напряжения 15 В; 12 – стабилизатор напряжения 5 В; 13 – стабилизатор напряжения 3.3 В; 14 – преобразователь напряжения 12 В; 15 – питание 24 В

Таким образом, при реализации предложенных изменений в стенде повысятся точности измерения сигналов и надежность самой системы, поскольку она станет менее зависима от человеческого фактора.

Список литературы

- [1] Жуков В.К. Метрология. Теория измерений : учебное пособие для бакалавриата и магистратуры: Москва : Издательство Юрайт, 2019. — 414 с. — [Электронный ресурс] Режим доступа: <https://biblionline.ru/bcode/434013>_(дата обращения: 30.08.2019)
- [2] Андреев В.В., Барышев В.Г., Столяров А.А. Инжекционные методы исследования и контроля структур металл-диэлектрик-полупроводник — М: Издательство МГТУ им. Н.Э. Баумана. — 2004, 256 с.
- [3] Andreev V.V., Bondarenko G.G., Maslovsky V.M., Stolyarov A.A. Multilevel current stress technique for investigation thin oxide layers of MOS structures // IOP Conf. Series: Materials Science and Engineering. 41 (2012) 012017
- [4] Ванякина М. В. Способы и методы повышения точности измерений Международный научный журнал «Символ науки» № 03-2/2017 – с.37

Куропатова Любовь Сергеевна - студент КФ МГТУ им. Н.Э. Баумана, Калуга, 248000, Россия. E-mail: simonolyuba@yandex.ru

Андреев Владимир Викторович – д-р техн. наук, профессор КФ МГТУ им. Н.Э. Баумана. E-mail: andreev@bmstu-kaluga.ru

ПРИМЕНЕНИЕ ЧИСЛЕННОГО КОНЕЧНО-РАЗНОСТНОГО МЕТОДА ДЛЯ РАСЧЁТА ТЕПЛООВОГО РЕЖИМА ПЕЧАТНЫХ ПЛАТ

Разработка современных электронных устройств, приводит к необходимости решения задач обеспечения теплового режима печатных плат. Для расчёта теплового режима существует множество методов, одним из которых является численный конечно-разностный метод[3].

В основе данного метода лежит определение температурного поля печатной платы с помощью двумерной равномерной прямоугольной сетки (рис.1). Величины шагов сетки по оси X и по оси Y могут отличаться. Количество узлов по вертикальной оси X - AX , по горизонтальной оси Y – BY . Общее количество узлов (ячеек) сетки – NC . Ячейка платы может иметь тепловую связь с корпусом SK . Для всех ячеек и SK составляют алгебраические уравнения на основе метода теплового баланса. Число алгебраических уравнений системы равно:

$$KY=NC+NS+NR,$$

где NS – общее число SK , NR – число разъемов.

Для ячеек платы уравнения на основе метода теплового баланса, являются конечно-разностными уравнениями[3].

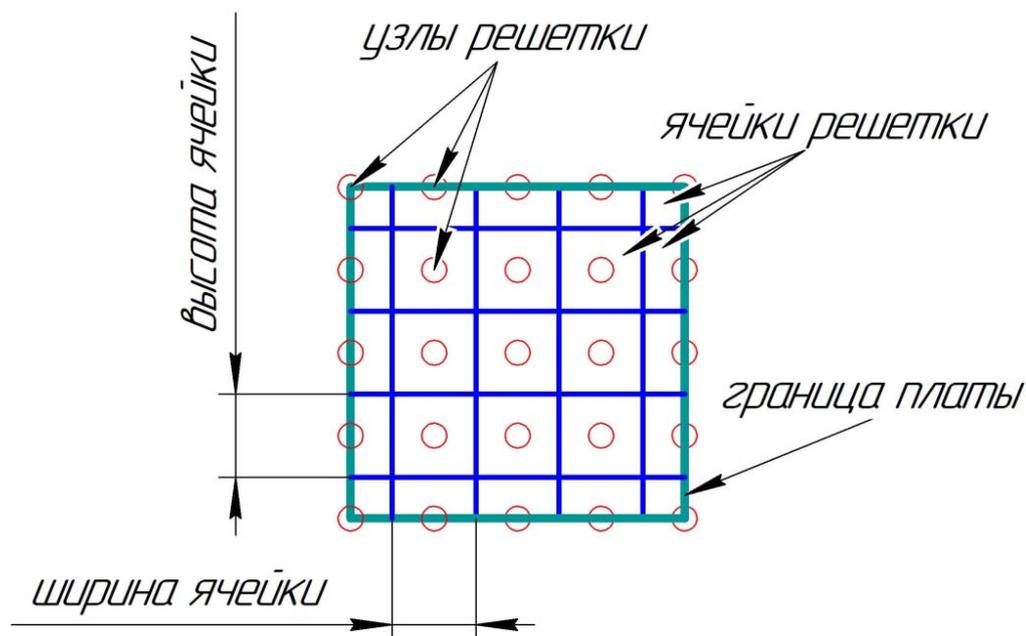


Рис.1. Разбиение печатной платы на ячейки для метода конечных разностей

Уравнение теплового баланса для произвольно выбранной внутренней ячейки N (рис.2) будет иметь вид:

$$P_1 + P_2 + P_3 + P_4 + P_5 + P_6 + P_7 + P_8 = 0,$$

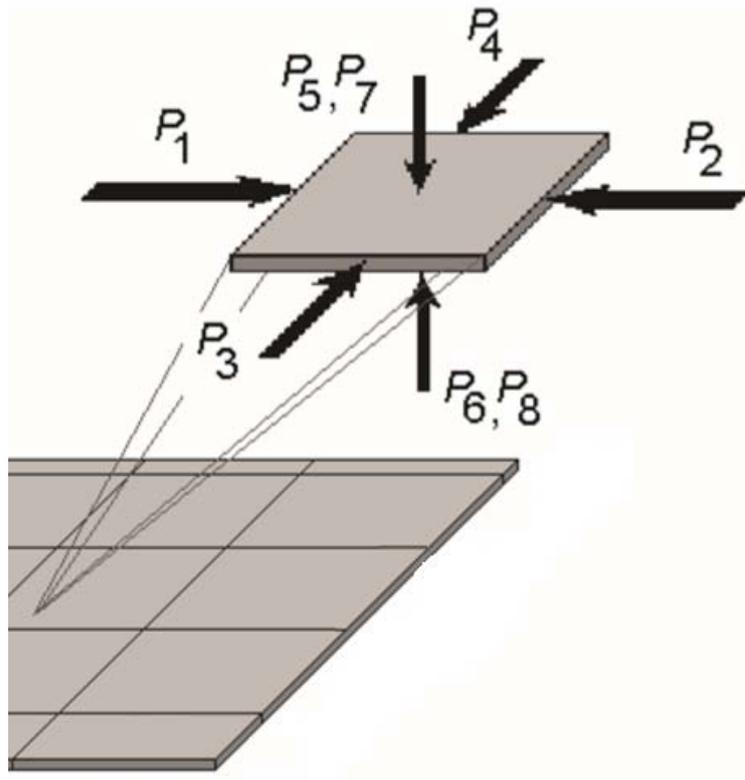


Рис.2. Ячейка печатной платы

Потоки, входящие в ячейку N от соседних ячеек за счет кондукции, определяются следующим образом:

$$P = \sigma_{\text{конд}}(T_1 - T_2);$$

$$P_1 = \lambda_x \delta \frac{adx}{bdy} (T_{N-1} - T_N) \quad - \text{поток через левую грань};$$

$$P_2 = \lambda_x \delta \frac{adx}{bdy} (T_{N+1} - T_N) \quad - \text{поток через правую грань};$$

$$P_3 = \lambda_y \delta \frac{bdx}{ady} (T_{N-NY} - T_N) \quad - \text{поток через верхнюю грань};$$

$$P_4 = \lambda_y \delta \frac{bdx}{ady} (T_{N+NY} - T_N) \quad - \text{поток через нижнюю грань};$$

$$P_5 = \sigma_{\text{пл-ср}}^{\text{л}} (T^{\text{л}}(x) - T_N) \quad - \text{поток, входящий в ячейку N от платы и воздуха на высоте x слева};$$

$$P_6 = \sigma_{\text{пл-ср}}^{\text{пр}} (T^{\text{пр}}(x) - T_N) \quad - \text{поток, входящий в ячейку N от платы и воздуха на высоте x справа};$$

$$P_7 = \sigma_{E1}^{\text{л}} (\bar{T}_{E1} - T_N) \quad - \text{поток, входящий в ячейку N от элемента E1, установленного на ячейке, с левой стороны};$$

$$P_8 = \sigma_{E2}^{\text{л}} (\bar{T}_{E2} - T_N) \quad - \text{поток, входящий в ячейку N от элемента E2, установленного на ячейке, с правой стороны};$$

где λ_x, λ_y – теплопроводности печатной платы в направлениях x и y (постоянные по всей площади платы); δ – толщина платы; adx, bdx – размеры ячейки по x, y без учета крайних по положению ячеек; $\sigma_{\text{пл-ср}}^{\text{л}}, \sigma_{\text{пл-ср}}^{\text{пр}}$ – тепло-

вая проводимость от окружающей среды к ячейке с левой (правой) стороны; $\sigma_{E1}^l, \sigma_{E2}^l$ – тепловые проводимости от элемента, установленного на левой (правой) стороне к ячейке; $T^l(x), T^{pr}(x)$ – условные температуры окружающей среды у поверхности платы на высоте расположения ячейки.

Уравнение на основе закона сохранения энергии для каждого SK (рис.3) имеет вид[2]:

$$P = P_{эл-ср} + P_{эл-пл},$$

где P – мощность тепловыделений элемента; $P_{эл-ср}$ – лучисто-конвективный поток, уходящий в окружающую среду; $P_{эл-пл}$ – поток, уходящий в плату

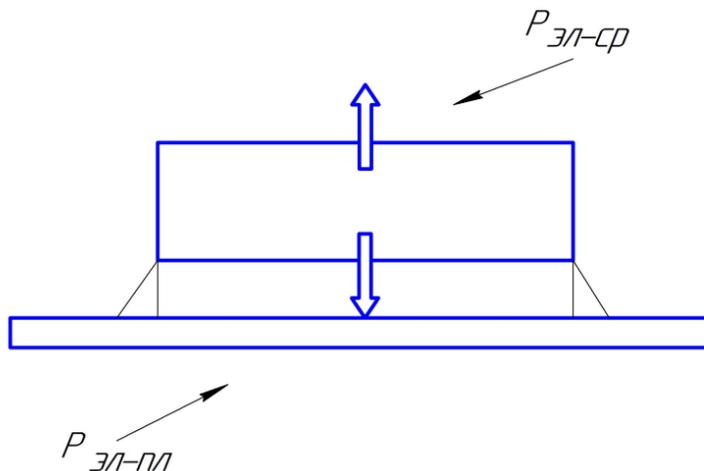


Рис.3. Тепловой баланс электрорадиокомпонента

$$P_{эл-ср} = \sigma^l(T_E - \bar{T}^{пл}) + \sigma^k(T_E - \bar{T}^{возд}),$$

где $\bar{T}^{пл}, \bar{T}^{возд}$ – средняя температура соседней платы и воздуха в канале на данной высоте; σ^l, σ^k – лучистая проводимость к соседней плате и конвективная к воздуху в канале на данной высоте.

Поток, уходящий в плату $P_{эл-пл}$, вычисляется как сумма потоков к каждой из ячеек платы, попадающих в проекцию элемента:

$$P_{эл-пл} = \sum \sigma_E^l(T_E - T_{Nt}).$$

Баланс тепловых потоков:

$$\sigma^l(T_E - \bar{T}^{пл}) + \sigma^k(T_E - \bar{T}^{возд}) + \sum \sigma_E^l(T_E - T_{Nt}) + \sigma_{эл-ш}^{конд}(T_E - T_{ш}) - P = 0.$$

Проводимость к кроссплате $\sigma_{эл-ш}^{конд}$ и температуру $T_{ш}$ в месте контакта определяют в зависимости от типа разъема. Для расчета конвективного коэффициента теплоотдачи от SK , установленного на плате, следует использовать зависимость для коэффициента Нуссельта в виде[1]:

$$N_{Nu} = \sqrt{Re_t},$$

где l – характерный размер, определяемый как длина обтекания корпуса компонента.

Таким образом, с помощью численного конечно-разностного метода можно найти распределение тепловых потоков, опираясь на уравнения теплового баланса и закона сохранения энергии.

Список литературы

[1] *Дульнев Г.Н., Парфенов В.Г., Сигалов А.В.* Методы расчета теплового режима приборов. – М.: Радио и связь, 1990. – 312 с.

[2] *Дульнев Г.Н.* Тепло- и массообмен в РЭА. – М.: Высшая школа, 1984. – 247 с.

[3]. *Дульнев Г.Н., Парфенов В.Г., Сигалов А.В.* Применение ЭВМ для решения задач теплообмена. – М.: Высшая школа, 1990. – 208 с.

Кацапов Олег Игоревич – студент КФ МГТУ им. Н.Э. Баумана.
E-mail: OlegK461@yandex.ru

РЕАЛИЗАЦИЯ ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЙ УСТАНОВКИ ДЛЯ ИССЛЕДОВАНИЯ ТОНКИХ ДИЭЛЕКТРИЧЕСКИХ ПЛЕНОК

Увеличение степени интеграции изделий микроэлектроники обуславливает необходимость повышения их надежности, что неразрывно связано с совершенствованием методов производственного контроля МДП-ИС. Как показывает практика, самыми перспективными методами исследования и контроля являются инъекционные методы. Связано это с тем, что они позволяют получить точную информацию о качестве подзатворного диэлектрика, а поскольку наибольший процент отказов МДП-ИС приходится как раз на подзатворный диэлектрик, то контроль технологического процесса получения диэлектрической пленки определяет количество годных микросхем и их качество. Преимущество инъекционных методов, прежде всего, в том, что они являются неразрушающими, а также позволяют измерить большое количество электрических параметров без перекоммутации образца и могут быть легко автоматизированы [1].

Из множества инъекционных методов наибольшую популярность получили метод сильнополевой инъекции постоянным током и метод многоуровневой токовой нагрузки. Они позволяют измерять такие характеристики, как напряжение микропробоя, зависимости инъекционного и емкостного тока от времени и от приложенного напряжения, вольт-фарадные характеристики, процессы генерации и релаксации положительного заряда и др.

Возможная реализация установки, позволяющей производить данные измерения, показана на рис. 1. Она состоит из ПЭВМ, измерительных модулей фирмы National Instruments, стойки для их включения, устройства для подсоединения МДП-структуры и основного блока, включающего в себя узел измерения с второстепенными модулями, собранных в одном корпусе. Останемся на структуре установки подробнее.

Основой установки является узел измерения, представляющий собой неинвертирующий усилитель на высоковольтном ОУ, с включенной в цепь ОС исследуемой МДП-структурой. В соответствии со схемой усилителя, один из контактов структуры соединен через добавочный резистор с землей. Таким образом, через структуру течет ток, величина которого зависит от входного напряжения усилителя. Соответственно, при изменении тока через структуру будет изменяться и напряжение на выходе усилителя. Откуда закон изменения напряжения на структуре будет выглядеть как разность входного и выходного напряжений.

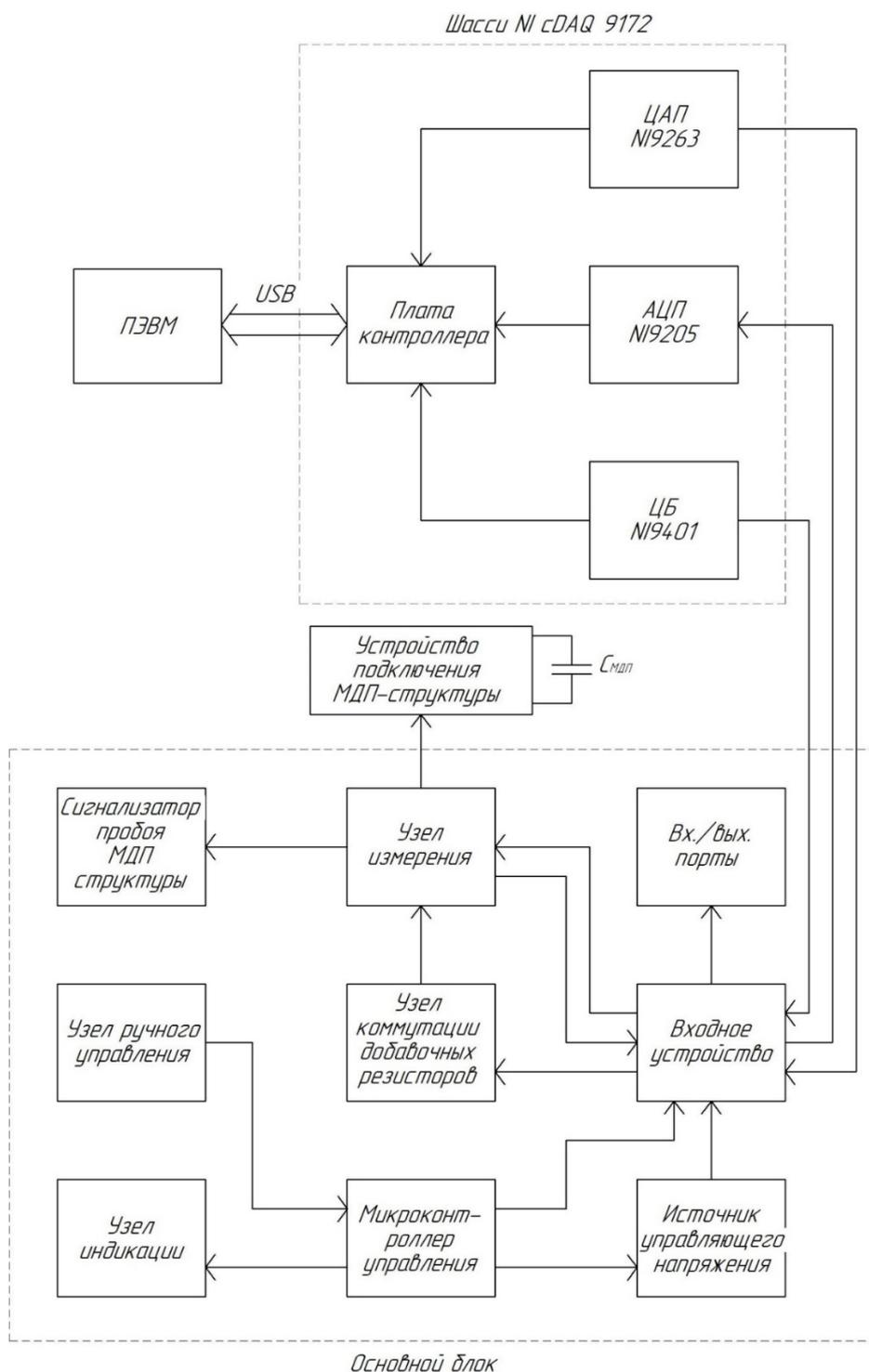


Рис. 1. Структурная схема экспериментальной установки

Изменением напряжения на входе усилителя можно добиться изменения тока через структуру всего в два порядка. Намного большее расширение диапазона, до $10^{-10} \div 10^{-2}$ А дает смена добавочного резистора в цепи связи. Здесь применены оба способа регулировки. Напряжение на входе задается с помощью источника управляющего напряжения, а необходимое сопротивление подбирается с помощью блока коммутации добавочных резисторов.

Все операции с блоком измерения осуществляются через входное устройство, которое, в зависимости от режима работы установки, переключает

блок измерения либо (в случае автоматического управления) на внешние управляющие модули, либо (при ручном управлении) на внутренние узлы прибора.

В автоматическом режиме управление осуществляется с помощью аппаратных средств фирмы National Instruments. Управляющее напряжение на входе узла измерения формируется с помощью ЦАП NI-9263. Выходное напряжение контролируется с помощью АЦП NI-9205. Управление диапазоном измерения осуществляется посредством двоичного кода, формируемого цифровым блоком NI-9401. Вышеперечисленные блоки соединены с помощью интегрированной платы контроллера на стандартном шасси NI cDAQ-9172, подключенной через кабель USB к персональной ЭВМ.

Первые три блока конструктивно сделаны на одной плате, электрическая схема такого решения представлена на рис. 2, а печатная плата – на рис. 3.

Исследуемая МДП-структура включается в цепь обратной связи операционного усилителя с помощью разъемов X1 и X2. Подача входного напряжения и снятие выходного, а также переключение диапазонов измерения происходит через входное устройство, состоящее из микросхемы электронных ключей DD1 и реле K1, управляемых через вспомогательные цепи с помощью микроконтроллера DD2. В случае автоматического управления на выходе RA0 DD2 сформирован сигнал высокого уровня, который, во-первых, отпирает транзистор VT1, в результате чего реле K1 срабатывает и своими контактами переключает вход и выход блока измерения на разъем X1, соединяющийся с внешними блоками шасси NI DAQ. Также сигнал высокого уровня разрешает работу электронных ключей DD1, которые подключают реле K2-K5 к вышеупомянутому разъему. При ручном управлении контакты реле и электронные ключи размыкаются, передавая управление внутренним системам блока.

Управление работой устройства в ручном режиме осуществляется с помощью кнопок SB1-SB14. По нажатию кнопки SB1 происходит смена состояния сигнального бита в программе микроконтроллера, что переводит прибор из ручного режима в автоматический и, при повторном нажатии кнопки, обратно. Остальные кнопки при нажатии формируют двоичный код из двух единиц и четырех нулей, в зависимости от которого переключается предел измерения или изменяется входное напряжение.

За переключение пределов в ручном режиме отвечают транзисторные ключи VT2-VT5, включенные эмиттерными повторителями. Такое включение транзисторов объясняется необходимостью соединения одного из выводов обмотки реле с общим проводом, для обеспечения работы устройства в автоматическом режиме. Падение напряжения из-за коэффициента усиления меньше единицы незначительно, и не влияет на надежность срабатывания реле. Управление транзисторными ключами также осуществляется с помощью микроконтроллера DD2.

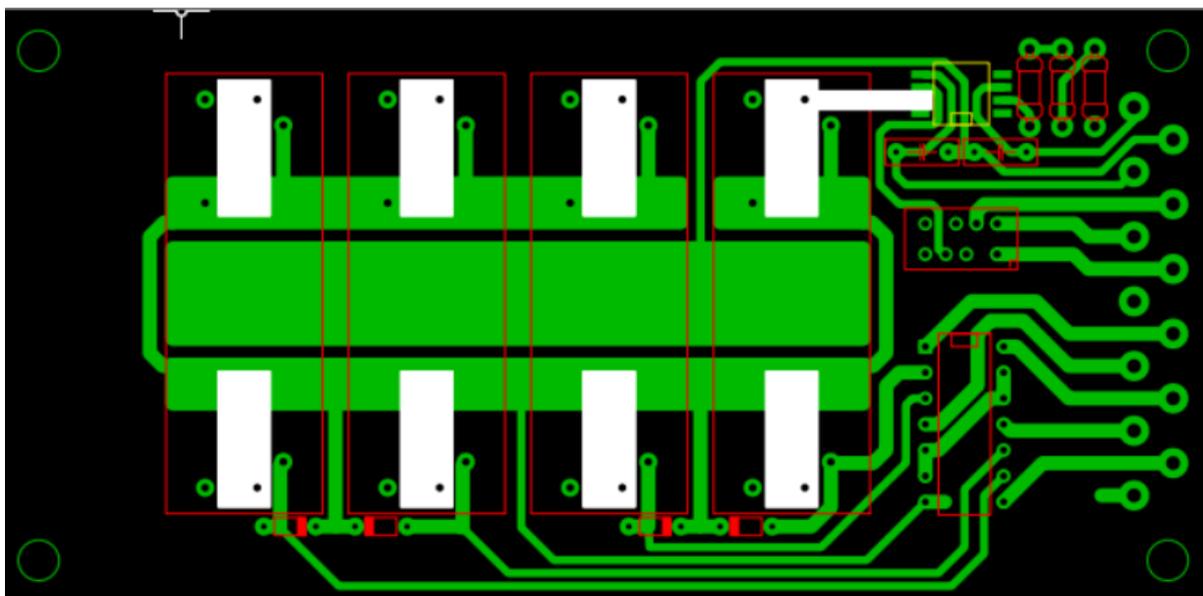


Рис. 3. Печатная плата блока измерения

Таким образом, была разработана структурная схема установки, позволяющей проводить измерения методом постоянного тока и методом многоуровневой токовой нагрузки. Установка обеспечивает точность измерений, приемлемую для лабораторных исследований.

Список литературы

[1] Андреев В.В., Барышев В.Г., Столяров А.А. Инжекционные методы исследования и контроля структур металл-диэлектрик-полупроводник: Монография.// М.: Издательство МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2004. – 256 с.

Кондрашов Павел Вячеславович – студент КФ МГТУ им. Н.Э. Баумана. E-mail: p.kondrashov.radio@yandex.ru

РЕНТГЕНОДИФРАКЦИОННЫЙ АНАЛИЗ СИНТЕТИЧЕСКИХ КРИСТАЛЛОВ АЛМАЗА, ЛЕГИРОВАННЫХ БОРОМ

Введение

Синтетические монокристаллы алмаза – уникальные материалы благодаря своим исключительным механическим, оптическим и электронным свойствам.

Для электроники, в частности, наиболее интересны алмазы, легированные бором, поскольку он обладает множеством интересных физических свойств [1–4].

Однако получение совершенных по структуре эпитаксиальных структур алмаза сопряжено с известными трудностями, причина которых заключается, прежде всего, в многообразии факторов, влияющих как на рост, так и на структуру плёнок. Понимание происхождения структурных несовершенств в алмазах и их классификация в соответствии с их типом и пространственным распределением является необходимым шагом к изучению и лучшему контролю микроструктуры и свойств пленок синтетических алмазов. Среди методов, используемых для изучения и контроля реальной структуры кристаллов, особое место занимают рентгеноструктурные методы, в которых информацию о строении кристаллов получают из анализа интенсивности и пространственного распределения рассеянного излучения. Благодаря достаточно большой глубине проникновения рентгеновских лучей и чрезвычайно высокой чувствительности к малым (до 10^{-8} и менее) деформациям кристаллической решетки, рентгенодифракционные методы позволяют проводить неразрушающий контроль структурного состояния материала, что особенно важно при производстве дорогостоящих кристаллов и структур.

В работе методами двухкристальной рентгеновской дифрактометрии и топографии исследованы гомоэпитаксиальные структуры алмаза, полученные с использованием борированных подложек алмаза группы IIb. Выявлен ряд структурных особенностей, связанных с распределением легирующей примеси В в объеме кристалла.

Методика исследований

Исследования проведены на двухкристальном рентгеновском дифрактометре в $\text{CuK}_{\alpha 1}$ излучении острофокусной рентгеновской трубки БСВ–25 с использованием германиевого монохроматора: отражение 333, угол Брэгга $\theta = 45,07^\circ$, фактор асимметрии $b \sim 0,01$ (расчетная расходимость пучка после монохроматора составляет $\sim 0,5''$). При использовании асимметричного отражения 113 от алмазного образца (угол Брэгга $\theta = 46,0^\circ$, угол выхода отражающей плоскости к поверхности образца $\varphi = 25,24^\circ$) это обеспечило, практически бездисперсионную схему дифракции. Полуширина кривой качания асимметричного отражения 113 в ω_B геометрической схеме дифракции составила для эталонного нелегированного кристалла алмаза $\Delta\omega_{1/2}^B \sim 4,9''$ [5] (оценка для

симметричного отражения дает величину $\omega_s = \omega \cdot \sqrt{b} \sim 3''$, где $b = \sin(\theta - \varphi) / \sin(\theta + \varphi)$ – фактор асимметрии отражения от образца), пиковый коэффициент отражения $R \sim 0,73$.

Топографические исследования на просвет с выявлением дефектов в объеме кристаллов проводили методом Ланга в $\text{MoK}_{\alpha 1}$ излучении с использованием отражения 220.

Результаты и обсуждение

Образец В1. Гомоэпитаксиальная структура алмаза CVD C/C(B)HPHT Pb размером 3x3 мм. Подложка: борированный Pb HPHT кристалл. Концентрация азота [N] <3ppm, концентрация бора [B] ~ 100 ppm ($\sim 1,8 \cdot 10^{19}$ см⁻³). Ориентация {001}, разориентация $\Delta\varphi \sim 30'$, боковые стороны <110>; шероховатость обработки Ra < 10 нм. Пленка: CVD, толщина пленки $t \sim 0,5$ мкм. Толщина структуры $h = t + c = 470$ мкм, c – толщина подложки.

Рентгеновская топография на просвет выявляет (Рис. 1) сектора роста со значительными нарушениями и полями деформации на границах сопряжения, индивидуальные дислокации (1) и их скопления (2), полосы роста, обусловленные микронеоднородным распределением легирующей примеси В в объеме кристалла из-за изменения условий роста на фронте кристаллизации. Полосы роста выявляются в виде вертикальных линий на левой топограмме, и горизонтальных линий на правой. При изменении направления вектора дифракции в тех секторах, где полосы были видны, они исчезли, а в одном из двух других секторов - появились. В таких полосах все смещения лежат в плоскости, перпендикулярной к ним (см. например [6, 7]), поэтому если вектор дифракции направлен вдоль полос, то их изображение исчезает.

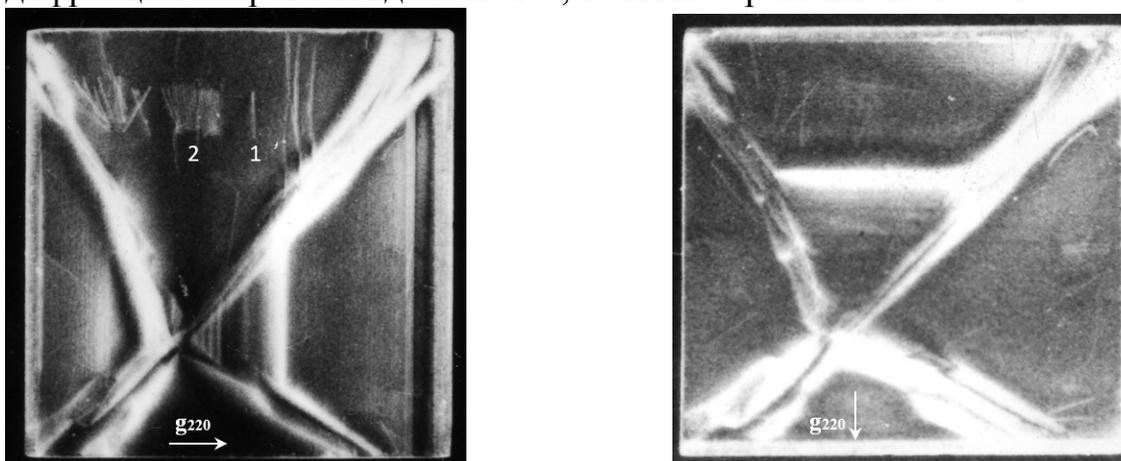


Рис. 1. Рентгеновские топограммы образца В1, полученные при различных направлениях вектора дифракции (показаны стрелкой). Метод Ланга, $\text{MoK}_{\alpha 1}$ излучение, отражение 220.

При изменении направления вектора дифракции наблюдается погасание изображения некоторых дислокаций. Зависимость контраста изображения дислокаций от направления вектора дифракции используется для определе-

ния векторов Бюргера дислокаций, но для этого необходимо добиться погасания изображения дислокации в двух отражениях.

Скопление дислокаций (2) аналогично изображению «необычных конусообразных дефектов», выявленных в кристаллах алмаза в [8], и представляющих собой пучки дислокаций, декорированных оксидными включениями. Их образование связывают с малоугловыми межзеренными границами, сформированными из-за ростовых нестабильностей.

Исследования методом двухкристальной рентгеновской дифрактометрии показали низкое структурное совершенство образца В1. Кривые качания уширены даже в локальных областях кристалла при использовании узких щелей (Рис. 2). Это очевидно связано с деформацией кристалла вследствие микронеоднородного распределения примеси бора в полосах роста, возможного изгиба образца из-за наличия эпитаксиальной пленки, а также из-за полей деформации от границ сопряжения различных секторов роста.

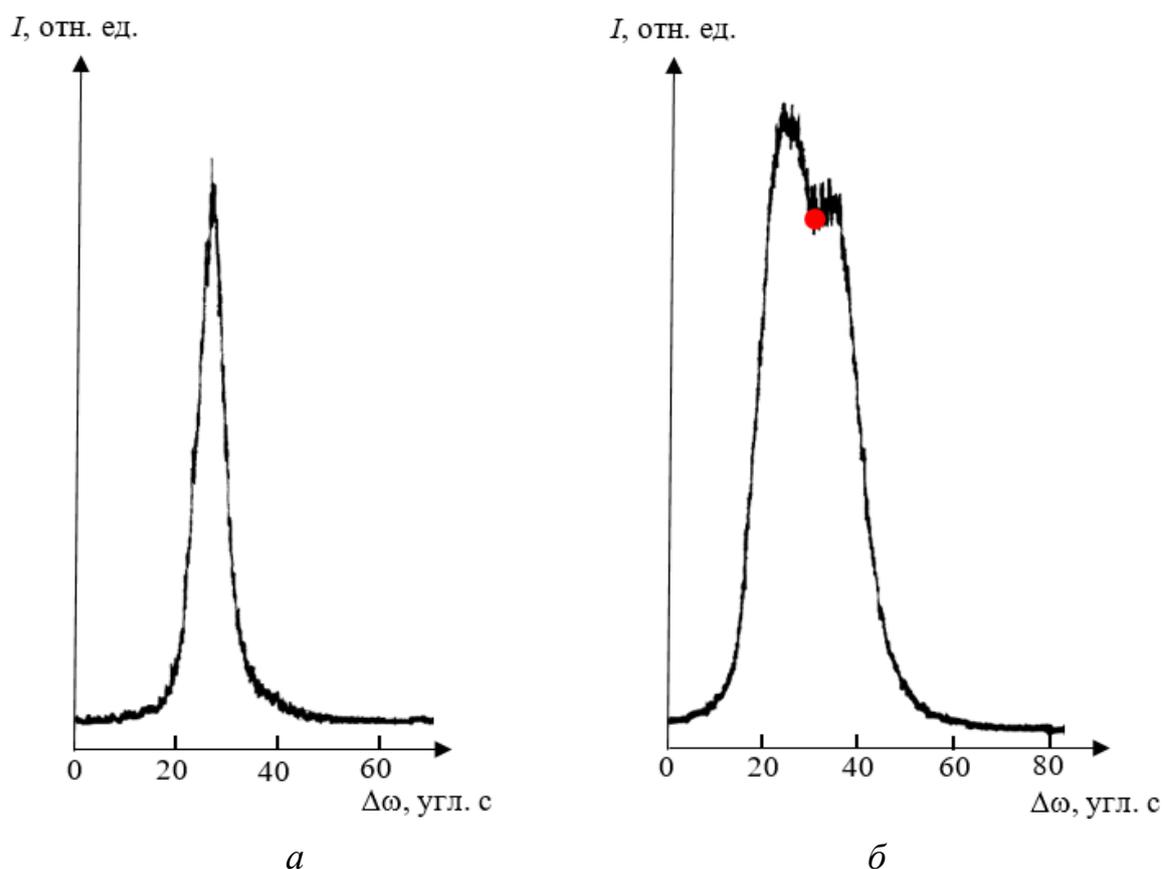


Рис. 2. Кривые качания для образца В1. $\text{CuK}\alpha_1$ излучение, отражение 113, ω_B геометрия дифракции: (а) - размер щелей: горизонтальная Г-0.5 мм, вертикальная В-0.25 мм, полуширина $\Delta\omega_{1/2}^B = 6.9''$; (б) - размер щелей: горизонтальная Г-4 мм, вертикальная В-2 мм (полное омывание образца пучком), полуширина $\Delta\omega_{1/2}^B = 20.4''$. Красной точкой отмечено угловое положение образца в процессе экспозиции при топографических исследованиях

Исследования методом двухкристальной рентгеновской топографии подтвердили высокую неоднородность кристалла. Максимальный размер изображения (рис. 3) получился при расположении рабочей точки в максимуме кривой качания (красная точка на рис. 2, б). На топограмме видны различные сектора роста с существенными неоднородностями на границах сопряжения, поля деформации образца в виде резко неоднородного контраста изображения, единичные полосы роста. Тонкие детали реальной структуры не выявляются из-за большой ширины кривой качания и низкого качества фотопластинок.

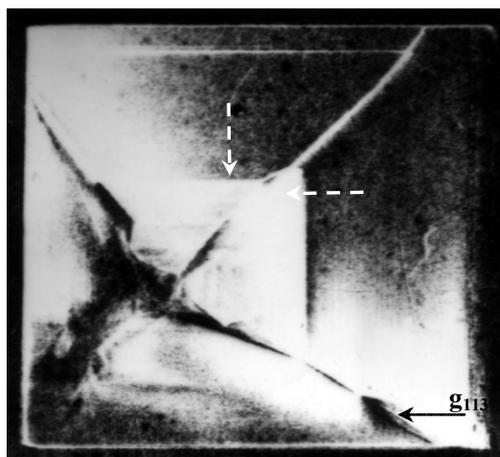


Рис. 3. Рентгеновская топограмма образца В1. Двухкристальная топограмма, $\text{CuK}_{\alpha 1}$ излучение, отражение 113. Положение рабочей точки показано на кривой качания красной точкой (рис. 2, б). Стрелками показаны проекции векторов дифракции на плоскость топограмм

Исследованные кристаллы-подложки выращены из раствора в расплаве [9]. В этом случае происходит послойный рост кристалла, т.е. за счет движения ступеней. Именно поэтому кристаллы алмаза имеют огранку - ступени заставляют грань оставаться плоской даже в случае неоднородных тепловых и концентрационных полей. При малых пересыщениях рост происходит по дислокационно-спиральному механизму, т.к. источником ступеней являются дислокации, а количество двумерных зародышей невелико. Морфология каждой грани индивидуальна - то есть количество, расположение и мощность источников ступеней (вицинальных холмиков) для каждой грани свое. При таком механизме роста основной источник зонарной неоднородности - смена источников ступеней (конкуренция холмиков), поэтому на каждой грани смена холмиков будет происходить в различные моменты. Поэтому и полосы там будут возникать в разное время, а значит, они не будут стыковаться на границах секторов, что и наблюдается на топограммах. Полученные результаты характерны для всех исследованных образцов.

Выводы

Исследованные гомоэпитаксиальные структуры С/С(В) весьма неоднородны. В них выявляются сектора роста со значительными структурными на-

рушениями и полями деформаций на границах сопряжения, полосы роста, обусловленные микронеоднородным распределением бора в объеме подложек, единичные дислокации и их скопления. Отражения от эпитаксиальной пленки зарегистрировать не удалось из-за неоднородности подложек, возможно, недостаточного уровня легирования кристаллов, и малой толщины эпитаксиальных пленок. Пик отражения от изотопически модифицированной пленки C^{13} надежно регистрировался при дифрактометрических исследованиях гомоэпитаксиальных структур $^{13}C^{nat}C$ (001) при толщине пленки 2-3 мкм [10].

Список литературы

- [1] *Shul'zhenko AA, Vishnevskii AS, Gontar' AG, Torishnii VI* (1981) Electrical conductivity of heavily doped p-type diamond. *Sov Phys Semicond* 15:659
- [2] *Werner M, Dorsch O, Baerwind HU, Obermeier E, Hasse L, Seifert W, Ringhandt A, Johnston C, Romani S, Bishop H, Chalker PR* (1994) Charge transport in heavily B-doped polycrystalline diamond films. *Appl Phys Lett* 64:595
- [3] *Bustarret E, Achatz P, Sacépé B, Chapelier C, Marcenat C, Ortéga L, Klein T* (2008) Metal-to-insulator transition and superconductivity in boron-doped diamond. *Phil Trans R Soc Lond A* 368:267
- [4] *Ekimov EA, Sidorov VA, Bauer ED, Mel'nik NN, Curro NJ, Thompson JD, Stishov SM* (2004) Superconductivity in diamond. *Nature* 428:542
- [5] *Prokhorov I.A., Ralchenko V.G., Bolshakov A.P., Subbotin I.A., Polskiy A.V., Vlasov A.V., Podurets K.M., Pashaev E.M., Sozontov E.A.* Analysis of Synthetic Diamond Single Crystals by X-Ray Topography and Double-Crystal Diffractometry. *Crystallography Reports*. 2013. Vol. 58, No. 7, pp. 1010 – 1016. (DOI: 10.1134/S1063774513070146)
- [6] *Prokhorov I.A., Serebryakov Yu.A., Zakharov B.G., Bezbakh I. Zh, Ratinikov V.V., Shulpina I.L.* Growth striations and dislocations in highly doped semiconductor single crystals. *Journal of Crystal Growth*. 2008, V. 310 (24), p. 5477-5482. (doi:10.1016/j.jcrysgro.2008.09.176).
- [7] *Прохоров И.А., Безбах И.Ж., Захаров Б.Г., Шульпина И.Л.* Рентгено-топографические исследования микросегрегации в кристаллах. Поверхность. Рентгеновские, синхротронные и нейтронные исследования. 2007, №5, с. 42-46.
- [8] *A.A. Shiryayev, D.A. Zolotov, O.M. M. Suprun, S.A. Ivakhnenko, A.A. Averin, A.V. Buzmakov, V.V. Lysakovskiy, I. Dyachkova, and V. E. Asadchikov.* Unusual type of extended defects in synthetic High Pressure –High Temperature diamond // *CrystEngComm*, 2018, DOI: 10.1039/C8CE01499J.
- [9] *S.N. Polyakov, V.N. Denisov, B.N. Mavrin, A.N. Kirichenko, M.S Kuznetsov, S.Yu Martyushov, S.A. Terentiev and V.D. Blank.* Formation of Boron-Carbon Nanosheets and Bilayers in Boron-Doped Diamond: Origin of Metallicity and Superconductivity // *Nanoscale Research Letters* (2016) 11:11
- [10] *Прохоров И.А., Волошин А.Э., Ральченко В.Г., Большаков А.П., Романов Д.А., Хомич А.А., Созонтов Е.А.* Рентгенодифракционная характеристика

ция эпитаксиальных CVD-пленок алмаза с природным и модифицированным изотопическим составом. Кристаллография. 2016, Т. 61, № 6, с. 945-952.

Романов Д.А. – КФ МГТУ им. Н.Э. Баумана. E-mail: oxly13@mail.ru

Прохоров И.А. - КФ МГТУ им. Н.Э. Баумана.

E-mail: igor.prokhorov@mail.ru

Косушкин В.Г. - Институт кристаллографии им. А.В. Шубникова
ФНИЦ «Кристаллография и Фотоника» РАН, Москва. E-mail: ko-
sushkin@gmail.com

СЕКЦИЯ 4.

ТЕПЛОВЫЕ ДВИГАТЕЛИ И ГИДРОМАШИНЫ

АНАЛИЗ МОДЕЛИ КОНВЕКТИВНОГО ТЕПЛООБМЕНА В ПОГРАНИЧНОМ СЛОЕ ДЛЯ ЭНЕРГЕТИЧЕСКИХ УСТАНОВОК

При разработке и проектировании новых образцов ракетно-космической техники, в частности агрегатов подачи жидкостных ракетных двигателей (ЖРД) необходимо учитывать газодинамические и теплообменные процессы в элементах проточных частей. Необходимо отметить, что большинство каналов в агрегатах подачи имеют сложную криволинейную форму обтекания, температура рабочих тел (в частности продуктов сгорания в проточных частях газовых турбин) принимает значения для восстановительного газа 1000-1200 °С, для окислительного газа 700-900 °С [1]. Параметр температуры оказывает существенное влияние на энергетические и прочностные параметры агрегата и отдельных элементов. Так же отметим, что методики расчета и проектирования проточных частей турбонасосных агрегатов (ТНА) ЖРД носят критериально-эмпирический характер и разрабатывались для граничных условий узлов и агрегатов подачи ЖРД имеющих частоту вращения порядка 20 000 – 60 000 об/мин. Современные ТНА ЖРД имеют сравнительно большую частоту вращения и могут достигают до 100 000 – 120 000 об/мин. [2]. Данный факт не учитывает степень турбулизации профиля скорости потока в пространственном пограничном слое элементов проточных частей агрегатов подачи и требует дополнительных исследований и уточнения используемых зависимостей, в связи с изменениями граничных условий.

Методы теории пограничного слоя позволяют получить совместное решение уравнений течения и энергии, что дает возможность разработать методики расчета и анализа течений с учетом теплообмена для криволинейных поверхностей элементов проточных частей агрегатов подачи ЖРД.

Для решения поставленной задачи, необходимо разработать и дать анализ модели распределения температурного и динамического пограничных слоев и механизму переноса энергии в рассматриваемых граничных условиях.

При разработке модели учитываем, что для газообразных рабочих тел критерий Прандтля $Pr < 1$. Критерий Прандтля в значительной мере влияет на теплообмен. При числах Прандтля, меньших единицы, толщина динамического пограничного слоя находится ниже толщины температурного пограничного слоя, т. е. $\delta < \delta_t$ (рис. 1). При очень низких числах Прандтля (жидкие металлы) теплопроводность является основным механизмом переноса тепла и ею нельзя пренебречь даже в турбулентном ядре потока [3]. При низких числах Прандтля термическое сопротивление распределено по всему сечению потока [3].

Примем, что в границе динамического пограничного слоя изменение температуры происходит за счет переноса скорости, а за его границей только за счет теплопроводности. Данное предположение хорошо согласуется с выводами Кейса, так как при очень низких числах Прандтля толщина динами-

ческого пограничного слоя в значительной степени меньше толщины температурного пограничного слоя. Соответственно, термическое сопротивление присутствует по всей толщине температурного пограничного слоя. В границах динамического пограничного слоя термическое сопротивление обусловлено турбулентным переносом тепла, а вне границ динамического пограничного слоя термическое сопротивление – теплопроводностью.

Рассмотрим выражение толщины потери энергии температурного пограничного слоя [4]:

$$\delta_{t\varphi}^{**} = \int_0^{\delta_t} \frac{u}{U} \left(1 - \frac{T - T_0}{T_\delta - T_0} \right) dy. \quad (1)$$

Границы интегрирования для толщины потери энергии (1) необходимо разбить на два характерных участка. Первый участок интегрирования лежит в границе толщины динамического пограничного слоя δ , второй участок интегрирования – в границе окончания толщины динамического пограничного слоя δ до окончания температурного пограничного слоя δ_t .

