

МАШИНОСТРОЕНИЕ И МАШИНОВЕДЕНИЕ

УДК 620.22 : 004.94

Е. А. РОГАЧЁВ
М. А. ЗВЕРЕВ
В. И. СУРИКОВ

Омский государственный
технический университет

ПРОГНОЗИРОВАНИЕ УПРУГИХ СВОЙСТВ ПОЛИМЕРНЫХ КОМПОЗИЦИОННЫХ МАТЕРИАЛОВ

В работе представлены результаты эксперимента по определению концентрационной зависимости упругих модулей двух систем полимерных композитов от объемной доли наполнителя, а также результаты модельного эксперимента для этих же систем и их сравнительный анализ.

Ключевые слова: полимерные композиционные материалы, модуль сдвига, прогнозирование, моделирование.

Вопросы прогнозирования свойств полимерных композиционных материалов (ПКМ) занимают существенное место в материаловедении. Это обусловлено тем, что вязкоупругие среды обладают рядом свойств, которые могут значительно влиять на физико-механические свойства ПКМ. Техничко-экономическая эффективность применения новых материалов в значительной мере зависит от возможностей прогнозирования их эксплуатационных свойств. Вследствие этого проблема прогнозирования свойств полимерных композитов является одной из наиболее важных задач материаловедения.

В рамках данной работы был проведен натурный эксперимент по определению концентрационной

зависимости модуля сдвига двух систем, а также верификация разработанной авторами компьютерной модели по прогнозированию механических свойств полимерных дисперсных композиционных материалов путем сравнения результатов, полученных в ходе натурного и модельного эксперимента.

В качестве объектов исследования были выбраны политетрафторэтилен (ПТФЭ) марки «Фторопласт-4» (ГОСТ 10007-80), наполненный бронзовым мелкодисперсным порошком марки ОС-15-5 (в дальнейшем — БП), а также линейный ароматический полиимид марки ПМ-69 (полиимид на основе диангидрида бензофенонтетракарбоновой кислоты и диаминодифенилового эфира), наполненный углеродным

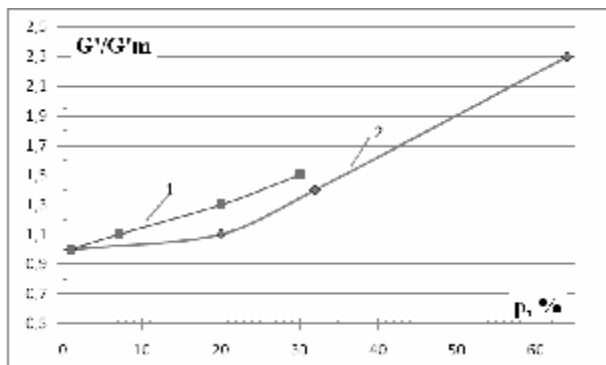


Рис. 1. Зависимость приведенного модуля сдвига от объемного содержания наполнителя:
1 – система ПТФЭ-БП, 2 – система ПМ69-ГР

наполнителем в виде дисперсного графита (модельная система ПМ – ГР). Бронзовый порошок готовился в соответствии с ТУ 48-08-09-22-81. Размеры частиц порошка не превышали 71 мкм.

Выбор системы ПМ – ГР, наряду с системой ПТФЭ – БП обусловлен тем, что степень кристалличности ПМ-69 с изменением содержания ГР, вероятно, изменяется незначительно, о чем свидетельствует монотонный характер концентрационной зависимости модулей упругости.

Введение наполнителя в порошкообразную матрицу выполняли по технологии сухого смешивания в мельнице МРП-1 при частоте вращения ножей 7800 мин⁻¹. Образцы для исследования физико-механических свойств изготавливали по технологии холодного прессования при давлении 70–80 МПа с последующим свободным спеканием при температуре 360±3°С. По указанной технологии были синтезированы две двухкомпонентные модельные системы ПТФЭ-БП и ПМ69-ГР.

Определение динамического модуля сдвига осуществлялось обратным вертикальным крутильным маятником свободных колебаний [1]. Измерения проводились согласно ГОСТ 20812-75 в диапазоне частот от 0,02 до 1 Гц. Основная идея метода заключается в следующем. Образец вместе с колебательной системой выводится из положения равновесия. Далее маятник вместе с образцом совершает затухающие крутильные колебания, частота которых зависит от модуля сдвига материала образца и инерционных

свойств маятника. Для преобразования механических колебаний в электрические колебания служит оптическая система, состоящая из источника света, двух собирающих линз, флажка и фотодиода. При крутильных колебаниях система линз с флажком преобразует постоянный световой поток в переменный поток за счет изменения площади сечения потока между линзами непрозрачным флажком. Частота переменного светового потока, падающего на фотодиод, совпадает с частотой механических колебаний. Фотодиод позволяет преобразовать световой сигнал в электрический, который в дальнейшем анализируется. По этим данным определяются такие параметры системы, как частота колебаний, амплитуда, логарифмический декремент затуханий. Используя геометрические размеры системы и ее момент инерции производится расчет динамического модуля сдвига. Используемая установка позволяет менять температуру системы. В ходе эксперимента поддерживалась температура 300 К. Основные погрешности измерения, определенные экспериментально, составили для динамического модуля сдвига не более 3%. Для уменьшения приборной погрешности и для исключения возможности конденсации водяных паров на образце и на элементах колеблющейся системы давление внутри установки поддерживалось около 0,1 мм рт. ст.

Полученные экспериментальные результаты для исследуемых систем приведены на графике (рис. 1). Эти данные хорошо согласуются со значениями модуля сдвига, полученными другими авторами [1], что свидетельствует о достоверности результатов.

В работе [2–3] детально рассматривается математическая модель оценки модуля Юнга и модуля сдвига композиционных материалов. Основная идея заключается в следующем. В качестве модели образца выбирается трехмерное клеточное поле. Исходными параметрами являются длина образца l_0 , модуль упругости при растяжении матрицы E_m , среднее значение модуля упругости клетки поля с наполнителем E_{cp} , модуль сдвига матрицы G_m . Далее рассчитывается сила, прикладываемая к каждой клетке, поля и рассчитывается массив удлинений клеток каждого слоя. После чего находится эффективное удлинение Δl_3 всего клеточного поля и на основании полученных данных находят эффективные модули композита.

Данная математическая модель была реализована в виде компьютерной программы.

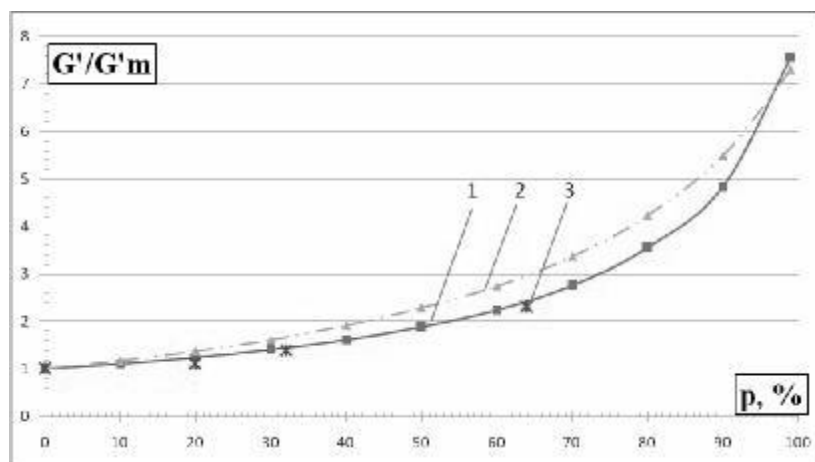


Рис. 2. Зависимость приведенного модуля сдвига ПМ-69 от объемного содержания ГР:
1 – модельный расчет, 2 – нижняя граница Жикова, 3 – эксперимент

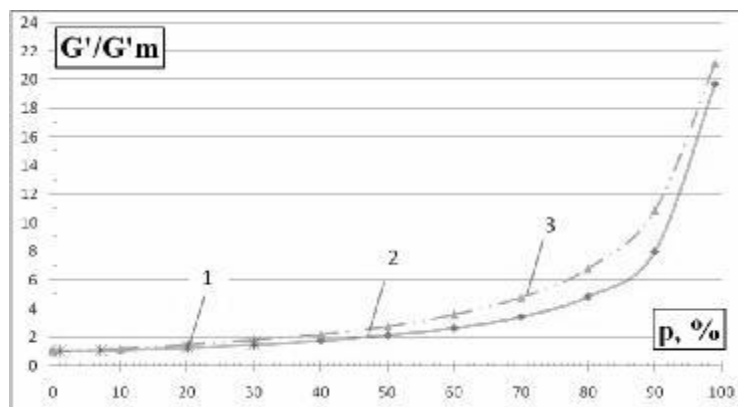


Рис. 3. Зависимость приведенного модуля сдвига ПТФЭ от объемного содержания БП:
1 — эксперимент, 2 — модельный расчет, 3 — нижняя граница Жикова

При расчетах в качестве входных данных выбирали значения модулей упругости полимерных матриц E'_0 и G'_0 , полученные экспериментально. В качестве значений модулей упругости бронзового наполнителя выбирали табличные значения модулей бронзы марок, близких по составу к марке ОС-15-5, а для графита — в соответствии с техническими условиями; значения коэффициента Пуассона ν составляли 0,34 (для ПТФЭ), 0,30 (для ПМ-69) и 0,25 для наполнителей.

Оценка модуля сдвига системы ПМ69-ГР проходила в два этапа. На первом этапе моделировалась объемная структура образца методом, описанном в работе [2]. Далее по указанной выше модели рассчитывалась концентрационная зависимость модуля Юнга и модуля сдвига образца как для двухкомпонентной системы матрица-наполнитель. Полученные результаты представлены на рис. 2.

Оценка модуля сдвига системы ПТФЭ-БП проходила в три этапа. На первом этапе, как и для предыдущей системы, моделировалась объемная структура образца. На втором этапе с целью учета наличия межфазного слоя происходит усреднение модуля сдвига и модуля Юнга клетки с наполнителем согласно модели Дульнева — Новикова [4] «куб в кубе», на заключительном этапе рассчитывается эффективный модуль сдвига и модуль Юнга образца, при этом значение упругих модулей ПТФЭ бралось для кристаллической фазы. Полученные результаты представлены на рис. 3.

Для проверки достоверности полученных результатов использовалась методика оценки граничных допустимых значений модулей сдвига Жикова [5]. Из полученных зависимостей следует, во-первых, разработанная модель достаточно хорошо описывает экспериментальные зависимости, во-вторых, не смотря на то, что все расчетные кривые лежат немного ниже нижней границы Жикова, численная разница результатов небольшая, а вид кривых совпадает.

Таким образом, разработанная математическая модель имеет ряд преимуществ и недостатков. К пре-

имуществам следует отнести простоту модели, согласие результатов с теоретическими данными, возможность учета межфазного слоя. Основными же недостатками являются ограниченность модели относительно числа компонент системы, а также то, что модель применима только для дисперсных систем.

Библиографический список

1. Суриков, Вал. И. Повышение эксплуатационных свойств композитов на основе политетрафторэтилена путем структурной многоуровневой модификации : дис. ... д-ра техн. наук / Вал. И. Суриков. — Омск, 2001. — 363 с.
2. Федорук, В.А. Трехмерная модель структурных процессов в композиционных материалах на основе клеточных автоматов / В.А. Федорук, Е.А. Рогачев, Вал. И. Суриков // Композиционные материалы в промышленности: материалы Двадцать восьмой международной конференции в г. Ялта 26 — 30 мая 2008 г. — Крым, 2008. — С. 440 — 442.
3. Упругие характеристики модельных двухкомпонентных систем / В.А. Федорук и [др.] // Динамика систем, механизмов и машин: матер. VII Междунар. науч.-техн. конф. — Омск: Изд-во ОмГТУ, 2009. — Кн. 2. — С. 462 — 465.
4. Дульнев, Г. П. Процессы переноса в неоднородных средах / Г. П. Дульнев, В. В. Новиков. — Л.: Энергоиздат, 1991. — 248 с.
5. Жиков, В.В. Об оценках усредненной матрицы и усредненного тензора / В.В. Жиков // Успехи математических наук. — 1991. — Т. 46, № 3. — С. 49 — 56.

РОГАЧЁВ Евгений Анатольевич, ассистент кафедры физики.

СУРИКОВ Вадим Иванович, кандидат физико-математических наук, профессор кафедры физики.

ЗВЕРЕВ Михаил Алексеевич, старший преподаватель кафедры физики.

Адрес для переписки: 644050, г. Омск, пр. Мира, 11.

Статья поступила в редакцию 05.05.2010 г.

© Е. А. Рогачёв, М. А. Зверев, В. И. Суриков

РАЗРАБОТКА И АНАЛИЗ НАПРЯЖЕННО-ДЕФОРМИРОВАННОГО СОСТОЯНИЯ ЭЛЕМЕНТОВ ГЕРМЕТИЗИРУЮЩИХ УСТРОЙСТВ С ИСПОЛЬЗОВАНИЕМ МЕТОДА КОНЕЧНЫХ ЭЛЕМЕНТОВ

Рассматриваются результаты анализа напряженно-деформированного состояния (НДС) уплотняющих и силовых элементов радиального герметизирующего устройства (ГУ), с использованием метода конечных элементов. Показано, что разработка конечно-элементных моделей и анализ получаемых эпюр НДС и расчетных зависимостей напряжений и деформаций от характеристик механических свойств элементов и условий эксплуатации ГУ позволяют разрабатывать более надежную конструкцию ГУ с учетом физико-механических свойств материалов.

Ключевые слова: герметизирующее устройство, метод конечных элементов, деформация, напряжение, контактное давление, полимерный композиционный материал.

Разработка трибосистем различного типа, включая металлополимерные ГУ, всегда связана с анализом напряженно-деформированного состояния элементов конструкции. При работе ГУ давление рабочей среды, деформация силовых и уплотняющих элементов вызывают внутренние напряжения и создают контактное давление на сопряженных поверхностях [1 – 2]. Величина внутренних напряжений и контактного давления непосредственно влияют на работоспособность и срок службы ГУ, поэтому адекватная оценка этих параметров НДС на этапе проектирования изделия имеют весьма актуальное значение для повышения надежности и ресурса машин, в которых применяются герметизирующие устройства.

Обеспечение длительной работоспособности металлополимерных ГУ возможно путем распределения необходимого контактного давления и внутренних напряжений в объеме уплотняющих и силовых элементов в интервале, не превышающем предел прочности полимерного композиционного материала (ПКМ), используемого для изготовления уплотняющих элементов.

Известные методики определения контактного давления позволяют оценить среднее значение давления, часть методик позволяет рассчитать давление в отдельных точках уплотняемой поверхности приближенно [1 – 2] без учета напряженно-деформированного состояния уплотняющего элемента, а также без учета сил трения между уплотняющим элементом и уплотняемой поверхностью.

Для решения этой задачи весьма эффективным является использование метода конечных элементов (МКЭ) [3 – 5]. Несмотря на то, что этот численный

метод является приближенным, выбрав оптимальные размеры и размещение конечных элементов, можно обеспечить необходимую детализацию расчетной модели и приемлемые по точности результаты вычислений.

В данной работе МКЭ использовали для анализа напряженно-деформированного состояния элементов ГУ и одновременно для определения распределения контактного давления по уплотняемой поверхности. Подобный подход обеспечивает наибольшую информативность исследования и комплексное решение поставленных задач.

МКЭ достаточно подробно описан в литературе и базируется на том, что непрерывно изменяющаяся величина может быть аппроксимирована дискретной моделью, построенной на множестве кусочно-непрерывных функций, которые определены на конечном числе подобластей элементов.

Расчет НДС частиц — элементов с учетом нелинейностей основывается на шаговых и итерационных методах. Эти методы в основном сводятся к представлению процесса деформирования в виде последовательности равновесных состояний, для каждого из которых проводится расчет. При решении поставленной задачи методом конечных элементов использовали программный комплекс ANSYS.

В отсутствие трения нагружение элементов разрабатываемого ГУ является осесимметричным. Поэтому, делая допущение об отсутствии трения, целесообразно перейти от трехмерной задачи к осесимметричной.

В качестве входных параметров для расчетной модели служили:

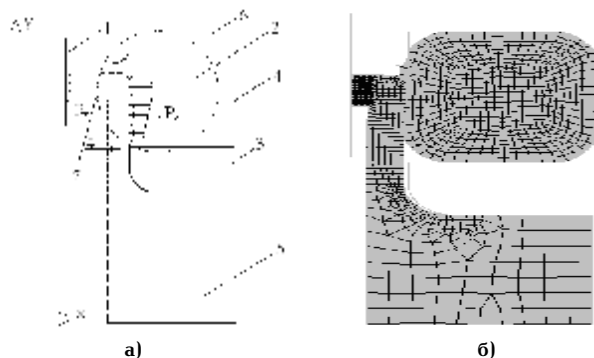


Рис. 1. Фрагмент геометрической модели ГУ
(а – геометрическая модель, б – сетка конечных элементов после нагружения): 1–уплотняемая поверхность; 2–силовой элемент; 3–опорное кольцо; 4–внутренняя поверхность корпуса ГУ; 5–уплотняющий элемент; 6–поверхность крышки ГУ; 7–поверхность контактной площадки

- 1) геометрическая модель комбинированного герметизирующего устройства [6];
- 2) механические свойства материалов, из которых выполнены элементы ГУ;
- 3) граничные условия для расчетной модели.

Фрагмент геометрической модели радиального герметизирующего устройства [6] показан на рис. 1. Принимая, что ГУ работает при осесимметричном нагружении, геометрическую модель строили для половины осевого сечения ГУ.

При моделировании напряженно-деформированного состояния силового элемента - резинового кольца в качестве реологической использовалась модель Муни-Ривлина. Силовой элемент изготовлен из резины на основе СКН-18, имеющей модуль Юнга $E = 10$ МПа и коэффициент Пуассона $\gamma = 0,495$.

При моделировании НДС уплотняющего элемента, изготовленного из ПКМ на основе ПТФЭ, имеющего модуль Юнга $E = 380$ МПа; коэффициент Пуассона: $\gamma = 0,33$.

Так как в процессе эксплуатации ГУ уплотняющий элемент испытывает незначительные деформации, эти деформации считали упругими. Поверхности опорного и уплотняющего колец, корпуса и крышки ГУ определялись в расчетной модели как абсолютно жесткие.

В качестве выходных использовались следующие параметры:

- $\sigma_1, \sigma_2, \sigma_3$ — главные напряжения (σ_1 является наибольшим положительным напряжением, σ_3 — наибольшим отрицательным напряжением);
- осевые напряжения $\sigma_x, \sigma_y, \sigma_z$;
- напряжения сдвига $\sigma_{xy}, \sigma_{yz}, \sigma_{xz}$;
- эквивалентные напряжения (напряжения по Мизесу):

$$\sigma_e = \sqrt{\frac{1}{2}[(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 + (\sigma_3 - \sigma_1)^2]}; \quad (1)$$

- контактное давление P_k — нормальное к поверхности напряжение.

Для анализа напряженно-деформированного состояния уплотняющего элемента в условиях трения использовали следующую методику. Рассчитав напряженно-деформированное состояние элементов ГУ в отсутствие трения, определяли смещения узлов u и v на участках контакта уплотняющего элемента с другими элементами конструкции. Рассчитанные смещения узлов задавали как граничные условия для другой конечно-элементной модели (рис. 2), которая

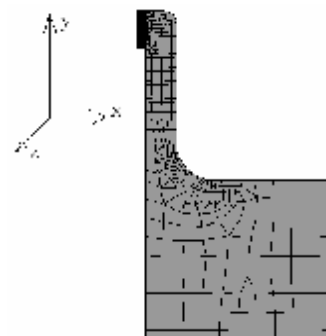


Рис. 2. Конечно-элементная модель уплотняющего элемента ГУ с гармоническими элементами PLANE 25

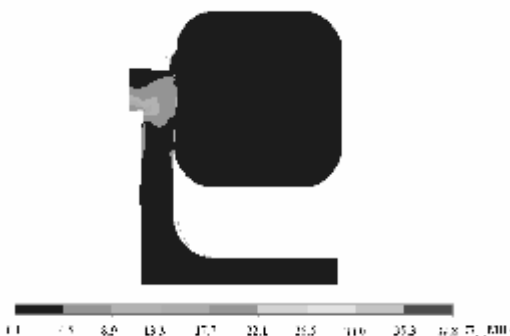


Рис. 3. Эпюра эквивалентных напряжений для элементов рассматриваемого устройства

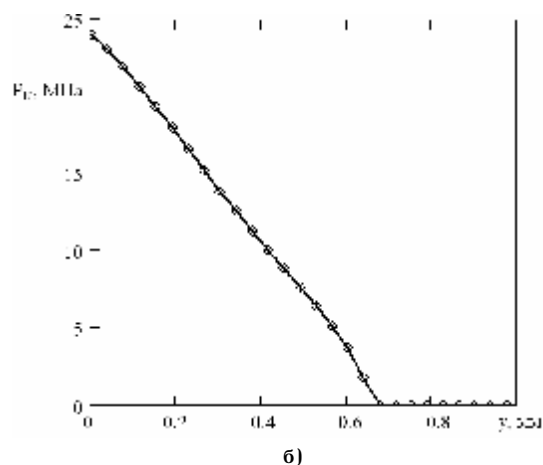
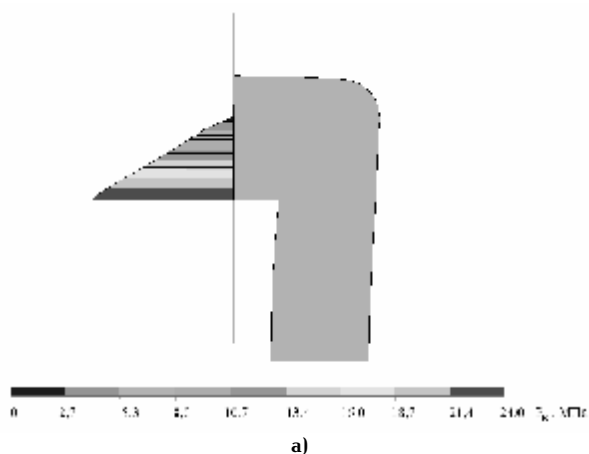


Рис. 4. Распределение контактного давления по уплотняемой поверхности: а–эпюра контактных давлений, б–зависимость контактного давления от координаты

представляла собой половину сечения уплотняющего элемента с сеткой конечных элементов, идентичной сетке, представленной на рис. 16.

Наличие трения учитывали, прикладывая к узлам уплотняющей губки силу трения F_x , направленную перпендикулярно плоскости сечения, т.е. сил, касательных к уплотняемой поверхности. Силу трения рассчитывали по закону Кулона. Коэффициент трения на уплотняемой поверхности задавали равным 0,05. На участках контакта уплотняющего элемента с другими элементами конструкции в описываемой модели полагали смещения по оси z нулевыми ($u_z = 0$), т.к. расчеты показали, что сила трения, действующая на этих участках, много больше силы трения на уплотняемой поверхности.

С использованием расчетной конечно-элементной модели была получена необходимая информация в виде эпюр эквивалентных напряжений в деформируемых элементах ГУ (рис. 3) и эпюр контактных давлений на уплотняемой металлической поверхности (рис. 4) для анализа напряженно-деформированного состояния элементов герметизирующего устройства.

Как следует из рис. 3 и 4, напряженно-деформированное состояние уплотняющего элемента характеризуется наличием участков, которые можно характеризовать как концентраторы напряжений, причем значение эквивалентных напряжений достигает величины 39,8 МПа, что может привести к разрушению материала, поскольку предел прочности при для большинства ПКМ на основе ПТФЭ составляет 17÷25 МПа. Кроме того, как следует из рис. 4, верхняя часть контактной поверхности уплотняющей губки не создает давления на уплотняемой поверхности. Это приведет к неравномерному износу в процессе трения, а также к значительному изменению распределения контактного давления и параметров напряженно-деформированного состояния. Поэтому целесообразным является изменение некоторых конструктивных параметров элементов ГУ с целью обеспечения контактного давления на всей сопряженной поверхности уплотняющей губки и снижения соотношения между максимальным и минимальным контактным давлением.

С этой целью была увеличена толщина опорного металлического кольца 3 (рис. 1) на 0,2 мм. В результате этого изменения центр сечения силового элемента 2 сместится на 0,2 мм вдоль оси Y , при этом изменится распределение контактного давления на сопряженной поверхности. Соответственно, была уточнена конечно-элементная модель и рассчитаны НДС уплотняющего элемента ГУ и распределение контактного давления. Результаты расчетов показывают, что значение эквивалентных напряжений понизилось до величины 30,6 МПа, но оно еще превышает предел прочности ПКМ. В то же время уменьшается доля поверхности уплотняющей губки, не создающей контактное давление на уплотняемой поверхности (рис. 5). С целью устранения этих недостатков потребовалось изменение толщины уплотняющей губки за счет уменьшения высоты h контактной площадки с 0,4 мм до 0,2 мм (рис. 1). С использованием уточненной, таким образом, конечно-элементной модели, были рассчитаны напряженно-деформированное состояние элементов ГУ и контактные давления. Результаты расчетов показали, что НДС уплотняющего элемента с новыми конструктивными параметрами элементов ГУ характеризуется умеренными значениями интенсивности напряжений (до 7,1 МПа) и наличием значимого контактного давления на всей поверхности уплотняющей губки

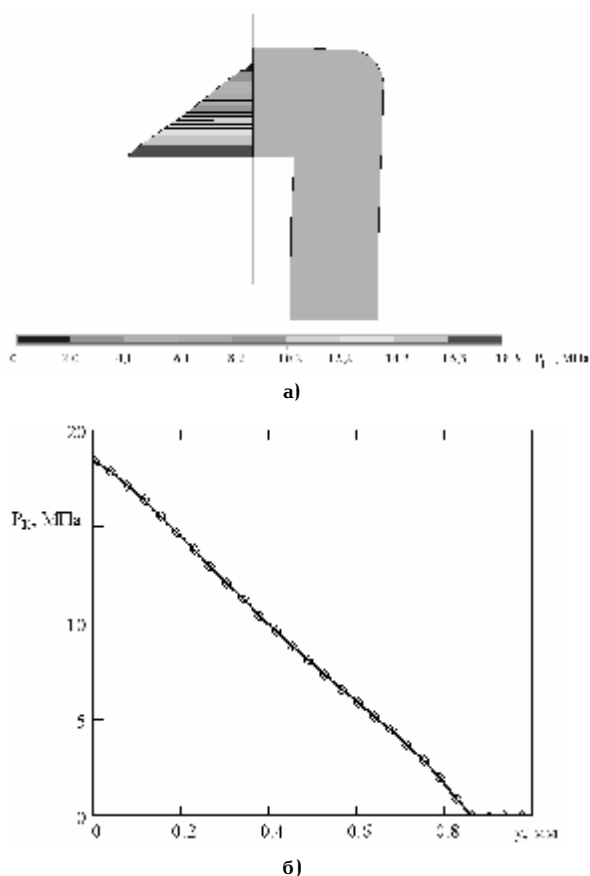


Рис. 5. Распределение контактного давления по уплотняемой поверхности с новыми конструктивными параметрами: а–эпюра контактных давлений, б–зависимость контактного давления от координаты

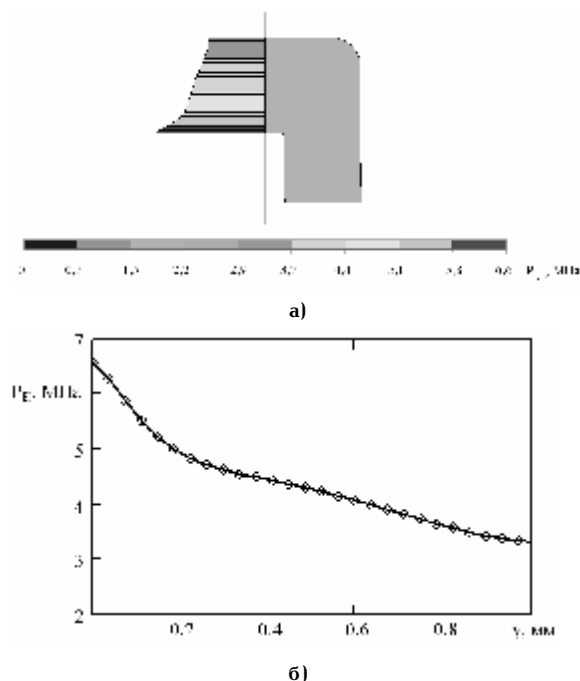


Рис. 6. Распределение контактного давления по уплотняемой поверхности с уменьшенной толщиной уплотняющей губки: а–эпюра контактных давлений, б–зависимость контактного давления от координаты

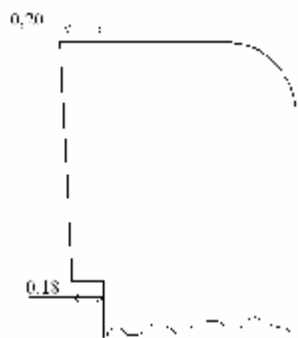


Рис. 7. Фрагмент геометрической модели уплотняющего элемента с конической контактной площадкой

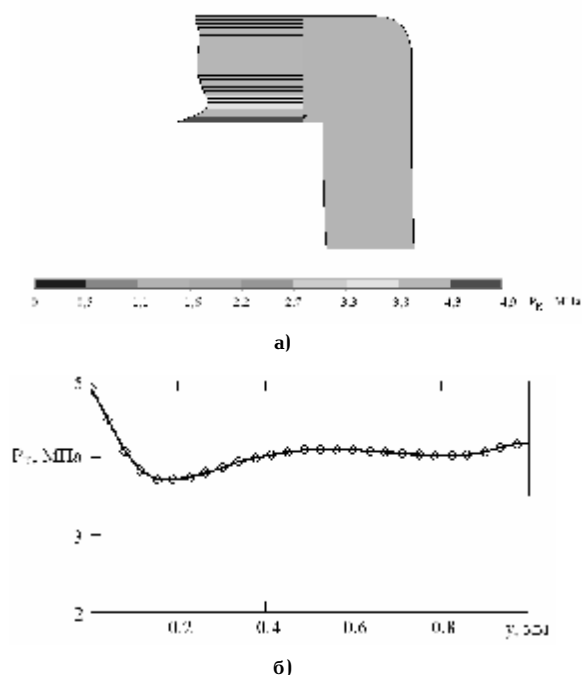


Рис. 8. Распределение контактного давления по уплотняемой поверхности на: а – эпюра контактных давлений, б – зависимость контактного давления от координаты

(рис. 6). Соотношение максимального и минимального контактных давлений составляет примерно 2, причем эпюра давления близка к линейной. Это позволяет предположить, что в процессе приработки на уплотняющей губке будет сформирована поверхность трения с практически линейной образующей. Как показали расчеты, наличие давления среды до 0,1 МПа заметным образом не влияет на напряженно-деформированное состояние элементов ГУ. Поэтому в дальнейших расчетах давление среды не учитывали.

Полученное по уточненной модели распределение контактного давления на уплотняемой поверхности позволяет прогнозировать, что в процессе приработки износ по длине в радиальном направлении уплотняющей губки будет практически линейно изменяться примерно в 2 раза. Поэтому целесообразно изменить геометрию уплотняющей губки, задав конусность кольцевой контактной поверхности с вершиной конуса на оси вращения элемента (рис. 7). Эпюры эквивалентных напряжений в уплотняющей губке с уточненной геометрией и контактного давления на уплотняемой поверхности, а

также зависимость контактного давления от координаты на уплотняемой поверхности (рис. 8) показывают следующее. Напряженно-деформированное состояние уплотняющего элемента с измененной геометрической формой характеризуется умеренными значениями интенсивности напряжений (до 7,3 МПа) и наличием необходимого контактного давления на всей поверхности уплотняющей губки. Соотношение максимального и минимального контактных давлений составляет примерно 1,3. Это позволяет сделать вывод о том, что разработанная конструкция уплотняющего элемента обеспечивает определенное выравнивание эпюры и распределение контактного давления на уплотняемой поверхности и допустимый уровень внутренних напряжений (от 3,7 МПа до 4,9 МПа), а также достаточный уровень контактного давления на всей уплотняемой поверхности.

С целью прогнозирования параметров напряженно-деформированного состояния уплотняющего элемента в условиях эксплуатации ГУ рассмотрена разработанная конечно-элементная модель с учетом сил трения, задаваемых в виде F_z . Результаты расчета напряженно-деформированного состояния уплотняющей губки с учетом F_z при коэффициенте трения 0,05-0,1 показали, что напряженно-деформированное состояние уплотняющего элемента характеризуется умеренными значениями интенсивности напряжений (до 7,2 МПа) и низкими напряжениями сдвига в плоскостях, перпендикулярных сечению элемента. Следовательно, наличие силы трения не изменяет заметным образом напряженно-деформированное состояние уплотняющего элемента при значениях коэффициента трения до 0,1.

Заключение

Разработан ряд конечно-элементных моделей ГУ, позволивших проанализировать влияние условий нагружения на характеристики напряженно-деформированного состояния элементов герметизирующего устройства и задать геометрию и параметры деталей его конструкции, обеспечивающие длительную работоспособность и герметичность ГУ.

Конструкция ГУ, разработанная с учетом результатов расчета и анализа напряженно-деформированного состояния уплотняющего элемента, обеспечивает допустимый уровень значений внутренних напряжений в условиях хранения и эксплуатации при достаточном для надежной герметизации уровне контактного давления на всей контактной поверхности уплотняющей губки.

Библиографический список

1. Кондаков, Л. А. Уплотнения гидравлических систем / Л. А. Кондаков. — М.: Машиностроение, 1972. — 270 с.
2. Уплотнения и уплотнительная техника: Справочник / Л. А. Кондаков и [др.] // М.: Машиностроение. — 1980. — 228 с.
3. Моделирование физико-химических процессов в неоднородных конструкциях / Б. А. Люкшин и [др.] // Новосибирск: Изд-во СО РАН, 2001. — 198 с.
4. Опыт прочностного конструирования наполненной полимерной композиции / Б. А. Люкшин и [др.] // Физическая мезомеханика. — 2000 (3). — № 1. — С. 59 — 66.
5. Кропотин, О. В. Разработка элементов герметизирующих устройств трибосистем и анализ напряженно-деформированного состояния с использованием метода конечных элементов / О. В. Кропотин, Ю. К. Машков, В. П. Пивоваров // Трение и износ. — 2004. — Т. 25, № 5. — С. 461 — 465.
6. Полимерные композиционные материалы в триботехнике: науч. издание / Ю. К. Машков, и [др.]. — М.: Недра — Бизнесцентр, 2004. — 262 с.

МАМАЕВ Олег Алексеевич, кандидат технических наук, доцент, начальник Омского танкового инженерного института.

КРОПОТИН Олег Витальевич, кандидат технических наук, доцент, заместитель проректора Омского государственного технического университета.

БАЙБАРАЦКИЙ Андрей Александрович, инженер,

аспирант кафедры физики Сибирской государственной автомобильно-дорожной академии.

Адрес для переписки: 644080, г. Омск, пр. Мира, 5.

Статья поступила в редакцию 25.03.2010 г.

© О. А. Мамаев, О. В. Кропотин, А. А. Байбарацкий

УДК 621.74 : 669.14 : 669.893

**Г. Н. МИННЕХАНОВ
Е. Д. СКУТИН,
Е. Н. ЕРЁМИН
Р. Г. МИННЕХАНОВ**

ООО «Научно-производственная
фирма «ЛИКОМ», г. Омск

Омский государственный
технический университет

ООО «Супермодификатор
сплавов», г. Омск

ИССЛЕДОВАНИЕ ДЕГАЗАЦИИ УЛЬТРАДИСПЕРСНЫХ ПОРОШКОВ ТУГОПЛАВКИХ СОЕДИНЕНИЙ ПРИ ТВЕРДОФАЗНОЙ АКТИВАЦИИ МОДИФИЦИРУЮЩИХ КОМПЛЕКСОВ

Исследованы процессы десорбции газов с частиц ультрадисперсных порошков модифицирующих комплексов при термовакуумной обработке. Представлены зависимости темпа и объема газовыделений из модифицирующих комплексов при их термовакуумной обработке от соотношения исходных компонентов и условий их синтеза. Установлены режимы твердофазной активации ультрадисперсных порошков, обеспечивающих их полную дегазацию.

Ключевые слова: ультрадисперсные порошки, модифицирующий комплекс, десорбция, твердофазная активация.

Ультрадисперсные порошки тугоплавких соединений, обладающие большой удельной поверхностью, характеризуются повышенным содержанием адсорбированных газов, влияющих на инокулирующую способность модифицирующих комплексов [1 – 2]. Удаление адсорбированных газов и создание плакирующего слоя на частицах УДП позволяют решить задачу успешного ввода частиц в расплав и повышения эффективности их модифицирующего действия. Из широкого класса методов активации частиц УДП можно выделить, как наиболее эффективный, метод твердофазной активации при термовакуумной обработке модифицирующих комплексов [3]. Для разработки оптимальных режимов твердофазной активации необходимо изучить процессы десорбции газов с частиц УДП при их термовакуумной обработке.

В данной работе для изучения процессов десорбции применялась термодесорбционная спектроскопия (ТДС). Этот метод способен дать информацию об энергии и характере связи молекул, адсорбированных на поверхности твердого тела, а также позволяет изучать кинетику поверхностных химических реакций, продуктами которых являются газы или пары веществ. Суть метода заключается в измерении

количества вещества десорбирующегося с поверхности твердого тела в процессе увеличения его температуры. При этом за счет ускорения медленных реакций можно наблюдать выход их продуктов с некоторым запаздыванием по отношению к выходу продуктов быстрых реакций, что практически неосуществимо в изотермическом режиме.

Для анализа веществ, десорбирующихся с поверхности образцов, был использован статический масс-спектрометр МИ 1201, работающий в режиме фиксированной настройки на исследуемую массовую линию. Отбор пробы для анализа производился из кварцевой ампулы с образцом непрерывно в течение всего опыта, через натекатель. Газы, выделяемые образцом при нагреве со скоростью 60 – 80 °С/мин, постоянно откачивались форвакуумным насосом (давление откачиваемых газов при холодном образце составляла 1х10 – 2 мм. рт. ст.). Температуру образца контролировали термопарой с записью на цифровом вольтметре, а запись интенсивности выбранной массовой линии производилась потенциометром КСП-4.

Образцы представляли собой таблетки из дисперсных металлических и ультрадисперсных неметаллических порошков [4]. Опытным путем было уста-

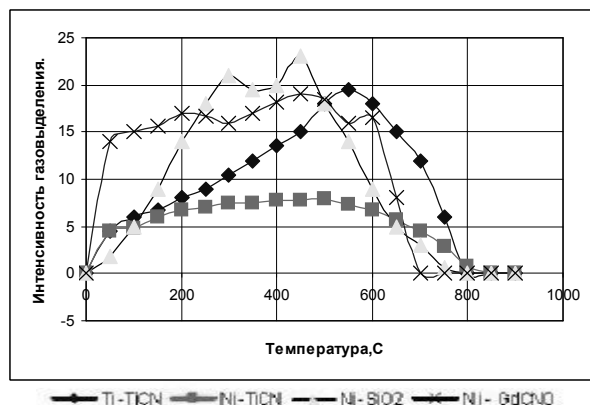


Рис. 1. Десорбция воды при ТФА модифицирующих комплексов

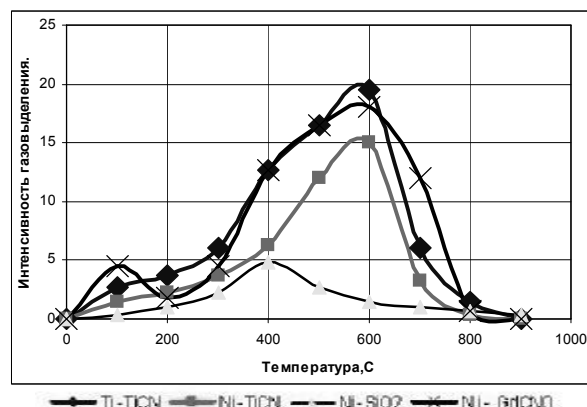


Рис. 2. Десорбция молекулярного азота при ТФА модифицирующих комплексов

новлено, что для проведения одного эксперимента по описанной методике достаточно 1 г материала. Были исследованы модифицирующие комплексы, состоящие из порошков титана или никеля и ультрадисперсных порошков тугоплавких соединений.

Известно, что ультрадисперсные порошки характеризуются повышенной поверхностной энергией, приводящей к существенному увеличению их адсорбционной способности. Количество и состав адсорбированных газов зависят от условий их синтеза и хранения [5].

Известные основные технологии по синтезу ультрадисперсных тугоплавких соединений можно объединить в следующие группы.

1. Механическое диспергирование грубодисперсных или компактных материалов. Эта группа включает все виды механического воздействия на материал, в том числе и электроэрозионное и ультразвуковое диспергирование.

2. Формирование ультрадисперсных тугоплавких частиц из парогазовой фазы. К этому способу относятся все варианты как химической, так и физической газовой фазы. При формировании ультрадисперсных порошков из химической газовой фазы частицы порошочков формируются в результате химической реакции между компонентами исходной шихты, доведенной до газообразного состояния. В случае физической газовой фазы имеется в виду только процесс испарения и конденсации. К данной группе можно отнести порошки, полученные методом плазмохимии.

Механическое диспергирование порошков осуществляют в струйных мельницах, атриторах. При размоле карбидов количество кислорода в конечном продукте достигает 2–3%. Процесс окисления тугоплавких соединений проходит на поверхности частиц и толщина окисленного слоя составляет 10–20 Å [5]. Поверхность карбидных частиц представляет собой либо оксикарбид, близкий по составу монооксиду, либо даже низший оксид металла. Адсорбция кислорода и последующее его взаимодействие с продуктом синтеза приводит к снижению поверхностной энергии частиц и, соответственно, к ухудшению их адсорбционной способности.

В зависимости от материала исходной шихты и физико-химических режимов синтеза УДП, в особенности при использовании метода плазмохимии, конечный продукт может представлять собой как карбонитрид, оксикарбонитрид, так и твердый раствор оксидов в данных соединениях. Причем известно, что в зависимости от условий синтеза конечный

продукт может иметь в своем составе от 2–5 до 20–30% кислорода [5]. При этом может идти речь даже о синтезе оксикарбидов, оксинитридов, оксикарбонитридов, представляющих продукт частичного восстановления оксидов данных металлов.

Известно, что при плавке сталей и сплавов парциальное давление кислорода в расплавах обеспечивает максимальную живучесть оксидов, оксикарбонитридов, возможных эффективных иноксидаторов. В связи с этим при изучении процессов, происходящих при термовакuumной обработке модифицирующих комплексов, содержащих УДП, рассматривали УДП оксида кремния, полученного механическим диспергированием и карбонитрида титана, полученного методом плазмохимического синтеза в струе азотной плазмы из смеси порошков титана и углерода, УДП оксикарбонитрида гадолиния из порошка окиси гадолиния в струе азотной плазмы, обогащенной углеводородом.

Анализ политемпературной десорбции газов из модифицирующих комплексов, содержащих УДП, показал, что по объему и темпу газовой выделения десорбируемые газы можно расположить в следующей последовательности: H_2O , N_2 , N_2O , O_2 , N , CO_2 , O_2 и др.

Удаление воды для всех комплексов продолжается до температуры начала спекания модифицирующих брикетов. Причем основной пик газовой выделения приходится в интервал 200–600°C. При этом выделяется более 75% адсорбированной воды. Количество и кинетика выделения H_2O (рис. 1) зависят от соотношения УДП и дисперсного порошка в брикете. Определяющим в общем объеме и темпе газовой выделения являются доля и вид УДП в модифицирующем комплексе. Увеличение темпа газовой выделения в начальной стадии термовакuumной обработки по сравнению с УДП объясняется улучшением условий фильтрации в брикете и увеличением теплопроводности комплекса за счет дисперсного порошка, приводящего к равномерному прогреву всего объема модифицирующего брикета.

Анализ кинетики десорбции молекулярного азота и окиси углерода показал (рис. 2, 3), что в отличие от десорбции УДП удаление данных газов практически полностью прекращается уже при 750–800°C. Основной пик газовой выделения находится в температурном интервале 550–600°C для комплексов, содержащих УДП, синтезированных методом плазмохимического синтеза и 400°C для УДП, полученного методом механического воздействия. Снижение количества десорбируемого N_2 и CO при нагреве выше 600°C для комплексов $Ni-TiCN$, $Ti-TiCN$ и $Ni-GdCNO$ объясняется

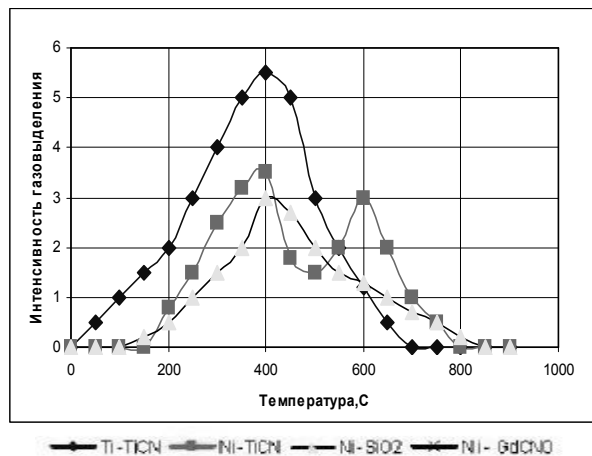


Рис. 3. Десорбция CO_2 при ТФА модифицирующих комплексов

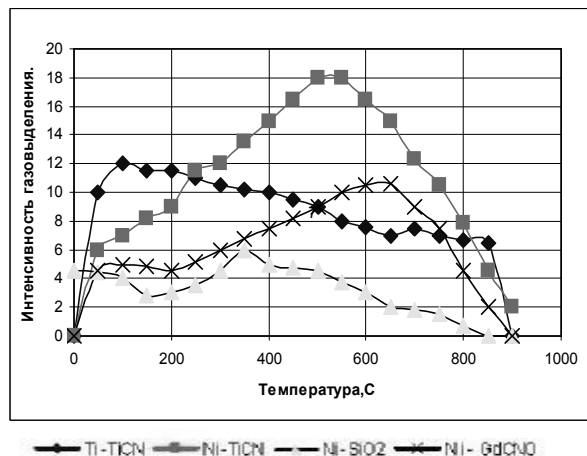


Рис. 4. Десорбция атомарного кислорода при ТФА модифицирующих комплексов

взаимодействием данных газов как с порошками титана и никеля так и с частицами УДП с последующим образованием оксикарбонитридов вокруг частиц УДП. Из политерм десорбции N_2 и CO видно, что более 75% данных газов удаляется в интервале 400 – 700 °C. Причем сравнительный анализ политерм десорбции CO и CO_2 показывает, что при низких температурах термовакuumной обработки происходит удаление CO_2 и N_2 с частиц УДП и ДП, а дальнейшее повышение температуры обработки приводит к образованию окиси углерода за счет взаимодействия между свободным углеродом в составе УДП с адсорбированными газами. Снижение темпа и объема газовой выделения при более высоких температурах термовакuumной обработки объясняется как снижением количества адсорбированных газов, так и взаимодействием компонентов адсорбированных газов, в основном кислорода и углерода, с частицами УДП и ДП.