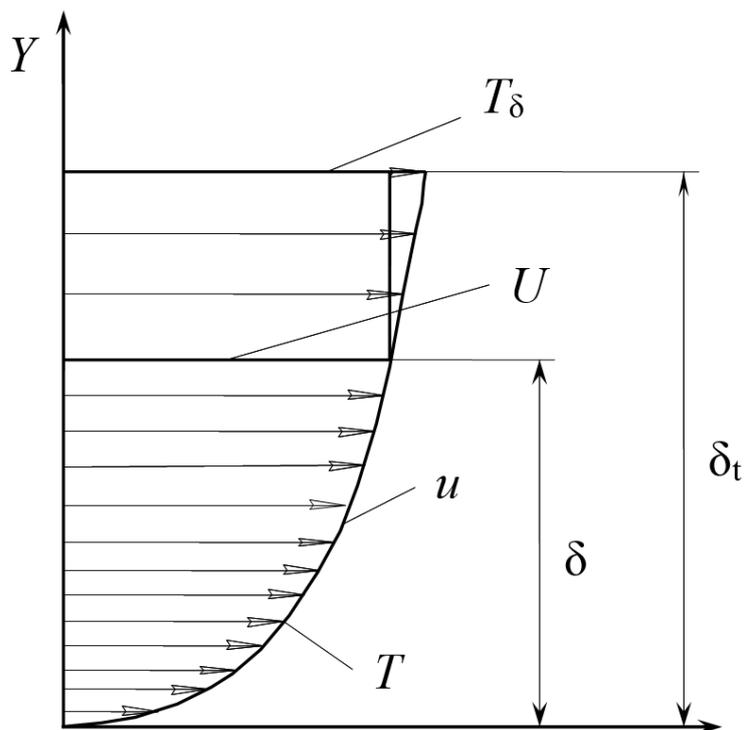


Рис. 1. Модель распределения температурного и динамического пограничных слоев при $Pr < 1$

Запишем выражение толщины потери энергии (1) для рассматриваемой модели распределения температурного и динамического пограничных слоев, с принятой моделью разбиения на два характерных участка интегрирования:

$$\delta_{t\varphi}^{**} = \int_0^{\delta} \frac{u}{U} \left(1 - \frac{T - T_0}{T_\delta - T_0} \right) dy + \int_{\delta}^{\delta_t} \frac{u}{U} \left(1 - \frac{T - T_0}{T_\delta - T_0} \right) dy. \quad (2)$$

С применением уравнения (2) становится возможным определить вид

закона теплообмена для случая $Pr < 1$. Для дальнейшего использования уравнение (2) необходимо выбрать и принять закон распределения профиля скорости в динамическом и температурном пограничном слое, проинтегрировать в рассматриваемых границах с учетом принятой модели.

Предложенная модель распределения динамического и температурного пространственных пограничных слоев с конвективной составляющей (для случая $Pr < 1$), необходима для аналитического определения локального коэффициента теплоотдачи на криволинейных поверхностях полостей вращения газовых турбин ЖРД.

Список литературы

[1]. Зуев А.А., Назаров В.П., Арнгольд А.А. Определение локального коэффициента теплоотдачи с использованием модели температурного пограничного слоя в полостях вращения газовых турбин // Вестник Московского авиационного института. — 2019. — Т. 26. №2. — С. 99–115.

[2]. Зуев А.А., Назаров В.П., Арнгольд А.А., Петров И.М. Дисковое трение при определении баланса мощностей турбонасосных агрегатов жидкостных ракетных двигателей // Вестник Пермского национального исследовательского политехнического университета. Аэрокосмическая техника. — 2019. — №57. — С. 17–31.

[3]. Кейс В. М. Конвективный тепло- и массообмен : пер. с англ. — М.: Энергия, 1972. — 448 с.

[4]. Кишкин А.А., Зуев А.А., Леонов В.П. Локальная теплоотдача в граничных условиях турбомашин // Известия высших учебных заведений. Машиностроение. — 2015. — №1 (658). С. 3–10.

Зуев Александр Александрович -

Арнгольд Анна Анатольевна - доцент ФГБОУ ВО «Сибирский государственный университет науки и технологий имени академика М.Ф. Решетнева». E-mail: Arngoldanna888@gmail.com

АНАЛИЗ РАБОТЫ ТОПЛИВНОЙ СИСТЕМЫ ГАЗОТУРБИННОГО ДВИГАТЕЛЯ

Топливная система ГТД предназначена для подачи необходимого количества топлива в камеру сгорания газотурбинного двигателя.

Топливная система должна обеспечивать надежную работу двигателя на разных видах топлива, а так же при разной его температуре.

Топливная система должны обеспечивать выполнение следующих функций:

- обеспечение запуска двигателя
- возможность ручного управления и автоматического регулирования подачи топлива в целях изменения или поддержания заданного режима работы двигателя
- хороший распыл топлива для лучшего его сгорания
- подачу соответствующего количества топлива в пусковые воспламенители и форсунки камеры сгорания при запуске двигателя и при его работе во всем эксплуатационном диапазоне[1].

Данная статья посвящена описанию работы топливной системы, и о возможных проблемах которые возникают во время эксплуатации и пути их решения.

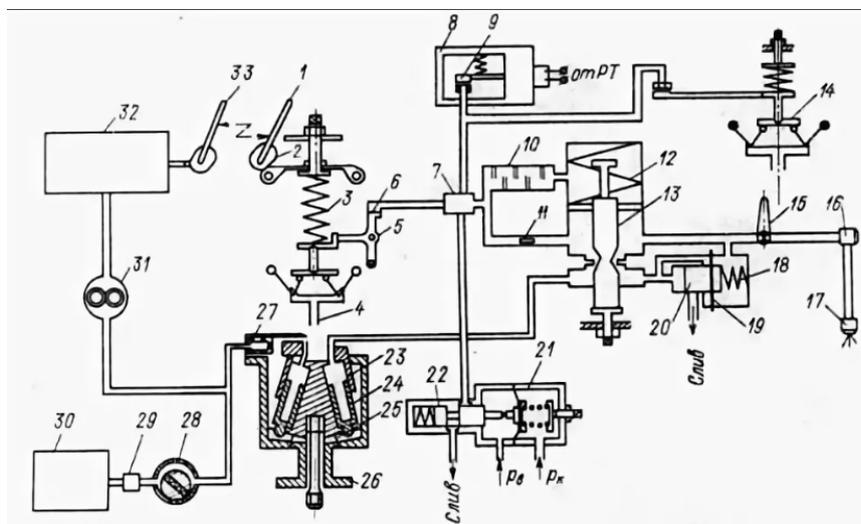


Рис. 1. Схема топливной системы ГТД

Принцип работы топливной системы

С помощью подкачивающего насоса топливо из топливного бака подается к фильтру тонкой очистки, а затем под давлением к насосу регулятора. В насосе-регуляторе топливо разделяется на 2 потока один из которых идет к пусковому насосу, а другой к центробежному насосу регулятора.

В процессе разгона двигателя пусковой насос подает топливо на форсунку через пусковой клапан. Топливный насос-регулятор начинает работать

в момент раскрутки ротора от электростартера при открытии электромагнитным клапаном канала подачи топлива к рабочим форсункам[2].

Так же насос-регулятор имеет электромагнитный клапан, который предназначен для автоматического прекращения подачи топлива при достижении предельных оборотов и для принудительной остановки подачи топлива.

Проблемы, возникающие в топливной системе

Основной проблемой топливной системы газотурбинного двигателя является необходимость снижения подогрева топлива, которое подается на форсунки[3]. Технические требования по снижению подогрева топлива являются самыми труднодостижимыми. Анализ работы топливной системы показывает, что нежелательный подогрев топлива происходит из-за насоса высокого давления (НВД) около 70%. Для того что бы уменьшить это явление в конструктивной схеме решили применить центробежный насос переменной производительности, это решение способно снизить нежелательный подогрев топлива примерно в 1.3-1.5 раза[4].

В рамках минимизации подогрева топлива подаваемого на форсунки двигателя, был разработан насос высокого давления (НВД) переменной производительности со специальным рабочим колесом. Само рабочее колесо и отвод, являются более сложными узлами в отличие от таких же узлов традиционных рабочих колес[5].

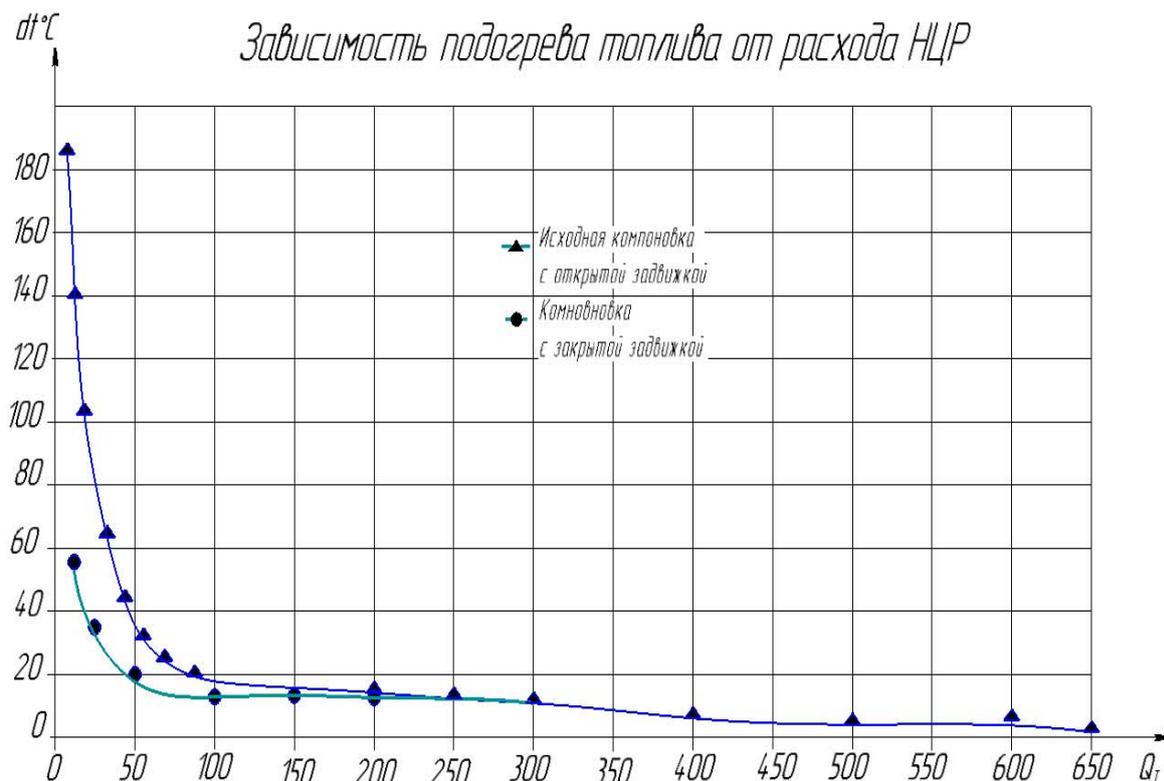


Рис. 2. Графики подогрева топлива при работе стандартной системы топливопитания во всем диапазоне изменения расхода топлива через насос центробежный регулируемый (НЦР)

На режимах, с величиной суммарного расхода менее заданного значения, система управления переводит устройство переключения в позицию, при которой включается электропривод и подключает выход насоса высокого давления к дозаторам, а на других режимах - с расходом топлива больше заданного значения - в другую позицию, при которой открывается вход в двухступенчатый центробежный насос и выход за первой его ступенью подключается к дозаторам подачи топлива в выход за второй ступенью[5]. Анализируя КПД насоса высокого давления переменной производительности становится очевидно, что КПД насоса при включенных в работу лопастях малого диаметра меньше по сравнению с насосом лопасти которого большего диаметра. При анализе данных стало видно, что подогрев топлива на режиме глубокого дросселирования с НВД переменной производительности не превышает 28 градусов, в отличие от системы в которую не включен НВД переменной производительности[6].

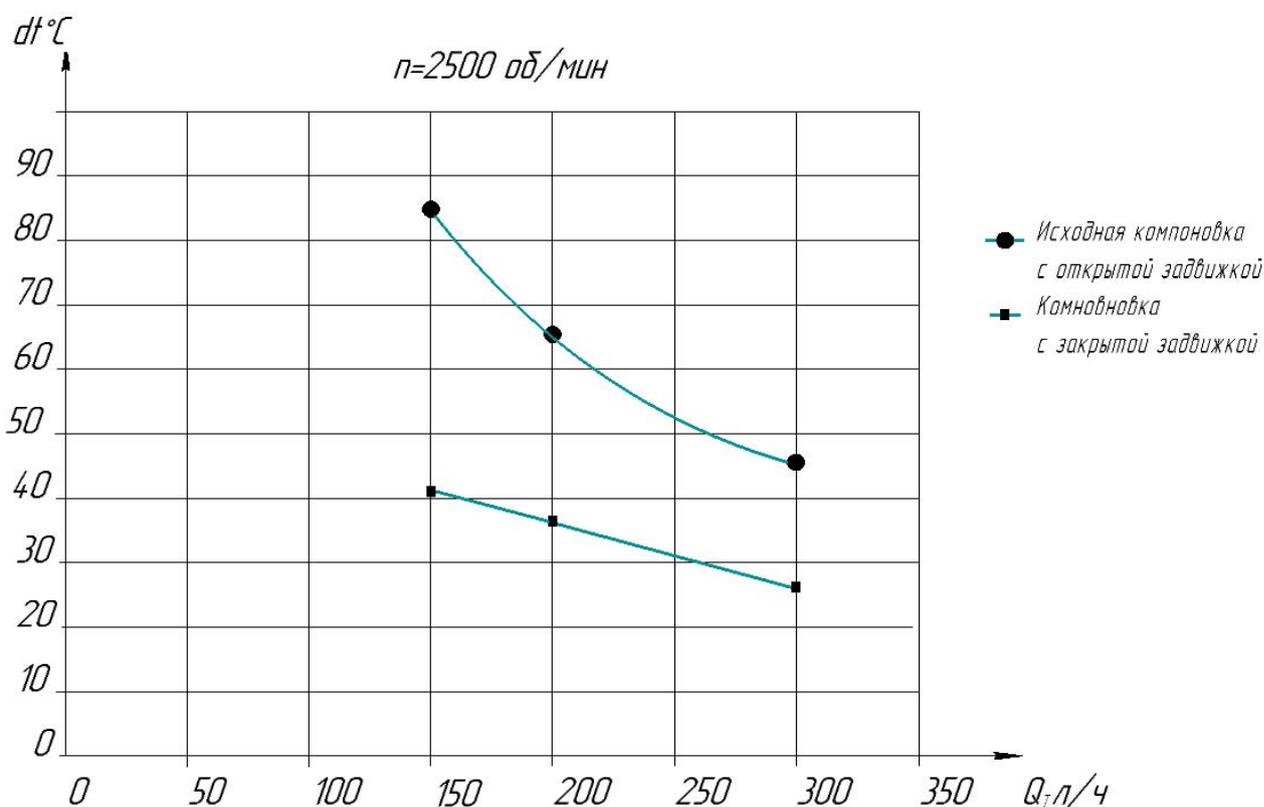


Рис. 3. Графики подогрева топлива при оборотах насоса $n=2500 об/мин=const$ и степени дросселирования от 20 до 40 раз для стандартной системы топливо питания и системы

В итоге, снижение подогрева топлива в топливной системе газотурбинного двигателя, достигается путем регулированием параметров насоса высокого давления переменной производительности. Регулируемыми параметрами являются число оборотов рабочего колеса и максимальный КПД насоса. Таким образом, применение насосного комплекса на базе лопастных агрегатов значительно снижает подогрев топлива при вращении вала двигателя в широком диапазоне частот.

Список литературы

- [1]. *Григорьев В.А.* Вертолетные газотурбинные двигатели / В.А. Григорьев. - Москва: Гостехиздат, 2010. - 144 с
- [2]. *Когге Ю.К. Майский Р.А.* Основы надежности авиационной техники: Учебник для студентов авиационных техникумов.— М: Машиностроение, 1993. — 176 с
- [3]. *Салов Н.Н.* Гидродинамика и теплообмен в роторах и трансмиссиях газотурбинных двигателей. Уменьшение температурных напряжений в дисках / Н.Н. Салов. - М.: Вузовский учебник, 2017. - 318 с.
- [4]. *Основы проектирования и характеристики газотурбинных двигателей*, [пер. с англ.], М., 2011;
- [5]. <https://findpatent.ru/patent/262/2622220.html> / Суздалева В.В., Пугачев Б.А., Добрынин А.А. Тарасова Е.Б. Пашков С.П.
- [6]. *Чигрин В.С., Белова С.Е.* Системы ГТД: Учебное пособие. – Рыбинск: РГАТА имени П.А. Соловьева, 2011-64с.

Заболотский Илья Павлович - студент КФ МГТУ им. Н.Э. Баумана, Калуга, 248000, Россия. E-mail: ilyazabolotsky@yandex.ru

Чубаров Федор Леонидович - доцент, канд. техн. наук КФ МГТУ им. Н.Э. Баумана, Калуга, 248000, Россия. E-mail: fedor1966chub@yandex.ru

Никитин Алексей Валерьевич - директор ГАПОУ КО. E-mail: anikitin74@yandex.ru

ВЛИЯНИЕ КОНСТРУКЦИИ БАНДАЖНЫХ СВЯЗЕЙ РАБОЧИХ ЛОПАТОК ПАРОВЫХ ТУРБИН НА ИХ ХАРАКТЕРИСТИКИ

Одним из наиболее напряженных узлов паровой турбины, в значительной степени определяющих экономичность, надежность и общую конструктивную схему всего турбоагрегата, является лопаточный аппарат части низкого давления (ЧНД). Конструкция лопаток ЧНД существенно зависит от уровня научного обеспечения проектирования в вопросах аэродинамики потока, статической и динамической прочности, возможностей металлургической базы, применяемых материалов и существующих технологий обработки. На сегодня создание лопатки «предельной» длины требует больших усилий и затрат. На базе созданной лопатки большой длины, как правило, строится целая серия турбин различной мощности [1].

Как правило, рабочие лопатки ЧНД имеют бандажные связи. При их отсутствии не только снижается вибрационная надежность облопачивания, но и происходит упругая раскрутка лопаток: под действием центробежной силы профили в отдельных сечениях лопатки поворачиваются вокруг ее продольной оси (иногда на $10^0 \dots 12^0$). [2].

Для рабочих лопаток ЧВД и относительно недлинных (менее 350 мм) лопаток ЧСД применяют накладные ленточные бандажи, объединяющие в пакет 6...14 лопаток. Полного объединения всех лопаток в один пакет обычно не делают, так как при этом затрудняются тепловые деформации бандажа относительно лопаток. В результате в бандаже могут появиться трещины малоциклового усталости.

С возрастанием мощности турбоагрегатов, когда вместе с ростом расхода пара увеличивается хорда лопаток, а также с увеличением диаметра ступени, центробежная сила массы бандажа возрастает настолько, что выполнение ленточного периферийного бандажа становится невозможным. В этих случаях либо отказываются от бандажа вообще, обеспечивая вибрационную надежность облопачивания другими средствами, либо выполняют бандаж заодно с каждой из лопаток. Такой бандаж называют цельнофрезерованным, или интегральным.

Широко используются проволочные бандажные связи, устанавливаемые между корневым и периферийным сечениями лопаток. Применение таких связей имеет ряд недостатков. Во-первых, для их установки в профиле лопатки приходится выполнять отверстия, являющиеся концентраторами напряжений и потенциальными зонами образования трещин с последующим обрывом. Во-вторых, затруднительно обеспечить прочность самой проволочной связи в условиях влажно-парового потока при тех огромных центробежных силах, которые на нее действуют. В-третьих, технология установки проволочных связей сложна, при их ремонте возникает разбалансировка ротора, которую необходимо восстанавливать [3].

Одной из главных причин повреждений лопаток влажнопаровых ступеней, как правило, имеющих бандажные связи, являются эрозионные процессы, которые вызываются ударным и кавитационным воздействием капель влаги. Наиболее сильная эрозия входных кромок наблюдается в периферийных сечениях лопаток. Кроме того, подвергаются эрозии и выходные кромки лопаток в корневых сечениях вследствие отрыва потока при частичных нагрузках и связанные с этим обратные токи из выхлопного патрубка, эрозии подвержен также бандаж [4].

Проведенный обзор конструкций бандажных связей лопаток и проблем, связанных с бандажем, позволил сделать следующие выводы:

1. Повысить надежность и эффективность работы лопаточного аппарата последних ступеней турбин возможно за счет усовершенствования конструкций межлопаточных бандажных связей.

2. Применение бандажных связей в лопаточном аппарате турбин требует решения ряда вопросов, связанных с аэродинамикой активной части пера, статической и динамической прочности, устойчивости работы в широком диапазоне режимов.

На основании проведенного обзора сформулированы следующие задачи исследований:

1. Используя метод конечных элементов, исследовать влияние бандажных связей (и их расположения) на аэродинамику потока рабочего тела в ступенях турбины и потери в ступенях.

2. Выполнить сравнительный анализ результатов расчетов напряженно-деформированного состояния обандаженных лопаток, разработать конструкцию, отвечающую требованиям прочности и виброненадежности.

3. Разработать решения и рекомендации по совершенствованию конструкции бандажа рабочих лопаток турбин.

Список литературы

[1]. *Бояршинов А.Ю.* Совершенствование конструкции рабочих лопаток последних ступеней паровых турбин с целью улучшения их эксплуатационных характеристик: дис. канд. техн. наук: 05.0516 -Харьков, 2016 - 137 с.

[2]. *Новиков В.А.* Технология производства и монтажа паровых и газовых турбин: Учебное пособие. Екатеринбург: ГОУ ВПО УГТУ-УПИ, 2009. 607 с.

[3]. *Левин А.В.* Прочность и вибрация лопаток и дисков паровых турбин/ А.В. Левин, К.Н. Боришанский, Е.Д. Консон. – Л.: Машиностроение, Ленингр. от-ние, 1981 – 710 с.

[4]. *Медников А.Ф.* Определение длительности инкубационного периода процесса каплеударной эрозии рабочих лопаток последних ступеней проектируемых паровых турбин большой мощности: дис. канд. техн. наук: 05.04.12 - Москва, 2012 - 192 с.

Роман Сергеевич Киселев - студент КФ МГТУ им. Н.Э. Баумана
E-mail: antropogen1997@yandex.ru

Жинов Андрей Александрович – доктор техн. наук, заведующий кафедрой «Тепловые двигатели и теплофизика» КФ МГТУ им. Н.Э. Баумана.
E-mail: jinov@mail.ru

ВЛИЯНИЕ СОДЕРЖАНИЯ ВОЗДУХА В РАБОЧЕЙ ЖИДКОСТИ СИСТЕМЫ РЕГУЛИРОВАНИЯ ТУРБОГЕНЕРАТОРА НА ЕГО ХАРАКТЕРИСТИКИ

Полагая процесс сжатия (расширения) изотермическим и перенебрегая изменением степени растворения воздуха в рабочей жидкости в этом время, запишем уравнения движения системы в виде[1]:

$$\begin{aligned} T_{\alpha} \frac{d\varphi}{dt} &= \mu \\ T_{\eta} \frac{d\eta}{dt} + \eta &= \frac{\varphi}{\delta_{\varphi}} \\ T_{\sigma} \frac{d\sigma}{dt} + \sigma &= \mu + \eta \\ T_{\mu} \frac{d\mu}{dt} &= -\sigma \end{aligned} \quad (1)$$

где $\varphi, \eta, \sigma, \mu$ - относительное изменение угловой скорости вращения ротора турбины, хода золотника трансформатора давления, хода отсечного золотника и хода сервомотора регулирующих клапанов [3]; $T_{\alpha}, T_{\eta}, T_{\sigma}, T_{\mu}$ - динамические постоянные; δ_{φ} - степень неравномерности.

Для системы линейных дифференциальных уравнений (2) критерий устойчивости Гурвица будет иметь вид[2]:

$$T_{\eta}^2 + T_{\mu} \times (T_{\sigma} + T_{\eta}) - \frac{T_{\mu}}{\delta_{\varphi} \times T_{\alpha}} \times (T_{\sigma} + T_{\eta})^2 > 0 \quad (2)$$

Учитывая, что

$$T_{\eta} = T_{\eta}^* \times (1 + K_{\eta} v),$$

$$T_{\sigma} = T_{\sigma}^* (1 + K_{\sigma} v),$$

где, T_{η}^*, T_{σ}^* - динамические постоянные трансформатора давления и отсечного золотника при отсутствии воздуха в рабочей жидкости; v - относительное объемное содержание нерастворимого воздуха в рабочей жидкости;

$K_{\eta} = \frac{C_{\eta} V_{HT}}{F_{\eta}^2 \times (P_{10} - P_{20})}$ - коэффициент, учитывающий влияние нерастворимого

воздуха в импульсной линии от насоса регулятора до золотника трансформатора давления;

$K_{\sigma} = \frac{C_{\sigma} V_{nu}}{F_{\sigma}^2 \times (P_0 - P_{20})}$ - коэффициент, учитывающий влияние нерастворимого

воздуха в проточной импульсной линии;

- объёмы импульсной линии от насоса-регулятора до золотника трансформатора давления и проточной импульсной линии; C_η, C_δ - жесткость пружин трансформатора давления и отсечного золотника; $(P_{10} - P_{20})$ - номинальный напор насоса регулятора; $(P_0 - P_{20})$ - номинальный перепад давления рабочей жидкости на отсечном золотнике, и учитывая также, что для системы регулирования паровых турбин КТЗ всегда справедливы неравенства [4]:

$$T_\eta^* \times K_\eta < T_\sigma^* \times K_\sigma$$

$$2(T_\eta^* + T_\sigma^*) < \delta_\phi T_\alpha$$

Приравняв левую часть неравенства к нулю, найдём границу устойчивости системы по параметру ν :

$$\nu_{cp} = -\frac{a_1}{2a_0} - \sqrt{\frac{a_1^2 - 4a_2a_0}{4a_0^2}}$$

Обычно в системах регулирования паровых турбин КТЗ всегда $T_\eta < T_\sigma$ [4]

Таблица 1

Наименование	Обозначение	Формула или источник	Величина	Изделие
Время машины, сек	T_α	из расчёта	7,5	ОК-2
			2,09	ОР-18П
Время сервомотора, сек	T_μ	из расчёта	0,118	ОК-2
			0,08	ОР-18П
Время отсечного золотника, сек	T_σ^*	из расчёта	0,045	ОК-2
			0,06	ОР-18П
Степень неравномерности, %	δ_ϕ	принята	3	ОК-2
			6	ОР-18П
Коэффициент	K_σ	$K_\sigma = \frac{V_{nu} \times C_\delta}{F_\sigma^2 \times (P_0 - P_{20})}$	45	ОК-2
			56,3	ОР-18П
Коэффициент	K_η	$K_\eta = \frac{V_{HT} \times C_\eta}{F_\eta^2 \times (P_{10} - P_{20})}$	836,7	ОК-2
			2407	ОР-18П
Расход в импульсную линию, см ³ /сек	$Q_{(0)}$	из расчёта	5000	ОК-2
			3300	ОР-18П
	ν	$\nu_{cp} = -\frac{a_1}{2a_0} - \sqrt{\frac{a_1^2 - 4a_2a_0}{4a_0^2}}$	0,032	ОК-2
			0,015	ОР-18П

В таблице 2 приведен анализ влияния геометрического объема импульсной линии трансформатора давления на устойчивость системы регулирования машины ОР-18П.

Таблица 2

$V_{н.т.} (см^3)$	150000	100000	50000	25000
ν	1,58	1,7	1,8	1,86

Выводы:

1. Получены расчётные формулы определения максимально-допустимого объёмного содержания воздуха в рабочей жидкости.

2. Максимально-допустимое объёмное содержание воздуха в рабочей жидкости для машины ОР-18П равно: $\nu_{зр} \approx 1,7\%$

3. Максимально-допустимое объёмное содержание воздуха в рабочей жидкости для машины ОК-2 равно: $\nu_{зр} \approx 8\%$

Список литературы

1. *Башта Т.М., Руднев С.С., Некрасов Б.Б.* и др. Гидравлика, гидромашины и гидроприводы: Учебник. 2-е изд., перераб. - М.: Машиностроение, 1982. - 423 с.

2. *Навроцкий К.Л.* Теория и проектирование гидро- и пневмопривода: Учебник. - М.: Машиностроение, 1991. - 384 с., ил.

3. *Щегляев А.В.* Паровые турбины. (Теория теплового процесса и конструкция турбин) Изд. 4-е, переработ. М., «Энергия», 1967..

4. *Информационные материалы* от ОАО «КТЗ», 2019г.

Макаров Игорь Владиславович - студент, магистрант КФ МГТУ им. Н.Э. Баумана, Калуга, 248000, Россия. E-mail: makar5883@gmail.com

Сизов Александр Николаевич - зам. гл. констр. отд. гидравл. систем и компл. автом., доц. каф. К2-КФ, канд. техн. наук КФ МГТУ им. Н.Э. Баумана, Калуга, 248000, Россия. E-mail: sizov_an@ktz.power-m.ru

Чубаров Федор Леонидович - доцент, канд. техн. наук КФ МГТУ им. Н.Э. Баумана, Калуга, 248000, Россия. E-mail: fedor1966chub@yandex.ru

ВОЗМОЖНОСТЬ ИСПОЛЬЗОВАНИЯ НИЗКОКИПАЩИХ РАБОЧИХ ТЕЛ ДЛЯ УТИЛИЗАЦИИ ТЕПЛА ГАЗОПЕРЕКАЧИВАЮЩЕГО АГРЕГАТА

Тема утилизации тепла для выработки электрической и/или тепловой энергии находит все большее применение в мировой энергетике [1,2]. Актуальным направлением в области энергосберегающих технологий является разработка теплоутилизирующих комплексов с использованием органического цикла Ренкина (ОЦР). Одним из перспективных вариантов реализации ОЦР, популярных как за рубежом, так и в России – это утилизационные энергетические комплексы на базе газоперекачивающих агрегатов (ГПА).

В данной работе рассмотрена возможность использования различных низкокипящих рабочих тел для ОЦР, реализуемого по тепловой схеме утилизационного комплекса на базе ГПА-Ц-16, представленной на рисунке 1.

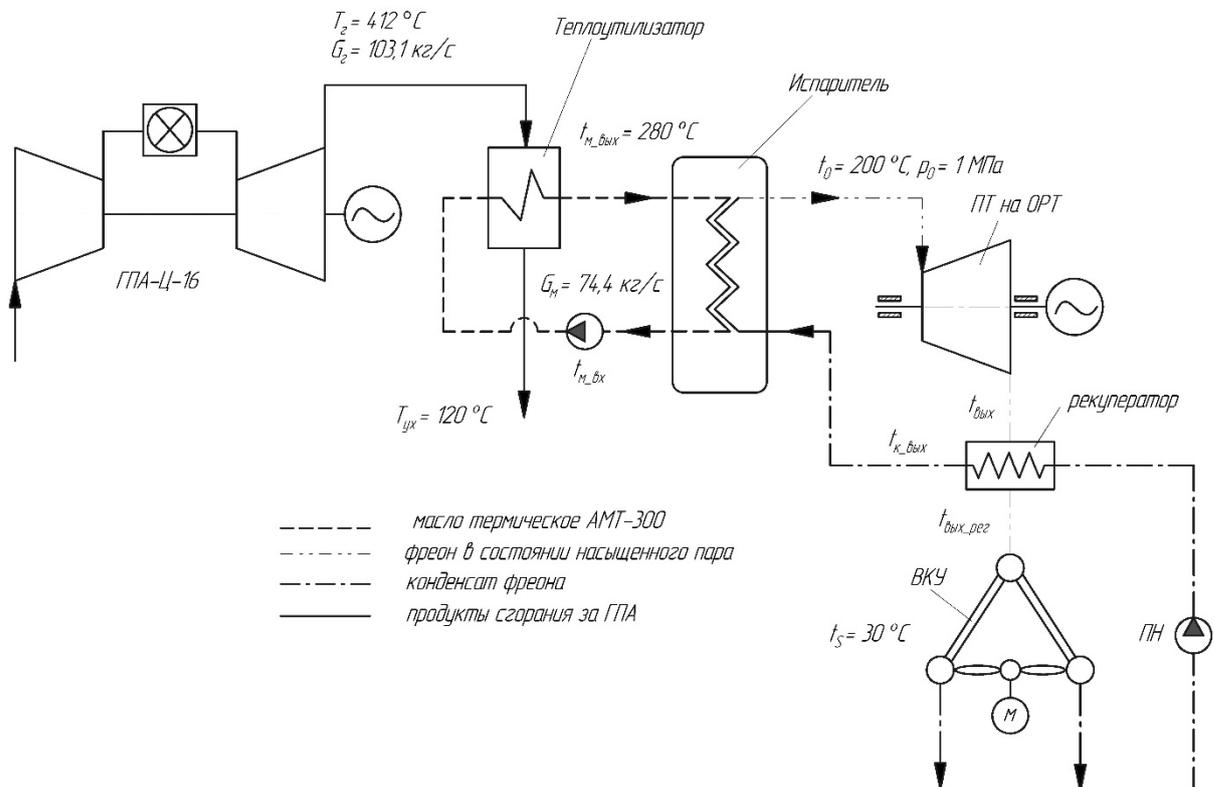


Рис. 1. Тепловая схема утилизационного комплекса на базе ГПА-Ц-16

В качестве греющей среды для низкотемпературного контура утилизационного комплекса используется контур с диатермическим маслом АМТ-300. Нагрев масла происходит путем утилизации части тепла от уходящих выхлопных газов ГПА. На основании проведенных расчетов теплоутилизатора получено, что тепловая мощность, передаваемого от масла к органическому рабочему телу (ОРТ) в испарителе $Q_m = 34,2$ МВт.

Результаты расчетов тепловой схемы (рис.1) при использовании различных рабочих тел в низкотемпературном контуре: ОРТ и, для сравнения, воды,

показаны в виде диаграмм, иллюстрирующих необходимый расход рабочего тела (рис.3), использованный теплоперепад на турбину (рис.2) и оценку электрической мощности турбогенератора (рис.4) при условии, что в КПД турбогенератора принят $\eta_{oi} = 0,82$, температура пара ОРТ на входе в турбину $t_0=200^\circ\text{C}$, температура в конденсаторе (ВКУ) $t_k=30^\circ\text{C}$, давление перед турбиной $P_0= 1\text{МПа}$. Для определения свойств рабочих тел, необходимых для расчетов, использовалась программа Refprop.6.1.

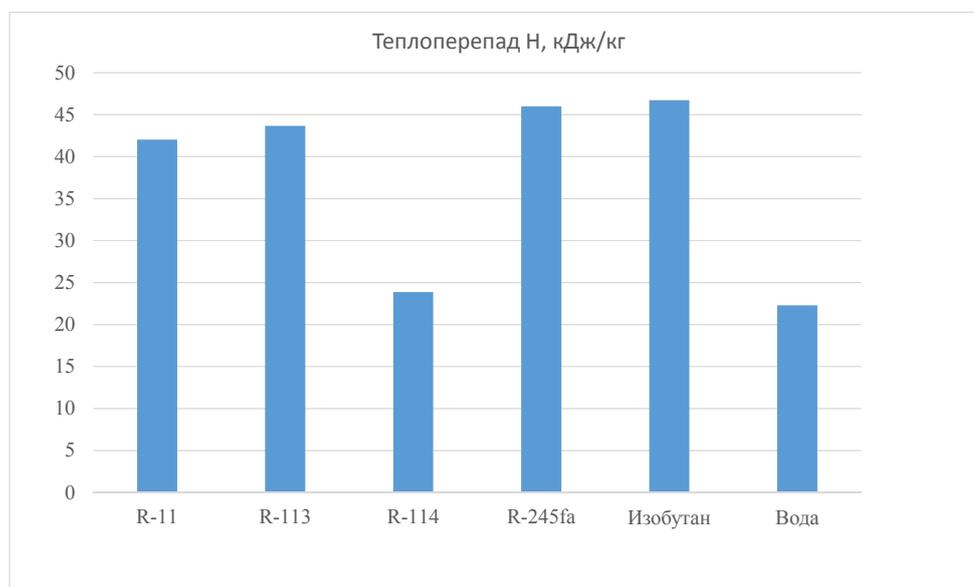


Рис. 2. Значение теплоперепада на турбину для различных рабочих тел

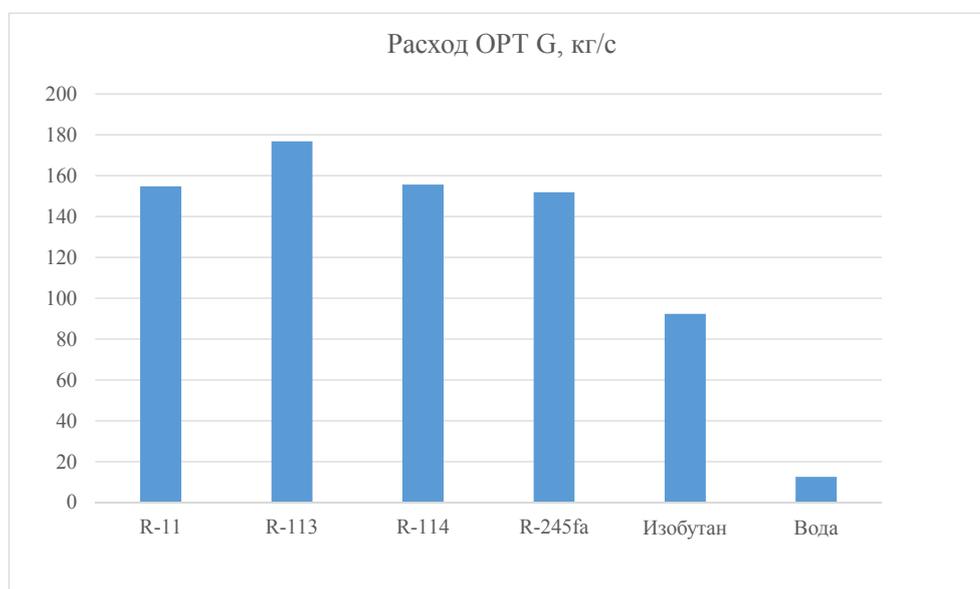


Рис. 3. – Массовый расход различных рабочих тел

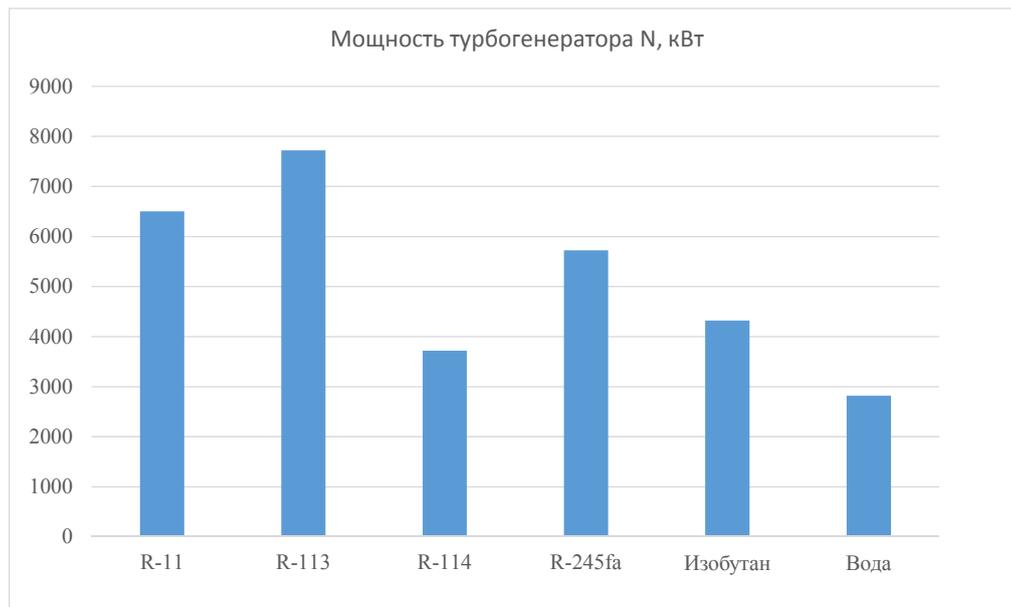


Рис. 4. Мощность турбогенератора для различных рабочих тел

На основании полученных результатов для утилизационного комплекса на базе ГПА-Ц-16 можно сделать вывод, что оптимальным из рассмотренных вариантов рабочих тел для ОЦР, принятой тепловой схемы, с точки зрения термодинамики, является фреон марки R-113.

Список литературы

[1]. *Малая и альтернативная энергетика* (http://maenerg.ru/alt_orc.html/ дата обращения 25.10.2019).

[2]. *Забелин Н.А., Лыков А.В., Рассохин В.А.* Оценка располагаемой тепловой мощности уходящих газов газоперекачивающих агрегатов единой системы газоснабжения России / Научно технические ведомости Санкт-Петербургского государственного политехнического университета, 4-1(183), 2013, стр. 138.

Железнов Алексей Павлович - студент КФ МГТУ им. Н.Э. Баумана
e-mail: alexej.zheleznov2016@yandex.ru

Жинов Андрей Александрович – доктор техн. наук, заведующий кафедрой «Тепловые двигатели и теплофизика» КФ МГТУ им. Н.Э. Баумана.
E-mail: jinov@mail.ru

ИСПОЛЬЗОВАНИЕ АДДИТИВНЫХ ТЕХНОЛОГИЙ ДЛЯ ИЗГОТОВЛЕНИЯ ДЕТАЛЕЙ ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОГО СТЕНДА ДЛЯ ИССЛЕДОВАНИЯ ХАРАКТЕРИСТИК РАБОТЫ ТКР

Традиционно детали в машиностроении изготавливают с помощью технологии механической обработки, основанной на принципе поэтапного удаления материала с заготовки до получения необходимых форм и размеров. Аддитивные технологии – группа новых технологических методов производства изделий и прототипов, основанная на поэтапном формировании изделия путём добавления материала на основу (платформу или заготовку). Суть работы заключается в «выращивании» изделия посредством нанесения слоев равной толщины на основе его компьютерной модели, созданной при использовании программы CAD (Computer-aided design). [2]

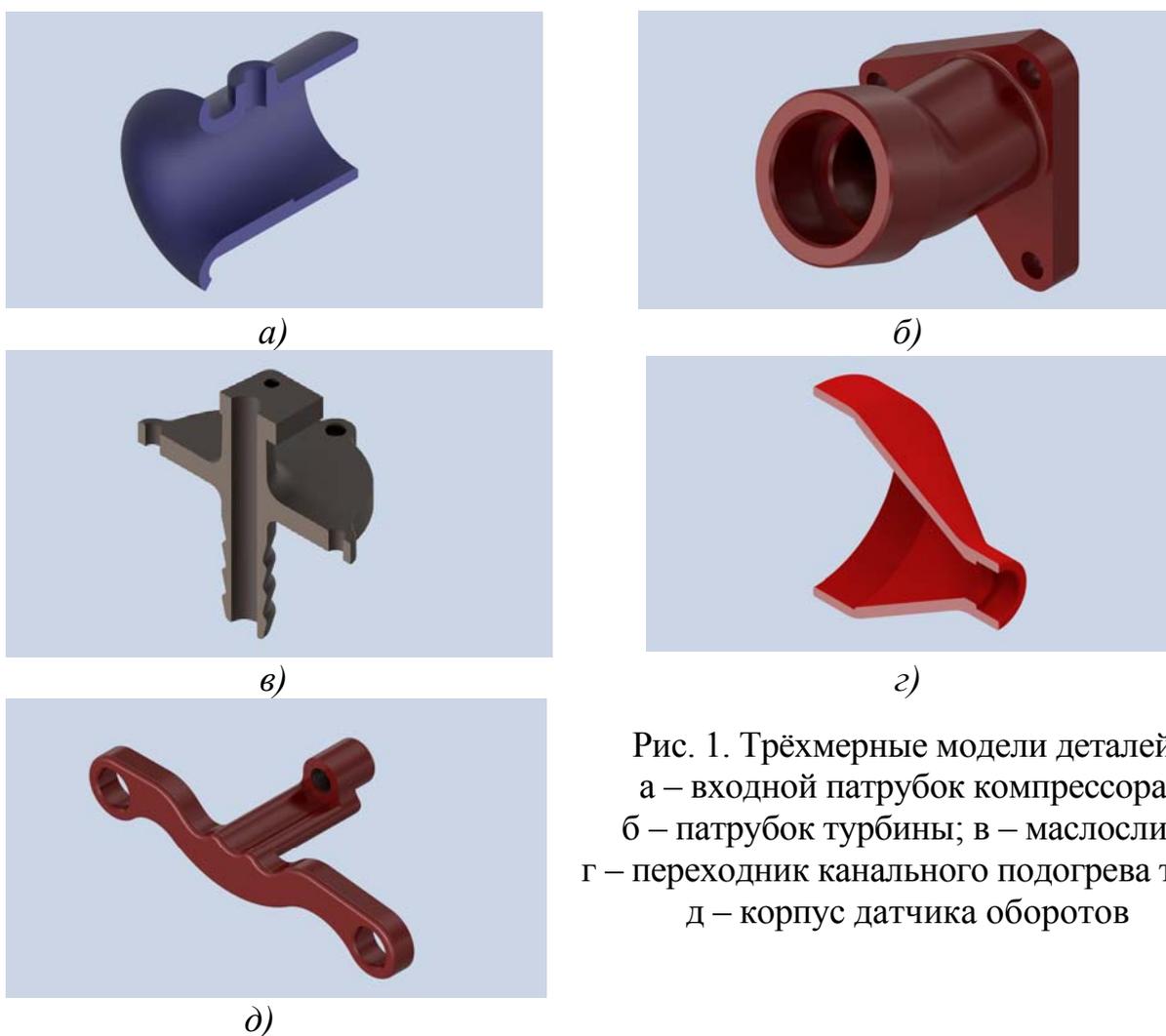


Рис. 1. Трёхмерные модели деталей:
а – входной патрубок компрессора;
б – патрубок турбины; в – маслослив;
г – переходник канального подогрева теля;
д – корпус датчика оборотов

Для экспериментального стенда, предназначенного для исследования характеристик турбокомпрессора, который был описан в статье [1], необхо-

димо изготовление деталей сложной геометрической формы (рис. 1.). Получение этих деталей традиционными способами из металла требует высокой сложности и стоимости изготовления в связи с использованием дорогостоящих станков, высокой квалификации мастера, а также перерасхода материала.

Проанализировав вышеперечисленные условия, было принято решение изготовление деталей с помощью 3D-печати, с её помощью можно изготавливать детали различной сложности с высокой точностью геометрических размеров. Также 3D-печать позволяет делать детали с задаваемым заполнением, что увеличивает прочность детали, а расход материала и время печати уменьшает.

Выше представленные детали будут использоваться в различных условиях (корпус датчика скорости никаких нагрузок нести не будет, поэтому для него можно использовать простой тип филамента, такой как PLA - полилактид). Остальные детали должны быть герметичны, а маслослив ещё и устойчив к маслу. Это условие могут обеспечить все современные 3D-принтеры, т.к. во время печати идёт спекание слоёв между собой, формируя монолитную стенку. На патрубок турбины и переходник подогревателя будет воздействовать температура около 100 °С. Поэтому для этих деталей следует использовать филамент устойчивые к таким температурам, для этого отлично подойдёт филамент ABS–акрилонитрил бутадиен стирол, т. к. его температура стеклования 110 °С.

Указанные детали были изготовлены с помощью 3D-принтера I3 MEGA от фирмы ANYCUBIC. Фотография готовых изделий представлена на рис. 2.



Рис. 2. Изготовленные детали

Надёжность и эффективность изготовленных деталей с помощью 3D-печати покажет опытная эксплуатация экспериментального стенда.

Список литературы

[1]. *Пальтов Н.А., Шевелев Д.В.* Экспериментальный стенд для исследования характеристик работы турбокомпрессора. Научные технологии в приборостроении и развитии инновационной деятельности в вузе: материалы региональной научно-технической конференции, 16 – 18 апреля 2019 г. Т. 2. –Калуга: Издательство МГТУ им. Н. Э. Баумана, 2019. –314 с.