Кинетика десорбции атомарного кислорода из модифицирующих комплексов так же зависит от состава модификатора и условий синтеза УДП. Для комплекса Ti-TiCN увеличение температуры термовакuumной обработки приводит к снижению темпа и количества удаляемого атомарного кислорода, что связано с его взаимодействием с компонентами модификатора. Причем нагрев с 200 °C до 800 °C приводит к двукратному снижению объема выделяемого газа.

Для комплексов на основе никеля характерно увеличение темпа и объема десорбируемого атомарного кислорода при нагреве до 400 – 600 °C и уменьшение параметров газовой выделения при дальнейшем нагреве.

По данным [6] интенсивное окисление карбидов, карбонитридов, оксикаридов оксикарбонитридов титана начинается в интервале 400 – 680 °C и зависит от состава соединения. Причем от содержания углерода в составе соединения температура начало взаимодействия смещается в ту или иную сторону. При термовакuumной обработке комплекса Ti-TiCN при низких температурах идет взаимодействие атомарного кислорода (рис. 4) с основой комплекса, а в дальнейшем накладывается процесс окисления TiCN. Для комплексов на основе никеля, в результате его невысокой термодинамической активности при низких температурах, в начальной стадии процесса не наблюдается взаимодействия атомарного кислорода с компонентами модификатора. Дальнейший нагрев комплекса приводит к началу интенсивного

взаимодействия УДП со свободным атомарным кислородом. В результате данной реакции происходит насыщение комплекса кислородом и образование вокруг частиц УДП оболочки из оксикарбонитрида титана. Известно, что присутствие в комплексе никеля может привести к более глубокому окислению карбонитрида титана за счет повышения его термодинамической активности. Данный вывод подтверждается снижением объема газовой выделения, для комплекса на основе никеля, по сравнению с комплексом на основе титана при температурах нагрева выше 800 °C.

Анализ политерм десорбции молекулярного кислорода (рис. 5) и атомарного азота (рис. 6) для комплексов, содержащих УДП, показал, что темп и объем удаляемого газа зависит от условий синтеза и хранения УДП. Для УДП, полученного методом осаждения из коллоидного раствора с последующим механическим размолотом характерно низкое содержание молекулярного кислорода и других активных газов. Причем компоненты комплекса никель – окись кремния инертны по отношению к молекулярному кислороду и в результате этого практически весь молекулярный кислород десорбируется уже при температурах до 600 – 700 °C.

УДП GdCNO, синтезированный из окислов, представляет продукт неполного восстановления и в результате этого обладает тоже пониженным сродством к атомарному кислороду по сравнению с карбонитридом титана. Молекулярный кислород из данного комплекса практически полностью удаляется уже при нагреве до 200 °C. Дальнейшее увеличение температуры термовакuumной обработки не приводит к увеличению ни темпа, ни объема газовой выделения.

Для УДП синтезированного плазмохимическим методом независимо от вида исходных компонентов и дисперсности УДП дегазация атомарного азота практически полностью прекращается при температурах выше 850 °C (рис. 7). При этом по мере увеличения температуры термовакuumной обработки происходит снижение темпа и объема выделения атомарного азота за счет его взаимодействия с УДП и образованием УДП более насыщенного азотом. Изучение политерм десорбции из УДП углеводородов, водорода и окиси азота показало, что вышеперечисленные газы полностью удаляются уже при нагреве до 600 – 700 °C (рис. 7). В интервале температур 250 – 450 °C наблюдается наличие всплеска газовой выделения, при этом удаляется до 75 – 80% данных газов.

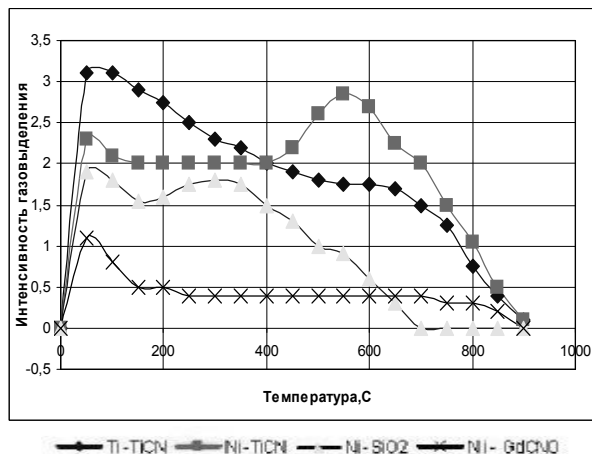


Рис. 5. Десорбция молекулярного кислорода при ТФА модифицирующих комплексов

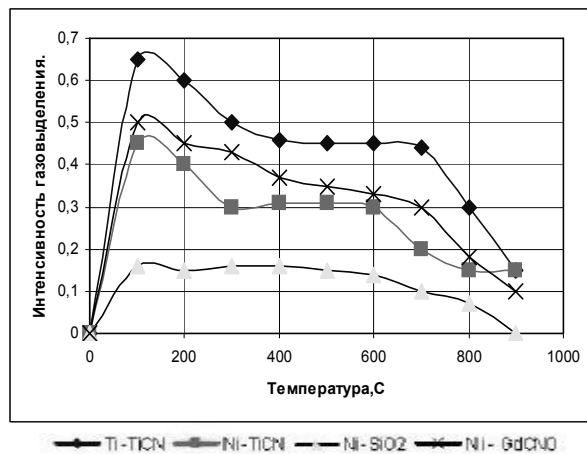


Рис. 6. Десорбция атомарного азота при ТФА модифицирующих комплексов

На основе вышеизложенного можно сделать следующие выводы:

1. При термовакuumной обработке модифицирующих комплексов происходит взаимодействие компонентов модифицирующих комплексов с адсорбированными газами, приводящее к обогащению комплекса азотом и кислородом.

2. Темп и объем газовой выделения из модифицирующих комплексов при их термовакuumной обработке зависят от исходных компонентов и условий синтеза УДП, состава модифицирующих комплексов, соотношения в брикете количества ультрадисперсных и дисперсных порошков.

3. Нагрев модифицирующих брикетов до температуры 800 – 850°C обеспечивает практически их полную дегазацию.

4. При термовакuumной обработке модифицирующих комплексов происходит образование вокруг частиц УДП продукта взаимодействия, обогащенного кислородом и азотом.

5. При определенных режимах твердофазной активации возможен синтез продукта взаимодействия вокруг частиц УДП, состоящий из оксикарбонитрида.

Библиографический список

1. Плазмохимический синтез ультрадисперсных порошков и их применение для модифицирования металлов и сплавов / В.П. Сабуров и [др.] – Новосибирск: Сиб. изд. филиала РАН, 1995. – 344 с.
2. Исследование свойств порошка карбонитрида титана, полученного плазмохимическим синтезом / Е. Н. Еремин и [др.] // Омский научный вестник. – 2010. – № 1 (85). – С. 61 – 64.
3. Миннеханов, Г.Н. Влияние режимов твердофазной активации модифицирующих комплексов, содержащих ультрадисперсные порошки тугоплавких соединений, на структуру и свойства жаропрочных никелевых сплавов / Г.Н. Миннеханов, В.П. Сабуров, С.П. Авдюхин // Прогрессивные технологические процессы в литейном производстве. – 1989. – С. 67 – 72.
4. Миннеханов, Г.Н. Влияние модифицирования наночастицами карбонитрида титана на кристаллизацию жаропрочного никелевого сплава ЖС32. / Г.Н. Миннеханов, Е.Н. Еремин, Р.Г. Миннеханов // Омский научный вестник. – 2009. – № 1 (77). – С. 39 – 42.

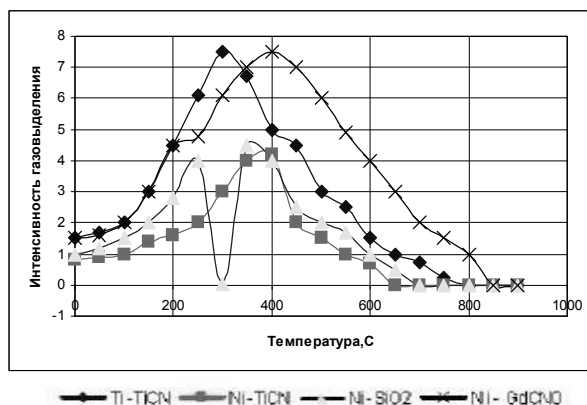


Рис. 7. Десорбция окиси азота при ТФА модифицирующих комплексов

5. Морохов, И.Д. Физические явления в ультрадисперсных средах / И.Д. Морохов, А.И. Трусов, В.Н. Лаповок – М.: Энергоатомиздат. – 1984. – 224 с.

6. Керметы / П. С. Кислый и [др.]. – Киев: Наукова думка, 1985. – 272 с.

МИННЕХАНОВ Гизар Нигъматьянович, заместитель директора общества с ограниченной ответственностью «Научно-производственная фирма "ЛиКОМ"».

СКУТИН Евгений Дмитриевич, кандидат технических наук, доцент кафедры «Химическая технология органических веществ» ОмГТУ.

ЕРЁМИН Евгений Николаевич, доктор технических наук, профессор, директор машиностроительного института ОмГТУ.

МИННЕХАНОВ Руслан Гизарович, директор общества с ограниченной ответственностью «Супермодификатор сплавов», инженер инженерного центра технологий, оборудования, сплавов при ОмГТУ.

Адрес для переписки: e-mail: starii88@mail.ru

Статья поступила в редакцию 09.08.2010 г.

© Г. Н. Миннеханов, Е. Д. Скутин, Е. Н. Еремин, Р. Г. Миннеханов

ПОСТРОЕНИЕ МОДЕЛИ ПЛАЗМЕННОГО ПРОЦЕССА ПОЛУЧЕНИЯ УЛЬТРАДИСПЕРСНЫХ ПОРОШКОВ НА ОСНОВЕ ОКСИДОВ МЕТАЛЛОВ ИЗ МИНЕРАЛЬНОГО СЫРЬЯ

Данная работа проводилась с целью разработки основ плазменной технологии и оборудования для получения порошков оксидов металлов из сырья сложного состава в плазме высокочастотного индукционного разряда. Применение плазмы в металлургии позволяет значительно упростить ряд сложных многостадийных процессов, не протекающих в обычных условиях; получать материалы с особыми свойствами; сохранять высокие технико-экономические показатели процессов в случае вовлечения в производство бедного сырья, а также организовывать замкнутый цикл производства, что позволяет сделать процесс экологически чистым. Особый интерес представляют плазменные процессы прямой переработки руд и концентратов цветных и редких металлов.

Ключевые слова: плазма, реактор, плазменный поток, процесс тепло- и массообмена, плазменный реактор, высокочастотный генератор.

Учитывая сложность протекающих в плазменном реакторе процессов и трудность составления адекватной физико-математической модели технологии, ее оптимизацию проводят поэтапно, решая отдельные упрощенные задачи. В настоящей работе сделана попытка объединения отдельных этапов процесса по выявленным параметрам. В качестве обрабатываемого материала использовалось сырье Тарского месторождения и металлосодержащие отходы промышленных производств. Ниже представлена схема этапов.

Первый этап заключается в идентификации сырья с целью получения наиболее полной информации об его использовании. Сведения о физико-химических свойствах исходного материала требуются для определения термодинамических и кинетических характеристик процесса при соответствующих температурах; для разработки конструкции плазмохимического реактора, а также повышении информативности рентгенофазового, флуорометрического и химического анализов.

Второй этап — это анализ процессов, которые могут протекать в объеме нагретой или расплавленной частицы. На этом этапе используется термодинамический подход к твердофазным реакциям. При проведении термодинамического анализа свойств веществ необходимо учитывать, что такие характеристики, как энтропия (S) и энтальпия (H) являются функциями от температуры и теплоемкости (c). Для большинства твердых веществ и газов теплоемкость выражается эмпирическим уравнением в форме степенных рядов, коэффициенты которого подбирают так, чтобы уравнение соответствовало опытным данным.

$$C_p = a + b * T + c * T^2.$$

Вывод этого уравнения производится либо по трем выбранным значениям энтальпии при трех темпе-

ратурах, либо по значению теплоемкости на нижней границе рассматриваемого интервала температур (обычно при 298,15 К) и двум выбранным экспериментальным значениям энтальпии при высоких температурах, а значения этих коэффициентов для большинства различных веществ приводятся в справочных данных. Между тем имеющийся в литературе экспериментальный материал охватывает небольшое количество соединений, а существующие методы расчета дают значительные расхождения с экспериментальными данными даже для многих простых веществ. Реализация этапа основана на энтропийном методе Ландиа, при котором расхождение с экспериментальными данными приходится на интервал от 298 К до 473 К, за пределами которого они не превышают 8% [1].

Схема и соотношения энтропийного метода:

$$C_p = (C_{VAT} + \alpha_{AT} T^{3/2})n,$$

$$C_{VAT} = 6.6 - a' / (b' + K(T - b))',$$

$$\alpha_{AT} = (1.24 / T_{пл}) \cdot (C_{VAT}^{298})^2 \cdot 10^{-3},$$

где $T_{пл}$ — температура плавления или полной диссоциации вещества; n — число атомов соединения; a, b, K — коэффициенты, зависящие от типа вещества.

Определение равновесной температуры химической реакции восстановления производится через определение изменений изобарно-изотермического потенциала. Для его определения выполняется расчет изменений энтропии и энтальпии вещества для данной температуры. Так как изменение стандартного изобарно-изотермического потенциала ΔZ^0 не зависит от давления, то возможность протекания процессов в данном случае определяется исключительно температурой. Изобарно-изотермический потенциал реакции:

$$\Delta Z^0 = \Delta H^0 - T \Delta S^0,$$

где

$$\Delta S^0 = (S_{\text{конеч.1}}^0 + S_{\text{конеч.2}}^0) - S_{\text{исходн.}}^0;$$

$$\Delta H^0 = (H_{\text{конеч.1}}^0 + H_{\text{конеч.2}}^0) - H_{\text{исходн.}}^0.$$

Использование данных о свойствах веществ, вступающих в реакцию, и являющихся результатом реакции позволяют оценивать направление реакции и равновесную температуру, при которой возможно существование участвующих в реакции фаз ($\Delta Z = 0$).

Третий этап заключается в определении выполнения баланса мощностей в задаваемом диапазоне температур. Температура, при которой этот баланс определяется и будет равновесной температурой.

При реализации этого этапа проводится расчет электропроводности плазмы, дополненный расчетом сечений электропроводности, статистических весов и сумм для реального ВЧИР, для которого рассматривались два предельных случая — с малой и большой глубинами проникновения поля [2–3]:

$$\sigma(T) = 4,52 \cdot 10^{-10} \frac{\alpha N_e}{\sqrt{T}} \cdot \frac{1}{N_i \langle Q_i \rangle + \sum_a N_a \langle Q_a \rangle},$$

где N_e , N_i , N_a — концентрации электронов, ионов и нейтральных атомов (или молекул); Q_i , Q_a — сечения электропроводности, определяемые выражениями

$$\langle Q_i \rangle = \frac{\pi e^4}{k T^2} \ln \left[\left(\frac{9}{8\pi} \right)^{-1/3} \cdot \frac{k T}{e^2 N_i^{1/3}} \right],$$

$$\langle Q_a \rangle = \frac{2,08 \cdot 10^{12}}{T^2} \int_0^\infty q(x) x^2 \exp \left(-\frac{11600}{T} \right) dx.$$

При допущениях, что распределение электронов по скоростям является приближенно максвелловским и в плазме существует локальное термодинамическое равновесие, расчетный алгоритм сводится к следующему:

1. Для однокомпонентных газов выполняется расчет N_i и N_e по уравнению Саха:

$$\frac{N_e N_i}{N_a} = \frac{2 g_i (2 \pi m_e k T)^{3/2}}{g_a h^3} \exp \left(\frac{E_i - \Delta E_i}{k T} \right),$$

где g_0 — статистический вес уровня (число различных состояний с данной энергией); $\Delta E_i = e^2 / r_D$ — уменьшение энергии ионизации атома в плазме по сравнению с изолированным атомом, обусловленное существованием кулоновских полей в плазме.

2. Уравнение Саха справедливо в том случае, если ионизация и рекомбинация протекают по одному и тому же пути, что может быть справедливо для атомарных и молекулярных газов, но в случае газовой смеси прямой и обратный процессы совершаются по различным путям и стационарное состояние ионизации не совпадает с состоянием термодинамического равновесия. При организации данного алгоритма был применен метод, основанный на применении явных аналитических формул.

3. Для определения Q_i требуется лишь знание суммарной концентрации ионов в плазме. Для расчета сечений электропроводности нейтральных частиц необходимы данные о соответствующих сечениях передачи импульса q в интервале энергий электрона от 0,1 до 10 эВ. Результаты расчета значений электропроводности по вышепредложенному алгоритму

показывают, что расхождение получаемых данных с литературными составляет: а) для концентраций — 1÷2 %; б) для сечений электропроводности — 3÷5 %; в) для электропроводности — 8÷10 %.

На четвертом этапе проводится анализ устойчивости существования разряда, определение мощности потерь, определение радиуса разрядного пространства.

Разработка конструкции реактора является результатом пятого этапа, входными параметрами которого являются данные термодинамического анализа и процессов тепло- и массопереноса гетерогенной тугоплавкой частицы в зависимости от роста температуры. В ходе выполнения данной работы было принято во внимание, что в общем случае интенсивность перемешивания струй в плазменном реакторе зависит от следующих факторов [4]:

— характерного линейного размера и формы устья струй;

— угла атаки струй;

— характеристики турбулентности струй;

— относительного шага между струями;

— отношения скоростных напоров струй и т.д.

Для типичных вариантов организации процесса перемешивания используют эмпирические соотношения, позволяющие определить зону перемешивания L . Зная длину зоны перемешивания, можно легко найти продолжительность процесса перемешивания

$$t = \frac{L}{v},$$

где v — линейная осевая скорость движения среды в реакторе.

При перемешивании плазменного теплоносителя со спутным потоком холодных реагентов плазма вводится в цилиндрическую камеру смешения диаметром D через отверстие диаметром d . В этом случае распределение теплоносителя в реакторе можно считать установившимся, когда внешние границы потока пересекутся со стенками цилиндрической камеры при условии, что $L > 1$. При этом тангенс половины угла раскрытия струи равен $\text{tg}(\alpha/2) = 0,22 \pm 0,33$.

Отсюда длина зоны перемешивания запишется в виде

$$L = D / (\text{tg} \alpha / 2) = (1,7 \div 1,8) D.$$

Исходной информацией для разработки модели плазменного реактора являются данные термодинамического анализа и процессов тепло- и массопереноса гетерогенной тугоплавкой частицы цирконового минерала в зависимости от роста температуры. Если за критерий оптимальности процесса выбрать условие получения степени превращения циркона в двуокись циркония, близкой к 100%, то затраты при этой температуре будут составлять 2,9 эВ/мол. Если же процесс разложения проводить при температуре, соответствующей максимальному содержанию ZrO_2 в равновесном составе смеси (5600 К), то энергозатраты будут составлять 2 эВ на молекулу. Минимально достижимые температуры в ВЧИ плазме составляют 6000 К.

Для выбора диаметра реактора необходимо задаться соотношением между диаметром разряда и глубиной скин-слоя. Это отношение обычно выбирают равным 3,5. Следовательно, задача сводится к оценке глубины проникновения поля в плазму. В ходе построения модели плазменного металлического реактора был проведен анализ эффективности

передачи энергии ВЧ поля в плазму при частоте 5,28 МГц и диаметре камеры 17,5 см.

Оптимальная частота ВЧ поля определяется выражением [5]:

$$f_{\text{онм}} = (0,2 \cdot 10^9) / (\sigma D^2).$$

Например, частота поля 5,28 МГц будет соответствовать оптимальному значению при диаметре разряда 8 см и проводимости $\sigma = 0,6 \text{ Ом}^{-1} \text{ см}^{-1}$. Такое значение проводимости получается при $T = 5000 \text{ К}$. Глубина скин-слоя при этом 3 см. Приведенные оценки показывают возможность эффективной передачи энергии ВЧ излучения в плазму при частоте 5,28 МГц в случае работы плазмотрона при температурах, соответствующих нижней границе существования ВЧИ разряда.

Внутренний диаметр реактора принимается равным $D_{\text{и}} = (2...3)D$, что соответствует диаметру индуктора от 16 до 24 см. Коэффициент полезного действия индуктора определяется выражением

$$\eta = \frac{1}{1 + D_{\text{и}} / D \sqrt{\frac{\sigma}{\sigma_{\text{м}}}}},$$

где $\sigma_{\text{и}}$ — проводимость материала индуктора.

С учетом этого соотношения выбирается минимальное значение внутреннего диаметра индуктора, определяемое по конструктивным соображениям.

В результате предлагаемого модельного представления могут быть решены вопросы конструктивного характера при выполнении реакторов для переработки веществ сложного состава с высокой температурой плавления.

Шестой этап заключается в согласовании такой нагрузки как плазма с высокочастотным генератором (ВЧГ). Условием возникновения генерации является равенство нулю суммы реактивных сопротивлений схем и положительность коэффициента обратной связи. Для получения устойчивого режима генерации нескинированного разряда необходимо обеспечить поглощение подводимой ВЧ мощности областью относительно прозрачной для ВЧ поля плазмы. А это возможно лишь за счет увеличения объема этой области, т.е. при фиксированном радиусе разрядной камеры — за счет увеличения длины плазменного столба. Следовательно, необходимо увеличивать длину индуктора, а значит и его индуктивность. Поэтому критерием, устраняющим произвол в выборе реактивных сопротивлений, является условие максимального значения индуктивности анодного контура автогенератора.

Работа ВЧ генератора на такую нагрузку, как плазма, предъявляет к устройству ряд специфических требований [5]:

— в генераторах должна быть предусмотрена широкая регулировочная характеристика, обеспечивающая изменение мощности от номинальной почти до нуля;

— необходимо обеспечение устойчивой работы в режиме холостого хода (т.е. до возбуждения разряда) и автоматическое получение заданного режима после его возбуждения;

— для целого ряда случаев требуется получение значительной напряженности магнитного поля в заданном диапазоне температур;

— генераторы должны удовлетворять требова-

ниям стабильности частоты в пределах разрешенных узких радиоканалов.

Выполнение перечисленных требований обеспечивается выбором схемы высокочастотной части автогенератора. В настоящей работе исследовались режимы генераторов, работающих с самовозбуждением мощностью 40 и 60 кВт и рабочими частотами 0,44; 5,28; 13,56 МГц.

Расчет частоты генерации основывается на выполнении двух критериев:

— условие баланса фаз;

— условие баланса амплитуд: $K\beta \geq 1$, где K — коэффициент усиления, β — коэффициент обратной связи.

Первое условие сводится к выполнению соотношения

$$z_{\text{ак}} + z_{\text{аг}} + z_{\text{гк}} = 0,$$

где $z_{\text{ак}}$, $z_{\text{аг}}$, $z_{\text{гк}}$ — соответственно комплексные сопротивления, действующие на участках анод-катод, анод-сетка и сетка-катод.

С учетом этого условие баланса может быть записано как

$$\frac{z_{\text{гк}}}{z_{\text{ак}}} > 0.$$

Алгоритм расчета ВЧ генератора на заданную рабочую частоту сводится к следующему:

- 1) задаются реактивные сопротивления элементов схемы ВЧ генератора;
- 2) рассчитываются частота генерации и коэффициент обратной связи;
- 3) корректируются значения реактивных сопротивлений для получения требуемой частоты;
- 4) по результатам расчета вносятся изменения в конструкцию генератора.

Поскольку при корректировке значений реактивных сопротивлений имеется некоторый произвол, в ходе расчета и настройки генератора учитывались требования, вытекающие из анализа результатов численного моделирования ВЧИ разряда. Для получения устойчивого режима генерации нескинированного разряда необходимо обеспечить поглощение подводимой ВЧ мощности областью относительно прозрачной для ВЧ поля плазмы. А это возможно лишь за счет увеличения объема этой области, т.е. при фиксированном радиусе разрядной камеры — за счет увеличения длины плазменного столба. Следовательно, необходимо увеличивать длину индуктора, а значит, и его индуктивность. Поэтому критерием, устраняющим произвол в выборе реактивных сопротивлений, является условие максимального значения индуктивности анодного контура автогенератора.

Исследования режимов схем генераторов показали устойчивость генерации, возможность изменения выходной мощности и напряжения на индукторе за счет регулирования коэффициента обратной связи путем изменения емкости $C_{\text{ос}}$.

Для определения температуры частицы необходима качественная оценка по всему ее сечению градиента температур. Критерием такой оценки может служить число Био (Bi), характеризующее процесс теплопроводности.

Для расчетов были приняты следующие величины: плазмообразующий газ — воздух, скорость плазмообразующего газа 25 м/с, температура плазменного

теплоносителя 5000 К, обрабатываемая частица имеет плотность 2800 кг/м³.

В результате скорость изменения температуры частицы, когда она попадает в плазменный поток и еще имеет комнатную температуру, равна [6]:

$$\frac{dT_s}{d\tau} = 2,385 \cdot 10^8 \text{ К/с.}$$

Были измерены радиусы частицы до и после обработки, в результате чего получилось, что количество испаренного вещества составило 84,55 %.

Время полного испарения частицы можно определить, используя уравнение испарения частицы, если считать, что она нагрета до температуры кипения:

$$r = 25 \text{ мкм}, \tau = 0,046 \text{ с}; r = 50 \text{ мкм}, \tau = 0,15 \text{ с}; r = 100 \text{ мкм}, \tau = 0,4759 \text{ с.}$$

Автор считает, что в данной работе новыми являются следующие положения и результаты:

1. Расчет теплоемкостей, энтальпии и энтропии при фазовых превращениях для всего рассматриваемого диапазона температур реализован на энтропийном методе Ландия, при котором расхождения с экспериментальными данными приходится на интервал 298 — 473 К, за пределами которого они не превышают 8%.

2. Анализ результатов расчета параметров реального контрагированного высокочастотного разряда по модели металлического цилиндра позволил сделать вывод, что разряд может устойчиво существовать в нескинированной форме при значениях равновесной температуры 5500÷7000 К.

3. Полученные образцы нанопорошков массой 50÷150 г по результатам анализа (методами БЭТ и микроскопии) имеют среднюю дисперсность 150÷200 нм

и содержат до 78% масс. диоксида циркония, преимущественно в виде фаз моноклинной и кубической структуры.

4. Синтезируемые порошки на основе ZrO₂ (после их химической обработки для отделения примесей) по нашим оценкам вполне могут получить практическое использование.

Библиографический список

1. Ландия, Н.А. Расчет высокотемпературных теплоемкостей твердых неорганических веществ по стандартной энтропии / Н.А. Ландия. — Тбилиси: Изд. АН ГРУЗ ССР, 1962. — 66 с.
2. Плазмохимические процессы / И. В. Кочетов [и др.] — М.: Изд-во «Наука», 1979. — 326 с.
3. Туманов, Ю.И. Электротермические реакции в современной химической технологии и металлургии / Ю. И. Туманов. — М.: Энергоиздат, 1981. — 230 с.
4. Сурис, А.Л. Плазмохимические процессы и аппараты / А.Л. Сурис. — М.: Химия, 1989. — 304 с.
5. Физика и техника низкотемпературной плазмы / под ред. С.В. Дресвина. — М.: Атомиздат, 1972. — 352 с.
6. Шлихтинг, Г. Теория пограничного слоя: пер. с немецкого / Г. Шлихтинг. — М.: Изд-во «Наука», 1974. — 712 с.

ДАНИЛОВА Ольга Тимофеевна, кандидат физико-математических наук, доцент кафедры «Средства связи и информационная безопасность».

Адрес для переписки: e-mail: olgdan56@gmail.com

Статья поступила в редакцию 30.08.2010 г.

© О. Т. Данилова

Книжная полка

621.74/ГЗ7

Герасимов, И. Я. Оборудование и автоматизация литейного производства [Текст]: конспект лекций / И. Я. Герасимов; ОмГТУ.—Омск, 2010. - 31, [1] с.: рис.—Библиогр.: с. 31.

Является продолжением конспекта лекций «История литейного производства» (2003 г.). Приведены примеры комплексной механизации и автоматизации технологических процессов литейного производства.

621.9.02/3-45

Звягольский, Ю. С. Технология производства режущего инструмента [Текст]: учеб. пособие для вузов по специальности «Инструментальные системы машиностроительных производств» направления «Конструкторско-технологическое обеспечение машиностроительных производств» / Ю. С. Звягольский, В. Г. Солоненко, А. Г. Схиртладзе.—М.: Высш. шк., 2010.—333, [1] с.: рис., табл.—(Для высших учебных заведений).—Библиогр.: с. 331.—ISBN 978-5-06-006003-4.

Изложены основы проектирования технологических процессов изготовления режущих инструментов, технологические свойства и состояние поставки инструментальных материалов. Приведены данные по заготовительным операциям, применяемым при изготовлении режущих инструментов. Рассмотрены вопросы формообразования основных поверхностей инструментов механической обработкой. Достаточно подробные сведения приведены по обработке поверхностей инструментов шлифованием и выполнению заточных операций. Рассмотрены различные технологические способы повышения износостойкости и надежности инструментов, а также вопросы маркировки, сборки, консервации и упаковки. Приведены типовые технологические процессы изготовления различных типов режущих инструментов и основные направления совершенствования технологии и автоматизации инструментального производства.

СТАРЕНИЕ И СТАБИЛИЗАЦИЯ СВОЙСТВ ГАЛЬВАНИЧЕСКИХ ПОКРЫТИЙ*

Исследованы процессы старения электроосажденных металлов. Установлены стадии старения и соответствующие им изменения структуры. Обоснован выбор технологических параметров термической обработки, обеспечивающих стабилизацию свойств гальванических покрытий.

Ключевые слова: гальванические покрытия, старение, стабилизация свойств.

*Работа выполнена при поддержке гранта Тюменской области

Электролитическое осаждение металлических покрытий для повышения конструктивной прочности, износо- и коррозионной стойкости узлов и деталей машин применяется достаточно широко. Известно, однако, что физико-механические свойства гальванических покрытий могут изменяться с течением времени эксплуатации, оказывая влияние на надежность и долговечность конструкции в целом. Поэтому изучение процессов старения электроосажденных металлов, а также способов стабилизации их структуры и свойств, представляет как теоретический, так и практический интерес.

Исследованы наиболее распространенные в промышленности гальванические покрытия, осажденные из стандартных электролитов при стационарных режимах электролиза (табл. 1).

Микротвердость покрытий определяли на приборе ПМТ-3 при нагрузке до 5 Н методом восстановленного отпечатка. Использовали стандартную методику статического вдавливания алмазной четырехгранной пирамидой с углом при вершине 136°. Поверхность перед измерением подвергали травлению в 5 %- ном спиртовом растворе азотной кислоты. Электросопротивление измеряли компенсационным (потенциометрическим) способом, используя двойной мост Р329, с точностью $\pm 0,01$ мкОм. Образцы вырезали из предварительно отделенного от основы покрытия. Те покрытия, отделить которые от основы не представлялось возможным, осаждали на предварительно отожженную проволоку, после чего определяли электросопротивление. Прецизионное измерение параметров кристаллической решетки проводили на рентгеновском дифрактометре ДРОН – 2,0 в отфильтрованном железном излучении. Оценку внутренних напряжений проводили на специально разработанной голографической установке, предназначенной для исследования релаксационных процессов в гальванических покрытиях.

Ранее показано [1], что изменение свойств при старении обусловлено процессами миграции и аннигиляции точечных дефектов кристаллического строения (вакансий, межузельных и примесных атомов), избыточная концентрация которых фиксируется после электроосаждения. Эти процессы требуют малой энергии активизации (0,1 – 0,5 эВ) и совершаются при низких гомологических температурах ($\sim 0,1 T_{пл}$). Однако даже длительное старение (3000 ч и более) не приводит к стабилизации свойств. В первую очередь это относится к внутренним напряжениям (ВН), вредно влияющим на эксплуатационные

характеристики и приводящим к растрескиванию, уменьшению защитной способности и к отслаиванию покрытий от основы.

Анализируя природу ВН, необходимо отметить, что все электролитически осаждаемые металлы (при стационарных условиях электролиза и при отсутствии в растворе органических добавок), делятся на три группы (табл. 1).

Металлы первой группы, характеризующиеся прочными межатомными связями и кристаллизующиеся при высоких перенапряжениях катода, осаждаются с ВН растяжения. Напротив, металлы третьей группы, обладающие слабыми межатомными связями и кристаллизующиеся при низких перенапряжениях, осаждаются с ВН сжатия. Металлы второй группы, склонны к напряжениям обоих знаков. Эти металлы либо имеют сильные межатомные связи, но осаждаются при низких перенапряжениях либо обладают слабыми межатомными связями, но осаждаются при высоких перенапряжениях.

Как следует из данных табл. 1, существуют закономерности формирования структуры и свойств покрытий в зависимости от условий электролиза металлов различных групп. Прежде всего, можно отметить различную дисперсность осадков по группам, объясняемую теорией «барьеров».

Осаждение металлов первой группы происходит с высоким перенапряжением катода в условиях выделения водорода, причем доля его может быть очень велика (до 85 %). Выделяющийся водород абсорбируется на зародышах («барьер») и препятствует их нормальному росту, обуславливая мелкокристаллическую структуру покрытий.

Осаждение металлов третьей группы происходит, напротив, с низким перенапряжением катода и в отсутствие водорода, («барьеров» нет), поэтому они имеют крупнокристаллическое строение.

Характерной особенностью осаждения металлов второй группы является то, что в зависимости от условий электролиза (плотности тока, состава и pH электролита) процесс может идти с выделением на катоде водорода или без него. В соответствии с этим дисперсность покрытий варьируется в широких пределах, приближаясь в зависимости от условий электролиза к уровням дисперсности металлов первой или третьей групп.

По данным многочисленных исследований средний размер кристаллитов металлов первой группы равняется 10^{-5} – 10^{-6} , а третьей 10^{-2} см, т. е. на 3 – 4 порядка больше. Такая существенная разница

Таблица 1

Структура и свойства исследуемых покрытий

Группа	Металл	$T_{пл}, ^\circ\text{C}$	Электролит	ВН, МПа	Размер зерна, см	Преобладающий точечный дефект кристаллического строения
Первая	Cr	1850	Сульфатный	+ (100–1100)	10^{-4} – 10^{-6}	Вакансии
	Fe	1539	Сульфатный			
	Co	1480	Сульфатный			
	Ni	1455	Сульфатный			
Вторая	Cu	1083	Сульфатный	\pm (10–200)	10^{-3} – 10^{-5}	Вакансии или межузельные атомы
	Ag	960	Гексаиан-ферратный			
	Sb	630	Трилонатный			
Третья	Zn	419	Сульфатный	– (1–80)	10^{-2} – 10^{-3}	Межузельные атомы
	Bi	327	Азотнокислый			
	Pb	271	Трилонатный			
	Sn	232	Сульфатный			

определяет особенности тонкой структуры кристаллитов электроосажденных металлов разных групп.

Известно, что с уменьшением размера кристаллических частиц металла в них резко возрастает концентрация вакансий вследствие проявления размерного вакансионного эффекта. Метод аннигиляции позитронов полностью подтверждает доминирующее значение этого типа дефекта, фиксируя после электроосаждения концентрацию вакансий $\sim 10^{-2}$, значительно превышавшую термодинамически равновесную. Образование вакансий приводит к локальным искажениям кристаллической решетки, поскольку атомы, окружающие вакансию, смещаются от своих стабильных положений. Величина сближения атомов в первой координационной сфере для разных металлов колеблется от 2–3 % для плотно упакованных решеток (ГЦК, ГПУ) до 6–7 % для более открытых (ОЦК, К); релаксация по абсолютной величине убывает медленно и захватывает не менее 4–6 координационных сфер. И хотя смещение атомов носит немонотонный характер, в целом вакансии стремятся растянуть решетку. Результаты компьютерного моделирования свидетельствуют, что при таком дальном действии отдельной вакансии и концентрации вакансии после электроосаждения $\sim 10^{-2}$ – 10^{-3} , все атомы в кристаллической решетке осадка находятся в полях напряжений, обусловленных этим точечным дефектом.

В металлах третьей группы вследствие крупнокристаллического строения осадка представление о доминирующей роли вакансий, как причине ВН, лишено оснований. Однако в этих металлах преобладает эффект от точечных дефектов «обратного знака» по отношению к вакансиям – межузельных атомов, неравновесная концентрация которых фиксируется после электроосаждения.

Межузельные атомы, а также примесные атомы внедрения, всегда присутствующие в электролитах, вызывают локальные искажения кристаллической решетки осадка в пределах не менее 5–6 координационных сфер, поскольку атомы, находящиеся в узлах кристаллической решетки, смещаются от своих стабильных положений. В частности величина смещения атомов в первой координационной сфере для разных металлов колеблется от 12 до 20 %. Релаксационное смещение носит немонотонный характер, но в целом межузельный атом вызывает сжатие решетки. С учетом дальнего действия отдельного межузельного атома и уровня их концентрации в осадке $\sim 10^{-3}$, все атомы, находящиеся в узлах решетки, попадают в поля напряжений, обусловленные этим точечным дефектом.

Компьютерное моделирование и количественная оценка показали, что ответственным за ВН в гальванических покрытиях являются точечные дефекты кристаллического строения, а преобладающий в структуре осадка тип дефекта обусловлен свойствами металла и условиями электролиза и определяет знак ВН: вакансии – ВН растяжения в тугоплавких металлах, межузельные атомы – ВН сжатия в легкоплавких металлах [2].

Сравнение результатов исследований [1] и [2] свидетельствует, что ВН являются эффективным индикатором стабилизации структуры электроосажденных металлов. Применение отжига ускоряет релаксационные процессы в гальванопокрытиях и обеспечивает стабилизацию свойств. С учетом этого в настоящей работе проанализировано изменение структуры при отжиге и обоснован выбор технологических параметров термической обработки.

Рассмотрим экспериментальные данные о релаксации ВН растяжения электроосажденных металлов первой и второй групп, полученные при исследовании покрытий с помощью голографической интерферометрии.

Покрытия, нанесенные на гибкий катод, подвергали ступенчатому отжигу. Температура каждой ступени отжига назначалась с учетом условий протекания процессов миграции и аннигиляции точечных дефектов, перераспределения дислокаций, формирования малоугловых границ и т.д. в соответствии с их энергией активации. На каждой ступени получали двухэкспозиционные интерферограммы. Так, из экспериментальных интерферограмм электроосажденного кобальта следует, что отжиг при 100 °С, когда, по данным структурных исследований, происходит миграция и аннигиляция избыточных вакансий, приводит к уменьшению прогиба образца катода вследствие снижения растягивающих ВН (согласно расчетам от 150 до 28 МПа), и, напротив, образец, прошедший отжиг при 150 °С, не деформируется и ВН не изменяются. Дальнейший отжиг при температуре выше 200 °С, когда возможны процессы перераспределения дислокаций и миграции малоугловых границ, приводит к релаксации напряжений и стабилизации свойств, о чем свидетельствует уменьшение прогиба образца до практически нулевого значения. На рис. 1 представлены обобщенные результаты исследований влияния температуры отжига на характер изменения ВН растяжения в электроосажденных металлах первой и второй групп.

В электроосажденных металлах третьей группы вследствие низких температур их плавления процессы стабилизации протекают уже при комнатных

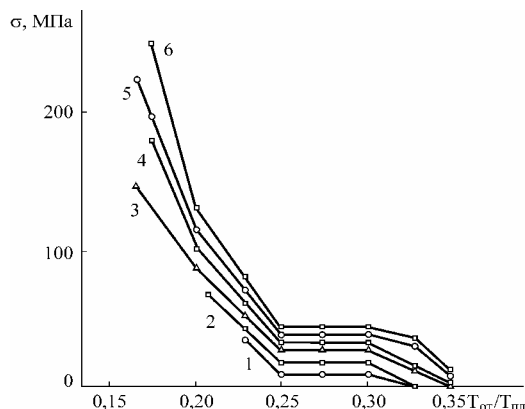


Рис. 1. Влияние температуры отжига на характер изменения ВН растяжения в электроосажденных серебре (1), меди (2), кобальте (3), никеле (4), железе (5) и хrome (6)

температурах. Однако ВН сжатия достигают минимальных значений за достаточно длительное время естественного старения. Снятие ВН в электроосажденных металлах третьей группы в практически приемлемое время достигается, как показывают результаты эксперимента, отжигом при 100 – 150 °С продолжительностью 1,5 – 2 ч, который активизирует релаксационные процессы (рис. 2).

Характерно, что и здесь, подобно металлам первой и второй групп, наблюдаются две стадии релаксации ВН и соответствующие изменения свойств. На первой стадии одновременно со значительным снижением ВН уменьшаются электросопротивление (на 10 – 14 %) и параметры кристаллической решетки. На второй стадии электросопротивление снижается незначительно, значения параметров кристаллической решетки стабилизируются, ВН уменьшаются до нуля.

Резкое снижение электросопротивления и одновременное уменьшение параметров кристаллической решетки на первой стадии можно объяснить уходом межузельных атомов из решетки осадков. Следствием этого процесса является существенная релаксация напряжений и улучшение защитных свойств гальванопокрытий. На второй стадии становятся возможными процессы, связанные с перераспределением дислокаций, образованием и миграцией малоугловых границ, приводящим к полному снятию ВН и стабилизации свойств.

Хотя температура отжига обеспечивает необходимую энергию активации как процессов миграции и аннигиляции точечных дефектов, так и перераспределения дислокаций и миграции границ, очевидно, кинетические условия таковы, что эти процессы протекают последовательно при данных температурно-временных параметрах термообработки.

Таким образом, релаксацию большей части ВН в гальванических покрытиях обеспечивают процессы миграции и аннигиляции точечных дефектов, протекающие при низкотемпературном отжиге

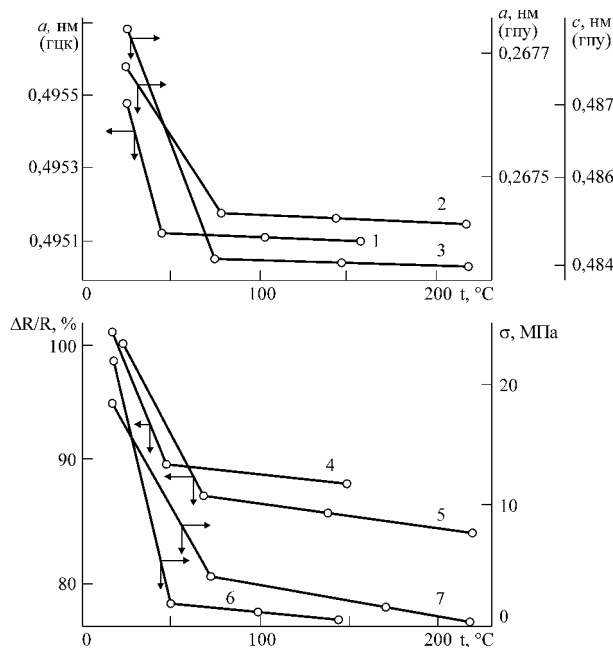


Рис. 2. Зависимости периода решеток (1–3), относительного изменения сопротивления (4, 5) и ВН сжатия (6, 7) электроосажденных свинца (1, 4, 6) и цинка (2, 3, 5, 7) от температуры отжига

(0,20 – 0,25) T_{пл}, полное снятие ВН и стабилизация свойств происходит на стадии перераспределения дислокаций и миграции малоугловых границ при нагреве до (0,30 – 0,35) T_{пл}. Скорость нагрева, и особенно охлаждения, при отжиге должны быть небольшими, чтобы избежать возникновения вторичных (термических) ВН, весьма вероятных в тонких электроосажденных покрытиях.

Библиографический список

1. Ковенский, И.М. Особенности старения электроосажденных металлов / И.М. Ковенский, А.А. Куксаузен // Металлы. – 1998. – № 5. – С. 74 – 76.
2. Ковенский, И.М. Электролитические сплавы / И.М. Ковенский, В. В. Поветкин. – М.: Интермет инжиниринг, 2003. – 288 с.

КОВЕНСКИЙ Илья Моисеевич, доктор технических наук, профессор, заведующий кафедрой «Материаловедение и технология конструкционных материалов».

Адрес для переписки: e-mail: imkoven@tsogu.ru.

ВЕНЕДИКТОВ Анатолий Николаевич, инженер кафедры «Материаловедение и технология конструкционных материалов».

Адрес для переписки: 625000, г. Тюмень, ул. Володарского, 38.

Статья поступила в редакцию 06.09.2010 г.

© И. М. Ковенский, А. Н. Венедиктов

ИССЛЕДОВАНИЕ ПРОЦЕССА ОДНОВРЕМЕННОЙ ВЫСАДКИ ДВУХ ЗАГОТОВОК

В данной работе отражены результаты исследования процесса одновременной высадки двух заготовок, имеющих различную форму поперечного сечения. Предложены способы высадки и методика расчета потери продольной устойчивости. Приведены экспериментальные данные.

Ключевые слова: высадка, способ высадки, потеря продольной устойчивости.

Результаты предыдущих исследований показывают, что даже при самых благоприятных способах закрепления цилиндрических заготовок в штампе при высадке со степенью деформации $\varepsilon_i = 0.1 - 0.2$

отношение $\frac{l_0}{d_0} \leq 2.5$, где l_0 — длина заготовки под высад-

ку головки, d_0 — диаметр заготовки под высадку головки происходит с потерей продольной устойчивости. Для успешной высадки головки с отно-

шением $\frac{l_0}{d_0} > 2.5$ из цилиндрической заготовки пред-

лагается рассмотреть способ одновременной высадки двух заготовок.

По предлагаемому способу две заготовки помещают по одной в каждую из частей инструмента параллельно друг другу и на расстоянии, обеспечивающем при последующей совместной высадке контакт головок по плоскости, образующей грань каждой из головок (рис. 1). Способ осуществляется следующим образом. Заготовки 4 укладываются в матрицы 3 и 6; над торцами матриц выступают части заготовок, которые должны быть высажены.

Матрицы помещаются в обойму 5. Выталкиватели 2 и 7 фиксируют высоту выступающей части. Конструкция располагается на столе пресса 1. При движении подвижной матрицы 6 под действием ползуна пресса 8 происходит процесс совместной высадки двух заготовок. В начальной стадии деформации образуются бочкообразные головки, которые касаются друг друга боковыми поверхностями сначала в одной точке, а затем эта поверхность контакта растет, так как именно при совместной высадке возникает препятствие течению металла в радиальном направлении в месте первоначального контакта. В связи с симметричностью деформации поверхность контакта двух высаживаемых заготовок представляет собой плоскость, которая в конечной стадии высадки головок является *фиксирующими гранями головок болтов*. После окончания высадки матрица 6 перемещается в противоположном направлении и выталкиватели 2 и 7 удаляют высаженные болты из матриц 3 и 6.