[2]. *Баева Л.С., Маринин А.А.* Современные технологии аддитивного изготовления объектов // Вестник МГТУ. 2014. №1. URL: <https://cyberleninka.ru/article/n/sovremennye-tehnologii-additivnogo-izgotovleniya-obektov> (дата обращения: 27.10.2019). КиберЛенинка: <https://cyberleninka.ru/article/n/sovremennye-tehnologii-additivnogo-izgotovleniya-obektov>

[3]. *Филиппова О.А.* Применение технологии трехмерной печати в учебном процессе по дисциплине «Инженерная графика» // Наука, техника и образование. 2015. №10 (16). URL: <https://cyberleninka.ru/article/n/primeneniye-tehnologii-trehmernoypечати-v-uchebnom-protsesse-po-distsipline-inzhenernaya-grafika> (дата обращения: 25.10.2019). КиберЛенинка: <https://cyberleninka.ru/article/n/primeneniye-tehnologii-trehmernoypечати-v-uchebnom-protsesse-po-distsipline-inzhenernaya-grafika>

Николай Александрович Пальтов - магистрант, бакалавр ПАО «КАДВИ». E-mail: paltow6@gmail.com

Шевелев Денис Владимирович - доцент кафедры, канд. техн. наук КФ МГТУ им. Н.Э. Баумана, Калуга, 248000, Россия. E-mail: Denis.V.Shevelev@gmail.com

А.А. Анкудинов, Ф.А. Морозов, К.С. Каньшин,
П.А. Буханенков

ИСПОЛЬЗОВАНИЕ ВИХРЕВОГО ТЕЧЕНИЯ В ДИНАМИЧЕСКИХ НАСОСАХ

Вихревые насосы — это оборудование или аппарат, который предназначается для перекачивания или подачи воды из водоёмов, скважин, накопительных резервуаров. Как правило, оно используется там, где необходимо обеспечить значительный напор при малых объёмах.

Вихревое движение, движение жидкости или газа, при котором их малые элементы (частицы) перемещаются не только поступательно, но и вращаются около некоторой мгновенной оси. Подавляющее большинство течений жидкости и газа, которые происходят в природе или осуществляются в технике, представляет собой вихревое движение. Примерами вихревого движения являются: вихри воздуха в атмосфере, которые часто принимают огромные размеры и образуют смерчи и циклоны; водяные вихри, которые образуются сзади устоев моста; воронки в воде реки и т.д.

Количественно вихревое движение можно охарактеризовать вектором w угловой скорости вращения частиц, который зависит от координат точки в потоке и от времени. Вектор w называется вихрем среды в данной точке; если $w = 0$ в некоторой области течения, то в этой области течение безвихревое. Вращающиеся частицы среды могут образовывать вихревые трубки (рис. 1) или отдельные слои. Вихревая трубка не может иметь внутри жидкости ни начала, ни конца; она или может быть замкнутой (вихревое кольцо), или должна иметь начало и конец на границах жидкости (например, на поверхности обтекаемого тела; на поверхности сосуда, внутри которого заключена жидкость; на поверхности земли — в случае смерчей, на поверхности воды или на дне реки — в случае вихрей в текущей воде и т.п.). Присутствие в жидкости вихрей вызывает появление в ней добавочных скоростей. При наличии в жидкости системы вихрей они влияют на движение друг друга.

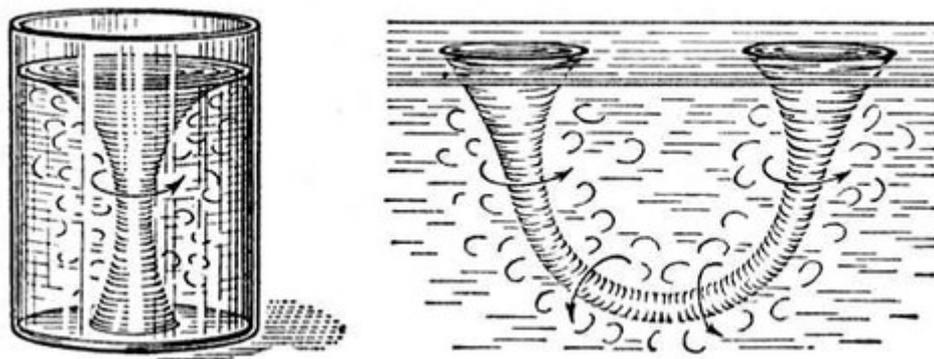


Рис. 1. Вихревые трубки

Рабочее колесо вихревого насоса аналогично колесу центробежного насоса, засасывает жидкость из внутренней части канала и нагнетает ее во внешнюю, в результате чего возникает продольный вихрь. При прохождении жидкости через рабочее колесо в вихревом насосе, как и в центробежном, увеличиваются кинетическая энергия жидкости (увеличивается ее скорость) и потенциальная энергия давления.

Рабочим органом насоса является рабочее колесо с радиальными или наклонными лопатками. Колесо вращается в цилиндрическом корпусе с малыми торцовыми зазорами. Жидкость поступает через всасывающее отверстие в канал, перемещается по нему рабочим колесом и выбрасывается через выходное отверстие (рис. 2 и 3)[1]

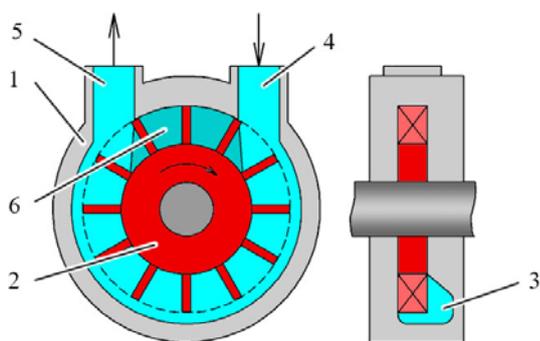


Рис. 2. ВГМ закрытого типа

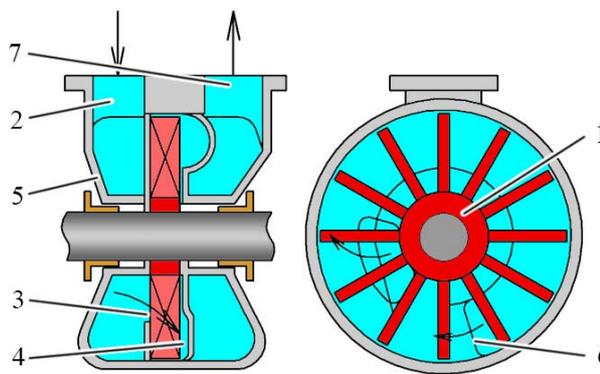


Рис. 3. ВГИ открытого типа

Вихревые насосы обычно применяют при необходимости создания большого напора при малой подаче. Поэтому их широко применяют в химической промышленности для подачи кислот, щелочей и других химически агрессивных реагентов, где при малых подачах (мала скорость протекания химических реакций) необходимы высокие напоры (велики гидравлические сопротивления реакторов и давления, при которых протекают реакции). Вихревые машины используют и в качестве вакуум-насосов, а также компрессоров низкого давления. В последние годы они находят применение в системах перекачки сжиженного газа. [2]

В работе [3] получена зависимость:

$$\eta_o \eta_{o.k.} \eta_{p.n.} = \frac{Q}{Fu} \quad (1)$$

где: η_o - объемный КПД, $\eta_{o.k.}$ - объемный КПД канала, $\eta_{p.n.}$ - КПД рабочего процесса, Q - объемная подача ВГМ, F - площадь сечения канала, u - окружная скорость на радиусе центра тяжести сечения канала.

Оптимальный режим работы вихревого насоса получается при $Q = 0,5Fu$. При этом $\eta_o \eta_{o.k.} \eta_{p.n.} = 0,5$, а максимальный КПД значительно ниже 0,5.

На рис. 4 представлена энергетическая характеристика ВГМ:

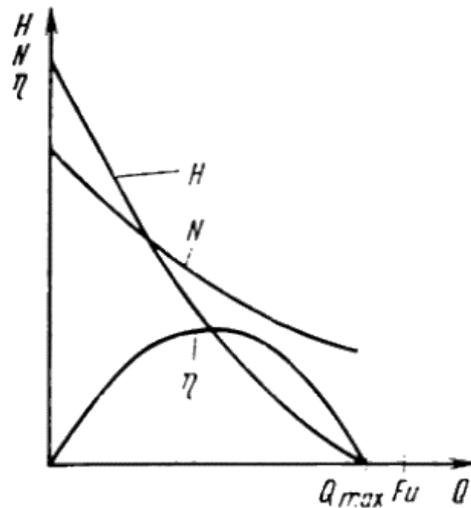


Рис. 4. Энергетическая характеристика ВГМ

Интерес представляет вихревая гидромашина с цилиндрическим ротором, представленная на рис. 5.

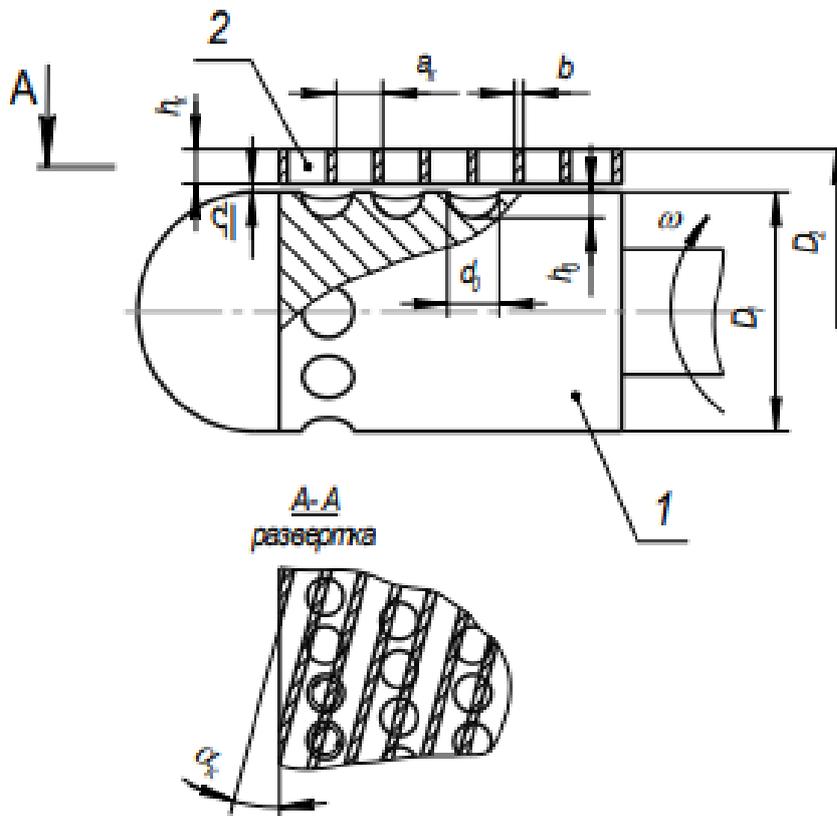


Рис. 5. Схема вихревой гидромашины с цилиндрическим ротором и неподвижными винтовыми каналами:

1 – цилиндрический барабан; 2 – винтовые каналы

При вращении ротора под действием центробежных сил и воздействия винтовой решетки на поток в глухих отверстиях ротора возникают вихри. Вихри распространяются в каналы решетки и перемещают жидкость, находящуюся в них. Вследствие чего основной поток жидкости двигается по неподвижным каналам на статоре. Такой принцип работы близок к осевихревым

насосам, где в отличие от ВГМ с цилиндрическим ротором, основной поток движется по каналам шнека. Принцип работы таких ВГМ напоминает объемные насосы, роль лопаток выполняют вихри, образующиеся в глухих сферических отверстиях. [4]

Такой принцип работы позволяет достичь высоких кавитационных качеств у исследуемого насоса. Большое количество отверстий образует большое количество вихрей, движущих жидкость по неподвижной решетке, что обеспечивает отсутствие пульсаций подачи насоса. В совокупности эти качества повышают степень надежности насосов такого типа.

Экспериментально в [4] была получена следующая математическая модель для вихревого насоса с цилиндрическим ротором.

При вращении ротора под действием центробежных сил и из-за воздействия винтовой решетки на поток в глухих отверстиях ротора возникают вихри. Вихри, распространяясь в каналы решетки, перемещают находящуюся там жидкость от входа к выходу. Работу такого насоса условно можно представить, как работу объемного пластинчатого насоса, у которого роль пластин выполняют вихри, возникающие в глухих отверстиях, а роль отвода винтовые каналы.

Рассматривая схему работы, примем допущения: течение жидкости - установившееся; отсутствует момент от трения жидкости о стенки неподвижного канала и поверхность барабана; давление возрастает по длине винтового канала линейно; картина течения в области всех глухих отверстий, включая входные и выходные участки, одинакова.

Согласно данной модели и результатам экспериментов было получено следующее соотношение:

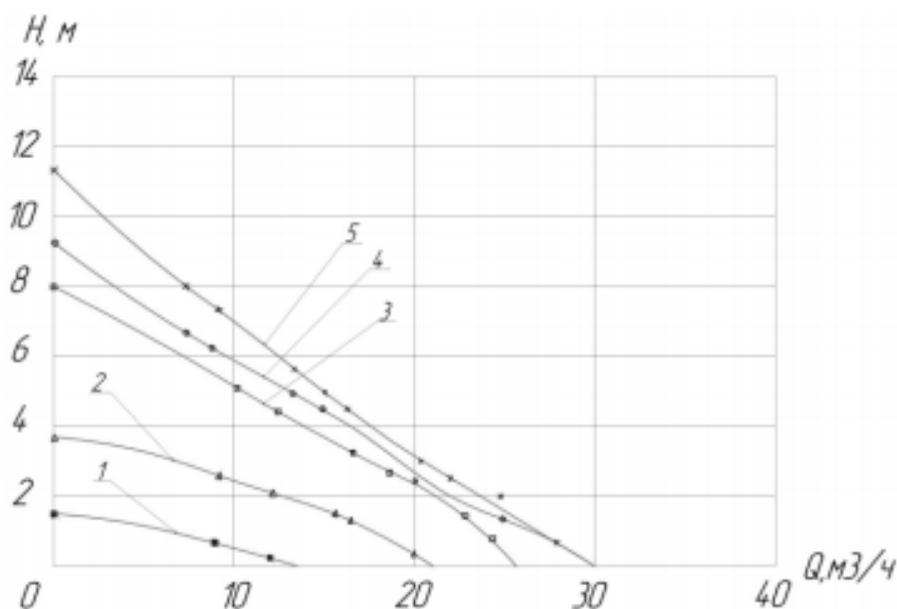
$$H = \frac{\omega^2 D_1^2}{g} \left[0,1 + 0,3 \sin^2 \alpha_k \cos \alpha_k \frac{z_0 d_0^2 h_0}{D_1 (D_2^2 - D_1^2)} \right] \cdot (1 - 1,67q + 0,67q^2) \quad (2)$$

где: Q – текущее значение подачи, $q = \frac{Q}{Q_{\max}}$, Q_{\max} – максимальная подача, при которой напор равен нулю, h_0, d_0 – высота и глубина глухого отверстия.

По примеру расчета, приведенному в [4], можно сделать выводы об изменении конструктивных параметров и гидравлических энергетических характеристик при изменении диаметра отверстий барабана d_0 .

Из уравнения напора ВГМ с цилиндрическим ротором видно, что увеличение диаметра отверстий приведет к увеличению напора. На рис. 6 приведены полученные экспериментально Анкудиновым А. А. напорные характеристики ВГМ, согласно [5], отличающиеся только соотношением глубины глухого отверстия h_0 его диаметру d_0 .

Таким образом использование вихревых гидромашин с цилиндрическим ротором является одним из наиболее перспективных направлений в данной области. ВГМ с цилиндрическим ротором обладает рядом уникальных качеств, среди которых: отсутствие пульсаций давления, высокие кавитационные качества, монотонность напорной характеристики и т.д.



(1 – $d_0 = 15$ мм, $h_0 = 4$ мм; 2 – $d_0 = 10$ мм, $h_0 = 8$ мм; 3 – $d_0 = 15$ мм, $h_0 = 12$ мм; 4 – $d_0 = 16$ мм, $h_0 = 12$ мм; 5 $d_0 = 18$ мм, $h_0 = 15$ мм)

Рис. 6. Напорные характеристики вихревой гидромашины с различным соотношением глубины к диаметру глухих отверстий в барабане

Список литературы

- [1]. Башта Т.М., Руднев С.С., Некрасов Б.Б. и др. Гидравлика, гидромашины и гидроприводы. 1974.
- [2]. Спасский К.Н., Шаумян В.В. Новые насосы для малых подач и высоких напоров.
- [3]. Байбаков О.В. Вихревые гидравлические машины. М.: Машиностроение, 1981. - 197 с.
- [4]. Анкудинов А.А., Волчкова Е.В., Коротков В.В. Исследование характеристик вихревого нагнетателя с цилиндрическим ротором.
- [5]. ГОСТ 6137 Насосы динамические. Методы испытаний.

Морозов Федор Александрович - студент КФ МГТУ им. Н.Э. Баумана, Калуга, 248000, Россия. E-mail: fedor.morozov.klg@gmail.com

Каньшин Кирилл Сергеевич - студент КФ МГТУ им. Н.Э. Баумана, Калуга, 248000, Россия. E-mail: Kanshin.K@ya.ru

Буханенков Павел Александрович - студент КФ МГТУ им. Н.Э. Баумана, Калуга, 248000, Россия. E-mail: nameless675@gmail.com

Анкудинов Анатолий Александрович – КФ МГТУ им. Н.Э. Баумана, 248000, г. Калуга, Россия. E-mail: ankudinov2808@yandex.ru

ИСПОЛЬЗОВАНИЕ МЕТОДА МОДЕЛЬНЫХ ТУРБИН ПРИ РАСЧЕТЕ ГИДРОТУРБИН

Достоинствами ГЭС являются: работа без вредных выбросов, легкоконтролируемая производительность, дешевая электроэнергия и возможность использования в качестве аварийного резерва.[1],[2]

Сложность расчета гидротурбин состоит в том, что сложно подобрать необходимый тип гидротурбины «с нуля». В качестве предварительного (оценочного) расчета используется метод модельных турбин.

Суть метода модельных турбин состоит в следующем.

Есть ряд модельных турбин, каждая из которых прошла испытания, в ходе которых были получены значения предельного напора, оптимальный модельный КПД, приведенных оборотов и приведенного расхода, сведенные в универсальные характеристики. Натурная турбина проектируется путем пересчета параметров и характеристик выбранной модельной гидротурбины

Исходными данными для выбора гидротурбины являются потребная мощность, расчетный напор, высота отсасывания и характерные отметки верхнего и нижнего бьефов (расчетная, максимальная и минимальная) [3], [4].

Данная методика использовалась для подбора типа гидротурбины и построения зависимостей приведенного расхода от мощности, высоты отсасывания от мощности и КПД от мощности.

На первом этапе подбора определяются такие рабочие напоры гидротурбины как расчетный, максимальный и минимальный. Далее производится подбор нескольких прототипов гидротурбины по величине максимального напора, так чтобы значение N_{\max} было бы близко к предельному напору $N_{\text{пред}}$ выбранного прототипа, но не превышало его, т.е. $N_{\max} \leq N_{\text{пред}}$.

На втором этапе определяется номинальный диаметр рабочего колеса D_1 для каждого подобранного прототипа гидротурбин. Неизвестными для определения диаметра являются приведенный расход и КПД модельных гидротурбин. Их можно определить по универсальным характеристикам выбранных типов гидротурбин, а именно «расчетная точка» выбирается в области значений максимального приведенного расхода $Q'_{I \max}$ на линии, соответствующей оптимальной приведенной частоте вращения $n_{I \text{opt}}$.

После определения неизвестных величин с помощью характеристик производится расчет диаметров рабочих колес с их дальнейшим уточнением. Вместе с диаметром производится расчет максимального значения КПД натурной машины с дальнейшей поправкой, частоты вращения, переопределение «расчетной точки» на универсальной характеристике с новыми значениями приведенного расхода, приведенной частоты вращения и коэффициентом кавитации.

Окончанием данного этапа является определение допустимой высоты отсасывания и сопоставление вариантов гидротурбин с выбором оптимального прототипа.

На третьем этапе для выбранной гидротурбины по исходным данным для натурной турбины с использованием универсальных характеристик прототипа пересчитываются и строятся зависимости $\eta=f_1(N)$, $H_{\text{доп}}^s=f_2(N)$ и $Q=f_3(N)$ при синхронной частоте вращения $n_{\text{синх}}$ для четырех значений напора (H_{max} , $H_{\text{ср}}$, H_p , H_{min}).

В дополнение к ранее рассчитанным напорам определяется средний напор и производится расчет приведенной частоты вращения, соответствующая своему напору.

Далее определяются:

- КПД модели и приведённого расхода, определяемые по УХ в точках пересечения линии $n_1' = \text{Const}$ с изолиниями КПД.
- Коэффициент кавитации σ , КПД модели и приведенного расхода, определяемые по УХ в точках пересечения линий $n_1' = \text{Const}$ с изолиниями σ .

После определения вышеуказанных значений из универсальных характеристик производится расчет КПД, расхода и мощности натурной турбины, значение допустимой высоты отсасывания для каждого напора и соответствующие им значения мощности натурной турбины.

Окончанием является построение зависимостей КПД от мощности $\eta=f_1(N)$, высоты отсасывания от мощности $H_{\text{доп}}^s=f_2(N)$ и приведенного расхода от мощности $Q=f_3(N)$. [5],[6]

По описанной методике был произведен подбор гидротурбины, для следующих исходных данных: расчетный напор $H_p=57$ м, мощность $N=85\ 000$ кВт, высота отсасывания $H_s=-4,5$ м.

На рис. 1 и 2 представлены примеры зависимостей $\eta=f_1(N)$ и $Q=f_3(N)$ для подобранной натурной турбины, пересчитанной на заданные исходные параметры.

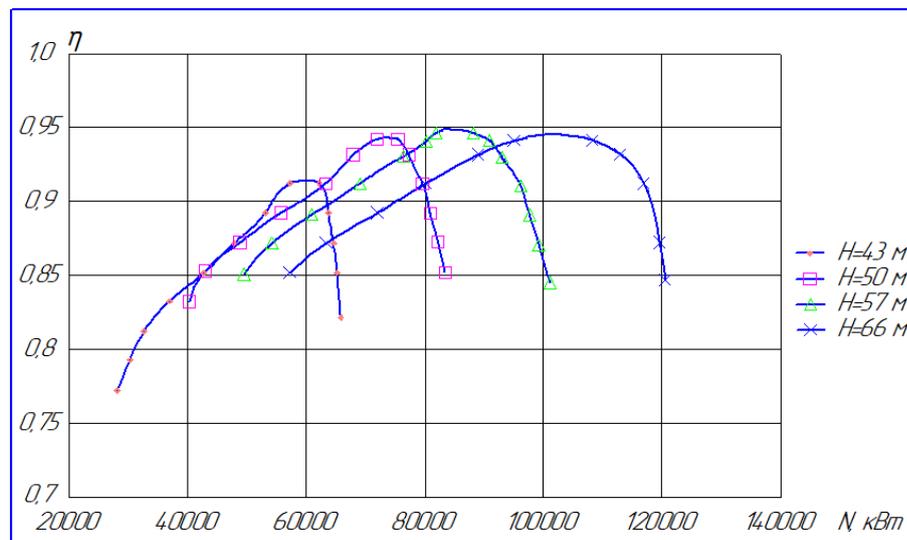


Рис. 1. Зависимость КПД от мощности $\eta=f_1(N)$

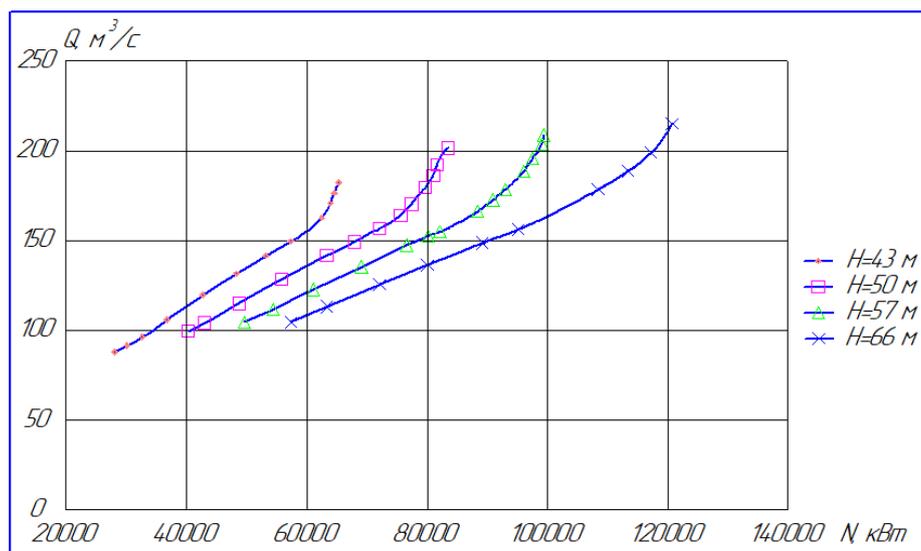


Рис. 2. Зависимость приведенного расхода от мощности $Q = f_3(N)$

На следующем этапе проектирования натурной гидротурбины будут производиться детальный расчет и профилирование РК, корректировка конструкции с целью повышения надёжности, расчёты на прочность.

Список литературы

1. Зысин Л.В., Сергеев В.В. Нетрадиционные и возобновляемые источники энергии. Часть 1. Возобновляемые источники энергии: Учебное пособие. СПб.: Изд-во Политехнического университета, 2008. 133 с.
2. Вознесенский И.Н. Жизнь, деятельность и избранные труды в области гидромашиностроения / И. Н. Вознесенский. – М.: Машгиз, 1952. – 354 с.
3. Батурин О.В. Профилирование рабочих колес радиально-осевых турбин с помощью кривых Безье // Вестник СГАУ. 2011. №3-3. Режим доступа: <https://cyberleninka.ru/article/n/profilirovanie-rabochih-koles-radialno-osevyh-turbin-s-pomoschu-krivuyh-bezie> (дата обращения: 22.05.2019).
4. Колтон А.Ю. Основы теории и гидродинамического расчета водяных турбин / А. Ю. Колтон, И. Э. Этинберг. – М.; Л.: Машгиз, 1958. – 358 с.
5. Аршеневский Н.Н. Обратимые гидромашинны гидроаккумулирующих электростанций. – М. «Энергия», 1997
6. СО 153-34.20.161-2003 Рекомендации по проектированию технологической части гидроэлектростанций и гидроаккумулирующих электростанций. М.: Изд-во НЦ ЭНАС, 2004. 104 с.

Трутнев Дмитрий Сегреевич - студент КФ МГТУ им. Н.Э. Баумана, Калуга, 248000, Россия. E-mail: serious_912@mail.ru

Ильичев Владимир Юрьевич - доцент, канд. техн. наук КФ МГТУ им. Н.Э. Баумана, Калуга, 248000, Россия. Email: ivl2003@mail.ru.

ИСПОЛЬЗОВАНИЕ СРЕДСТВ SIMSCAPE ДЛЯ МОДЕЛИРОВАНИЯ ПРОЦЕССОВ В ТУРБОУСТАНОВКАХ

Моделирование процессов, происходящих в турбоустановках на стадии разработки, позволяет сократить время создания и выявить, с большой долей вероятности, особенности функционирования как всей системы, так и отдельных ее узлов, составляющих их конструкцию [1].

Одним из важнейших вопросов в создании расчетной модели является выбор средств, с помощью которых она будет создаваться. В качестве такого широкого распространение получила система MATLAB.

Система MATLAB специально создана для проведения именно инженерных расчетов: математический аппарат, который используется в ней, предельно приближен к современному математическому аппарату инженера и ученого [2], графическое представление функциональных зависимостей здесь организовано в форме, которую требует именно инженерная документация [2].

В составе данной системы имеется подключаемый модуль Simscare, позволяющий моделировать механические, гидравлические, вибрационные и прочие характеристики элементов турбоустановках.

Достоинством Simscare является ее относительная простота и гибкость в создании моделей исследуемых процессов.

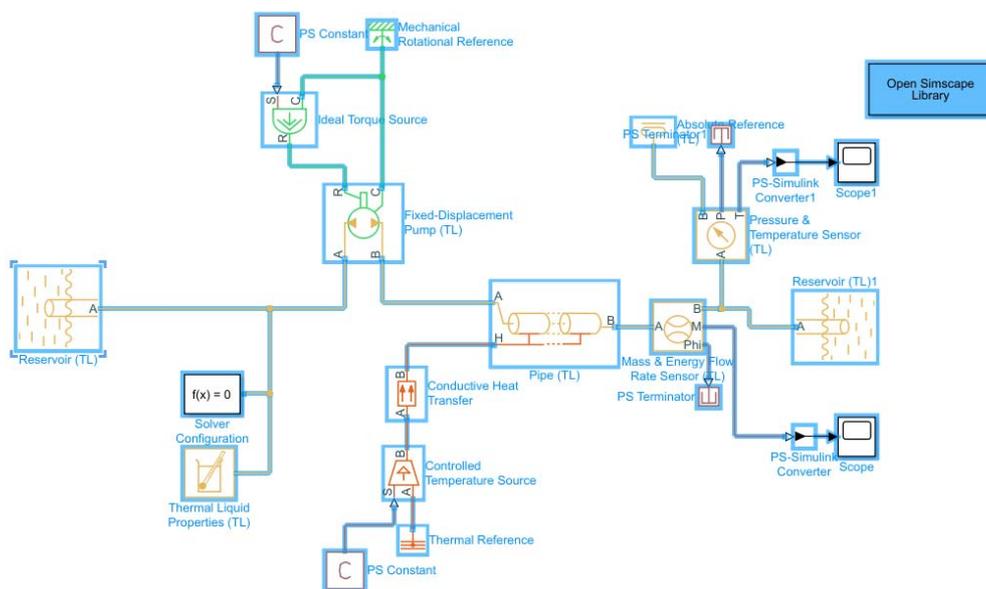


Рис. 1. Схема модели перекачки мазута при топливоподготовке

На примере системы перекачки мазута для котла типа ДЕ (рис. 1) можно увидеть, что система Simscare позволяет создавать модели с использованием средств т.н. визуального программирования, когда программа создается при

помощи модулей в виде значков, представляющих собой свойства какого-либо элемента (насос, труба и т. д.)

Благодаря интуитивно понятным условным изображениям элементов схемы, можно быстро собрать нужную, а имеющийся в схеме элемент-транслятор позволяет использовать все возможности другой системы - Simulink. Что позволяет использовать возможности обеих систем при моделировании.

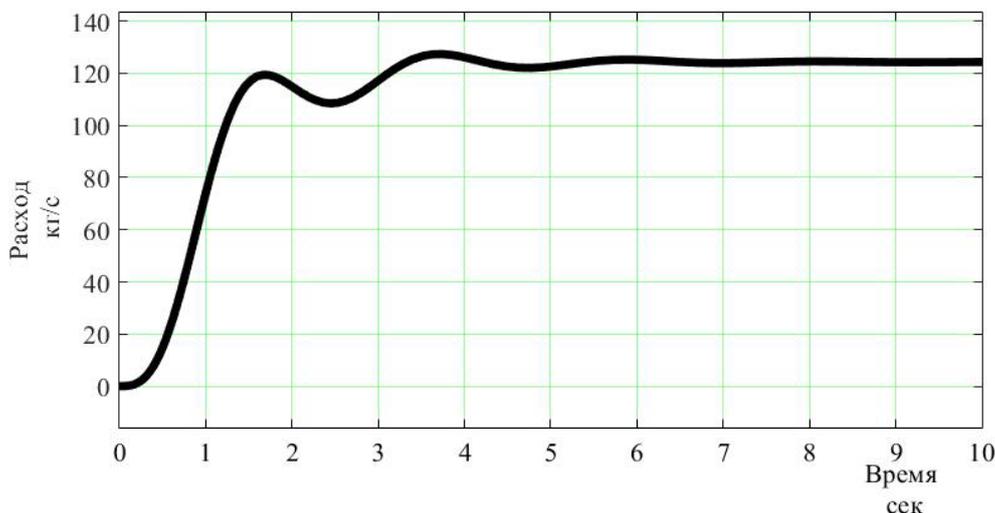


Рис.2. Изменение расхода мазута в трубопроводе с течением времени

На рис. 2 представлен результат работы схемы, где на графике изображено изменение расхода в линии подачи мазута в начальный период времени.

Таким образом модуль Simscape позволяет решать широкий спектр задач, возникающих в процессе создания элементов и узлов турбомашин и насосных агрегатов, а также систем, включающих в себя теплообменные аппараты и коммуникации, электрические сети и системы автоматизации. При этом для создания модели нет требуется углубленная подготовка в области программирования, что позволяет пользоваться данным программным продуктом широкому кругу специалистов, напрямую не связанных с программированием.

Список литературы

[1]. *Повх Н.Л.* Аэродинамический эксперимент в машиностроении / Повх Н. Л. – «Машиностроение», 1974. – 480 с.

[2]. *Лазарев Ю.С.* Моделирование процессов и систем в MATLAB. Учебный курс / Лазарев Ю. С. – СПб.: Питер ; Киев: Издательская группа BHV, 2005 – 512с.: ил.

Голиков Андрей Сергеевич - старший преподаватель КФ МГТУ им. Н.Э. Баумана, Калуга, 248000, Россия. E-mail: golickov.a.s@yandex.ru

ИСПОЛЬЗОВАНИЕ ТРУБЧАТЫХ РЕКУПЕРАТОРОВ В ЦИКЛЕ МАЛОРАЗМЕРНЫХ ГТУ С РЕГЕНЕРАЦИЕЙ

Областью применения газотурбинных установок является использование их на ТЭЦ и мини-ТЭЦ, благодаря отсутствию водяного охлаждения, высокой надёжности, работе на любом горючем топливе (керосин, дизельное топливо, серосодержащий газ), компактности, возможности применения в любых климатических условиях.

Основными потерями в газотурбинной установке являются потери теплоты с уходящими газами, которые достигают 60...70 % от подводимой с топливом энергии. В простом цикле ГТУ газы, покидающие турбину, имеют высокую температуру 400...450°С. Поэтому экономичность ГТУ существенно повысится, если применить регенерацию теплоты, т.е. использовать часть уходящей теплоты для нагрева сжатого воздуха, поступающего в камеру сгорания [1].

Для этого в схему установки необходимо ввести дополнительное устройство – теплообменник. Воздух из компрессора направляется в теплообменник, где ему передаётся теплота газов, вышедших из турбины. После подогрева воздух направляется в камеру сгорания, где для достижения определенной температуры к нему уже требуется подводить меньшее количество теплоты.

По роду поверхности теплообмена различают рекуператоры **трубчатые** (кожухотрубные аппараты с гладкими, оребренными или профилированными трубками) и **пластинчатые**, в которых поверхность теплообмена образована плоскими или гофрированными листами [2].

К **преимуществам** трубчатых теплообменников можно отнести:

- низкие требования к чистоте сред;
- простота конструкции и изготовления (в сравнении с пластинчатыми)
- достаточно высокая эффективность. По эффективности трубчатые рекуператоры уступают только рекуператорам с плоской теплопередающей поверхностью.

Из недостатков трубчатых теплообменников стоит отметить сравнительно большие габариты, которые далеко не всегда позволяют установить рекуператор именно этого типа. Другим недостатком является высокая цена из-за большого объема металла, требуемого для изготовления агрегата. Однако, по мере совершенствования теплообменных аппаратов, трубчатые рекуператоры все чаще применяются в установках небольшой мощности.

Малоразмерные ГТУ (МГТУ) применяются для генерации электроэнергии и тепла в случаях использования на ТЭЦ малых посёлков, объектов нефтеперерабатывающей промышленности, а также обеспечения электроэнергией некоторых загородных домов [3].

В мире существует несколько компаний, которые занимаются серийным выпуском МГТУ. Одна из них – это американская корпорация «Capstone». На примере этих микротурбин рассмотрим основные особенности и преимущества подобных механизмов. Микротурбинный двигатель состоит всего из одной движущейся детали — вращающегося вала, на котором соосно расположены электрический генератор, компрессор и непосредственно турбина. В установке не используются редукторы или другие механические приводы. Уникальной конструктивной особенностью двигателя является применение воздушных подшипников, за счет которых достигается рекордная скорость вращения вала — 96 000 оборотов в минуту. Эта инновация дает возможность отказаться от использования масла, высокий расход которого у других видов оборудования составляет значительную часть эксплуатационных затрат. Низкие рабочие температуры снижают уровень эмиссии окислов азота, что позволяет отнести микротурбины к одному из самых экологически чистых источников генерации энергии. Другой уникальной особенностью подобных турбин является компоновка основных узлов агрегата. В компактном корпусе размещены компрессор, камера сгорания, рекуператор, непосредственно турбина и постоянные магниты электрогенератора. Генератор охлаждается набегающим потоком воздуха, что исключает необходимость организации системы жидкостного охлаждения и повышает надежность и экономичность оборудования в процессе эксплуатации. Благодаря использованию воздухо-воздушного теплообменника (рекуператора) в конструкции турбодвигателя, микротурбины имеют высокий для турбогенераторов электрический КПД — до 35%[4].

Таким образом, проектирование трубчатых рекуператоров для современных малоразмерных ГТУ требует решения следующих актуальных вопросов:

- улучшение массогабаритных характеристик с помощью повышения коэффициента теплопередачи;
- обеспечение достаточного уровня подогрева воздуха, поступающего в камеру сгорания с целью обеспечения высокого КПД;
- ограничение температуры дымовых газов (сажегазовой смеси) на входе в рекуператор для предотвращения разрушения нижней трубной доски;
- уменьшение отложения сажи на внутренней поверхности труб прямооточной части рекуператора и др.

Список литературы

1. Швар В.А. Конструкции газотурбинных установок. Изд. «Машиностроение», Москва, 1970 г., 436 стр.
2. Термодинамика и теплопередача в технологических процессах нефтяной и газовой промышленности: учебник для вузов РГУ нефти и газа им. И.М. Губкина [Текст] Калинин А.Ф., Купцов С.М., Лопатин А.С., Шотиди К.Х.. М.: ИЦ РГУ нефти и газа, 2016. - 264 с.

3. *В.Л. Иванов, А.И. Леонтьев, Э.А. Манушин, М.И. Осипов* «Теплообменные аппараты и системы охлаждения газотурбинных и комбинированных установок» изд. МГТУ им. Н.Э. Баумана, Москва, 2004 г., 592 стр.

4. *Э.К. Калинин, Г.А. Дрейцер, И.З. Копп, А.С. Мякочин.* Эффективные поверхности теплообмена. Изд. «Энергоатомиздат», Москва, 1998 г., 408 стр.

Даньшин Максим Сергеевич - студент, бакалавр КФ МГТУ им. Н.Э. Баумана. E-mail: mdanshin37@gmail.com

ИССЛЕДОВАНИЕ ГИДРАВЛИЧЕСКИХ ХАРАКТЕРИСТИК УТИЛИЗАТОРА ТЕПЛА ГАЗОПЕРЕКАЧИВАЮЩЕГО АГРЕГАТА

Современная мировая энергетика требует увеличения эффективности выработки тепловой и электрической энергии в условиях ограниченности ресурсов, а также более рационального использования органического топлива. Существуют различные способы решения данной проблемы, одним из которых является утилизация тепла выхлопа газотурбинных двигателей газоперекачивающих агрегатов (ГПА).

Утилизация тепла ГПА является перспективным и актуальным направлением развития энергосберегающих технологий, особенно для России, так как располагаемая тепловая мощность уходящих газов ГПА, входящих в состав компрессорных станций России, составляет более 87,9 ГВт.

В данной работе представлены результаты исследования влияния температуры уходящих газов на гидравлическое сопротивление, создаваемое пучком оребренных труб утилизатора тепла газоперекачивающего агрегата ГПА-Ц-16 при различных режимах его работы [1].

На рис. 1 представлена 3D-модель фрагмента пучка оребренных труб теплообменного аппарата [2], предназначенного для нагрева диатермического масла АМТ-300 за счет использования тепла уходящих газов на выхлопе ГПА-Ц-16.

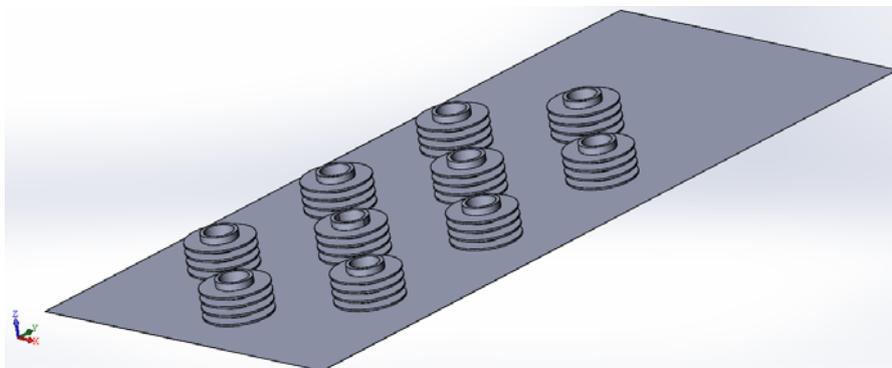


Рис. 1. 3D-модель пучка оребренных труб

Был проведен численный эксперимент по определению гидравлических сопротивлений данного фрагмента теплообменного аппарата при помощи пакета FlowSimulation программного комплекса SolidWork. Геометрические параметры пучка труб и задаваемые граничные условия приведены на рис. 2 и в табл. 1.

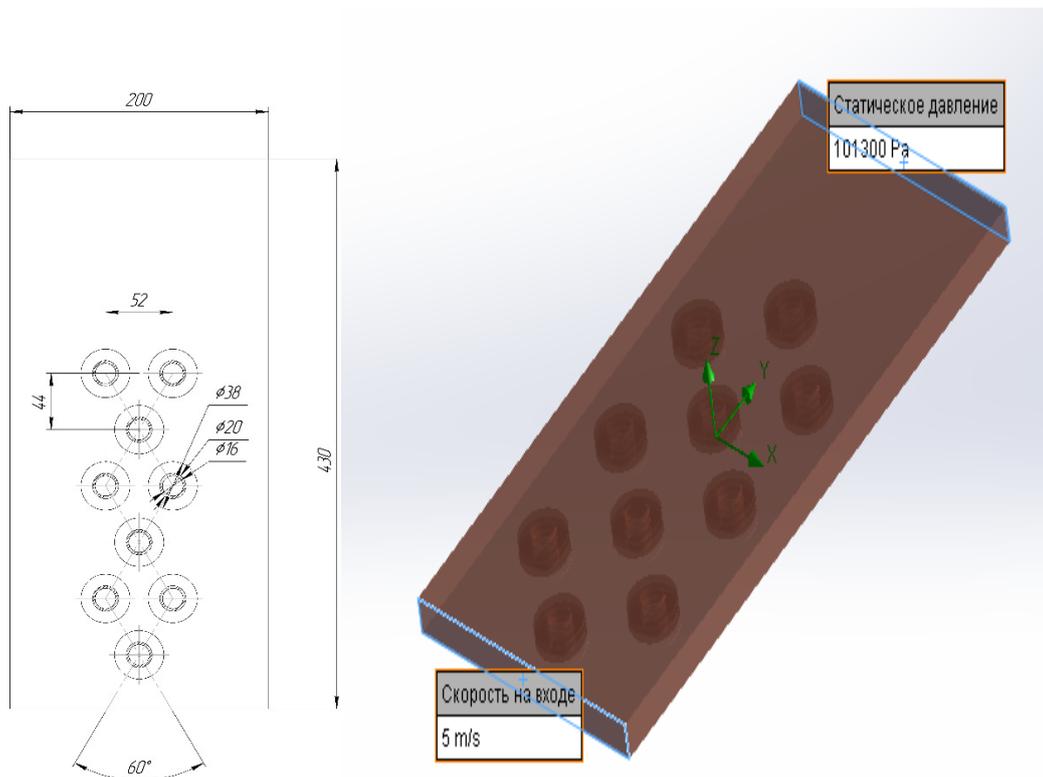


Рис. 2. Геометрические параметры и задание граничных условий

Таблица 1

Параметры трубного пучка

Наименование параметра	Значение
Поперечный шаг труб	$s_1 = 44\text{мм}$
Продольный шаг труб	$s_2 = 52\text{мм}$
Наружный диаметр труб	$d_H = 20\text{ мм}$
Внутренний диаметр труб	$d_{BH} = 16\text{ мм}$
Диаметр оребренной трубы	$D_{ор\text{еб}} = 38\text{ мм}$
Компоновка трубного пучка	шахматная
Толщина ребра	$\delta_p = 1\text{ мм}$
Шаг ребра	$S_p = 5\text{ мм}$
Высота ребра	$h_p = 9\text{мм}$

Моделирование производилось для температур уходящих газов $t_{yx} = 250 \dots 412\text{ }^\circ\text{C}$ при скоростях движения потока газов во входном сечении утилизатора $w_r = 3 \dots 14\text{ м/с}$. В результате получены зависимости потерь полного давления от скорости потока при различной температуре выхлопных газов в пучке оребренных трубутилизационного теплообменного аппарата (рис. 3).

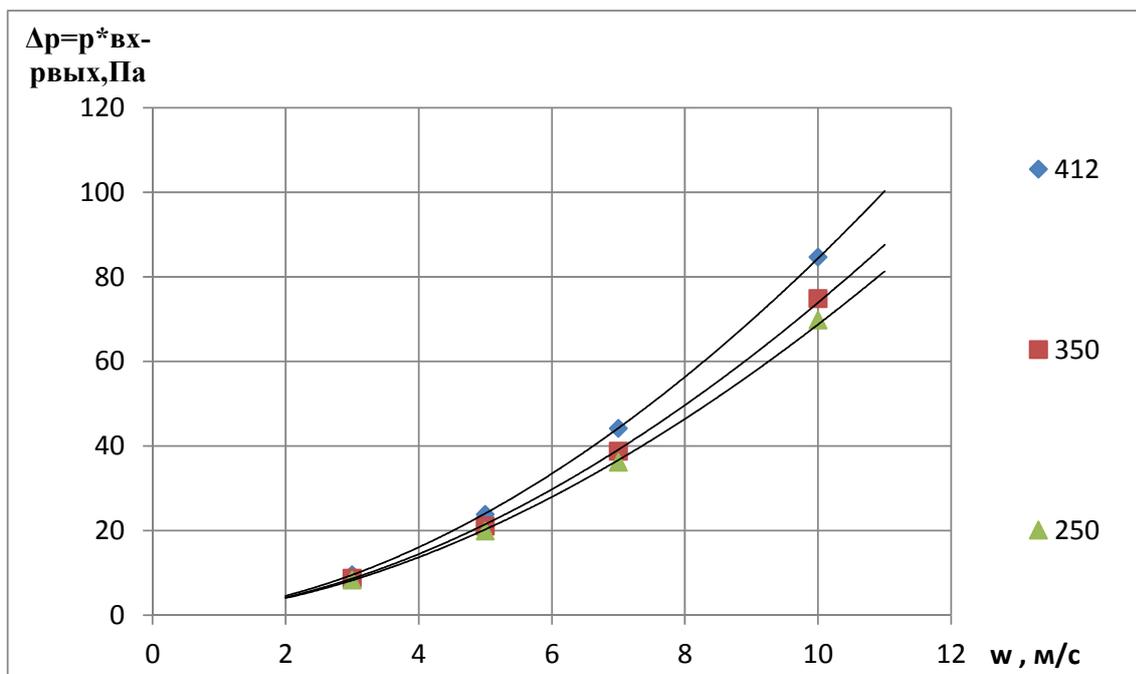


Рис. 3. Зависимость потерь полного давления от скорости газа при различных его температурах (412, 350, 250°C)

По результатам моделирования можно сделать вывод, что для скоростей греющего газа во входном сечении теплоутилизатора менее 5 м/с наблюдается незначительная разница между потерями полного давления в диапазоне температур $t_{yx} = 250...412^{\circ}\text{C}$. При больших скоростях потока необходимо учитывать его температуру.

Полученные гидравлические характеристики трубного пучка теплоутилизатора ГПА необходимы для моделирования процессов при его проектировании.

Список литературы

1. Забелин Н.А., Лыков А.В., Рассохин В.А. Оценка располагаемой тепловой мощности уходящих газов газоперекачивающих агрегатов единой системы газоснабжения России / Научно технические ведомости Санкт-Петербургского государственного политехнического университета, 4-1(183), 2013, стр. 138.
2. Ананьев П.А., Жинов А.А., Шевелев Д.В. Моделирование потерь давления воздуха в оребренном трубном пучке воздушного конденсатора. Вестник МГТУ им. Н.Э. Баумана. Электронный журнал: наука, техника и образование, ISSN 2413-6220, №3, 2013.

Железнов Алексей Павлович - студент КФ МГТУ им. Н.Э. Баумана, Калуга, 248000, Россия. E-mail: alexej.zheleznov2016@yandex.ru

Жинов Андрей Александрович – доктор техн. наук, заведующий кафедрой «Тепловые двигатели и теплофизика» КФ МГТУ им. Н.Э. Баумана. E-mail: jinov@mail.ru

ИССЛЕДОВАНИЕ ТЕЧЕНИЯ ПОТОКА ЖИДКОСТИ В ПРОТОЧНОЙ ЧАСТИ ОСЕВОЙ СТУПЕНИ НАСОСА

При работе осевой ступени насоса на подаче меньше 50% от оптимальной, во входной части осевого колеса, образуются вихри (вихревые течения) жидкости, усиливающиеся с уменьшением подачи. Вихри приводят к повышенной вибрации, неустойчивой работе, низкочастотным пульсациям давления, имеющим характер автоколебаний. Кавитационные автоколебания достигают большой амплитуды и могут привести к выходу насоса из строя.[1]

Диагностика вихревых течений является важной для описания и понимания различных природных явлений и технологических процессов с закрученными потоками. Важным фактором, оказывающим влияние на структуру течения, является перемещение вихревых структур и изменение их формы во времени, а также распад вихря, который обуславливается внезапной перестройкой структуры течения. Успешное решение практических проблем и создание техники нового поколения во многом зависит от разработки методов и средств, предназначенных для диагностики вихревых течений.[2]

При отсутствии модельных характеристик спрогнозировать параметры гидравлической машины возможно по результатам расчета течения жидкости в ее проточной части. Общий случай движения вязкой жидкой среды описывается уравнениями Навье – Стокса, однако их решение, ввиду их сложности, возможно лишь с существенными упрощениями.

В последнее десятилетие лучшие из разработанных методов моделирования и расчета течения жидкости и газа в областях произвольной геометрической конфигурации, в том числе в проточных частях гидромашин, были реализованы в виде пакетов прикладных программ. Наиболее известными из них являются: Ansys CFX, FlowVision, Autodesk Simulation CFD и другие. [3]

Постановка задачи. Целью настоящей работы является выполнение трехмерного моделирования течения несжимаемой вязкой жидкости в проточной части осевого насоса.

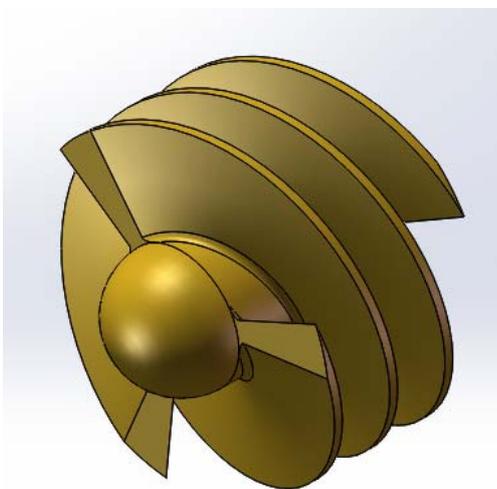


Рис. 1. 3-х заходное осевое колесо

В качестве модели осевого колеса выбрано 3-х заходное осевое колесо диаметром 114,5 мм, с ходом $S=64$ мм и осевой длиной $l=60$ мм.

Зазор между корпусом насоса и осевым колесом составляет $\delta=0,5$ мм на диаметр.

Во входной патрубке подается несжимаемая жидкость – вода, давление на входе – атмосферное. Частота вращения ротора составляет 2950 об/мин.

Результаты моделирования. Рассматривается модель осевого колеса с винтовой 3-х заходной поверхностью. Осевое колесо находится в сплошной трубе диаметром 115 мм. На вход трубы подается несжимаемая жидкость – вода.

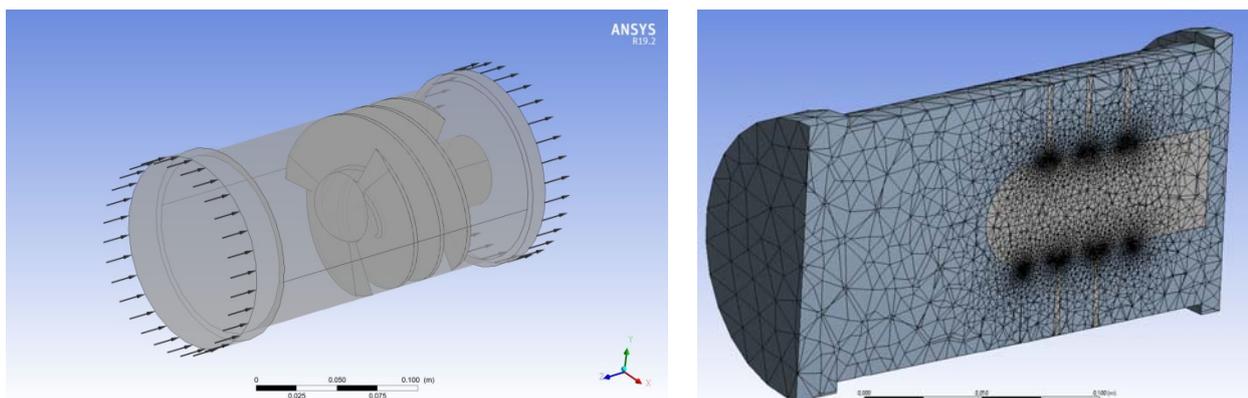


Рис. 2. Геометрия модели и построение расчетной сетки

В качестве основного инструмента моделирования был использован пакет конечно-элементного анализа ANSYS и модуль Fluid Flow (CFX). Для моделирования взаимодействия вращающегося твердого тела с потоком жидкости был применен метод «погруженного тела» (immersed solid).[4]

Исследуется скорость потока жидкости в плоскости симметрии модели вдоль винтовой поверхности с вращающимся со скоростью 2950 об/мин осевым колесом. На рис. 3 представлены линии тока в плоскостях симметрии модели.

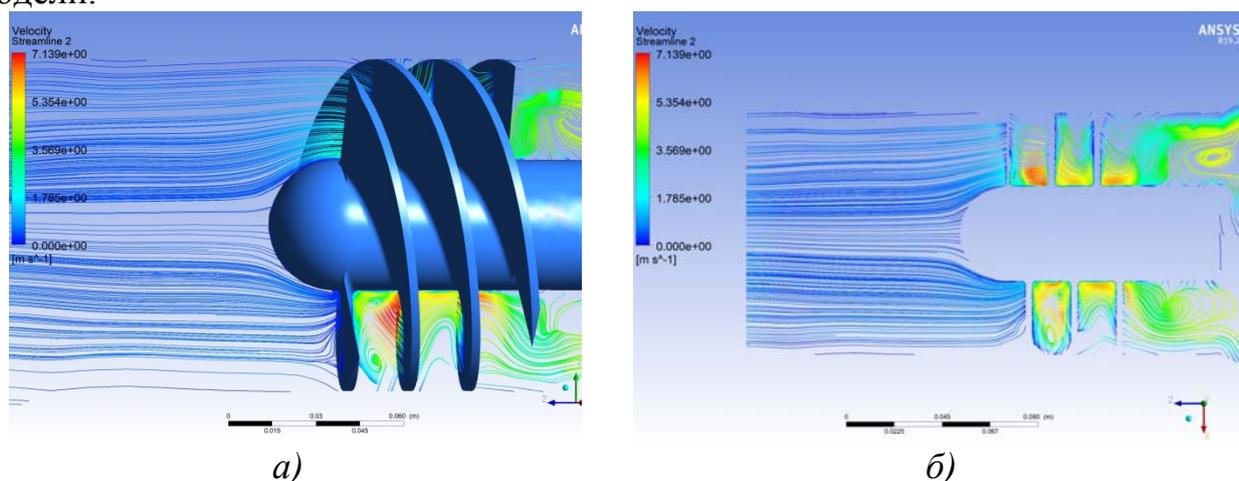


Рис. 3. Линии тока в плоскостях симметрии

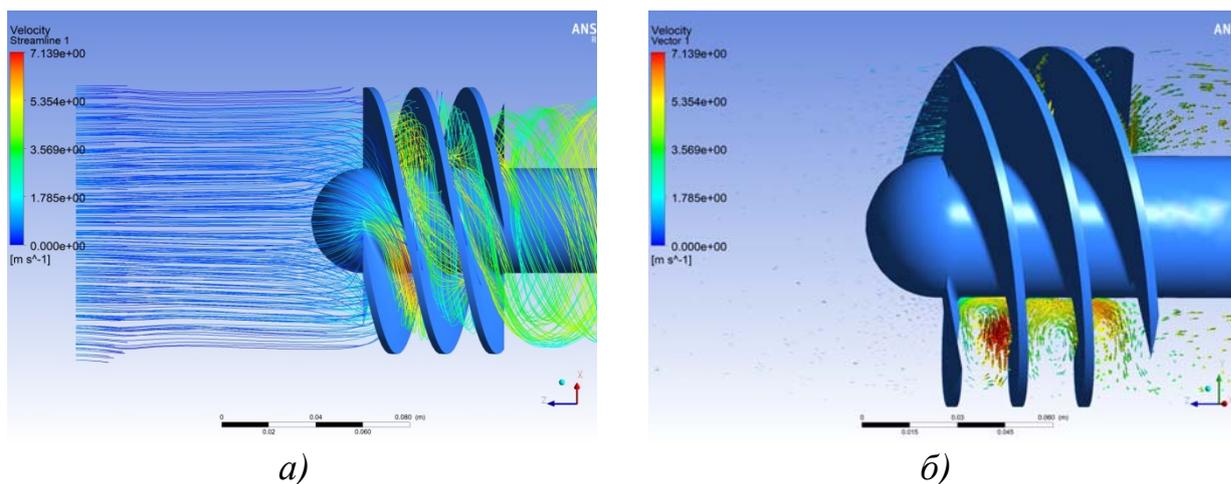


Рис. 4. Вектора скоростей вдоль винтовой поверхности колеса

Видно, что за счет вращения (рис. 3, а) наблюдается значительное локальное увеличение скорости потока до 7,1 м/с. В тоже время наблюдается обильное вихреобразование вблизи поверхности втулки и вдоль винтовой поверхности колеса (рис. 4, а, б). Данное явление оказывает неблагоприятное воздействие на расчетную модель и требует дальнейших исследований и доработок.

Список литературы

[1] Анкудинов А.А., Мелащенко В.И., Панаиотти С.С. Предложения по модернизации конденсатно-питательной системы энергоблоков тепловых электростанций // Инженерный вестник №08, август 2015. – с. 14-19.

[2] Волко, К.Н. Методы и концепции визуализации вихревых течений в задачах вычислительной газовой динамики/ К.Н. Волков, В. Н. Емельянов, И. В. Тетерина, М. С. Яковчук // Ж. вычислительные методы и программирование, 2016. Т. 17. С.81-100.

[3] Зубов А.А., Анкудинов А.А., Мисягина Ю.Ю. Моделирование течения жидкости в проточной части осевихревого насоса. Научные технологии в приборостроении и развитии инновационной деятельности в вузе: материалы региональной научно-технической конференции, 17 – 19 апреля 2018 г. Т. 2. – Калуга: Издательство МГТУ им. Н. Э. Баумана, 2018. – с. 119-120.

[4] Пащенко В.В., Шитохина О.Г., Зиновьева О.Г. Моделирование трехмерного течения во вращающейся камере. Научные технологии в приборостроении и развитии инновационной деятельности в вузе: материалы региональной научно-технической конференции, 18–20 апреля 2017 г. Т. 2. – Калуга: Издательство МГТУ им. Н. Э. Баумана, 2017. – с 144-147.

Ильдияров Евгений Николаевич - аспирант КФ МГТУ им. Н.Э. Баумана, Калуга, 248000, Россия. E-mail: 79190370518@yandex.ru

Коротков Виталий Владимирович - доцент кафедры, канд. техн. наук КФ
МГТУ им. Н.Э. Баумана, Калуга, 248000, Россия. E-mail: k2kf@bmstu-
kaluga.ru

СПОСОБЫ ПОВЫШЕНИЯ МОЩНОСТИ ДЕЙСТВУЮЩИХ ЭЛЕКТРОСТАНЦИЙ

Развитие энергетики страны до настоящего времени шло в основном за счет ввода новых паротурбинных агрегатов, имеющих более высокие начальные параметры и большую единичную мощность. Повышение начальных параметров приводит к совершенствованию термодинамического цикла и снижению удельного расхода топлива. Еще одним фактором повышения экономичности было широкое развитие теплофикации.

Реконструкция и модернизация сопровождается повышением выработки электроэнергии на тепловом потреблении, повышением конкурентоспособности реконструируемого или модернизируемого оборудования в конденсационном режиме. Обеспечить эти условия можно либо путем повышения параметров в паротурбинном цикле или путем газотурбинной надстройки существующей паротурбинной части, если оборудование не выработало свой ресурс [1]. Рассмотрим способы повышения мощности действующих электростанций без ввода газотурбинной части.

Характеристики новых агрегатов расширения показывают технический прогресс в энергетике: начальные параметры обычно выше, мощность агрегатов больше. Следовательно, расширение действующей электростанции может явиться одновременно ее модернизацией и служить для улучшения общих ее энергетических показателей.

Возможны несколько путей модернизации электростанций:

- надстройка;
- пристройка;
- модернизация и замена старого оборудования [2].

Пристройка (рис. 1) осуществляется путем ввода в эксплуатацию новой отдельной турбоустановки с более высокими энергетическими показателями по сравнению с существующей частью электростанции. При этом средний удельный расход условного топлива снижается.

Надстройка (рис.2) означает установку новой турбины высоких параметров с противодавлением, которая позволяет отработавшему пару в турбине продолжить свое расширение в старой турбине, рассчитанной на меньшие начальные параметры. Таким образом, новая турбина является предвключенной по отношению к старой.

Надстройка позволяет существенно повысить общий КПД электростанции, так как предвключенная турбина увеличивает полезную работу, но не приводит к увеличению потерь энергии в холодном источнике.

Преимуществом первого варианта расширения электростанции является то, что пристройка увеличивает тепловую нагрузку за счет ввода в действие новых теплофикационных турбин, в отличие от надстройки.[3]

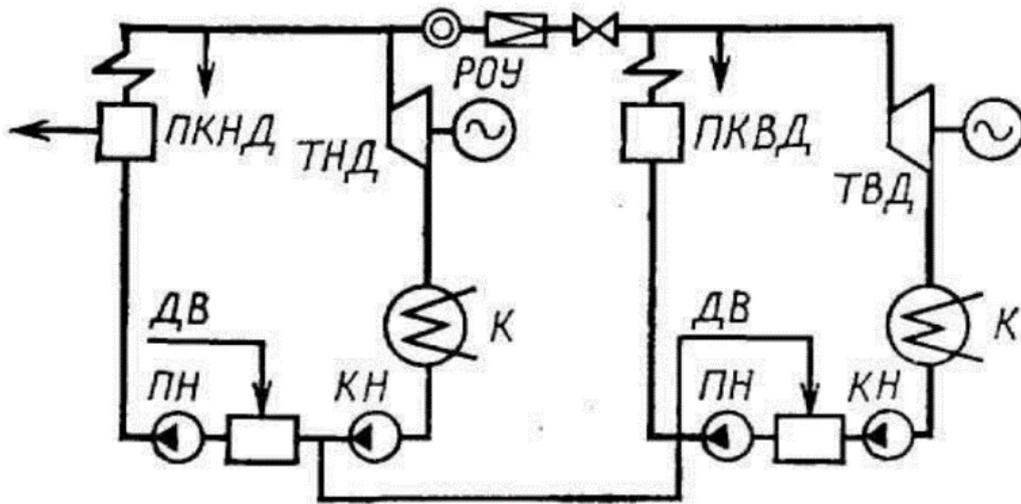


Рис. 1. Простейшая схема пристройки действующих электростанций:
 ПКНД - подогревательный котел низкого давления, ДВ - добавочная вода,
 ТНД - турбина низкого давления, РОУ - редукционно-охладительная установка, ПН - питательный насос, КН - конденсационный насос,
 К - конденсатор, ПКВД - подогревательный котел высокого давления,
 ТВД - турбина высокого давления

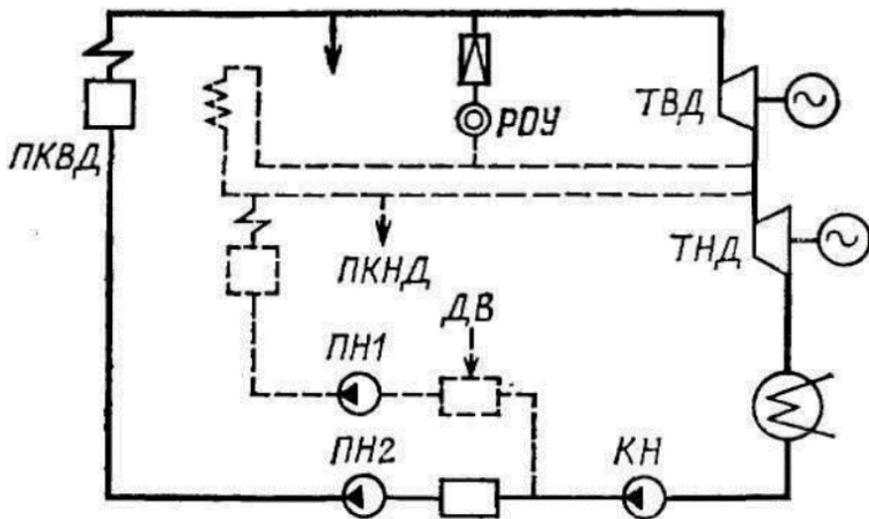


Рис. 2. Простейшая схема надстройки действующих электростанций:
 ПКНД - подогревательный котел низкого давления, ДВ- добавочная вода,
 ТН - турбина низкого давления, РОУ - редукционно-охладительная установка, ПН - питательный насос, КН - конденсационный насос,
 ПКВД - подогревательный котел высокого давления,
 ТВД - турбина высокого давления

Пристройка является обычным видом расширения действующей электростанции. Надстройка осуществляется при необходимости одновременного расширения электростанции и улучшения ее энергетических показателей. Надстройка является полной, если через новые турбины с противодавлением, так называемые предвключенные турбины, проходит весь пар, требуемый

прежними конденсационными турбинами, и частичной, если через новые турбины проходит лишь часть пара, требуемого прежними турбинами.

При полной надстройке прежние паровые котлы устаревшей конструкции и технически изношенные демонтируют или оставляют в резерве. При частичной надстройке часть прежних паровых котлов остается в работе. В обоих случаях надстройки предвключенные турбины снабжают паром из новых паровых котлов высоких параметров, имеющих более высокий КПД, чем ранее установленные.

Энергетическая особенность надстроек — получение дополнительной работы в предвключенных турбинах без дополнительных потерь теплоты в холодном источнике. Действительно, в отличие от пристроек, при которых появляются новые конденсаторы у новых турбин и дополнительные потери в холодном источнике. В случае надстройки потери теплоты в холодном источнике не возрастают, ограничиваясь потерями в конденсаторах прежних турбин.

Нужно иметь в виду, что надстройки электростанций требуют установки новой мощности паровых котлов в среднем в 1,5–2,0 раза больше, чем в случае пристройки, так как при полной надстройке вся мощность должна быть обеспечена новыми паровыми котлами, в случае пристройки — только пристраиваемая ее часть. Надстройка может осуществляться как на конденсационных электростанциях, так и на ТЭЦ, однако надстройка не увеличивает тепловой нагрузки теплоэлектроцентрали, в случае же пристройки теплофикационными турбоагрегатами тепловая нагрузка ТЭЦ возрастает. Развитие энергетики данного района сооружением новых электростанций, пристроек или надстроек высоких параметров пара осуществляется на основе народнохозяйственных планов и технико-экономических расчетов.[2]

В качестве критериев подбора оборудования и параметров для реализации вышеуказанной схемы можно указать:

- котлы должны производить достаточное количество пара с параметрами, соответствующими параметрам паротурбинной части;
- параметры пара на выходе из надстраиваемой турбины должны совпадать параметрам пара первоначальной турбины;[1]

Модернизация и замена старого оборудования. Большинство промышленных предприятий нашей страны работают на морально и физически устаревшем оборудовании, произведенном более 15 лет назад. Недостатками этого оборудования являются низкая ремонтпригодность в связи с отсутствием запчастей, относительно низкий уровень производительности и качества выпускаемой продукции, частые простои из-за поломок отдельных узлов основного и вспомогательного оборудования электростанции, большие затраты времени на поиск неисправности.

Для решения этой проблемы наилучшим способом является установка современного оборудования в замен старого. Но основной проблемой для реализации данного способа зачастую служит высокая стоимость нового оборудования.

Решением данной проблемы может являться замена устаревшего оборудования в несколько этапов. Как показывает опыт эксплуатации промышленного оборудования наибольшему влиянию времени подвержены приводная техника, системы управления, электрооборудование и системы автоматизации. Что касается силового электрооборудования, то в этом случае можно обойтись заменой устаревшей защитной и коммутационной аппаратуры на современную, компактную и надежную.[4]

Выбор варианта реконструкции в каждом конкретном случае должен определяться исходя из реальных условий эксплуатации и обеспечения экономической эффективности проекта.

Приведенное выше описание позволяет определить основные принципы реконструкции электростанции и требования к оборудованию, необходимому для реконструкции.

1. Реконструкция и модернизация ТЭЦ должна быть направлена на повышение использования установленной мощности в течение всего календарного года. С этой целью экономичность реконструируемого или модернизируемого оборудования должна быть не ниже экономичности, существующих мощных конденсационных энергоблоков. Поэтому необходимо рассмотрение вопроса о расширении номенклатуры паротурбинного оборудования с перегревом.

2. В процессе реконструкции и модернизация ТЭЦ удельная выработка электроэнергии на тепловом потреблении должна быть повышена до максимальной, с учетом выбираемой технологии. При этом выбор технологии определяется наличием рынка потребителей тепловой и электрической энергии и их пропорции.

3. Параметры пара за паровой турбиной высокого давления должны обеспечивать сохранение параметров пара перед паровой турбиной низкого давления во всем диапазоне нагрузок и температур, в противном случае необходимо организация дожига в котле. При этом эффективность работы оборудования снижается.[1]

Список литературы

[1]. *Ильин Е.Т.* Основные принципы реконструкции и модернизации ТЭЦ. Научно-техническая конференция «Энергетическое машиностроение России – новые решения»

[2]. *Рыжкин В.Я.* Тепловые электрические станции: Учебник для теплоэнерг. спец. вузов. 1987 г.

[3]. *Студенческая библиотека Studbooks.net* «Строение и принцип действия электростанции». [Электронный ресурс]. URL: https://studbooks.net/1983017/matematika_himiya_fizika/kakie_suschestvuyut_sposoby_rasshireniya_deystvuyuschih_elektrstantsiy_turbostanovkami_vysokih_parametrov_kakovy_data_obrasheniya_20.10.19

[4]. *Меженный Е. В.* Модернизация старого оборудования «ASD-electric» [Электронный ресурс]. URL: <https://www.elec.ru/articles/modernizaciya-starogo-oborudovaniya> (дата обращения 20.10.19)

Калюжный Григорий Матвеевич - студент, бакалавр КФ МГТУ им. Н.Э. Баумана, Калуга, 248000, Россия. E-mail: kaluzhniygrisha@hotmail.com

Юрик Елена Алексеевна - доцент, канд. техн. наук КФ МГТУ им. Н.Э. Баумана, Калуга, 248000, Россия. E-mail: eaurik@gmail.ru

ОПТИМИЗАЦИЯ ТРУБНОГО ПУЧКА ВОДЯНОГО ЭКОНОМАЙЗЕРАКОТЛА-УТИЛИЗАТОРА.

В настоящее время котлы-утилизаторы разных конструкций нашли очень широкое применение в промышленности и в народном хозяйстве – например, на ТЭС, в металлургии, в химических производствах, в строительной индустрии [1, 2].

При проектировании котлов-утилизаторов основными задачами являются:

- повышение эффективности использования теплоты газов для подогрева воды или другого рабочего тела;
- уменьшение потребной поверхности теплообмена;
- снижение габаритов, массы, затрат на изготовление.

Для того, чтобы спроектированный котел наиболее полно удовлетворял указанным требованиям, необходимо грамотно подобрать геометрические параметры и компоновку его трубных пучков. [3,4]

Целью данной работы являлось проведение вариантных оптимизационных расчетов трубных пучков различной компоновки одной из поверхностей нагрева котла, использующего теплоту продуктов сгорания ГТУ для подогрева - водяного экономайзера.

Вариантные расчеты

Производился расчет котла, имеющего следующие характеристики:

- производительность 6,12 кг/с;
- давление перегретого пара 4 МПа;
- температуры газа и воды на входе и выходе:

$T_2 = 461^{\circ}\text{C}$ – температура газов на выходе из турбины/входе в котел;

$T_{yx} = 117^{\circ}\text{C}$ – температура газов на выходе из котла-утилизатора;

$t_{нс} = 60^{\circ}\text{C}$ – температура питательной воды на входе в котел;

$t_{mn} = 420^{\circ}\text{C}$ – температура перегретого пара на выходе из котла.

По предварительным расчётам котла и по рекомендациям [5] выбраны рекомендуемые варианты трубных пучков водяного экономайзера (ВЭ), представленные в табл. 1.

Таблица 1.

Варианты трубного пучка ВЭ

Номер варианта	Компоновка	Диаметр трубки	Оребрение
1	Шахматная	25 мм	-
2	Шахматная	28 мм	-
3	Шахматная	32 мм	-
4	Шахматная	25 мм	Круговое
5	Шахматная	28 мм	Круговое
6	Шахматная	32 мм	Круговое
7	Коридорная	28 мм	-

Дальнейший расчет указанных вариантов производился по методике [5]. Результаты расчета представлены в таблице 2.

Оптимальным вариантом будет являться компоновка трубного пучка с наибольшим коэффициентом теплоотдачи и наименьшей площадью теплообмена.

Таблица 2.

Результаты расчета различных вариантов трубного пучка ВЭ

Номер варианта	Коэффициент теплоотдачи k , Вт/м ² ·К	Площадь теплообмена F , м ²	Длина трубки L , м
1	77,9	3964	12,1
2	74,3	4156	11,4
3	71,2	4337	10,4
4	95,9	3220	6,8
5	91,3	3382	6,65
6	87,4	3533	6,3
7	67,6	4568	12,5

По результатам расчетов видно, что коэффициент теплоотдачи при шахматной компоновке пучка без оребрения трубок и при коридорной компоновке значительно меньше чем у трубок с оребрением, а также больше площадь теплообмена, следовательно, шахматное компоновка пучка с оребренными трубками является наиболее эффективной из рассмотренных вариантов.

Вывод: расчет различных вариантов компоновки трубных пучков проектируемого котла-утилизатора позволил выявить наиболее эффективный вариант из рекомендованных в данном случае.

Данную методику и полученные данные можно использовать в дальнейших оптимизационных расчетах как экономайзера, так и остальных поверхностей нагрева данного котла-утилизатора, меняя продольные и поперечные шаги трубного пучка (которые в приведенной работе пока были одинаковы для всех вариантов).

Список литературы

[1]. *Компоновка и тепловой расчет парового котла: Учеб. пособие для вузов/ Ю. М. Липов, Ю. Ф. Самойлов*

[2]. *Котельные агрегаты. Расчет и конструирование. Учеб. пособие/ В. М. Максимов.- М.: Машгиз, 1961-430 с.*

[3]. *Смоляк А.А. О влиянии геометрии шахматного трубного пучка на его теплоотдачу в поперечном потоке. [Электронный ресурс] — Электрон. дан. // Известия высших учебных заведений и энергетических объединений СНГ. Энергетика. — 2009. — № 3. — С. 72-77. — Режим доступа: <http://e.lanbook.com/journal/issue/293638> — Загл. с экрана.*

[4]. *Принятие* проектных решений при проектировании паровых котлов: Учебное пособие/ Новочерк. гос. техн. ун-т. – Новочеркасск: НГТУ, 1997. – 126 с.

[5]. *Утилизация* тепла на компрессорных станциях магистральных газопроводов:/ Ванюшин Ю. Н., Глушков В. И.-:/ М., «Недра», 1978, 160 с.

Седов Даниил Александрович - студент КФ МГТУ им. Н.Э. Баумана, Калуга, 248000, Россия. E-mail: danil.sidor972021@gmail.com

Ильичев Владимир Юрьевич - доцент, канд. техн. наук КФ МГТУ им. Н.Э. Баумана, Калуга, 248000, Россия. E-mail: patrol8@yandex.ru

ОСНОВНЫЕ ПРОБЛЕМЫ, СВЯЗАННЫЕ С ЭКСПЛУАТАЦИЕЙ ЦЕНТРОБЕЖНЫХ НАСОСОВ И МЕТОДЫ ИХ УСТРАНЕНИЯ

В современном машиностроении широко применяются центробежные насосы, которые отличаются простотой и надежностью конструкции, а также малыми габаритами и весом.

Центробежный насос — один из типов динамических лопастных насосов, в котором происходит непрерывный поток за счёт взаимодействия этого потока с подвижными вращающимися лопастями ротора и неподвижными лопастями корпуса. Переносное движение рабочего тела происходит за счёт центробежной силы и имеет радиальное направление (перпендикулярное оси ротора). Широкое распространение данный аппарат получил в областях, связанных с перекачиванием жидкости в целях отопления помещений.

Учитывая то, что аппараты одинаково применимы для газов и жидкостей, насосы для перекачивания газов обычно называют компрессорами или вентиляторами центробежного типа. Центробежные насосы и гидромоторы разделяются на машины одноступенчатые и многоступенчатые; высокого, среднего и низкого давления; тихоходные, нормальные, быстроходные; приводные или соединения электродвигателем; с горизонтальным или вертикальным разъемом корпуса. КПД насоса зависит от коэффициента быстроходности n_s , режима работы, конструктивного исполнения. При оптимальном режиме работы КПД крупных насосов может достигать 0,92, а малых — около 0,6—0,75.

Целью данной работы является рассмотрение основных неполадок, которые возникают при эксплуатации насоса, а также методов их устранения.

Насос не развивает требуемую подачу при пуске. Обратимся к конструкции насоса, каналы рабочих колес не должны смещаться относительно осей отводов; если же обнаружена именно эта неисправность, то все решается подрезкой торцов втулки диска гидропяты.

Также следует обратить внимание на то, в каком направлении вращается ротор (передается крутящий момент от электродвигателя на вал). Вращение осуществляется по часовой стрелке.[1]

Также распространенная причина может заключаться в том, что на входе давление уменьшено; как следствие, подача не может принять свои рекомендуемые значения.

Поскольку конструкция насоса выполняется герметичной, следует учитывать это; есть вероятность, что у ваш аппарат износился и начали образовываться зазоры, либо имеет нарушения герметичности стыка корпусов. [2]

Повышенные вибрационные свойства насоса. Вибрация — это очень опасная величина, которая может привести к выводу из строя отдельных частей системы, а также самой системы в целом.

В случае если у насоса резко возросла вибрация, в первую очередь стоит проверить его ротор на дисбаланс, и в случае необходимости выполнить балансировку. Так же следует проверить центровку насоса и привода.

Причина может заключаться в недостаточном кавитационном запасе – разницей между давлением на входе и минимальным давлением внутри насоса и в этом случае следует восстановить его, таким образом, убрав кавитацию, из-за которой это и происходило.[3] Если это не помогло, значит, при креплении были допущены ошибки, и болты креплений (или муфты) испытывают неравномерные нагрузки ввиду своего ослабления. Следует закрутить их специальными динамометрическими ключами, прошедшими обязательную метрологическую поверку. Также место может иметь прогиб вала, по которому насосу сообщается крутящий момент от электродвигателя; в этом случае требуется всего-лишь заменить вал.

Срыв насосом подачи. Данное явление происходит как следствие нестабильного притока жидкости, динамический уровень которой может опуститься до критического уровня, когда развиваемый насосом напор будет недостаточен для преодоления гидростатического давления столба жидкости. В этом случае насос перестает перекачивать жидкость и работает на холостом ходе.[4]

В первую очередь роль может играть нарастающая подача насоса, которую следует незамедлительно отрегулировать. Также следует проверить и отрегулировать температуру рабочей жидкости.

Может случиться так, что во всасывающей магистрали могут образоваться так называемые «воздушные мешки» - полости, заполненные воздухом ввиду неплотности конструкции. Требуется проверить трубу на линии всасывания на наличие данных дефектов и устранить их; после этого выполнить промывку насоса, наполнив его водой, выпустив весь воздух.

Давление на входе тоже отказывает значительное влияние: его уменьшение приводит к срыву подачи ввиду невозможности перекачивать жидкость из-за отсутствия требуемых параметров. [5]

Нагрев подшипников насоса. В случае, если было замечено изменение температуры подшипников, следует проверить следующие параметры:

-форму смазывающих колец (они должны быть цилиндрической формы и одинаковой толщины);

-зазоры вкладышей (возможно, они неправильно установлены по шейкам вала).

Обычно, подшипники нагреваются из-за недостаточного их смазывания (охлаждения). Следует обеспечить необходимое смазывание, и если необходимо, в дроссельных шайбах необходимо рассверлить отверстия, чтобы те выступали как смазывающие каналы.

Из-за повышения вибрации ротора (вала) подшипниками может совершаться большая работа. Поэтому стоит также проверить ротор на балансировку.

Вывод. Ознакомившись с причинами возникновения проблем, связанных с эксплуатацией насоса, а также разобравшись в них, мы можем применить полученные знания на практике, и в будущем даже прогнозировать вероятность их появления.

Неисправностей, которые могут возникнуть, на самом деле гораздо больше, и их систематизацией можно заниматься только в условиях постоянного контакта с ведущими моделями насосов, постоянно обслуживая их и сверяя их производительность с эталонными вариантами, что на данный момент не представляется возможным.

Список литературы

[1]. *Ломакин А.А.* Центробежные и осевые насосы. — Л.: Машиностроение, 1966г. — 364 с.

[2]. *Голубев А.И.* Торцевые уплотнения вращающихся валов. — М.: Машиностроение, 1974г. — 212 с.

[3]. *Карелин В.Я.* Кавитационные явления в центробежных и осевых насосах. — М.: Машиностроение, 1975г. — 336с

[4]. *Руднев С.С., Мелащенко В.И.* Обратные течения на входе в рабочее колесо и их влияние на форму напорной характеристики центробежных секционных насосов. — ВНИИГидромаш, 1968г. — с 167-173.

[5]. *Чегурко Л.Е.* Центробежные энергетические насосы, их неисправности и методы устранения. — Ч.: 2002г. — 104 с.

Жебелев Лев Александрович - студент КФ МГТУ им. Н.Э. Баумана.
E-mail: ws058104@gmail.com

Коротков Виталий Владимирович - заведующий кафедрой, Канд. техн. наук КФ МГТУ им. Н.Э. Баумана, Калуга, 248000, Россия. E-mail: k2kf@bmstu-kaluga.ru

ПЕРСПЕКТИВЫ ПРИМЕНЕНИЯ ГТД НА МАНЕВРОВЫХ ЛОКОМОТИВАХ

Железнодорожный транспорт является основой транспортной инфраструктуры России, в связи с этим значительно влияет на экономику страны. На протяжении длительного периода времени железнодорожное сообщение, благодаря своей высокой пропускной способности, безопасности и надежности, являлось одним из наиболее предпочтительных видов транспорта.

Каждый состав по пути следования обязательно встречает, железнодорожные станции, пункты с путевым развитием, перегоны - в этих разделительных пунктах производится неотъемлемая часть процесса транспортировки – маневровые работы, цель которых переместить вагоны и одиночные локомотивы в соответствии с установленными технологическими процессами. Перемещение вагонов производится как самокатным способом, так и с помощью специальной техники.

В основном маневровые работы выполняются маневровыми локомотивами. Из-за специфики работы этот вид локомотива значительно отличается от магистрального. Большая часть современных тяговых локомотивов – тепловозы, работающие на дизельном топливе, мощностью от 850 до 1540 кВт. Для этого вида работ практически не используются электровозы и крайне редко применяются обычные локомотивы.

К особенностям работы при маневрах можно отнести частое торможение и трогание с места, изменение направления движения, а также предъявляются повышенные требования к безопасности передвижения. Это определяет основные требования к маневровой технике: локомотив должен обладать высокими показателями тяговых усилий, значительным сцепным весом, для того чтобы обеспечить плавность в начале движения и снизить нагрузку на вагоны. Кроме того, предъявляются требования по надежности работы в широком диапазоне температур. Скорость движения в целях безопасности ограничивают: движение вагонов с погрузочными командами осуществляется на скорости в 15 км/ч, а максимальная скорость не превышает 60 км/ч.

В настоящее время в структуре ОАО «РЖД» распространены локомотивы марок ТЭМ (тепловоз маневровый с электрической передачей) и ЧМЭ (чехословацкий маневровый тепловоз с электрической передачей) [1]. По мере роста объема перевозок и увеличения массы поездов предъявляются повышенные требования к силе тяги и мощности маневрового локомотива. Особенно высокой мощностью должны обладать маневрово-вывозные локомотивы, которые кроме манёвров на станциях выполняют также передачу составов на соседние станции и узлы.

До 70-х годов мощность дизеля маневрового локомотива составляла от 550 до 770 кВт. В 80-е годы начали производиться маневровые локомотивы мощностью (по дизелю) 835—1040 кВт. Самые мощные локомотивы на тот

момент развивали 1540 кВт [2]. В случае эксплуатации магистрального локомотива значительно страдает эффективность и, следовательно, растут затраты и цены на транспортировку составов. Мощность одной секции маневрового локомотива 2ТЭ10М достигает порядка 2210 кВт [3] и 4420 кВт на локомотив, состоящий из пары секций. Однако, этой мощности недостаточно для работы с тяжеловесными составами, так как дизельные локомотивы по сей день уступают электровозам. Например, электровоз ДЭ1 имеет мощность 6250 кВт [4]. По этой причине подвижные составы на перегонах приходится разбивать на более мелкие и вывозить частями. Кроме того, есть ряд эксплуатационных проблем дизельных локомотивов, к которым можно отнести следующие [5]:

- при частых запусках дизеля происходит быстрый разряд аккумуляторных батарей;
- нестабильная работа дизеля с переходами от холостого хода на тягу;
- частая работа двигателя в форсированном режиме при неполном сгорании топлива;
- длительный период работает на холостом ходу (до 80% рабочего времени);
- неэффективный и неэкономичный режим работы: частые разгоны и торможения, короткие пробеги с длинными простоями между ними (с работающим двигателем, так как двигатель не выключается в течение всей смены из-за проблем в запуске, особенно в зимних условиях);
- низкая средняя скорость — 8 км/ч.

Перечисленные недостатки снижают эффективность и приводят к перерасходу топлива, завышенным выбросам в окружающую среду вредных продуктов сгорания, а также шумовому загрязнению территорий, прилегающих к железной дороге. По этим критериям дизельный двигатель уступает газотурбинным установкам, которые в свою очередь имеют ряд уникальных достоинств:

- на порядок более низкий удельный вес по сравнению дизельным двигателем [6];
- конвертируемость на природный газ и пропанобутановые смеси;
- высокая экологическая эффективность (выбросы вредных веществ ГТД на природном газе в 15-20 раз ниже, чем у дизелей);
- малая трудоемкость текущего обслуживания;
- отсутствие ряда вспомогательных систем, присущих дизельным ДВС;
- современные серийные авиационные двухвальные двигатели имеют удельный расход топлива на уровне 184 г/кВт*ч [7] при стоимости 0,026р/г (16,80 р/м³, плотность 0,656 кг/м³), дизельные двигатели – 99 г/кВт*ч, стоимость: 0,053 р/г (45,4 р/л, $\rho=860\text{кг/м}^3$). Следовательно, стоимость одной лошадиной силы в час для ГТД составит 4,80 р, для ДД – 5,24 р.

Неоправданно высокий расход топлива на неэффективных режимах работы дизеля маневровых локомотивов связан с особенностями маневровой работы. Учитывая тот факт, что маневровая железнодорожная техника используется, как правило, в условиях городской инфраструктуры - на предприятиях, железнодорожных станциях - то вопросы экологии и энергоэффективности приобретают особую актуальность. При рассмотрении перспектив замены дизельных установок газотурбинными двигателями требуется провести сравнительный анализ экономической эффективности их эксплуатации.

Список литературы

[1]. *Тепловозы* промышленного транспорта, технические характеристики. Режим доступа: <http://www.matrixplus.ru/index3-001.htm> (Дата обращения 20.10.19)

[2]. *Wikipedia* Маневровый локомотив. Режим доступа: https://ru.wikipedia.org/wiki/Маневровый_локомотив (дата обращения 20.10.19)

[3]. *Тяговая характеристика и основные технические данные 2ТЭ10М* Режим доступа: https://www.dieselloс.ru/2te10m_3te10m/2_3te10m_2.html (Дата обращения 20.10.19)

[4]. *Wikipedia* Электровоз ДЭ1. Режим доступа: <https://ru.wikipedia.org/wiki/ДЭ1> (Дата обращения 20.10.19)

[5]. *Силовой модуль на базе ГТД-1250 для газотурбовозов*. Режим доступа: <http://kadvi.ru/modul-dlya-gazoturbovozov/> (Дата обращения 20.10.19)

[6]. *Мусабеков М.О., Аширбаев Г.К., Есболаев К.М.* Оценка Эффективности Энергетических Установок Для Маневровых Тепловозов Режим доступа: <https://elibrary.ru/item.asp?id=29330462> (Дата обращения 20.10.19)

[7]. *Цихалевский И.С., Вахрушев К.А.* Перспективы создания турбопоездов на сжиженном природном газе Режим доступа: <https://elibrary.ru/item.asp?id=32826726> (Дата обращения 20.10.19)

Завальный Федор Геннадьевич – КФ МГТУ им. Н.Э. Баумана. E-mail: fedor.zavalnyj1995@gmail.com

Шевелев Денис Владимирович - доцент кафедры, канд. техн. наук КФ МГТУ им. Н.Э. Баумана, Калуга, 248000, Россия. E-mail: Denis.V.Shevelev@gmail.com

ПЕРСПЕКТИВЫ СТРОИТЕЛЬСТВА СТЭС В КЛИМАТИЧЕСКИХ УСЛОВИЯХ ЦФО РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ

Актуальность проблем достижения международной конкурентоспособности на основе укрепления энергетической безопасности, решение которых во многом определяет направления развития энергетического сектора, все более осознается во многих странах мира, включая Россию. Своевременность подготовки к использованию замещающих инновационных энергоресурсов и источников энергии по мере исчерпания традиционных ископаемых энергоресурсов отмечена в качестве одного из важнейших принципов реализации государственной энергетической политики России. Все это актуализирует развитие отечественной альтернативной энергетики в соответствии с трендами мировой энергетики [1].

Преобразование солнечной энергии осуществляется двумя способами:

- фотоэлектрическим (прямое преобразование световой энергии в электрическую);
- термодинамическим (преобразование световой энергии в тепловую, а затем в электрическую).

Солнечные фотоэлектрические станции

Преимущества:

- себестоимость оборудования ниже и имеет мировую динамику снижения цен на солнечные батареи;
- простота и быстрота установки;
- более высокая надежность оборудования;

Недостатки:

- производство фотоэлементов связано с вредной для атмосферы химической промышленностью;
- в процессе эксплуатации падает эффективность;
- невозможность аккумулировать энергию;

Солнечные тепловые электростанции

Преимущества:

- высокая эффективность (КПД в пределах 30-40%)
- способность аккумулировать тепло, что позволяет работать станции почти круглосуточно;

Недостатки:

- более высокая себестоимость;
- сложные процессы эксплуатации, которые снижают надежность оборудования [2].

Основной интерес для ЦФО РФ представляет солнечная электростанция башенного типа с центральным приемником-парогенератором, на поверхно-

сти которого концентрируется солнечное излучение, отражаемое от плоских зеркал-гелиостатов.

В ясную погоду на 1 м^2 земной поверхности в среднем падает 1000 Ватт световой энергии солнца. Солнечная энергия поступает на Землю неравномерно: в одной местности солнце светит 320-350 дней в году, в другой солнечные дни - редкость. Исходя из этого, прежде чем строить СТЭС, необходимо рассчитать эффективность применения данного метода в конкретных климатических условиях.

Расчет необходимой площади покрытия отражателями, для выработки 10 МВт мощности проводится в программе Energy3D [4]. С помощью данной программы можно подобрать климатические условия близкие к условиям ЦФО РФ, провести расчет необходимой площади покрытия отражателями и построить примерную 3D модель солнечной электростанции.

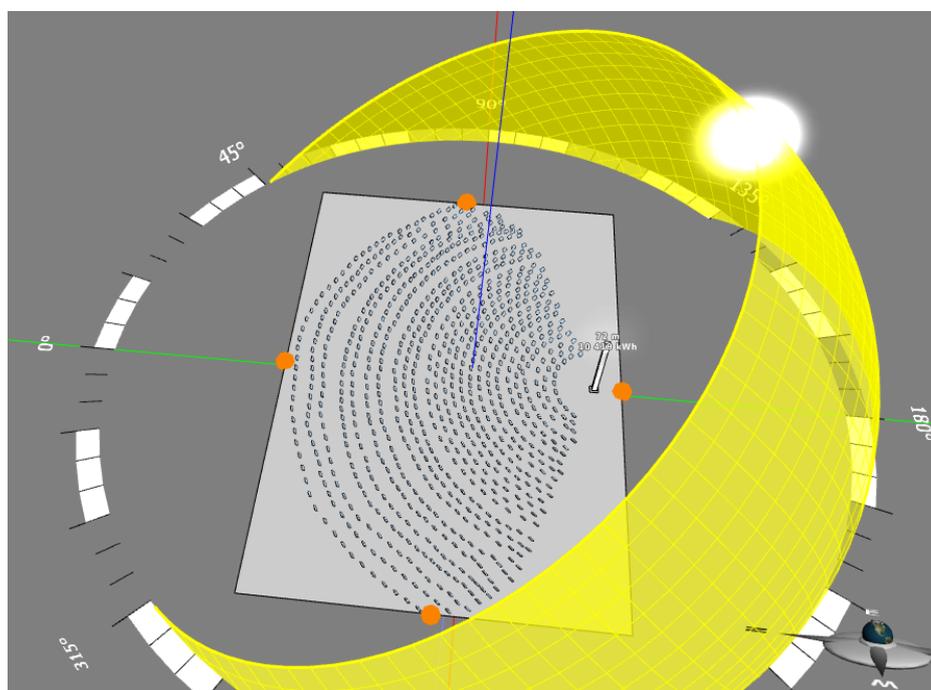


Рис 1. Модель солнечной электростанции башенного типа, построенная в программе Energy3D

Моделирование, выполненное в программе Energy3D [4], показало, что в климатических условиях ЦФО РФ возможно построить СТЭС мощностью 10 МВт, потребной площадью, занимаемой отражателями равной $1,2\text{ км}^2$.