Данный способ позволяет не только увеличить высаживаемую длину, но и приводит к уменьшению потери металла при дальнейшем получении деталей со скошенными головками (рис. 2).

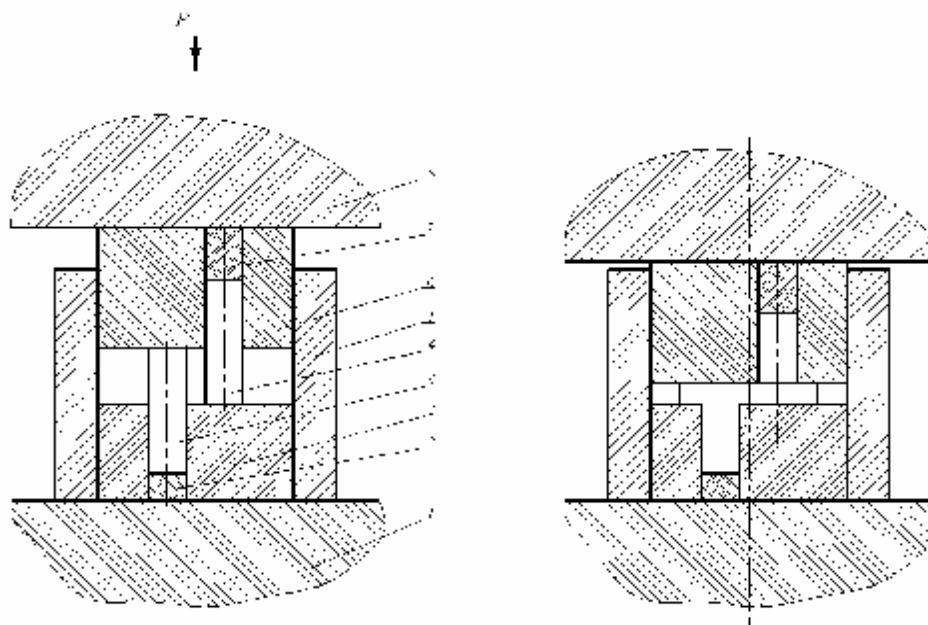


Рис. 1. Схема одновременной высадки двух цилиндрических заготовок



a)



б)

Рис. 2. Детали, получаемые при одновременной высадке двух цилиндрических заготовок



Рис. 4. Схема пластического продольного изгиба



в)

Рис. 5. Изгиб при высадке

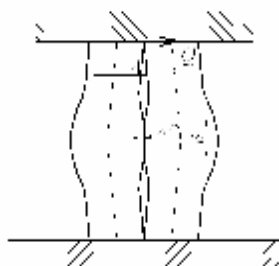
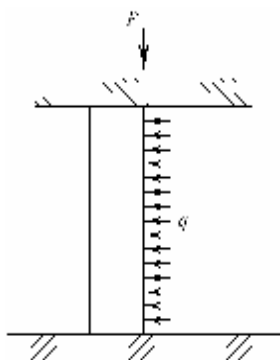


Рис. 6. Изгиб детали

Способ изготовления Г-образных деталей, представлен на рис. 3, включает установку листовой заготовки в матрицу и деформирование ее посредством вертикально опускаемого пуансона с образованием Г-образной детали с полкой, расположенной перпендикулярно задней плоскости детали, отличающийся от существующих способов тем, что матрицу дополнительно устанавливают вторую листовую заготовку, а в процессе вертикально опускаемый пуансон осуществляет деформирование двух листовых заготовок путем их высадки, которую производят с опорой заготовок друг на друга плоскостями.

Этот способ, аналогично предыдущему, с цилиндрическими заготовками позволяет увеличивать высоту высаживаемой части l , не опасаясь при этом продольного изгиба заготовки на начальной стадии.

Проведенные эксперименты показывают, что при подобной схеме потеря устойчивости происходит при отношении высоты к толщине пластины $\frac{l}{s} > 3$.

Установлено, что во всех случаях на первой стадии процесса высадки происходит подсадка заготовки с формированием зон затрудненной деформации

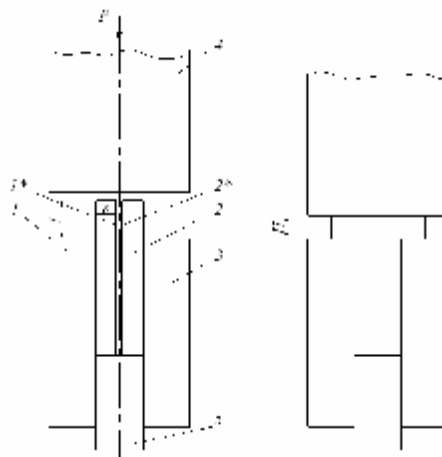


Рис. 3. Способ высадки Г-образных деталей

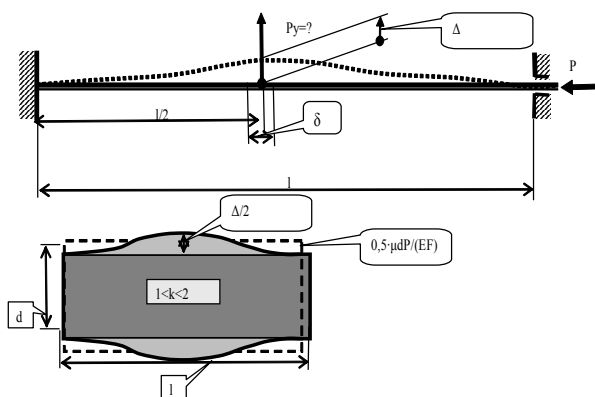


Рис. 7. Расчетная схема

у поверхностей матрицы и пуансона. Основная особенность формоизменения состоит в том, что при

$\frac{l}{s} > 3$ происходит потеря продольной устойчивости с пе-

ремещением частиц металла от поверхности стыка к периферии (исключая зоны затрудненной деформации), т.к. критическая сила значительно меньше требуемой для устойчивой деформации. Образуются односторонние складки на каждой пластине, направленные выпуклой стороной от стыка [1, 2]. Процесс фиксирования изменения формы заготовок весьма трудоемок и затратен. Исходя из этого рационально можно использовать традиционные методы сопротивления материалов. В пользу этого говорит то, что искривление продольной оси штампуемой заготовки происходит на первоначальном этапе деформирования при движении пуансона вниз, когда высота заготовки максимальна. То есть заготовка сначала «складывается», а затем начинается процесс пластического деформирования.

Если допустить, что потеря устойчивости происходит в области упругих деформаций и только затем процесс переходит в стадию пластического деформирования, для решения задачи о нахождении пределов применения описанных выше способов можно использовать традиционные методы сопротивления материалов. В пользу этого говорит то, что искривление продольной оси штампуемой заготовки происходит на первоначальном этапе деформирования при движении пуансона вниз, когда высота заготовки максимальна. То есть заготовка сначала «складывается», а затем начинается процесс пластического деформирования.

Потеря устойчивости при высадке высокой заготовки заключается в искривлении ее оси таким

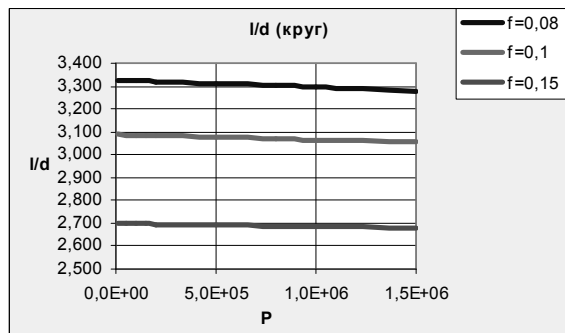


Рис. 8. График зависимости $\frac{l}{d}$ от усилия $P_{\text{тек}}$ для круглого поперечного сечения при различных коэффициентах трения

образом, что свободная поверхность в центральной части приобретает, с одной стороны, выпуклую форму, а с другой — вогнутую [3]. Причем волокна у выпуклой стороны бруса удлинняются, а у вогнутой — укорачиваются.

Рассмотрим схему формообразования, представленную на рис. 4. Наибольший эксцентриситет силы P ограничен величиной e . При достаточно малой величине эксцентриситета преобладающим процессом является сжатие. Начавшийся изгиб постепенно прекращается, и происходит высадка или осадка заготовки до размера, определяемого смещением e . Усилие, соответствующее чистому изгибу стержня, равно:

$$P' = \frac{\sigma_s W_p}{e}, \quad (1)$$

где W_p — момент сопротивления изгибу;
 σ_s — предел текучести.

Усилие, достаточное для пластического сжатия заготовки, составляет:

$$P'' = \sigma_s F, \quad (2)$$

где F — площадь поперечного сечения заготовки.

Если $P' < P''$, то можно полагать, что сжатие начнется ранее изгиба и произойдет высадка. Из уравнений (1) и (2) получаем условие устойчивости процесса высадки:

$$e < \frac{W_p}{F}. \quad (3)$$

В случае круглого стержня продольный изгиб может происходить в различных плоскостях. Условие устойчивости осадки круглого стержня заключается в том, чтобы направление эксцентричной силы проходило внутри круга с радиусом e_p . Этот круг можно назвать пластическим ядром сечения [3].

При переходе в пластическую область устойчивость стержня резко уменьшается.

В случае поперечного изгиба сопротивление изгибу значительно возрастает при переходе из упругого в пластическое состояние (рис. 5).

При сжатии стержня силой P имеет место поперечная деформация и, соответственно, увеличение диаметра

$$\Delta = k \cdot \mu \cdot \frac{P}{E \cdot F} \cdot d,$$

где $1 \leq k \leq 2$ — коэффициент, учитывающий перераспределение объема при различных фактических закреплении торцов (рис. 6).

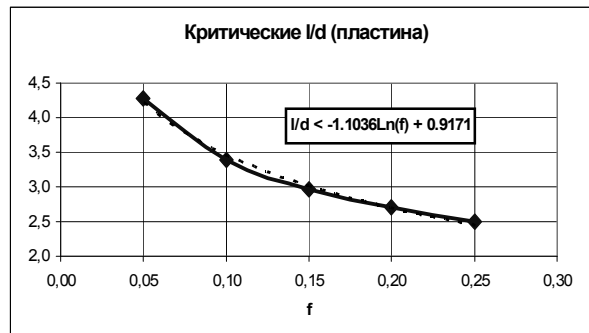


Рис. 9. График зависимости $\frac{l}{d}$ от коэффициента трения f для пластины — показан сплошной линией; пунктирной изображена линия тренда

Из-за односторонней стесненности деформаций именно на эту величину должна прогибаться середина оси стержня некоторой силой P_y . Таким образом, стержень сжимается силой P и изгибается силой P_y — то есть находится в состоянии продольно-поперечного изгиба (рис. 7).

Нормальное течение процесса высадки будет иметь место при выполнении условия (поперечная сила на пуансоне меньше силы трения детали о пуансон)

$$Q(l) \geq P \cdot f, \quad (4)$$

где f — коэффициент трения детали по пуансону.

Система дифференциальных уравнений продольно-поперечного изгиба

$$\begin{aligned} \frac{dV}{dz} &= -\varphi, \\ \frac{d\varphi}{dz} &= \frac{M}{EJ}, \\ \frac{dM}{dz} &= Q - P \cdot \varphi, \end{aligned} \quad (5)$$

$$\frac{dQ}{dz} = \begin{cases} 0 & \text{при } l - \delta/2 \leq z < l + \delta/2, \\ P_y / \delta & \text{при } l - \delta/2 > z \geq l + \delta/2. \end{cases}$$

В формулах:

V — прогиб;

φ — угол поворота;

M — изгибающий момент;

Q — поперечная сила;

δ — ширина площади контакта деталей.

Система интегрируется численно при граничных условиях

$$V(0) = 0, \varphi(0) = 0, V(l) = 0, \varphi(l) = 0$$

и дополнительном условии

$$v(l) = \Delta.$$

Соотношение поперечного размера d и свободной

длины $l - \frac{l}{d}$ выбирается из условия (4). Сила принималась равной силе текучести, и ее величина, а значит, и предел текучести детали, мало влияли на критическое значение $\frac{l}{d}$ (рис. 8).

Полученные зависимости позволяют определять предельное соотношение $\frac{l}{d}$ для круглого и прямоуголь-

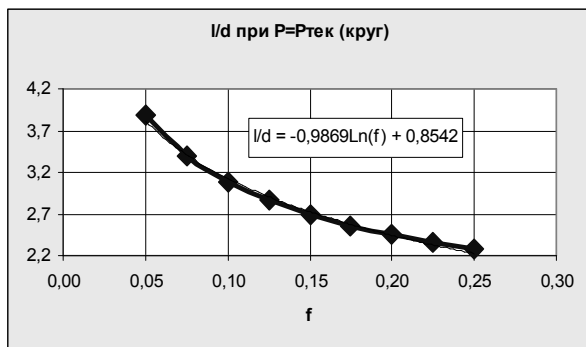


Рис. 10. График зависимости $\frac{l}{d}$ от коэффициента трения f для круглого поперечного сечения – показан толстой линией, тонкой – линия тренда

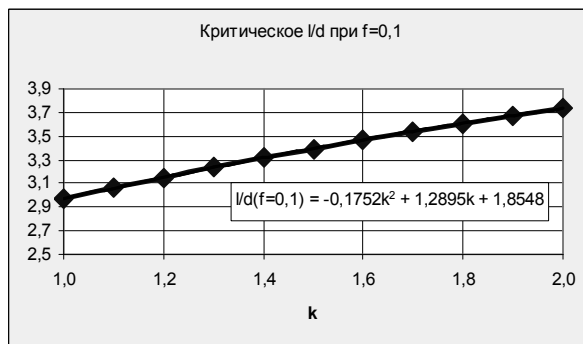


Рис. 11. График зависимости $\frac{l}{d}$ от коэффициента искривления k для пластины



Рис. 12. Детали полученные в ходе эксперимента



Рис. 13. Деталь с отношением $\frac{h}{s} = 2$



Рис. 14. Пластины в матрице. Исходное состояние



Рис. 15. Продольный изгиб детали с отношением $\frac{h}{s} = 5$



Рис. 16. Промежуточная стадия высадки с потерей продольной устойчивости

ного сечения детали при различных коэффициентах трения. Видно, что, уменьшая трение, можно существенно увеличить длину для высадки (рис. 9, 10).

Коэффициент искривления поверхности k при прочих постоянных показателях, изменяясь в принятых пределах $1 \leq k \leq 2$, будет влиять на конечный результат так, как представлено на рис. 11.

Результаты проведенных экспериментов подтверждают справедливость изложенных выше расчетов (рис. 12). Эксперимент проводился на гидравлическом прессе 2ГП-125. Заготовки из алюминиевого сплава АД нарезаются на фрезерном станке. Толщина заготовки $s=12$ мм, относительная высота под высадку

$\frac{h}{s}=2$, (рис. 13) $\frac{h}{s}=3$, $\frac{h}{s}=5$. На рис. 14 представлен вид

матрицы с установленными в ней пластинами.

Деталь с отношением $\frac{h}{s}=5$ теряет продольную устойчивость как одиночная пластина, сгибаясь в одну сторону (рис. 15). На промежуточной стадии деформирования этой детали наблюдается картина, представленная на рис. 16.

Библиографический список

1. Евстифеев, В.В. Особенности формоизменения двух плоских заготовок при их одновременной высадке / В.В. Евстифеев,

В.А. Криволапов // Механика процессов и машин: сб. науч. тр. — Омск: ОмГТУ, 1996. — С. 61 — 64.

2. Прогнозирование возникновения дефектов на стадии разработки технологии холодной высадки / В.В. Евстифеев и [др.] // Военная техника, вооружение и технологии двойного применения: матер. III Междунар. технологич. конгресса: в 2 ч. — Омск: ОмГТУ, 2005. — Ч. I. — С. 124 — 125.

3. Томленов, А.Д. Теория пластического деформирования металлов / А.Д. Томленов — М.: Металлургия, 1972. — 408 с.

ПАНТЮХОВА Ксения Николаевна, инженер научного издательства.

СОКОЛОВСКИЙ Зиновий Наумович, кандидат технических наук, доцент (Россия), доцент кафедры сопротивления материалов.

Адрес для переписки: 644050, г. Омск, пр. Мира, 11.

Статья поступила в редакцию 25.05.2010 г.

© К. Н. Пантюхова, З. Н. Соколовский

УДК 539.3

Е. Г. ХОЛКИН
З. Н. СОКОЛОВСКИЙ

Омский государственный
технический университет

МЕТОДИКА РАСЧЕТА ТРАПЕЦИЕВИДНЫХ ТОНКОСТЕННЫХ ПРОФИЛЕЙ С УЧЕТОМ МЕСТНОЙ ПОТЕРИ УСТОЙЧИВОСТИ

В статье анализируются критерии последствия местной потери устойчивости пластинчатых элементов трапецевидных тонкостенных профилей при продольно-поперечном изгибе. Предлагается методика расчета профилей по методам допускаемых напряжений и предельных состояний с учетом возможности местной потери устойчивости. Методика строится на базе аналитических, численных и экспериментальных исследований авторов.

Ключевые слова: тонкостенный трапецевидный профиль, несущая способность, местная потеря устойчивости, допустимые напряжения, предельные нагрузки.

В несущих конструкциях из высокотехнологичных тонкостенных трапецевидных профилей расчет ведется по методам допускаемых напряжений или предельных состояний. Первый применяется для материалов с невыраженной площадкой текучести и при динамическом нагружении. При статическом нагружении для пластичных материалов допускается расчет по предельным состояниям, что особенно актуально для гнутых арочных конструкций со значительными остаточными напряжениями.

Методика строится на базе исследований авторов и полученных аналитических зависимостей для расчета критических напряжений потери местной устойчивости пластинчатых элементов тонкостен-

ного трапецевидного профиля. Задача разделяется на три составляющие:

— определение толщины профиля (предельной $t_{пр}$), при которой нет необходимости учитывать местную потерю устойчивости в данном типе расчета;

— определение области допустимых нагрузок тонкостенного трапецевидного профиля, внутри которой обеспечивается несущая способность без местной потери устойчивости;

— определение области допустимых значений N и M , внутри которой обеспечивается несущая способность при местной потере устойчивости одного или нескольких пластинчатых элементов тонкостенного трапецевидного профиля.

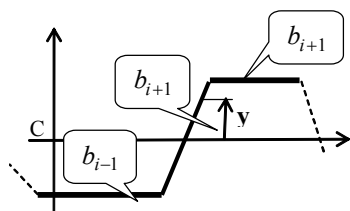


Рис. 1. Схема разбиения

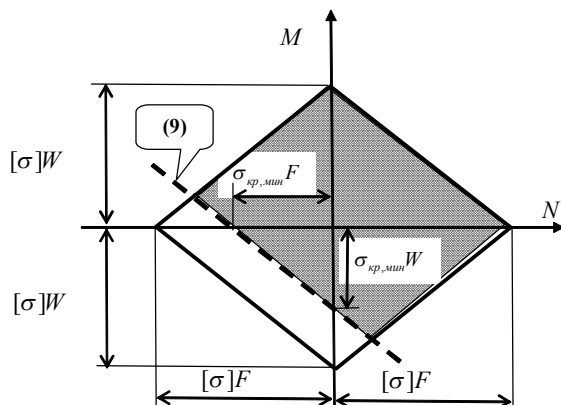


Рис. 3. Область допустимых нагрузок по допускаемым напряжениям с учетом местной потери устойчивости

При этом считается, что методами сопротивления материалов или строительной механики получена зависимость изгибающего момента от продольной силы $M=f(N)$ для рассчитываемой конструкции. Известны допускаемые напряжения $[\sigma]$ и предел текучести материала σ_T а также остаточные напряжения $\sigma_{ост, i}$ в пластинчатых элементах. В расчетах после местной потери устойчивости применен метод «редуцирования» [1]. При потере устойчивости исключается часть ширины соответствующего пластинчатого элемента.

Вычисление критических напряжений местной потери устойчивости пластинчатых элементов

Тонкостенный трапециевидный профиль разбивается на совокупность пластинчатых элементов, как показано на рис. 1. При этом [2–3], угол взаимного расположения соседних элементов не влияет на величину критического напряжения местной потери устойчивости. Допускается замена криволинейных гофров прямолинейными элементами. Критические сжимающие напряжения местной потери устойчивости по Эйлеру для отдельной i -той пластины тонкостенного трапециевидного профиля шириной b_i при толщине t , модуле упругости материала E и коэффициенте Пуассона μ в упругой стадии нагружения определяются по формуле

$$\sigma_{кр, i} = k(\beta_{i-1}, \beta_{i+1}) k(v_i) \frac{\pi^2 E}{12(1-\mu^2)} \left(\frac{t}{b_i} \right)^2. \quad (1)$$

Коэффициенты $k(\beta_{i-1}, \beta_{i+1})$, $k(v_i)$ учитывают соответственно влияние жесткости прилегающих пластинчатых элементов и характер распределения сжимающих напряжений по ширине пластинчатого элемента.

Значение $k(\beta_{i-1}, \beta_{i+1})$ вычисляется по формуле

$$k(\beta_{i-1}, \beta_{i+1}) = [-2,3967\beta_{i+1}^3 + 3,5532\beta_{i+1}^2 - 2,6318\beta_{i+1} + 6,6015] \times (-2,0517\beta_{i-1}^3 + 3,0447\beta_{i-1}^2 - 2,3564\beta_{i-1} + 6,1012) / 5,87. \quad (2)$$

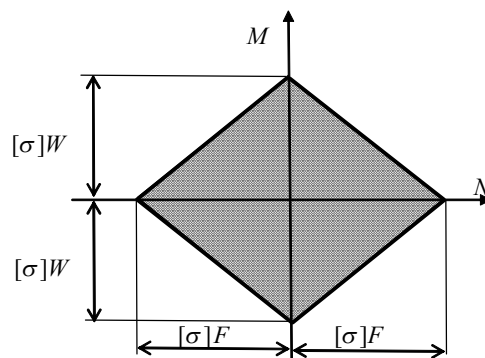


Рис. 2. Область допустимых нагрузок по допускаемым напряжениям без местной потери устойчивости

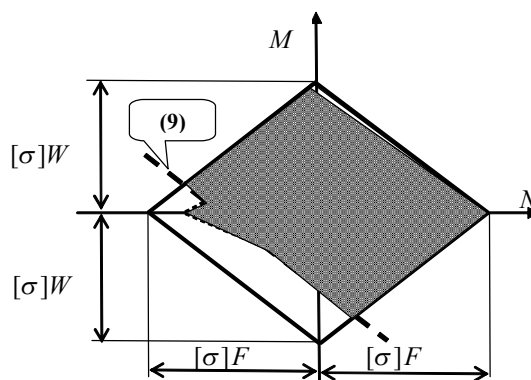


Рис. 4. Область допустимых нагрузок по допускаемым напряжениям с учетом местной потери устойчивости и редуцирования

$$\text{где } \beta_{i-1} = \frac{b_{i-1}}{b_i} \text{ при } b_i \geq b_{i-1} \text{ и } \beta_{i-1} = 1 \text{ при } b_i \leq b_{i-1}, \\ \beta_{i+1} = \frac{b_{i+1}}{b_i} \text{ при } b_i \geq b_{i+1} \text{ и } \beta_{i+1} = 1 \text{ при } b_i \leq b_{i+1}.$$

Значение $k(v_i)$ вычисляется как

$$k(v_i) = e^{0,9 \cdot v_i}, \quad (3)$$

где

$$v_i = \frac{\min \sigma_i(y) - \max \sigma_i(y)}{\min \sigma_i(y)} \text{ при } \min \sigma_i(y) \leq 0. \quad (4)$$

При $\min \sigma_i(y) > 0$ местная потеря устойчивости невозможна и, условно, можно принять $v \rightarrow \infty$. Величина $t_{пр}$ определяется из равенства

$$[\sigma] = \sigma_{кр, мин}. \quad (5)$$

Коэффициент редуцирования

Потеря местной устойчивости одной из полок приводит к ее частичному исключению из восприятия рабочих нагрузок — редуцированию. Учет степени редуцирования коэффициентом

$$K_{ред} = \frac{b_{раб}}{b}, \quad (6)$$

где $b_{раб}$ — часть ширины полки, воспринимающая напряжения сжатия после местной потери устойчивости элемента тонкостенного трапециевидного профиля.

Значение $K_{ред}$ определено выше экспериментально и в первом приближении считается не зависящим от ширины пластин и закона их сжатия. После местной потери устойчивости эффективная площадь

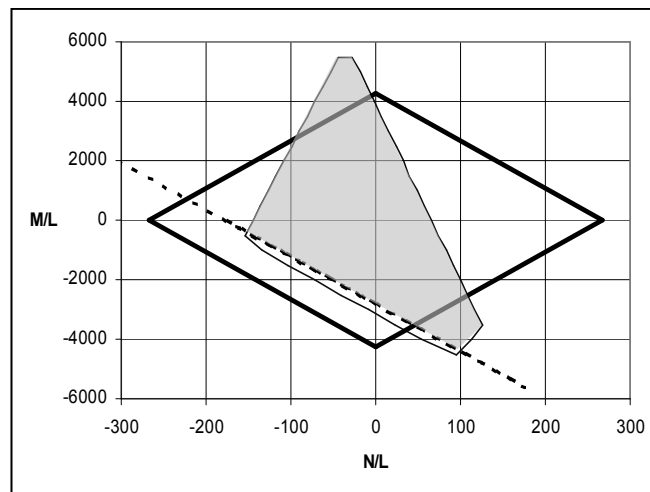


Рис. 5. Пример области допустимых нагрузок по допускаемым напряжениям с учетом остаточных напряжений

сечения и момент сопротивления уменьшаются, и их величина может быть рассчитана. Например,

$$F_{ред} = F - t \sum_{i=1}^n K_{ред,i} b_i, \quad (7)$$

где $K_{ред,i} = 0$ для всех пластинчатых элементов, у которых нет местной потери устойчивости. Расчет $W_{ред}$ ведется аналогично, приняв ширину пластин равной $(1 - K_{ред,i}) b_i$.

Расчеты по методу допускаемых напряжений.

Область допустимых нагрузок без местной потери устойчивости

Нормальные напряжения в пластинчатом элементе определяются в центральных осях известной формулой сопротивления материалов. Граница области допустимых нагрузок по методу допускаемых напряжений без местной потери устойчивости выглядит следующим образом

$$[\sigma] \geq \left[\frac{N}{F} + \frac{M}{W} \right]. \quad (8)$$

Графическая интерпретация представлена на рис. 2.

Попадание нагрузочной характеристики $M(N)$ в заштрихованную область означает работу в области допускаемых напряжений.

Учет местной потери устойчивости без редуцирования

Если принято, что местная потеря устойчивости — это предельное состояние, следовательно, область допустимых нагрузок дополнительно ограничивается линией местной потери устойчивости элементом с наименьшим критическим напряжением по (1)

$$-\sigma_{кр,мин} = \frac{N}{F} + \frac{M}{W}. \quad (9)$$

Графическая интерпретация представлена на рис. 3.

Учет местной потери устойчивости и редуцирования

Область допустимых нагрузок по допускаемым напряжениям после редуцирования определяется как

$$[\sigma] \geq \left[\frac{N}{F_{ред}} + \frac{M}{W_{ред}} \right]. \quad (10)$$

Графически область допустимых нагрузок представляет собой ромб, стороны которого в общем случае не параллельны основной области допустимых нагрузок, так как площадь и момент сопротивления изменяются не пропорционально (рис. 4). Редуцирование не расширяет область допустимых нагрузок по допускаемым напряжениям, если выполняются условия

$$\sigma_{кр,мин} F \geq [\sigma] F_{ред}, \quad \sigma_{кр,мин} W \geq [\sigma] W_{ред}. \quad (11)$$

В противном случае редуцирование несколько расширяет область допустимых нагрузок.

Учет остаточных напряжений

Если известна зависимость $\sigma_{ост,i}(y)$ (рис. 1), то имеем

$$[\sigma] \geq \left[\frac{N}{F} + \frac{M}{W} + \sigma_{ост,i}(y) \right], \quad (12)$$

$$-\sigma_{кр,мин} + \sigma_{ост,i}(y) = \frac{N}{F} + \frac{M}{W}, \quad (13)$$

$$[\sigma] \geq \left[\frac{N}{F_{ред}} + \frac{M}{W_{ред}} + \sigma_{ост,i}(y) \right]. \quad (14)$$

Авторами разработаны алгоритм и программа для расчета зависимости $\sigma_{ост,i}(y)$ построения области допустимых нагрузок по допускаемым напряжениям для арочных покрытий из тонкостенных трапециевидных профилей. Пример области допустимых нагрузок по допускаемым напряжениям для профиля Н60-845 CURVED с учетом остаточных напряжений при загибе на остаточный радиус 12 м приведен на рис. 5.

Расчет по методу предельных состояний.

Область допустимых нагрузок по методу предельных состояний без редуцирования

В соответствии с [1] под предельным состоянием ($N=N^*$, $M=M^*$) понимается условие образования пластического шарнира. Область допустимых нагрузок по методу предельных состояний, т.е. зависимость $M^*(N^*)$ может быть вычислена в параметрическом виде (параметр α) как

$$N^*(\alpha) = \int_0^h \text{sign}(y - \alpha) \sigma_T S(y) dy, \quad (15)$$

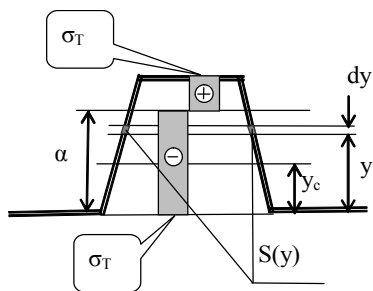


Рис. 6. К построению области допустимых нагрузок по методу предельных состояний

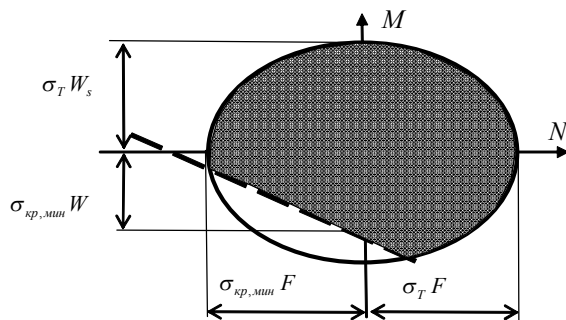


Рис. 7. Область допустимых нагрузок по предельному состоянию с учетом местной потери устойчивости

$$M^*(\alpha) = \pm \int_0^h \sin qn(y - \alpha) \sigma_T (y - y_c) S(y) dy. \quad (16)$$

Расчетная схема представлена на рис. 6 и реализована в алгоритме для любого тонкостенного трапециевидного профиля. Вид области допустимых нагрузок по предельным состояниям представлен на рис. 6. В общем случае кривая несимметрична относительно оси моментов. Однако в первом приближении она может быть аппроксимирована эллипсом [1] (рис. 7).

$$\frac{N^2}{(F\sigma_T)^2} + \frac{M^2}{(W_s\sigma_T)^2} = 1. \quad (17)$$

В формуле обозначено: W_s сумма статических моментов сечения относительно линии $y=y_N$, относительно которой в предельном состоянии текучести $N=0$. Эта величина для определенного сечения пропорциональна W и может быть вычислена аналитически (например, для прямоугольного сечения $k_w = 1,5$; для профиля Н60-845 CURVED $k_w = 1,38$).

$$\frac{W_s}{W} = k_w. \quad (18)$$

Определим значение критического напряжения местной потери устойчивости, при котором не нужно учитывать это явление в расчете по предельным состояниям. Решаем систему уравнений (9), (17) и приравниваем дискриминант полученного квадратного уравнения к нулю, что является условием касания эллипса (17) и прямой (9). После преобразований с учетом (18) получаем

$$\sigma_{кр, мин} \geq \sigma_T \sqrt{1 + k_w^2}. \quad (19)$$

Толщина $t_{пр}^{nc}$, при которой для профиля можно не учитывать местную потерю устойчивости в расчете по предельному состоянию, определяется из (19).

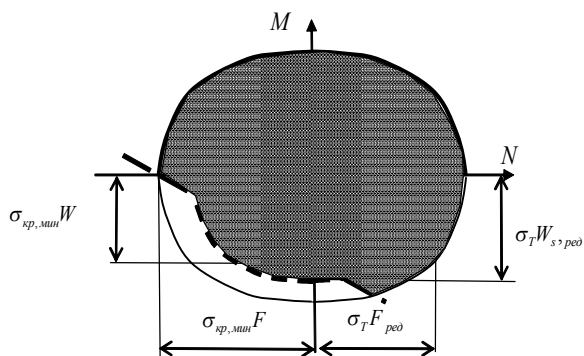


Рис. 8. Область допустимых нагрузок по предельному состоянию с местной потерей устойчивости и редуцированием

Область допустимых нагрузок по методу предельных состояний с редуцированием

После местной потери устойчивости и пересчета геометрических характеристик профиля после редуцирования может быть построена область допустимых нагрузок (рис. 8).

Редуцирование расширяет область допустимых нагрузок по предельным состояниям, если выполняется условие

$$\sigma_{кр, мин} \geq \sigma_T \sqrt{1 + k_w^2}. \quad (20)$$

Учет остаточных напряжений

Остаточные напряжения учитываются только при определении минимального критического напряжения. Область допустимых нагрузок не зависит от остаточных напряжений, так как в предельном состоянии текучести напряжения по всем сечениям выравниваются и равны пределу текучести.

Условие (19) принимает вид

$$(\sigma_{кр,i} + \sigma_{ост,i})_{мин} \geq \sigma_T \sqrt{1 + k_w^2}. \quad (21)$$

Библиографический список

1. СНиП II-23-81* Нормы проектирования. Ч. 2. Строительные конструкции. — М., 1990.
2. Холкин, Е.Г. Инженерная методика оценки критических напряжений в пластинах трапециевидного тонкостенного профиля / Е.Г. Холкин, З. Н. Соколовский // Омский научный вестник. — Омск: ОмГТУ, 2009. — № 1(77) — С. 92 — 96.
3. Холкин, Е.Г. Решение задачи устойчивости тонкостенных профилей / Е.Г. Холкин // РОССИЯ МОЛОДАЯ: передовые технологии — в промышленность: материалы Всероссийской научно-технической конференции. — Омск: ОмГТУ, 2008. — Кн. 1. — С. 159 — 163.

ХОЛКИН Евгений Геннадьевич, ассистент кафедры сопротивления материалов.

СОКОЛОВСКИЙ Зиновий Наумович, кандидат технических наук, доцент (Россия), доцент кафедры сопротивления материалов.

Адрес для переписки: e-mail: holkin555@mail.ru

Статья поступила в редакцию 27.05.2010 г.

© Е. Г. Холкин, З. Н. Соколовский

ДЕФОРМИРОВАНИЕ СРЕЗАЕМОГО СЛОЯ В УСЛОВИЯХ ПЕРЕХОДА ОТ СЛИВНОЙ К ОБРАЗОВАНИЮ СУСТАВЧАТОЙ СТРУЖКИ ПРИ ТОЧЕНИИ ЖАРОПРОЧНЫХ СТАЛЕЙ И СПЛАВОВ

Показано, что в процессе точения хромоникелевых жаропрочных сталей и сплавов при достижении провала пластичности обрабатываемого материала происходит переход от сливной к образованию суставчатой стружки. С использованием положений теории конечных пластических деформаций установлены условия этого перехода. Предложена кинематическая модель формирования суставчатых стружек и модели геометрии формируемых элементов во взаимосвязи с параметрами деформирования срезаемого слоя.

Ключевые слова: конечные пластические деформации, суставчатая стружка, текстура, элементность, степень пластической деформации, кинематический сдвиг при резании.

При точении хромоникелевых жаропрочных сталей и сплавов переход от образования сливной к образованию суставчатой стружки часто связывают с переходом от внутризеренного к межзеренному скольжению в срезаемом слое, деформируемом при прохождении через зону резания. По данным А.Д. Макарова, С.С. Силина и др., с увеличением контактных напряжений и температур такой переход целесообразно связывать с провалом пластичности в срезаемом слое обрабатываемого материала, превращаемого при резании в стружку. В результате на практике получают суставчатую стружку, «сплошность» которой по мере увеличения скоростей резания и толщин среза постепенно уменьшается, что отражено в исследованиях М.Ф. Полетики, Ю.А. Розенберга [1–2] и др.

Актуальность решения комплекса вопросов, связанных с точением высокопрочных трудно обрабатываемых материалов в условиях формирования суставчатых стружек, обусловлена тем, что циклическое нагружение инструмента сопровождается при этом изменением характера повреждений режущих лезвий. С интенсификацией режимов обработки хромоникелевых жаропрочных сталей и сплавов вместо образования фаски износа преобладающими становятся разрушения режущих лезвий, а стохастический характер их проявлений в условиях нестационарного резания затрудняет прогнозирование работоспособности инструмента и выходных параметров технологических процессов.

Деформированное состояние обрабатываемого материала при резании чаще всего представляют как сочетание деформации простого сдвига с деформацией сжатия. В соответствии с положениями теории конечных пластических деформаций (по В. Г. Осипову) величины главных истинных удлинений e_1 и e_2 при простом сдвиге определяют зависимостями $e_1 = +(\varepsilon/2)$ и $e_2 = -(\varepsilon/2)$, где ε – простой сдвиг (при резании – относительный сдвиг).

Конечную степень деформации срезаемого слоя при резании принято характеризовать величиной

относительного сдвига ε , а локальную зону пластических деформаций при превращении срезаемого слоя в стружку чаще всего определяют с учетом положения «условной плоскости сдвига», ориентированной под углом сдвига Φ к вектору скорости резания V . Принятые в ряде исследований более сложные и детализированные схемы деформационных и тепловых процессов в зоне резания используют, как правило, при анализе процессов формирования сливных стружек [3]. Для экспериментального определения конечных деформаций срезаемого слоя на практике проводят измерения длины l и толщины a среза, длины l_1 и толщины a_1 стружки, что позволяет установить усадку стружки ξ с учетом известных соотношений $\xi = a_1/a = l/l_1$. По величине усадки ξ далее определяют относительный сдвиг $\varepsilon = [(\xi + 1/\xi) - 2 \sin \gamma] / \cos \gamma$.

В настоящей работе определение усадки стружки ξ и геометрических параметров ее контакта с поверхностями инструмента проводилось на экспериментальной установке, смонтированной на базе станка мод. ТПК 125 ВРМ, оснащенного системой ЧПУ класса PCNC. Установка, переоснащенная специальным приводом, включает оптическую систему для макросъемки и цифровой видеозаписи процесса деформирования срезаемого слоя, динамометрическую систему, прецизионную систему измерения температуры резания [4], а также специальную видеосенсорную систему определения усадки стружки непосредственно в процессе резания [5].

На рис. 1 представлены фрагменты цифровых видеозаписей процесса деформирования срезаемого слоя и превращения его в сливную стружку, позволяющие определять геометрические характеристики: угол сдвига Φ , толщину среза a и стружки a_1 , а также длины контакта по передней s и задней s_1 поверхности инструмента в условиях свободного прямоугольного резания. Проведенные экспериментальные исследования и анализ процессов деформирования срезаемого слоя при резании жаропрочных сталей и сплавов подтвердили адекватность схематизации Н. Н. Зоревым формирования текстуры срезаемой

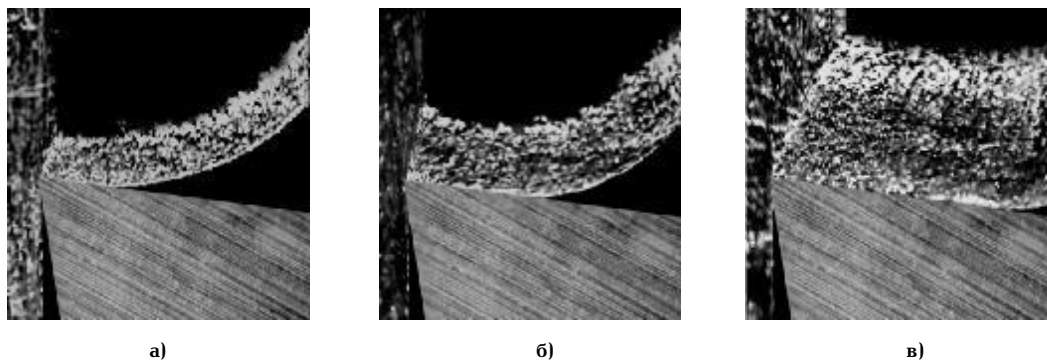


Рис. 1. Фрагменты цифровых видеозаписей формирования сливной стружки в процессе резания жаропрочного сплава ХН56ВМТЮ-ВД – [ВК8] ($\gamma = 6^\circ$; $\alpha = 8^\circ$) с толщинами среза: а) $\alpha = 0,11$ мм – [$\xi = 2,2$]; б) $\alpha = 0,14$ мм – [$\xi = 3,1$]; в) $\alpha = 0,4$ мм – [$\xi = 2,0$]

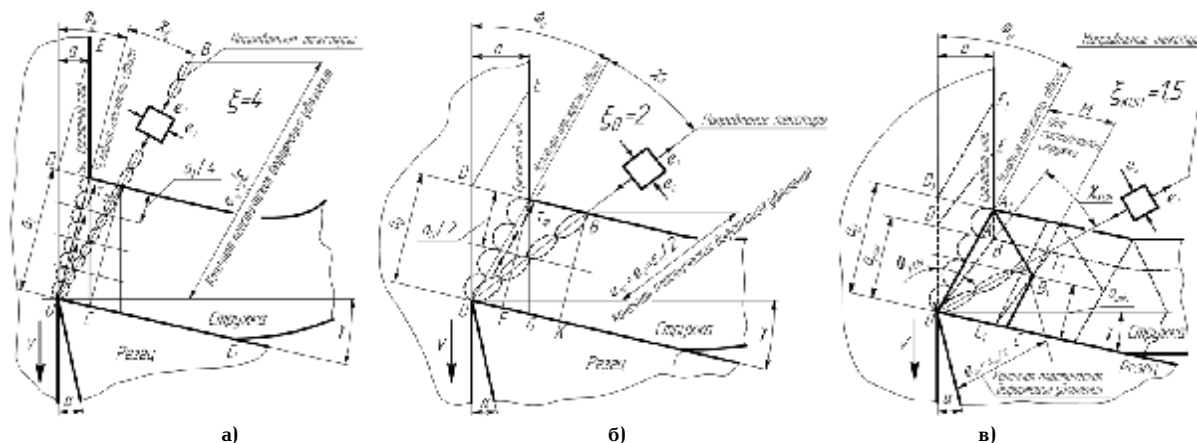


Рис. 2. Схемы формирования текстуры и определения конечных пластических деформаций e_{np} удлинения материала срезаемого слоя: а) при усадке стружки $\xi = 4$; б) при усадке стружки $\xi = 2$; в) при усадке стружки $\xi = 1,5$

стружки в виде системы эллипсов, направление которых соответствует деформациям конечных (предельных) удлинений e_{np} пластически деформируемого при резании обрабатываемого материала.

На рис. 2 представлены схемы формирования текстуры стружки и определения параметров деформирования срезаемого слоя (e_{np} , ε , ξ) по данным проведенных экспериментальных исследований при различных усадках ξ и изменениях ориентации текстуры стружки. На представленных схемах отсчитываемый от условной плоскости сдвига угол наклона текстуры стружки χ определяется (по А. М. Розенбергу и А. Н. Ерёмину) зависимостью

$$\operatorname{ctg} \chi = 1 + \varepsilon = 1 + \operatorname{ctg} \Phi + \operatorname{tg} (\Phi - \gamma). \quad (1)$$

Анализ полученных экспериментальных данных и результаты расчетов с использованием зависимости (1) показали, что относительное удлинение деформируемого материала e_ε , определяемое в направлении формирующейся, текстуры, ориентированной под углом χ к плоскости сдвига, при изменениях усадки стружки в диапазоне $\xi \geq 2,5$, не достигает конечных $e_{np} = \varepsilon/2$ (предельных) величин, т.е. $e_\varepsilon \leq e_{np}$. Установлено, что пластические деформации удлинения e_ε достигают конечных (предельных) значений (для инструмента с $\gamma = 0^\circ$) при относительном сдвиге $\varepsilon \approx 2,5$. Формирование сливной стружки при относительном сдвиге $\varepsilon < 2,5$ ($\gamma = 0^\circ$), как показано на рис. 2в, становится невозможным ввиду того, что пластическая деформация удлинения e_ε в направлении формируемой при данном угле χ_0 текстуры

ограничивается величиной $e_\varepsilon = \varepsilon/2 = OB$, тогда как для образования сливной стружки необходимо удлинение до величины OF_1 . В результате на расстоянии от режущей кромки $OB = e_\varepsilon \times OA$ образуется «спинка» элемента формирующейся суставчатой стружки. При этом положение условной плоскости сдвига (под углом Φ), отвечающее условию возникновения «провала пластичности», соответствует конечной (последней) стадии образования сливной стружки (при ε_0 , ξ_0), имеющей конечную (предельную) пластическую деформацию удлинения ($e_0 = e_{np} = e_\varepsilon = OB/OA = \varepsilon_0/2$) вдоль текстуры стружки, формирующейся под углом χ_0 к условной плоскости сдвига.

Таким образом, условие перехода от сливной к образованию суставчатой стружки формулируется исходя из достижения конечных (предельных) пластических деформаций e_ε удлинения металла в направлении текстуры стружки. Условием существования представленной на рис. 2б конечной стадии формирования сливной стружки (при $\Phi = \Phi_0$) является обеспечение равенства $a_0 = AF = BK$ при $e_0 = OB/OA = \varepsilon_0/2$. Здесь Φ_0 , a_0 — угол сдвига и толщина формируемой сливной стружки при достижении конечных пластических деформаций в срезаемом слое. С учетом $\xi_0 = a/a_0$ модель перехода от сливной стружки к суставчатой при относительном удлинении $e_0 = e_{np} = e$ представляется в виде

$$e_0 \leq \frac{\cos (\Phi_0 - \gamma)}{2 \cos [\Phi_0 - \gamma + \operatorname{arccctg} (\varepsilon_0 + 1)]}. \quad (2)$$

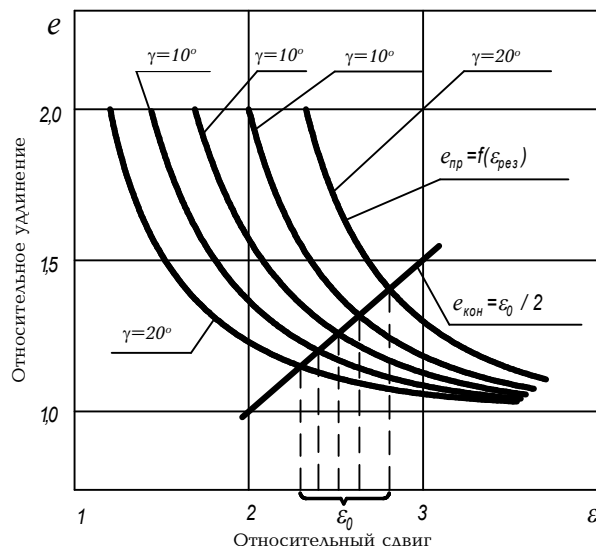
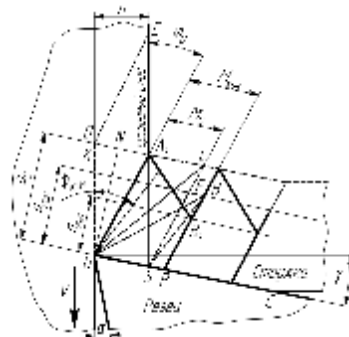


Рис. 3. Модели определения относительного сдвига ε_0 при переходе от сливной к образованию суставчатой стружки при резании



$$\Phi_0 = \angle DOA_1; \Phi_{кин} = \angle DOA; \chi_0 = \angle A_1OL; \chi_{кин} = \angle AOB$$

Рис. 4. Схема формирования «элементов» суставчатой стружки

Модели относительного удлинения e_ε деформируемого в направлении текстуры обрабатываемого материала в процессе резания инструментом с различными передними углами γ при выполнении условия (2) получены с использованием аппроксимации полиномами вида

$$e_\varepsilon = 0,064\varepsilon^2 - 0,585\varepsilon + 2,45; \text{ при } \gamma = 0^\circ; [R^2 = 0,96], \quad (3)$$

$$e_\varepsilon = 0,061\varepsilon^2 - 0,534\varepsilon + 2,28; \text{ при } \gamma = 10^\circ; [R^2 = 0,95], \quad (4)$$

$$e_\varepsilon = 0,059\varepsilon^2 - 0,481\varepsilon + 2,22; \text{ при } \gamma = 20^\circ; [R^2 = 0,97], \quad (5)$$

$$e_\varepsilon = 0,056\varepsilon^2 - 0,445\varepsilon + 1,96; \text{ при } \gamma = 30^\circ; [R^2 = 0,96], \quad (6)$$

$$e_\varepsilon = 0,075\varepsilon^2 - 0,721\varepsilon + 2,84; \text{ при } \gamma = -10^\circ; [R^2 = 0,96], \quad (7)$$

$$e_\varepsilon = 0,033\varepsilon^2 - 0,373\varepsilon + 2,20; \text{ при } \gamma = -20^\circ; [R^2 = 0,99]. \quad (8)$$

Здесь R^2 —коэффициент достоверности аппроксимации.

Зависимости, характеризующие определение относительного сдвига ε_0 при переходе от сливной к образованию суставчатой стружки в процессе резания инструментом с различными передними углами γ , представлены на рис. 3. Использование моделей перехода, представленных на рис. 3, позволяет определять положение условной плоскости сдвига (угол сдвига Φ_0) и угол наклона текстуры стружки χ_0 , а также соответствующую усадку стружки ξ_0 при различных передних углах γ режущего инструмента.

При переходе к образованию суставчатой стружки формирование каждого отдельного элемента (сустава), схема которого представлена на рис. 4, сопрово-

ждается сжатием деформируемого при резании материала в направлении перпендикулярном к передней поверхности инструмента, что приводит к соответствующему «удлинению» элемента от M_0 до $M_{кин}$ в направлении схода стружки по передней поверхности режущего инструмента. Таким образом, при образовании суставчатой стружки её геометрические параметры характеризуют следующими величинами:

a_0 —толщина суставчатой стружки, измеренная по вершинам сформированных элементов;

$a_{мин}$ —минимальная толщина суставчатой стружки, измеренная по впадинам между элементами;

$a_{кин}$ —кинематическая (эквивалентная a_s) толщина суставчатой стружки, определяемая из соотношения $a_{кин} = (a_0 + a_{мин}) / 2$, $a_{кин} = a_s$;

Φ_0 —угол сдвига в зоне резания, соответствующий величине относительного сдвига при достижении конечных (предельных) пластических деформаций;

$\Phi_{кин}$ —кинематический (эквивалентный Φ_s) угол сдвига в зоне резания, соответствующий формированию суставчатой стружки толщиной $a_{кин} = a_s$ при величине кинематического относительного сдвига $\varepsilon_{кин}$;

$M_{кин}$ —кинематический шаг суставчатой стружки;

M_0 —шаг условного «сливного» аналога стружки.

Как отмечает Ю.А. Розенберг, при образовании суставчатой стружки относительный сдвиг ε имеет кинематический характер, т.е. $\varepsilon_s = \varepsilon_{кин}$, $\Phi_s = \Phi_{кин}$, а деформирование срезаемого слоя при образовании суставчатой стружки с учетом величин a_s и a_0 определяется

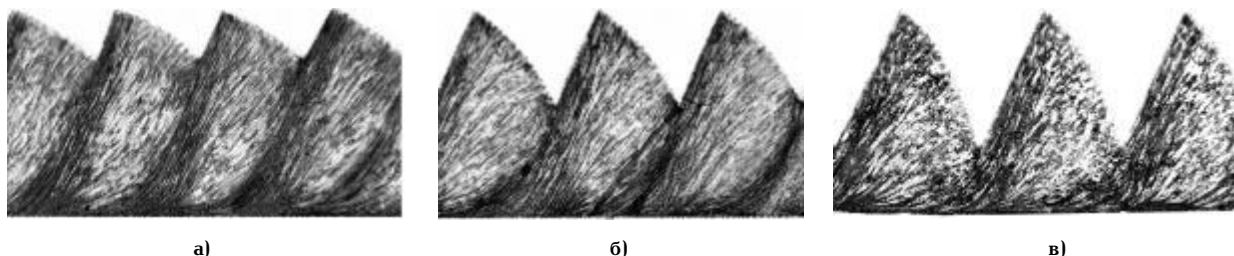


Рис. 5. Фрагменты суставчатой стружки с различной «элементностью» $\mathcal{E}_{кин}$ в условиях резания жаропрочного сплава ХН56ВМТЮ-ВД инструментом ВК8 ($\gamma=0^\circ$) с толщиной среза $\alpha=0,21$ мм:
а) $\mathcal{E}_{кин}=0,49$, $\xi_{кин}=1,48$; б) $\mathcal{E}_{кин}=0,29$, $\xi_{кин}=1,71$; в) $\mathcal{E}_{кин}=0,128$, $\xi_{кин}=1,96$

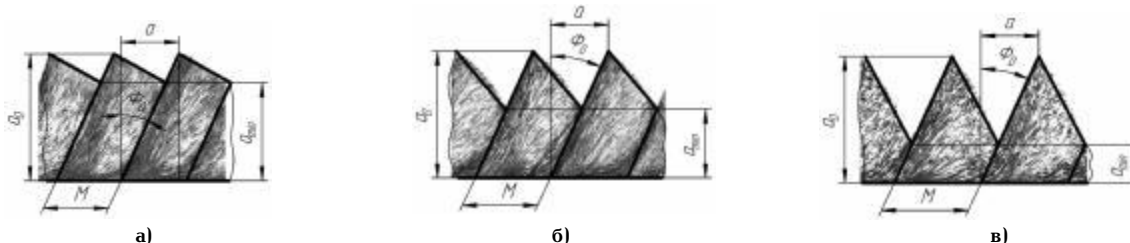


Рис. 6. Схема к сравнению геометрических параметров фрагментов суставчатой стружки при резании сплава ХН56ВМТЮ-ВД инструментом ВК8 ($\gamma=0^\circ$) с толщиной среза $\alpha=0,21$ мм:
а) $\mathcal{E}_{кин}=0,49$, $\xi_{кин}=1,48$; б) $\mathcal{E}_{кин}=0,29$, $\xi_{кин}=1,71$; в) $\mathcal{E}_{кин}=0,128$, $\xi_{кин}=1,96$

через кинематическую $\xi_{кин}$ (эквивалентную ξ_3) усадку стружки, соответствующую $\xi_{кин}$, т.е. $\xi_{кин} = \xi_3 = a_{кин} / a$.

При этом формируется «элементность» $\mathcal{E}_{кин}$ стружки [6], а ее величина через параметры толщины стружки и деформации срезаемого слоя выражается в виде

$$\mathcal{E}_{кин} = \frac{2a_0}{a_0 + a_{мин}} - 1 = \frac{\xi_a \cdot \xi_b}{\xi_l} - 1 = \frac{\xi_a \cdot \xi_b}{\xi_{кин}} - 1 \quad (9)$$

где ξ_a – усадка стружки по толщине; ξ_l – усадка стружки по длине; ξ_b – усадка стружки по ширине; ξ_0 – усадка стружки, соответствующая ξ_0 (при $\xi_0 = a_0/a$).

Из анализа схемы, представленной на рис. 4, при отсутствии «уширения» стружки, т.е. при ($V_{кин}/V_0 = 1$) кинематическая модель шага $M_{кин}$ суставчатой стружки представляется в виде

$$M_{кин} = \frac{a \cdot (\mathcal{E}_{кин} + 1)}{\cos \gamma} \quad (10)$$

На рис. 5 представлены фрагменты суставчатой стружки, образующейся в процессе резания жаропрочного сплава ХН56ВМТЮ-ВД инструментом ВК8 ($\gamma=0^\circ$), характеризующие ее геометрические параметры при изменениях условий деформирования срезаемого слоя и элементности \mathcal{E} .

Результаты проведенных экспериментальных исследований при точении хромоникелевых жаропрочных сталей и сплавов Х12Н22ТЗМР, ХН56ВМТЮ-ВД, 35ХНМА, Х16Н25Г7АР твердосплавным инструментом из металлокерамических сплавов Т15К6, ВК6, ВК8 подтвердили адекватность представленных выше моделей деформирования срезаемого слоя в процессе резания. С использованием специального устройства для определения температуры резания [4] и измерением микротвердости деформируемых в зоне резания материалов нашли подтверждение данные А.Д. Макарова, С.С. Силина и др. о провале пластичности деформируемого материала при достижении оптимальных

скоростей резания ($V_{рез} \geq V_0$) и переходе к образованию суставчатой стружки в процессе точения перечисленных выше хромоникелевых жаропрочных сталей и сплавов.

Подтверждение адекватности полученных моделей представлено на рис. 6 в виде наложения фрагментов суставчатой стружки, полученной при резании хромоникелевого жаропрочного сплава ХН56ВМТЮ-ВД, на контуры элементов, построенных по данным расчетов геометрических параметров деформирования срезаемого слоя. Использование представленных моделей для определения параметров циклического нагружения лезвий режущего инструмента позволяет оценивать циклическую прочность инструмента и прогнозировать его прочностной ресурс в условиях нестационарного резания при точении высокопрочных труднообрабатываемых материалов.

Заключение

Установлено, что точение хромоникелевых жаропрочных сталей и сплавов при достижении температуры, соответствующей провалу пластичности обрабатываемого материала, сопровождается переходом от сливной к образованию суставчатой стружки. Получила экспериментальное подтверждение гипотеза перехода от сливной к образованию суставчатой стружки, определяющая условие этого перехода, как достижение конечных (предельных) пластических деформаций удлинения деформируемого при резании обрабатываемого материала в направлении формирующейся текстуры стружки. Показано, что формирование «спинки» каждого элемента суставчатой стружки обуславливается конечной (предельной) деформацией удлинения в направлении текстуры формирующейся стружки пропорционально половине величины кинематического относительного сдвига при резании. Предложена кинематическая модель образования суставчатой стружки, позволяющая по данным о деформировании срезаемого слоя определять геометрические параметры формируемых элементов суставчатой стружки и параметры циклического нагружения лезвий инструмента в процессе резания.

Библиографический список

1. Полетика, М.Ф. Некоторые закономерности элементного стружкообразования при резании металлов [Текст] / М.Ф. Полетика, А.И. Афонасов, А.А. Ласуков // Известия ТПУ. — Томск, 2002. — Т. 305, вып. 1. — С. 34–41.
2. Розенберг, Ю.А. Один из методов аналитического определения степени деформации металла стружки при резании [Текст] / Ю.А. Розенберг // Региональн. научн.-техн. конф: сб. научн. тр. — Тюмень: ТюмГНГУ, 1997. — С. 91–92.
3. Васин, С.А. Резание материалов: термомеханический подход к системе взаимосвязей при резании [Текст] / С.А. Васин, А.С. Верещака, В.С. Кушнер. — М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2001. — 448 с.
4. А. с. 901844 СССР, МКИ 001 К 7/02. Устройство для измерения температуры [Текст] / Ю.И. Некрасов, Е.В. Артамонов, И.А. Ефимович, В.С. Воронов (СССР). — № 2884590/18-10; Заявл. 19.02.80; Опубл. 30.01.82, Бюл. № 4.

5. Пат. 2254210 Российская Федерация, МПК 7 В 23 В 1/00. Устройство и способ измерения усадки стружки [Текст] / Некрасов Ю.И., Потерянский С.Л., Проскуряков Н.А. и др.; заявитель и патентообладатель Тюм. гос. нефтегаз. ун-т. — № 2003134568/02; заявл. 27.11.2003; опубл. 20.06.2005, Бюл. № 17. — 6 с.: ил.

6. Обработка резанием жаропрочных, высокопрочных и титановых сплавов [Текст] / под ред. Н.И. Резникова. — М.: Машиностроение, 1972. — 200 с.

НЕКРАСОВ Юрий Иннокентьевич, кандидат технических наук, профессор кафедры технологии машиностроения.

Адрес для переписки: 625000, г. Тюмень, ул. Володарского, 38.

Статья поступила в редакцию 02.06.2010 г.

© Ю. И. Некрасов

УДК 621.9.025 : 622.276

Ю. И. НЕКРАСОВ

Тюменский государственный
нефтегазовый университет

ОЦЕНКА РАЗРУШЕНИЙ ИНСТРУМЕНТА ПРИ ТОЧЕНИИ ЖАРОПРОЧНЫХ СТАЛЕЙ И СПЛАВОВ НА СТАНКАХ С ЧПУ

Показано, что накопление повреждений твердосплавного инструмента при точении жаропрочных сталей и сплавов с образованием суставчатых стружек характеризуется множественными усталостными и смешанными разрушениями режущих лезвий. С использованием метода лазерного сканирования установлены объем и площадь повреждений лезвий твердосплавного инструмента. Полученные модели разрушений позволяют прогнозировать накопление повреждений и определять интенсивность разрушения лезвий при нестационарном резании высокопрочных труднообрабатываемых материалов.

Ключевые слова: нестационарное резание, суставчатая стружка, накопление повреждений, лазерное сканирование, разрушение лезвия режущего инструмента.

В высокотехнологичных отраслях металлообработки анализ структуры затрат и сопоставление значимости функций инструмента со стоимостью станкоминуты эксплуатационных расходов показывают, что на основной элемент технологической системы (ТС) приходится лишь доли процента от общей стоимости современного станка с ЧПУ, что предопределяет интенсификацию режимов резания, обусловленную экономикой производства. На предприятиях авиастроения, энергетического, нефтегазового машиностроения и др. точение хромоникелевых жаропрочных сталей и сплавов в экономически целесообразном диапазоне режимов резания, представляемом известной зависимостью $V_{рез} = C_v / T^m$, сопровождается, как правило, переходом отливной к образованию суставчатой стружки [1]. Образование суставчатой стружки, снижение ее сплошности и циклическое нагружение инструмента при резании приводят к изменению характера накопления повреждений и вместо образования фаски износа преобладающими становятся отказы, связанные с разрушениями, проявляющимися в виде выкрашиваний, а также микро- и макросколов режущих лезвий [2].

Таким образом, при точении высокопрочных труднообрабатываемых материалов на станках с ЧПУ в условиях нестационарного резания необходимость наиболее полного использования прочностного ресурса инструмента неизбежно должна основываться на оценке накопления повреждений режущих лезвий. Оценка разрушений режущего инструмента при точении жаропрочных сталей и сплавов с целью обеспечения надежности прогнозирования его работоспособности и создание моделей накопления повреждений режущих лезвий позволяют разрабатывать эффективные алгоритмы управления процессами обработки при использовании в современном производстве станков, оснащенных интеллектуальными системами ЧПУ класса PCNC [3].

Проведенные с использованием метода фрактографии исследования и анализ повреждений лезвий твердосплавного режущего инструмента показали, что в условиях нестационарного резания представленное на рис. 1 накопление повреждений инструмента характеризуется множественными усталостными и смешанными разрушениями лезвий, а также сложной геометрией их формирования.

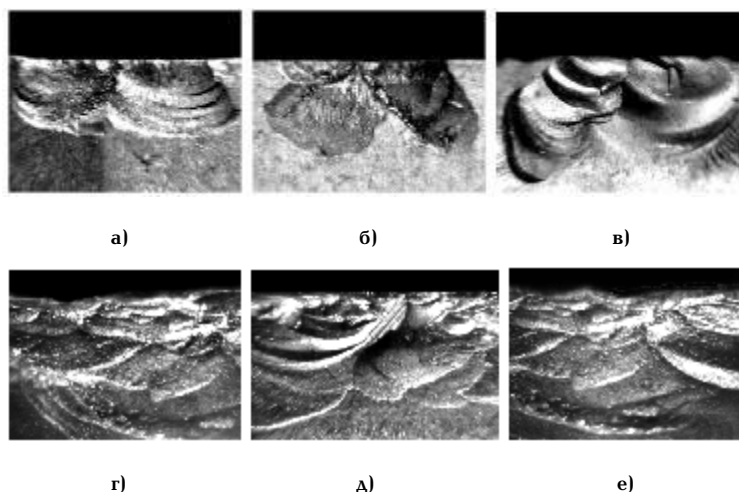


Рис. 1. Повреждения в виде множественных усталостных и смешанных разрушений лезвий твердосплавного режущего инструмента BK6 (а, г), BK8 (б, д), T15K6 (д, е), в процессе точения жаропрочных сталей и сплавов ХН56ВМТЮ-ВД (а, д); ХН77ТЮР (б, г); 35ХНМА (е, в) с образованием циклических стружек. $\times 25$

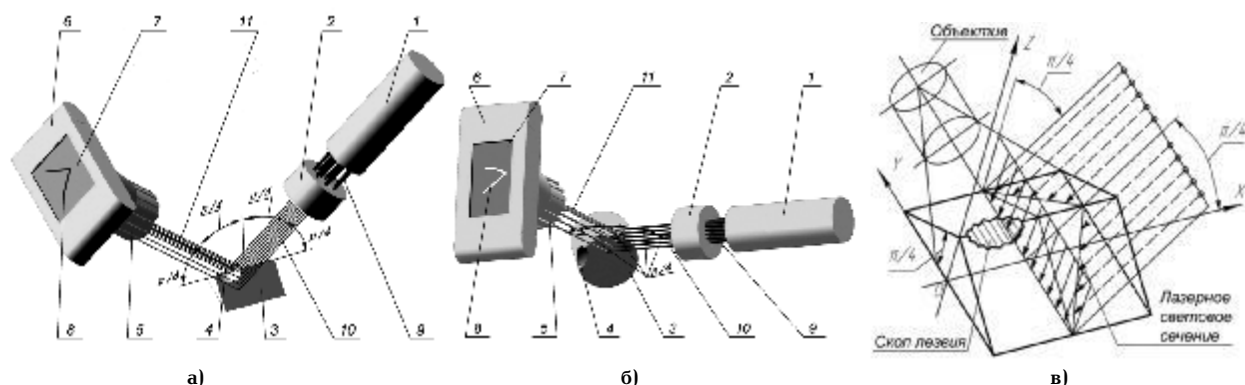


Рис. 2. Схемы сканирования прямолинейных лезвий (а), криволинейных лезвий (б) и формирования изображений «лазерных световых сечений» лезвий инструмента (в), регистрируемых с использованием цифровой видеозаписи: 1—ОКГ (лазер); 2—система сканирования; 3—режущий элемент; 4—повреждение лезвия; 5—объектив; 6—цифровой камкордер; 7—экран; 8—изображение «лазерного светового сечения»; 9—луч ОКГ; 10—развертка луча ОКГ; 11—луч «лазерного светового сечения», отраженный от лезвия

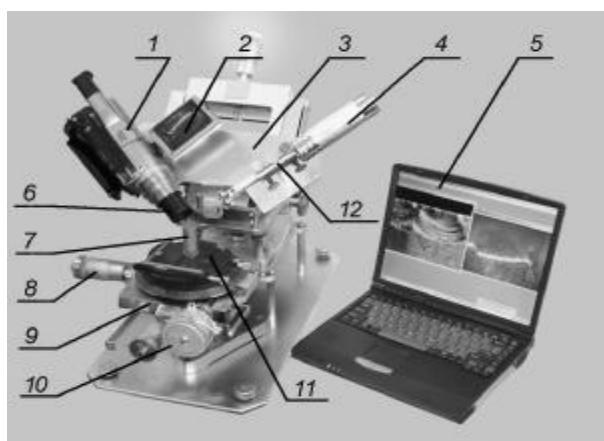


Рис. 3. Лазерная сканирующая установка для цифровой видеозаписи профилограмм разрушений лезвий режущего инструмента:

- 1—камкордер; 2—экран; 3—панель аппаратная; 4—ОКГ (лазер); 5—PCNC; 6—объектив; 7—режущий элемент;
- 8—шаговый привод подачи; 9—трехкоординатный столик;
- 10—шаговый привод стола; 11—столик круговой подачи;
- 12—система сканирования

Прогнозирование работоспособности инструмента в соответствии с современными представлениями основывается на оценке энергии разрушений режущих лезвий, которая определяется параметрами объема разрушенного инструментального материала U и площади поверхности F , образовавшейся в результате разрушения. При выполнении исследований разрушений инструмента разработаны способ и система лазерного сканирования лезвий по методу «наклонных световых сечений» [4]. В соответствии со схемой, представленной на рис. 2, при сканировании развернутый «в линию» луч He-Ne оптического квантового генератора (ОКГ) локализуется на исследуемой разрушенной поверхности лезвия, имеющего макросколы и иные повреждения, полученные при резании. Сфокусированный луч ОКГ (лазера) в процессе сканирования проецируется в плоскости, перпендикулярной оптической оси объектива, «лазерное световое сечение» (профиль) на поверхности лезвия, образованной повреждением (макросколом). Получаемое изображение «лазерного светового сечения» (ЛСС) повреждения посредством видеозаписи регистрируется камкордером (цифровой видеокамерой), объектив которой ориентирован под углом $\pi/2$ к плоскости скани-

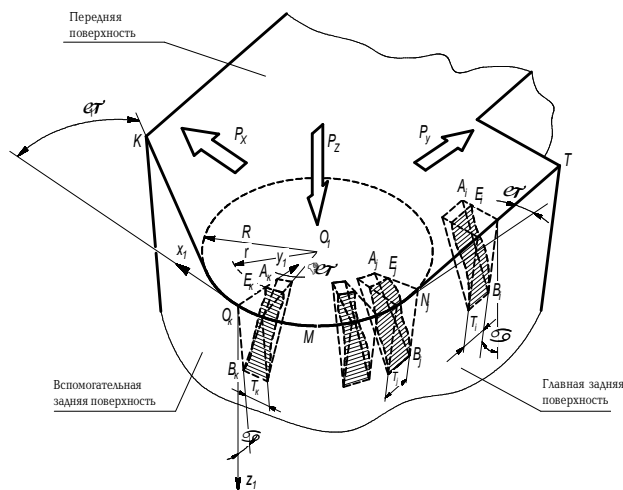


Рис. 4. Схема разделения на фрагменты сканируемого криволинейного лезвия инструмента при диагностике его повреждений

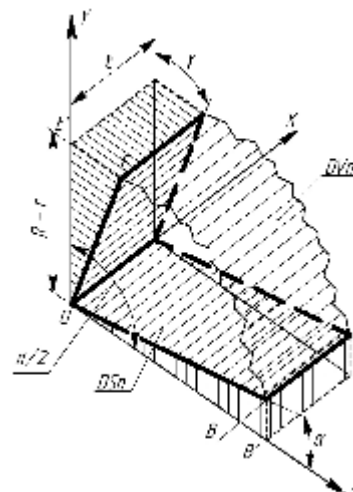


Рис. 5. Схема к определению геометрических параметров выделенного при сканировании фрагмента лезвия режущего инструмента

рования. Полученные цифровые видеозаписи лазерных профилограмм позволяют после их расшифровки осуществлять компьютерную обработку профилей ЛСС с записью системы регистрируемых параметров на жесткий диск ПЭВМ. На основе предложенных схем сканирования разрушений лезвий режущего инструмента разработана представленная на рис. 3 лазерная установка, обеспечивающая возможность диагностики повреждений как прямолинейных, так и криволинейных лезвий режущего инструмента. Необходимость сканирования криволинейных лезвий обусловлена спецификой «условного значения» геометрии инструмента с «радиусным» сопряжением его «главной» и «вспомогательной» режущих кромок, накопление повреждений которых в процессе нестационарного резания, как показывает практика обработки, зачастую оказывает решающее влияние на точность формообразования сложных фасонных поверхностей деталей в процессе точения на станках с ЧПУ.

При определении геометрических параметров поврежденных лезвий инструмента устройство обеспечивает «ручное» и «программное» управление перемещениями исполнительных рабочих органов (ИРО) лазерной установки, которые осуществляются с использованием шаговых электродвигателей приводов линейных и угловых перемещений ИРО в декартовой и цилиндрической системах координат. При этом с использованием системы микровинтов обеспечивается возможность выверки в выбранной системе координат расположения режущей пластины, а также линейных смещений ИРО по координатным осям с точностью до 0,01 мм и по угловому расположению элементов с точностью до 4-х угловых минут. Программное управление перемещениями и процессом сканирования поврежденных лезвий инструмента, а также обработка экспериментальных данных осуществляется с использованием PCNC (*Personal Computer Numerical Control*). Использование PCNC обеспечивает возможность синхронизации регистрируемых перемещений с цифровой видеозаписью профилограмм ЛСС лезвий инструмента.

Разделение сканируемого криволинейного лезвия инструмента на фрагменты в процессе сканирования повреждений режущих элементов инструмента осуществляется в соответствии со схемой, пред-

ставленной на рис. 4. Каждый выделенный при сканировании фрагмент лезвия характеризуется системой геометрических параметров в соответствии со схемой, представленной на рис. 5. Программное управление шаговыми приводами и запуском видеозаписи изменяющихся в процессе сканирования ЛСС осуществляется от PCNC, что обеспечивает управление системой, а также контроль и регистрацию всех параметров сканирования. Полученные при этом видеозаписи профилограмм ЛСС, представленные на рис. 6а,б, после предварительной обработки с использованием средств компьютерной графики, представленных на рис. 6в, г, подвергаются «оцифровке» с целью последующего определения параметров объема и площади повреждений сканируемых режущих лезвий.

В связи с большим объемом вычислений при обработке экспериментальных данных после их «оцифровки» в PCNC использована система автоматического математического программирования. При расчетах в программной среде «MathCad» площадь поверхности F и объем разрушений U лезвий режущего инструмента представляются в виде зависимостей

$$F = \sum_{i=1}^n L_i \cdot W = \int_1^n \int_{\varphi_0}^{\varphi_n} \sqrt{1 + \left(\frac{\partial f_{line}}{\partial r \sin \varphi} \right)^2} \partial r \sin \varphi \, dn, \quad (1)$$

$$U = \sqrt{2} \times \left[\int_{(R-r)_{lgr}}^J \left\{ f_{line} \prod_{i=1}^{n-1} \left[\frac{r - r_{(i,j)} \cdot \cos \varphi_i}{\cos \varphi_i \cdot (r_{(0,i)} - r_{(i,j)})} \right] \times r_{(i,j+1)} \cdot \right. \right. \\ \left. \cdot \sin \varphi_i + \prod_{i=0}^{k-1} \left[\frac{r - r_{(i,j)} \cdot \cos \varphi_i}{r_{(k,j)} \cdot \cos \varphi_k - r_{(i,j)} \cdot \cos \varphi_i} \right] \times \right. \\ \left. \times \sum_{k=1}^{n-2} (r_k \cdot \sin \varphi_k) \times \prod_{i=k+1}^{n-1} \left[\frac{r - r_{(i,j)} \cdot \cos \varphi_i}{r_{(k,j)} \cdot \cos \varphi_k - r_{(i,j)} \cdot \cos \varphi_i} \right] + \right. \\ \left. + \prod_{i=0}^{n-2} \left[\frac{r - r_{(i,j)} \cdot \cos \varphi_i}{r_{(n-1,j)} \cdot \cos \varphi_i - r_{(i,j)} \cdot \cos \varphi_i} \right] \times r_{(n-1,i+1)} \cdot \sin \varphi_{(n-1)} \right) - \\ \left(f_{line} \prod_{i=1}^{n-1} \left[\frac{R - R_{(i,j)} \cdot \cos \varphi_i}{\cos \varphi_i \cdot (R_{(0,i)} - R_{(i,j)})} \right] \times R_{(i,j+1)} \cdot \right.$$

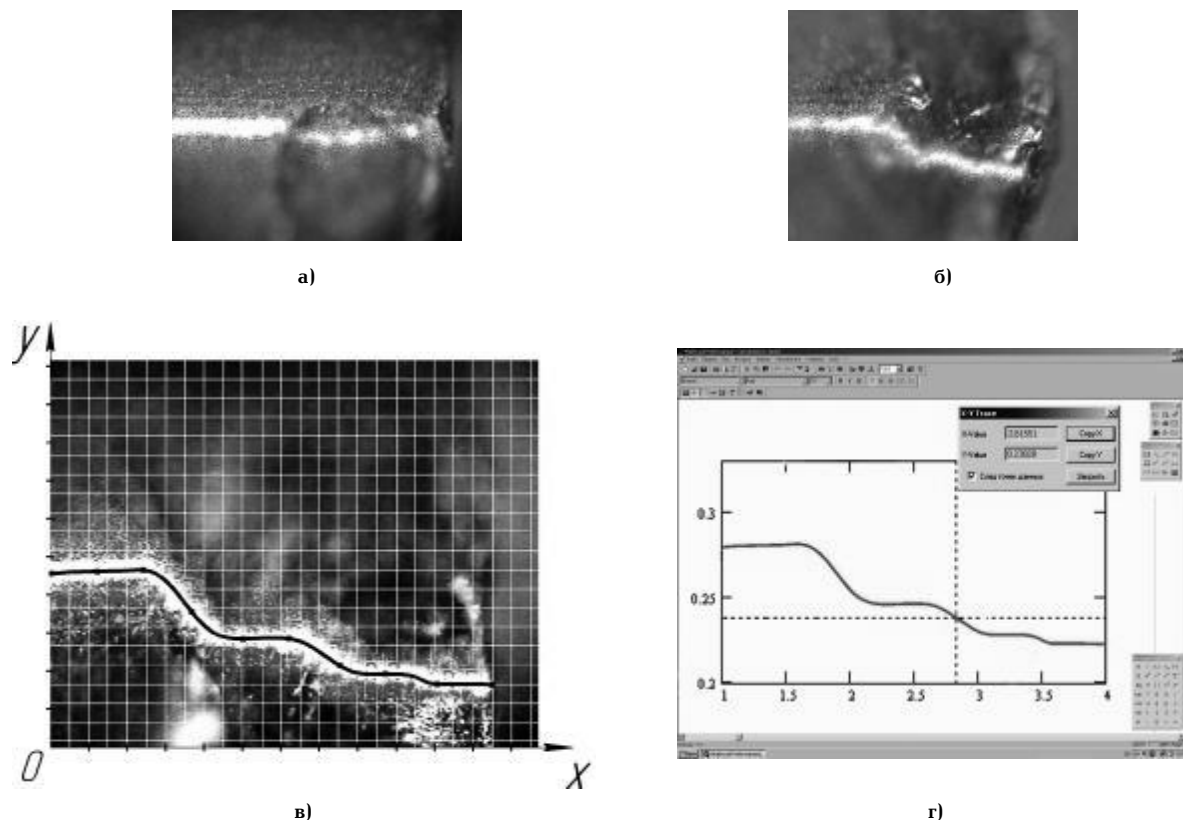


Рис. 6. Лазерные световые сечения (а,б) и схемы «оцифровки» профилограмм (в,г) разрушений лезвий режущего инструмента

$$\cdot \sin \varphi_i + \prod_{i=0}^{k-1} \left[\frac{R - R_{(i,j)} \cdot \cos \varphi_i}{R_{(k,j)} \cdot \cos \varphi_k - R_{(i,j)} \cdot \cos \varphi_i} \right] \times \\ \times \sum_{k=1}^{n-2} (R_k \cdot \sin \varphi_k) \times \prod_{i=k+1}^{n-1} \left[\frac{R - R_{(i,j)} \cdot \cos \varphi_i}{R_{(k,j)} \cdot \cos \varphi_k - R_{(i,j)} \cdot \cos \varphi_i} \right] + \\ + \prod_{i=0}^{n-2} \left[\frac{R - R_{(i,j)} \cdot \cos \varphi_i}{R_{(n-1,j)} \cdot \cos \varphi_i - R_{(i,j)} \cdot \cos \varphi_i} \right] \times R_{(n-1,i+1)} \cdot \sin \varphi_{(n-1)} \cdot dR(\varphi) \cdot \frac{t}{2}, \quad (2)$$

где F — площадь поверхности повреждения; U — объём повреждения; W — расстояние между световыми сечениями; L_i — длина i -й линии светового сечения; t — длина сканируемого режущего лезвия; $f_{line}(t, \varphi)$ — функция j -ой линии; $r_{(i,j)} \cdot \cos \varphi_i$ — координата i -ой точки j -ой линии по оси OX ; $r_{(i,j)} \cdot \sin \varphi_i$ — координата i -ой точки j -ой линии по оси OY ; $i=0 \dots n-1$ — номер точки; n — количество расчетных точек на линиях; $j=0 \dots m-1$ — номер линии; m — количество расчетных сечений световых линий; j — номер линии ($0 < j < (m-1)$ — число кривых); $R_{(i,j)} \cdot \cos \varphi_i$ — координата i -ой точки j -ой линии по оси OX исходного контура режущего лезвия; $R_{(i,j)} \cdot \sin \varphi_i$ — координата i -ой точки j -ой линии по оси OY исходного контура режущего лезвия.

В ходе проведения экспериментальных исследований с использованием видеозаписи профилограмм сканированием получены изображения «лазерных световых сечений», определены площадь поверхности F и объём U повреждений, полученных лезвиями инструмента непосредственно при резании. Анализ полученных экспериментальных данных и их статистическая обработка показали, что получаемые математические модели площади поверхности F и объёма U с 95% -й вероятностью адекватны.

В результате проведенных экспериментальных исследований обрабатываемости жаропрочных ста-

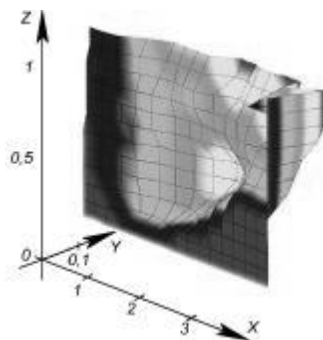
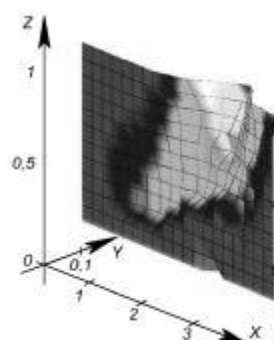
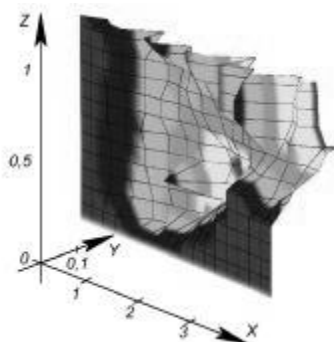
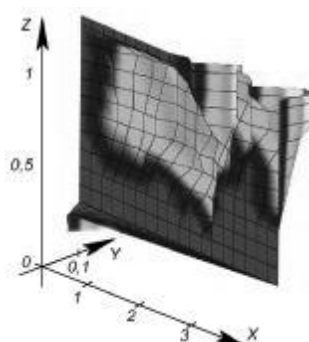
лей и сплавов при реализации комплекса полных факторных экспериментов $N=2^4$ и обработки данных лазерного сканирования лезвий инструмента получены математические модели удельной площади поверхности F_{yg} и удельного объёма U_{yg} накопленных повреждений (отнесенных к единице длины активной части режущей кромки инструмента). Модели параметров F_{yg} и U_{yg} адекватно (с 95% вероятностью) описывают зависимость повреждений лезвия от нормальных и касательных контактных напряжений на передней q_N , q_F и задней q'_N , q'_F поверхностях режущего клина и температуры θ применительно к точению хромоникелевых жаропрочных сталей и сплавов инструментом из металлокерамических твердых сплавов.

В общем виде уравнение регрессии для полученных моделей удельного объёма повреждений лезвий твердосплавного инструмента U_{yg} представлено ниже:

$$U_{yg} = A + B \cdot q_N(\alpha) + C \cdot \theta(\beta) + D \cdot q'_N(\delta) + \\ + E \cdot q_N(\alpha) \cdot \theta(\beta) + F \cdot q_N(\alpha) \cdot q'_N(\delta) + \\ + G \cdot q_N(\alpha) \cdot \theta(\beta) \cdot q'_N(\delta) + H \cdot q_N(\alpha) \cdot \\ \cdot q'_N(\delta) \cdot q'_F(\gamma) + K \cdot \theta(\beta) \cdot q'_N(\delta) \cdot q'_F(\gamma), \quad (3)$$

где $\alpha, \beta, \delta, \gamma$ — параметры уровней варьирования факторов q_N , q_F , θ , A, B, C, \dots, K — коэффициенты аппроксимирующего полинома.

Результаты проведенных экспериментальных исследований в виде 3D - моделей разрушений лезвий инструментов из металлокерамических твердых сплавов Т15К6, ВК6, ВК8 при точении жаропрочных сталей и сплавов Х12Н22ТЗМР, ХН56ВМТЮ-ВД, 35ХНМА, Х16Н25Г7АР представлены на рис. 7. Анализ полученных моделей U_{yg} и обобщение данных эксперимен-

а) $F=3,785 \text{ мм}^2$; $U=0,396 \text{ мм}^3$ б) $F=7,632 \text{ мм}^2$; $U=0,358 \text{ мм}^3$ в) $F=4,311 \text{ мм}^2$; $U=0,192 \text{ мм}^3$ г) $F=4,308 \text{ мм}^2$; $U=0,396 \text{ мм}^3$

F —площадь поверхности разрушения лезвия; U —объем повреждений лезвий инструмента

Рис. 7. 3D-модели разрушений лезвий режущих инструментов при точении жаропрочных сталей и сплавов:

а) ХН56ВМТЮ-ВД-[ВК6М]; б) Х12Н22ТЗМР-[ВК8];

в) 35ХНМА-[ВК6М]; г) Х16Н25Г7АР-[Т15К6] (по данным лазерного сканирования)

тальных исследований показали, что при точении твердосплавным инструментом хромоникелевых жаропрочных сталей и сплавов в диапазоне режимов резания, соответствующем образованию суставчатой стружки, выполняется соотношение: $E > (B+C) > [F+G+H+K]$. Таким образом, наиболее значимыми факторами, определяющими интенсивность разрушений при накоплении повреждений режущих лезвий, являются нормальные контактные напряжения q_n на передней поверхности и температура резания θ , сочетание которых оказывает решающее влияние на интенсивность разрушений и накопление повреждений твердосплавного инструмента при точении жаропрочных сталей и сплавов [5].

Полученные модели накопления повреждений твердосплавного инструмента принципиально позволяют дать оценку энергии разрушений режущих лезвий, что необходимо для прогнозирования прочности, работоспособности инструмента и разработки эффективных алгоритмов управления обработкой в условиях нестационарного резания при точении жаропрочных сталей и сплавов на станках с ЧПУ.

Заключение

Показано, что в процессе точения хромоникелевых жаропрочных сталей и сплавов при переходе от сливной к образованию суставчатой стружки изменяется характер повреждений лезвий твердосплавного режущего инструмента.

Установлено, что преобладающим видом отказов твердосплавного инструмента при точении высокопрочных труднообрабатываемых материалов с образованием суставчатой стружки вместо изнашивания

становится накопление повреждений в виде множественных усталостных и смешанных разрушений режущих лезвий.

При оценке повреждений инструмента лазерное сканирование обеспечивает определение комплекса геометрических параметров и получение моделей объема разрушенного инструментального материала и площади поверхности, образовавшейся при разрушениях режущих лезвий.

Полученные модели позволяют дать оценку интенсивности накопления повреждений, что необходимо для определения энергии разрушений лезвий твердосплавного инструмента и прогнозирования его работоспособности в условиях нестационарного резания при точении жаропрочных сталей и сплавов на станках, оснащенных системами ЧПУ класса PCNC.

Библиографический список

1. Полетика, М.Ф. Стружкообразование при обработке жаропрочного сплава [Текст] / М.Ф. Полетика, А.И. Афонасов, А.А. Ласуков // Труды XIII научной конференции, посвященной 100-летию начала учеб. занятий ТПУ — Филиал ТПУ, Юрга, 2000. — С. 95.
2. Некрасов, Ю.И. Модель деформирования срезаемого слоя при точении с образованием суставчатой и элементной стружки [Текст] / Ю.И. Некрасов // Новые материалы, неразрушающий контроль и наукоемкие технологии в машиностроении: материалы III Международной научно-технической конференции. — Тюмень: Феликс, 2005. — С. 144 — 150.
3. Некрасов, Ю.И. Моделирование разрушений при оценке ресурса режущего инструмента из металлокерамических твердых сплавов [Текст] / Ю.И. Некрасов, У.С. Путилова // Акту-

альные проблемы современной науки: труды 2-го Международного форума (7-й Международной конференции). — Самара: СГТУ, 2006. — С. 117–119.

4. А.С. 1089539, G 02 В 27/17. Сканирующее устройство [Текст] / Ю.И. Некрасов, В.Н. Долгушин, И.А. Еремеев (СССР). — № 3588991; заявл. 08.02.1983; опубл. 03.01.1984, Бюл. № 16. — 2 с.: ил.

5. Некрасов, Ю.И. Лазерная нанометрия деформирования режущего инструмента [Текст] / Ю.И. Некрасов. — Тюмень: ТюмГНГУ, 2008. — 158 с.

НЕКРАСОВ Юрий Иннокентьевич, кандидат технических наук, профессор кафедры технологии машиностроения.

Адрес для переписки: 625000, г. Тюмень, ул. Володарского, 38.

Статья поступила в редакцию 02.06.2010 г.

© Ю. И. Некрасов

УДК 621.914

**Л. О. ШТРИПЛИНГ
М. Г. ПОПОВ**

Омский государственный
технический университет

Омский государственный
институт сервиса

ПРИМЕНЕНИЕ ВЫСОКОСКОРОСТНОГО ФРЕЗЕРОВАНИЯ ТОЧНЫХ ОТВЕРСТИЙ ДЛЯ СОВЕРШЕНСТВОВАНИЯ ТЕХНОЛОГИИ ПРОИЗВОДСТВА КОРПУСНЫХ ИЗДЕЛИЙ ИЗ АЛЮМИНИЯ

Рассмотрено применение высокоскоростной обработки (ВСО) точных отверстий при производстве корпусных изделий из алюминия, повышающее качество и скорость их изготовления. Обосновывается эффективность применения данного метода при изготовлении небольших партий изделий. Проводится экспериментальное исследование геометрии и шероховатости точных отверстий, получаемых методом ВСО фрезерованием, а также измерения износа режущих кромок фрез в зависимости от времени их работы.

Ключевые слова: высокоскоростная обработка резанием, фрезерование, точные отверстия.

Корпусные изделия авиационного назначения, выпускаемые ОАО «Высокие технологии», например, корпуса регулятора топлива, масляного насоса для самолетов Су-27, Су-33, МиГ-29 имеют большое количество отверстий и различных диаметров, достигающее 200 шт., к которым предъявляют высокие требования по точности и геометрической форме. Обработка отверстий занимает до 95% процентов времени обработки всего корпуса.

Резервом к сокращению времени обработки может быть применение высокоскоростной обработки фрезерованием (ВСО) [1–2].

Фрезерование имеет ряд достоинств по сравнению с традиционными методами, применяемыми в настоящее время, основными из которых являются:

- сокращает количество требуемого инструмента для обработки, что разгружает инструментальный магазин станка от большого количества расточных головок, позволяя объединить значительное количество операций механической обработки в одном установе;

- при применении систем активного контроля станка (контактных датчиков типа Renishaw) с последующей коррекцией инструмента позволяет без предварительной проверки снимать изделие по окончании цикла обработки, что существенно сокращает время изготовления;

- стоимость фрез для ВСО в разы ниже, чем стоимость расточных головок, а при приобретении современного заточного оборудования еще более снижает затраты на переточку и изготовление инструмента.

Однако у ВСО существуют и недостатки, сдерживающие возможности его массового применения, которые также необходимо учитывать для правильного выбора между данными методами:

- износ инструмента влияет на отклонения формы отверстия, при несвоевременной замене концевых фрез начинают проявляться отклонения в геометрии обработанных отверстий (чаще всего конусность);

- обработка точных отверстий скоростным фрезерованием требует наличия программного обеспечения для ВСО и соответствующего дорогостоящего обрабатывающего оборудования с высокой точностью позиционирования (в пределах 2–4 мкм);

- сложность применения ВСО точных элементов для сталей и других, сложно обрабатываемых материалов из-за низкой стойкости инструмента и сложности получения заданной шероховатости;

- сложность обработки глубоких отверстий фрезерованием (глубиной $\geq 5d$ мм и более).