Список литературы

[1]. *Иншакова Е.И.* Развитие альтернативной энергетики на основе нанотехнологий: прогнозируемые эффекты для российской экономики, Текст научной статьи по специальности Экономика и экономические науки. Режим доступа: <https://cyberleninka.ru/article/n/razvitie-alternativnoy-energetiki-na-osnove-nanotehnologiy-prognoziruemye-effekty-dlya-rossiyskoy-ekonomiki> (Дата обращения 29.09.2019)

[2]. *Abhishek Shah* “advantages and Disadvantages of Solar Thermal Energy (Power Towers, Parabolic Troughs)” 7 Jul, 2011. Режим доступа: <http://www.greenworldinvestor.com/2011/07/07/advantages-and-disadvantages-of-solar-thermal-energy-power-towersparabolic-troughs> (Дата обращения 06.10.19)

[3]. *Mercè Labordena / Johan Lilliestam*, “Cost and Transmission Requirements for Reliable Solar Electricity from Deserts in China and the United States” *Energy Procedia* Volume 76, August 2015, Pages 77-86. Режим доступа: <https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S1876610215016264> (Дата обращения 22.10.19)

[4]. *Enrgy3D* “Learning to Build a Sustainable World”. Режим доступа: <https://energy.concord.org/energy3d/> (Дата обращения 11.09.19)

Соколов Максим Игоревич – магистрант КФ МГТУ им. Н.Э. Баумана.
E-mail: ilannymax@gmail.com

Шевелев Денис Владимирович - доцент кафедры, канд. техн. наук КФ МГТУ им. Н.Э. Баумана, Калуга, 248000, Россия. E-mail: Denis.V.Shevelev@gmail.com

ПРЕДВКЛЮЧЕННЫЕ СТУПЕНИ ЦЕНТРОБЕЖНЫХ НАСОСОВ

Как известно, основным, что определяет повышенный интерес к шнеко-центробежным ступеням, является возможность существенного улучшения кавитационной характеристики, по сравнению с центробежными колесами, практически без изменения внешних характеристик. Если для центробежных колес первых ступеней критический кавитационный коэффициент быстроходности $Скр$ составляет 1000 - 1100, то для шнекоцентробежных ступеней насосов промышленного назначения он находится на уровне 3000. А это дает возможность, пропорционально повышению $Скр$, увеличить частоту вращения ротора насоса либо снизить примерно в четыре раза допускаемый кавитационный запас со всеми вытекающими отсюда технико - экономическими преимуществами.

Схема проточной части шнека в меридиональной плоскости и его раз-вертка на среднем диаметре с типовыми треугольниками скоростей на входе и выходе представлены на рис. 1.

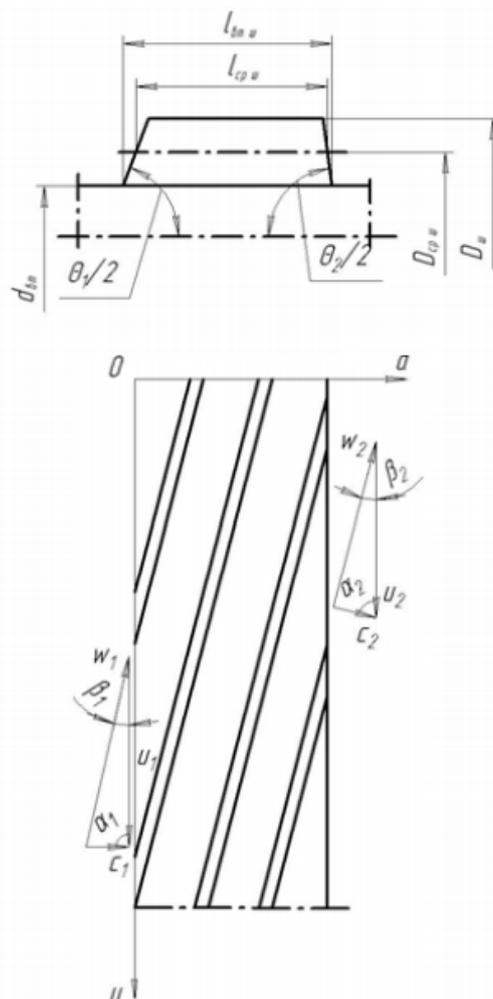


Рис. 1. Схема проточной части шнека в меридиональной плоскости и его раз-вертка на среднем диаметре

Улучшенные кавитационные качества шнеко-центробежных ступеней, по сравнению с центробежными, достигаются при выполнении двух основных условий:

- достаточной величины напора шнека, обеспечивающей бесрывную работу центробежного колеса в рабочем диапазоне подач;

- способности поддерживать такую величину напора до как можно меньших значений кавитационного запаса. Такие условия обеспечиваются соответствующей геометрией, прежде всего, шнека и, в определенной степени, входа в центробежное колесо.

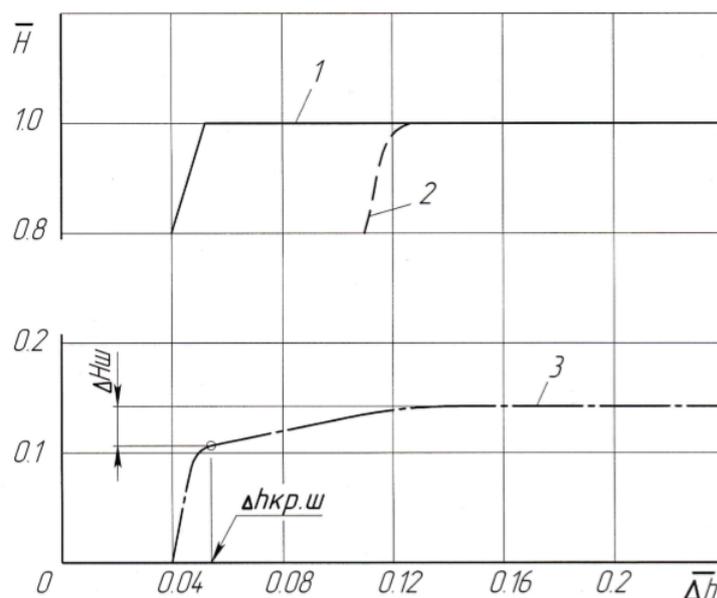


Рис. 2. Сравнение частных кавитационных характеристик:

1- шнекоцентробежная ступень; 2- центробежное колесо; 3 - шнек

При этом шнек имеет пологопадающую характеристику $H = f(\Delta h)$ с окончательным срывом при значениях кавитационного запаса, меньших, чем у центробежного колеса (рисунок 2). А так как срыв напора шнекоцентробежной ступени происходит лишь при полном срыве напора шнека, то ее всасывающая способность будет выше. [2].

Вместе с тем первый опыт эксплуатации насосов со шнеками подтвердил, что особенности работы шнекоцентробежной ступени, которые составляют ее преимущества, могут приводить к кавитационному разрушению шнека (рисунок 3).

Другая особенность процесса - наличие сложного пространственного течения на входе в ступень и в самой проточной части. На входе в шнекоцентробежную ступень это проявляется в виде интенсивных обратных течений, которые могут принимать ярко выраженный нестационарный характер и приводить к низкочастотным автоколебаниям (форма колебаний приобретает вид следующих друг за другом гидроударов с частотой 1,5 - 4,0 Гц). [3].



Рис. 3. Вид навигационной эрозии лопасти шнека с традиционной формой профиля в виде пластины

Как правило, это имеет место на режимах частичных подач. Однако главной причиной в данном случае является не собственно подача, а степень перерасширенности входа. Стремление получить максимальное $S_{кр}$ за счет этого фактора приводит к тому, что такие явления могут происходить даже на расчетной подаче (Q_p). Низкочастотные автоколебания могут вызывать повышенную вибрацию, приводить к появлению дополнительных динамических нагрузок на элементы насоса, места его крепления к фундаменту, на трубопровод. [1].

Следует заметить, что применение шнека не всегда позволяет получить желаемое значение кавитационного запаса насоса. В таком случае следует использовать другие методы увеличения кавитационного запаса системы и уменьшения кавитационного запаса насоса.

Значение кавитационного запаса системы можно увеличить следующими способами:

- Увеличить давление на всасывания;
- Поднять резервуар над уровнем линии всасывания насоса;
- Увеличить уровень жидкости в резервуаре на всасывании;
- Уменьшить значение давления насыщенных паров жидкости (например, охладив жидкость);
- Уменьшить дополнительное сопротивление.

Кроме использования предвключенного шнека, значение кавитационного запаса насоса можно понизить:

- Использовать рабочие колеса двойного всасывания;
- Выбрать другую гидравлику рабочего колеса (с большей площадью горловины рабочего колеса);
- Выбрать больший типоразмер насоса, уменьшить частоту вращения вала;
- Установить осевихревую ступень.

Недостатками осевой предвключенной ступени является недостаточный напор и пульсации давления, обусловленные обратным током жидкости на входе, возникающим на подачах менее 50%, и нестационарным развитием каверны на кавитационных режимах.

Список литературы

1. Белоусов А.И., Косицын И.П., Рождественский С.Н. Гидрогазодинамическое проектирование турбонасосных агрегатов двигателей летательных аппаратов: Учебное пособие/ - Куйбышев : КуАИ, 1974. - 135 с.
2. Зотов Б.Н. Насос. Патент RU № 2391562.
3. Зрелое В.Н., Серегин Е.П. Жидкие ракетные топлива. - М.: Химия, 1975. -319 с.

Регеда Антон Владимирович - студент, магистрант КФ МГТУ им. Н.Э. Баумана, Калуга, 248000, Россия. E-mail: antosharegeda@gmail.com

Анкудинов Анатолий Александрович – КФ МГТУ им. Н.Э. Баумана, 248000, г. Калуга, Россия. E-mail: ankudinov2808@yandex.ru

ПРИМЕНЕНИЕ ПЛАСТИНЧАТЫХ РЕКУПЕРАТОРОВ В ГТУ МАЛОЙ МОЩНОСТИ

В современной энергетике большую часть рынка занимают маломощные газотурбинные установки, так как они обладают рядом преимуществ:

1. При работе на газе выбросы вредных веществ имеют низкие значения. Поэтому вред атмосфере наносится минимальный.

2. Малые габариты с небольшим удельным весом дают возможность устанавливать устройство на площадках небольшого размера. Это экономит финансы предприятия при размещении установок в черте плотной городской застройки.

3. Шумовой уровень у ГТУ лежит в диапазоне 80-85 дБ, что является приемлемым по санитарным нормам.

4. Длительная работа при минимальных нагрузках.

Главной проблемой при создании маломощных ГТУ является повышение КПД, который составляет для современных установок, работающих по простому циклу, значение 18-30% [1].

Для увеличения КПД применяются сложные термодинамические циклы, например, цикл с регенерацией, что позволяет увеличить КПД всей установки практически на 10 %.

При использовании регенерации в цикл ГТУ утилизируется теплота отработавших газов для подогрева воздуха перед камерой сгорания. Таким образом, расход топлива уменьшается на несколько процентов [2].

Регенерация осуществляется с помощью применения различных теплообменных аппаратов, например, пластинчатых и трубчатых рекуператоров [3].

Применение трубчатых рекуператоров обосновано в стационарных ГТУ с высокими степенями повышения давления в компрессоре. Их недостатками являются: большие габариты, большая масса и металлоемкость, сложность конструкции, дороговизна. Достоинствами являются высокая надежность и долговечность.

Применение пластинчатых рекуператоров обосновано в случае жестких ограничений по массе и габаритам для силовой установки в целом. Их достоинства: высокая эффективность, сравнительно с трубчатыми рекуператорами меньшая удельная (на единицу объема) площадь теплопередающей поверхности. Недостатком является более низкая надежность.

Анализируя запатентованные конструкции пластинчатых рекуператоров можно сделать вывод, что основной схемой организации течения теплоносителей является схема перекрестного тока, и одной из потенциальных возможностей повышения эффективности работы пластинчатых рекуператоров подобной схемы в силовых установках с широким диапазоном режимов работы является использование в конструкции подводящих каналов дросселирую-

щих устройств, которые повышают эффективность теплообмена в рекуператоре на режимах малого газа.

Для маломощных наземных ГТД степень регенерации может быть высокой и достигать значений $\sigma_p = 0,9$. Однако, необходимость значительного увеличения площади теплопередающих поверхностей приводит к значительному увеличению массы узла рекуператора и металлоёмкости всей конструкции. На рис. 1 показано это существенное, более чем в десять раз изменение массы рекуператора при увеличении величины $\sigma_p = 0,6$ до $0,9$. Как видно, эта зависимость не является прямо пропорциональной и по характеру изменения массы рекуператора разделена на две области: первая, в пределах $\sigma_p = 0,6$ до $0,75$, вторая - от величины $\sigma_p = 0,75$ до $0,9$. Интенсивность снижения массы рекуператора при уменьшении степени регенерации от $0,75$ до $0,6$ уменьшается и тем в большей степени, чем меньше будет выбрана при проектировании величина σ_p . Таким образом, при проектировании необходимо оптимизировать выбираемые величины σ_p и массы рекуператора m [4].

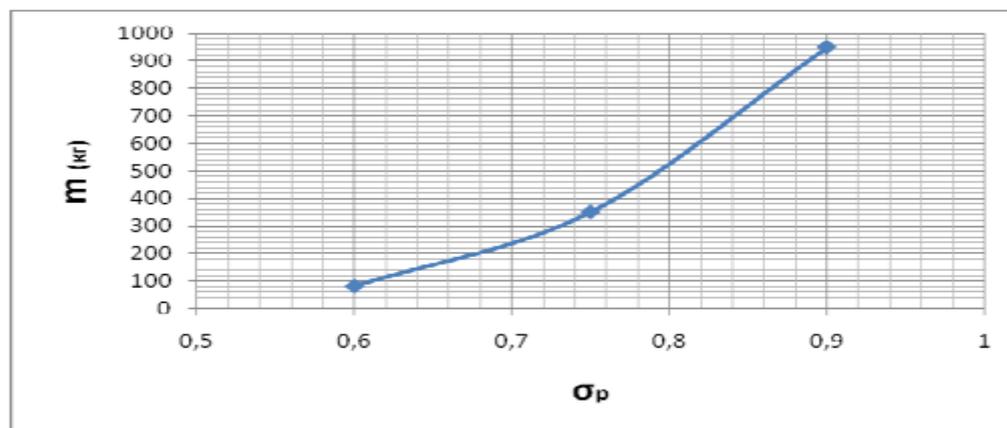


Рис. 1. Зависимость массы рекуператора (m) от степени регенерации σ_p

Проведенный обзор позволяет сформулировать задачи для проведения дальнейших исследований пластинчатых рекуператоров маломощных газотурбинных установок:

1. уменьшение площади теплообменных поверхностей при высоких степенях регенерации, чего можно достичь с помощью увеличения коэффициента теплопередачи при совершенствовании конструкции рекуператора;
2. повышение надёжности путём совершенствования технологии изготовления.

Список литературы

1. *Е.В. Сафонов, К.А. Бромер, А.О. Шульц, И.С. Шулев* Особенности конструкции эффективных рекуператоров микрогазотурбинных энергоустановок. Вестник ЮУрГУ. Серия «Машиностроение», 2013. с. 1-5.
2. *Акулов К.А.* Методические указания для практических занятий по дисциплине «Газотурбинные установки» для студентов, обучающихся по на-

правлению 131000.62 «Нефтегазовое дело» всех форм обучения. Часть II. Тюмень: Изд-во ТюмГНГУ, 2013. с. 1-32.

3. *Ардатов К.В., Нестеренко В.Г., Равикович Ю.А.* Классификация высокоэффективных рекуператоров газотурбинных двигателей. Электронный журнал «Труды МАИ». Выпуск № 71, 2013. с.1-30.

4. *Пиир А.Э., Козак О.А., Кунтыш В.Б., Сухоцкий А.Б.* Тепловой расчет пластинчатых рекуператоров для систем вентиляции. Труды БГТУ, серия 1, № 2, 2018. с. 236-243.

Лужецкий Александр Александрович - магистрант КФ МГТУ им. Н.Э. Баумана. E-mail: aleksandr.luzheczkij.98@gmail.com

Ильичев Владимир Юрьевич - доцент, канд. техн. наук КФ МГТУ им. Н.Э. Баумана, Калуга, 248000, Россия. Email: ivl2003@mail.ru.

ПРОБЛЕМЫ ИСПОЛЬЗОВАНИЯ ПНГ В КАЧЕСТВЕ ТОПЛИВА ДЛЯ ГТУ

Попутный нефтяной газ (ПНГ) или «попутка» - это обязательный элемент, сопровождающий процесс добычи нефти и присутствующий на любом нефтяном, а тем более газонефтяном и газоконденсатном месторождении. Фактически, это газ, который выделяется из нефти при её добыче.

ПНГ является ценным сырьем для нефтегазовой промышленности из него получают сухой отбензиненный газ(СОГ), стабильный газовый бензин, газовое моторное топливо, этан, пропан, бутан. Но не со всех месторождений его экономически выгодно доставлять, поэтому большую часть газа сжигают на местах добычи.[1][2]

Попутный нефтяной газ может использоваться в качестве топлива для газотурбинного двигателя и вырабатывать электрическую и тепловую энергию для нужд добывающей станции, но он имеет по ряд недостатков по сравнению с традиционными топливами для ГТУ.

Главная проблема использования нефтяного газа в качестве топлива заключается в его составе.

Во-первых, состав газа, и соответственно его характеристики, сильно отличаются на каждом месторождении, поэтому сложно создать универсальную камеру сгорания в которой одинаково эффективно сжигался бы ПНГ различного состава.[3]

Во-вторых, нефтяной газ может содержать большое количество соединений серы, что негативно влияет на проточную часть двигателя и на экологическую обстановку.[3]

В-третьих, ПНГ содержит жидкие фракции, которые имеют температуру самовоспламенения порядка 260 °С, что ниже температуры воздуха за компрессором если тот имеет $\pi_k \geq 8$.

Для уменьшения выше изложенных негативных факторов применяют следующее:

- Перед сжиганием топливо проходит несколько степеней очистки
- ПНГ подогревают перед подачей в камеру сгорания, для того что бы испарились жидкие частицы.
- Чтобы уменьшить содержание серы в продуктах сгорания применяют присадки типа анилин.

Но это не решает главной проблемы: создание универсальной камеры сгорания. Такую камеру сгорания создать сложно, или практически невозможно, поэтому необходима методика быстрой доработки под каждый состав топлива. Такая камера сгорания должна быть выносной, что бы ее можно было легко извлекать из двигателя и заменять жаровые трубы.

Список литературы

[1]. А газ и ныне там // Нефть и капитал. – 2008. - №1. С.50-51

[2] Михайловский А.А., Корнев Г.А., Исаева Н.А. Рациональное использование попутного нефтяного газа: проектирование временного хранилища в нефтегазоконденсатном месторождении [Текст] // Георесурсы. – 2010. №4(36). - с.47-51.

[3]. Рыбаков Б.А., Буров В.Д., Рыбаков Д.Б. Особенности сжигания попутного нефтяного газа в газотурбинных установках// Турбины и дизели. – 2008. с. 2-8.

Заикин Андрей Анатольевич - студент КФ МГТУ им. Н. Э. Баумана.
E-mail: dron22011997@yandex.ru

Шевелев Денис Владимирович - доцент кафедры, канд. техн. наук КФ МГТУ им. Н.Э. Баумана, Калуга, 248000, Россия. E-mail: Denis.V.Shevelev@gmail.com

ПРОЕКТИРОВАНИЕ ВИХРЕВОГО НАСОСА С ЦИЛИНДРИЧЕСКИМ РОТОРОМ И ВИНТОВЫМ КАНАЛОМ

Вихревые насосы применимы в различных областях промышленности, чаще всего, их используют в системах, где необходимо создать большой напор при относительно малой подаче. Конструкции таких насосов отличаются большим разнообразием. Большинство вихревых насосов имеют крыльчатку открыто-вихревого либо закрыто-вихревого типа [1].

Наиболее простой конструкцией обладает гидромашина имеющая цилиндрический ротор с выполненными на его наружной поверхности глухими отверстиями, а на его периферии винтовой канал, неподвижно закрепленный в корпусе [3].

Для расчета размеров вихревого насоса с цилиндрическим ротором разработана методика на основании анализа рабочего процесса вихревой машины с учетом выбранной физической модели и экспериментальных результатов, позволяющая выбрать оптимальные геометрические параметры и рассчитать энергетические характеристики [2].

С помощью данной методики получены следующие энергетические характеристики.

Напорную характеристику определяем по формуле:

$$H = \frac{\omega^2 \cdot D_B^2}{g} \cdot \left[0,1 + 0,93 \cdot \sin^2 \alpha_H \cdot \cos \alpha_H \cdot \frac{z_0 \cdot d_0^2 \cdot h_0}{D_B \cdot (D_H^2 - D_B^2)} \right] \cdot (1 - 1,67 \cdot q + 0,67 \cdot q^2) \lim_{x \rightarrow \infty} \quad (1)$$

Гидравлический КПД определяется по эмпирической формуле:

$$\begin{aligned} \eta_{гидр} &= 6,042 \cdot 10^{-4} + 0,3 \cdot q + 1,55 \cdot q^2 - 4,67 \cdot q^3 + 3,56 \cdot q^4 - \\ &- 0,75 \cdot q^5 = 6,042 \cdot 10^{-4} + 0,3 \cdot 0,37 + 1,55 \cdot 0,37^2 - 4,67 \cdot \\ &\cdot 0,37^3 + 3,56 \cdot 0,37^4 - 0,75 \cdot 0,37^5 = 0,156 \end{aligned} \quad (2)$$

Максимальную подачу определяем по формуле:

$$Q_{max} = 0,5 \cdot \frac{S_H \cdot n \cdot 3600 \cdot F_z}{60} \quad (3)$$

Подставляя значения оптимальной подачи $q=0 \dots 1,0$, получаем график энергетических характеристик, представленный на рис.1.

Все геометрические параметры, необходимые для получения энергетических характеристик, были получены в ходе написания научной статьи [4].

Таким образом, получена напорная характеристика и значения КПД, из которых можно сделать вывод при каких режимах достигается оптимальная работа насоса.

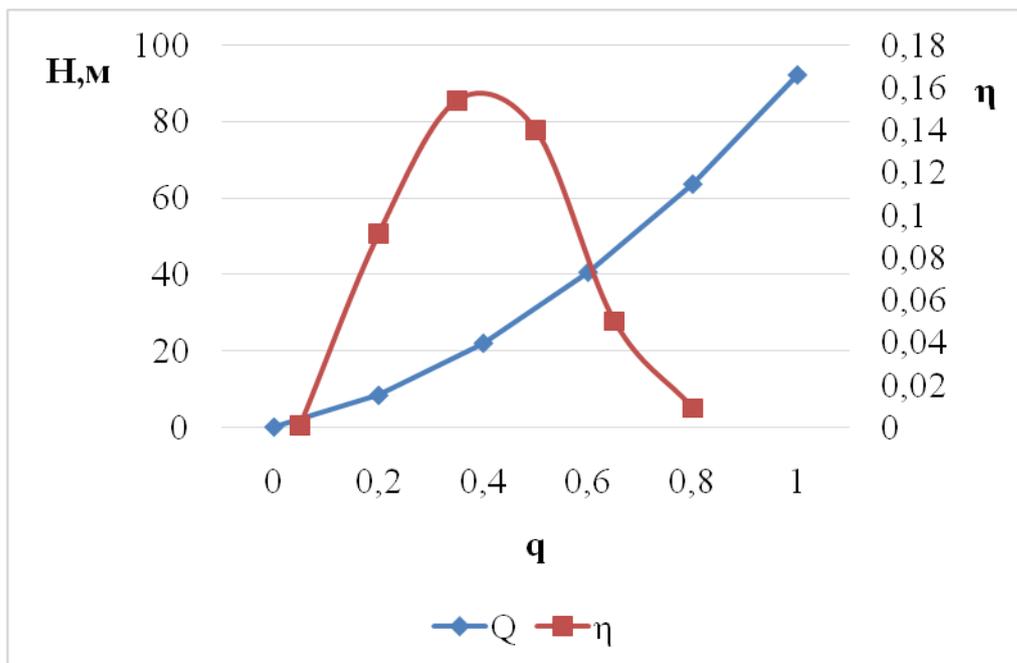


Рис.1. График энергетических характеристик

Список литературы

- [1]. *Байбаков О.В.* Вихревые гидравлические машины / О.В. Байбаков // М.: Машиностроение, 1981. – 197 с.
- [2]. *Анкудинов А.А.* Автоматизированное проектирование вихревой ступени насоса с цилиндрическим ротором и винтовым каналом/А.А Анкудинов, Е.В. Волчкова // Калуга: Манускрипт, 2019. 16 с.
- [3]. *Насос: А.с.1724941 РФ* / Лысенко Л.В., Анкудинов А.А., Зотов Б.Н. Заявл.04.06.91; опубл.15.01.94.
- [4]. *Ефремов К.М., Шитохина О.Г.* ИССЛЕДОВАНИЕ ВЛИЯНИЯ КОЛИЧЕСТВА ОТВЕРСТИЙ НА ПОВЕРХНОСТИ РОТОРА И СКОРОСТИ ЕГО ВРАЩЕНИЯ НА ПРОЦЕСС ВИХРЕОБРАЗОВАНИЯ В ЖИДКОСТИ // Электронный журнал: наука, техника и образование. 2019. №СВ1 (25). С. 18-24.

Ефремов Кирилл Михайлович – студент КФ МГТУ им. Н.Э.Баумана. ПАО «КАДВИ». E-mail: kirik007750@gmail.com

Шитохина Ольга Григорьевна – канд. физ.- мат. наук, доцент КФ МГТУ им. Н.Э. Баумана. E-mail: bonkog@mail.ru

РАЗРАБОТКА И ИССЛЕДОВАНИЕ СПОСОБА СНИЖЕНИЯ ПОТЕРЬ В ЦЕНТРОБЕЖНОМ КОЛЕСЕ НАСОСА

Рассмотрены особенности проточной части центробежного насоса с полуоткрытым рабочим колесом. На основе теоретических и экспериментальных данных проанализирован способ по совершенствованию энергетических параметров центробежного насоса с полуоткрытым рабочим колесом.

Обратные токи в потоке рабочего колеса. В центробежных РК полуоткрытого и открытого типов существует неравномерность потока и вихревое взаимодействие по радиусу основных потоков жидкости и в боковой пазухе насоса [1]. Лопатки передают энергию потоку жидкости, часть которого в боковой пазухе движется с отставанием от основного. В результате образуется течение как в канале за плохообтекаемым телом, характеризующееся возникновением возвратных токов и вихрей [2]. Этот процесс определяется отношением ширины к длине канала, толщиной пограничного слоя на стенках и относительной высотой лопатки. Взаимодействие потоков в пазухе и в каналах приводит к появлению циркуляционного течения в зоне за выступом. Схема взаимодействия между набегавшим потоком боковой пазухи насоса и в каналах РК насоса приведена на рис. 1.

С целью уточнения основных особенностей гидродинамики в каналах полуоткрытого высокооборотного центробежного рабочего колеса (РК) был проведен ряд экспериментов, в том числе и по визуализации течения в таких РК (рис. 1) [3].

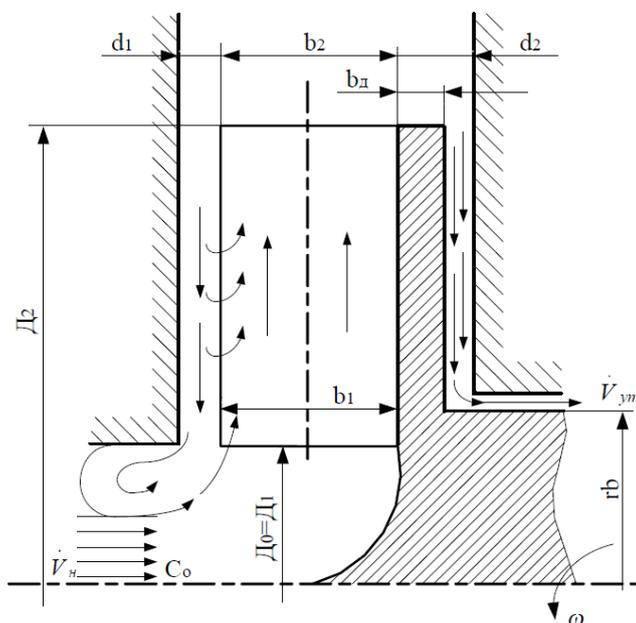


Рис. 1. Схема проточной части полуоткрытого РК высокооборотного насоса

Как на входном участке РК с полуоткрытыми лопатками, так и по его радиусу не вся проточная часть каналов колеса заполнена потоком, движу-

щимся от входа в рабочее колесо до выхода. Частично она заполнена потоком обратного течения. Закрученные в сторону вращения РК обратные токи перетекают в соседний канал на меньший радиус и увлекаются обратно в проточную часть. При этом образуется вихревая зона, жидкость в которой не участвует в расходном течении через насос. С увеличением подачи через насос при $w = const$, параметры вихревой зоны снижаются, что выражается уменьшением радиальной закрутки потока.

Таким образом, на характер течения в каналах РК определяющее влияние в основном оказывают параметры зоны смещения и вихревого течения. Также высокая степень неравномерности параметров потока жидкости на выходе из РК и вихревая его структура в боковой полости высокооборотного насосного агрегата приводят к существенной потере энергии.

Использование специальной сетки поверх рабочего колеса.

Известно, что неравномерно набегающий поток, проходя через препятствие, распределенное по сечению канала, выравнивает свою скорость [4]. В сопротивлении, расположенном по фронту набегающего потока, жидкость растекается по препятствию и одновременно пересекает его через проходное сечение, создавая эффект односторонней проницаемости. Это положение было принято за основу для улучшения характеристик насосов в одной из опытных работ [5]. В качестве основного конструктивного материала выравнивающего элемента (ВЭ) использовали сетку из металлической проволоки, имеющей высокие механические свойства. Степень выравнивающего действия плоской тонкостенной решетки зависит от ее коэффициента сопротивления

$$\xi = \frac{2\Delta P}{\rho W^2}. \quad (1)$$

С ростом ξ увеличивается степень растекания среды по фронту. Поток с неравномерным полем скоростей до решетки становится более равномерным после нее при $\xi = 1,5 \dots 2,5$.

Один из реальных путей повышения удельной мощности насоса состоит в совершенствовании процессов передачи энергии потоку жидкости в проточной части насоса, что реализуется установкой в его полостях выравнивающих элементов (ВЭ) в виде перфорированных решеток и сеток. Следует отметить широкое применение ВЭ при стабилизации потоков в неподвижных каналах и подробное исследование их взаимодействия на поток в части выравнивания поля скоростей, давлений и устранения колебаний в трубопроводах.

Результаты сравнительных испытаний насосов с РК без сетки и с сеткой ($f = 0,5$) на выходе представлены на рис. 2. За счет выравнивания структуры потока напор насоса увеличивается на 15...20 %. У высокооборотных насосов неравномерность потока выше и такая конструкция обеспечивает увеличение напора до 30 %. Наличие сетки в области на входе в РК приводит к улучшению кавитационных характеристик насосов. Установка ВЭ уменьшает

неравномерность поля скоростей жидкости за колесом, снижает отклонения потока жидкости от направления лопаток на выходе из РК и пульсаций давления.

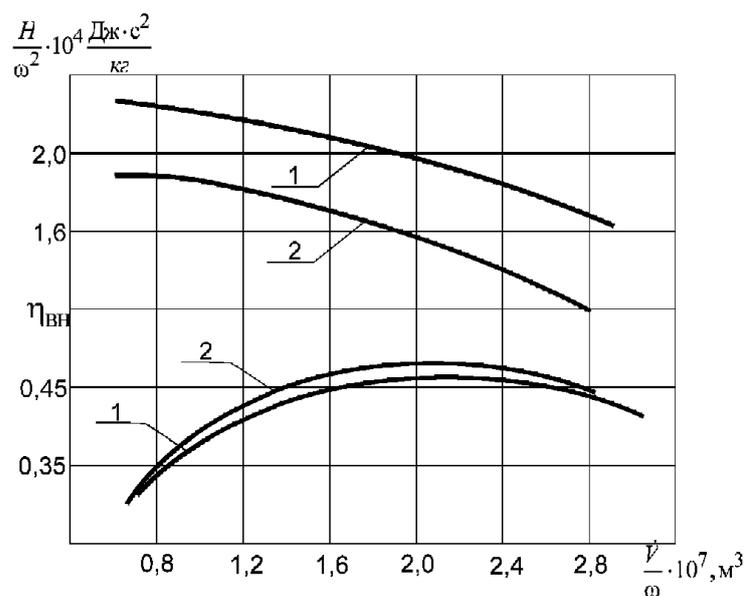


Рис. 2. Энергетические характеристики насоса: 1 – колесо с сеткой на выходе ($\bar{f} = 0,5$); 2 – колесо без сетки

Для оценки эффективности покрывных дисков различной проницаемости $\bar{f} = 0 \dots 1$ (рис. 3, а и б) испытан ряд насосов ($n_s = 40$) с РК одинакового наружного диаметра $D_2 = 41$ мм. В процессе исследований меняли покрывные диски, изготовленные из металлических сеток с различным коэффициентом проходного сечения и оценивали изменение параметров насоса по напору и КПД [5].

При постановке ВЭ на наружном или промежуточном диаметре РК максимум КПД смещается в сторону меньших расходов, что позволяет настраивать характеристику насоса. Сравнение энергетических характеристик насосов позволяет выбрать конструкцию РК с учетом требований к системе подачи. С целью улучшения энергетических характеристик насосов путем выравнивания поля скоростей потока на выходе из РК, ВЭ выполнялись с переменным коэффициентом живого сечения по шагу канала РК, увеличивающимся от тыльной к напорной стороне соседней лопатки (рис. 3, в). Результаты испытаний модельных МН показали повышение напора насоса до 20 % при смещении в область меньшего расхода точки наибольшего КПД без изменения его величины.

Наибольший КПД и напор, создаваемый колесом с диском $\bar{f} = 0$, объясняются полным разделением потоков в полости колеса и боковой пазухе и ликвидацией перетечек, а также взаимодействия между потоками. Колесо с диском $\bar{f} = 0,2$ несколько уступает по КПД и создаваемому напору колеса с диском $\bar{f} = 0$, но имеет на 30...40 % меньше осевую силу.

Распределение давления и величина коэффициента закрутки жидкости φ в пазухе насоса зависит от коэффициента сопротивления и коэффициента живого сечения проницаемого диска.

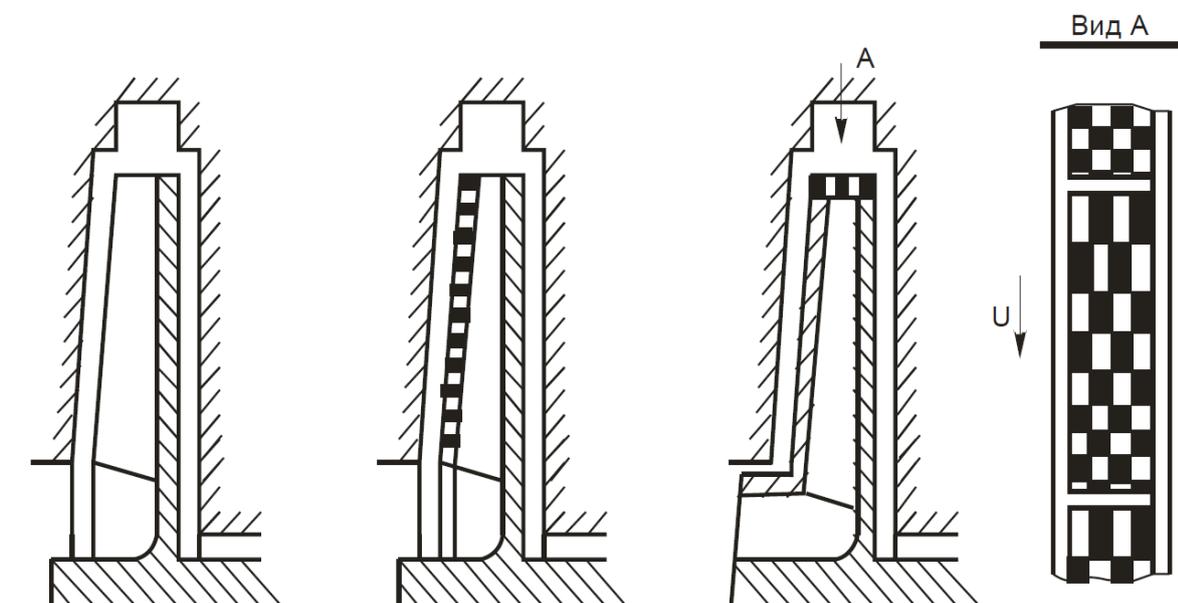


Рис. 3. Типы испытанных рабочих колес

Постановка проницаемых дисков на открытое рабочее колесо центробежного насоса приводит к повышению напорной и энергетической характеристик насоса. При этом колесо с проницаемыми покрывными дисками разгружено в осевом направлении.

Список литературы

- [1]. 1. Краев М.В., Лукин В.А, Овсянников Б.В. Малорасходные насосы авиационных и космических систем. М.:Машиностроение, 1985.
- [2]. Абрамович Г. Н. Теория турбулентных струй. М.:Физматгиз,1960.
- [3]. Краева Е.М., Краев М.В. Исследование вихревых турбулентных потоков в поле центробежных сил // Сибирский журнал науки и технологий. 2010. №4. URL: <https://cyberleninka.ru/article/n/issledovanie-vihrevyh-turbulentnyh-potokov-v-pole-tsentrobezhnyh-sil>.
- [4]. Идельчик М.Е. Справочник по гидравлическим сопротивлениям / М.Е. Идельчик. М.: Машиностроение,1975.
- [5]. Краев М.В., Краева Е.М. Совершенствование энергетических параметров центробежных насосов с полуоткрытым рабочим колесом // Сибирский журнал науки и технологий. 2009. №4. URL: <https://cyberleninka.ru/article/n/sovershenstvovanie-energeticheskikh-parametrov-tsentrobezhnyh-nasosov-s-poluotkryтым-rabochim-kolesom>

Малахов Владислав Сергеевич - студент КФ МГТУ им. Н.Э. Баумана, Калуга, 248000, Россия. E-mail: vlad.merlin@yandex.ru

Коротков Виталий Владимирович - доцент кафедры, канд. техн. наук КФ
МГТУ им. Н.Э. Баумана, Калуга, 248000, Россия. E-mail: k2kf@bmstu-
kaluga.ru

РЕШЕНИЕ ЗАДАЧИ ПЕРЕРАСПРЕДЕЛЕНИЯ ПОТОКОВ ГАЗА НА МАГИСТРАЛЬНЫХ ГАЗОПРОВОДАХ МЕТОДАМИ ЛИНЕЙНОГО ПРОГРАММИРОВАНИЯ

В настоящее время методами математического моделирования, реализованными в виде компьютерных программ, решается всё больший круг задач, которые сложно или невозможно решить другими способами [1, 2].

Одной из таких задач, решение которой стало особенно актуальным в последнее время, является необходимость повышения прибыли от поставки газа потребителям за счёт оптимизации перераспределения расходов по газопроводам при транспортировке природного газа от пунктов добычи до конечных потребителей, при одновременном надёжном обеспечении потребителей газом [3, 4]. Сеть газопроводов в нашей стране является чрезвычайной протяжённой (в настоящее время более 180 тыс. км) и сильно разветвлённой, поэтому повышение её экономических и технических показателей содержит в себе поистине огромный потенциал [5]. Так как при рассмотрении данной проблемы необходимо учесть много факторов, требуется использование специальных методов математики и программирования.

Цель работы - разработка методики оптимального перераспределения потоков природного газа по веткам газотранспортной сети, в основу которой положены математические методы так называемого экстремального линейного программирования.

Рассматриваемая задача перераспределения потоков от нескольких поставщиков между несколькими потребителями является одной из видов задач линейного программирования [6] – задачей оптимального распределения ресурсов. Для её решения необходимо задаться системой ограничений и целевой функцией, экстремум которой (максимум или минимум) необходимо обеспечить [7].

Рассмотрим решение данной задачи на примере потребления газа в Калужской области. Стоимости закупки и потребления газа приведены в табл. 1.

Таблица 1.

Потребление природного газа в Калужской области

Потребитель	Потребление газа, млн. куб. м/год	Стоимость закупки 1000 куб. м газа в рублях
Население	378	8300
Отопление и горячее водоснабжение	1100	5900
Промышленность	126	6700

Поставка газа возможна по 3 веткам, для которых в табл. 2 указаны пропускные способности. Таблица составлена по данным открытых интернет-источников.

Таблица 2

Пропускная способность экспортных газопроводов, млн.куб.м в год

№ поставщика	Газопровод – поставщик природного газа	Пропускная способность, млн. куб. м/год	Протяжённость, км
1	Дашава-Киев-Брянск-Москва	21	1301
2	Тула-Шостка-Киев	17	550
3	Серпухов-Санкт-Петербург	15	803

Таким образом, в данной задаче имеются 3 поставщика природного газа и 3 потребителя.

Так как К потребителям природный газ может быть поставлен от N поставщиков N·K путями, обозначим искомые переменные $x_{11}, x_{12}, \dots, x_{NK}$ - количество газа, тыс. куб. м/год, поставляемого каждым возможным путем (величины, которые необходимо перераспределить).

Также следует учесть в качестве ограничений, что $x_{11}, x_{12}, \dots, x_{NK}$ могут быть только положительными (или равными 0, если данным путем ничего не поставляется): $x_{11} \geq 0, x_{12} \geq 0, \dots, x_{NK} \geq 0$.

Результаты

Найденное описанным способом решение приведено на рис. 1.

	A	B	C	D	E	F	G	H
1	Поставщики природного газа		Потребители		Пропускная способность поставщиков	Протяжённость, км.	Стоимость транспортировки руб/1000 куб м	Сумма
2		Население	Отопление и горячее водоснабжение	Промышленность				
3	Дашава-Киев-Брянск-Москва	1558926,1	14,8	541059,1	21	1301	1667	21
4	Тула-Шостка-Киев	805323,8	523735,8	370940,4	17	550	704	17
5	Серпухов-Санкт-Петербург	575750,1	576249,4	348000,5	15	803	1027,84	15
6	Требуемое Потребление газа, млн. куб. м/год	378	1100	126				
7	Стоимость закупки 1000 куб. м газа в рублях	8300	5900	6700	3309474001	Себестоимость транспортировки руб/км/1000 куб м.	1,28	
8	Обеспечение потребление газа млн. куб. м/год	294,0	1100,0	126,0				

Рис. 1. Результат решения задачи

Из решения видно, что магистральные ветки трубопроводов загружены полностью, но население не полностью обеспечено необходимым расходом природного газа, так как не все районы газифицированы. Следовательно, дополнительную поставку топлива по данным направлениям необходимо обеспечивать другими путями.

В настоящее время недостаток бытового газа восполняется другими источниками энергии (использование газовых баллонов, электрической энергией и т.д.) с целью достижения максимальной экономической эффективности.

Таким образом, разработана основанная на компьютерных технологиях методика оптимизации перераспределения потоков природного газа между поставщиками и потребителями с достижением заданного оптимизируемого параметра - максимума прибыли для поставщиков и предложены рекомендации по ее дальнейшему совершенствованию и доработке. Применимость разработанной методики показана на решении конкретной задачи.

Список литературы

1. *Дерюгина Е.О., Чухраев И.В., Козеева О.О.* Программное моделирование прогнозирования химических свойств на основе структурной теории // Вестник образовательного консорциума Среднерусский университет. Информационные технологии. 2018. № 2 (12). С. 31-34.

2. *Драч В.Е., Корнеев А.А., Чухраев И.В.* Моделирование электрических схем в современных САПР // Электромагнитные волны и электронные системы. 2017. Т. 22. № 3. С. 36-41.

3. *Босова И.Ю., Орлов Ю.Н., Семенцова В.А.* Расчет показателей экономической эффективности нефтегазовых проектов в нестационарных сценариях внешних условий // Препринты ИПМ им. М.В. Келдыша. 2010. № 19. 26 с.

4. *Селезнев В.Е., Алешин В.В., Прялов С.Н.* Основы численного моделирования магистральных трубопроводов / Под ред. В.Е. Селезнева. М.: МАКС Пресс. 2009. 436 с.

5. *Вовк В.С., Новиков А.И., Глаголев А.И., Орлов Ю.Н., Бычков В.К., Удалов В.А.* Мировая индустрия и рынки сжиженного природного газа: прогнозное моделирование. М.: ООО «Газпром экспо». 2009. 312 с.

6. *Лунгу К.Н.* Линейное программирование. Руководство к решению задач. М.: Физматлит. 2009. 132 с.

7. *Просанов И.Ю.* Математические модели в теории управления и исследование операций. Учебное пособие. Хабаровск: ДВГУПС. 2009. 214 с.

Антипов Вадим Сергеевич - студент, магистрант КФ МГТУ им. Н.Э. Баумана, Калуга, 248000, Россия. E-mail: beowulf1064@gmail.com

Н.Н. Шинкевич, Ф.Л. Чубаров, А.В. Никитин

СТЕНДОВЫЕ ИСПЫТАНИЯ ПОДБИВОЧНЫХ БЛОКОВ ПУТЕВЫХ МАШИН

Все путевые машины включают в себя гидравлические системы, которые необходимо регулярно обслуживать, а также проводить запланированный и незапланированный ремонт. Для экономии средств, рабочего времени и материальных ресурсов используют стенды, на которых можно симулировать реальные условия работ машины для определения качества проведенного ремонта деталей и узлов. В зимний период очень проблематично производить обкатку путевых машин из-за низких температур, но благодаря стендам можно производить обкатку, не выезжая из ремонтного цеха. Испытанию подвергаются как отремонтированные, так и новые подбивочные блоки.[1]



Рис. 1. Стенд компании “АВА Гидроком”

Производство железнодорожных машин – одна из базовых областей промышленности, которая должна развиваться в рамках импортозамещения внутри страны. В России существует ряд предприятий, осуществляющих полный цикл производства железнодорожной техники, начиная с проектирования и заканчивая испытаниями готовых изделий. Важным направлением является проектирование и производство путевых ремонтных машин (далее ПРМ), которые используются для выполнения комплекса операций по теку-

шему содержанию и ремонту железнодорожного пути: подъемно-рихтовочных работ, выправки, подбивки шпал и стрелочных переводов и т.д. Одним из главных рабочих агрегатов ПРМ являются подбивочные блоки, оснащенные 2-мя, 4-мя или 8-ю шпалоподбойками. [2]

В ходе работы детали и узлы агрегата испытывают значительные нагрузки под действием неуравновешенных масс, динамической реакции заглубления в балластный слой и реакции усилий сжима балласта. Необходимая минимизация весовых и габаритных параметров агрегата приводит к наличию предельно допустимых напряжений в шарнирах и подшипниковых его узлах. В свою очередь, предельные нагрузки вынуждают обеспечивать минимальные тепловые зазоры в подшипниках и шарнирах. Увеличение зазоров приводит к росту (в геометрической прогрессии) динамических нагрузок вследствие соударения сопрягаемых поверхностей, недостаточность тепловых зазоров – к аварии. Все эти условия учитываются конструкторами при проектировании подбивочных блоков, а изготовленные изделия должны пройти приемо-сдаточные испытания. [3]

Главной проблемой организации приемо-сдаточных испытаний подбивочных блоков является необходимость совмещения контроля ряда параметров и одновременной имитации рабочего процесса целой ПРМ. Для решения данной проблемы, на предприятиях РЖД используются узкоспециальные стенды: в качестве примера можно привести стенд производства ОА «АВА Гидросистемы» (г. Санкт-Петербург). Данный стенд предназначен для обкатки подбивочных блоков машин ВПР-02, ВПР-1200, ВПРС-02, ДУОМАТИК 09-32, ПМА-1 и УНИМАТ-275 и т.д.