Учитывая возможности современного, сверхточно обрабатывающего оборудования на ОАО «Высокие

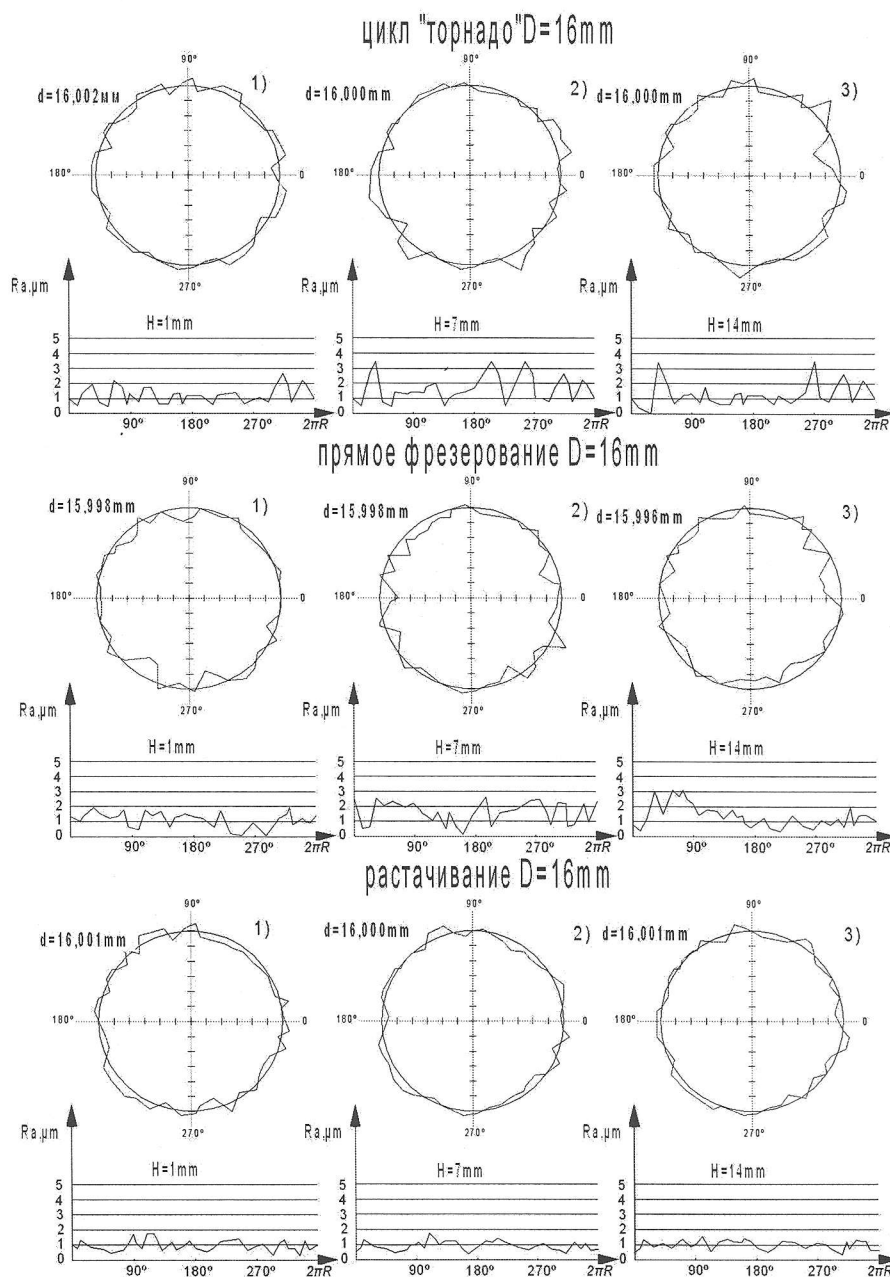


Рис. 3. Результаты проверки на Talysond-365 геометрии и шероховатости отверстий, обработанных ВСО фрезерованием и растачиванием

Оценим шероховатость и геометрию получаемых поверхностей при применении ВСО. С данной целью был проведен эксперимент по определению качества получаемой геометрии поверхности и ее шероховатости в зависимости от стратегии ВСО, а также обработки методом растачивания.

В алюминиевой заготовке были отфрезерованы 2 отверстия на $\varnothing 16\text{ mm}$, прямым фрезерованием и по «торнадо» при одинаковых скоростях и подаче на зуб фрезы, глубиной 15 мм, одно отверстие $\varnothing 16\text{ mm}$ было расточено обычным резцом. Обработка отверстий производилась фрезой $\varnothing 12$ для ВСО алюминия фирмы $\varnothing 12\text{ STOCK}$ (Германия) (DIN6527 K, № 74520), количество зубьев 2 (рис. 2). Измерения геометрических отклонений и шероховатости отверстий проводились с помощью кругломера фирмы «Taylor-hobson» Talysond-365.

Перед чистовой обработкой все отверстия были расфрезерованы на диаметр 15,9 мм. Измерения

геометрии отверстий производились в 3-х сечениях на протяжении всей глубины методом постоянного сканирования. На рис. 3 графически показана форма геометрии в сечениях, ниже приведены их развертки с числовым значением отклонений. Результаты проведенных измерений, представленные на рис. 3, показали, что оба способа ВСО обработки фрезами уложились в заданную шероховатость и отклонения формы отверстия, однако полученный фактический диаметр отверстия при прямом фрезеровании и цикле «торнадо» был различен (среднее значение диаметра отверстия при прямом фрезеровании составило $D = 15,996\text{ mm}$, а при «торнадо» $D = 16,001\text{ mm}$) (рис. 3).

Проверка геометрии полученных отверстий показала полную обоснованность применения метода ВСО для получения точных диаметров и возможность замены им растачивания.

Одним из препятствий для продвижения ВСО при изготовлении точных элементов всегда являлся износ

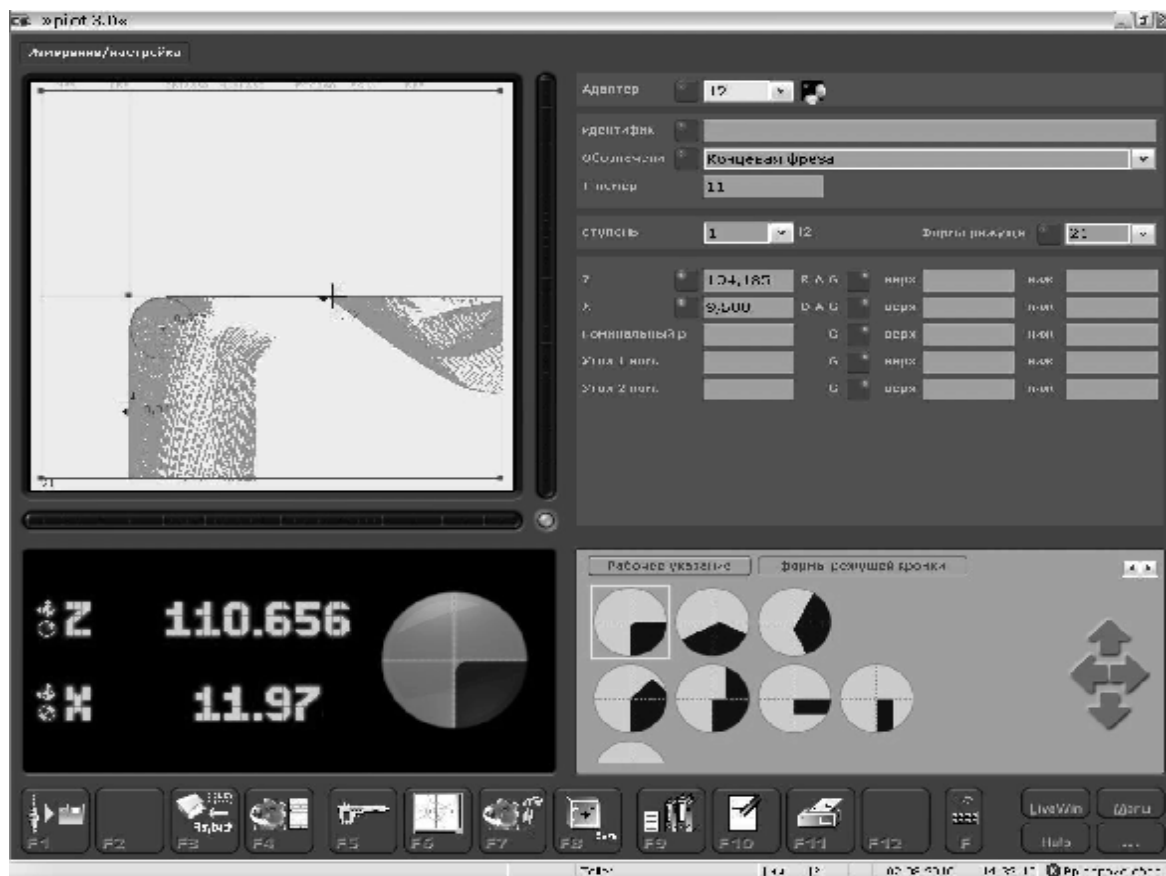


Рис. 4. Процесс обмера концевой фрезы STOCK Ø12 на приборе Zoller

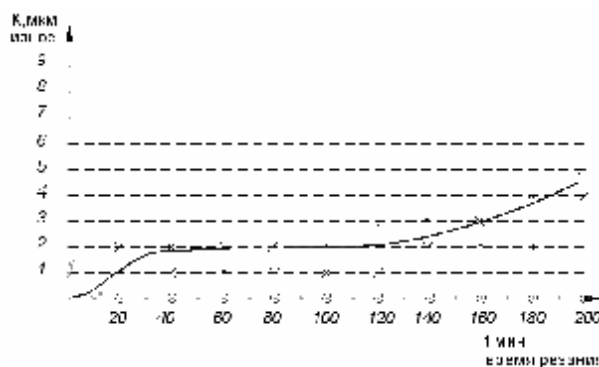


Рис. 5. Зависимость износа твердосплавных фрез для ВСО от времени резания

режущих кромок инструмента, что в отличие от растачивания приводит к отклонениям в геометрии получаемой поверхности.

Для определения зависимости износа инструмента от времени его работы были произведены измерения трёх твердосплавных фрез фирмы STOCK (Германия) Ø12. Все измерения износа инструмента проводились на приборе фирмы Zoller (Германия) позволяющем отслеживать изменения в геометрии инструмента с точностью до 1 мкм (рис. 4). Работа фрез фиксировалась на основании данных станка, позволяющего отслеживать время резания для каждого инструмента.

Все фрезы использовались в основном для чистовой обработки точных диаметров, корпусных изделий из алюминия, по стратегии «торнадо». Режимы резания соответствовали рекомендуемым произ-

водителем для данного типа фрез: скорости резания $V_c = 400$ м/мин, и подаче $F_z = 0,03$ мм/зуб [3]. Применяемое охлаждение – эмульсия на водной основе. Измерения износа режущих кромок фрезы производились через каждые 20 минут резания. Начальный замеренный диаметр всех новых фрез перед началом обработки составил Ø11,97 (рис. 4). Результат зависимости времени резания и износа инструмента представлен в виде графика на рисунке 5. Как видно из рисунка, износ фрез в течение 160 мин обеспечивает обработку отверстий с допусками от 15 мкм, что позволяет обработать в среднем более 320 различных диаметров без переналадок.

Анализ эффективности применения ВСО фрезами проведен на корпусе, имеющем 103 различных отверстия, 95 из них были обработаны фрезерованием, что сократило время обработки с 69 до 54 минут

Таблица 1

Сравнение времени обработки отверстий методом растачивания и ВСО фрезерованием

	Растачивание	ВСО фрезерованием
Общее количество используемого инструмента, шт.	9	5
Общее количество используемого вспомогательного инструмента (комплект).	9	5
Кол-во смен инструмента	9	4
Фактическое время смены инструмента, сек.	8	8
Фактическое время обработки, сек.	123	130
Общее время обработки, сек.	195	162

(22% от времени обработки всех отверстий). Все геометрические отклонения при ВСО удерживались в допуске от 2 до 5 мкм.

УДК 621.9.08

ОЦЕНКА ВОЗМОЖНОСТИ КОМПЕНСАЦИИ ПОГРЕШНОСТЕЙ МЕХАНИЧЕСКОЙ ОБРАБОТКИ ПРИ ФРЕЗЕРОВАНИИ ГРАНИ ДЕТАЛИ НА СТАНКЕ С ЧПУ

Рассмотрена возможность обеспечения стабильного качества фрезерования граней деталей в условиях гибкого производственного модуля. Приведена математическая модель для определения составляющих погрешностей обработки на основе результатов координатных измерений с помощью измерительной головки. Рассмотрены возможности компенсации погрешностей, возникающих в процессе обработки, и условия для их реализации.

Ключевые слова: точность, механическая обработка, погрешность обработки, гибкий производственный модуль, автоматический контроль.

При реализации принципа безлюдной технологии в гибких механообрабатывающих производственных системах необходимо решать задачу автоматизации контроля результатов обработки с целью стабилизации качества технологического процесса. Основным средством измерения результатов обработки деталей на станках с ЧПУ являются системы с измерительными головками. Однако эффективность использования таких систем в значительной мере определяется

Полученные данные показывают перспективность замены растачивания ВСО фрезерованием, что ведет к повышению эффективности производства.

Библиографический список

1. Виттингтон, К. Высокоскоростная механообработка / К. Виттингтон, В. Власов // САПР и графика. — 2002. — № 11. — С. 43—51.
2. Segerlin, C. High Speed Cutting / C. Segerlin // Cutting Tool Engineering. — 2006. — Vol. 58, № 12. — С. 36—39
3. Каталог инструмента фирмы STOCK. — Режим доступа: http://www.transetspb.ru/transet/stock/FRA_RU.pdf [Дата обращения: 01.08.2010].\

ШТРИПЛИНГ Лев Оттович, доктор технических наук, профессор (Россия), заведующий кафедрой «Промышленная экология и безопасность» Омского государственного технического университета.

ПОПОВ Максим Геннадьевич, аспирант кафедры «Прикладная информатика и математика» Омского государственного института сервиса, мастер-наладчик в ОАО «Высокие технологии».

Адрес для переписки: e-mail: maxiimum@rambler.ru

Статья поступила в редакцию 17.08.2010 г.

© Л. О. Штриплинг, М. Г. Попов

И. В. ЛАЗАРЕНКО
А. В. ФЕДОТОВ

Омский государственный
технический университет

алгоритмами управления процессом обработки на основе полученных результатов измерений [1].

Рассмотрим возможность совершенствования алгоритмов управления процессом обработки в гибком производственном модуле в случае фрезерования плоской грани детали на многооперационном станке с ЧПУ. Наиболее распространенная схема фрезерования представлена на рис. 1. Грань 1 детали обрабатывается торцевой фрезой 2. Для формали-

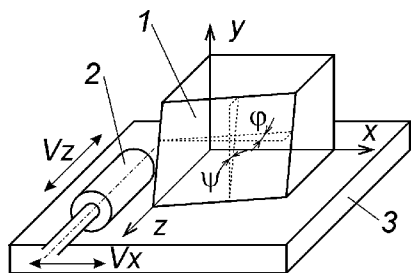


Рис. 1. Схема фрезерования грани

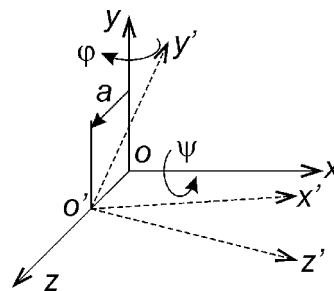


Рис. 2. Смещенная система координат

зации описания свяжем с деталью систему координат OXYZ (система координат детали). Размерная подача фрезы осуществляется вдоль оси OZ. При фрезеровании грани фреза перемещается вдоль координат OX и OY (рабочая подача инструмента).

В процессе обработки возникают следующие основные погрешности обработки [2]:

- смещение обрабатываемой грани в направлении оси OZ, что влечет погрешность размера детали от базовой поверхности в направлении OZ;
- поворот грани вокруг оси OY на угол φ за счет непараллельности движения инструмента оси OX;
- поворот грани вокруг оси OX на угол ψ за счет непараллельности движения инструмента оси OY.

Погрешности обработки могут привести и к повороту обработанной грани вокруг оси OZ. Однако влияние этих погрешностей практически не скажется на геометрии обработанной грани. Поэтому в дальнейшем данную составляющую мы учитывать не будем.

Если после предварительной обработки грани на основе результатов измерения ее положения определить перечисленные погрешности, то их можно компенсировать в ходе окончательной обработки, обеспечив стабильную точность обработанных деталей. Компенсация линейных смещений вдоль оси OZ возможна путем коррекции управляющей программы станка. Для компенсации поворотов нужны поворотные столы или специальные управляемые приспособления, устанавливаемые на столе станка.

Для определения алгоритма управления обработкой на станке составим математическую модель для рассматриваемого случая (рис. 2). При проектировании процесса обработки (разработке управляющей программы станка) система координат детали OXYZ обычно выбирается параллельной системе координат станка. Изменение положения обработанной грани можно описать через смещенную систему координат O'X'Y'Z'.

Рассмотренные выше погрешности обработки приведут к тому, что система координат обработанной грани O'X'Y'Z' займет новое положение за счет смещения вдоль оси OZ и поворотов вокруг осей OY и OX исходной системы координат OXYZ.

Контроль положения обработанной грани в координатной системе станка возможен путем измерения координат отдельных контрольных точек, лежащих на поверхности контролируемой грани. Следовательно, задача описания модели сводится к установлению связи между координатами контрольных точек на поверхности грани и величинами линейного смещения a и поворотов φ и ψ .

Эти смещения можно описать матрицей:

$$M_{yx} = \begin{vmatrix} \cos\varphi & 0 & \sin\varphi & 0 \\ \sin\varphi * \sin\psi & \cos\psi & -\cos\varphi * \sin\psi & 0 \\ -\sin\varphi * \cos\psi & \sin\psi & \cos\varphi * \cos\psi & a \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{vmatrix}. \quad (1)$$

Матрица M_{yx} составлена для поворотов вокруг оси OY затем вокруг OX. Выбор последовательности поворотов при описании модели определяет в дальнейшем требуемую последовательность корректирующих поворотов для приведения смещенной системы координат в исходное положение.

Если задать контрольную точку в исходной системе координат детали:

$$K = \begin{vmatrix} x \\ y \\ z \end{vmatrix}, \quad (2)$$

то на смещенной грани она займет новое положение:

$$K_k = M_{yx} * K = \begin{vmatrix} x * \cos\varphi + z * \sin\varphi \\ x * \sin\varphi * \sin\psi + y * \cos\psi - z * \cos\varphi * \sin\psi \\ -x * \sin\varphi * \cos\psi + y * \sin\psi + z * \cos\varphi * \cos\psi + a \end{vmatrix}. \quad (3)$$

При измерении координат с использованием измерительной головки мы получаем значение координаты z контрольной точки на смещенной грани. В результате можно составить уравнение вида:

$$z_{ki} = -x_i * \sin\varphi * \cos\psi + y_i * \sin\psi + z_i + a, \quad (4)$$

где x_i, y_i, z_i — координаты контрольной точки в исходной системе координат детали, z_{ki} — измеренная координата по оси OZ контрольной точки.

Строго говоря, приведенная выше формула не учитывает изменение координат x и y при смещении контролируемой грани. Однако в работе [3] показано, что такое упрощение вполне допустимо.

Измеряя координаты z_k для трех контрольных точек на смещенной грани можно составить систему из трех уравнений с тремя неизвестными. Решение этой системы позволяет установить связь между параметрами a, ψ, φ смещения грани и результатами измерения координат контрольных точек.

Получаемая система содержит трансцендентные уравнения и ее аналитическое решение невозможно. Поскольку мы рассматриваем техническую задачу, то допустимо решение искать численным методом в каждом конкретном случае. Проведенные нами вычисления показали, что численным методом система уравнений решается во всем диапазоне

Результаты моделирования

Исходные смещения	Характер данных, мм	Координата Z_k контрольной точки			
		1	2	3	4
$a=0,3$ мм	Смещение	-0,704303852	-5,689980882	1,304303852	6,289980882
1. $\psi=0,05$	Коррекция	0,0043074000	-0,0100155628	-0,0043073998	0,0100155632
2. $\varphi=0,07$	Ошибка	-0,004	0,010	0,004	-0,010
$a=0,3$ мм	Смещение	-0,693813386	-5,691730314	1,293813386	6,291730314
1. $\psi=0,07$	Коррекция	-0,0166422067	-0,0065510873	0,0166422067	0,0065510867
2. $\varphi=0,05$	Ошибка	-0,017	0,007	-0,017	-0,007
$a=0,3$ мм	Смещение	-0,704303852	-5,689980882	1,304303852	6,289980882
1. $\psi=0,05$	Коррекция	-0,175517935	0,0175569062	0,1755179352	-0,0175569058
2. $\varphi=0,07$	Ошибка	0,176	-0,018	-0,176	0,018
3. $\alpha=0,03$	Смещение	-0,175517935	0,0175569062	0,1755179352	-0,0175569058
Результат предыдущей коррекции	Коррекция	0,000446019	0,00525254188	-0,000446019	-0,00525254168
	Ошибка	0,0005	0,005	-0,0005	-0,005

возможных исходных данных. Недостатком численного решения является сложный алгоритм и рост требований к вычислительным ресурсам системы управления.

Исследуем возможность получения приближенного аналитического решения поставленной задачи. Поскольку при реализации модели применительно к обработке на станке мы будем иметь дело с малыми величинами a , φ , ψ (это погрешности, которые в принципе должны быть малы), то возможно упрощение исходных уравнений.

Выполненные нами исследования показали, что при замене тригонометрических функций их аргументами:

$$\sin \varphi = \varphi; \sin \psi = \psi; \cos \varphi = 1; \cos \psi = 1 \quad (5)$$

возникающая погрешность в пределах угла $\varphi < 0,1$ рад, $\psi < 0,1$ рад не превосходит 0,5%, что можно считать приемлемым для инженерных расчетов.

При использовании предлагаемой замены исходные уравнения для измеренных координат существенно упрощаются:

$$z_{ki} = -x_i * \varphi + y_i * \psi + z_i + a \quad (6)$$

Новая система уравнений позволяет получить аналитическое решение:

$$a = -\frac{1}{P}(y_3 * x_2 * z_1 - y_3 * x_2 * z_{k1} + y_3 * x_{k2} * x_1 - z_3 * y_1 * x_2 + z_{k3} * y_1 * x_2 - z_{k2} * y_1 * x_3 + z_2 * y_1 * x_3 + y_2 * z_{k1} * x_3 - y_2 * z_1 * x_3 - y_2 * x_1 * z_{k3} + y_2 * x_1 * z_3 - z_2 * x_1 * y_3); \quad (7)$$

$$\varphi = -\frac{1}{P}(z_1 * y_3 - y_3 * z_{k1} - y_1 * z_3 + z_{k3} * y_1 - z_1 * y_2 - y_2 * z_{k3} - y_3 * z_2 - y_1 * z_{k2} + z_{k2} * y_3 + y_1 * z_2 + z_{k1} * y_2 + z_3 * y_2); \quad (8)$$

$$\psi = -\frac{1}{P}(x_1 * z_2 - z_{k2} * x_1 + z_1 * x_3 - x_2 * z_1 - z_{k3} * x_2 - x_3 * z_2 + x_3 * z_{k2} - z_{k1} * x_3 + x_2 * z_{k1} - x_1 * z_3 + x_1 * z_{k3} + z_3 * x_2); \quad (9)$$

где $P = y_1 * x_3 - y_1 * x_2 - x_3 * y_2 + x_1 * y_2 - x_1 * y_3 + y_3 * x_2$.

Проверим полученный результат с использованием численного эксперимента. Для выполнения математического эксперимента использована математическая система Maple. В качестве объекта эксперимента выбрана грань параллелепипеда, заданная контрольными точками:

$$K = \begin{vmatrix} 50 & 50 & -50 & -50 \\ 50 & -50 & -50 & 50 \\ 0 & 0 & 0 & 0 \\ 1 & 1 & 1 & 1 \end{vmatrix}. \quad (10)$$

Зададим смещение грани $a=0$; $\varphi=0,005$; $\psi=0,008$ и, используя матрицу смещений, смоделируем новые значения координат выбранных точек на поверхности грани:

$$K_k = \begin{vmatrix} 50.00137497 & 49.99737503 & -50.00137497 & -49.99737503 \\ 49.99840001 & -49.99840001 & -49.99840001 & 49.99840001 \\ 0.1499917750 & -0.6499896918 & -0.1499917750 & 0.6499896918 \\ 1 & 1 & 1 & 1 \end{vmatrix} \quad (11)$$

За результаты измерений примем смещение трех точек вдоль координатной оси OZ:

$$\begin{aligned} Z_{k1} &= 0,149991775; \\ Z_{k2} &= -0,6499896918; \\ Z_{k3} &= -0,149991775; \end{aligned} \quad (12)$$

Рассчитаем параметры смещения, используя предлагаемую модель.

Получены следующие результаты расчета:

$$\begin{aligned} a &= 0; \\ \varphi &= 0,00499998; \\ \psi &= 0,007999815. \end{aligned}$$

Результат хорошо совпадает с условиями эксперимента, погрешность не превышает 10^{-5} . С использованием описанного подхода было выполнено расширенное моделирование для случая коррекции положения обрабатываемой грани. При моделировании положения смещенной грани и координат контрольных точек на ней рассмотрены три случая:

— грань смещается на величину a вдоль координатной оси OZ и поворачивается на углы φ и ψ вокруг осей OY и OX, соответственно;

— грань смещается на величину a вдоль координатной оси OZ и поворачивается вокруг осей OX и OY в последовательности, обратной предыдущему случаю;

— грань смещается на величину a вдоль координатной оси OZ и поворачивается на углы ψ , φ , a вокруг осей OX, OY, OZ соответственно.

Последний случай позволяет оценить влияние поворота вокруг оси OZ на результат коррекции. Изначально учетом влияния этого поворота мы

пренебрегли для упрощения математической модели.

Исходные контрольные точки приняты те же, что и выше. Положение контрольных точек на смещенной грани определялось как:

$$K_k = M_i * K, \quad (13)$$

где M_i — матрица 4x4 смещений для рассматриваемого случая. В качестве результатов измерения с помощью измерительной головки приняты координаты z_{ki} матрицы K_k для координат смещенных точек. С использованием этих координат составлялись и решались уравнения вида:

$$z_{ki} = -x_i * \varphi + y_i * \psi + z_i + a, \quad (14)$$

с целью определения неизвестных a, ψ, φ .

Для моделирования процесса коррекции положения грани путем ее последовательного сдвига на величину a вдоль оси OZ и поворотов на углы ψ и φ вокруг осей OX и OY (последовательность поворотов однозначно определяется расчетной моделью) определена матрица коррекции:

$$T_{xy} = [M_{xy}]^{-1} = \begin{bmatrix} \cos\varphi & \sin\psi * \sin\varphi & \cos\psi * \sin\varphi & 0 \\ 0 & \cos\psi & -\sin\psi & 0 \\ -\sin\varphi & \sin\psi * \cos\varphi & \cos\psi * \cos\varphi & a \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix}. \quad (15)$$

С использованием матрицы коррекции определены результаты коррекции — координаты контрольных точек в скорректированном положении. Координаты контрольных точек на грани после ее корректирующих смещений:

$$K_p = T_{xy} * K_k. \quad (16)$$

При полной коррекции эти координаты должны совпадать с исходными координатами контрольных точек. Погрешность коррекции определится разностью координат исходных контрольных точек и аналогичных точек на грани, положение которой скорректировано:

$$R = K - K_p, \quad (17)$$

где R — матрица ошибок, K — матрица исходных координат базовых точек, K_p — матрица координат контрольных точек на смещенной грани.

При оценке результатов коррекции нас интересуют погрешности в направлении размерной подачи инструмента, т. е. в направлении оси OZ, которую мы и будем учитывать в дальнейшем.

Результаты моделирования приведены в табл. 1. Величина ошибки округлена с точностью до одного

микрометра. Из таблицы следует, что даже при начальных смещениях отдельных точек грани вследствие погрешностей до 6 мм, погрешность после коррекции не превышает 0,02 мм, если отсутствовал поворот вокруг оси OZ, параллельной оси шпинделя станка.

В том случае, когда возникает поворот грани вокруг оси OZ можно провести повторную коррекцию. В этом случае результирующая погрешность не превышает 6 мкм.

Таким образом, предлагаемый подход позволяет осуществить коррекцию положения обрабатываемой грани детали на станке с ЧПУ с целью компенсации возникающих погрешностей обработки, что, в конечном счете, позволит стабилизировать качество автоматического процесса механической обработки в условиях ГПМ. Реализация линейных корректирующих перемещений возможна путем коррекции управляющей программы станка. Для реализации угловых корректирующих перемещений необходимы дополнительные средства: точные поворотные столы или дополнительные управляемые приспособления для корректирующих поворотов детали. Такие приспособления могут стать частью системы автоматического контроля на станке с ЧПУ, подобно приборам активного контроля, получившим широкое распространение в массовом машиностроении и приборостроении.

Библиографический список

1. Ибатуллин, А.А. Модели и алгоритмы управления точностью механической обработки в гибких производственных модулях [Текст]: дис. канд. тех. наук: 05.13.06, 05.13.18: защищена 24.12.04; утв. 08.04.05 / Ибатуллин Альберт Амирович. — Новокузнецк, 2004. — 198 с.
2. Гжиров, Р.И. Программирование обработки на станках с ЧПУ [Текст]: справ. / Р.И. Гжиров, П.П. Серебrenицкий. — Л.: Машиностроение, 1990. — 588 с.
3. Хомченко, В.Г. Математическое обеспечение для САП ЧПУ при управлении точностью обработки [Текст] / В.Г. Хомченко, А.В. Федотов. — Омск: ОмГТУ, 2006. — 89 с. — Деп. в ВИНТИ 20.04.2006, № 532-B2006.

ЛАЗАРЕНКО Ирина Валерьевна, аспирант и ассистент кафедры автоматизации и робототехники.

ФЕДОТОВ Алексей Васильевич, кандидат технических наук, доцент кафедры автоматизации и робототехники.

Адрес для переписки: e-mail: LIUW@mail.ru

Статья поступила в редакцию 24.05.2010 г.

© И. В. Лазаренко, А. В. Федотов

Книжная полка

ББК 72/Я47

Яковлев, А. Б. История и методология науки и производства [Текст]: конспект лекций / А. Б. Яковлев; ОмГТУ. — Омск, 2010. — 94 с. — Библиогр.: с. 93. — ISBN 978-5-8149-0900-8.

Конспект лекций составлен в соответствии с учебным планом направления подготовки магистров 160100.68 «Авиа- и ракетостроение». Предназначен для подготовки к экзамену по дисциплине федерального компонента гос. образовательного стандарта «История и методология науки и производства» с учетом специфики направления (технические науки).

СИНТЕЗ МЕХАНИЗМА С ШЕСТИЗВЕННОЙ ЧЕТЫРЁХПОВОДКОВОЙ СТРУКТУРНОЙ ГРУППОЙ С ЗАДАННОЙ ДЛИТЕЛЬНОСТЬЮ ВЫСТОЯ ВЫХОДНОГО ЗВЕНА

Разработан метод синтеза механизма с шестизвеной четырёхповодковой структурной группой, обеспечивающий выстой выходного звена по заданной циклограмме. Получение выстоя обеспечено совместным использованием метода предельных положений звеньев и метода синтеза направляющих механизмов. Метод может быть использован при проектировании цикловых машин-автоматов с остановкой рабочего органа.

Ключевые слова: плоский рычажный механизм, шестизвеной четырёхповодковой структурная группа, синтез, выстой, циклограмма, шатунная кривая.

Для создания цикловых машин-автоматов, выполняющих непрерывный процесс в поточных производственных линиях, необходимо использовать механизмы, обеспечивающие остановку рабочего органа технологической машины в течение определённой части цикла. Применяемые для этого кулачковые механизмы обладают рядом недостатков, поэтому высок интерес к проектированию рычажных механизмов с приближённым выстоем выходного звена. Многие задачи синтеза плоских рычажных механизмов второго класса с выстоем решены. Однако вопросы использования механизмов, содержащих структурную группу третьего класса четвертого порядка, для получения выстоя выходного звена не рассмотрены. Причиной тому сложность кинематического анализа и синтеза механизмов высоких классов.

Механизм с шестизвеной четырёхповодковой структурной группой (рис. 1) содержит два трёхпар-

ных звена, образующих между собой кинематическую пару, и четыре поводка, один из которых (поводок 4) принят в данной работе в качестве выходного звена. Такие механизмы обладают широкими кинематическими возможностями для обеспечения различных законов движения звеньев, в том числе и движения с выстоем выходного звена. Поэтому разработка методики синтеза механизмов, содержащих шестизвеной четырёхповодковую структурную группу, является актуальной задачей.

Для синтеза рычажного механизма с выстоем выходного звена заданной продолжительности используется совместно прямой (от входного звена к выходному) метод предельных положений, исследованный и изложенный в работах В. Г. Хомченко [1] и метод синтеза направляющих механизмов [2]. Целью синтеза механизма является получение приближённого выстоя выходного звена на заданном угле $\varphi_в$ поворота начального звена. Обозначим размеры кривошипа l_1 , длину звена $2 - l_2$. Предельное положение входной диады A_0B_0 совместим с серединой угла выстоя, направив по этой прямой координатную ось x , а ось y проведём перпендикулярно ей из центра шарнира O (рис. 2).

Абсцисса точки B_0 в предельном положении механизма

$$x_{B_0} = l_2 - l_1.$$

При условии симметричности положения A_1B_1 и A_2B_2 звена 2 в начале и в конце фазы выстоя характеризуются изменением угла наклона к оси x

$$\Delta\varphi_2 = \pm \arcsin \frac{l_1 \cdot \sin \frac{\varphi_в}{2}}{l_2}.$$

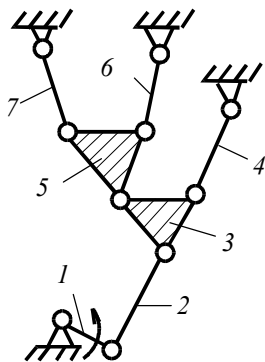


Рис. 1. Механизм с шестизвеной четырёхповодковой структурной группой основного вида

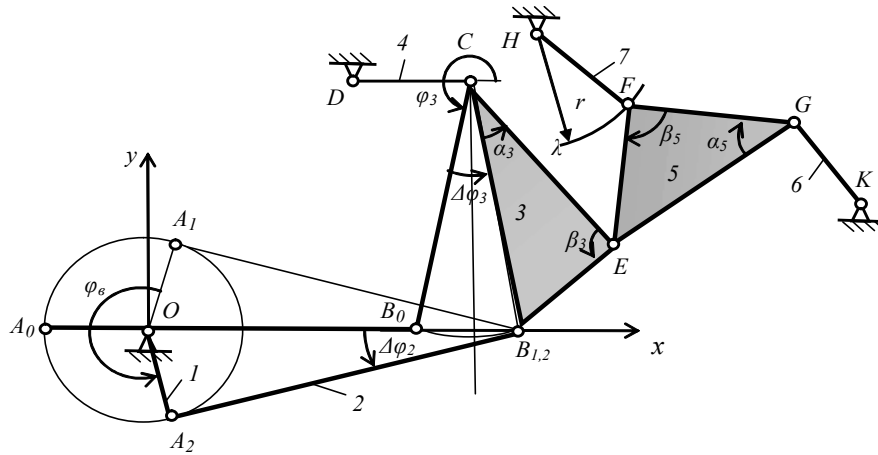


Рис. 2. Синтез механизма с шестизвенной четырёхповодковой структурной группой с выстоем выходного звена 4

Абсциссы точек B_1 и B_2 одинаковы и определяются равенством

$$x_{B_1} = l_2 \cdot \cos \Delta \varphi_2 - l_1 \cdot \cos \frac{\varphi_6}{2}.$$

Длина хорды

$$B_0B_1 = l_1(1 - \cos \frac{\varphi_6}{2}) - l_2 \cdot (1 - \cos \Delta \varphi_2).$$

Назначив длину b_3 стороны BC трёхпарного звена 3, определим размах этого звена на фазе выстоя

$$\Delta \varphi_3 = 2 \cdot \arcsin \frac{B_0B_{1,2}}{2b_3}.$$

В системе координат xOy положение точки C механизма в начале и в конце фазы выстоя определяется комплексным числом

$$R_C = l_2 - l_1 + b_3 \cdot e^{i \cdot k_1 \left(\frac{\pi}{2} - \frac{\Delta \varphi_3}{2} \right)}.$$

Здесь k_1 — коэффициент, который может принимать значения 1 или -1 в зависимости от требований компоновки механизма.

После задания размеров трёхпарного звена 3 $CE = l_3$, $BE = \alpha_3$ и угла α_3 положение точки E в середине фазы выстоя выразим комплексным числом

$$R_E = R_C + l_3 \cdot e^{i \cdot k_1 \left(\alpha_3 - \frac{\pi}{2} \right)}.$$

Дальнейший синтез механизма сводится к подбору из конструктивных соображений и присоединению к звену 3 кинематической цепи с параметрами, обеспечивающими приближение шатунной кривой точки E на некотором участке к дуге окружности с центральным углом, равным $\Delta \varphi_3$.

Выберем кинематическую цепь $HFGK$ в виде шарнирного четырёхзвенника с размерами $FG = l_5$, $EG = b_5$ и углом α_5 трёхпарного звена 5. Для создания благоприятных условий передачи движения направим сторону EG трёхпарного звена 5 под прямым углом к звену CE в средней части его выстоя. Из тех же соображений звено GK длиной l_6 расположим перпендикулярно EG . Положение центра шарнирной опоры K зададим комплексным числом

$$R_K = R_E + b_5 \cdot e^{i \cdot (\alpha_3 + k_2 \cdot \pi)} + l_6 \cdot e^{i \cdot (\alpha_3 + k_3 \cdot \frac{\pi}{2})},$$

где k_2 , k_3 — коэффициенты компоновки механизма, которые могут принимать значения $k_2 = 0$ или $k_2 = 1$, $k_3 = 1$ или $k_3 = -1$.

Для обеспечения наиболее точного позиционирования на фазе выстоя коромысла 4 применим метод синтеза направляющих механизмов [2]. Шарнир C условимся считать неподвижным. При изменении условно-обобщённой координаты φ_3 на величину $\Delta \varphi_3$ точки B и E будут двигаться по дугам окружностей, что обеспечит выстой выходного звена (коромысла 4) на заданном интервале изменения угла поворота кривошипа. Разомкнув кинематическую цепь $HFGK$ в шарнире F и считая отрезок CE входным звеном, построим шатунную кривую λ , которую описывает точка F при изменении условно-обобщённой координаты φ_3 на величину $\Delta \varphi_3$. Для построения шатунной кривой λ используем параметрические уравнения [3].

В выбранной системе координат положение точки E при изменяющейся угловой координате φ_3 определяется комплексным числом

$$R_E = R_C + l_3 \cdot e^{i \cdot (\varphi_3 + \alpha_3)},$$

а относительно опоры K разностью векторов

$$R_{KE} \cdot e^{i \varphi_{KE}} = R_E - R_K,$$

где R_{KE} — модуль, а φ_{KE} — аргумент комплексного числа. Угол между этим вектором и звеном 6

$$\delta = k_3 \cdot \arccos \frac{R_{KE}^2 + l_6^2 - b_5^2}{2 \cdot R_{KE} \cdot l_6}.$$

Координаты точки G определяются комплексным числом

$$R_G = R_K + l_6 \cdot e^{i \cdot (\varphi_{KE} + \delta)}.$$

Положение отрезка GE трёхпарного звена 5 найдётся как разность векторов

$$R_{GE} \cdot e^{i \varphi_{GE}} = R_E - R_G,$$

где R_{GE} — модуль, а φ_{GE} — аргумент комплексного числа. Координаты точки F определяются комплексным числом

$$R_F = R_G + l_5 \cdot e^{i \cdot (\varphi_{GE} - \alpha_5)}.$$

Варьируя размеры звеньев кинематической цепи, можно найти такие, при которых шатунная кривая

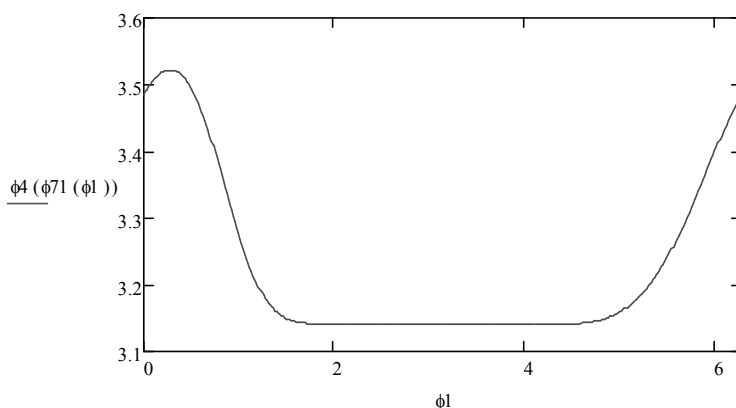


Рис. 3. Диаграмма перемещений выходного звена

точки F будет приближена на участке изменения угловой координаты $\Delta\varphi_3$ к дуге окружности с центральным углом $\Delta\varphi_7$. Определив центр и радиус кривизны дуги этой окружности, поместим в него центр шарнирной опоры H . При повороте звена 7 на угол $\Delta\varphi_7$ точка E будет двигаться по дуге окружности, шарнир C будет практически оставаться на месте, а звено 4 будет иметь приближённый выстой на заданном изменении угла поворота φ_7 кривошипа 1.

Подбором размеров четырёхзвенной кинематической цепи можно добиться требуемой точности позиционирования выходного звена. Таким образом, синтезирован механизм с шестизвенной четырёхповодковой структурной группой, в котором выходное звено имеет выстой на заданном значении φ_7 угла поворота кривошипа 1.

Для определения положений синтезированного механизма и получения закона движения выходного коромысла следует разомкнуть кинематическую пару B и, изменяя условно-обобщённую координату φ_7 , построить шатунную кривую точки B трёхпарного звена 3, используя параметрические уравнения $R_B(\varphi_7)$ [3]. Для любого значения угла поворота кривошипа φ_1 задача о положениях звеньев механизма сводится к решению уравнения

$$R_{AB} - l_2 = 0, \quad (1)$$

где R_{AB} — расстояние между точками A и B , определяемое как разность векторов

$$R_{AB} = R_B(\varphi_7) - R_A(\varphi_1).$$

Здесь $R_A(\varphi_1)$ — радиус-вектор центра шарнира A кривошипа, выражаемый комплексным числом

$$R_A(\varphi_1) = l_1 \cdot e^{i\varphi_1}.$$

Уравнение (1) можно решить итеративными методами, учитывая высокий порядок шатунной кривой точки B как алгебраической линии.

Пример. Для синтеза механизма с выстоем выходного звена на фазе $\varphi_7 = 160^\circ$ примем относительные размеры звеньев $l_1 = 1$, $l_2 = 1,6$, $b_3 = 2$, $l_3 = 1$, $\alpha_3 = 0$, $l_5 = 2$, $b_5 = 3$, $l_6 = 2$, $\alpha_5 = \pi/4$. При значении коэффициентов $k_1 = 1$, $k_2 = 0$, $k_3 = 1$ определены положение шарнирной опоры K ($x_K = 3,844$, $y_K = 2,985$), длина звена 7, равная радиусу кривизны шатунной кривой $l_7 = 1,358$ и положение центра шарнирной

опоры H ($x_H = 2,428$, $y_H = 0,929$). Закон движения коромысла 4 длиной $l_4 = 0,3$ представлен на графике (рис. 3), где угловые координаты φ_1 и φ_4 указаны в радианной мере. В результате синтеза получен механизм с выстоем выходного звена на заданном значении фазы выстоя.

К преимуществам предложенной методики синтеза механизмов относится возможность получать механизмы с остановкой выходного звена на предварительно заданной фазе выстоя. Составлена программа в среде Mathcad, с помощью которой можно в интерактивном режиме синтезировать механизмы, содержащие шестизвенную четырёхповодковую структурную группу основного вида с различными параметрами звеньев и различной компоновкой с приближённой остановкой выходного звена на требуемой фазе выстоя. Данная методика синтеза может быть использована при проектировании цикловых машин-автоматов с остановкой рабочего органа.

Библиографический список

1. Хомченко, В.Г. Проектирование плоских рычажных механизмов цикловых машин-автоматов и манипуляторов / В.Г. Хомченко. — Омск, 1995. — 152 с.
2. Артоболевский, И.И. Синтез плоских механизмов / И.И. Артоболевский, Н.И. Левитский, С.А. Черкудинов. — М.: Физматгиздат, 1959. — 1084 с.
3. Евдокимов, Ю.И. Параметрические уравнения шатунной кривой / Ю.И. Евдокимов // Совершенствование сельскохозяйственной техники для работы в условиях Сибири. — Новосибирск, 1980. — С. 126 — 131.

ХОМЧЕНКО Василий Герасимович, доктор технических наук, профессор, заведующий кафедрой автоматизации и робототехники Омского государственного технического университета.

ОСИПОВА Ольга Ивановна, доцент кафедры теоретической и прикладной механики Новосибирского государственного аграрного университета.

Адрес для переписки: 644050, г. Омск, пр. Мира, 11.

Статья поступила в редакцию 02.06.2010 г.

© В. Г. Хомченко, О. И. Осипова

Институт механики и машиноведения
им. академика У.А. Джолдасбекова,
г. Алматы, Казахстан

Атырауский инженерно-гуманитарный
институт, г. Атырау, Казахстан

Омский государственный
технический университет

ДИНАМИЧЕСКИЙ АНАЛИЗ ПОДЪЕМНЫХ МАШИН

Для теоретического исследования динамики подъемных машин, определения конструктивных параметров необходимо иметь расчетные механические модели. Этот выбор расчетной модели подъемной машины в каждом конкретном случае определяется кинематической схемой подъемного механизма и механическими свойствами его деталей и узлов. В данной статье для динамического исследования механизма подъемника использованы уравнения Лагранжа второго рода.

Ключевые слова: подъемные машины, динамика, уравнения Лагранжа.

Для изучения динамики подъемных машин необходимо иметь расчетные механические модели, с достаточной точностью описывающие свойства реальных машин. Выбор расчетной модели в каждом конкретном случае определяется кинематической схемой подъемной машины и механическими свойствами (инерционными, упругими, диссипативными и т. п.) его деталей, узлов, типом и характеристиками приводов, а также необходимой точностью проводимых расчетов.

В наиболее простых моделях считается, что все детали механизма подъемника абсолютно твердые тела. Кинематические пары предполагаются идеальными, трением в них пренебрегается. Эти модели с приемлемой степенью точности отражают свойства реальных машин [1 – 2].

В исследовании динамики механических систем одним из возможных методов описания динамической модели является метод, основанный на использовании уравнений Лагранжа второго рода. Этот ме-

тод применим для любых голономных механических систем с конечным числом степеней свободы, в том числе и для систем, содержащих деформируемые элементы (пружины, упругие стержни и т. п.), если можно пренебречь их инерционностью.

В качестве уравнения движения механизма подъемника, кинематическая схема которого показана на рис. 1, могут применяться другие формы уравнений динамики: уравнения Гамильтона, уравнение Рауса, уравнение Эйлера-Лагранжа и др. [3 – 4]. Уравнения движения могут быть составлены также путем применения к отдельным элементам механизма теорем механики об изменении количества движения и момента количества движения. Существуют также подходы к описанию динамики подъемников, не требующие составления дифференциальных уравнений движения, а основанные на непосредственном использовании вариационных принципов механики [2, 5].

В случае многосвязных подъемных машин реализация любого из методов составления уравнений движения приводит к необходимости выполнять сложные аналитические выкладки. Сами же уравнения получаются очень громоздкими. В связи с этим перспективным представляется использование ЭВМ для проведения аналитических преобразований при составлении уравнений движения.