В дальнейшем планируется провести испытания подбивочных блоков путевых машин на стендах, что позволит объективно оценить работоспособность и ресурс испытываемых изделий, и выпуск эффективных и надежных изделий. Испытания будут основаны на одновременном выполнении нескольких операций: задания и контроля параметров работы системы (давление, усилие, время, скорость и т.д.), осуществления сжима и разжима подбоек, а также создания постоянной вибрации. Главной проблемой является изменение параметров работы (необходимо поднять давление, не меняя остальных параметров). В дальнейшем планируется изменение конструкции стенда таким образом, чтобы это позволило нам увеличить давление, не меняя других параметров.

Список литературы.

[1] *Прогнозы*, статистика в области промышленных стендов. (б.д.). Получено из Trends: <http://robotrends.ru/robopedia/novosti-prognozy-statistika-v-oblasti-promyshlennyh-stendov>

[2] *Вальяников В.Д., Чубаров Ф.Л., Никитин А.В.*, Наукоемкие технологии в приборо- и машиностроении и развитие инновационной деятельности в ВУЗе: Материалы всероссийской НТК 14-16 ноября 2017 г. Т2., с. 139-142. Сб. – М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана. – 78с

[3] *Лозовецкий В.В.* Гидро - и пневмосистемы транспортно-технологических машин. Учебное пособие. // Санкт-Петербург: Лань, 2013. – 555 с.

Шинкевич Николай Николаевич - студент КФ МГТУ им. Н.Э. Баумана, Калуга, 248000, Россия. E-mail: nick-next@mail.ru

Чубаров Федор Леонидович - доцент, канд. техн. наук КФ МГТУ им. Н.Э. Баумана, Калуга, 248000, Россия. E-mail: fedor1966chub@yandex.ru

Никитин Алексей Валерьевич – канд. пед. наук, директор ГАПОУ КО. E-mail: anikitin74@yandex.ru

А.Н. Маклачков, В.В. Коротков

ТРЕБОВАНИЯ, ПРЕДЪЯВЛЯЕМЫЕ К СКВАЖИННЫМ НАСОСАМ ДЛЯ ДОБЫЧИ УРАНА

Атомная энергетика в России занимает не малую долю в производстве электроэнергии. Суммарная установленная мощность всех энергоблоков АЭС составляет 29 ГВт. Они вырабатывают более 18,7% всего производимого электричества. Поскольку топливом для энергоблоков является уран, его добыча важна для развития атомной энергетике. Россия занимает третье место в мире по запасам урана.

Большую популярность добычи урана приобретает современный метод скважинного подземного выщелачивания (СПВ). Технология СПВ имеет большое будущее, так как она практически исключает угрозу для жизни людей и воздействие на окружающую среду. Более того, после обработки участков земля остаётся пригодной для сельскохозяйственного пользования. В технологии СПВ, которая также известна как добыча растворением, порода остаётся на месте залегания, по площади месторождения прокалываются скважины, через которые потом прокачиваются жидкости для выщелачивания металла из руды.[1]

По сравнению с шахтным методом добычи разработка урановых месторождений методом скважинного подземного выщелачивания оказывает меньшее отрицательное влияние на поверхность земли: отсутствуют оседания и нарушения почвы, отвалы забалансовых руд и пустых пород. [2]

Основную роль в процессе скважинного подземного выщелачивания играют насосы. Они используются уже на самой первой стадии - откачивания грунтовых вод, в которые потом добавляются кислый реагент и окисляющий компонент на основе перекиси водорода или кислорода. После при помощи скважинного оборудования раствор закачивается в геотехническое поле. Обогащённая ураном жидкость поступает в добывающие скважины, откуда вновь при помощи насосов отправляется на перерабатывающую установку, где в процессе сорбции уран оседает на ионообменной смоле. Затем металл отделяется химическим способом, суспензия обезвоживается и осушается до получения конечного продукта. Технологический раствор вновь насыщается кислородом (при необходимости - серной кислотой) и возвращается в цикл.

Именно поэтому на первое место при подборе оборудования выходят его качество и долговечность - перерывы в работе недопустимы, так же, как и слишком малое количество часов наработки. Ведь в последнем случае насосы придётся часто менять, а это дополнительные финансовые и временные затраты.

Следует отметить, что при работе скважинных насосов для добычи урана, рабочей жидкостью является агрессивная среда в виде раствора серной кислоты разной концентрации. Поэтому к материалам проточной части насоса предъявляют высокие требования. Как правило, корпус насоса

изготавливают из высококачественной нержавеющей стали или из титанового сплава. В качестве материала рабочих колес и направляющих аппаратов используют те же стали, что и для корпуса. Также популярными материалами для изготовления лопастных колес являются пластмассы капаен и полиамид, они имеют высокую устойчивость к воздействию агрессивных сред.

Скважинные насосы в одном корпусе имеют проточную часть и электродвигатель. Именно поэтому уплотнения играют огромную роль. Необходимо обеспечивать полное отсутствие протечек. С этой целью применяют двойные или тройные торцовые уплотнения. Также используют магнитную муфту, что позволяет полностью исключить протечки.[3]

Важно отметить, что рабочая жидкость в виде раствора серной кислоты обладает высокой плотностью и кинематической вязкостью, что способствует увеличению нагрузки на рабочие органы насоса. При расчете проточной части скважинного насоса для добычи урана следует учитывать и относительно широкий диапазон температур рабочей жидкости. В одних скважинах она может быть близка к комнатной температуре, а в отдельных случаях достигает 300 °С.

Метод добычи урана скважинным подземным выщелачиванием набирает все большую популярность. При его использовании, в отличие от традиционной добычи руды из недр, отсутствуют экологические проблемы. Однако, он требует высококачественного и высокопроизводительного насосного оборудования. Необходимо применять современные технологии для обеспечения надежности, производительности, герметичности данных агрегатов.

Проанализировав условия работы скважинных погружных насосов для добычи урана, можно выделить основные требования, предъявляемые к данным агрегатам:

- Полное отсутствие протечек между проточной частью насоса и электродвигателем;
- В качестве материала корпусных деталей и рабочих колес необходимо использовать высококачественные стали, стойкие к агрессивным средам;
- Высокая производительность, долговечность, надежность;

Исходя из выше описанного, проектируемый центробежный насос для добычи урана методом подземного выщелачивания должен обладать следующими параметрами: напор насоса не менее 150 м; подача должна находиться в диапазоне 3-6 м³/ч; КПД проточной части 0,75-0,85; расположение вала вертикальное; наружный диаметр корпуса не более 100 мм; материал корпусных деталей титан ВТ1-0.

Список литературы

[1]. Мамилев В.А. Добыча урана методом подземного выщелачивания. — М.: Атомиздат, 1980. — 248 с.

[2]. *Андреев Ю.В.* Металлургия благородных металлов. — Спб.: Металлургия, 2011. — 79 с.

[3]. *Гроховский Д.В.* Основы проектирования центробежных многоступенчатых высоконапорных насосов энергетических установок. — М.: Нестор-История, 2013. — 238 с.

Маклачков Андрей Николаевич - студент КФ МГТУ им. Н.Э. Баумана, Калуга, 248000, Россия. E-mail: maklachckov.andrei@yandex.ru

Коротков Виталий Владимирович - заведующий кафедрой, канд. техн. наук КФ МГТУ им. Н.Э. Баумана, Калуга, 248000, Россия. E-mail: k2kf@bmstu-kaluga.ru

ЭНЕРГЕТИЧЕСКИЕ И КАВИТАЦИОННЫЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ ВИХРЕВОЙ ГИДРОМАШИНЫ С ЦИЛИНДРИЧЕСКИМ РОТОРОМ

В промышленности широко применяются вихревые гидравлические машины. Работа вихревого насоса основана на передаче энергии лопатками рабочего колеса потоку жидкости в канале. Передача энергии происходит в результате переноса количества движения частицами жидкости, движущимися в межлопаточных ячейках рабочего колеса, потоку жидкости в рабочем канале насоса.[1]

Представляет большой интерес вихревая гидромашина, имеющая ротор в виде цилиндрического барабана, на внешней поверхности которого выполнены глухие отверстия, и неподвижная винтовая решетка на периферии [2, 3]. Вихри распространяются в каналы решетки и перемещают находящуюся там жидкость от входа к выходу. Основной поток перемещается по неподвижным каналам.

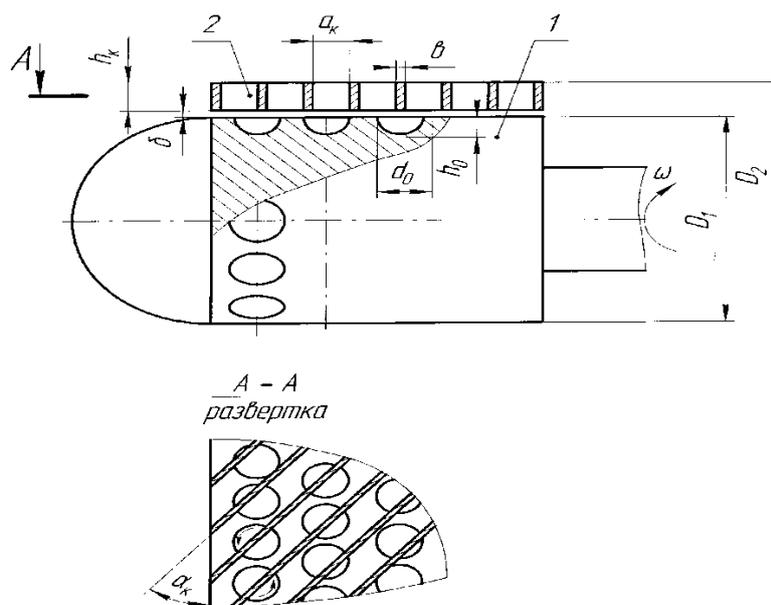


Рис. 1. Схема вихревой гидромашины с цилиндрическим ротором и неподвижными винтовыми каналами: 1 – цилиндрический барабан; 2 – винтовые каналы.

Влияние геометрических параметров на энергетические характеристики определялось экспериментальным путем. [4]. Исследовались проточные части с различными наружными диаметрами барабанов и числом глухих отверстий. На наружных поверхностях барабанов выполнялись отверстия различного диаметра, формы, глубины. Винтовые решетки имели шаг одного витка $S = 64; 112; 160; 192 \text{ мм}$. Высота лопастей составляла $h_k = 9,5; 12; 18,5; 24; 31 \text{ мм}$. Число

каналов винтовой решетки выбиралось $z = 3; 4; 5; 6$. Толщина лопастей неподвижной винтовой решетки составляла $b = 2...3 \text{ мм}$. Число глухих отверстий в барабане достигало $z_0 = 270$. Испытания проводились на рабочей жидкости – воде с температурой в диапазоне $t = 20...80^\circ\text{C}$. Частота вращения барабана $n = 800...2000 \text{ об/мин}$. Диапазон расходов при определении характеристик составлял $Q = 0...300 \text{ м}^3/\text{ч}$. Приведены напорные характеристики вихревой машины $H = f(Q)$ отличающейся только отношением глубины глухого отверстия к его диаметру h_0/d_0 (рисунок 2). Из приведенных характеристик следует, что выполнение на барабане глухих отверстий приводит к значительному увеличению напора.

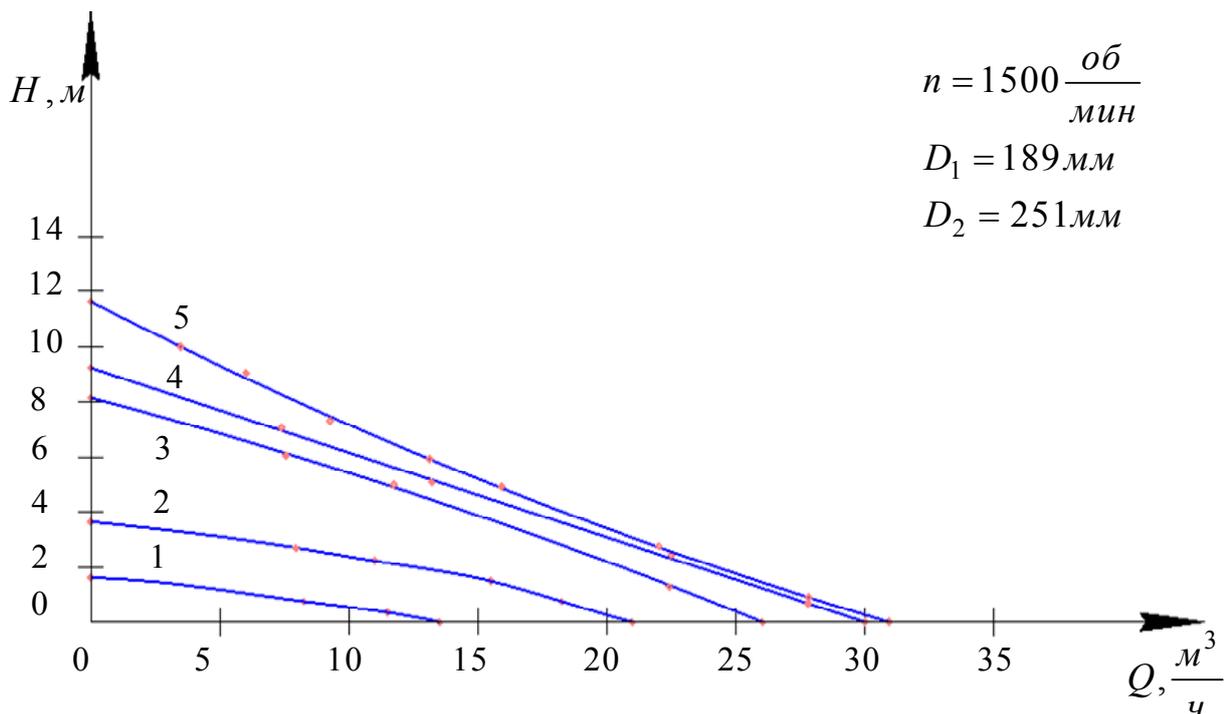


Рис. 2. Напорные характеристики с различным соотношением глубины к диаметру глухих отверстий в барабане (1- $d_0=15 \text{ мм}$, $h_0=4 \text{ мм}$; 2- $d_0=10 \text{ мм}$, $h_0=8 \text{ мм}$; 3- $d_0=15 \text{ мм}$, $h_0=12 \text{ мм}$; 4- $d_0=16 \text{ мм}$, $h_0=12 \text{ мм}$; 5- $d_0=18 \text{ мм}$, $h_0=15 \text{ мм}$;))

Вихревая гидромашинa обладает высокими кавитационными качествами, сопоставимыми со шнеками. На рисунке 3 приведены кавитационные характеристики. Зависимости напора от кавитационного запаса на входе определялись при постоянных подаче и оборотах. Исследования показали, что с уменьшением подачи существенно улучшаются кавитационные качества разработанной вихревой гидромашины.

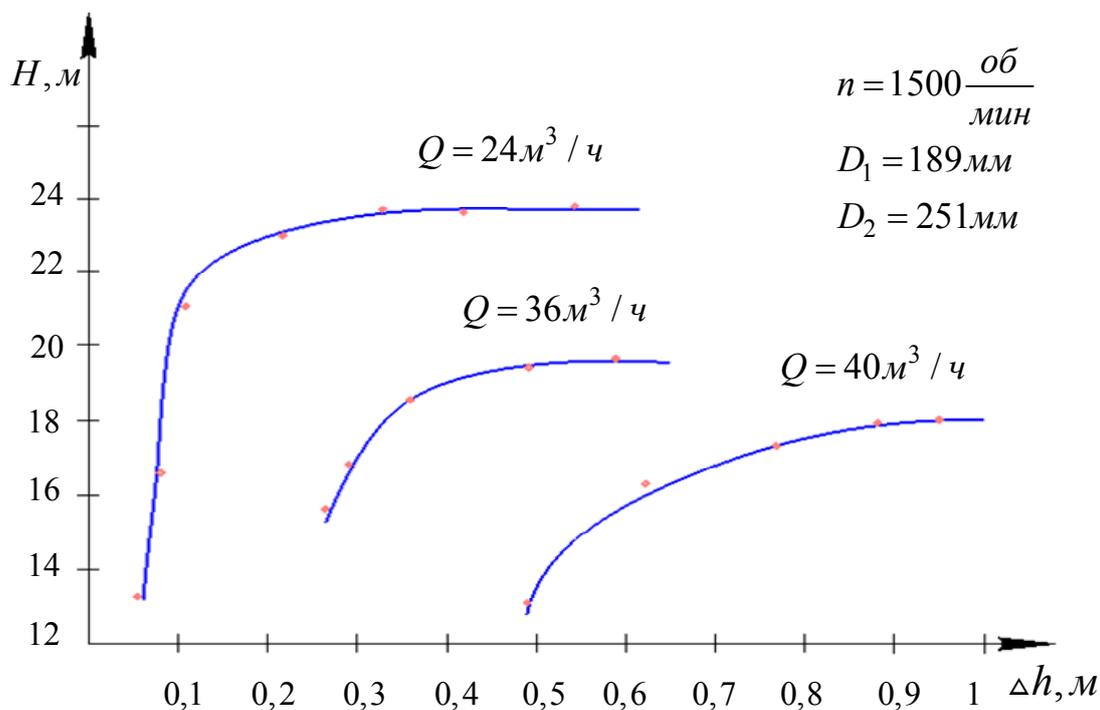


Рис. 3. Кавитационные характеристики при различных подачах

Высокие кавитационные качества объясняются тем, что основной поток движется по неподвижным каналам перемещаясь с помощью жидких вихревых «пластин», т.е. рабочий процесс аналогичен объемным насосам, у которых также высокие кавитационные качества и они могут работать в режиме самовсасывания. Кавитационный коэффициент быстроходности, рассчитанный по формуле С.С. Руднева для срывного режима составил $C_{кр} = 2800 \dots 5000$, причем большие значения были получены для меньших подач.

Испытания на различном числе оборотов моделей показали, что для исследованного диапазона скоростей выполняются законы динамического подобия и справедливы соотношения для модельного пересчета энергетических характеристик по известным формулам. В приведенном диапазоне геометрических параметров, при выполнении их оптимальных значений, получена эмпирическая формула расчета напорной характеристики:

$$H = \frac{\omega^2 D_1^2}{g} \left[0,1 + 0,93 \sin^2 \alpha_k \cos \alpha_k \frac{z_0 d^2 h_0}{D_1 (D_2^2 - D_1^2)} \right] \cdot (1 - 1,67q + 0,67q^2) \quad (1)$$

где $q = Q/Q_{\max}$; Q - текущее значение подачи; Q_{\max} - максимальная подача, при которой напор равен нулю. Максимальный расход рассчитывается как половина расхода через винтовую решетку при условии безударного входа $Q_{\max} = 0,5Fu/\cos \alpha_k$. [6].

Выводы

1. Вихревая гидромашина обладает высокими кавитационными качествами.

2. При снижении давления на входе происходит плавное снижение напора, низкочастотные пульсации давления отсутствуют.

3. Работа машины устойчива во всем диапазоне подачи.

4. Полученные данные открывают перспективу использования разработанного устройства в качестве насоса при перекачивании сред с механическими включениями, нагрузочного устройства, так как ротор представляет собой барабан с большим запасом прочности.

5. На базе представленной вихревой гидромашины возможно создание герметичных насосов для химической, нефтеперерабатывающей, и газовой промышленности, авиации и судостроения.

Список литературы

1. *Байбаков О.В.* Вихревые гидравлические машины. М. : Машиностроение, 1981.-197с.

2. *Патент РФ № 4657277/29*, 07.04.1992

3. *Патент РФ № 4953086/29*, 15.01.1994

4. *Анкудинов А.А., Лысенко Л.В.* Разработка и исследование вихревой гидромашины/ В сб.: Международная конференция <Гидромеханика, гидромашин, гидроприводы и гидропневмоавтоматика>-М.: Изд-во МГТУ им.Баумана, 1994, стр.39

5. *Анкудинов А.А., Волчкова Е.В.* Автоматизированное проектирование вихревой ступени насоса с цилиндрическим ротором и винтовым каналом. Учебное пособие, МГТУ им. Н.Э. Баумана. Калуга, 2019. – 24 с.

Цыганов Никита Сергеевич - студент КФ МГТУ им. Н.Э. Баумана, Калуга, 248000, Россия. E-mail: kf.tsyganoff@yandex.ru

Анкудинов Анатолий Александрович – КФ МГТУ им. Н.Э. Баумана, 248000, г. Калуга, Россия. E-mail: ankudinov2808@yandex.ru

МОДЕРНИЗАЦИЯ ШНЕКА ЦЕНТРОБЕЖНОГО НАСОСА

Обеспечение надежности и ресурса работы центробежных насосов является одной из актуальных научных проблем, к которым относится улучшение вибрационных характеристик насосных агрегатов при требуемых режимах эксплуатации.

Вибрации возникают вследствие нарушения согласованности потоков жидкости в шнеке и рабочем колесе насоса. При работе насоса с пониженной или с повышенной подачей (в нерасчетном режиме) по отношению к ее значению, которое соответствует оптимальному КПД (оптимальная подача), амплитуда колебаний давления в насосе увеличивается.

Вибрации могут быть вызваны кавитацией, которая, к тому же, ухудшает напорные характеристики насоса, а так же вибрации на нерасчетных режимах работы насосов возникают из-за появления обратных токов.

Обратные токи на входе в колесо появляются при понижении расхода. Часто обратные токи наблюдаются и на расчетном режиме. Обратные токи, возникая на входе в лопасти колеса и распространяясь во входном патрубке навстречу основному потоку, оттесняют основной поток к оси входного патрубка и закручивают его [1].

Последствиями воздействия обратных токов являются:

1. Неравномерность поля давления на входе в шнек, проявляющаяся в понижении в центре активного потока и в повышении на периферии статического давления вследствие закрутки потока.
2. Подогрев перекачиваемой жидкости за счет обратных токов.
3. Возможность возникновения автоколебательных режимов.
4. Увеличение момента сопротивления на валу насоса.
5. Образование на пониженных расходах вихревого шнура во входном патрубке, заполненного газом и паром.

В большинстве шнеко-центробежных насосов с высокими антикавитационными свойствами расчетный режим работы шнека соответствует режиму:

$$q_{вх} \leq 0,5. \quad (1)$$

где $q_{вх}$ - расходный параметр определяющий режим появления обратных токов во входном патрубке шнеко-центробежного насоса [3].

При работе шнека на режимах с обратными токами удобно рассматривать поток во всасывающем патрубке, состоящим из трех потоков (рис. 1): зоны обратного течения, зоны возвратного потока и активного потока. Сечение активного потока ограничено радиусом r_a и определяется расходом через это сечение, равным расходу через всасывающий патрубок в зоне невозмущенного потока [2].

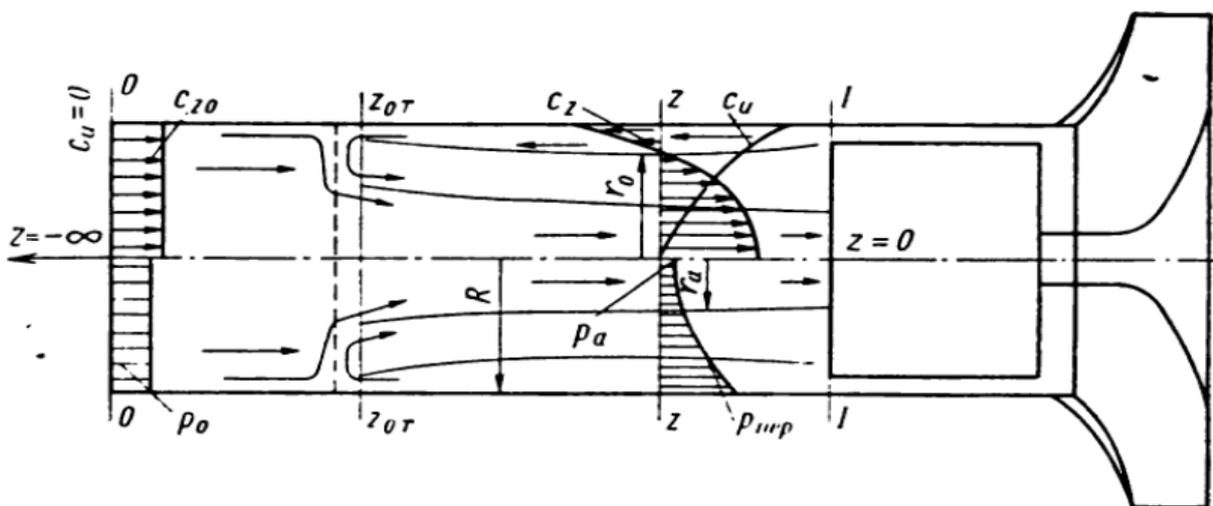


Рис.1. Схема потока с обратными токами перед шнеком

Зоны обратного и возвратного течений разграничиваются поверхностью вращения радиуса r_0 , на которой осевая составляющая скорости $c_z = 0$.

Поскольку обратные токи оказывают негативное влияние на работу насоса необходимо искать способы устранения этого воздействия.

С целью уменьшения негативного влияния обратных токов на работу насоса нами предлагается следующий способ. В межлопастном канале на поверхности втулки шнека выполняется канавка, показанная на рис. 2.

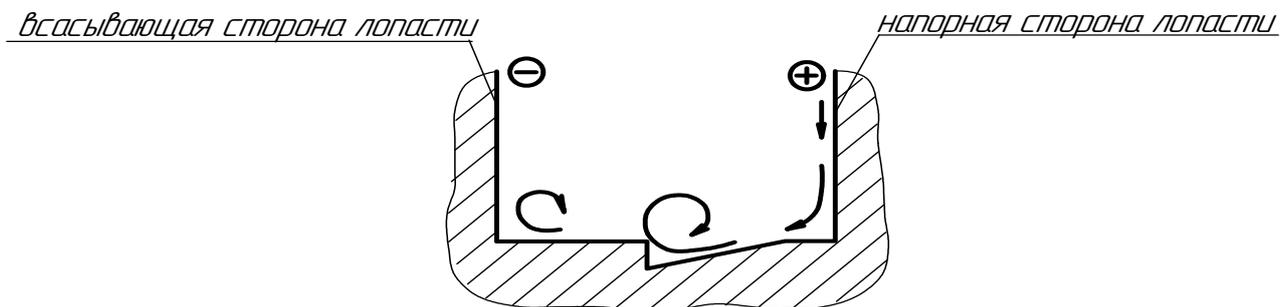


Рис. 2. Схема течения в межлопастном канале шнека с канавкой

Такая доработка позволит зафиксировать зону отрыва потока жидкости перетекающего с напорной стороны лопаток шнека к всасывающей, снизить величину динамических усилий на стенки межлопастного канала и улучшить вибрационные характеристики насоса. Кроме того, такая канавка позволит уменьшить интенсивность вихревого течения и тем самым снизить его влияние на основной поток.

В КФ МГТУ планируется провести анализ течения в межлопастном канале осевого колеса с указанной выше доработкой с помощью программного комплекса VlowVision с целью установления оптимальной формы и размеров канавки. Окончательные результаты компьютерного моделирования будут проверены на экспериментальном стенде.

Выводы.

1. Проанализированы причины появления вибрации в насосах.
2. Перечислены последствия негативного влияния обратных токов.

3. Представлена схема течения жидкости в шнековом преднасосе при наличии на входе обратных токов.

4. Предложен способ уменьшения негативного влияния обратных токов на работу насоса.

Список литературы

1. *Панаиотти С.С., Савельев А.И., Кузнецов А.В.* Автоматизированный расчет и проектирование высокооборотного шнекоцентробежного насоса: Руководство пользователя. — Калуга, 2008. — 70 с.

2. *Руднев С.С., Мелащенко В.И.* Обратные течения на входе в рабочее колесо и их влияние на форму характеристики центробежных секционных насосов. Труды ВНИИГидромаш. – М., 1968.- №37, с. 167-183.

3. *Зотов Б.Н.* Расчёт характеристик шнеков постоянного и переменного шага для центробежных насосов. М, «Машиностроение», 2014, 65с.

Минеев Виктор Александрович - студент, бакалавр КФ МГТУ им. Н.Э. Баумана, Калуга, 248000, Россия. E-mail: NewNeskwik@yandex.ru

Коротков Виталий Владимирович - заведующий кафедрой, канд. техн. наук КФ МГТУ им. Н.Э. Баумана, Калуга, 248000, Россия. E-mail: k2kf@bmstu-kaluga.ru

КОНЦЕПЦИЯ ДВУХТАКТНОГО ДИЗЕЛЯ С РАСШИРЕННЫМ ДИАПАЗОНОМ ЭФФЕКТИВНОЙ МОЩНОСТИ

Дизельные двигатели имеют широкое распространение в различных сферах жизни общества и используются как приводы для стационарных силовых установок, самоходных машин и механизмов (тракторы, комбайны, асфальтоукладчики и т.д.), для рельсового (тепловозы, дизель-поезда), безрельсового видов транспорта (автомобили, автобусы, грузовики) и в судостроении, в качестве главных (дизельные суда) и вспомогательных (дизель-электрические суда) силовых установок.

При этом, дизельные двигатели имеют ряд существенных недостатков из-за которых до сих пор проигрывают на рынке бензиновым двигателям. Ряд особенностей дизельных двигателей, таких как «проблема холодного пуска», дороговизна обслуживания по сравнению с более доступными бензиновыми двигателями, способствует сравнительно низкой востребованностью на рынке среди населения, особенно для стран с преимущественно континентальным и резко континентальным климатом. Не смотря на это, дизельные двигатели отличаются от аналогов экономичностью (расход горючего на 30-35% меньше, чем у бензиновых моторов) и тяговитостью (высокий показатель крутящего момента на низких и средних оборотах).

Из-за низкой востребованности на рынке, производство и дальнейшее совершенствование современного типа дизельного двигателя не мотивируется. Ряд конструктивных решений, таких как: дополнительный подогрев, турбирование и т.д. повлияли на прирост продаж незначительно, так как не зарекомендовали себя надежными, удобными в использовании и удорожили конструкцию.

Разработка компактного экологичного дизеля с сохранением явных преимуществ дизельных силовых агрегатов и преодолением присущих им недостатков является актуальной задачей.

Дизельные двигатели подразделяются по числу тактов на 2-х тактные и 4-х тактные. Четырехтактные дизели имеют широкое распространение, хотя в показательных характеристиках уступают своим 2-х тактным аналогам. Так, к примеру, 2-х тактный дизель отличается большим КПД, большим крутящим моментом, но при этом существуют особенности, которые не позволяют использовать его на автомобилях общего пользования. Это повышенные шумы при работе, разрушительные вибрации и крупные габариты. Между тем такие двигатели имеют широкое распространение в военной и судостроительной промышленности. Кроме этого, двухтактные дизельные двигатели не получили широкое распространение из-за сложности конструкции и большой массы. По сравнению с 4-х тактными дизелями, 2-х тактные имеют большую мощность и полезную работу, т.к. совершают полный цикл за 2 оборота коленчатого вала вместо 4-х[1].

Высокое распространение получили турбированные дизельные двигатели. Подобные конструкции привлекают массовое внимание за счет заявленных производителем характеристик, которые позволят увеличить диапазон работы двигателя, повысить его эффективность и долговечность. Однако, несмотря на рост мощности, при турбировании пропорционально возрастают разрушительные моменты. Что приводит к тому, что заявленный производителем срок службы двигателя, без технологического ремонта, не отрабатывает. Например, автомобиль SubaruForester, с двигателем EJ20 считается самым надежным в линейке. Производитель гарантирует от 250 до 300 тыс. км пробега до капитального ремонта. Анализ статистики сервисных служб показывает, что двигатель нуждается в ремонте уже после первых 60 тысяч км, что для современных двигателей очень маленький срок эксплуатации. Причиной быстрого выхода из строя чаще всего становится так называемый "перегрев", который возникает при работе двигателя в режиме нагрузки, а это продолжительная работа на высоких оборотах, и частые переключения скоростных режимов в стесненных городских условиях. Известна закономерность уменьшения долговечности и эффективности двигателя с увеличением его мощности. В частности, турбирование EJ20 до модификации EJ25, повышает мощность почти в два раза, но при этом действительный пробег уменьшается в два раза [2]. Часто наблюдаются такие проблемы как: проворот вкладышей, масляное голодание, прогорание поршней и клапанов.

Для решения этой проблемы было предложено видоизменить конструкцию существующих двигателей и отказаться от использования маховика, компенсирующего инерционные усилия второго коленчатого вала. Тем самым добиваясь устойчивой и плавной работы двигателя на всех режимах.

Под рабочей парой подразумевается пара цилиндро-поршневой группы которая на протяжении полного оборота коленчатого вала выполняет одинаковую работу.

Рабочий ход в одной паре достигается за счет рабочего хода в другой, в отличие от классического представления конструкции двигателя, где рабочий цикл совершается с помощью усилий маховика. Топливо попадает через электро-форсунку в предкамеру шарообразной формы. Эта камера называется Форкамерой. Форкамера (предкамера) представляет собой специальную полость, которая расположена в головке цилиндров и необходима для улучшения сгорания топлива и увеличения получаемой в процессе горения полезной энергии [3]. Компактная, легко и быстро монтируемая конструкция форкамеры обеспечивает простоту ее технического обслуживания, производства и низкую себестоимость.

Для продувки и насыщения воздухом топливной смеси, в форкамере установлен один или несколько воздушных клапанов. Топливо впрыскивается в предкамеру в момент за 14° до подхода поршня к верхней мертвой точке (ВМТ). Это промежуточное значение между моментами впрыска на четырехтактном и двухтактном дизельном двигателе традиционных конструкций. Смесь воспламеняется принудительно за 4° до ВМТ, с помощью электронно-

го зажигания, по аналогии с двигателями работающими в соответствии с циклом Тринклера. Таким образом для образования горючей смеси необходимо 10° , в совокупности с прочими преимуществами предлагаемого двигателя, это свидетельствует о высокой оборотистости и приемистости двигателя на разных режимах работы.

Форкмера, в отличии от камеры завихрения, соединена с камерой сгорания через сопло, что способствует более эффективному воздействию расширяющихся газов на днище поршня. Отработанные газы выводятся из рабочего объема цилиндра через выпускное окно при достижении поршнем нижней мертвой точки (НМТ). В этот момент воздушный клапан открыт, происходит продувка, за счет чего улучшается удаление примесей способствующих нагарообразованию и преждевременному износу деталей. В конечном итоге улучшается теплоотдача и снижается вероятность перегрева двигателя.

В разрабатываемом двигателе кривошипно-шатунный механизм составлен из двух коленчатых валов, находящихся в жестком зацеплении друг с другом. На каждом коленчатом валу по две шатунные шейки. Цилиндропоршневая группа (ЦПГ) одного вала расположена поуглом 180° относительно ЦПГ второго вала, и работает зеркально. Сжатие в одной зеркальной паре, происходит за счет рабочего хода в другой зеркальной паре. Конструкция не предусматривает маховика, обеспечивая увеличения диапазона эффективной мощности и максимальных оборотов двигателя. Момент инерции будет обеспечиваться усовершенствованной конструкцией коленчатых валов.

Список литературы

[1]. *Кавтарадзе Р.З.* Теория поршневых двигателей. Специальные главы: учебник для вузов. М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э.Баумана, 2008. 720с.

[2]. *Wikimotors*: [сайт]. URL: <http://wikimotors.ru/ej20/> (дата обращения: 11.09.2019).

[3]. *Принцип действия форкамерного дизельного двигателя* [Электронный ресурс]. URL: <https://drivertip.ru/osnovy/kak-rabotaet-forkamernuyu-dizelnyuyu-dvigatel.html> (дата обращения: 19.10.2019).

Калмыков Вадим Владимирович - старший преподаватель КФ МГТУ им. Н.Э. Баумана. E-mail: kalmykovvv@bmstu.ru

Гроссман Мария Фадеевна - студент КФ МГТУ им. Н.Э. Баумана. E-mail: ffomacha@gmail.com

РАСЧЕТ СИЛ ПРИЖИМА РАСПРЕДЕЛИТЕЛЬНОГО ДИСКА ПЛАВАЮЩЕГО ТИПА К СТАТОРУ

Чтобы избежать отжима распределительного диска плавающего типа от статора, необходимо правильно выбирать размеры деталей насоса. В связи с тем, что расчетные схемы прижима распределительного диска плавающего типа различны для насосов отечественного производства, насосов с разгруженными пластинами и пластинчатых насосов, рассмотрим каждый из этих случаев в отдельности.[1]

Насосы отечественного производства. Плавающий диск к статору прижимается силой P_n , создаваемой давлением рабочей жидкости на площадь диска, равную кольцевой поверхности между диаметрами d_7 и d_8 (рис.1) за вычетом площади двух нагнетательных окон. Величина этой силы:

$$P_n = p_n F_n,$$

где p_n – давление нагнетания;

$$F_n \approx \frac{\pi}{4} (d_7^2 - d_8^2) - 2(d_7 - d_4) \left[\frac{\pi}{16} (d_7 + d_4) - a \right] \quad (1)$$

На торец диска со стороны ротора действует сила P_0 , отжимающая диск.

Для определения этой силы всю поверхность торца диска разобьем на шесть участков, на каждом из которых распределение давления принимается по одному закону.

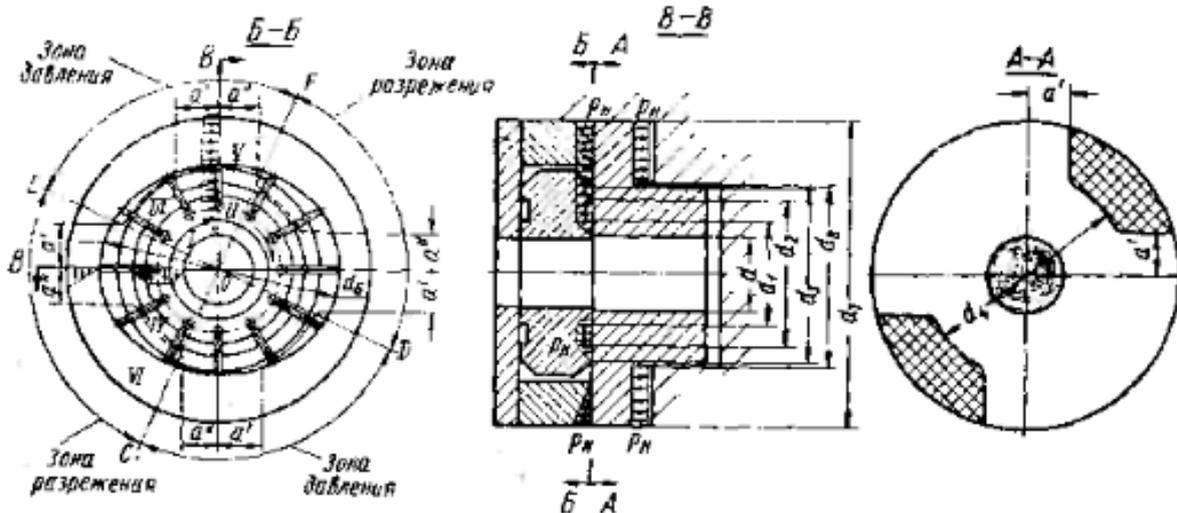


Рис. 1. Схема для расчета сил, действующих на плавающий распределительный диск

Участок 1 – кольцевая поверхность торца диска, ограниченная диаметрами d и d_1 . Канавка ротора между d_1 и d_2 сообщается с напорной магистралью, поэтому на диаметре d_1 действует давление нагнетания p_n .

На участке между d и d_1 принимается изменения давления по закону треугольника. Сила P_1 от действия давления на участке 1 будет численно равна разности объемов цилиндра с высотой p_H и диаметром основания d_1 и усеченного конуса с высотой p_H и диаметрами оснований d и d_1 :

$$P_1 = \frac{\pi}{4} d_1^2 p_H - \frac{\pi}{12} (d_1^2 + d^2 + d_1 d) p_H = \frac{\pi}{12} (2d_1^2 - d^2 - d_1 d) p_H. \quad (2)$$

Участок 2 – кольцевая поверхность торца диска, ограниченная диаметрами d_1 и d_2 . На всей поверхности этого участка действует давление нагнетания p_H . Сила от действия давления на участке 2:

$$P_2 = \frac{\pi}{4} (d_2^2 - d_1^2) p_H. \quad (3)$$

Участок 3 – часть кольцевой поверхности торца диска в зоне нагнетания, ограниченная диаметрами d_2 и d_4 и углами FOE и DOC. Другая часть той же кольцевой поверхности, ограниченная углами EOC и FOD, расположена в зоне всасывания.[2] Такое расположение зон нагнетания и всасывания принимается на основании результатов наблюдений при длительной работе насосов, согласно которым наиболее интенсивный износ статоров, определяющий указанные выше углы, происходит в зоне всасывания, где пластины с большой силой прижимаются к статору. Принимается, что углы FOE и DOC равны углам EOC и FOD. На всей поверхности участка 3 действует давление p_H , поэтому сила, отжимающая диск:

$$P_3 = \frac{\pi}{8} (d_4^2 - d_2^2) p_H. \quad (4)$$

Участок 4 – часть кольцевой поверхности торца диска в зоне всасывания, ограниченная диаметрами d_2 и d_3 и углами FOD и EOC. На участке между d_2 и d_3 принимается изменение давления по закону треугольника, а давление на диаметре d_3 приравнивается нулю. Сила P_4 , отжимающая диск, численно равна половине разности объемов усеченного конуса с высотой p_H и диаметрами оснований d_2 и d_3 и цилиндра с высотой p_H и диаметром d_2 :

$$P_4 = \frac{1}{2} \left[\frac{\pi}{12} (d_3^2 + d_2^2 + d_3 d_2) p_H - \frac{\pi}{4} d_2^2 p_H \right] = \frac{\pi}{24} (2d_3^2 - d_2^2 - d_3 d_2) p_H. \quad (5)$$

Общая сила отжима диска равна сумме отдельных сил, т. е.:

$$P_o = \sum_{i=1}^{i=4} P_i. \quad (6)$$

После преобразований получаем:

$$P_o = \left[\frac{\pi}{24} (2d_3^2 - d_7 d_6 - d_6^2 + 3d_4^2 + d_3^2 + d_3 d_2 + d_2^2 - 2d_1^2 - 2d_1 d - 2d^2) + (a' + a'')(d_7 - d_4) \right] p_H. \quad (7)$$

Выражение для P_o можно записать в следующем виде:

$$P_o = p_H F_o, \quad (8)$$

где F_o – приведенная к давлению p_H площадь отжима плавающего диска;

$$F_o = \frac{\pi}{24} (2d_3^2 - d_7 d_6 - d_6^2 + 3d_4^2 + d_3^2 + d_3 d_2 + d_2^2 - 2d_1^2 - 2d_1 d - 2d^2) + (a' + a'')(d_7 - d_4). \quad (9)$$

В случае, когда всасывание рабочей жидкости в насосе осуществляется с двух сторон ротора, выражение несколько видоизменяется. Ввиду того, что на участке 4 в статоре имеются отверстия для подвода рабочей жидкости на всасывание с двух сторон ротора, будем считать, что на поверхности торца диска, расположенной против окон всасывания, давление равно нулю.[3] В этом случае участок 4 представляет собой часть кольцевой поверхности торца диска в зоне всасывания, ограниченную диаметрами d_6 и d_7 и шириной $a' + a''$. Изменение давления на участке между d_6 и d_7 принимается по закону треугольника. Сила P_4 отжимающая диск на участке 4:

$$P_4 = 2(a' + a'') \left(\frac{d_7}{2} - \frac{d_6}{2} \right) \frac{1}{2} p_H = \frac{1}{2} (a' + a'') (d_7 - d_6) p_H, \quad (10)$$

откуда приведенная площадь отжима плавающего диска:

$$F_0 = \frac{\pi}{24} (3d_4^2 + d_3^2 + d_3d_2 + d_2^2 - 2d_1^2 - 2d_1d - 2d^2) + \frac{a' + a''}{2} (3d_7 - d_6 - 2d_4). \quad (11)$$

Участок 5 – часть кольцевой поверхности торца диска в зоне нагнетания, ограниченная диаметрами и шириной. Принимается, что на всей площади этого участка действует давление нагнетания и поэтому сила, отжимающая диск.

$$P_5 = 2(a' + a'') \left(\frac{d_7}{2} - \frac{d_4}{2} \right) p_H = (a' + a'') (d_7 - d_4) p_H \quad (12)$$

Участок 6 – часть кольцевой поверхности торца диска в зоне всасывания, условно ограниченная диаметрами.[4] На участке между d_0 и d_7 в зоне всасывания принимается изменение давления по закону треугольника. Сила P_6 , отжимающая диск, численно равна половине разности объемов цилиндра с высотой p_H и диаметром основания d_7 и усеченного конуса с высотой p_H и диаметрами оснований d_6 и d_7 .

$$P_6 = 2(a' + a'') \left(\frac{d_7}{2} - \frac{d_6}{2} \right) \frac{1}{2} p_H = \frac{1}{2} (a' + a'') (d_7 - d_6) p_H \quad (13)$$

Чтобы правильно произвести расчет прижима распределительного диск плавающего типа нужно выбрать именно тот участок, где сила минимальна. В статье рассмотрено шесть участков, но именно на участке три сила будет минимальна. Поэтому сила прижима распределительного диска будет наибольшей.

Список литературы

1. Бармин С. Масляные насосы МШ-8 и МШ-1 / С. Бармин. - М.: Книга по Требованию, 2012. - 279 с..
2. Башта Т.М. Объемные насосы и гидравлические двигатели гидросистем / Т.М. Башта. - М.: Книга по Требованию, 2012. - 167 с.
3. Лобачев П.В. Насосы и насосные станции / П.В. Лобачев. - М.: Стройиздат; Издание 3-е, перераб. и доп., 2012. - 320 с.

4. *Пластинчатые насосы и гидромоторы*. Зайченко И.З., Мышлевский Л.М. Машиностроение, 1970. - 229 с.

Лычагин Алексей Сергеевич – студент КФ МГТУ им. Н.Э. Баумана.
E-mail: lychagin.96@gmail.com

Савин Владимир Юрьевич – доцент, канд. техн. наук КФ МГТУ им. Н.Э. Баумана. E-mail: savin.study@yandex.ru

ВЛИЯНИЕ КОЛИЧЕСТВА ПЛАСТИН НА КРУТЯЩИЙ МОМЕНТ В ГИДРОМОТОРАХ ДВОЙНОГО ДЕЙСТВИЯ

Крутящий момент, развиваемый гидромотором двойного действия, без учета толщины пластин выражается уравнением:

$$M_T = 2(M_1 - M_2) = pB(R^2 - r_0^2) \quad (1)$$

Чтобы учесть толщину пластин, из момента, определяемого уравнением, нужно вычесть момент, возникающий на пластинах, находящихся в полости слива, который оказывает тормозящее действие вследствие того, что пластины прижимаются давлением рабочей жидкости к статору (рис. 1).

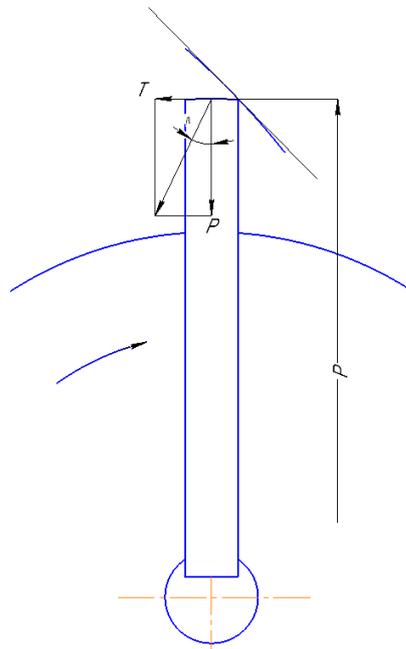


Рис. 1. Схема для расчета тормозящего момента в пластинчатом гидромоторе двойного действия

Тормозящий момент, создаваемый двумя диаметрально противоположными пластинами, без учета силы трения между пластинами и статором:

$$M_n = 2Tp = 2Pptg\lambda \quad (2)$$

здесь P - радиальная составляющая реакции от силы давления пластины на профиль статора; λ — угол между направлением радиуса r и нормалью к касательной, проведенной в точке касания пластины с кривой статора;

$$tg\lambda = -\frac{1}{p} \cdot \frac{dp}{d\varphi} \quad (3)$$

С учетом последнего выражения значение тормозящего момента

$$M_n = 2pBb \frac{dp}{d\varphi} \quad (4)$$

Для статора с профилем, построенным по уравнению:
 $p = r_0 + \frac{2(R-r_0)}{\alpha^2} \varphi^2$ дифференцированным по φ , тормозной момент (при изменении φ от 0 до $\frac{\alpha}{2}$)

$$M_n = \frac{8pBb(R-r_0)}{\alpha^2} - \varphi \quad (5)$$

При изменении φ от $\frac{\alpha}{2}$ до α в уравнение надо подставить производную $\frac{dp}{d\varphi}$

$$M_n = \frac{8pBb(R-r_0)}{\alpha^2} \left(1 - \frac{\varphi}{\alpha}\right) \quad (6)$$

Изменение тормозящего момента M_n в зависимости от угла поворота ротора φ показано на рис. 2.

Тормозящий момент M_n резко изменяется от 0 до $M_n \max$, при $z = 8$ и $\alpha = \beta$ (Рис - 2, а). Тормозящий момент при $z=12$ изменяется более равномерно, так как в этом случае он создается одновременно двумя парами пластин.

Наибольшие пики при $\varphi = \frac{\alpha}{2}$, $\varphi = \beta + \frac{\alpha}{2}$, $\varphi = 2\beta + \frac{\alpha}{2}$ и т. д. объясняются тем, что при построении принято $\frac{\alpha}{2} \neq \beta$. Из приведенных соображений следует, что в гидромоторах двойного действия равномерность развиваемого теоретического крутящего момента существенно зависит от выбора числа пластин и величины угла α .

Построим графики изменения тормозящего момента в зависимости от угла поворота φ ротора гидромотора двойного действия:

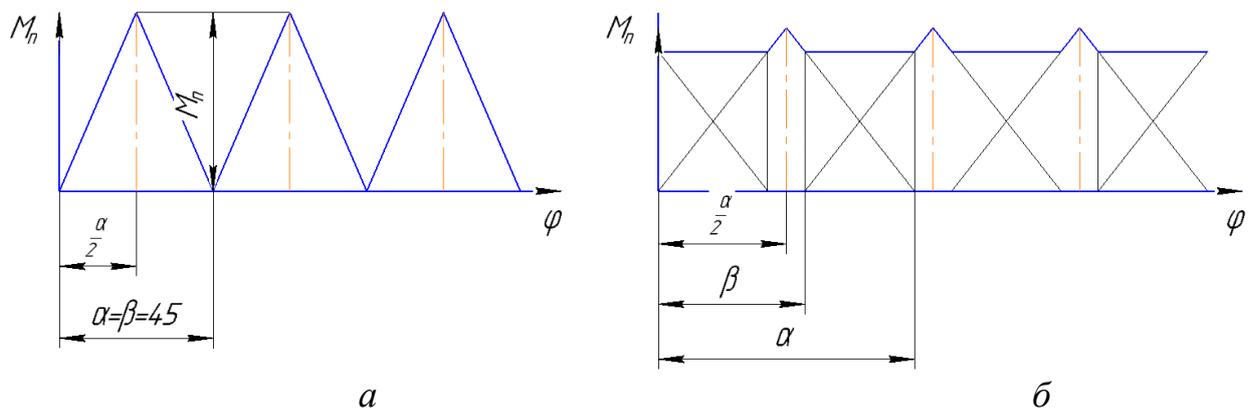


Рис. 2. Изменение тормозящего момента M_n в зависимости от угла поворота φ ротора гидромотора двойного действия:
 а — число пластин 8; б — число пластин 12

Аналогичное построение (см. рис. 3) может быть выполнено для гидромотора с восемью пластинами, для чего из значения $M = pB(R^2 - r_0^2)$ надо вычесть M_n , определяемые формулами (5) и (6).

Очевидно что, теоретический крутящий момент в этом случае будет существенно неравномерным.

Коэффициент неравномерности при этом может быть определен из уравнения

$$\delta = \frac{2bz}{\pi(R+r_0) - bz} 100\% \quad (7)$$

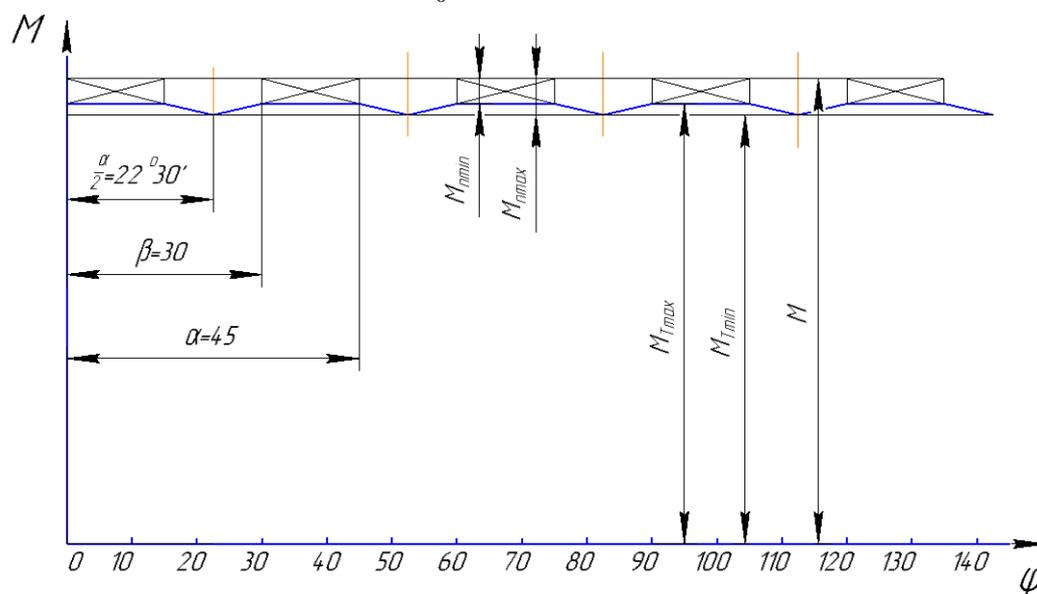


Рис. 3 Изменение теоретического крутящего момента в зависимости от угла поворота ротора φ для пластинчатого гидромотора двойного действия с двенадцатью пластинами $\alpha=45^\circ$

Для гидромотора с восемью пластинами и размерами $b=5$ мм, $R=58$ мм и $r_0=48$ мм получаем $\delta = 27,3\%$. Для гидромотора с десятью пластинами график изменения $M_{\text{п}}$ в зависимости от угла поворота ротора φ аналогичен представленному на рис. 2, а, и коэффициент неравномерности будет также существенным; величина его определяется уравнением (7). Приведенные соображения позволяют сделать вывод о том, что в гидромоторах двойного действия число пластин должно быть не менее двенадцати.

Список литературы

1. Угинчус А.А. Гидравлика и гидравлические машины. - М.Л: Государственное энергетическое издательство, 1953. - 359 с.
2. Башта Т.М. Объемные насосы и гидравлические двигатели гидросистем / Т.М. Башта. - М.: Книга по Требованию, 2012. - 167 с.
3. Лобачев П.В. Насосы и насосные станции / П.В. Лобачев. - М.: Стройиздат; Издание 3-е, перераб. и доп., 2012. - 320 с.
4. Пластинчатые насосы и гидромоторы. Зайченко И.З., Мышлевский Л.М. Машиностроение, 1970. - 229 с.

Волков Глеб Владимирович – студент КФ МГТУ им. Н.Э. Баумана.
E-mail: gleb4ikvolk@gmail.com

Савин Владимир Юрьевич - доцент, канд. техн. наук КФ МГТУ
им. Н.Э. Баумана, Калуга, 248000, Россия. E-mail: savin.study@yandex.ru

ПРИМЕНЕНИЕ ВИХРЕВОГО ТЕЧЕНИЯ В ТЕХНИКЕ

Вихри — одна из основных форм движения текучей среды. Их структура и размеры весьма разнообразны. Закрученные потоки жидкости и газа нашли широкое применение в современной технике благодаря многим своим аэродинамическим, термодинамическим и гидромеханическим качествам, позволяющим многократно интенсифицировать процессы энерго-, массо- и теплообмена.

Вихри образуются в технических сооружениях, устройствах, механизмах, а также в реках, океанских течениях, атмосферных потоках... Они могут иметь полезные свойства, как, например, при создании подъемной тяги самолетов, но могут иметь и отрицательные свойства, порождая разрушительные явления огромной мощности, такие как ураганы и торнадо.

Вихревые отрывные явления используются в технике для получения положительных эффектов: так, например, крылья многих современных самолетов имеют в центропланной части — наплывы, которые выполняют роль генераторов отрывных стационарных вихрей, способствующих достижению больших значений коэффициента подъемной силы крыла. Сверхбольшие углы атаки дают таким самолетам существенные преимущества в воздушном бою [1].

Другой пример использования вихревого движения с пользой — универсальный прибор для измерения расхода газа, пара и жидкости — вихревой расходомер. Его работа основана на эффекте Кармана или вихревой дорожке Кармана. Такой расходомер состоит из корпуса, устанавливаемого в трубопровод, обтекаемого тела, создающего завихрения в измеряемой среде, сенсора, улавливающего эти завихрения и электронного блока, преобразовывающего сигнал сенсора в единицы измерения расхода.

Необходимость получения холода была и остается одной из важных задач для различных сфер жизнедеятельности. Как, например, в быту — для сохранения продуктов питания, так и в промышленности, где низкотемпературные технологии получили широкое применение на всех этапах производственного цикла — от изготовления изделия, до его испытания.

Альтернативным способом получения холода (после популярного способа получения холода путем применения парокомпрессионных машин) является применение установок на основе вихревой трубы Ранка-Хилша [2]. Суть вихревого эффекта заключается в разделении газа при закручивании в цилиндрической или конической камере на две фракции. На периферии образуется закрученный поток с большей температурой, а в центре — закрученный охлажденный поток, причем вращение в центре происходит в другую сторону, чем на периферии.

Введение в производственную систему вихревых увлажнителей воздуха позволяет создавать и поддерживать оптимальные параметры влажности в производственных помещениях в целях защиты от статического электричества, осаждения пыли и др [4].

Ярким примером использования вихревого течения являются вихревые насосы. Они используются, когда есть необходимость в высоком напоре при маленькой подаче (например, в системах автономного водоснабжения). Это достигается благодаря многократному прохождению жидкости через колесо. Они перекачивают не только воду, но и жидкостно-воздушные смеси. Рабочим органом вихревого насоса является колесо – это плоский диск с короткими радиальными прямолинейными лопастями, расположенными на периферии колеса. В корпусе имеется кольцевая полость, в неё входят лопасти колеса. Внутри есть специальный выступ, который разделяет всасывающий и напорные патрубки, соединённые с кольцевой полостью[3].

При вращении колеса жидкость увлекается лопатками и одновременно под воздействием центробежной силы закручивается. Таким образом, в кольцевой полости работающего насоса образуется парное кольцевое вихревое движение, поэтому насос и называется вихревым.

Отличительная особенность вихревого насоса заключается в том, что один и тот же объем жидкости, движущейся по винтовой траектории, на участке от входа в кольцевую полость до выхода из нее многократно попадает в межлопастное пространство колеса, где каждый раз получает дополнительное приращение энергии, а следовательно, и напора.

Такие насосы имеют ряд преимуществ: простая конструкция; малые размеры; дешевизна; обладает самовсасывающей способностью; способность работать на смеси жидкости и газа; высокий напор.

Изучение вихревого движения позволяет не только бороться с его отрицательными эффектами, но и использовать такое движение в полезных целях. Наряду с экспериментальными методами исследования, широко применяется численное моделирование вихревого движения с использованием программных комплексов, реализующих метод конечных элементов.

Список литературы

[1] *Байбаков О.В.* Вихревые гидравлические машины. — М.: Машиностроение, 1981. —197 с.

[2] *Меркулов А.П.* Вихревой эффект и его применение в технике — М.: Машиностроение, 1969. —175 с.

[3] *Сулов А.Д., Иванов С.В., Мурашкин А.В., Чижиков Ю.В.* Вихревые аппараты— М.: Машиностроение, 1985.— 256 с.

[4] *Тарнопольский А.В.* Вихревые теплоэнергетические устройства –М.: Машиностроение, 2007. – 167 с.

Каримулина Елена Владиславовна – студентка, бакалавр КФ МГТУ им. Н.Э. Баумана. ПАО «КАДВИ». E-mail: lena.sirkina98@gmail.com

Шитохина Ольга Григорьевна – доцент кафедры «Тепловые двигатели и гидромашины», канд.техн.наук КФ МГТУ им. Н.Э. Баумана. E-mail: bonkog@mail.ru

СПОСОБЫ УЛУЧШЕНИЯ КАВИТАЦИОННЫХ КАЧЕСТВ ЦЕНТРОБЕЖНЫХ НАСОСОВ И СНИЖЕНИЕ ЭРОЗИИ

С проблемами кавитации сталкиваются при рассмотрении широкого круга вопросов, связанных с течениями жидкостей. Её возникновение зависит от физических свойств жидкости и параметров течения. В технике кавитация приводит к значительному ухудшению эффективности машин и эрозии проточной части [3].

Кавитацией называется явление парообразования и выделения воздуха, обусловленное понижением давления в движущейся жидкости. Причиной ее возникновения служит кипение жидкости при нормальной температуре и низком давлении. Появлению кавитации способствует растворенный в воде воздух, который выделяется при уменьшении давления [2].

У центробежных насосов часть жидкости из области высокого давления проходит в зону низкого давления через щель между рабочим колесом и корпусом насоса. Когда насос работает с существенным отклонением от расчётного режима в сторону повышения давления нагнетания, расход утечек через уплотнение между рабочим колесом и корпусом возрастает (из-за увеличения перепада давления между полостями всасывания и нагнетания). Из-за высокой скорости жидкости в уплотнении возможно появление кавитационных явлений, что может привести к разрушению рабочего колеса и корпуса насоса. При резком падении давления в зоне рабочего колеса насоса образуется вакуум, вода при низком давлении начинает вскипать. При этом напор резко падает. Режим кавитации приводит к эрозии рабочего колеса насоса, и насос выходит из строя.

Есть несколько эффективных способов улучшения кавитационных качеств насоса:

- Увеличение диаметра всасывающего трубопровода.

Данный метод позволяет несколько повысить всасывающую способность за счет снижения гидравлического сопротивления на входе в насос. Расчеты и опытные данные показывают, что кардинально увеличить всасывающую способность насосов за счет увеличения диаметра трубы не удастся, т.к. существует предел увеличения по конструктивным соображениям (диаметр всасывающего патрубка). Максимальный диаметр всасывающего трубопровода можно получить расчетом, приняв скорость потока жидкости в трубе не более 0,8 м/с.

- Применение предвключенного шнека

Шнек – это осевое рабочее колесо с лопастями, закрученными по спирали вокруг центральной ступицы. Обычно шнеки имеют 2-4 витка лопастей. Использование шнека позволяет снизить кавитационный запас насоса на величину до 35-50%. Улучшение динамических характеристик насоса достига-

ется за счет уменьшения (практически сведения к нулю) объема кавитационных камер в межлопаточных каналах шнека.

- Применение предвключенного струйного насоса

В некоторых системах для улучшения кавитационных качеств используют предвключенные струйные аппараты (инжекторы). Они обладают рядом достоинств: простотой конструкции и технологией изготовления; малыми габаритами и массой; отсутствием подвижных рабочих органов; полной герметичностью; надежностью в эксплуатации и долговечностью, повышают кавитационные качества насоса, но в свою очередь обладают низким КПД.

- Установка осевихревой ступени (ОВС)

Является одним из перспективным методом улучшения кавитационных качеств насоса. ОВС — насос состоящий из осевого колеса и размещенной на его периферии неподвижной винтовой решетки, ход нарезки лопастей которой противоположен ходу лопастей шнека. ОВС по сравнению со шнеком имеет лучшие кавитационные качества, меньшую пульсацию и высокий коэффициент напора [1].

Процесс кавитационного разрушения твердых тел называется кавитационной эрозией. Когда пузырьки замыкаются, по поверхности металла происходят гидравлические удары с местным значительным повышением температуры, разрушающие лопасти, элементы корпуса.

Степень разрушения объясняется изменением механических свойств материалов. В условиях кавитационной эрозии хорошо зарекомендовали себя алюминиевая и марганцевая бронза, нержавеющие стали. Из-за относительно низких прочностных показателей из бронзы изготавливают детали небольших размеров. Детали крупных центробежных и осевых насосов изготавливают из железоуглеродистых сплавов.

В результате кавитационной эрозии острые кромки отверстия обычно быстро разрушаются, что сопровождается изменением коэффициента расхода. Для снижения этого разрушения применяют твердые и стойкие против окисления металлы [4].

Так же для улучшения кавитационных качеств используются различные смазочные материалы и покрытия. Например, смазочная композиция эпиллама применяется в качестве защитного покрытия от кавитационной эрозии гидравлического оборудования. Поверхность покрывают эпилламом и высушивают на воздухе. В случае возникновения кавитации при обтекании жидкостью обработанной поверхности мономолекулярный слой эпиллама оказывает демпфирующее воздействие и ослабляет эрозионное разрушение.

Возникновение кавитации в гидромашинах сопровождается прежде всего резким падением КПД, что объясняется нарушением сплошности потока и неравномерностью действий его на лопасти. Наряду с падением КПД снижаются напор и производительность насоса. При дальнейшем развитии кавитации наступает интенсивное разрушение деталей насоса. В связи с этим длительная работа насоса в кавитационном режиме недопустима, поэтому очень

важно правильно подобрать способ улучшения кавитационных качеств насоса и предотвратить появление кавитационной эрозии.

Список литературы

[1] *Анкудинов А.А.* Расчет и проектирование предвключенной осевихревой ступени центробежного насоса: Учебное пособие. 2-е изд., стереотип. — М.: Издательство МГТУ им. Н.Э.Баумана, 2005. — 64 с.

[2] *Лопастные насосы* / Под ред. Л. П. Грянка и А. Н. Папира. — СПб: Машиностроение, 1975. — 430 с.

[3] *Насосы и насосные станции: учебное пособие* / К.П. Моргунов. — 3-е изд., стер. — Санкт-Петербург: Лань, 2019. — 308 с. — ISBN 978-5-8114-2956-1. — Текст: электронный // Электронно-библиотечная система «Лань»: — URL: <https://e.lanbook.com/book/111207> (дата обращения: 28.10.2019).

[4] *Пирсол И.* Кавитация / Перевод с англ. канд. физ.-мат. наук Ю. Ф. Журавлева. — Москва: Мир, 1975. — 94 с.

Ващенко Анастасия Витальевна — студент, магистрант КФ МГТУ им. Н.Э. Баумана, E-mail: sveridova.alenka@yandex.ru

Анкудинов Анатолий Александрович — КФ МГТУ им. Н.Э. Баумана, E-mail: ankudinov2808@yandex.ru

ВОПРОСЫ СОЗДАНИЯ ВЫСОКОМАНЕВРЕННОЙ ПАРОТУРБИННОЙ УСТАНОВКИ ДЛЯ АВТОНОМНОГО ЭНЕРГОСНАБЖЕНИЯ ПОТРЕБИТЕЛЕЙ АРКТИЧЕСКОГО РЕГИОНА РФ

Введение. Освоение арктического региона РФ решает ряд важных геополитических и экономических задач России [1,2]. При этом, безусловно, должна быть решена проблема энергоснабжения объектов геологии, газо- и нефтедобывающей отрасли (исследовательские станции, буровые платформы и т.д.), а также их инфраструктуры. Для указанных потребителей целесообразно использовать энергетические установки электрической мощностью в диапазоне $N_{эл} = 0,3-10$ МВт, способные стабильно работать при изменении нагрузки в широких пределах. Так как потребители расположены в труднодоступной отдаленной местности, то для их энергоснабжения требуются энергетические установки, отвечающие следующим требованиям:

- полная автономность;
- высокая маневренность по потребляемой нагрузке;
- возможность комбинированной выработки электрической и тепловой энергии;
- надежность и длительный межремонтный ресурс работы (не менее 10 лет);
- простота обслуживания и эксплуатации.

Предлагаемое решение. Указанным выше требованиям могут соответствовать, в частности, паротурбинные установки (ПТУ) с ядерными реакторами (ЯР) кипящего типа.

Вариант принципиальной тепловой схемы такой установки представлен на рис.1.

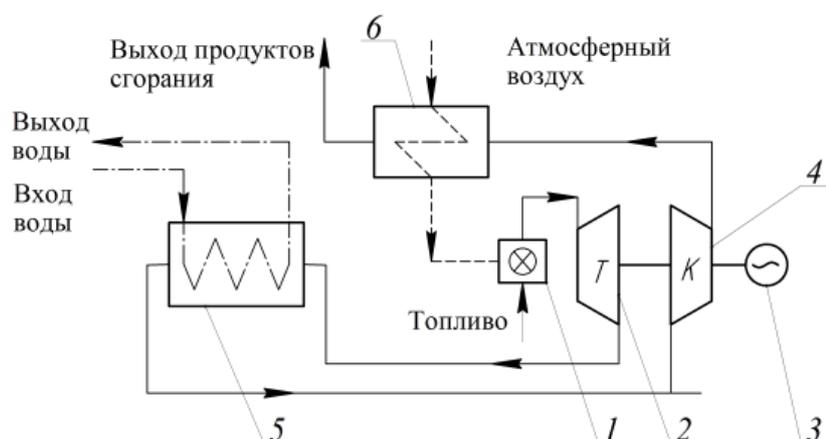


Рис.1. Схема микро-ТЭЦ с микротурбиной измененной очередности процессов и экономайзером: 1 – атмосферная горелка; 2 – турбина; 3 – электрогенератор; 4 – компрессор; 5 - газо-водяной теплообменник; 6 –воздушный экономайзер

Работа установки происходит следующим образом. В ядерном реакторе (ЯР) выделяется тепловая энергия, которая затрачивается на нагрев теплоносителя первого контура. Теплоноситель отдает теплоту в паропроизводящем устройстве (ППУ) на выработку перегретого пара. Пар из ППУ поступает в блок регулирующих клапанов (БРК), в котором происходит разделение потоков пара. Основной поток направляется на паровую турбину (ПТ), где совершает полезную работу, затрачиваемую на привод электрогенератора (ЭГ). Часть пара из ПТ отводится потребителю тепловой энергии (ТП). Второй поток направляется на привод турбины питательного насоса (ПН). Отработанный пар из ПТ и приводной турбины ПН конденсируется в конденсаторе (К). Конденсат откачивается конденсатным насосом (КН). ПН под требуемым давлением нагнетает конденсат в ППУ, таким образом цикл замыкается.

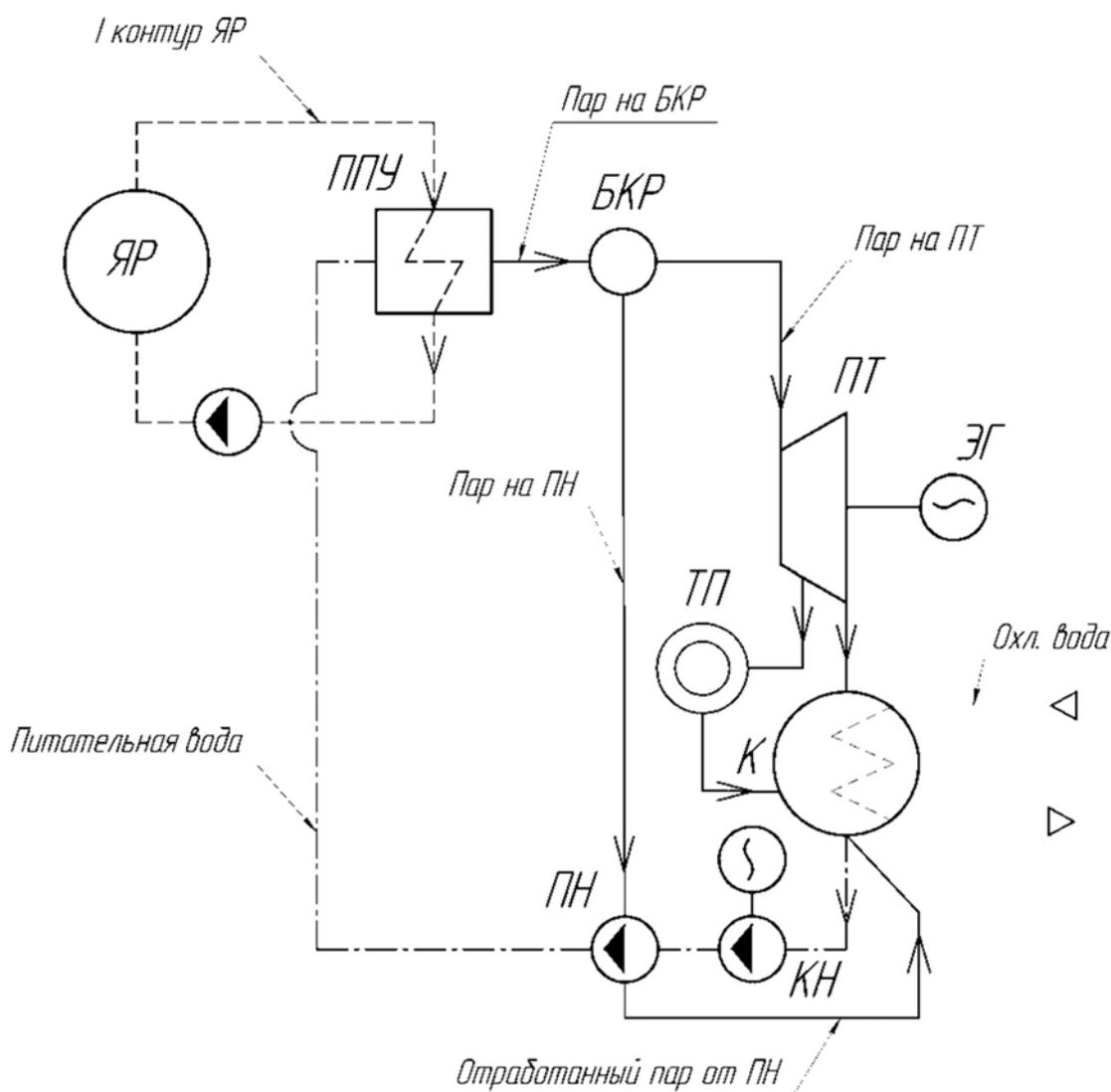


Рис. 1. Тепловая схема ПТУ с ЯР кипящего типа для автономного энергообеспечения потребителей в Арктическом регионе

ПТУ с ЯР кипящего типа обладает следующими преимуществами:
 – автономностью и компактностью за счет применения замкнутой тепловой схемы, ЯР кипящего типа и активной турбины;

– длительными ресурсом и межремонтными интервалами за счет широкого использования титановых сплавов;

– возможностью комбинированного производства тепловой и электрической энергии;

– возможностью создания конструктивно унифицированных установок в широком диапазоне вырабатываемой электрической и тепловой мощности (от 300 кВт и выше).

Заключение. Решение вопроса об автономном энергоснабжении отдаленных потребителей в арктическом регионе РФ является важной и актуальной задачей в энергетике. Для её решения вполне могут быть использованы ПТУ с ЯР кипящего типа. Это, в свою очередь, требует проведение ряда расчетно-исследовательских и проектно - конструкторских работ. В процессе их выполнения необходимо рассмотреть следующие основные проблемы:

– выбор рациональной тепловой схемы с ЯР;

– обеспечение термодинамической эффективности с учетом требования высокой маневренности;

– обеспечение газодинамического совершенства проточной части, в том числе на переменных режимах;

– обеспечения надежной работы установки при пусках и остановах;

– разработка рациональной компоновки установки в целом;

– проработка конструкции турбины;

– выбор типа конденсатора.

При проектировании необходимо учитывать, что ПТУ с ЯР кипящего типа должны обладать высокой надежностью, экономической эффективностью и техническим совершенством.

Список литературы

1. *Международная конференция «Материалы и технологии для Арктики» // Тезисы докладов НИЦ КИ – ЦНИИ КМ «Прометей». : СПб, – 2017. – 108 с.*

[2]. *Государственная программа «Социально-экономическое развитие Арктической зоны Российской Федерации на период до 2020 года».*[Электронный ресурс] <http://government.ru/docs/>, дата обращения 05.10.2019 г.

[3]. *Развитие энергетики Арктики: проблемы и возможности малой генерации. Д.О. Смоленцев. //Арктика: экология и экономика №3 (7),2012, с. 22 – 29.*

Липихин Евгений Геннадьевич – аспирант, ОАО КТЗ. E-mail: Evgeny.Lipihin@yandex.ru

Шевелев Денис Владимирович - доцент кафедры, канд. техн. наук КФ МГТУ им. Н.Э. Баумана, Калуга, 248000, Россия. E-mail: Denis.V.Shevelev@gmail.com

СЕКЦИЯ 5.

МЕТОДЫ ТЕОРИИ АВТОМАТИЧЕСКОГО УПРАВЛЕНИЯ; АВТОМАТИЗАЦИЯ И УПРАВЛЕНИЕ ТЕХНОЛОГИЧЕСКИМИ ПРОЦЕССАМИ И ПРОИЗВОДСТВАМИ

ПОДХОДЫ К ФОРМИРОВАНИЮ УПРАВЛЯЮЩЕГО СИГНАЛА НА ОСНОВЕ ПОТОКА КАДРОВ

В современном обществе существует тенденция к как можно большей автоматизации различных технических систем. Растет число автономных мобильных систем, действующих в одной с человеком среде. Таким модулям необходимы устройства и алгоритмы как для позиционирования в среде, так и для безопасного движения. Примерами таких систем могут служить различные автопилоты, автоматизированные складские системы, мобильные автономные платформы для поддержки различных функций "умного дома" и т.п. Самый распространённый и доступный способ получить информацию о сцене для автономного модуля – использовать камеру. Однако её использование влечёт ряд проблем интерпретации поступающего видеопотока: необходимо иметь высокопроизводительные бортовые вычислители и значительный объем памяти для хранения и обработки кадров. Основные задачи обработки видеопотока можно разделить на следующие подвиды: распознавание и детектирование отдельных объектов, определение расстояний до объектов сцены. Кроме того, обработка видеоряда не является конечной целью работы, т.к. это только предварительный этап для построения входных данных для системы управления движением мобильного робота. Таким образом, задача анализа видеопотока в бортовой системе управления должна быть решена достаточно быстро, чтобы успеть выработать и исполнить управление. Ограничим задачу этапом анализа глубины. Итак, стоит задача сформировать быстрый и простой механизм обработки видеопотока бортовой камеры.

В рамках основного задания ставятся подзадачи:

- сегментация сцены;
- детектирование объекта, к которому двигается автономная платформа;
- трекинг объекта, чтобы не терять его при повороте платформы;
- детектирование объектов, которые нужно объехать, а также поиск маршрута, по которому будет двигаться автономная платформа [1];

Исходя из этого, необходимо рассмотреть несколько подходов для выполнения каждой из подзадач.

Найденные подходы к сегментации сцены:

- сегментация, основанная на областях изображения и контрастах между пикселями;
- сегментация по границам объекта;
- сегментация, основанная на кластеризации изображения;
- сегментация при помощи нейронной сети R-CNN [2];
- HarDNet: A Low Memory Traffic Network [3].

В качестве подхода к сегментации, предположительно, наиболее качественной будет сегментация при помощи R-CNN, а наиболее быстрой – HarDNet, так как она предназначена для мобильных платформ.

Подходы к детектированию объекта:

- Алгоритм YOLO [4]
- CenterNet [5]
- RetinaNet [6]

Планируется использовать алгоритм YOLO для детектирования объекта, поскольку он является наиболее популярным, простым, а также у него низкая вычислительная сложность, что позволяет ему работать в реальном времени.

Однако, если будет реализован алгоритм трекинга, то детектирование в реальном времени не потребуется, поскольку будет возможность один раз распознать и детектировать объект, а дальше следить за ним при помощи алгоритма трекинга. При потере объекта из вида будет снова производиться распознавание.

Таким образом, этапы сегментации, детектирования и трекинга объектов в некоторых случаях можно объединить в единый блок обработки. В качестве трекинга будет использоваться алгоритм Лукаса-Канаде на основе библиотеки OpenCV, а модель YOLO позволит решить вопросы детектирования и распознавания объектов одновременно. Результаты этапа детектирования являются входами системы управления. Рассмотрим возможность применения обучения с подкреплением для получения наиболее совершенного алгоритма управления. Перечислим основные модели обучения с подкреплением:

- Q-learning [7]
- Proximal Policy Optimization [8]
- Imitation Learning [9]

Для поиска пути планируется использовать метод обучения с подкреплением в модели Монте-Карло (Proximal Policy Optimization). Для решения задач такого типа можно использовать виртуальные среды и значительно сократить период настройки системы в условиях стенда. Стоит задача адаптации стратегии, и среда может быть любой. Для построения виртуальной среды можно использовать платформу Gym от OpenAI. Системы с подкреплением требуют значительных ресурсов на этапе обучения, но решение задачи занимает значительно меньшее время.

Таким образом, предлагаемая конфигурация бортовой системы распознавания и управления предполагает использование ресурсоемких подходов к обработке информации, которые, однако, потенциально могут быть запущены в среде бортовой системы Raspberry Pi 3, что позволит получить автономный модуль с развитой системой обработки информации.

Список литературы

[1] М.О. Корлякова, Д.С. Трушков, Н.В. Лохмачев, Е.Ю. Корлякова. Анализ моделей распознавания образов в системах технического зрения для мобильных автономных платформ. Научные технологии в приборостроении и развитии инновационной деятельности в вузе: материалы Все-

русской научно-технической конференции, 13 – 15 ноября 2018 г. Т. 2. – Калуга: Издательство МГТУ им. Н. Э. Баумана, 2018. – С. 13–17.

[2] *K. He, G. Gkioxari, P. Dollár, R.B. Girshick*. Mask R-CNN. – 2017 IEEE International Conference on Computer Vision (ICCV), 2017 —2980-2988 с.

[3] *Ping Chao, Chao-Yang Kao, Yu-Shan Ruan, Chien-Hsiang Huang, Youn-Long Lin*. HarDNet: A Low Memory Traffic Network [Электронный ресурс] – Электрон. журн. – URL: <https://arxiv.org/abs/1909.00948> – 2019.

[4] *J. Pedoeem, R. Huang*. YOLO-LITE: A Real-Time Object Detection Algorithm Optimized for Non-GPU Computers [Электронный ресурс] – Электрон. журн. – URL: <https://arxiv.org/abs/1811.05588> – 2018.

[5] *Kaiwen Duan, Song Bai, Lingxi Xie, Honggang Qi, Qingming Huang, Qi Tian*. CenterNet: Keypoint Triplets for Object Detection [Электронный ресурс] – Электрон. журн. – URL: <https://arxiv.org/abs/1904.08189> – 2019.

[6] *Yixing Li, Fengbo Ren*. Light-Weight RetinaNet for Object Detection [Электронный ресурс] – Электрон. журн. – URL: <https://arxiv.org/abs/1905.10011> – 2019.

[7] *C. Gaskett*. Q-learning for Robot control [Электронный ресурс] – Электрон. журн. – URL: <https://openresearch-repository.anu.edu.au/bitstream/1885/47080/6/02whole.pdf> – 2002.

[8] *J. Schulman, F. Wolski, P. Dhariwal, A. Radford, O. Klimov*. Proximal Policy Optimization Algorithms [Электронный ресурс] – Электрон. журн. – URL: <https://arxiv.org/abs/1707.06347> – 2017.

[9] *T. Faraz, W. Garrett, P. Stone*. Imitation Learning from Video by Leveraging Proprioception [Электронный ресурс] – Электрон. журн. – URL: <https://arxiv.org/abs/1905.09335> – 2019.

Корлякова Екатерина Юльевна - студент КФ МГТУ им. Н.Э. Баумана, Калуга, 248000, Россия. E-mail: korliakova.ekaterina@yandex.ru

Трушков Дмитрий Сергеевич - студент КФ МГТУ им. Н.Э. Баумана, Калуга, 248000, Россия E-mail: dim.alex@mail.ru

Лохмачев Никита Владимирович - студент КФ МГТУ им. Н.Э. Баумана, Калуга, 248000, Россия E-mail: lokhmachevnikita@gmail.com

СИНТЕЗ РОБАСТНОГО МОДАЛЬНОГО H_∞ – РЕГУЛЯТОРА С ИСПОЛЬЗОВАНИЕМ ЛИНЕЙНЫХ МАТРИЧНЫХ НЕРАВЕНСТВ

Введение. В данной работе рассмотрена задача робастного модального синтеза H_∞ – регулятора по выходу с расположением мод в заданных областях и использованием линейных матричных неравенств (ЛМН). В качестве областей могут выступать: диски, горизонтальные и вертикальные полосы, конические сектора и их пересечения.

Синтез регулятора системы управления. Рассмотрим пример синтеза регулятора системы управления, где проверим принадлежность спектра синтезированной системы управления некоторой D – области с использованием аппарата ЛМН.

Неравенства, где в качестве D – областей выступают диск и полуплоскость, выглядят следующим образом

$$\mathbf{AX} + \mathbf{XA}^T + 2\alpha\mathbf{X} < 0 \quad (1)$$

$$\begin{pmatrix} -r\mathbf{X} & \mathbf{AX} \\ \mathbf{XA}^T & -r\mathbf{X} \end{pmatrix} < 0 \quad (2)$$

где $-\alpha$ – степень устойчивости, а r – радиус диска с центром в нуле [1].

Система, для которой синтезируется регулятор, описывается следующим образом

$$\begin{aligned} \dot{x}(t) &= \mathbf{A}x(t) + \mathbf{B}_1w(t) + \mathbf{B}_2u(t) \\ z(t) &= \mathbf{C}_1x(t) + \mathbf{D}_{11}w(t) + \mathbf{D}_{12}u(t) \\ y(t) &= \mathbf{C}_2x(t) + \mathbf{D}_{21}w(t) + \mathbf{D}_{22}u(t), \end{aligned} \quad (3)$$

где $w(t)$ – внешние сигналы (шумы, командные сигналы и т.д.), $u(t)$ – сигнал управления, $x(t)$ – вектор состояния, $z(t)$ – вектор регулируемых переменных, $y(t)$ – вектор измеряемых переменных [1].

Для данной системы синтезируется управление по выходу $u(s) = K(s) \cdot y(s)$ такое, что полюса замкнутой системы располагаются в D – области, а также выполняется условие $\|T_{wz}\|_\infty < \gamma$, где $T_{wz}(s)$ – передаточная функция от w к z , а γ – показатель качества синтезируемой системы. Предполагаем, что $\mathbf{D}_{22} = 0$, контроллер $K(s)$ представлен в форме пространства состояний [2].

$$\begin{aligned} \dot{x}_k(t) &= \mathbf{A}_k x_k(t) + \mathbf{B}_k y(t), \\ u(t) &= \mathbf{C}_k x_k(t) + \mathbf{D}_k y(t). \end{aligned} \quad (4)$$

Тогда передаточная функция замкнутой системы выгледим следующим образом

$$T_{wz}(s) = \mathbf{D}_{cl} + \mathbf{C}_{cl}(s\mathbf{I} - \mathbf{A}_{cl})^{-1}\mathbf{B}_{cl}, \quad (5)$$

где

$$\mathbf{A}_{cl} = \begin{pmatrix} \mathbf{A} + \mathbf{B}_2\mathbf{D}_k\mathbf{C}_2 & \mathbf{B}_2\mathbf{C}_k \\ \mathbf{B}_k\mathbf{C}_2 & \mathbf{A}_k \end{pmatrix}, \quad (6)$$

$$\mathbf{B}_{cl} = \begin{pmatrix} \mathbf{B}_1 + \mathbf{B}_2\mathbf{D}_k\mathbf{D}_{21} \\ \mathbf{B}_k\mathbf{D}_{21} \end{pmatrix}, \quad (7)$$

$$\mathbf{C}_{cl} = (\mathbf{C}_1 + \mathbf{D}_{12}\mathbf{D}_k\mathbf{C}_2 \quad \mathbf{D}_{12}\mathbf{C}_k), \quad (8)$$

$$\mathbf{D}_{cl} = \mathbf{D}_{11} + \mathbf{D}_{12}\mathbf{D}_k\mathbf{D}_{21}. \quad (9)$$

Для синтеза H_∞ – регулятора используется Bounded Real Lemma, которая утверждает, что для выполнения неравенства

$$\|T_{wz}\|_\infty < \gamma, \quad \gamma > 0 \quad (10)$$

должно быть справедливо следующее ЛМН

$$\begin{pmatrix} \mathbf{A}_{cl}\mathbf{X}_\infty + \mathbf{X}_\infty\mathbf{A}_{cl}^T & \mathbf{B}_{cl} & \mathbf{X}_\infty\mathbf{C}_{cl}^T \\ \mathbf{B}_{cl}^T & -\gamma\mathbf{I} & \mathbf{D}_{cl}^T \\ \mathbf{C}_{cl}\mathbf{X}_\infty & \mathbf{D}_{cl} & -\gamma\mathbf{I} \end{pmatrix} < 0, \quad (11)$$

где $\mathbf{X} = \mathbf{X}_\infty > 0$.

Матричные неравенства (11) нельзя решить непосредственно, так как они являются билинейными по отношению к неизвестным блочным матрицам [3]. Путём замены переменных

$$\begin{cases} \tilde{\mathbf{B}}_k = \mathbf{N}\mathbf{B}_k + \mathbf{S}\mathbf{B}_2\mathbf{D}_k \\ \tilde{\mathbf{C}}_k = \mathbf{C}_k\mathbf{M}^T + \mathbf{D}_k\mathbf{C}_2\mathbf{R} \\ \tilde{\mathbf{A}}_k = \mathbf{N}\mathbf{A}_k\mathbf{M}^T + \mathbf{N}\mathbf{B}_k\mathbf{C}_2\mathbf{R} + \mathbf{S}\mathbf{B}_2\mathbf{C}_k\mathbf{M}^T + \mathbf{S}(\mathbf{A} + \mathbf{B}_2\mathbf{D}_k\mathbf{C}_2)\mathbf{R} \end{cases} \quad (12)$$

можно перейти к линейным матричным неравенствам (13), (14), (15).

$$\begin{pmatrix} \mathbf{R} & \mathbf{I} \\ \mathbf{I} & \mathbf{S} \end{pmatrix} > 0 \quad (13)$$

$$\left[\alpha_{kl} \begin{pmatrix} \mathbf{R} & \mathbf{I} \\ \mathbf{I} & \mathbf{S} \end{pmatrix} + \beta_{kl}\mathbf{\Phi} + \beta_{lk}\mathbf{\Phi}^T \right] < 0 \quad (14)$$

$$\begin{bmatrix} \Psi_{11} & \Psi_{21}^T \\ \Psi_{21} & \Psi_{22} \end{bmatrix} < 0, \quad (15)$$

где неравенство (14) отвечает за формирование D – области, а неравенство (15) за условие $\|H_\infty\| < \gamma$ и

$$\Phi := \begin{bmatrix} AP + B_2 \tilde{X}_k & A + B_2 D_k X_2 \\ A_k & SA + \tilde{B}_k X_2 \end{bmatrix}, \quad (16)$$

$$\Psi_{11} := \begin{bmatrix} AR + RA^T + B_2 \tilde{C}_k + \tilde{C}_k^T B_2^T & B_1 + B_2 D_k D_{21} \\ (B_1 + B_2 D_k D_{21})^T & -\gamma I \end{bmatrix}, \quad (17)$$

$$\Psi_{21} := \begin{bmatrix} \tilde{A}_k + (A + B_2 D_k C_2)^T & SB_1 + \tilde{B}_k D_{21} \\ C_1 R + D_{12} \tilde{C}_k & D_{11} + D_{12} D_k D_{21} \end{bmatrix}, \quad (18)$$

$$\Psi_{22} := \begin{bmatrix} A^T S + SA + \tilde{B}_k C_2 + C_2^T \tilde{B}_k^T & (C_1 + D_{12} D_k C_2)^T \\ C_1 + D_{12} D_k C_2 & -\gamma I \end{bmatrix}. \quad (19)$$

Матрицы A_k, B_k, C_k определяются из уравнений (12), где $\tilde{A}_k, \tilde{B}_k, \tilde{C}_k, N, M, S, R$ – матрицы, найденные из предыдущих неравенств, A_k, B_k, C_k – матрицы, которые необходимо найти

В качестве примера рассмотрим двухмассовую систему (рисунок 1),

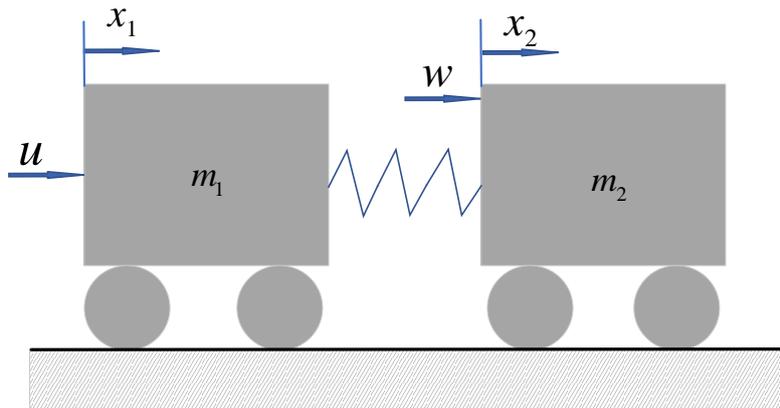


Рис. 1. Схема двухмассовой системы математическая модель которой имеет вид

$$\begin{cases} \ddot{\mathbf{x}}_1 + k(\mathbf{x}_1 - \mathbf{x}_2) = \mathbf{u} \\ \ddot{\mathbf{x}}_2 + k(\mathbf{x}_2 - \mathbf{x}_1) = \mathbf{w} \\ \mathbf{y} = \mathbf{x}_2 \end{cases} \quad (20)$$

Коэффициент жёсткости пружины k является непостоянным и лежит в диапазоне $[0.5, 2]$. Выполняется поиск минимума H_∞ нормы передаточной функции замкнутой системы от w к $z = \begin{pmatrix} u \\ \rho y \end{pmatrix}$ при расположении полюсов системы в области пересечения полуплоскости $x < -\alpha = -0.25$ и диска с радиусом $r = 60$ центрированным в начале координат, $\rho = 0.2$.