Вывод уравнений динамики движения методом Лагранжа-Эйлера отличается простотой и единством подхода. Этот подход приводит к системе нелинейных дифференциальных уравнений второго порядка, которые отражают эффекты, связанные с действием сил инерции, обусловленных ускоренным движением звеньев, действием кориолисовых и центробежных сил, а также действием сил тяжести. Эти уравнения обеспечивают строгое описание динамики состояния механизма и используются для разработки усовершенствованных законов управления в пространстве присоединенных переменных. Совместное использование матричного преобразования Денавита-Хар-

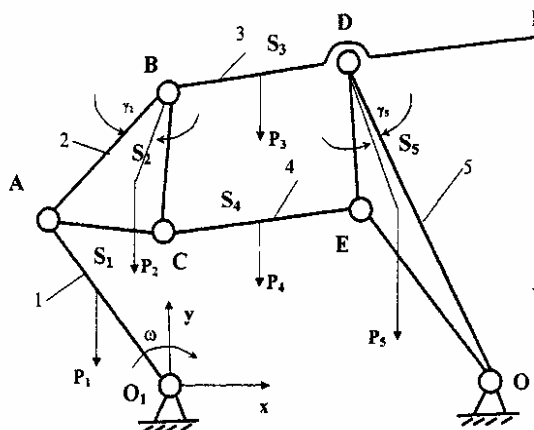


Рис. 1. Кинематическая схема подъемника

тенберга и метода Лагранжа приводит к компактной векторно-матричной форме уравнений движения, удобной для аналитического исследования и допускающей реализацию на ЭВМ. Если известны решения обратной задачи кинематики, то известны и обобщенные координаты, позволяющие придать рабочей точке положение и ориентацию относительно базовой системы координат.

Уравнения динамики движения механической системы методом Лагранжа-Эйлера основаны на использовании уравнения

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial L}{\partial \dot{q}_i} \right) - \frac{\partial L}{\partial q_i} = Q_i, \quad (1)$$

где $i = 1, \dots, 5$; L — функция Лагранжа, которая равна

$$L = K - \Pi,$$

где K — кинетическая энергия механической системы; Π — потенциальная энергия механической системы; q_i — обобщенные координаты механической системы; \dot{q}_i — первая производная по времени обобщенных координат; Q_i — обобщенные силы (или моменты), создаваемые в i -том сочленении для реализации заданного движения i -го звена.

Для того, чтобы воспользоваться уравнениями Лагранжа-Эйлера, необходимо определить кинетическую энергию рассматриваемой физической системы, а следовательно, и скорости всех ее точек с учетом движения всех сочленений механизма подъемника.

Обозначим через K_i кинетическую энергию элемента массы dm i -го звена, тогда выражение примет вид:

$$dK_i = 1/2 (\dot{x}^2 + \dot{y}^2 + \dot{z}^2) dm = 1/2 \cdot Tr \left(\dot{T}_i J_i \dot{T}_i^T \right) dm, \quad (2)$$

где T_i — описание конечного звена подъемного механизма по отношению к системе координат i -го звена через однородные преобразования Денавита-Хартенберга.

Скалярное произведение координат заменим оператором Tr (след матрицы), что в дальнейшем позволит перейти к матрице инерции J_i i -го звена. Подставляя в выражение (2) значение скорости V_i , получаем:

$$K = \sum K_i = 1/2 \sum Tr \left(\sum \sum U_{ip} J_i U_{ir}^T \dot{q}_p \dot{q}_r \right) = 1/2 \sum \sum \sum \left[Tr \left(U_{ip} J_i U_{ir}^T \dot{q}_p \dot{q}_r \right) \right]. \quad (3)$$

Кинетическая энергия механизма подъемника равна арифметической сумме кинетической энергии всех его звеньев и может быть записана в виде:

$$K = 1/2 \cdot \sum Tr \left(\dot{T}_i J_i \dot{T}_i^T \right), \quad (4)$$

$$\text{где } J_i = \begin{bmatrix} J_{xx}^{(i)} & J_{xy}^{(i)} & J_{xz}^{(i)} & m_i x_i^* \\ J_{yx}^{(i)} & J_{yy}^{(i)} & J_{yz}^{(i)} & m_i y_i^* \\ J_{zx}^{(i)} & J_{zy}^{(i)} & J_{zz}^{(i)} & m_i z_i^* \\ m_i x_i^* & m_i y_i^* & m_i z_i^* & m_i \end{bmatrix} \quad (5)$$

— матрица инерции i -го звена; m_i — масса i -го звена; $\dot{x}_i^* \dot{y}_i^* \dot{z}_i^*$ — координаты центра тяжести i -го звена в собственной системе координат; $J_{xx}^{(i)} J_{yy}^{(i)} J_{zz}^{(i)}$ — эле-

менты тензора инерции i -го звена относительно собственных осей.

Величины J_i зависят только от распределения массы i -го звена подъемника в i -той системе координат и не зависят от положения и от скорости звеньев. Это позволяет, вычислив матрицы J_i , использовать их для вычисления кинетической энергии механизма подъемника. Запишем выражение для расчета кинетической энергии для первого звена:

$$K_1 = 1/2 \cdot \sum Tr \left(\dot{T}_1 J_1 \dot{T}_1^T \right), \quad (6)$$

$$\text{где } T_1 = U_{11} \cdot \dot{q}_1 = \dot{q}_1 \begin{bmatrix} -S_{11} & -C_{11} & 0 & -a_{11} S_{11} \\ C_{11} & -S_{11} & 0 & a_{11} C_{11} \\ 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 \end{bmatrix}.$$

Таким образом,

$$K_1 = 1/2 Tr \begin{bmatrix} -S_{11} q_1 & -C_{11} q_1 & 0 & -a_{11} S_{11} q_1 \\ -C_{11} q_1 & -S_{11} q_1 & 0 & -a_{11} C_{11} q_1 \\ 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 \end{bmatrix} \times \begin{bmatrix} J_{xx}^1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & J_{yy}^1 & 0 & m_1 y_1^* \\ 0 & 0 & J_{zz}^1 & 0 \\ 0 & 0 & m_1 y_1^* & m_1 \end{bmatrix} \times \begin{bmatrix} -S_{11} q_1 & C_{11} q_1 & 0 & 0 \\ -C_{11} q_1 & -S_{11} q_1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 \\ -a_{11} S_{11} q_1 & -a_{11} C_{11} q_1 & 0 & 0 \end{bmatrix} = \frac{(2J_z^1 + m_1 a_{11}^2) \dot{q}_1^2}{2}.$$

Следовательно,

$$K_1 = 0.5 (2J_z^1 + m_1 a_{11}^2) \dot{q}_1^2. \quad (7)$$

Причем J_z^1 получено с учетом $J_{xx}^1 + J_{yy}^1 = J_z^5$, где J_z^5 — осевой момент инерции звена 1 относительно оси z_1 .

Аналогично для второго, третьего, четвертого и пятого звеньев механизма зависимости будут иметь вид:

$$K_2 = 0.5 (2J_z^2 + m_2 a_{22}^2) \dot{q}_1^2. \quad (8)$$

$$K_3 = 0.5 (2J_z^3 + m_3 a_3^2) \dot{q}_1^2, \quad \text{где } a_3 = a_{31} + a_{32}. \quad (9)$$

$$K_4 = 0.5 (2J_z^4 + m_4 a_4^2) \dot{q}_1^2. \quad \text{и } K_5 = 0.5 (2J_z^5 + m_5 a_{53}^2) \dot{q}_1^2.$$

Полную кинетическую энергию механизма подъемника получим, сложив выражения для K_1 , K_2 , K_3 , K_4 и K_5 :

$$K_M = \left(J_z^1 + \frac{m_1 a_{11}^2}{2} + J_z^2 + \frac{m_2 a_{22}^2}{2} + J_z^3 + \frac{m_3 a_3^2}{2} + \frac{m_3 a_3^2}{2} + J_z^4 + \frac{m_4 a_4^2}{2} + J_z^5 + \frac{m_5 a_{53}^2}{2} + J_z^6 + \frac{m_6 a_6^2}{2} + J_z^7 \right) \dot{q}_1^2 \quad (10)$$

Полная потенциальная энергия, связанная с весом механизма подъемника, определяется как сумма всех потенциальных энергий отдельных его звеньев. Потенциальная энергия i -го звена механизма в поле сил тяжести равна:

$$\Pi_i = P_i \cdot y_i^*, \quad (11)$$

где P_i — сила тяжести i -го звена; y_o^* — координата по оси у центра тяжести i -го звена.

Для первого звена выражение для расчета потенциальной энергии примет вид:

$$P_1 = m_1 \cdot [-g(y_1^* C_{11} - a_{11} S_{11})] = P_1 \cdot (y_1^* C_{11} + a_{11} S_{11}).$$

Для вычисления потенциальной энергии остальных звеньев воспользуемся матрицами T_2, T_3, T_4 и T_5 , тогда потенциальные энергии второго, третьего, четвертого и пятого звеньев будут:

$$\begin{aligned} P_2 &= P_2 \cdot [y_2^* (-S_{11} S_{22} + C_{11} C_{22}) + a_{22} (S_{11} C_{22} + S_{22} C_{11}) + a_{11} S_{11}], \\ P_3 &= P_3 \cdot [(a_{31} C_{31} - S_{31})(S_{11} S_{12} + C_{11} S_{21}) - \\ &\quad - (a_{31} S_{31} + C_{31})(S_{11} S_{21} - C_{11} C_{21}) + (a_{11} + a_{21}) S_{11} + a_{21} C_{11} S_{21}], \\ P_4 &= P_4 \cdot [(a_{41} C_{11} - S_{11})(S_{11} C_{22} + C_{11} S_{22}) + \\ &\quad + (a_4 S_4 + C_4)(-S_{11} S_{22} + C_{11} C_{21}) + (a_{11} + a_{22}) S_{11} + a_{22} C_{11}], \\ P_5 &= P_5 \cdot [a_{53} (S_{53} + C_{53}) [C_4 (S_{11} C_{22} + C_{11} S_{22}) + S_4 (-S_{11} S_{22} + C_{11} C_{22})] - \\ &\quad - S_4 (-S_{11} S_{22} + C_{11} C_{22}) + a_{22} (S_{11} C_{22} + C_{11}) + a_{11} S_{21}]. \end{aligned}$$

Суммируя полученные выражения, рассчитаем полную потенциальную энергию механизма подъемника:

$$P_M = (P_1 + P_2 + P_3 + P_4 + P_5) \dot{\theta}_1, \quad (12)$$

где θ_i — угол, задающий ориентацию оси x_i i -го звена относительно оси x_{i-1} ($i+1$)-го звена механизма.

Полученные выражения кинетической и потенциальной энергий для подъемного механизма, подставляя в формулу (1), получаем уравнения движения его механической системы.

Дальнейшие преобразования нацелены на то, чтобы записать уравнение (1) в матричном виде, удобном для программирования. Уравнения движения механизма представляют собой систему нелинейных обыкновенных дифференциальных уравнений второго порядка. Эти уравнения учитывают все действующие на звенья механизма подъемника силы и моменты: инерционные, центробежные, кориолисовы и гравитационные. Для анализа свободных колебаний механической системы механизма относительно некоторой конфигурации при полностью остановленном приводе, т.е. приравняв силы (моменты) к нулю, после некоторых преобразований полученные зависимости можно привести в общем виде к однородным уравнениям второго порядка с постоянными коэффициентами:

$$A \ddot{q} + C q = 0, \quad (13)$$

где A — матрица инерционных коэффициентов; C — матрица жесткостных коэффициентов.

Общее решение системы дифференциальных уравнений (13) записывается в виде суммы частных решений следующим образом:

$$q(t) = \sum_{i=1}^5 a_i b^i \sin(\omega_i t + \delta_i), \quad (14)$$

где b^i — амплитудный вектор; ω_i — частота колебаний; δ_i — начальная фаза колебаний.

Формула (14) описывает свободные колебания звеньев механизма подъемника. Параметры a_i, δ_i — произвольные постоянные, определяемые из начальных условий. Начальные условия при свободных колебаниях в общем случае неизвестны, по этой причине в каче-

стве начальных условий примем равенство нулю обобщенной координаты и ее первой производной:

$$q_0 = 0, \quad \dot{q}_0 = 0,$$

где q_0 — определяют из условия статического равновесия для заданной конфигурации.

Решение поставленной задачи динамического анализа подъемных машин проводилось численно по методу Рунге-Кутты с автоматическим выбором шага и контролем точности по стандартной программе, написанной на универсальном языке BASIC с помощью ПЭВМ. Шаг численного интегрирования выбирался значительно меньше, чем период свободных колебаний конструкции подъемного механизма.

Подставив (14) в (13), получим систему линейных уравнений в матричном виде относительно компонента вектора b :

$$(C - A \omega^2) b = 0. \quad (15)$$

Приравнявая к нулю определитель этой системы, получим характеристическое уравнение:

$$\det(C - A \omega^2) = 0. \quad (16)$$

В силу положительной определенности матриц A и C корни ω_i , где $i = 1, \dots, 5$, уравнения (15) вещественны и положительны. Величины ω_i являются собственными частотами колебаний системы. Определив ω_i , подставим их в уравнение (14), из которого найдем амплитудные векторы b^i .

В приводимых результатах вычислений параметров m и l (где m и l — это масса и длины звеньев подъемника) полагались равными единице, а также $E_i, I_i = 1/3$. Это не ограничивает общности и соответствует переходу в уравнениях к безразмерным переменным и параметрам. Проведенные расчеты показали, что низшие (основные) частоты колебаний близки для всех звеньев. Это говорит о том, что низшие частоты колебаний в основном определяются перемещениями на одной плоскости.

Собственные частоты звеньев составляют, согласно расчетам, $\omega_1 \approx 13$ Гц, $\omega_2 \approx 21$ Гц, $\omega_3 \approx 26$ Гц, $\omega_4 \approx 15$ Гц и $\omega_5 \approx 19$ Гц. Подставляя полученные данные в (6), определены амплитуды свободного колебания.

На опытном образце подъемника были проведены статические и динамические испытания для определения жесткостных характеристик, а также формы колебания. Результаты динамических экспериментов показывают, что низшие резонансные частоты свободного колебания механизма подъемника равны с точностью до $(10 \div 13)\%$ расчетным частотам.

Из этого следует, что колебания системы близки к одночастотным и можно оценить амплитуду колебаний механической системы с учетом только первой формы колебания звена. Когда подъемник начинает подъем рабочей площадки, амплитуда колебаний рабочей площадки составляет величину порядка $(2 \div 4) \cdot 10^{-3} l$. Сравнительно высокие частоты некоторых звеньев указывают на большую жесткость, что характеризуется быстротухающим процессом колебаний. В случае, когда площадка загружена, амплитуда колебаний её меньше и составляет величину порядка $(0,5 \div 2) \cdot 10^{-3} l$.

Построенная динамическая модель механической системы подъемного механизма с помощью уравнений Лагранжа второго рода матричным методом позволяет исследовать динамические свойства механизма подъемника.

1. Боренштейн, И.П. Исполнительные механизмы со сложным движением рабочих органов / И.П. Боренштейн. — Л.: Машиностроение, 1973. — 263 с.
2. Дорожно-строительные машины и комплексы / В. И. Баловнев и [др.], под общ. ред. В. И. Баловнева. — М.: Машиностроение, 1983. — 98 с.
3. Джолдасбеков, У.А. Теория механизмов высоких классов / У.А. Джолдасбеков. — Алматы: Гылым, 2001. — 427 с.
4. Кобринский, А.А. Манипуляционные системы роботов / А.А. Кобринский, А.Е. Кобринская. — М.: Наука, 1985. — 153 с.
5. Зенкевич, С.Л. Управление роботами. Основы управления манипуляционными роботами: учеб. для вузов / С.Л. Зенкевич, А.С. Ющенко. — М.: МГТУ им. Н. Э. Баумана, 2000. — 400 с. — ISBN 5-7038-1339-5.

УАЛИЕВ Гахип Уалиевич, доктор технических наук, профессор, академик Национальной академии наук

Республики Казахстан, дочернее государственное предприятие «Институт механики и машиноведения им. У. А. Джолдасбекова» Министерства образования и науки Республики Казахстан.

ЖУРСЕНБАЕВ Балахазы, старший научный сотрудник дочернего государственного предприятия «Институт механики и машиноведения им. У. А. Джолдасбекова» Министерства образования и науки Республики Казахстан.

САРБАСОВ Аскар, преподаватель кафедры подъемно-транспортных машин и оборудования Атырауского инженерно-гуманитарного института.

ГЕБЕЛЬ Елена Сергеевна, кандидат технических наук, старший преподаватель кафедры автоматизации и робототехники Омского государственного технического университета.

Адрес для переписки: e-mail: Gebel_es@mail.ru

Статья поступила в редакцию 27.05.2010 г.

© Г. У. Уалиев, Б. Журсенбаев, А. Сарбасов, Е. С. Гебель

УДК 62-822:519.673

**В. Е. ЩЕРБА
А. В. ГРИГОРЬЕВ
В. С. ВИНИЧЕНКО
Д. А. УЛЬЯНОВ**

Омский государственный
технический университет

МАТЕМАТИЧЕСКОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ РАБОЧИХ ПРОЦЕССОВ НАСОСА ОБЪЕМНОГО ДЕЙСТВИЯ

В работе рассмотрены вопросы математического моделирования процессов цикла насоса объемного действия. В основу математических моделей процессов положены законы сохранения массы, энергии и динамики движения. В качестве примера рассмотрено моделирование цикла поршневого насоса одностороннего действия.

Ключевые слова: насос объемного действия, рабочие процессы, математическое моделирование.

Насосы объемного действия являются основными элементами гидравлических приводов, гидравлических и топливных систем автоматического регулирования, нашедших широкое применение в различных отраслях техники: авиация, автотранспорт, машиностроение и т.д. [1].

В отличие от компрессорных машин объемного действия [2], исследованию рабочих процессов объемных насосов посвящено весьма мало работ и метод математического моделирования для расчета рабочих процессов практически не применялся. Основной целью расчета насосов объемного действия является расчет кинематики, динамики, средней и мгновенной подачи, а также ее неравномерности. Отсутствие интереса к расчету рабочих процессов насосов объемного действия можно объяснить в первую очередь малой сжимаемостью жидкости и применением в большинстве случаев золотникового распределения. Однако с широким внедрением вычислительной техники, развитием методов математического моделирования и разработкой новых конструкций насос-компрессоров, задача моделирования рабочих процессов насосов объемного действия является весьма актуальной.

При проведении математического моделирования рабочих процессов насоса объемного действия примем следующие основные допущения:

1. Рабочее тело представляет собой капельную жидкость, подчиняющуюся закону трения Ньютона.
2. Распределение давления в рабочем объеме насоса однородно.
3. Давление в полостях всасывания и нагнетания принимаем постоянным.
4. Кинетической энергией рабочего органа в процессах сжатия и расширения пренебрегаем.

Для определенности рассмотрим процесс математического моделирования рабочих процессов поршневого насоса простого действия (рис. 1). Уплотнение поршня осуществляется с помощью концентричной гладкой щели с подвижными стенками. Проведем последовательное рассмотрение процессов цикла насоса объемного действия.

Процесс сжатия.

Изменение объема рабочей камеры насоса обусловлено тремя основными причинами: кинематикой кривошипно-шатунного механизма ($\Delta V_{кин1}$), утечками рабочей тела ($\sum_{i=1}^{N_1} \Delta V_{oi}$) и его притечками ($\sum_{i=1}^{N_2} \Delta V_{ni}$). Сум-

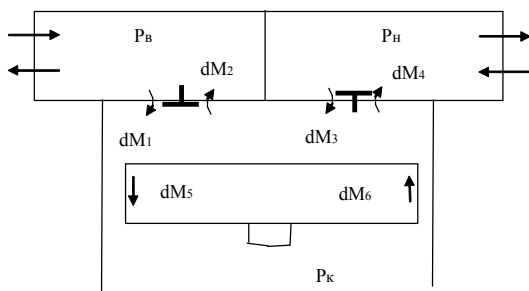


Рис. 1. Схема ступени поршневого насоса с обозначением основных массовых потоков

марное изменение объема рабочего тела в рабочей камере насоса может быть определено как

$$\Delta V_{сж\dot{i}} = \Delta V_{кин\dot{i}} - \sum_{i=1}^{N_1} \Delta V_{0i} + \sum_{i=1}^{N_2} \Delta V_{ni}; \quad (1)$$

где N_1 , N_2 — соответственно число стоков и источников рабочего тела.

Проведем более подробное рассмотрение членов уравнения (1). Изменение объема рабочего тела, обусловленное перемещением поршня в рабочей камере насоса, может быть определено как

$$\Delta V_{кин\dot{i}} = \frac{Sh}{2} \left(\sin \varphi_i + \frac{\lambda}{2} \sin 2\varphi_i \right) \omega F_n \Delta \tau; \quad (2)$$

где Sh — полный ход поршня; ω — угловая скорость коленчатого вала; $F_n = \pi d_n^2 / 4$ — площадь поршня; $\lambda = Sh / 2l$ — отношение хода поршня к удвоенной длине шатуна; $\Delta \tau = \Delta \varphi / \omega$ — элементарный промежуток времени.

Уменьшение объема рабочего тела за счет утечек из рабочей полости можно определить как

$$\sum_{i=1}^{N_1} \Delta V_{0i} = \sum_{i=1}^{i=2} \Delta V_{0i} = \frac{(\Delta M_2 + \Delta M_5)}{\rho_w}; \quad (3)$$

где ΔM_2 — элементарная масса рабочего тела прошедшая через неплотность всасывающего клапана; ΔM_5 — элементарная масса рабочего тела прошедшая через неплотность поршневого уплотнения; ρ_w — плотность рабочего тела.

Увеличение объема рабочего тела за счет притечек его в рабочую полость определится как

$$\sum_{i=1}^{N_2} \Delta V_{ni} = \sum_{i=1}^1 \Delta V_{ni} = \frac{\Delta M_3}{\rho_w}; \quad (4)$$

где ΔM_3 — элементарная масса рабочего тела, натекаемая в рабочую камеру через неплотность нагнетательного клапана.

Коэффициент объемного сжатия рабочего тела определится как

$$\beta_{pi} \cdot \frac{1}{E_1} = \frac{1}{V_i} \cdot \frac{\Delta V_{сж\dot{i}}}{\Delta p_i}. \quad (5)$$

Из выражения (5) можно определить приращение давления в рабочей камере

$$\Delta p_i = \frac{E_1 \Delta V_{сж\dot{i}}}{V_i}. \quad (6)$$

Кажущийся модуль упругости E_1 , принимая цилиндр как участок трубы, может быть определен как

$$E_1 = \frac{1}{\frac{1}{E_w} + \frac{d}{E_m \delta}}. \quad (7)$$

где E_w — модуль упругости жидкости; δ — толщина стенки цилиндра; E_m — модуль упругости материала цилиндра.

В том случае, когда деформацией цилиндра можно пренебречь, значение $E_1 = E_w$.

Элементарные массы жидкости ΔM_5 и ΔM_6 , определяющие утечки и притечки жидкости через концентричную кольцевую щель с подвижными стенками, могут быть определены как

$$\Delta M_{5,6} = \rho_w \left[\frac{1}{12} \frac{\pi d_n b^3}{\mu_w l_n} \Delta p \pm \frac{1}{2} v_n \pi d_n b \right] \Delta \tau; \quad (8)$$

где d_n — диаметр поршня; l_n — длина поршня; b — радиальный зазор между поршнем и цилиндром; Δp — перепад давления на поршне; v_n — скорость поршня; μ_w — динамическая вязкость жидкости; $\Delta \tau = \Delta \varphi / \omega$ — элементарный промежуток времени.

Элементарные массы жидкости, прошедшие через нагнетательные и всасывающие клапаны, могут быть определены как

$$\Delta M_i = \mu_{кл} \omega_3 \sqrt{2 \Delta p \cdot \rho_w \Delta \tau}; \quad (9)$$

где $\mu_{кл}$ — коэффициент расхода, являющийся функцией числа Рейнольдса; Δp — перепад давления на клапане; $\omega_3 = \pi d_{кл} h$ — площадь прохода в щели клапана (для закрытого клапана значение k равно условному зазору).

После определения Δp_i , значение давления рабочего тела в следующей точке $i + 1$ определится как

$$p_{i+1} = p_i + \Delta p_i. \quad (10)$$

Процесс нагнетания.

Утечками сжимаемой жидкости через поршневое уплотнение и неплотности всасывающего клапана в процессе нагнетания пренебрегаем. В этом случае расчетная схема для процесса всасывания изображена на рис. 2. Сечение I-I совместим с днищем движущегося поршня, а сечение II-II проведем через нагнетательный трубопровод. Запишем для сечений I-I и II-II уравнение Бернулли, считая рабочее тело несжимаемой жидкостью

$$\frac{p_1}{\rho g} + z_1 + \frac{\alpha_1 v_1^2}{2g} = \frac{p_2}{\rho g} + z_2 + \frac{\alpha_2 v_2^2}{2g} + \Delta h_l + \Delta h_\xi + \Delta h_{ин}; \quad (11)$$

где p_1 , z_1 , v_1 — давление, геометрическая высота центров тяжести и скорость жидкости в сечении I-I; p_2 , z_2 , v_2 — давление, геометрическая высота центров тяжести и скорость жидкости в сечении II-II; α_1 , α_2 — соответствующие коэффициенты Кориолиса; Δh_l , Δh_ξ , $\Delta h_{ин}$ — потери напора по длине; потери напора, обусловленные местными сопротивлениями; инерционные потери напора соответственно.

Примем, что координаты центров тяжести сечений I-I и II-II весьма близки между собой и их разница ($z_1 - z_2$) практически равна нулю.

Значение коэффициентов Кориолиса α_1 , α_2 , принимая нестационарный характер и турбулентный режим его течения, определим как

$$\alpha_1 = \alpha_2 \approx 1, \quad (12)$$

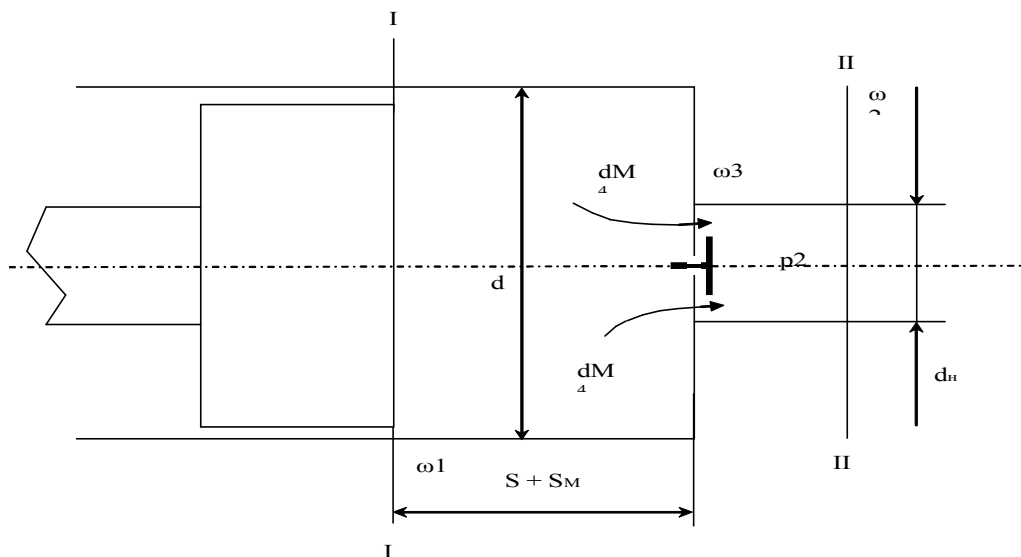


Рис. 2. Схема для расчета процесса нагнетания

Значение потерь напора по длине Δh_ℓ может быть определено на основании уравнения Дирек-Вейсбаха следующим образом

$$\Delta h_\ell = \lambda \frac{\ell}{d} \frac{v}{2g}, \quad (13)$$

Принимая во внимание, что сечение II-II может быть расположено весьма близко к самодействующему клапану, то в формуле (13) можно принять, что

$$\ell = S + S_M \text{ и } v = v_1; \quad (14)$$

Значение коэффициента трения по длине λ в общем случае является функцией числа Рейнольдса и относительной шероховатости и определяется согласно известным рекомендациям [3].

Тогда

$$\Delta h_\ell = \lambda \left(\text{Re}, \frac{\Delta}{d} \right) \frac{(S + S_M)}{d} \frac{v_1^2}{2g}; \quad (15)$$

Потери напора при внезапном сужении могут быть определены по формуле Дарси

$$\Delta h_\xi = \xi \frac{v^2}{2g} = \left(\frac{\omega_2}{\omega_3 \varepsilon} - 1 \right)^2 \frac{v_2^2}{2g}; \quad (16)$$

где $\varepsilon = \frac{\omega_{сж}}{\omega_3}$, $\varepsilon = \omega_{сж}/\omega_3$ – коэффициент сжатия струи;

$\omega_1, \omega_2, \omega_3$ – площади сечений; $\omega_{сж}$ – площадь сжатого сечения струи; $v_2 = v_1 \omega_1/\omega_2$ – скорость движения жидкости в сечении II-II.

Учитывая, что форма отверстия оказывает слабое влияние на величину коэффициента сжатия струи, воспользуемся приближенным выражением

$$\varepsilon = 0,57 + \frac{0,043}{1,1 - n}. \quad (17)$$

где $n = \omega_3/\omega_1$ – степень сжатия потока.

Площадь прохода жидкости ω_3 в распределительном устройстве определяется его типом и конструктивными особенностями. Для определенности в ка-

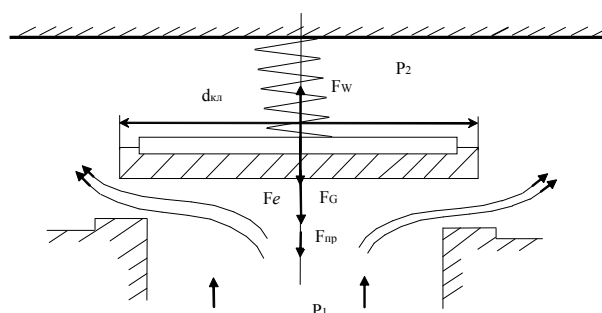


Рис. 3. Схема для расчета динамики запорного органа насоса

честве распределительного устройства выберем самодействующий клапан с запорным органом в виде плоской тарелки (рис.3). Принимая вполне справедливое допущение об одномассовой постановке, уравнение динамики запорного органа запишется в виде

$$m_{np} \frac{d^2 h}{d\tau^2} = \sum_{i=1}^{i=4} F_i, \quad (18)$$

где $m_{np} = m_{зо} + 1/3 m_{пр}$ – приведенная масса запорного органа; $m_{зо}$ – масса запорного органа; h – текущая высота подъема запорного органа.

Сумма действующих на запорный орган может быть определена как

$$\sum_{i=1}^{i=4} F_i = F_w - F_{np} - F_c - F_G. \quad (19)$$

Сила жидкости, действующая на запорный орган, может быть определена как

$$F_w = \frac{\pi d_{кл}^2}{4} (p_1 - p_2) \rho g; \quad (20)$$

где ρ_A – коэффициент давления потока определяется экспериментальным путем и является функцией числа Рейнольдса [4].

Сила упругости пружины $F_{пр}$ при линейной характеристике может быть определена как

$$F_{пр} = C_{пр} (h + h_0); \quad (21)$$

Принимая во внимание сделанные выше допущения при расчете процесса нагнетания, значение давления в рабочей полости насоса определится как

$$p_1 = p_2 + \rho g \left(\frac{v_2^2}{2g} - \frac{v_1^2}{2g} \right) + \rho g (\Delta h_t + \Delta h_z + \Delta h_{ин}) \quad (28)$$

Значение величин Δh_t , Δh_z и $\Delta h_{ин}$ определяется по ранее изложенной методике.

С целью апробации предложенной методики проведем расчет рабочих процессов поршневого насоса, имеющего следующие основные параметры: $d_n = 0,155$ м, $Sh = 0,09$ м, $p_{вс} = 0,1$ МПа; $p_n = 1$ МПа, $p_k = 0,1$ МПа, $l_n = 0,15$ м; $n_{об} = 300$ об/мин; $h_{max\ n} = h_{max\ вс} = 0,01$; $h_{max\ вс} = 0,01$ м; $d_n = 0,2$; $d_{кл\ вс} = d_{кл\ н} = 0,1$ м; $b = 0,0001$ м.

Для проведения расчета была разработана программа, реализующая расчет цикла поршневого насоса и определение основных его характеристик (объемного к.п.д., индикаторной мощности и работы, коэффициента неравномерности подачи и т.д.).

Рассчитанная индикаторная диаграмма представлена на рис. 5. Сопоставление представленной индикаторной диаграммы с индикаторными диаграммами, полученными экспериментальным путем другими исследователями, позволило выявить их качественное совпадение.

УДК 621.65

Библиографический список

1. Орлов, Ю.М. Объемные гидравлические машины. Конструкция, проектирование, расчет / Ю.М. Орлов. — М.: Машиностроение, 2006. — 222 с.
2. Щерба, В.Е. Рабочие процессы компрессоров объемного действия. / В.Е. Щерба. — М.: Наука, 2009. — 319 с.
3. Альтшуль, А.Д. Гидравлика и аэродинамика / А.Д. Альтшуль, Л.Г. Киселев. — М.: Стройиздат, 1975. — 327 с.
4. Гидравлика, гидромашины и гидроприводы: учебник для машиностроительных вузов / Т.М. Башта [и др.] — 2-е изд., перераб. — М.: Машиностроение, 1982. — 424 с.

ЩЕРБА Виктор Евгеньевич, доктор технических наук, профессор (Россия), профессор, заведующий кафедрой «Гидромеханика и транспортные машины». **ГРИГОРЬЕВ Александр Валерьевич**, ассистент кафедры «Гидромеханика и транспортные машины». **ВИНИЧЕНКО Василий Сергеевич**, ассистент кафедры «Гидромеханика и транспортные машины». **УЛЬЯНОВ Дмитрий Александрович**, студент гр. ГП-516, специальность 150802 «Гидравлические машины, гидроприводы и гидропневмоавтоматика».

Адрес для переписки: 644050, г. Омск, пр. Мира, 11.

Статья поступила в редакцию 25.06.2010 г.

© В. Е. Щерба, А. В. Григорьев, В. С. Виниченко, Д. А. Ульянов

А. В. ГРИГОРЬЕВ

В. Е. ЩЕРБА

А. П. БОЛШТЯНСКИЙ

Омский государственный
технический университет

ПРОЕКТИРОВАНИЕ ПРЯМОЗУБОГО РОТОРНОГО НАСОСА

Рассматривается новая конструкция прямозубого насоса объемного действия, состоящего из ротора с прямым зубом, цилиндра и замыкающего диска, вращающегося синхронно с ротором. Приводится методика определения профиля отверстия в замыкающем диске данного насоса. Устанавливается зависимость площади отверстия от угла поворота ротора.

Ключевые слова: гидравлическая машина, машина объемного действия, жидкостный насос.

В настоящее время в технике применяется большое разнообразие насосов объемного действия. Насосы данного типа используются в системах питания ракетных двигателей, смазки ДВС и компрессоров, в металлорежущих станках и т.д. [1]. Эти насосы по виду движения рабочего органа классифицируют на возвратно-поступательные, роторно-поступательные и роторно-вращательные [2]. Конструктивной особенностью последних является наличие лишь вращательного движения деталей рабочего органа. Ввиду этого в насосах данного типа полностью устранено ограничительное влияние на работу инерционных сил узлов насоса (исключая ограничительное влияние инерционных сил жидкости).

Существует несколько основных видов роторно-вращательных насосов: зубчатые, винтовые, кулачковые, а также насосы с эксцентричным вытеснителем.

Наиболее простыми, надёжными и дешёвыми в изготовлении являются зубчатые насосы, в связи с чем они находят наиболее широкое распространение [3]. Рассматриваемый в данной работе роторный насос с прямым зубом по отношению к другим зубчатым насосам обладает следующими преимуществами: он более прост в изготовлении; обладает большим ресурсом, благодаря тому, что не имеет трущихся поверхностей в рабочей камере; а также при одинаковых с другими типами зубчатых насосов массогабаритных параметрах имеет более высокую производительность [4]. Принципиальная схема данного насоса представлена на рис. 1, 2.

Насос состоит из пластины 1 с цилиндром 2, в котором концентрично размещен основной ротор 3 с выступом 4. Наружная поверхность выступа 4 имеет радиус, равный радиусу цилиндра 2. Основной ротор 3

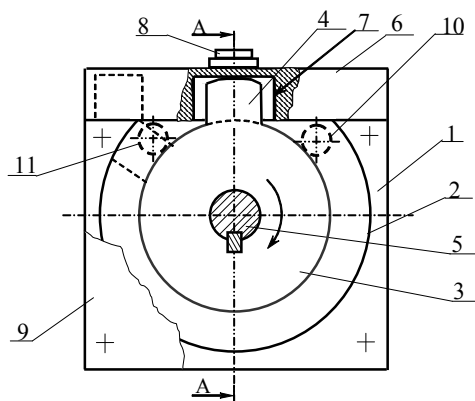


Рис. 1. Фронтальное изображение насоса

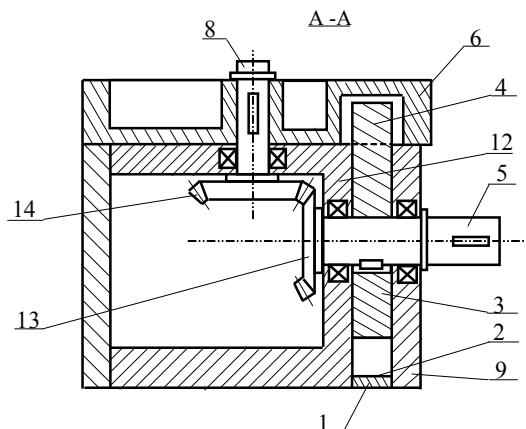
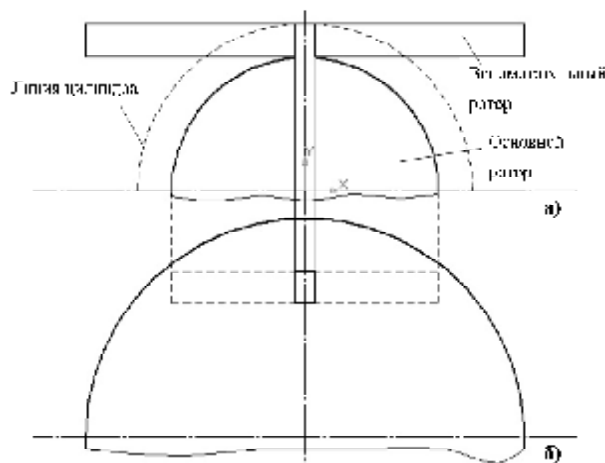
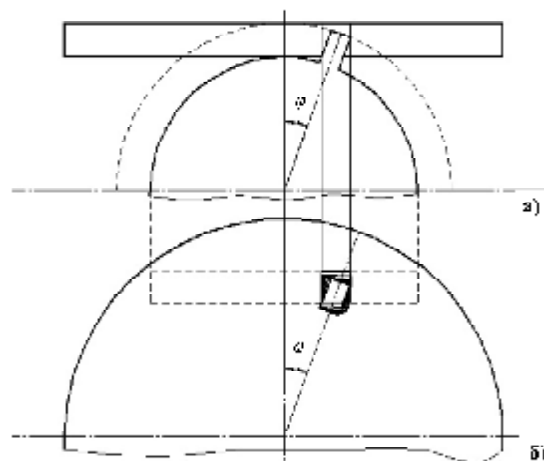
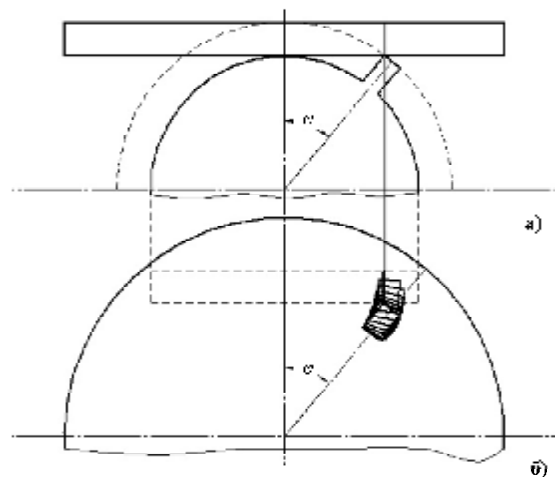


Рис. 2. Сечение по оси основного ротора

установлен неподвижно на приводном валу 5, например, с помощью шпоночного соединения. Цилиндрическая поверхность основного ротора 3 образует с торцевой поверхностью вспомогательного ротора 6 герметичный бесконтактный стык. Основной и вспомогательный роторы 3 и 6 размещены таким образом, что их оси скрещиваются, и плоскость вращения вспомогательного ротора 6 находится под углом 90° к плоскости вращения основного ротора 3. Торцевая поверхность ротора 6 обращена в сторону цилиндра 2 и расположена относительно оси вращения ротора 3 на расстоянии, равном его радиусу. Ротор 6 имеет впадину 7 для размещения в ней выступа 4 ротора 3 и жестко связан с валом 8. С фронтальной стороны цилиндр 2 снабжен крышкой 9, в которой расположено всасывающее окно 10 и нагнетательный клапан 11. Зубчатое зацепление 13–14 служит для синхронизации вращения приводного вала 5 ротора 3 и вала 8 ротора 7. Все элементы насоса крепятся к корпусу 12.

Насос работает следующим образом. При вращении ротора 3 по часовой стрелке (рис. 1) перед выступом 4 образуется область сжатия-нагнетания, а позади выступа 4 — область расширения-всасывания. В то же время нижняя торцевая поверхность ротора 6 образует герметичный стык с цилиндрической поверхностью основного ротора 3 и отсекает полость расширения-всасывания от полости сжатия-нагнетания. Объем полости сжатия-нагнетания при вращении ротора 3 уменьшается, находящаяся в этой полости жидкость сжимается и вытесняется через нагнетательный клапан 11 потребителю, а позади выступа 4, по мере вращении ротора 3, происходит увеличение полости расширения-всасывания.

Рис. 3а. Профилирование отверстия во вспомогательном роторе $\varphi = 0^\circ$: а) вид спереди; б) вид сверхуРис. 3б. Профилирование отверстия во вспомогательном роторе $\varphi = 20^\circ$ Рис. 3в. Профилирование отверстия во вспомогательном роторе $\varphi = 40^\circ$

При дальнейшем вращении ротора 3 выступ 4 перекрывает окно нагнетательного клапана 11, и он закрывается в связи с тем, что поступление к нему жидкости под давлением прекращается. Затем выступ 4 входит во впадину 7 вспомогательного ротора 6.

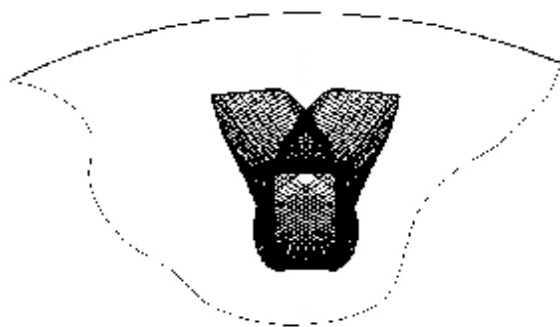


Рис. 4. Профиль отверстия

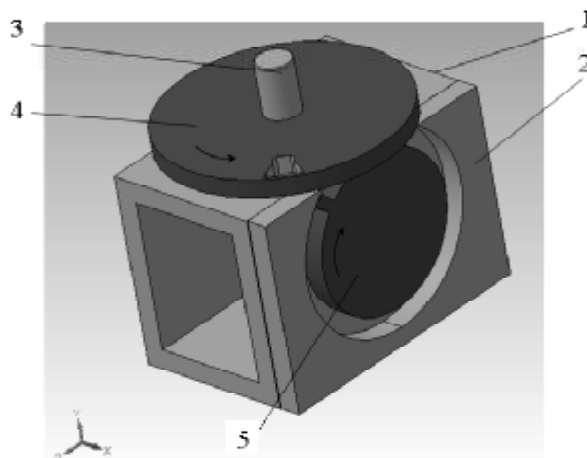


Рис. 5. Модель роторного насоса

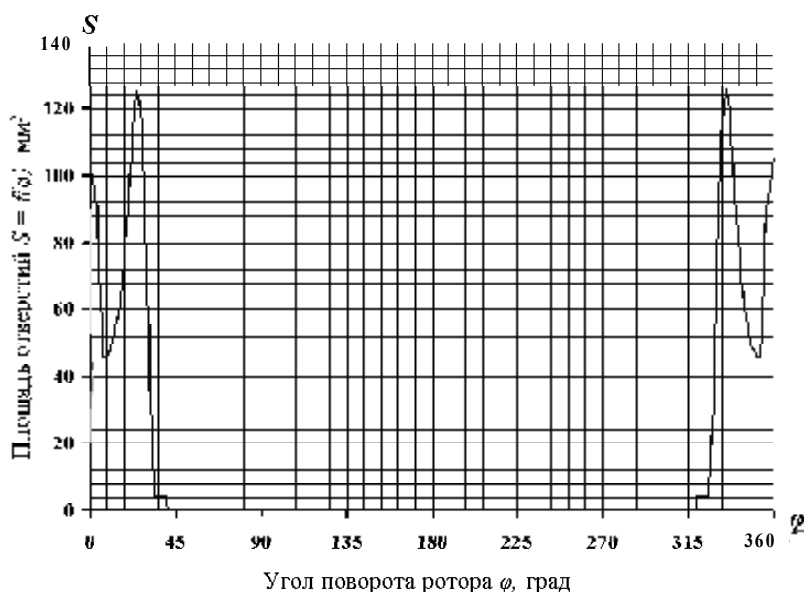


Рис. 6. Зависимость площади отверстия окруж. зуб от угла поворота:
диаметр основного ротора 134 мм, ширина ротора 16 мм, высота зуба 17 мм,
расстояние от оси вспомогательного ротора до основного ротора 67 мм

После прохождения выступом 4 впадины 7 этот выступ перекрывает всасывающее окно 10, процесс всасывания при этом на время прекращается, а жидкость перед выступом 4 начинает сжиматься. Далее цикл работы повторяется.

Проблемой создания такого насоса является определение оптимальной формы отверстия во вспомогательном роторе. Площадь этого отверстия (впадины) должна быть минимальной, чтобы при прохождении через него зуба ротора 3 зазоры между зубом 4 и впадиной 7 также были минимальны. Это необходимо для увеличения объемного КПД насоса, благодаря уменьшению перетечек рабочей жидкости между полостями цилиндра.

Для профилирования впадины 7 применяется следующая методика построений (рис. 3а, б, в). На заданных расстояниях друг от друга в двух плоскостях (вид «а» и вид «б») строятся основной и вспомогательный роторы. За начальное положение берется момент времени, когда зуб основного ротора находится в крайнем верхнем положении. На виде «а» определяется минимальное отверстие под выступ основного ротора. Это отверстие проецируется на вид «б». После этого осуществляется поворот основного ротора на

1 градус в сторону вращения основного ротора (по часовой стрелке). Далее так же в направлении движения основного ротора вращается и вспомогательный ротор, причем отверстие, образованное предыдущим положением зуба, поворачивается вместе со вспомогательным ротором на 1 градус. В данном положении строится отверстие под зуб на виде «а» спереди таким же образом, как и в первом положении, и проецируется на вид «б». Далее осуществляются аналогичные построения при вращении роторов с шагом в один градус, пока зуб не выйдет из вспомогательного ротора. На (рис. 3а, б, в) проекции зуба на вид «б» строились через каждые 5 градусов поворота роторов.

Далее оба ротора со всеми построениями возвращают в начальное положение и, пользуясь вышеприведенной методикой, производят построения в направлении против часовой стрелки. В итоге получается необходимый профиль отверстия (рис. 4).

В целях проверки правильности построений был сконструирован макет насоса. Во вспомогательном роторе было выполнено отверстие с профилем, полученным в результате построений и с теми же размерами, которые были использованы при построении. Для

того чтобы наблюдать за правильностью определения профиля отверстия, во вспомогательном роторе было выполнено сквозное отверстие, в действительном насосе отверстие будет глухим. Модель макета представлена на рис. 5.

Макет состоит из корпуса 1, цилиндра 2, прикрепленного к корпусу ведущего вала 3, на который с помощью шпоночного соединения устанавливается вспомогательный ротор 4, ведомого вала (на рисунке не показан) на который устанавливается основной ротор с прямым зубом. Вращение с ведущего на ведомый вал передается посредством конической зубчатой передачи (на рисунке не показана) с передаточным отношением 1:1. Во вспомогательном роторе 4 было выполнено отверстие необходимой формы, полученной при вышеприведенных построениях. В результате макетирования было установлено, что полученное отверстие оптимально, и при прохождении через него зуба основного ротора минимальны размеры отверстия окружающего зуб.

Ввиду того, что в данном насосе в момент вхождения зуба основного ротора во впадину вспомогательного ротора и на протяжении всего пути зуба в этой впадине имеют место полости, окружающие в данный момент времени зуб, необходимо было получить зависимость изменения площади проходного сечения окружающего зуб, от угла поворота основного ротора $S = f(\varphi)$.

Зависимость определялась следующим образом: на виде «а» (рис. 3а) были построены два ротора, таким же образом, как и при профилировании отверстия. На виде «б» был построен вспомогательный ротор с полученным ранее отверстием. Далее по ходу движения ротора были определены проекции зуба основного ротора на виде «б» в зависимости от угла поворота ротора; после чего были посчитаны площади

отверстий вокруг проекции зуба на виде «б» в зависимости от угла поворота ротора и установлена зависимость, график которой представлен на рис. 6.

На графике показано, как меняется площадь сечения, окружающего зуб, в зависимости от угла поворота ротора от 0 до 360°. За начальную точку $\varphi = 0$, принят момент, в котором зуб основного ротора находится в крайнем верхнем положении.

Библиографический список

1. Орлов, Ю.М. Объемные гидравлические машины. Конструкция, проектирование, расчет / Ю.М. Орлов. — М.: Машиностроение, 2006. — 223 с.
2. Гидравлика, гидромашины, гидропневмопривод: учеб. пособие / Т.В. Артемьева [и др.]. — М.: Академия. — 2008. — 336 с.
3. Башта, Т.М. Объемные насосы и гидравлические двигатели гидросистем: учебник для вузов / Т. М. Башта. — М.: Машиностроение, 1974. — 606 с.
4. Пат. 43925 Российская Федерация. Машина объемного действия. / Щерба В.Е., Болштянский А.П., Суховой М.В.; заявитель и патентообладатель Омский гос. технич. ун-т. — № 2003105772/22; заявл. 28.02.2003; опубл. 10.02.2005, Бюл. № 4.

ГРИГОРЬЕВ Александр Валерьевич, ассистент кафедры «Гидромеханика и транспортные машины».

ЩЕРБА Виктор Евгеньевич, доктор технических наук, профессор (Россия), профессор, заведующий кафедрой «Гидромеханика и транспортные машины».

БОЛШТЯНСКИЙ Александр Павлович, доктор технических наук, профессор кафедры «Гидромеханика и транспортные машины».

Адрес для переписки: 644050, г. Омск, пр. Мира, 11.

Статья поступила в редакцию 20.04.2010 г.

© А. В. Григорьев, В. Е. Щерба, А. П. Болштянский

Книжная полка

621.91/C77

Старков, В. К. Физика и оптимизация резания материалов [Текст] / В. К. Старков. — М.: Машиностроение, 2009. — 639 с.: рис., табл. — Библиогр.: с. 630-639. — ISBN 978-5-94275-4600.

По результатам дислокационного анализа на субструктурном уровне предложена новая физическая трактовка процесса резания материалов как их управляемого разрушения с предшествующей пластической деформацией. С единых физических позиций рассмотрены основные вопросы теории резания: реакция обрабатываемого и инструментального материалов, формирование свойств поверхностного слоя детали, обрабатываемость резанием, методы интенсификации, а также детерминированной и стохастической оптимизации. Содержится много примеров практической реализации теоретических положений и разработанных методик оптимизации обработки резанием деталей из труднообрабатываемых материалов.

621/T35

Термореактивные полимерные композиты в машиностроении [Текст]: монография / А. Н. Бобрышев [и др.]; под ред. А. Н. Бобрышева. — Старый Оскол: ТНТ, 2008. — 149 с.: рис., табл. — (Тонкие наукоемкие технологии). — Библиогр.: с. 145-149. — ISBN 978-5-94178-170-6.

В монографии рассматривается комплекс исследований полимерных и металлических композитов, включающий различные методы анализа состава и структуры, методы испытаний технологических свойств и контроля процессов переработки композитов в изделия. Анализируются демпфирующие физико-механические свойства полимерных композитов с позиции новой научной дисциплины — синергетики.

Для научных и инженерно-технических работников, занимающихся изучением и разработкой композитных материалов, аспирантов и студентов вузов машиностроительных и строительных специальностей.

ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ОПРЕДЕЛЕНИЕ ИСТЕЧЕНИЯ ГАЗА В ПСЕВДОПРИСТЫХ ПИТАТЕЛЯХ ГАЗОСТАТИЧЕСКОГО ПОДВЕСА ПОРШНЯ

В статье рассматривается течение газа в плоских псевдопристных питателях газового подвеса поршня, образованных при контакте реальных шероховатых поверхностей. Показано, что лучшие характеристики по равномерности истечения имеют поверхности, шероховатости которых получены лазерным облучением. Приведены простые зависимости, позволяющие в первом приближении оценить средний зазор между сжатыми шероховатыми поверхностями.

Ключевые слова: газостатический подвес, поршневой компрессор, газовая смазка.

Одним из наиболее перспективных вариантов создания несущего газового слоя в газостатических подвесах является использование щелевых питателей в качестве ограничителей расхода рабочего тела [1], которые могут быть выполнены в виде щелей, образованных при контакте плоских шероховатых поверхностей (псевдопристные питатели) [2]. Расчет расходных характеристик таких ограничителей сложен в связи с тем, что в литературе нет данных по определению средних зазоров между реальными контактирующими поверхностями (метод создания поверхности, параметры шероховатости и т.д.).

Таким образом, исследование реальных расходных характеристик псевдопристных питателей, и особенно неравномерность истечения газа по окружности щелей, является актуальной задачей.

Исследование расходных характеристик, прежде всего, требует измерения расхода газа, используемого в опытах. Очевидно, что при течении газа его секундный расход должен быть достаточно большим, чтобы его можно зафиксировать, т.к. достаточно точное измерение очень малых расходов газа (менее $0,1 \text{ см}^3/\text{с}$) представляет известные трудности. В то же время желательно, чтобы диапазон расхода газа был достаточно узким, чтобы его можно было измерять одним выбранным способом и использовать для этого один метод. Для этого, прежде всего, необходимо выбрать диапазон перепадов давления и плотности газа, а также наиболее вероятные размеры щели питателя.

Известно, что расход газа через щель питателя пропорционален кубу зазора щели, диаметру дисков, образующих щель, разности квадратов давлений на входе и выходе из щели, и обратно пропорциональна длине щели, т.е. разности между наружным и внутренним диаметром диска питателя.

В первом приближении можно считать, что зазор щели, образованной парой шероховатых торцевых поверхностей при их контакте равен удвоенной величине Rz . На выходе из щели можно использовать атмосферное давление, что избавит от необходимости его точного измерения, а на входе в щель — давление от минимально превышающего атмосферное до давления порядка 3–4 бар, чтобы не быть связанными с изготовлением сложных уплотнительных узлов. Для измерения расхода газа удобно использовать

мерный способ, который легко организуется путем вытеснения выходящим из щели воздухом жидкости, находящейся в герметичном сосуде, и измерением расхода этой жидкости в мерную емкость. В этом случае критичным, с точки зрения погрешности метода, является величина мерной емкости, цена ее деления и точность устройства для измерения времени.

Полагая цену деления емкости 1 мл и ее объем 300–500 мл, цену деления обычного серийного секундомера 0,2 с и суммарную погрешность метода не более 5 % при максимальном расходе газа (максимальный перепад давления, зазор между дисками 20 мкм, температура воздуха 293 К), используя формулу для течения через гладкую щель в виде

$$M_{\text{щ}} = \frac{\pi(D_{\text{п}} + d_{\text{п}}) \cdot \delta_{\text{щ}}^3 (P_{\text{п}}^2 - P_{\text{д}}^2)}{24\mu \cdot R \cdot T_{\text{ст}} (D_{\text{п}} - d_{\text{п}})}, \quad (1)$$

где $M_{\text{щ}}$ — массовый расход газа через щель, $D_{\text{п}}$ и $d_{\text{п}}$ — соответственно больший и меньший диаметр испытываемых дисков с шероховатыми торцевыми поверхностями, $\delta_{\text{щ}}$ — зазор между дисками, обусловленными их шероховатостью, $P_{\text{п}}$ и $P_{\text{д}}$ — соответственно давление на входе в щель и на выходе из нее, μ — динамическая вязкость, R — газовая постоянная, $T_{\text{ст}}$ — температура поверхности щели, получим, что можно испытывать контактирующие по торцевой поверхности диски с внутренним диаметром $d_{\text{п}} = 30$ мм и наружным диаметром $D_{\text{п}} = 60$ мм. В этом случае номинальная площадь контакта между торцами дисков составит $A_{\text{ном}} = 21,195 \text{ см}^2$.

Данное уравнение расхода через псевдопристный питатель ГСП полагает допущение об изотермическом и безинерционном характере ламинарного течения газа через щель, в связи с чем встает вопрос о предельной высоте щели при принятой величине перепада давлений, которая может участвовать в экспериментах, обеспечивая применимость упомянутых допущений. Так, например, авторы [3] дают рекомендации, в соответствии с которыми при низких и средних давлениях гарантированно такой режим истечения должен наблюдаться при отношении высоты щели к ее длине не менее 500. Этот результат получен ими экспериментально. Автор [4] аналитически

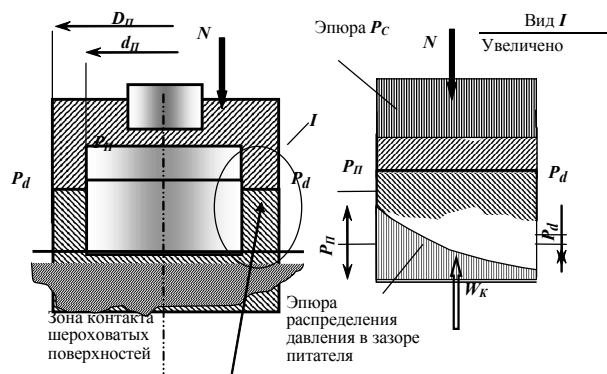


Рис. 1. Схема контакта шероховатых поверхностей дисков, образующих псевдопористый питатель, и возникновения несущей способности (реакции газового слоя) W_k плоской круглой газовой опоре, образованной в зоне контакта

показывает, что ламинарный режим истечения через щель гарантирован, если соблюдается следующее условие (в обозначениях данной работы):

$$\frac{P_n}{P_d} \leq \sqrt{1 + \frac{12 \cdot \mu \cdot 0,5(D_n - d_n) \cdot \sqrt{k \cdot R \cdot T}}{P_d \cdot \delta_{щ}^2}}, \quad (2)$$

где k — показатель адиабаты.

Расчеты, сделанные с использованием данного уравнения, дали возможность сделать вывод о том, что во всех случаях в псевдопористой щели будет наблюдаться ламинарный режим течения воздуха.

Очевидно, что для сжатия шероховатых поверхностей дисков с целью образования псевдопористой щели необходимо приложение некоторого усилия для создания контурного давления P_c , которое определяет величину сближения поверхностей, т.е. зазор в псевдопористом питателе $\delta_{щ}$.

Учитывая, что, исходя из особенностей конструкции псевдопористого питателя, требующего высокой точности при изготовлении, неплоскостность дисков, образующих питатель, должна быть очень мала и не будет превышать долей микрометра. В этом случае можно полагать, что номинальная площадь контакта равна контурной, и нормальная сила N , с которой торцовые поверхности дисков будут прижаты друг к другу, равномерно распределена по поверхности контакта. При использовании зазора между контактирующими поверхностями в качестве питателя, через который подается газ под давлением, для определения контурного давления необходимо учитывать распределение давления газа в зазоре, т.к. щель питателя выполняет в данном случае две функции — питающего устройства и зазора плоской круглой газостатической опоры (ГСО). Этот случай изображен на рис. 1.

Пренебрегая кривизной поверхности контакта, несущую способность ГСО W_k можно определить из выражения, записанного в соответствии с [2, 5], как

$$W_k = \frac{\pi}{6} (D_n^2 - d_n^2) \frac{P_n^3 - P_d^3}{P_n^2 - P_d^2}. \quad (3)$$

Таким образом, для вычисления контурного давления P_c в данном случае необходимо использовать не силу сжатия дисков N , а разность между этой силой и реакцией газового слоя W_k .

Для придания величине P_c разных значений необходимо устройство для варьирования величины N . Очевидно, что самым удобным таким устройством

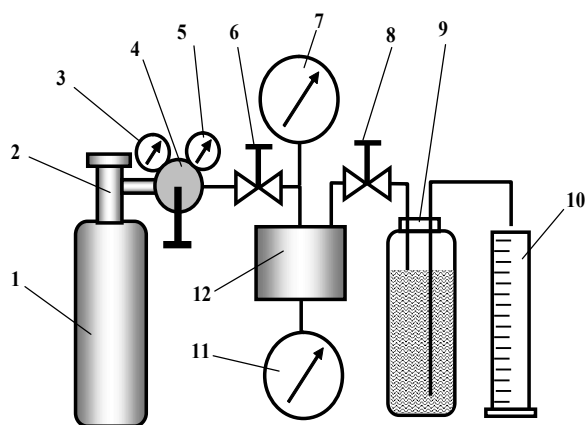


Рис. 2. Схема установки для продувки псевдопористых питателей ГСП: 1—баллон со сжатым воздухом, 2—вентиль баллона, 3—грубый манометр высокого давления, 4—редуктор давления, 5—грубый манометр давления P_n подачи, 6—дополнительный регулятор давления подачи, 7—точный манометр давления подачи, 8—регулятор давления P_d истечения, 9—емкость с жидкостью, 10—мерная емкость, 11—точный манометр для измерения давления истечения, 12—приспособление для крепления элементов щели

является пружина сжатия или комплект таких пружин, деформируя которые можно варьировать величиной N в достаточно большом диапазоне.

Здесь следует также отметить, что в реальной конструкции не должны создаваться контурные давления, близкие к давлению, при котором в контакте наступает пластическая деформация. Это обстоятельство связано с тем, что при сборке высокоточных изделий не следует использовать большие усилия, т.к. это приводит к искажению формы изделия. В то же время, как отмечает большинство исследователей, погрешности формы газовой опоры не должны превышать 1–2 мкм для обеспечения заданных параметров по расходу газа, жесткости и устойчивости.

Кроме того, как было указано выше, значительный интерес представляет получение возможности наблюдать за направлением течения газа в зазоре и выбор метода получения шероховатости, обеспечивающего равномерное течение газовой среды в окружающем направлении.

Очевидным способом, который позволяет это сделать, является нанесение на шероховатые поверхности, вступающие в контакт, некоторого очень мелкодисперсного вещества, хорошо удерживаемого во впадинах шероховатостей для обеспечения манипуляций при сборке и разборке и которое при протекании газа будет частично уноситься потоком. Поскольку проведение подобных опытов на настоящий момент из технической литературы неизвестно, постольку разработка такого способа наблюдения является самостоятельной задачей, выходящей за рамки настоящего исследования.

Другой возможностью косвенного наблюдения за направлением потока газа в зазоре является фиксация энергии выходящего из зазора потока. В этом случае один из дисков должен иметь больший диаметр, а на выступающую его часть можно нанести любое сухое и достаточно «липкое» вещество, которое будет сравнительно легко уноситься потом выходящим из щели газом.

Предварительные эксперименты показали, что таким веществом может являться сажа, нанесенная

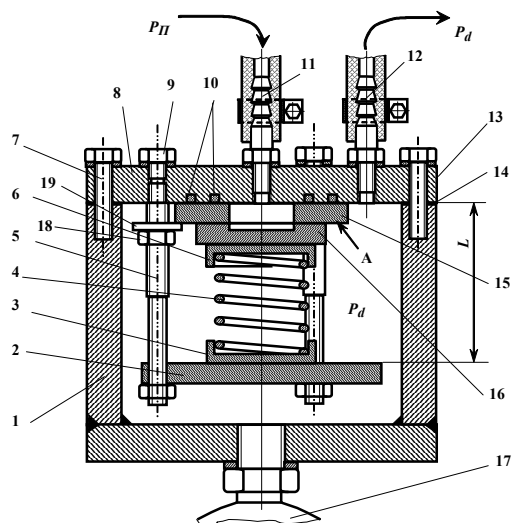


Рис. 3. Приспособление для крепления элементов щели: 1–корпус, 2–прижимной диск, 3–нижний стакан пружины, 4–тарированная пружина сжатия, 5–натяжные шпильки, 6–верхний стакан пружины, 7–болты крепления крышки, 9–заглушка, 10–эластичные уплотнительные кольца, 11–штуцер подвода давления, 12–штуцер отвода газа, 13–крышка, 14–прокладка, 15–большой диск, 16–малый диск, 17–манометр для измерения давления P_d , 18 и 19–гайка и шайба крепления диска 15, A – свободная поверхность для контроля направления потока

на поверхность коптящим пламенем, в связи с чем данный метод может быть рекомендован для проведения такого рода исследований.

В соответствии с выше изложенными требованиями, была изготовлена установка для продувки псевдопористых питателей ГСП (рис. 2 и 3).

Установка работает следующим образом. Сжатый газ (воздух) из баллона 1 через редуктор 4 и регулятор 6 подается к приспособлению 12, проходит через него и стравливается через регулятор давления истечения 8 в герметичную емкость с жидкостью 9. Пренебрегая давлением водяного столба жидкости в емкости 9, можно считать, что в ней воздух находится под атмосферным давлением. Далее воздух вытесняет жидкость в мерную емкость 10. Измеряя объем жидкости и время, в течение которого этот объем наполнился, можно определить расход воздуха через приспособление 12.

В самом приспособлении воздух под давлением $P_п$ проходит через отверстие в большом диске 15 и далее движется по микрозазору $\delta_{щ}$ между торцовыми поверхностями большого и малого дисков в пределах их перекрытия. Затем воздух выходит в полость корпуса 1, где поддерживается давление P_d и далее через штуцер 12 истекает из приспособления.

Усилие, с которым пружина 4 сжимает контактирующие поверхности, создавая контурное давление P_c , регулируется величиной ее натяжения за счет изменения расстояния L .

Пренебрегая силой веса дисков 16 и 15, а также весом стакана 6 в связи с их очевидно небольшой величиной по сравнению с усилием пружины 4, можно определить контактное давление в щели между дисками следующим образом:

$$P_c = [C_{PR} \cdot h_p - (P_п - P_d) \cdot f_d - W_K] / F_K, \quad (4)$$

где C_{PR} – жесткость пружины, h_p – ее натяжение, f_d – площадь внутреннего диаметра большого диска

(равна площади внутренней выточки малого диска), F_K – номинальная площадь контакта, W_K – реакция газового слоя в круговой щели, образованной при контакте двух дисков, определяется в соответствии с (3).

Из уравнения (1) можно получить выражение для определения величины $\delta_{щ}$ по известным геометрическим параметрам дисков, образующих этот микрозазор, и режиму продувки:

$$\delta_{щ} = 1,563 \cdot \sqrt{\frac{M \cdot \mu \cdot R \cdot T (P_п - P_d)}{D_{CF} (P_п^2 - P_d^2)}}. \quad (5)$$

Перед проведением опытов изготовленные 20 пар дисков с притертыми рабочими поверхностями (высота микронеровностей R_z менее 0,1 мкм, неплоскостность менее 0,2 мкм по данным заводской лаборатории) были проверены на герметичность стыка.

Отработка экспериментов проведена на двух парах дисков. При этом изучалась возможность наблюдения за распределением потока выходящего из щели с помощью предложенного метода покрытия свободной поверхности A (рис. 3) сажей. Слой сажи наносился после сборки дисков с пружиной 4 и прижимным диском 2 с помощью коптящего пламени.

На диски наносились однонаправленные шероховатости мелкой наждачной бумагой, измерения параметров шероховатости как в этом, так и во всех других случаях нанесения шероховатости, производилось профилографом-профилометром типа «Абрис-ПМ7.4».

После нанесения шероховатости, диск протирался ацетоном, устанавливался в приспособление со своим парным диском, зажимался пружиной с измерением степени ее предварительного натяжения, и на поверхность A наносился относительно равномерный слой сажи. Равномерность слоя контролировалась визуально по степени почернения поверхности.

Далее приспособление собиралось полностью и подключалось к пневматической схеме. Затем производилось ступенчатое увеличение давления $P_п$ при давлении P_d равном атмосферному. При каждом зафиксированном давлении подключалась система измерения расхода.

Установлено, что способ исследования равномерности направления потока через щелевой питатель, основанный на наблюдении за сносом сажевого слоя, дает удовлетворительные результаты. Оценку неравномерности истечения потока газа предложено производить планиметрическим методом, для чего на изображении диска нужно выделить концентричную его отверстием зону и зону, вышедшую за пределы концентричной окружности. Отношение площадей этих зон и можно считать мерой неравномерности (рис. 4). В последующем изображение увеличивалось в 5 раз, на него наносилась планиметрическая равномерная сетка и производился подсчет «квадратиков», находившихся в одной зоне почернения. Погрешность такого метода можно оценить в 2–3%.

В соответствии с ранее описанной методикой были проверены все изготовленные пары шероховатых дисков, т.е. пары, в которых обе поверхности были покрыты шероховатостями и каждый из шероховатых дисков с гладким диском. В целом установлено следующее:

1. Неравномерность истечения при первом контакте двух поверхностей, обработанных обычной шлифовкой достигает 25–30% в том случае, когда обе поверхности отшлифованы, и направления микронеровностей совпадают. При повторных

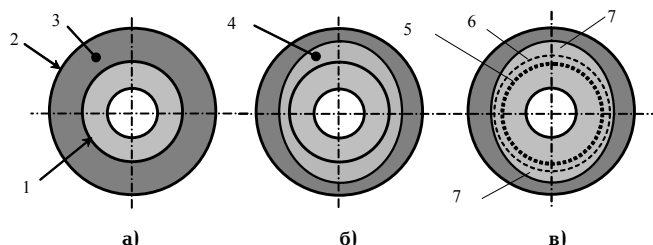


Рис. 4. Схема метода определения неравномерности истечения потока газа через щель питателя: а – изначальная установка дисков; б – диски в сборе после проведения эксперимента; в – измерение неравномерности по отпечатку: 1, 2 – диски, 3 – поверхность А, 4 – зона сноса сажи, 5 – диаметр малого диска, 6 – окружность, concentричная окружности малого диска, 7 – площадки, характеризующие неравномерность потока

нагрузениях этот показатель улучшается и достигает 12 – 15% при 3-м – 4-м нагружении, после чего улучшение прекращается.

При контакте двух шлифованных поверхностей с перпендикулярно расположенными микронеровностями происходит аналогичная, но более благоприятная картина, однако при 3-м – 4-м нагружении неравномерность потока не снижается менее 10%.

Установлено, что максимальная неравномерность проявляется при наиболее грубых обработанных поверхностях с $Rz = 6$ мкм и более. При $Rz = 2,4$ мкм (наименьшие полученные использованным способом шлифования микронеровности) и перпендикулярном положении следов шлифовки минимальная неравномерность при повторных нагружениях может составлять 6 – 8%. Произвольное положение направлений микронеровностей практически не сказывается на описанных выше результатах. Попытка улучшить данный показатель легкой притиркой шероховатых поверхностей «нулевой» пастой не приводит к улучшению результата, а в отдельных случаях даже ухудшает его на 2 – 3%.

2. Неравномерность истечения при первом контакте поверхностей, полученных пескоструйной обработкой составляет не более 10 – 12% при любом относительном окружном положении поверхностей и при любых Rz . Увеличение количества нагружений несколько улучшает этот показатель, доводя его до 3 – 4%. При этом, если еще до испытаний произвести легкую притирку поверхностей «нулевой» пастой, этот показатель при повторных нагружениях снижается до 2 – 3%, что является, по существу, пределом точности оценки неравномерности истечения.

3. При испытаниях поверхностей, полученных лазерной обработкой и при любом относительном окружном положении шероховатых дисков, установлено, что количество нагружений практически не влияет на результат, а неравномерность расхода по окружности находится в пределах погрешности измерения 2 – 3%.

Для аппроксимации результатов испытаний в диапазоне контурных давлений 20 – 200 бар предложено использовать уравнение вида

$$\delta_{\text{ш}} = A \cdot (Rz_1 + Rz_2)^M, \quad (6)$$

где Rz_1 и Rz_2 соответственно высота микронеровностей «первой» и «второй» контактирующей поверхности.

При этом получены следующие уравнения:

— для шлифованных поверхностей:

$$h_m \approx 0,9(Rz_1 + Rz_2)^{5/6};$$

— для опескоструенных поверхностей:

$$h_m \approx 0,95(Rz_1 + Rz_2)^{0,8};$$

— для поверхностей, обработанных лазером:

$$h_m \approx 1,2(Rz_1 + Rz_2)^{0,9}$$

Основные выводы:

1. С точки зрения обеспечения наиболее равномерного истечения газа через псевдопористые щели предпочтение следует отдать лазерной обработке поверхности при создании микронеровностей. Кроме того, лазерная обработка позволяет получить более стабильные микрозазоры, высота которых мало зависит от силы сжатия поверхностей.

2. Полученные зависимости позволяют в первом приближении оценить зависимость высоты щели псевдопористого питателя от высоты микронеровностей создающих его поверхностей.

Библиографический список

1. Коднянко, В.А. Технология и компьютерная среда автоматизации моделирования, расчета и исследования газостатических опор: дис. ...д-ра техн. наук / В. А. Коднянко. — Красноярск, 2005. — 331 с.
2. Болштынский, А.П. Компрессоры с газостатическим центрированием поршня / А.П. Болштынский, В.Д. Белый, С.А. Дорошевич. — Омск: ОмГТУ, 2002. — 406 с.
3. Пинегин, С.В. Статические и динамические характеристики газостатических опор / С.В. Пинегин, Ю.Б. Табачников, И.Е. Сипенков. — М.: Наука, 1982. — 265 с.
4. Шейпак, А.А. Математические модели течения жидкости и газа через щели / А.А. Шейпак // Гидрогазодинамика, гидравлические машины и гидропневмосистемы: тр. Междунар. науч.-техн. и науч.-метод. конф. — М.: Изд-во МЭИ, 2006. — С. 46 – 49.
5. Новиков, И.И. Бессмазочные поршневые уплотнения в компрессорах / И.И. Новиков, В.П. Захаренко, Б. С. Ландо. — Л.: Машиностроение, Ленингр. отд-ние, 1981. — 238 с.

ИВАХНЕНКО Тарас Алексеевич, аспирант кафедры «Гидромеханика и транспортные машины». Адрес для переписки: 644050, г. Омск, пр. Мира, 11.

Статья поступила в редакцию 21.06.2010 г.

© Т. А. Ивахненко

ПАРАМЕТРИЧЕСКИЙ АНАЛИЗ ХАРАКТЕРИСТИК КОМПРЕССОРА С ГАЗОСТАТИЧЕСКИМ ЦЕНТРИРОВАНИЕМ ПОРШНЯ И ПСЕВДОПРИСТЫМИ ПИТАТЕЛЯМИ

В статье рассматриваются основные характеристики компрессора с газостатическим центрированием поршня и псевдопористыми питателями газового подвеса. Дается сравнение показателей такого компрессора и компрессора, газостатическое центрирование поршня которого производится через питатели типа «простая диафрагма». Показано, что при малых диаметрах поршней лучшие результаты дает изготовление питателей газового подвеса в виде контактирующих шероховатых поверхностей.

Ключевые слова: поршневой компрессор, газовый подвес.

Параметрический анализ — это процедура исследования рабочего состояния изделия, которая призвана установить взаимное влияние отдельных параметров на некоторые выбранные характеристики объекта и, пользуясь определением Дж. К. Джонса [1], обычно представляется как упорядоченный поиск, т.е. спланированная последовательность действий. Чаще всего целью параметрического анализа является получение дополнительных знаний об уже имеющемся (в какой-то степени освоенном) объекте, необходимых для его модернизации, реконструкции, в целях обучения будущих и действующих проектировщиков и т.д. С развитием методов оптимизации и появлением быстродействующих ЭВМ актуальность проведения такого анализа несколько уменьшилась. Однако при проектировании слабоизученных объектов, к которым, несомненно, относится компрессор с газостатическим центрированием поршня, такие знания необходимы, поскольку в противном случае начальные стадии проектирования будут происходить в условиях полной неопределенности с высокой вероятностью появления тяжелых последствий.

Особенностью параметрического анализа в данном случае является отсутствие физического объекта (хотя бы опытно-промышленного образца компрессора с газостатическим центрированием поршня), обладающего конкретными свойствами и имеющего исходные числовые значения переменных и констант. Имеются только данные численного и натурного экспериментов, достаточно подробно изложенных в [2], проведенных с модельным образцом компрессора, в которых газовый подвес поршня питался через дроссели в виде круглых коротких отверстий (диафрагм).

Следует отметить, что характеристики собственного газового подвеса поршня с питателями в виде диафрагм теоретически и на модельных образцах изучены довольно полно, в том числе и для различных условий работы. В данном случае, когда питатели представляют собой щели, полученные при контакте шероховатых поверхностей (псевдопористые питатели), наиболее интересным (с точки зрения начальной стадии изучения) являются соотношения между

характеристиками компрессора (диаметр и ход поршня, его масса, давление всасывания и нагнетания, удельная работа цикла и т.д.) и характеристиками псевдопористых питателей (средний зазор и протяженность щели, их количество).

Для выбора основных параметров, подлежащих исследованию, рассмотрим схему поршня компрессора (рис. 1).

С точки зрения заказчика, наиболее важным параметром является производительность компрессора, удельная работа на сжатие и перемещение газа и давление нагнетаемого газа, в связи с чем его параметры (температура и давление всасывания, степень повышения давления, рабочий объем, частота вращения — последние два параметра в совокупности

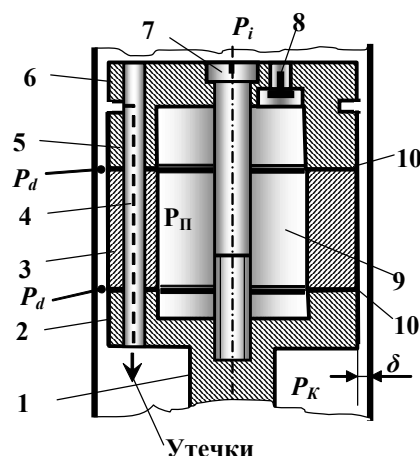


Рис. 1. Один из возможных вариантов конструкции поршня с газовым подвесом и двумя рядами псевдопористых питателей при крейцкопфном исполнении компрессора: 1 — шток, 2 — нижняя рабочая зона ГСП, 3 — средняя рабочая зона ГСП, 4 — центрирующие штифты с каналом для отвода утечек через уплотняющую зону в картер, 5 — верхняя рабочая зона ГСП, 6 — уплотняющая зона поршня, 7 — стяжной винт, 8 — самодействующий обратный клапан, 9 — внутренняя полость поршня (полость питания ГСП), 10 — псевдопористые щели

дают секундный объем вытесняемого компрессором газа) являются величинами независимыми.

В соответствии с имеющимися рекомендациями по проектированию компрессоров вообще и поршневых в частности (наиболее полный и последний источник — [3]), а также с учетом рекомендаций [2] имеется полная возможность на основе этих данных сформировать конструктивные и режимные параметры компрессора, в том числе и размеры его газораспределительных органов.

К независимым параметрам вынужденно следует отнести параметры шероховатости и количество поясов надува газа в зазор между поршнем и цилиндром, т.к. на настоящем уровне знаний нет возможности достаточно надежно вычислить требуемые параметры псевдопористых поверхностей (высота и характер микронеровностей), исходя из наиболее оптимального соотношения: удельная работа компрессора — допустимый эксцентриситет положения поршня в цилиндре.

К независимым параметрам следует отнести и внешние силы, действующие на подвес. В первом приближении можно считать, что газовая сила не создает значимой боковой реакции при крейцкопфном исполнении компрессора. В частности, в работе [2] показано, что значительные боковые силы из-за перепада давления на поршне возникают только при утрированно больших отклонениях оси крейцкопфа от оси цилиндра при очень коротких штоках.

Кроме того, в настоящее время ведется активная разработка сравнительно простого механизма привода поршня компрессора, при котором боковые усилия практически должны отсутствовать [4]. В таком случае независимой переменной, характеризующей внешние силы, должны быть приняты силы инерции, возникающие из-за колебания компрессора, при этом независимыми параметрами являются частота, амплитуда колебаний и масса поршня. В частности, в работе [2] показано, что боковые усилия, действующие на поршень с ГСП в связи с его колебаниями, сопоставимы даже с боковыми силами, которые возникают при использовании кривошипного штатного механизма привода в бескрейцкопфном исполнении.

В связи с тем, что эффективность применения питателей в виде псевдопористых щелей будет сравниваться с работой подвеса, в котором питатели выполнены в виде дроссельных коротких отверстий, очевидно, что основной задачей анализа будет сравнение основных характеристик обоих типов подвесов — это несущая способность и жесткость, а также расход газа на питание.

Наибольшую сложность представляет прогноз параметров колебательного процесса, в котором участвует компрессор. Так, например, при использовании его в составе транспортных устройств амплитуда колебаний на низких частотах периодически может составлять десятки сантиметров и более. В связи с этим целесообразно искать оптимальные параметры компрессора при работе в обычных условиях, когда максимальная амплитуда колебаний не превышает 0,2 мм [5] при частоте, соответствующей частоте возвратно-поступательного движения поршня или частоте вращения приводного двигателя.

В качестве граничных приемов условия, обеспечивающие наиболее длительную безотказную работу компрессора и технологическую возможность его реального изготовления (см. также [2]):

1. Максимальный относительный эксцентриситет $\varepsilon_{П(МАХ)} = 0,2$. Относительно величины $\varepsilon_{П(МАХ)}$ следует от-

Таблица 1
Основные числовые значения выбранного ряда компрессоров с дросселями газового подвеса в виде диафрагм

$D_{Ц}$, мм	20	40	60	100
δ_0 , мкм	10	12	13	15
Q_K , м ³ /мин	0,007	0,06	0,19	0,75
$L_{yA} \cdot 10^{-5}$, Дж/кг	1,40	1,3	1,22	1,2

метить, что большинство авторов считают, что в статическом положении ГСП работоспособен при $\varepsilon_{П} < 0,5$. В связи с тем, что при проектировании динамически нагруженных узлов коэффициент запаса по рабочему параметру принимают равным 2,5, следует ограничить относительный эксцентриситет величиной 0,2. Это означает, что если при расчете получается $\varepsilon_{П} > 0,2$, то такой вариант принимается неработоспособным.

2. Минимальный диаметр дроссельных отверстий $d_{(min)} = 0,1$ мм.

3. Длина уплотняющей части поршня и его ход равны диаметру цилиндра, длина газового подвеса равна трем диаметрам.

4. Количество дроссельных отверстий в одном поясе надува в соответствии с рекомендациями [6] $n_A \geq \pi D / 50$ с округлением до целого числа (D — диаметр в миллиметрах), причем $n_A \geq 3$. Примем, что минимальное количество питателей в виде диафрагм равно четырем ($n_{Amin} = 4$).

5. Номинальное давление всасывания — $P_B = 1$ бар, номинальное давление нагнетания — $P_H = 3 - 6$ бар.

6. Амплитуда колебаний цилиндра $A = 0,2$ мм, частота колебаний $\omega = n_{OB} / 60$ (n_{OB} — число оборотов в минуту кривошипа компрессора), если не учитываются колебания объекта, на котором или рядом с которым установлен компрессор, и $A = 1$ мм, если учитываются эти колебания. В частности, 1 мм — это наиболее характерная амплитуда колебаний современного хорошо уравновешенного ДВС.

7. Минимальная высота микрозора h_m , полученная при контакте шероховатых поверхностей, равна 0,2 мкм.

8. Длина щели L псевдопористого питателя определяется с учетом величины K_3 из выражения

$$L = 0,5 D_{Ц} (1 - K_3). \quad (1)$$

Здесь величина K_3 (коэффициент заполнения конструкции) — отношение объема полости питания (полости поршня) к объему самого поршня. Этот коэффициент удобен для варьирования массой (весом) поршня. Чем больше величина K_3 , тем больше объем полости поршня, меньше его масса и тем меньше протяженность щели псевдопористого питателя.

В качестве функции, минимум которой обеспечивает оптимальное сочетание независимых параметров, выбираем удельную индикаторную работу, т.е. отношение индикаторной работы цикла к массе газа, прошедшей через нагнетательный клапан за один ход поршня.

Оптимизация производилась с использованием программы COMPR32 [2], в которой рассчитываются характеристики ПКГЦП с дросселями в виде диафрагм (табл. 1). Здесь $D_{Ц}$ — диаметр цилиндра, δ_0 — радиальный зазор, Q_K — объемная производительность, L_{yA} — удельная работа цикла.

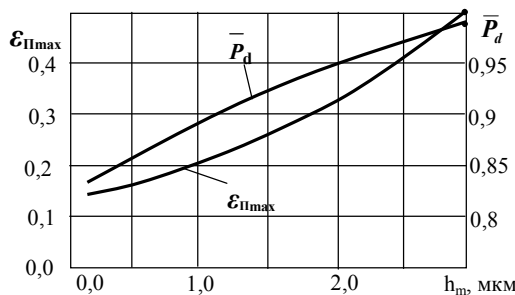


Рис. 2. Зависимость максимального эксцентриситета и относительного давления наддува от средней высоты псевдопористой щели при $n_{об} = 1500 \text{ мин}^{-1}$, $\delta_0 = 10 \text{ мкм}$, $\omega = 50 \text{ Гц}$, $A = 1 \text{ мм}$, $P_B = 1 \text{ бар}$, $P_H = 3 \text{ бар}$, $K_3 = 0,3$. Точками обозначены параметры подвеса с дросселями в виде отверстий с диаметром $0,1 \text{ мм}$ (4 отв.), $D_{ц} = 20 \text{ мм}$

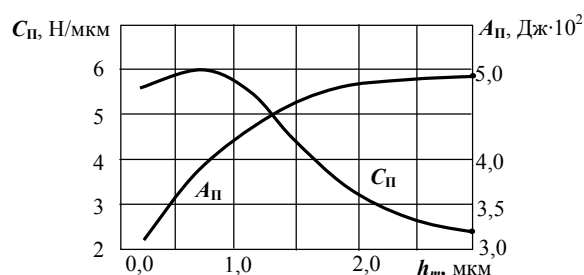


Рис. 3. Зависимость жесткости подвеса и работы, затраченной на питание газового подвеса от средней высоты псевдопористой щели при $n_{об} = 1500 \text{ мин}^{-1}$, $\delta_0 = 10 \text{ мкм}$, $\omega = 50 \text{ Гц}$, $A = 1 \text{ мм}$, $P_B = 1 \text{ бар}$, $P_H = 3 \text{ бар}$, $K_3 = 0,3$. Точками обозначены параметры подвеса с дросселями в виде отверстий с диаметром $0,1 \text{ мм}$ (4 отв.), $D_{ц} = 20 \text{ мм}$

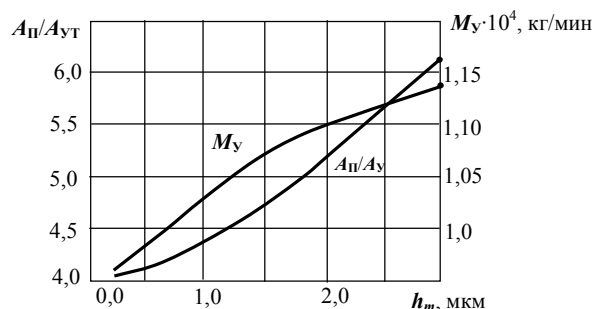


Рис. 4. Зависимость утечек и отношения работ, потраченных на подвес и потерянных с утечками через уплотняющую часть поршня от средней высоты псевдопористой щели при $n_{об} = 1500 \text{ мин}^{-1}$, $\delta_0 = 10 \text{ мкм}$, $\omega = 50 \text{ Гц}$, $A = 1 \text{ мм}$, $P_B = 1 \text{ бар}$, $P_H = 3 \text{ бар}$, $K_3 = 0,3$. Точками обозначены параметры подвеса с дросселями в виде отверстий с диаметром $0,1 \text{ мм}$ (4 отв.), $D_{ц} = 20 \text{ мм}$

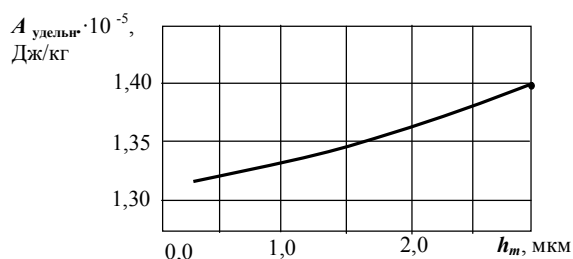


Рис. 5. Зависимость удельной индикаторной работы от средней высоты псевдопористой щели при $n_{об} = 1500 \text{ мин}^{-1}$, $\delta_0 = 10 \text{ мкм}$, $\omega = 50 \text{ Гц}$, $A = 1 \text{ мм}$, $P_B = 1 \text{ бар}$, $P_H = 3 \text{ бар}$, $K_3 = 0,3$. Точкой обозначена $A_{удельн}$ при использовании подвеса с дросселями в виде отверстий с диаметром $0,1 \text{ мм}$ (4 отв.), $D_{ц} = 20 \text{ мм}$

Компрессор с диаметром цилиндра 20 мм

Результаты численного моделирования приведены на рис. 2 – 9.

На рис. 2. приведен анализ работоспособности газового подвеса. Из графиков видно, что базовая конструкция поршня неработоспособна ($\varepsilon_{П(МАХ)}$ больше 0,2), т.к. центрирующий поток газа создает слишком высокое давление в несущем газовом слое и относительное давление наддува находится далеко от оптимума (оптимальное отношение давления в газовом слое к давлению наддува колеблется в пределах 0,8 – 0,85 [6]).

В данном случае высокая работоспособность ГСП может быть достигнута в конструкции с псевдопористыми питателями щелевого типа при среднем зазоре h_m между контактирующими поверхностями менее 1 мкм.

На рис. 3. показаны графики жесткости ГСП и работы, затраченной на питание подвеса. Анализ графиков позволяет сделать вывод о том, что наивысшая жесткость достигается при относительном давлении наддува около 0,9 (см. также рис 2), а работа сжатого газа, затрачиваемая на питание подвеса, довольно резко убывает с уменьшением сечения питателей, в данном случае – среднего зазора в щели, созданной при контакте шероховатых поверхностей.

На рис. 4. приведены результаты расчетов массовых утечек через уплотняющую щель верхней части поршня и соотношения работ, потраченных на работу ГСП и потерянных с утечками.

Анализ графиков позволяет сделать вывод о том, что применение щелевых псевдопористых питателей позволяет за счет уменьшения эксцентриситета положения поршня в цилиндре снизить массовые утечки на 15%, причем, несмотря на явное снижение утечек, снижается и отношение работы, затраченной на питание подвеса к работе, потерянной с утечками почти в полтора раза.

На рис. 5. показано изменение удельной индикаторной работы компрессора с уменьшением высоты питающей щели ГСП. Как следует из графика, эта работа снижается почти на 6%.

При увеличении давления нагнетания с 3-х до 6-ти бар относительное давление в зазоре подвеса существенно уменьшается и находится близко к оптимуму уже в конструкции с дросселями в виде диафрагм (рис. 6).

При этом максимальный эксцентриситет находится в пределах нормы. Применение псевдопористых питателей позволяет снизить эксцентриситет за счет повышения жесткости центрирования (рис. 7) при одновременном снижении затрат работы на питание ГСП.

Применение псевдопористых питателей также позволяет при $P_H = 6 \text{ бар}$ снизить утечки через уплотнительную часть поршня на 15% (за счет снижения эксцентриситета (рис. 6 и 8) и уменьшить работу, затраченную на питание газового подвеса в 2 раза.

На рис. 9 показано изменение удельной индикаторной работы с уменьшением псевдопористой щели.

Как следует из графика, применение псевдопористой щели и при $P_H = 6 \text{ бар}$ позволяет снизить удельную индикаторную работу, т.е. повысить экономичность компрессора.

Компрессор с диаметром цилиндра 40 мм

Работоспособность ПКГЦП с диаметром цилиндра 40 мм при давлении нагнетания 3 бар характеризуется кривыми графиков на рис. 10.