Получен следующий регулятор, имеющий частотную характеристику, представленную на рисунке 2 [4].

$$K(s) = \frac{-4732.8 \cdot (s + 0.1724) \cdot (s^2 - 0.312 \cdot s + 1.032)}{(s + 4.26) \cdot (s + 0.763) \cdot (s^2 + 32.15 \cdot s + 882.7)} \quad (21)$$

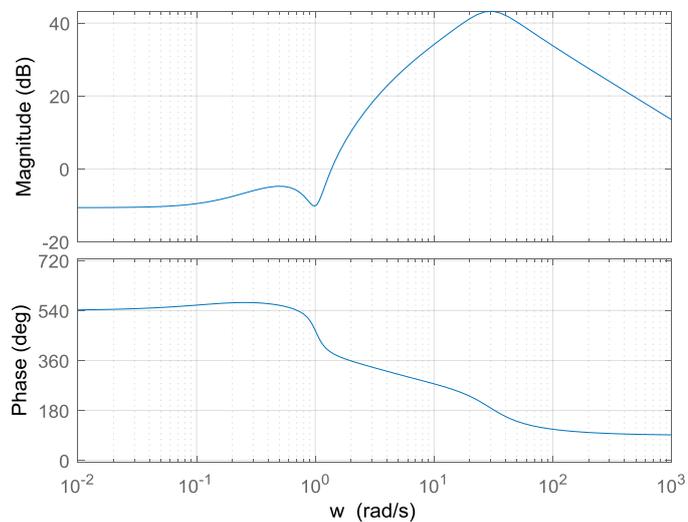


Рис. 2. Частотная характеристика регулятора $K(s)$

Переходные процессы по выходам z_1 и z_2 имеют вид (рис. 3 и 4).

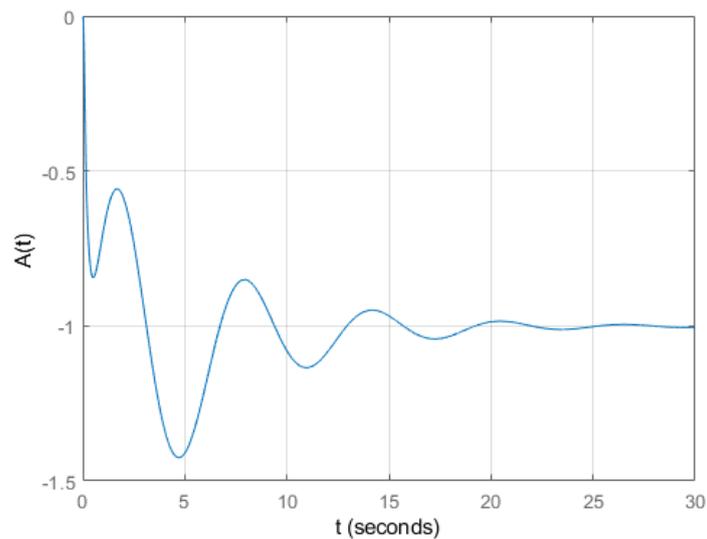


Рис. 3. Переходной процесс по управлению

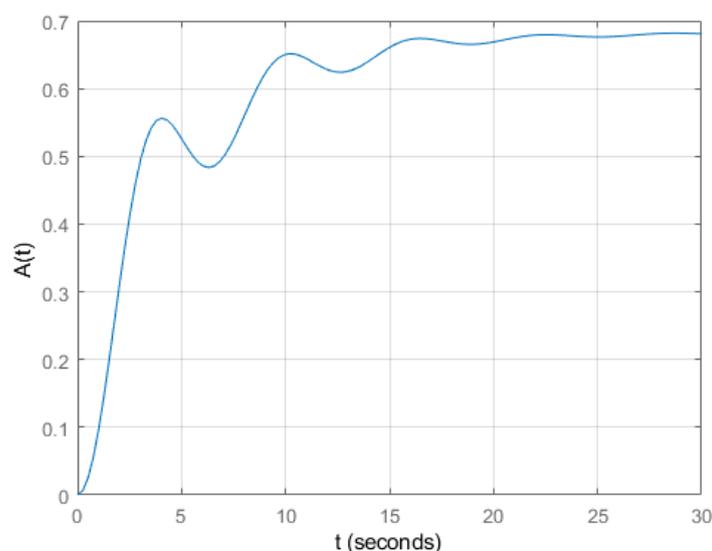


Рис. 4. Переходной процесс по управляемой переменной

Заключение. В данной работе рассмотрена задача синтеза модального робастного H_∞ – регулятора по выходной переменной, в качестве D – области были использованы полупространство и диск. Показано, что для синтеза регулятора можно использовать ЛМН, если произвести необходимые замены переменных и перейти от билинейных неравенств к линейным. Проведённое моделирование показало, что консерватизм полученного решения возрастает с увеличением количества ограничений, формирующих D – область.

Список литературы

- [1]. *Mahmoud Chilali and Pascal Gahinet*. H_∞ Design with Pole Placement Constraints: An LMI Approach [Электронный ресурс]: //URL https://www.researchgate.net/publication/3022474_H_Design_with_Pole_Placement_Constraints_an_LMI_Approach (дата обращения: 26.10.19)
- [2]. *Carsten Scherer*, Theory of Robust Control [электронный ресурс]: //URL <https://www.books.ru/books/matlab-polnyi-samouchitel-4476428/> (дата обращения: 20.10.19)
- [3]. *Guisheng Zhai, Shinichi Muraо, Naoki Koyama, Masaharu Yoshida*, Low order H_∞ controller design: an LMI approach [электронный ресурс]: //URL https://www.researchgate.net/publication/228742919_Low_order_H_controller_design_An_LMI_approach (дата обращения: 27.10.19)
- [4]. *Pascal Gahinet, Arkadi Nemirovski, Alan J. Laub, Mahmoud Chilali*, LMI Control Toolbox [электронный ресурс]: //URL <https://ru.scribd.com/document/108920191/Theory-of-Robust-Control-Carsten-Scherer/> (дата обращения: 25.10.19)

Савина Олеся Игоревна - студент КФ МГТУ им. Н.Э. Баумана, Калуга, 248000, Россия. E-mail: mega.oliesia@inbox.ru

СИСТЕМЫ РЕГУЛИРОВАНИЯ ТЕХНОЛОГИЧЕСКИХ ПАРАМЕТРОВ ЭНЕРГЕТИЧЕСКОЙ УСТАНОВКИ, ИСПОЛЬЗУЮЩЕЙ ОРГАНИЧЕСКИЙ ЦИКЛ РЕНКИНА. ПОСТАНОВКА ЗАДАЧИ

Введение. В процессе транспорта природного газа на компрессорных станциях магистральных газопроводов безвозвратно теряется порядка 70% энергии выхлопных газов газоперекачивающих агрегатов (ГПА). На выходе газотурбинных двигателей газы содержат высокопотенциальное тепло (температура 350-500 °С). Это вторичный энергоресурс, который нужно и необходимо утилизировать с помощью специальных технологий в механическую, электрическую, магнитную, химическую или другие формы энергии. Рис. 1. иллюстрирует тепловые потери на примере ГПА-Ц-16.

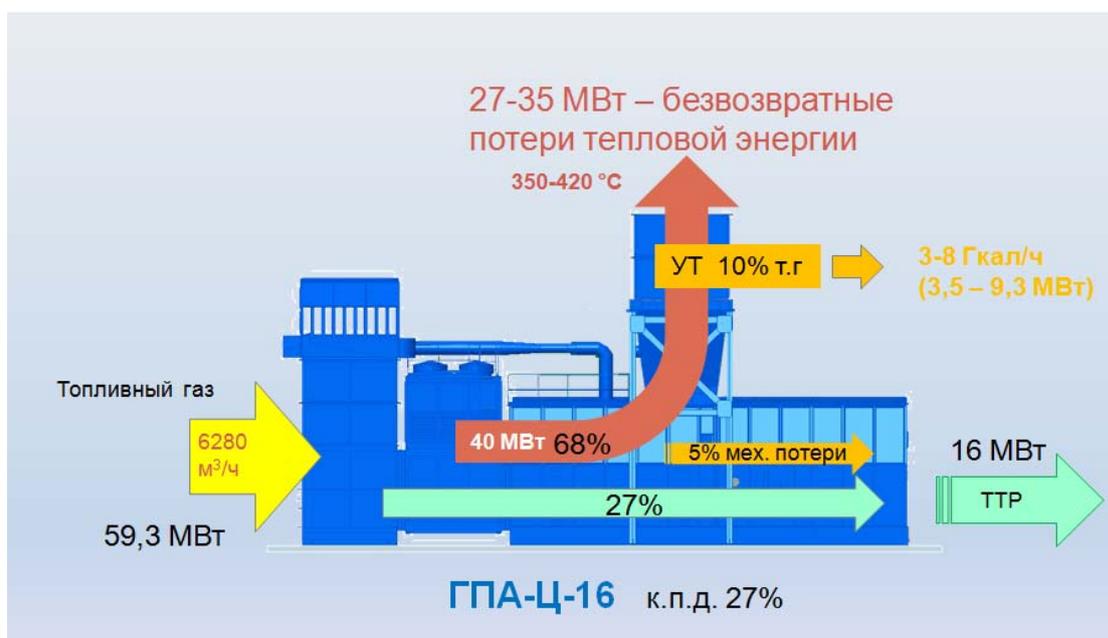


Рис. 1. Визуализация тепловых потерь на примере ГПА-Ц-16

Утилизацию тепла выхлопных газов газотурбинных двигателей ГПА целесообразно осуществлять с использованием современных технологий, обеспечивающих возможность преобразования «бросовой» тепловой энергии в электрическую энергию, например, основе применения парогазовых установок (ПГУ) или утилизационных тепловых энергокомплексов (УТЭК).

В настоящее время генерация электрической энергии осуществляется с использованием паровых турбин, рабочим телом в которых является водяной пар. Достоинством данного вида рабочего тела является его доступность и дешевизна. Однако для того, чтобы водяной пар стал рабочим телом он должен иметь высокую температуру, которая достигается только при высоких давлениях. Это порождает свою цепочку проблем – необходимо иметь высокотемпературные парогенераторы, высокопроизводительные конденсаторы,

высокопроизводительные насосы и прочее. Альтернативой пароводяному циклу Ренкина для теплоутилизационных установок являются установки на основе органического цикла Ренкина (ОЦР) с использованием низкокипящих органических рабочих тел.

В частности, практически у всех органических РТ (ОРТ) линия насыщения пара в координатах температура – энтропия ($T - S$) имеет положительный ($\frac{dT}{dS} > 0$) наклон (рис. 2.). Это исключает появление влажного органического пара на последних ступенях турбины и, соответственно, снимает проблему, связанную с эрозионным износом и необходимостью промежуточной сепарации пара.

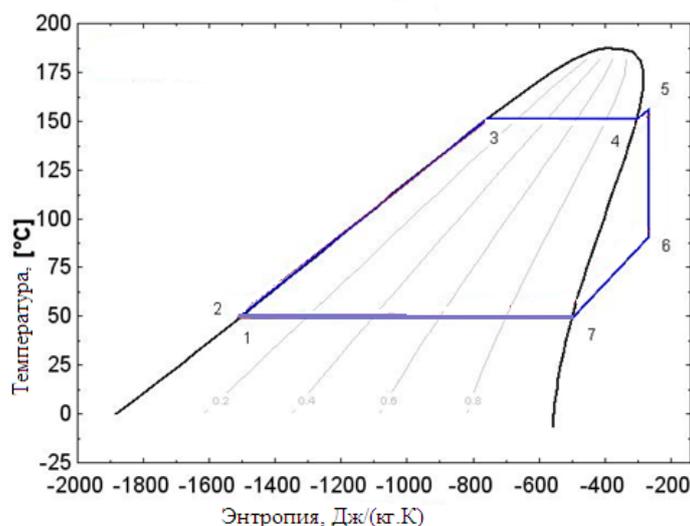


Рис. 2. $T - S$ диаграмма цикла ОЦР

В сравнении с водяным паром, скрытая теплота парообразования многих ОРТ существенно ниже, а сверхкритические режимы работы достигаются при более умеренных давлениях.

В то же время многие ОРТ имеют температуру кипения $+30...+40^{\circ}\text{C}$ при давлении, близком к атмосферному, или даже при избыточном давлении, а не при глубоком вакууме, как водяной пар. По сравнению с ПГУ УТЭК на основе ОЦР технологии имеет ряд преимуществ:

1.Замкнутый технологический цикл обеспечивает отсутствие выбросов вредных веществ в окружающую природную среду;

2.Конструктивная простота и доступность технологии;

3.Работает УТЭК в автоматическом режиме, практически без обслуживающего персонала, что соответствует критерию отнесения к безлюдным технологиям;

4.Высокие экологические показатели: она является технологически замкнутой и безотходной, хотя и предъявляет более высокие требования к пожаробезопасности;

5.Потери тепла при конденсации рабочего тела почти вдвое меньше, чем у паротурбинной установки.

Постановка задачи и цели. Разработка и внедрение новых энергосберегающих технологий производства электроэнергии не представляется возможным без наличия (автоматической) автоматизированной системы управления. Своевременное представление оперативному персоналу достаточной и достоверной информации о ходе процесса, состоянии оборудования и технологических средств управления повышает качества эксплуатации оборудования.

На рис. 3. Представлена принципиальная технологическая схема УТЭК.

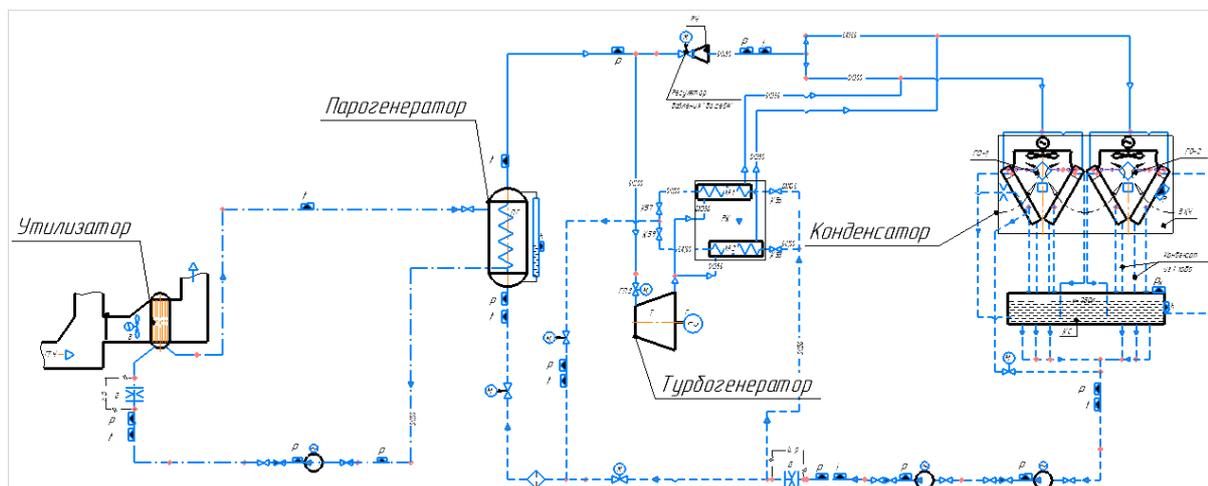


Рис. 3. Принципиальная технологическая схема УТЭК

Для унификации и стандартизации в дальнейшем УТЭК подвод тепла целесообразно осуществить к основному контуру ОРТ через промежуточный контур с жидким теплоносителем. Это необходимо в тех случаях, когда температура уходящих газов (УГ) превышает предел термостойкости ОРТ, поэтому размещение его испарителя непосредственно в выхлопном тракте ГТУ создает опасность местного перегрева и разложения циклового рабочего тела.

Для эффективного функционирования утилизационной установки необходимо поддерживать требуемые давление и температуру рабочего тела перед турбиной. Для этого необходимо решать такие «промежуточные» задачи, как поддержание заданной температуры на выходе из парогенератора, обеспечение работы циркуляционного насоса теплоносителя, обеспечение необходимого расхода ОРТ через теплообменник и прочее.

Это может быть достигнуто только контролем и регулированием расхода ОРТ через парогенератор, уровня ОРТ в конденсаторосборнике, давления и температуры за парогенератором. Поэтому необходимы соответствующие контуры автоматического регулирования указанных параметров.

Указанные объекты (элементы системы) – парогенераторы, конденсаторосборники являются достаточно изученными объектами. Их математические модели подробно описаны в отечественных и зарубежных публикациях, однако описание их работы определено в условиях пароводяного цикла. Органические рабочие тела вносят существенные изменения в динамику работы указанных элементов системы. Для обеспечения поддержания необходимых параметров - давления и температуры рабочего тела в заданных пределах не-

обходимо знать числовые параметры математических моделей этих элементов системы.

Поэтому предлагается несколько подходов к решению указанной проблемы:

1. Выполнить параметрическую идентификацию математических моделей элементов системы с использованием, например, градиентных методов на работающем образце отечественного утилизационного теплоэнергетического комплекса на органическом цикле Ренкина. Затем синтезировать необходимые контуры автоматического регулирования.

2. Использовать теорию подобия для интервальной оценки параметров математических моделей и в дальнейшем использовать методы теории нечетких систем управления для решения задач анализа работы и синтеза контуров регулирования.

3. Использовать нейросети для решения основных задач регулирования.

Задачи регулирования необходимо решать с учетом различного рода возмущений, к которым относятся - изменение количества подводимого тепла, текущая мощность турбины и прочее. Кроме того, необходимо обеспечить устойчивость работы всех автоматических регуляторов на всех режимах работы системы.

Можно выделить следующие основные контуры автоматического регулирования:

1. Контур автоматического регулирования температуры промежуточного теплоносителя на входе в парогенератор.

Цель регулирования – поддержание заданной температуры на входе в парогенератор.

Состав:

- преобразователь температуры;
- частотно-регулируемый привод циркуляционного насоса промежуточного теплоносителя;
- циркуляционный насос промежуточного теплоносителя.

Ограничения:

- минимальный расход через теплообменник;
- перегрев промежуточного теплоносителя.

Управляющие воздействия – частота вращения электродвигателя циркуляционного насоса промежуточного теплоносителя.

Задание – температура промежуточного теплоносителя на входе в парогенератор.

Контролируемые технологические параметры:

- перепад давления на циркуляционном насосе;
- температура промежуточного теплоносителя до утилизатора;
- давление промежуточного теплоносителя до утилизатора;
- расход промежуточного теплоносителя до утилизатора.

Возмущения:

- изменение количества подводимого тепла от источника.

2. Контур автоматического регулирования давления пара основного рабочего тела до турбины.

Цель регулирования – поддержание заданного давления основного рабочего тела до турбины.

Состав:

- преобразователь давления;
- редуцирующий клапан.

Управляющие воздействия – положение редуцирующего клапана.

Задание – давление основного рабочего тела до турбины.

Контролируемые технологические параметры:

- температура основного рабочего тела до турбины.

Возмущения:

- мощность турбины;
- количество подводимого тепла.

3. Контур автоматического регулирования температуры пара основного рабочего тела на выходе парогенератора.

Цель регулирования – поддержание заданной температуры основного рабочего тела на выходе парогенератора.

Состав:

- преобразователь температуры;
- частотно-регулируемый привод циркуляционного насоса основного теплоносителя;
- циркуляционный насос основного теплоносителя.

Управляющие воздействия – частота вращения электродвигателя циркуляционного насоса основного теплоносителя.

Задание – температура основного теплоносителя на выходе из парогенератора.

Контролируемые технологические параметры:

- перепад давления на циркуляционном насосе;
- температура основного теплоносителя до парогенератора;
- давление промежуточного теплоносителя до парогенератора;
- расход основного теплоносителя до утилизатора.

Возмущения:

- изменение количества подводимого тепла;
- мощность турбины.

4. Контур автоматического регулирования уровня в конденсатосборнике.

Цель регулирования – поддержание заданного уровня конденсата рабочего тела в конденсатосборнике.

Состав:

- датчик гидростатического давления;
- частотно-регулируемые приводы электродвигателей вентиляторов охлаждения;

- вентиляторы охлаждения.

Управляющие воздействия – частота вращения электродвигателя вентиляторов охлаждения.

Задание – уровень конденсата основного теплоносителя в конденсаторно-борнике.

Контролируемые технологические параметры:

- давление в конденсаторно-борнике;
- температура конденсата за воздушным конденсатором;
- давление конденсата за воздушным конденсатором;

Возмущения:

- мощность турбины.

Заключение. Предложены возможные подходы к решению задачи проектирования систем регулирования технологических параметров энергетической установки, использующей органический цикл Ренкина.

Список литературы

[1]. *Математические модели, динамические характеристики и анализ систем автоматического управления* / Под ред. К.А. Пупкова, Н.Д. Егупова. – М.: Издательство МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2004. – 656 с.

[2]. *Янчошек Л., Куниц П.* Органический цикл Ренкина: использование в когенерации. Турбины и дизели, 2012, март–апрель, с. 50–53.

[3]. *Леонов В.П., Воронов В.А., Ансит К.А., Ципун А.В.* Цикл Ренкина с низкопотенциальным источником теплоты. Инженерный журнал: наука и инновации, 2015, вып. 2.

Милосердов Владислав Олегович - аспирант КФ МГТУ им. Н.Э. Баумана. E-mail: miloserdovvo@gmail.com

УПРАВЛЕНИЕ ДВИЖЕНИЕМ МОБИЛЬНОЙ ПЛАТФОРМЫ В УСЛОВИЯХ ЗАМКНУТЫХ ПОМЕЩЕНИЙ

Мобильные автономные платформы могут выполнять самые разнообразные задачи в средах с разным наполнением. Это могут быть специализированные помещения, например склады и цеха, может быть крайне разнообразная уличная среда или сравнительно простые жилые помещения, где нет активного движения, а скорости и расстояния не велики. Однако, такие помещения имеют сложную структуру и значительную изменчивость по наполнению объектами и условиям освещения. Для того, чтобы мобильный модуль мог ориентироваться в пространстве и принимать решение о выборе пути в такой среде, ему нужны сенсорные системы различного типа. Как правило, основные вопросы обнаружения препятствий можно разрешить через ультразвуковые датчики глубины, но они не в состоянии опознать препятствие, а следовательно, не позволят построить стратегию принятия решения об обходе преграды. В качестве альтернативы можно использовать камеру, которая является дешевым вариантом фиксации среды, но требует значительного времени на решение задачи распознавания объектов сцены и оценки глубины их размещения. Это приводит к тому, что алгоритм управления автономной мобильной платформой сенсорной системой на основе бортовой камеры, должен принимать и исполнять решения об изменении траектории движения в реальном времени. Рассмотрим задачу формирования модуля управления движением мобильной платформы, который будет отвечать на команды с минимальными задержками.

Для выполнения данной задачи была использована мобильная платформа на основе микрокомпьютера Raspberry Pi3 и микроконтроллера AtMega1281, рис. 1.



Рис. 1. Мобильная автономная платформа

Микрокомпьютер Raspberry Pi 3 Model B+ - это функциональная сборка,

оптимальная для построения автоматизированных систем благодаря своей компактности и большому объему оперативной памяти. Он снабжен контроллерами Wi-Fi и Bluetooth и может работать с внешними устройствами ввода-вывода, в том числе с камерой. Микрокомпьютер Raspberry Pi служит для отправки команд на AtMega1281. К нему подключена камера для определения положения в пространстве.

Микроконтроллер AtMega1281 является высокопроизводительным восьмиразрядным микроконтроллером на базе микросхемы AVR RISC и имеет 54 линии ввода-вывода общего назначения, 32 рабочих регистра общего назначения, счетчик реального времени, 2 восьмиразрядных таймера-счетчика и 4 шестнадцатиразрядных.

Ввод-вывод данных на AtMega1281 организован с помощью портов USART и COM-портов управляющих устройств. Данный микроконтроллер имеет два порта USART, один из которых предназначен для управления с Raspberry Pi, а второй используется для передачи данных через Bluetooth или Wi-Fi.

AtMega1281 служит для управления двигателями колес, получения сигнала обратной связи и обработки внешнего сигнала управления, который подается в виде кода команды. Он представляет из себя один символ, что связано с особенностями приема и передачи данных через USART, обеспечивающий внешнее соединение с устройствами управления.

Команды можно разделить на несколько категорий, таких как движение в определенную сторону, поворот, остановку, получения информации о движении и изменение скорости движения.

Одно из препятствий, возникающих при управлении такой системой, связано с тем, что реальные механизмы мобильной платформы не идеальны, что не позволит достичь одинаковой скорости на обоих колесах при подаче одного сигнала ШИМ. Поэтому при движении должна происходить стабилизация и изменение одного из сигналов таким образом, чтобы скорости колес совпадали. Механизм стабилизации построен на основе концепции Q-learning, которая базируется на функциях штрафа и вознаграждения. Для определения скорости вращения колеса используется установленный энкодер, передающий 5500 импульсов на один оборот колеса на таймер-счетчик. Функция штрафа построена на размере расхождения скорости колес по датчикам и адаптирует коэффициент масштаба при формировании управления для каждого колеса. Это позволяет обеспечить выравнивание истинной скорости колес.

Проверка работоспособности алгоритма балансировки скорости колес мобильного робота проводилась по внешнему управлению с помощью Bluetooth. Необходимо было провести платформу по сложной траектории (рис. 2) с соблюдением требуемых по заданию углов поворота и прямолинейности движения на остальных участках. Траекторию фиксировали с использованием маркера, который оставлял след на плоскости стенда. Эксперименты показали высокую скорость передачи информации, эффективную стабилизацию и выравнивание скоростей колес, высокую маневренность и

Корлякова Екатерина Юльевна - студент КФ МГТУ им. Н.Э. Баумана, Калуга, 248000, Россия. E-mail: korliakova.ekaterina@yandex.ru

Трушков Дмитрий Сергеевич - студент КФ МГТУ им. Н.Э. Баумана, Калуга, 248000, Россия E-mail: dim.alex@mail.ru

Лохмачев Никита Владимирович - студент КФ МГТУ им. Н.Э. Баумана, Калуга, 248000, Россия E-mail: lokhmatchevnikita@gmail.com

СОДЕРЖАНИЕ

СЕКЦИЯ 1.

ПРОГРЕССИВНЫЕ ТЕХНОЛОГИИ, ОБОРУДОВАНИЕ И ИНСТРУМЕНТАЛЬНЫЕ СИСТЕМЫ В МАШИНОСТРОЕНИИ.....3

1. *К.В. Яшкин, В.В. Калмыков*
АЛГОРИТМИЗАЦИЯ ПОИСКА КРАТКОВРЕМЕННЫХ ХОЛОСТЫХ
ХОДОВ ПРИ ОБРАБОТКЕ ОТВЕРСТИЙ НА СТАНКАХ С ЧПУ 4
2. *Д.И. Кузнецов М.В. Мусохрано*
АНАЛИЗ СОВРЕМЕННЫХ МЕТОДОВ ОБЕСПЕЧЕНИЯ ТОЧНОСТИ 6
3. *В.И. Виноградов, Н.В.Зенкин*
ИССЛЕДОВАНИЕ МЕТОДОВ ФОРМООБРАЗОВАНИЯ НАРУЖНЫХ
РЕЗЬБОВЫХ ПОВЕРХНОСТЕЙ..... 9
4. *А.О. Штокал, Е.В. Рыков, Т.А. Говорун, А.В. Артемьев, В.К. Шаталов,
В.А. Богачев, О.П. Баженова, Д.В. Сергеев, В.Д. Демина*
К ВОПРОСУ О ФОРМИРОВАНИИ МДО-ПОКРЫТИЙ, УСТОЙЧИВЫХ
К ФРЕТТИНГУ И МИКРОУДАРНОМУ НАГРУЖЕНИЮ 13
5. *А.А. Юдаева, А.Г. Вяткин*
ЛАЗЕРНАЯ РЕЗКА ТОНКОЛИСТОВОГО МАТЕРИАЛА 21
6. *А.И. Титов, И.Д. Соколова*
ОСОБЕННОСТИ ПРИМЕНЕНИЯ И ИЗГОТОВЛЕНИЯ ЭЛЛИПТИЧЕСКИХ
ЗУБЧАТЫХ КОЛЕС 23
7. *В.В. Калмыков, Э.С. Анкуда, В.П. Сорокин*
ПЕРСПЕКТИВНАЯ ИЗНОСОСТОЙКАЯ ЗАЩИТА ТВЕРДОСПЛАВНОГО
РЕЖУЩЕГО ИНСТРУМЕНТА 28
8. *А.И. Титов, В.В. Калмыков*
ПРИМЕНЕНИЕ ВОДОРОДНЫХ ТЕХНОЛОГИЙ ПРИ РЕЗАНИИ
ТРУДНООБРАБАТЫВАЕМЫХ МЕТАЛЛОВ 31
9. *Т.А. Журавлева, А.В. Харитоненко, А.Ю. Крылов*
СНИЖЕНИЕ РИСКОВ ИНСТРУМЕНТАЛЬНОГО ПРОИЗВОДСТВА
ПОСРЕДСТВОМ ПРИМЕНЕНИЯ СТАНДАРТНЫХ ДЕТАЛЕЙ
И КОМПЛЕКТУЮЩИХ В КОНТСТРУКЦИИ
ТЕХНОЛОГИЧЕСКОЙ ОСНАСТКИ..... 33
10. *В.А. Федоров, Е.Н. Мальшев*
СТРУКТУРА ГИБКОСТИ ТЕХНОЛОГИЧЕСКИХ СИСТЕМ..... 35
11. *В.В. Калмыков, Е.А. Медведева, Р.А. Конозобко, М.Е. Сафронова*
ХАРАКТЕР ВЗАИМОДЕЙСТВИЯ ЛАКОКРАСОЧНЫХ ПОКРЫТИЙ
С ПОДЛОЖКОЙ 37

12. <i>А.Н. Малышев, С.А. Бысов, А.В. Харитоненко</i>	
ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ПОСТРОЕНИЕ ДИАГРАММЫ ПРЕДЕЛЬНЫХ ДЕФОРМАЦИЙ ДЛЯ РАЗНОТОЛЩИННЫХ ЛИСТОВЫХ СВАРНЫХ ЗАГОТОВОК ИЗ ВЫСОКОПРОЧНОЙ СТАЛИ.....	40
13. <i>Д.С. Аверкина, Е.Н. Малышев</i>	
АНАЛИЗ ЧУВСТВИТЕЛЬНОСТИ ХАРАКТЕРИСТИК ПРОИЗВОДСТВА К ВЫБОРУ ИНСТРУМЕНТАЛЬНЫХ МАТЕРИАЛОВ	44
СЕКЦИЯ 2.	
ТЕХНОЛОГИИ И МАШИНЫ СВАРОЧНОГО ПРОИЗВОДСТВА	48
1. <i>М.И. Шаталов, К.Ю. Труханов</i>	
МЕТОДИКА ОПРЕДЕЛЕНИЯ ОПТИМАЛЬНЫХ ТЕХНОЛОГИЧЕСКИХ ПАРАМЕТРОВ ДУГОВОЙ РОБОТИЗИРОВАННОЙ СВАРКИ	49
2. <i>А.А. Родин, И.Н. Зыбин</i>	
ОСНОВНЫЕ ВИДЫ КОНСТРУКЦИЙ ИНСТРУМЕНТА, ПРИМЕНЯЕМЫХ ПРИ СВАРКЕ ТРЕНИЕМ С ПЕРЕМЕШИВАНИЕМ	52
3. <i>В.Е. Ботников, И.Н. Зыбин</i>	
ОСОБЕННОСТИ СВАРКИ ТРЕНИЕМ С ПЕРЕМЕШИВАНИЕМ АЛЮМИНИЕВЫХ КОНСТРУКЦИЙ	55
4. <i>И.М. Поливода, Г.В. Орлик, А.Г. Орлик</i>	
ПРИМЕНЕНИЕ СВАРОЧНОЙ ГОЛОВКИ С ВРАЩАЮЩИМСЯ МУНДШТУКОМ ДЛЯ ВВАРКИ ПАТРУБКОВ В КОРПУС СОСУДА ПРИ АВТОМАТИЧЕСКОЙ СВАРКЕ ПОД СЛОЕМ ФЛЮСА.....	58
5. <i>А.А. Филимонов, Савин В.Ю</i>	
РАСЧЕТ И ПОСТРОЕНИЕ ГРАФИКОВ ИЗМЕНЕНИЯ КРУТЯЩЕГО МОМЕНТА ДЛЯ ПЛАСТИНАТОГО ГИДРОМОТОРА ПРИ ИСПОЛЬЗОВАНИИ ЧЕТНОГО И НЕЧЕТНОГО КОЛИЧЕСТВА ПЛАСТИН.	65
СЕКЦИЯ 3.	
ФИЗИКА КОНДЕНСИРОВАННОГО СОСТОЯНИЯ И ЭЛЕКТРОННАЯ ТЕХНИКА	68
1. <i>В.С. Кулагин, Д.В. Андреев</i>	
АВТОМАТИЗИРОВАННАЯ УСТАНОВКА ИЗМЕРЕНИЯ КВАЗИСТАТИЧЕСКИХ С-V ХАРАКТЕРИСТИК МДП-СТРУКТУР.....	69
2. <i>А.Д. Перминова, В.В. Андреев</i>	
ИНТЕГРАЛЬНЫЙ ДАТЧИК ТЕМПЕРАТУРЫ	72
3. <i>А.А. Конохов</i>	
КОЛЛИМАЦИЯ ЛАЗЕРНОГО ИЗЛУЧЕНИЯ ПОСРЕДСТВОМ ОПТИЧЕСКИХ СИСТЕМ	76

4. <i>М.А. Саввин, В.Е. Драч</i>	
МЕТОДИКИ ИЗМЕРЕНИЯ АЧХ ПРИ ПОМОЩИ ПРИБОРОВ ОТЕЧЕСТВЕННОГО ПРОИЗВОДСТВА	78
5. <i>Л.С. Куропатова, В.В. Андреев</i>	
ПОВЫШЕНИЕ ТОЧНОСТИ ИЗМЕРЕНИЯ ПАРАМЕТРОВ БЛОКА КЛЮЧЕЙ С ИСПОЛЬЗОВАНИЕМ СТЕНДА ДЛЯ ПРОВЕДЕНИЯ ПРИЕМО-СДАТОЧНЫХ ИСПЫТАНИЙ.....	80
6. <i>О.И. Кацапов</i>	
ПРИМЕНЕНИЕ ЧИСЛЕННОГО КОНЕЧНО-РАЗНОСТНОГО МЕТОДА ДЛЯ РАСЧЁТА ТЕПЛОВОГО РЕЖИМА ПЕЧАТНЫХ ПЛАТ.....	84
7. <i>П.В. Кондрашов</i>	
РЕАЛИЗАЦИЯ ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЙ УСТАНОВКИ ДЛЯ ИССЛЕДОВАНИЯ ТОНКИХ ДИЭЛЕКТРИЧЕСКИХ ПЛЕНОК.....	88
8. <i>Д.А. Романов, И.А. Прохоров, В.Г. Косушкин</i>	
РЕНТГЕНОДИФРАКЦИОННЫЙ АНАЛИЗ СИНТЕТИЧЕСКИХ КРИСТАЛЛОВ АЛМАЗА, ЛЕГИРОВАННЫХ БОРОМ	93

СЕКЦИЯ 4.

ТЕПЛОВЫЕ ДВИГАТЕЛИ И ГИДРОМАШИНЫ99

1. <i>А.А. Зуев, А.А. Арнгольд</i>	
АНАЛИЗ МОДЕЛИ КОНВЕКТИВНОГО ТЕПЛООБМЕНА В ПОГРАНИЧНОМ СЛОЕ ДЛЯ ЭНЕРГЕТИЧЕСКИХ УСТАНОВОК	100
2. <i>И.П. Заболотский, Ф.Л. Чубаров, А.В. Никитин</i>	
АНАЛИЗ РАБОТЫ ТОПЛИВНОЙ СИСТЕМЫ ГАЗОТУРБИННОГО ДВИГАТЕЛЯ	103
3. <i>Р.С. Киселев, А.А. Жинов</i>	
ВЛИЯНИЕ КОНСТРУКЦИИ БАНДАЖНЫХ СВЯЗЕЙ РАБОЧИХ ЛОПАТОК ПАРОВЫХ ТУРБИН НА ИХ ХАРАКТЕРИСТИКИ.....	107
4. <i>И.В. Макаров, А.Н. Сизов, Ф.Л. Чубаров</i>	
ВЛИЯНИЕ СОДЕРЖАНИЯ ВОЗДУХА В РАБОЧЕЙ ЖИДКОСТИ СИСТЕМЫ РЕГУЛИРОВАНИЯ ТУРБОГЕНЕРАТОРА НА ЕГО ХАРАКТЕРИСТИКИ.....	110
5. <i>А.П. Железнов, А.А. Жинов</i>	
ВОЗМОЖНОСТЬ ИСПОЛЬЗОВАНИЯ НИЗКОКИПЯЩИХ РАБОЧИХ ТЕЛ ДЛЯ УТИЛИЗАЦИИ ТЕПЛА ГАЗОПЕРЕКАЧИВАЮЩЕГО АГРЕГАТА	113
6. <i>Н.А.Пальтов, Д.В.Шевелев</i>	
ИСПОЛЬЗОВАНИЕ АДДИТИВНЫХ ТЕХНОЛОГИЙ ДЛЯ ИЗГОТОВЛЕНИЯ ДЕТАЛЕЙ ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОГО СТЕНДА ДЛЯ ИССЛЕДОВАНИЯ ХАРАКТЕРИСТИК РАБОТЫ ТКР	116
7. <i>А.А. Анкудинов, Ф.А. Морозов, К.С. Каньшин, П.А. Буханенков</i>	
ИСПОЛЬЗОВАНИЕ ВИХРЕВОГО ТЕЧЕНИЯ В ДИНАМИЧЕСКИХ НАСОСАХ.....	119

8. <i>Д.С. Трутнев, В.Ю. Ильичев</i>	
ИСПОЛЬЗОВАНИЕ МЕТОДА МОДЕЛЬНЫХ ТУРБИН ПРИ РАСЧЕТЕ ГИДРОТУРБИН	124
9. <i>А.С. Голиков</i>	
ИСПОЛЬЗОВАНИЕ СРЕДСТВ SIMSCAPE ДЛЯ МОДЕЛИРОВАНИЯ ПРОЦЕССОВ В ТУРБОУСТАНОВКАХ	127
10. <i>М.С. Даньшин</i>	
ИСПОЛЬЗОВАНИЕ ТРУБЧАТЫХ РЕКУПЕРАТОРОВ В ЦИКЛЕ МАЛОРАЗМЕРНЫХ ГТУ С РЕГЕНЕРАЦИЕЙ.....	129
11. <i>А.П. Железнов, А.А. Жинов</i>	
ИССЛЕДОВАНИЕ ГИДРАВЛИЧЕСКИХ ХАРАКТЕРИСТИК УТИЛИЗАТОРА ТЕПЛА ГАЗОПЕРЕКАЧИВАЮЩЕГО АГРЕГАТА	132
12. <i>Е.Н. Ильдияров, В.В. Коротков</i>	
ИССЛЕДОВАНИЕ ТЕЧЕНИЯ ПОТОКА ЖИДКОСТИ В ПРОТОЧНОЙ ЧАСТИ ОСЕВОЙ СТУПЕНИ НАСОСА	135
13. <i>Г.М. Калюжный, Е.А. Юрик</i>	
СПОСОБЫ ПОВЫШЕНИЯ МОЩНОСТИ ДЕЙСТВУЮЩИХ ЭЛЕКТРОСТАНЦИЙ.....	139
14. <i>Д.А. Седов, В.Ю. Ильичев</i>	
ОПТИМИЗАЦИЯ ТРУБНОГО ПУЧКА ВОДЯНОГО ЭКОНОМАЙЗЕРАКОТЛА-УТИЛИЗАТОРА.....	144
15. <i>Л.А. Жебелев, В.В. Коротков</i>	
ОСНОВНЫЕ ПРОБЛЕМЫ, СВЯЗАННЫЕ С ЭКСПЛУАТАЦИЕЙ ЦЕНТРОБЕЖНЫХ НАСОСОВ И МЕТОДЫ ИХ УСТРАНЕНИЯ	147
16. <i>Ф.Г. Завальный, Д.В. Шевелев</i>	
ПЕРСПЕКТИВЫ ПРИМЕНЕНИЯ ГТД НА МАНЕВРОВЫХ ЛОКОМОТИВАХ	150
17. <i>М.И. Соколов, Д.В. Шевелев</i>	
ПЕРСПЕКТИВЫ СТРОИТЕЛЬСТВА СТЭС В КЛИМАТИЧЕСКИХ УСЛОВИЯХ ЦФО РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ	153
18. <i>А.В. Регеда, А.А. Анкудинов</i>	
ПРЕДВКЛЮЧЕННЫЕ СТУПЕНИ ЦЕНТРОБЕЖНЫХ НАСОСОВ	156
19. <i>А.А. Лужецкий, В.Ю. Ильичев</i>	
ПРИМЕНЕНИЕ ПЛАСТИНЧАТЫХ РЕКУПЕРАТОРОВ В ГТУ МАЛОЙ МОЩНОСТИ	160
20. <i>А.А. Заикин, Д.В. Шевелев</i>	
ПРОБЛЕМЫ ИСПОЛЬЗОВАНИЯ ПНГ В КАЧЕСТВЕ ТОПЛИВА ДЛЯ ГТУ	163

21. <i>К.М. Ефремов, О.Г. Шитохина</i>	
ПРОЕКТИРОВАНИЕ ВИХРЕВОГО НАСОСА С ЦИЛИНДРИЧЕСКИМ РОТОРОМ И ВИНТОВЫМ КАНАЛОМ	165
22. <i>В.С. Малахов, В.В. Коротков</i>	
РАЗРАБОТКА И ИССЛЕДОВАНИЕ СПОСОБА СНИЖЕНИЯ ПОТЕРЬ В ЦЕНТРОБЕЖНОМ КОЛЕСЕ НАСОСА	167
23. <i>В.С. Антипов</i>	
РЕШЕНИЕ ЗАДАЧИ ПЕРЕРАСПРЕДЕЛЕНИЯ ПОТОКОВ ГАЗА НА МАГИСТРАЛЬНЫХ ГАЗОПРОВОДАХ МЕТОДАМИ ЛИНЕЙНОГО ПРОГРАММИРОВАНИЯ.....	172
24. <i>Н.Н. Шинкевич, Ф.Л. Чубаров, А.В. Никитин</i>	
СТЕНДОВЫЕ ИСПЫТАНИЯ ПОДБИВОЧНЫХ БЛОКОВ ПУТЕВЫХ МАШИН	175
25. <i>А.Н. Маклачков, В.В. Коротков</i>	
ТРЕБОВАНИЯ, ПРЕДЪЯВЛЯЕМЫЕ К СКВАЖИННЫМ НАСОСАМ ДЛЯ ДОБЫЧИ УРАНА	178
26. <i>Н.С. Цыганов, А.А. Анкудинов</i>	
ЭНЕРГЕТИЧЕСКИЕ И КАВИТАЦИОННЫЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ ВИХРЕВОЙ ГИДРОМАШИНЫ С ЦИЛИНДРИЧЕСКИМ РОТОРОМ.....	181
27. <i>В.А. Минеев, В.В. Коротков</i>	
МОДЕРНИЗАЦИЯ ШНЕКА ЦЕНТРОБЕЖНОГО НАСОСА	185
28. <i>В.В. Калмыков, М.Ф. Гроссман</i>	
КОНЦЕПЦИЯ ДВУХТАКТНОГО ДИЗЕЛЯ С РАСШИРЕННЫМ ДИАПАЗОНОМ ЭФФЕКТИВНОЙ МОЩНОСТИ.....	188
29. <i>А.С. Лычагин, В.Ю. Савин</i>	
РАСЧЕТ СИЛ ПРИЖИМА РАСПРЕДЕЛИТЕЛЬНОГО ДИСКА ПЛАВАЮЩЕГО ТИПА К СТАТОРУ	191
30. <i>Г.В. Волков, В.Ю. Савин</i>	
ВЛИЯНИЕ КОЛИЧЕСТВА ПЛАСТИН НА КРУТЯЩИЙ МОМЕНТ В ГИДРОМОТОРАХ ДВОЙНОГО ДЕЙСТВИЯ	195
31. <i>Е.В. Каримулина, О.Г. Шитохина</i>	
ПРИМЕНЕНИЕ ВИХРЕВОГО ТЕЧЕНИЯ В ТЕХНИКЕ	199
32. <i>А.В. Ващенко, А.А. Анкудинов</i>	
СПОСОБЫ УЛУЧШЕНИЯ КАВИТАЦИОННЫХ КАЧЕСТВ ЦЕНТРОБЕЖНЫХ НАСОСОВ И СНИЖЕНИЕ ЭРОЗИИ	201

33. *Е.Г. Литихин, Д.В. Шевелев*

ВОПРОСЫ СОЗДАНИЯ ВЫСОКОМАНЕВРЕННОЙ ПАРОТУРБИННОЙ
УСТАНОВКИ ДЛЯ АВТОНОМНОГО ЭНЕРГОСНАБЖЕНИЯ
ПОТРЕБИТЕЛЕЙ АРКТИЧЕСКОГО РЕГИОНА РФ 204

СЕКЦИЯ 5.

**МЕТОДЫ ТЕОРИИ АВТОМАТИЧЕСКОГО УПРАВЛЕНИЯ;
АВТОМАТИЗАЦИЯ И УПРАВЛЕНИЕ ТЕХНОЛОГИЧЕСКИМИ
ПРОЦЕССАМИ И ПРОИЗВОДСТВАМИ 206**

1. *Е.Ю. Корлякова, Д.С. Трушков, Н.В. Лохмачев*

ПОДХОДЫ К ФОРМИРОВАНИЮ УПРАВЛЯЮЩЕГО СИГНАЛА
НА ОСНОВЕ ПОТОКА КАДРОВ 208

2. *О.И. Савина*

СИНТЕЗ РОБАСТНОГО МОДАЛЬНОГО H_∞ – РЕГУЛЯТОРА
С ИСПОЛЬЗОВАНИЕМ ЛИНЕЙНЫХ МАТРИЧНЫХ НЕРАВЕНСТВ 211

3. *В.О. Милосердов*

СИСТЕМЫ РЕГУЛИРОВАНИЯ ТЕХНОЛОГИЧЕСКИХ ПАРАМЕТРОВ
ЭНЕРГЕТИЧЕСКОЙ УСТАНОВКИ, ИСПОЛЬЗУЮЩЕЙ
ОРГАНИЧЕСКИЙ ЦИКЛ РЕНКИНА. ПОСТАНОВКА ЗАДАЧИ 216

4. *Е.Ю. Корлякова, Д.С. Трушков, Н.В. Лохмачев*

УПРАВЛЕНИЕ ДВИЖЕНИЕМ МОБИЛЬНОЙ ПЛАТФОРМЫ В УСЛОВИЯХ
ЗАМКНУТЫХ ПОМЕЩЕНИЙ 222

**НАУКОЕМКИЕ ТЕХНОЛОГИИ
В ПРИБОРО- И МАШИНОСТРОЕНИИ
И РАЗВИТИЕ ИННОВАЦИОННОЙ
ДЕЯТЕЛЬНОСТИ В ВУЗЕ**

**Материалы
Всероссийской научно-технической конференции**

Том 1

Научное издание

Все работы публикуются в авторской редакции. Авторы несут ответственность за подбор и точность приведенных фактов, цитат, статистических данных и прочих сведений

Подписано в печать 17.11.2019
Формат 60x90/16. Печать офсетная. Бумага офсетная. Гарнитура «Таймс»
Печ. л. 14,56. Усл. п. л. 13,54

Издательство МГТУ им. Н.Э. Баумана
107005, Москва, 2-я Бауманская, 5

Оригинал-макет подготовлен в Редакционно-издательской группе
отдела научной инновационной деятельности
КФ МГТУ им. Н.Э. Баумана
248000, г. Калуга, ул. Баженова, 2, тел. 57-31-87