Анализ графиков на рис. 10 позволяет сделать вывод о том, что, как и в случае с диаметром цилиндра 20 мм, при низком давлении нагнетания конструкция ГСП

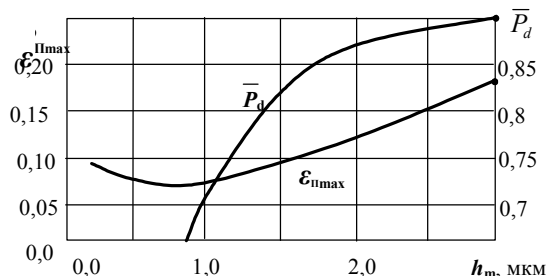


Рис. 6. Зависимость максимального эксцентриситета и относительного давления наддува от средней высоты псевдопористой щели при $n_{OB} = 1500 \text{ мин}^{-1}$, $\delta_0 = 10 \text{ мкм}$, $\omega = 50 \text{ Гц}$, $A = 1 \text{ мм}$, $P_B = 1 \text{ бар}$, $P_H = 6 \text{ бар}$, $K_3 = 0,3$. Точками обозначены параметры подвеса с дросселями в виде отверстий с диаметром 0,1 мм (4 отв.). $D_{Ц} = 20 \text{ мм}$

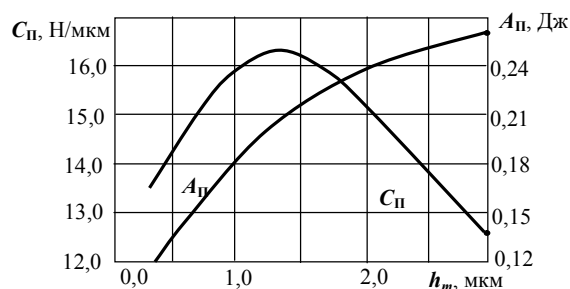


Рис. 7. Зависимость жесткости ГСП и работы, затраченной на питание газового подвеса от средней высоты псевдопористой щели при $n_{OB} = 1500 \text{ мин}^{-1}$, $\delta_0 = 10 \text{ мкм}$, $\omega = 50 \text{ Гц}$, $A = 1 \text{ мм}$, $P_B = 1 \text{ бар}$, $P_H = 6 \text{ бар}$, $K_3 = 0,3$. Точками обозначены параметры подвеса с дросселями в виде отверстий с диаметром 0,1 мм (4 отв.). $D_{Ц} = 20 \text{ мм}$

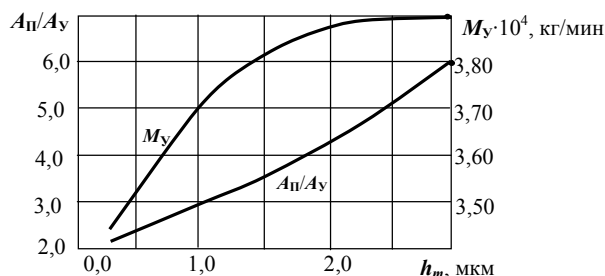


Рис. 8. Зависимость отношения работ, потраченных на подвес и потерянных с утечками через уплотняющую часть поршня от средней высоты псевдопористой щели при $n_{OB} = 1500 \text{ мин}^{-1}$, $\delta_0 = 10 \text{ мкм}$, $\omega = 50 \text{ Гц}$, $A = 1 \text{ мм}$, $P_B = 1 \text{ бар}$, $P_H = 6 \text{ бар}$, $K_3 = 0,3$. Точками обозначены параметры подвеса с дросселями в виде отверстий с диаметром 0,1 мм (4 отв.). $D_{Ц} = 20 \text{ мм}$

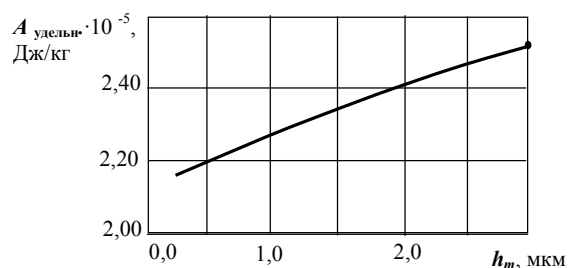


Рис. 9. Зависимость удельной индикаторной работы от высоты псевдопористой щели при $n_{OB} = 1500 \text{ мин}^{-1}$, $\delta_0 = 10 \text{ мкм}$, $\omega = 50 \text{ Гц}$, $A = 1 \text{ мм}$, $P_B = 1 \text{ бар}$, $P_H = 6 \text{ бар}$, $K_3 = 0,3$. Точкой обозначена $A_{удельн}$ при использовании подвеса с дросселями в виде отверстий с диаметром 0,1 мм (4 отв.). $D_{Ц} = 20 \text{ мм}$

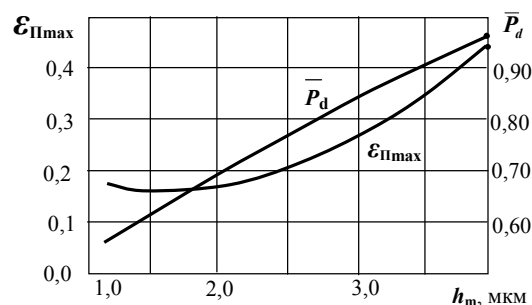


Рис. 10. Зависимость максимального эксцентриситета и относительного давления наддува от средней высоты псевдопористой щели при $n_{OB} = 1500 \text{ мин}^{-1}$, $\delta_0 = 10 \text{ мкм}$, $\omega = 50 \text{ Гц}$, $A = 1 \text{ мм}$, $P_B = 1 \text{ бар}$, $P_H = 3 \text{ бар}$, $K_3 = 0,3$. Точками обозначены параметры подвеса с дросселями в виде отверстий с диаметром 0,1 мм (6 отв.). $D_{Ц} = 40 \text{ мм}$

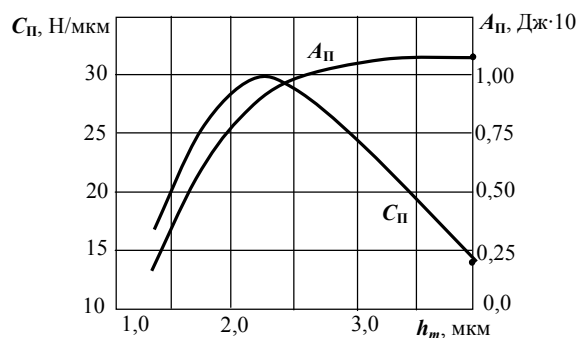


Рис. 11. Зависимость жесткости подвеса и работы, затраченной на питание газового подвеса от средней высоты псевдопористой щели при $n_{OB} = 1500 \text{ мин}^{-1}$, $\delta_0 = 10 \text{ мкм}$, $\omega = 50 \text{ Гц}$, $A = 1 \text{ мм}$, $P_B = 1 \text{ бар}$, $P_H = 3 \text{ бар}$, $K_3 = 0,3$. Точками обозначены параметры подвеса с дросселями в виде отверстий с диаметром 0,1 мм (6 отв.). $D_{Ц} = 40 \text{ мм}$

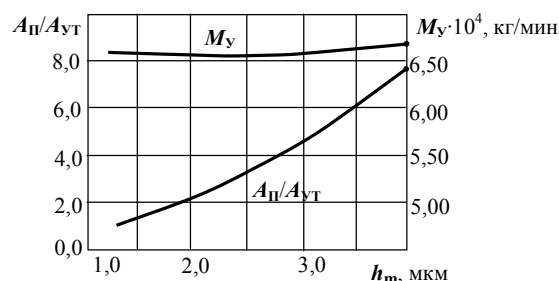


Рис. 12. Зависимость утечек и отношения работ, потраченных на работу подвеса и потерянных с утечками через уплотняющую часть поршня от средней высоты псевдопористой щели при $n_{OB} = 1500 \text{ мин}^{-1}$, $\delta_0 = 12 \text{ мкм}$, $\omega = 50 \text{ Гц}$, $A = 1 \text{ мм}$, $P_B = 1 \text{ бар}$, $P_H = 6 \text{ бар}$, $K_3 = 0,3$. Точками обозначены параметры подвеса с дросселями в виде отверстий с диаметром 0,1 мм (6 отв.). $D_{Ц} = 40 \text{ мм}$

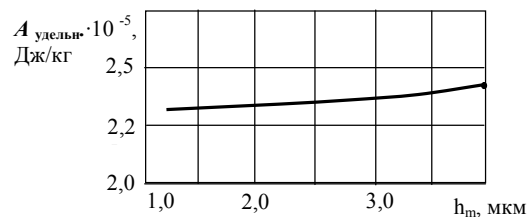


Рис. 13. Зависимость удельной индикаторной работы от средней высоты псевдопористой щели при $n_{OB} = 1500 \text{ мин}^{-1}$, $\delta_0 = 12 \text{ мкм}$, $\omega = 50 \text{ Гц}$, $A = 1 \text{ мм}$, $P_B = 1 \text{ бар}$, $P_H = 3 \text{ бар}$, $K_3 = 0,3$. Точкой обозначена $A_{удельн}$ при использовании подвеса с дросселями в виде отверстий с диаметром 0,1 мм (6 отв.). $D_{Ц} = 40 \text{ мм}$

с дросселями в виде диафрагмы оказывается неработоспособной (относительный эксцентриситет больше 0,2) при заданных условиях.

Применение псевдопористых питателей позволяет при высоте щели h_m менее 2-х мкм сделать конструкцию работоспособной.

Из графиков на рис. 11 хорошо видно, что максимальная жесткость ГСП достигается при $h_m < 2,2$ мкм, когда и достигается высокая работоспособность подвеса.

Кроме того, из графика зависимости потерь работы A_{Π} на питание подвеса хорошо видно, что с уменьшением зазора псевдопористого питателя эта работа также уменьшается. Вид кривой обусловлен кубической зависимостью расхода через щель от высоты щели.

Благодаря снижению расхода газа на питание с уменьшением высоты щели питателей и уменьшению при этом эксцентриситета положения поршня в цилиндре, происходит уменьшение утечек через гладкую уплотняющую часть поршня, и при этом снижению работы, потраченной на питание подвеса относительно уменьшающихся же утечек. Как и в случае с компрессором, имеющим диаметр цилиндра 20 мм, уменьшение расхода газа на центрирование поршня вместе с уменьшением эксцентриситета и утечек приводит к снижению удельной работы цикла.

При увеличении давления нагнетания с 3-х до 6-ти бар, как и в случае с компрессором при $D_{\Pi} = 20$ мм, происходит существенное улучшение центрирования поршня.

Это обстоятельство и обуславливает практически постоянный эксцентриситет при изменении сечения питающего устройства. Как и в предыдущих случаях уменьшение высоты щели псевдопористых питателей приводит к снижению затрат работы на питание газового подвеса.

Практически постоянный эксцентриситет приводит к тому, что величина утечек остается практически неизменной (рис. 12) при снижении отношения работ, потраченных на подвес и потерянных с утечками за счет уменьшения расхода газа на центрирование.

В данном варианте при высоте щели около 1,5 мкм потери работы на утечки и питание подвеса становятся практически равными. На рис. 13 показано изменение удельной индикаторной работы от размера питающей щели.

Из графика видно, что размер питающей щели псевдопористых питателей практически не оказывает влияния на экономичность компрессора.

Проведенные аналогичные численные расчеты для компрессора с диаметрами цилиндров 60 и 100 мм показали, что с дальнейшим увеличением диаметра цилиндра применение питающих щелей в виде псевдопористых питателей не дает преимуществ по сравнению с дросселями в виде диафрагмы даже при низком давлении нагнетания.

Основные выводы

1. Рассмотренная в работе конструкция ПКГЦП с псевдопористыми питателями ГСП позволяет создавать работоспособные и экономичные конструкции мало- и микрорасходных компрессоров с газовым подвесом поршня.

2. Наибольший эффект дает применение псевдопористых питателей в компрессорах с диаметром поршня 40 мм и менее, причем чем ниже давление нагнетания, тем выше целесообразность замены обычных дросселей типа простая диафрагма на псевдопористые питатели в том случае, если имеется технологическая возможность изготовления калиброванных отверстий диаметром 0,1 мм и менее.

Библиографический список

1. Джонс, Дж. К. Методы проектирования / Дж. К. Джонс. — М.: Мир, 1986. — 326 с.
2. Болштянский, А.П. Компрессоры с газостатическим центрированием поршня / А.П. Болштянский, В.Д. Белый, С.А. Дорошевич. — Омск: ОмГТУ, 2002. — 406 с.
3. Пластинин, П.И. Поршневые компрессоры. Т. 2. Основы проектирования. Конструкции. — М.: КолосС, 2008. — 711 с.
4. Лысенко, Е.А. Конструкция и расчет маловибрационного поршневого компрессора с комбинированным механизмом привода: автореф. дис. ... канд. техн. наук. — Омск: ОмГТУ, 2009. — 20 с.
5. Колебания и вибрации в поршневых компрессорах / Ю.А. Видякин [др.]. — Л.: Машиностроение, 1972. — 224 с.
6. Шейнберг, С.А., Жедь В.П., Шишеев М.Д. Опоры скольжения с газовой смазкой / С.А. Шейнберг, В.П. Жедь, М.Д. Шишеев; под ред. С.А. Шейнберга. — М.: Машиностроение, 1979. — 336 с.

БОЛШТЯНСКИЙ Александр Павлович, доктор технических наук, профессор кафедры гидромеханики и транспортных машин.

ИВАХНЕНКО Тарас Алексеевич, аспирант кафедры гидромеханики и транспортных машин.

Адрес для переписки: 644050, г. Омск, пр. Мира, 11.

Статья поступила в редакцию 22.06.2010 г.

© А. П. Болштянский, Т. А. Ивахненко

Книжная полка

629.7/A19

Аверьянов, Г. С. Гидравлический привод летательных аппаратов. Гидравлика и гидромашины [Текст]: учеб. пособие / Г. С. Аверьянов; ОмГТУ. — Омск, 2010. — 80 с.: рис., табл. — Библиогр.: с. 79. — ISBN 978-5-8149-0926-8.

Изложены основы гидравлики и теории объемных гидравлических машин, даны расчеты основных параметров гидронасосов и гидродвигателей, описаны их принципиальные схемы.

Учебное пособие предназначено для студентов, обучающихся по направлению подготовки 160100.62 и специальностям 160301.65, 160302.65, 160801.65, 160803.65. Может быть полезно студентам других машиностроительных специальностей и направлений подготовки при освоении дисциплины «Гидравлический привод».

РАСЧЕТ КОНСТРУКТИВНЫХ ПАРАМЕТРОВ УГОЛЬНИКОВОЙ ОБЪЕМНОЙ ГИДРОМАШИНЫ

Рассмотрена оригинальная конструкция угольной объемной гидромашины. Выявлена взаимосвязь конструктивных параметров основных элементов гидромашины. Определена величина утечек через зазоры.

Ключевые слова: угольная гидромашина, параметры, расчет, производительность.

В отечественном машиностроении все чаще и чаще находят место силовые передачи, в которых для переноса энергии используется жидкая рабочая среда.

Наиболее сложный тип машин, с переменной производительностью, работающих в гидравлических передачах, — это аксиально-поршневые насосы с косой шайбой.

Основными недостатками существующих аксиально-поршневых насосов являются:

- сложность изготовления косой шайбы;
- сложное соединение косой шайбы с плунжерами (упорный подшипник качения или скольжения);
- косая шайба представляет собой (вместе с присоединяемыми деталями) динамически неуравновешенную систему (рис. 1), порождающую динамический инерционный момент, который реакции опор должны компенсировать [1].

Для ослабления недостатков существующих аксиально-плунжерных машин нами разработана угольная объемная гидромашина с двумя рабочими зонами, значительно отличающаяся от существующих, новизна конструкции которой подтверждена патентом [2]. Указанная угольная гидромашина относится к типу машин с малым расходом и низким рабочим давлением. Потенциально схема угольной гидромашины (рис. 2) допускает возможность регулирования производительности.

Достоинством угольной схемы в гидромашине является простота конструкции, все детали являются, по сути, телами вращения.

Однако наряду с достоинством угольной передачи следует отметить недостатки, из-за которых она не нашла своего применения как передача:

- повторяющиеся связи;
- значительное скольжение и трение в основном узле;
- жесткие ограничения по отклонениям угла изгиба плунжеров (в жестком корпусе) и др.

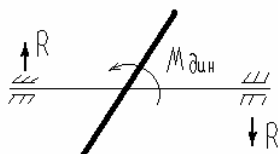


Рис. 1. Схема динамической системы

Но при анализе работы угольной передачи обнаружены дополнительные ее свойства. Относительное движение промежуточных звеньев в отверстиях фланцев валов подобно движению плунжеров в цилиндрах. Этим мы и воспользовались при проектировании гидромашины с применением угольной передачи.

Использование угольной передачи в объемной гидромашине с постоянным расходом жидкости представлено на рис. 2.

Угольная гидромашина работает следующим образом: вращение от ведущего блока цилиндров 2 промежуточными звеньями 4 передается ведомому блоку цилиндров 3. Плунжера перемещаются возвратно поступательно вдоль цилиндров, обеспечивая рабочий процесс.

Основными параметрами объемной гидромашины являются:

- производительность (теоретическая)

$$Q_T = 2 \frac{\pi d_n^2}{4} z \cdot D \cdot \operatorname{tg} \frac{\alpha}{2} \cdot n, \quad (1)$$

d_n — диаметр плунжера;

z — количество плунжеров;

D — диаметр окружности расположения осей плунжеров;

α — угол изгиба плунжера;

n — частота вращения блоков цилиндров;

- давление

$$p = p_2 - p_1, \quad (2)$$

p_1 — давление на выходе;

p_2 — давление на входе;

- затраченная мощность привода гидромашины

$$N = p \cdot Q_T \cdot \eta, \quad (3)$$

η — механический КПД гидромашины.

Как правило, Q_T входит в ТЗ на проектирование гидромашины. Из уравнения (1) мы видим, что Q_T зависит от конструктивных параметров машины: d_n , z , D , α , n , изменяя которые мы можем получить необходимую производительность разрабатываемого механизма.

Однако производительность реальная Q_p отличается от производительности теоретической Q_T на величину утечек Q_y .

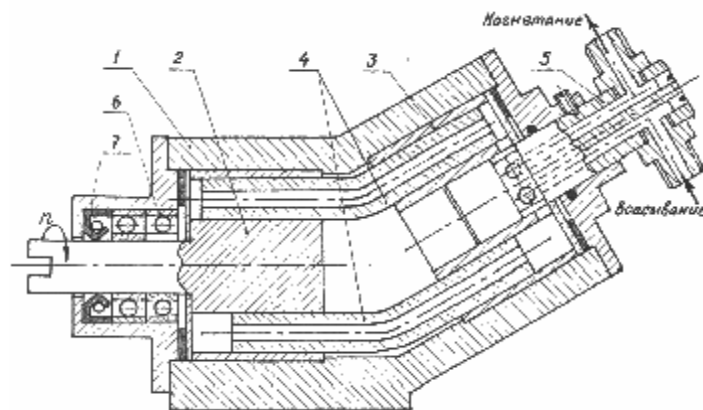
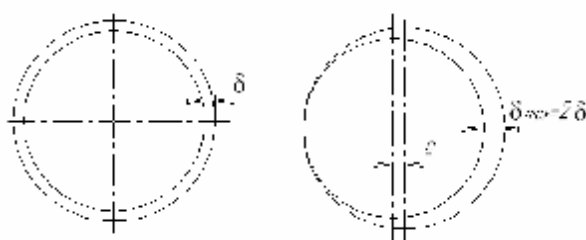


Рис. 2. Угольниковая объемная гидромашина

1–корпус с крышками; 2–ведущий блок цилиндров с валом; 3–ведомый блок цилиндров; 4–промежуточные звенья (плунжеры); 5–золотник; 6–опора; 7–уплотнения



а) концентрическое б) эксцентрическое
Рис. 3. Расположение плунжера относительно цилиндра.
е–эксцентриситет, δ –кольцевой зазор

$$Q_p = Q_T - Q_y. \quad (4)$$

Определение утечек жидкости через зазоры, образованные сопрягаемыми деталями, является важной задачей в теории гидропередач. Во многих случаях возможность устранения или уменьшения утечек предопределяет пригодность того или иного гидравлического механизма.

Как показано в [3], утечки жидкости зависят от величины зазора, от вязкости жидкости, от перепада давления и от скорости относительного перемещения деталей.

В основном утечки зависят от величины зазора. При уменьшении зазора утечки жидкости снижаются. Однако при очень малых зазорах, вследствие температурных деформаций, возможны заклинивания сопрягаемых деталей и нарушение нормальной работы гидропередачи. Определение минимально допустимого зазора – сложная задача, так как сопрягаемые детали работают в различных температурных режимах, установить которые расчетным путем во многих случаях не представляется возможным. Поэтому при выборе зазора необходимо руководствоваться главным образом опытными данными, при которых величина зазора принимается с некоторым запасом, гарантирующим нормальную работу гидропривода.

Принято рассматривать два случая взаимного расположения цилиндра и перемещающегося внутри него поршня (рис. 3).

Концентрическое расположение плунжера относительно цилиндра возможно лишь как допущение при работе идеального механизма.

Рассматривая работу угольниковой объемной гидромашины, принимаем во внимание то, что при работе насоса жидкость, находящаяся в рабочей камере, в фазе нагнетания противодействует сжатию ее плунжером и оказывает на плунжер давление, выражаемое силой P (рис. 4).

Перенесем силы P вдоль линии действия в точку пересечения этих линий. Находим результирующую силу P_1 .

$$P_1 = 2P \cdot \sin \frac{\alpha}{2}. \quad (5)$$

Рассмотрим плунжер, как жесткое недеформированное тело (рис. 4). Результирующая сила P_1 будет сдвигать плунжер параллельно на величину зазора и прижимать его к стенке цилиндра, вызывая тем самым эксцентрическое положение плунжера относительно плунжерного отверстия в цилиндре.

Величина утечек жидкости через зазор при эксцентрически расположенном плунжере по отношению к цилиндру определяется [3]:

$$Q_y = \left[\frac{(p_1 - p_2)}{12 \cdot \mu \cdot l_{\text{раб}}} 2.5 \delta^3 + \frac{v_n \cdot \delta}{2} \right] \pi \cdot d_n, \quad (6)$$

где p_1, p_2 – давления в разных полостях цилиндра, v_n – скорость перемещения плунжера в цилиндре, δ – величина зазора между плунжером и цилиндром, μ – коэффициент динамической вязкости жидкости,

$l_{\text{раб}}$ – рабочая длина образующей плунжера (длина зазора),

d_n – диаметр плунжера (номинальный диаметр соединения) [3].

Заметим, что при $v_n = 0$ величина утечек Q_y будет определяться перепадом давления ($p_1 - p_2$), а также зависеть от конструктивных параметров насоса: величины зазора δ , вязкости жидкости, длины образующей $l_{\text{раб}}$, а также диаметра плунжера d_n . Особенно существенно величина утечек зависит от зазора δ , так как он входит в уравнение в третьей степени.

Задаваясь допустимым значением утечек Q_y^A выразим δ из уравнения (6):

$$\delta = \sqrt[3]{\frac{4.8 \cdot Q_y^A \cdot \mu \cdot l_{\text{раб}}}{\Delta p \cdot \pi \cdot D}}. \quad (7)$$

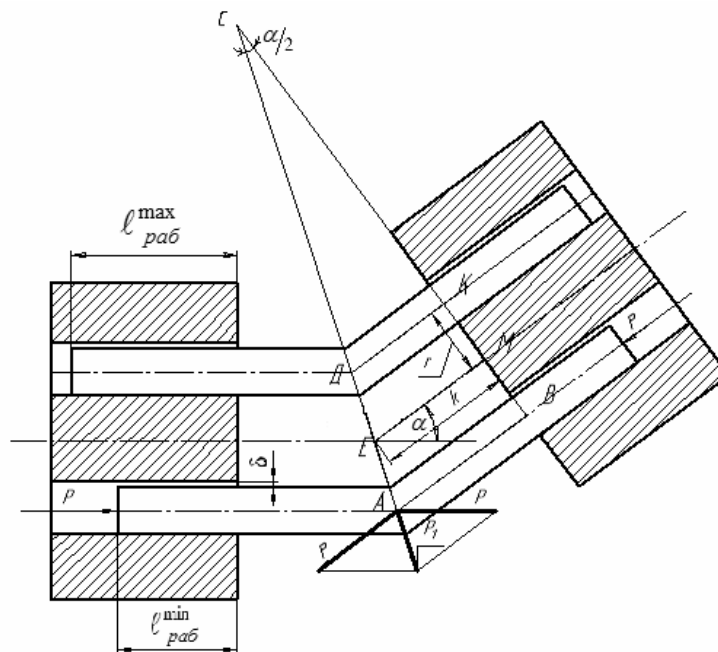


Рис. 4. Схема нагружения угольной объемной гидромашины.

$k=EM$ —расстояние от точки пересечения осей цилиндров до внутреннего торца цилиндра;

$r=BM=MK$ —радиус окружности расположения центров плунжеров в цилиндре;

δ —зазор; α —угол изгиба плунжера; l —длина плунжера; $l_{раб}^{max}$ —максимальная длина рабочей части плунжера;

$l_{раб}^{min}$ —минимальная длина рабочей части плунжера; P —сила давления

Для определения $l_{раб}$ — рабочей длины образующей плунжера при различных углах изгиба плунжера, выведем зависимость между длиной и углом изгиба плунжера.

Рассмотрим подобные треугольники $\triangle EMC$, $\triangle DCK$, $\triangle ACB$ (рис. 4).

Из подобия этих треугольников мы определим максимальное и минимальное значения длины рабочей части плунжера, в зависимости от угла изгиба плунжера.

$$l_{раб}^{max} = l - k + r \cdot \operatorname{tg} \frac{\alpha}{2}, \quad (8)$$

$$l_{раб}^{min} = l - k - r \cdot \operatorname{tg} \frac{\alpha}{2}. \quad (9)$$

Исходя из уравнений 7, 8, 9, выведем зависимость между основными конструктивными параметрами угольной объемной гидромашины, при известной величине утечек она будет такой:

$$\delta = \sqrt[3]{4.8 \frac{Q_v^H \cdot \mu \left(l - k \pm r \cdot \operatorname{tg} \frac{\alpha}{2} \right)}{\Delta p \cdot \pi \cdot D}} \quad (10)$$

На основании полученного уравнения (10) мы можем обоснованно задавать требования к точности изготовления и обработки основных деталей предлагаемой гидромашины, тем самым определить техно-

логию изготовления основных узлов и изделия в целом.

Библиографический список

1. Гидравлика, гидромашины и гидропневмопривод / Т.В. Артемьева и [др.] — 2-е изд., стер. — М.: Издательский центр «Академия», 2006. — 336 с.
2. Пат. RU № 81268 U1, МПК F04B 1/10/Балакин П.Д., Дегтярёв А.А., Карбаинова С.Н., Шмидт А.В.; заявитель и патентообладатель ФГОУ ВПО ОмГАУ. — № 2008140488 /22, заявл. 13.10.2008; опубл. 10.03.2009; Бюл. № 3.
3. Гурьев, В.П. Гидравлические объемные передачи / В.П. Гурьев, В.И. Погорелов. — М.: Машгиз, 1964. — 344 с.

ДЕГТЯРЁВ Анатолий Антонович, кандидат технических наук, доцент (Россия), доцент кафедры деталей машин и инженерной графики.

КАРБАИНОВА Светлана Николаевна, аспирантка кафедры деталей машин и инженерной графики.

РЕДРЕЕВ Григорий Васильевич, кандидат технических наук, заведующий кафедрой деталей машин и инженерной графики.

Адрес для переписки: 644008, г. Омск, ул. Физкультурная, 1.

Статья поступила в редакцию 05.04.2010 г.

© А. А. Дегтярёв, С. Н. Карбаинова, Г. В. Редреев

ПРИМЕНЕНИЕ МЕТОДА АНАЛИТИЧЕСКОЙ ИЕРАРХИИ ДЛЯ ВЫБОРА ФОТОЭЛЕКТРИЧЕСКИХ ПРЕОБРАЗОВАТЕЛЕЙ ПРИ ПРОЕКТИРОВАНИИ МИКРОСПУТНИКОВ

В представленной статье рассматривается выбор фотоэлектрических преобразователей на предварительном этапе проектирования с использованием метода аналитической иерархии.

Ключевые слова: фотоэлектрические преобразователи, метод аналитической иерархии.

Одной из важных задач при проектировании сложных технических систем (СТС), к которым относятся микроспутники, является выбор наиболее оптимальных проектных решений при разработке СТС. В настоящее время оценка технического уровня СТС является актуальной задачей.

В соответствии с основными процедурами проектирования [1], представленными на рис. 1, оценка технического уровня СТС необходима на каждом этапе при разработке СТС.

Проектирование системы начинается с синтеза исходного варианта ее структуры. Для оценки этого варианта создается математическая модель.

После выбора исходных значений параметров элементов выполняется анализ варианта, по результатам которого становится возможной его оценка, проводимая по проверке выполнения условий работоспособности, сформулированной в ТЗ. Если условия работоспособности выполняются в должной мере, то полученное проектное решение принимается,

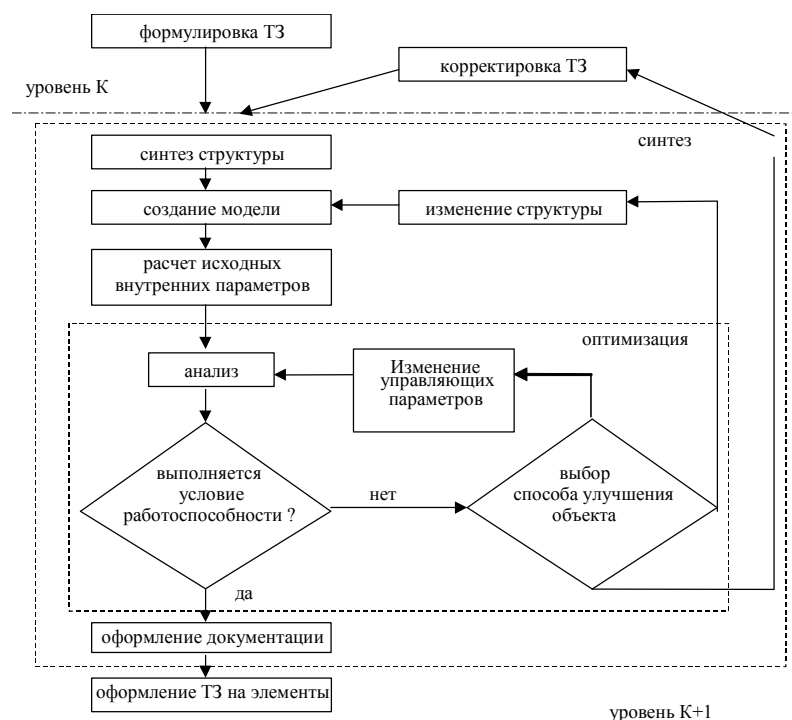


Рис. 1. Типичная последовательность проектных процедур

Таблица 1

Характеристики фотоэлектрических элементов

Тип характеристики	Монокристаллические кремниевые	Аморфные кремниевые	Гетероструктурные GaAs-GaAlAs
Стоимость (руб/Вт)	200	100	350
Удельная мощность СБ при AM0, 25°C в оптимальной точке ВАХ, Вт/м ²	200	90-100	~350
Удельная мощность СБ при AM0, 60°C, в оптимальной точке ВАХ, Вт/м ²	165-170	80-90	~320
Удельная масса (по фотообразующей части без учёта каркаса), кг/м ² : –сетчатая подложка	1,7-1,85		1,9
–сотовая подложка	1,4-1,5	0,3	1,6
Деградация рабочего тока за САС, %		Радикационная деградация	
–10 лет GEO	20		15
–10 лет LEO	20		15
–10 лет на эллиптической и промежуточной орбитах	30	–7%	25
КПД, %	~15	~12	~30

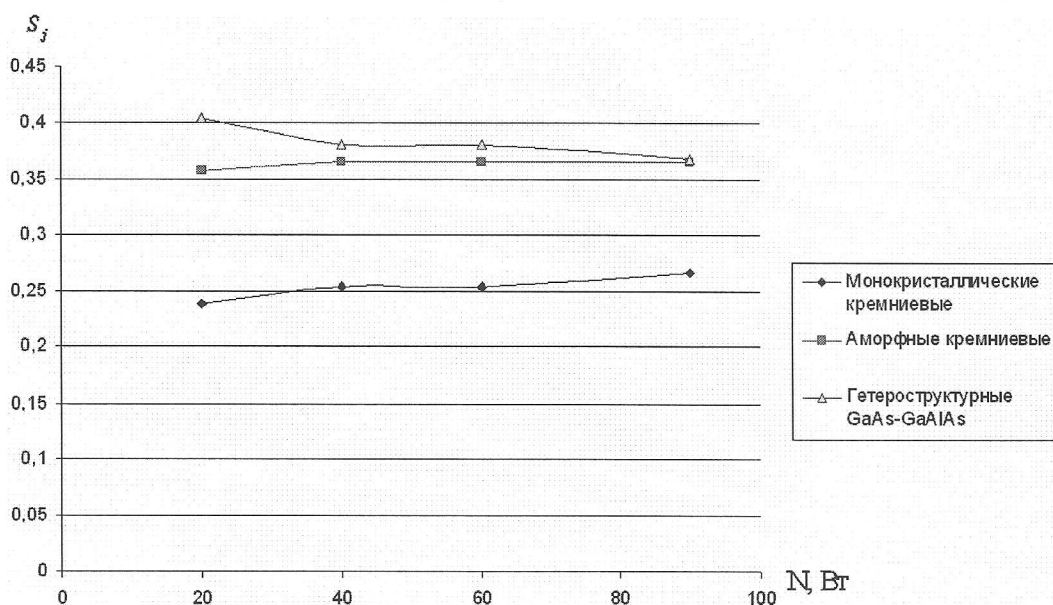


Рис. 2. Изменение показателя качества в зависимости от мощности солнечной батареи

Таблица 2

Шкала относительной важности	
Уровень важности	Количественное значение
Равная важность	1
Умеренное превосходство	2
Существенное или сильное превосходство	3
Значительное (большее) превосходство	4
Очень большое превосходство	5

система 2-го уровня описывается в принятой форме и формулируется ТЗ на проектирование элементов данного уровня, то есть систем следующего уровня. Если полученное проектное решение неудовлетворительно, выбирается один из возможных путей улучшения проекта [1].

На предварительном этапе проектирования необходимо выбрать наилучшую альтернативу фотоэлектрических преобразователей для микроспутника.

В настоящее время применяются при проектировании микроспутников применяются три типа ФЭП, характеристики которых представлены в табл. 1.

Поскольку на предварительном этапе проектирования существует неопределенность, связанная с выбором и компоновкой систем микроспутника, то анализ по конкретным характеристикам микроспутника не представляется возможным. В связи с этим для оценки лучшей альтернативы целесообразно применять метод аналитической иерархии. При выборе наилучшей альтернативы неопределенный параметр может быть задан диапазоном, например, мощность проектируемого спутника находится в диапазоне от 20 до 90 Вт [2].

Предположим, что рассматриваются установка трех типов фотоэлектрических преобразователей:

- А – монокристаллические кремниевые
- В – аморфные кремниевые
- С – гетероструктурные GaAs-GaAlAs.

При попарных сравнениях в распоряжение лица, принимающего решения (ЛПР), дается шкала словесных определений уровня важности критериев, причем каждому определению ставится в соответствие число (табл. 2).

При сравнении элементов, принадлежащих одному уровню иерархии, ЛПР выражает свое мнение,

Матрица сравнений для критериев

	Стоимость (руб/Вт)	Удельная масса (по фотообразующей части без учёта каркаса), кг/м ²	Деградация рабочего тока за САС, %	КПД, %	Удельная мощность СБ при АМ0, 25°С в оптимальной точке ВАХ, Вт/м ²	Собственный вектор	Вес
Стоимость, руб	1	4	3	1	1	1,00	0,33
масса ФЭП, кг	0,25	1	2	1	1	0,50	0,17
Деградация рабочего тока за САС, %	0,33	0,5	1	1	1	0,40	0,13
КПД, %	1	1	1	1	1	0,57	0,19
Удельная мощность СБ при АМ0, 25°С в оптимальной точке ВАХ, Вт/м ²	1	1	1	1	1	0,57	0,19

Таблица 4

Сравнение по критерию деградация рабочего тока

Альтернатива	A	B	C	Собственный вектор	Вес
A	1,00	0,28	0,80	1,00	0,17
B	3,57	1,00	2,86	3,57	0,61
C	1,25	0,35	1,00	1,25	0,21

Таблица 5

Сравнение по критерию КПД

Альтернатива	A	B	C	Собственный вектор	Вес
A	1,00	1,25	0,50	1,00	0,26
B	0,80	1,00	0,40	0,80	0,21
C	2,00	2,50	1,00	2,00	0,53

Таблица 6

Сравнение по критерию удельная мощность ФЭП

Альтернатива	A	B	C	Собственный вектор	Вес
A	1,00	2,00	0,57	1,00	0,31
B	0,50	1,00	0,29	0,50	0,15
C	1,75	3,50	1,00	1,75	0,54

Таблица 7

Сравнение по критерию стоимость

Альтернатива	A	B	C	Собственный вектор	Вес
A	1	1	0,20	1,00	0,18
B	1	1	2,04	2,15	0,40
C	4,91	0,49	1	2,28	0,42

Таблица 8

Сравнение по критерию масса ФЭП

Альтернатива	A	B	C	Собственный вектор	Вес
A	1,00	0,40	0,61	1,00	0,19
B	2,50	1,00	1,52	2,50	0,49
C	1,64	0,66	1,00	1,64	0,32

используя одно из приведенных в табл. 2 определений. Матрица сравнений критериев выбора фотоэлектрических преобразователей (ФЭП) представлена в табл. 3.

Сначала сравниваются заданные альтернативы для мощности 20 Вт по каждому критерию отдельно. Эти попарные сравнения представлены в табл. 4–8.

Оценка по стоимости в зависимости от заданной мощности определяется по формуле:

$$C = \frac{N}{N_{yd}} \cdot C_{yd},$$

C – общая стоимость ФЭП, руб

N – общая мощность ФЭП, Вт

N_{ya} – мощность, снимаемая с 1 м², Вт/м²

C_{ya} – стоимость 1 м² ФЭП.

Оценка по массе в зависимости от заданной мощности определяется по формуле:

$$m = \frac{N}{N_{yd}} \cdot m_{yd},$$

где m – общая масса ФЭП, кг

N – общая мощность ФЭП, Вт

N_{ya} – мощность, снимаемая с 1 м², Вт/м²

m_{ya} – масса 1 м² ФЭП.

По аналогии сравниваются альтернативы ФЭП для мощности солнечных батарей в диапазоне от 20 до 90 Вт.

Табл. 3–8 позволяют рассчитать коэффициенты важности соответствующих элементов иерархического уровня. Синтез полученных коэффициентов важности осуществляется по формуле:

$$S_j = \sum_{i=1}^n w_i V_{ji},$$

где S_j – показатель качества j-й альтернативы; w_i – вес i-го критерия; V_{ji} – важность j-й альтернативы по i-му критерию [3].

Для трех вариантов ФЭП произведенные вычисления позволяют определить показатели качества альтернатив в диапазоне мощности от 20 до 90 Вт, представленные на рис. 2.

Итак, в диапазоне мощности от 20 до 90 Вт, в соответствии с предпочтениями ЛПР по табл. 3, наилучшей альтернативой являются гетероструктурные

GaAs-GaAlAs фотоэлектрические преобразователи. В соответствии с техническим заданием на проектируемый микроспутник определяются весовые коэффициенты предпочтения критериев, представленные в табл. 3, на основании которых при использовании метода аналитической иерархии на предварительном этапе проектирования можно получить наилучшие альтернативы оборудования, устанавливаемого на микроспутники. Результаты, полученные методом аналитической иерархии на предварительном этапе проектирования, согласуются с другими многокритериальными методами выбора наилучшей альтернативы, применяемыми на более поздних стадиях проектирования, а также существующих микроспутников [2].

Библиографический список

1. Бельков, В.Н. Ракетные комплексы: аспекты автоматизированного проектирования: учеб. пособие / В.Н. Бельков, В.А. Ланшаков. — Омск: Изд-во ОмГТУ, 2002. — 120 с.
2. Малые космические аппараты: справочное пособие / В.Н. Блинов [и др.] — Омск: Изд-во ОмГТУ, 2010. — Книга 2. — 240 с.
3. Саати, Т. Л. Принятие решений. Метод анализа иерархий / Т.Л. Саати. — М.: Радио и связь, 1989. — 316 с.

Информация

Стипендиальная программа компании Airbus

Самолеты европейской авиастроительной компании Airbus курсируют в небе, а студенты, получившие стипендию, покоряют профессиональные высоты. На протяжении последних 20 лет европейский авиастроитель оказывает поддержку талантливым студентам технических специальностей и экономистам. Для компании, офисы и сборочные цеха которой находятся в разных странах Европы, международный опыт стипендиатов является важным критерием. Поэтому у студентов-иностранцев, обучающихся в немецких вузах, шансы получить стипендию довольно высокие.

Кто может получить стипендию

Стипендиальная программа компании Airbus предназначена для студентов, изучающих машиностроение, авиационную и космическую технику, мехатронику, электротехнику, информатику, экономические науки и организацию производства, а также смежные дисциплины. Ведь эти специализации востребованы и в самом концерне. После завершения своего обучения стипендиат не связан контрактными обязательствами и может принять или отклонить предложение о работе, если оно последует от компании.

Для участия в программе необходимо окончить три семестра бакалавриата. Как подтвердили в компании Airbus, шанс получить стипендию есть и у тех, кто получил степень бакалавра в России и учится в магистратуре немецкого вуза. Хорошая успеваемость и личная мотивация помогут студенту получить заветную стипендию. Компания отбирает «целеустремленных молодых людей, ставящих перед собой высокие цели и задачи».

Размер стипендии составляет 255 евро в месяц. Если студент поедет в зарубежный вуз на семестр по обмену, то сумма увеличится на 155 евро на этот период. Большое внимание уделяется и развитию личных качеств. Стипендиаты участвуют в специальной программе Airbus, которая включает курсы риторики, презентации и управления. За каждым участником закрепляется куратор, который помогает с поиском стажировок и написанием дипломной работы.

Как подать заявление

Для участия в программе Airbus нужно прислать резюме, мотивационное письмо, копию аттестата о среднем образовании и свидетельство об окончании трех семестров бакалавриата. Документы принимаются по адресу:

AIRBUS Operations GmbH
Studienförderung, HDA2
Frau Nicole Friedrich
Kreetslag 10
21129 Hamburg
Germany

Отбор стипендиатов проводится два раза в год — осенью и весной. Для участия в весеннем отборе 2011 года документы надо отправить **до 28 февраля 2011 года**, в осеннем — до 31 июля 2011 года. Соискатели, прошедшие первый тур, приглашаются на собеседование, которое может открыть для них новые горизонты.

Источник: http://www.rsci.ru/grants/grant_news/297/227661.php (дата обращения 17.11.10)

ИВАНОВ Руслан Николаевич, кандидат технических наук, доцент кафедры «Транспорт и хранение нефти и газа, стандартизация и сертификация».

ШАЛАЙ Виктор Владимирович, доктор технических наук, профессор, заведующий кафедрой «Транспорт и хранение нефти и газа, стандартизация и сертификация», ректор Омского государственного технического университета.

ХОДОРЕВА Елена Викторовна, кандидат технических наук, старший преподаватель кафедры «Транспорт и хранение нефти и газа, стандартизация и сертификация».

КУЧЕРЕНКО Максим Валерьевич, аспирант, ассистент кафедры «Транспорт и хранение нефти и газа, стандартизация и сертификация».

ГРИНЕВИЧ Валентина Александровна, старший преподаватель кафедры «Транспорт и хранение нефти и газа, стандартизация и сертификация».

Адрес для переписки: e-mail: jdpo-omgtu@rambler.ru

Статья поступила в редакцию 18.06.2010 г.

© Р. Н. Иванов, В. В. Шалай, Е. В. Ходорева, М. В. Кучеренко, В. А. Гриневич

ИСТОЧНИКИ ЭНЕРГИИ НА ПРИВОД КОМПРЕССОРА ГАЗОТУРБИННОГО ДВИГАТЕЛЯ НА РАЗЛИЧНЫХ РЕЖИМАХ ЕГО РАБОТЫ

В данной статье автор анализирует нерасчетные режимы работы компрессора газотурбинного двигателя и приходит к выводу, что в области устойчивой работы компрессора в целом существуют режимы, при которых энергия к нему подводится не только от турбины, но и от набегающего потока воздуха.

Ключевые слова: газотурбинный двигатель, математическая модель рабочего процесса ГТД, нерасчетный режим работы компрессора.

Используемая в настоящее время математическая модель газотурбинного двигателя (ГТД) основана на уравнении частного баланса мощности компрессора и турбины. При этом принимается, что работа, идущая на привод компрессора, равна работе, снимаемой с вала турбины [1], то есть

$$L_K = L_T \eta_T; \quad (1)$$

где L_K — работа, потребляемая компрессором;
 L_T — работа, снимаемая с вала турбины;
 η_T — КПД турбины.

В работе [2] показано, что в полете энергия к компрессору может подводиться не только от турбины, но и от набегающего потока воздуха:

$$L_K = L_T \eta_T + x L_V, \quad (2)$$

где L_V — энергия набегающего потока воздуха; x — доля энергии набегающего потока воздуха, идущая на привод компрессора.

В данной статье рассматриваются режимы работы компрессора ГТД, при которых энергия к нему подводится не только от турбины, но и от набегающего потока воздуха.

В качестве расчетного режима для выбора размеров проточной части двигателя и согласования компрессора и турбины ГТД дозвукового самолета принимается взлетный режим с максимальной тягой ($H=0$, $M=0$, P_{max}). Это связано с тем, что на этом режиме частота вращения роторов и температура газов перед турбиной имеют максимальное значение и определяют ограничения по прочности турбины. Высота, скорость полета и частота вращения ротора при эксплуатации изменяются в широких пределах. При этом степень повышения давления, расхода воздуха, окружные скорости, а следовательно, числа M и углы атаки на лопатках различных ступеней компрессора также изменяются и могут существенно отличаться от расчетных значений.

Условия совместной работы ступеней в нерегулируемом компрессоре определяются равенством расхода воздуха и равенством частот вращения для всех его ступеней.

$$c_{am} \rho_m F_m = c_{al} \rho_l F_l; \quad (3)$$

$$\frac{u_{km}}{D_{km}} = \frac{u_{kl}}{D_{kl}}, \quad (4)$$

где m относится к произвольной ступени.

Из формулы (3) можно получить соотношение между коэффициентами расхода первой и m ступени:

$$\frac{\bar{c}_{am}}{\bar{c}_{al}} = B_m \left(\frac{p_l}{p_m} \right)^{\frac{1}{n}}, \quad (5)$$

где B_m — постоянный для данной ступени коэффициент;

n — показатель политропы сжатия.

Таким образом при оптимальном значении \bar{c}_{al} оптимальным значениям \bar{c}_{am} соответствуют вполне определенные значения p_m/p_l , т. е. определенные значения степени повышения давления в каждой ступени π_{cm} , которое, в свою очередь, может быть получено только при одном значении приведенной окружной скорости. В противном случае работа ступеней компрессора будет рассогласована, что может существенно влиять на характеристики отдельных ступеней и всего компрессора в целом.

Рассмотрим работу ступени многоступенчатого компрессора на нерасчетном режиме работы. При неизменном значении окружной скорости $u_k = const$ изменение \bar{c}_a можно заменить изменением c_{1a} , а вместо \bar{H}^* рассматривать изменение $L_{ad,cm}^*$.

Изменение осевой скорости непосредственно сказывается на величине угла атаки i на лопатки рабочего колеса и на величине закрутки воздуха в колесе $\Delta\omega_u$ (рис. 1). При увеличении c_{1a} закрутка воздуха в колесе $\Delta\omega_u$ уменьшается, а следовательно уменьшается $L_{ad,cm}^*$ и работа вращения ступени L_{cm} (рис. 2). Уменьшение осевой скорости, наоборот, ведет к увеличению угла атаки i и к увеличению закрутки воздуха в рабочем колесе. Адиабатическая работа ступени $L_{ad,cm}^*$ и эффективная работа ступени L_{cm} при этом увеличиваются [3].

Полезный (рабочий) диапазон изменения c_{1a} ограничен слева границей срыва $c_{1a min}$, а справа — значением $c_{1a max}$, при котором из-за падения L_{cm} и одновре-

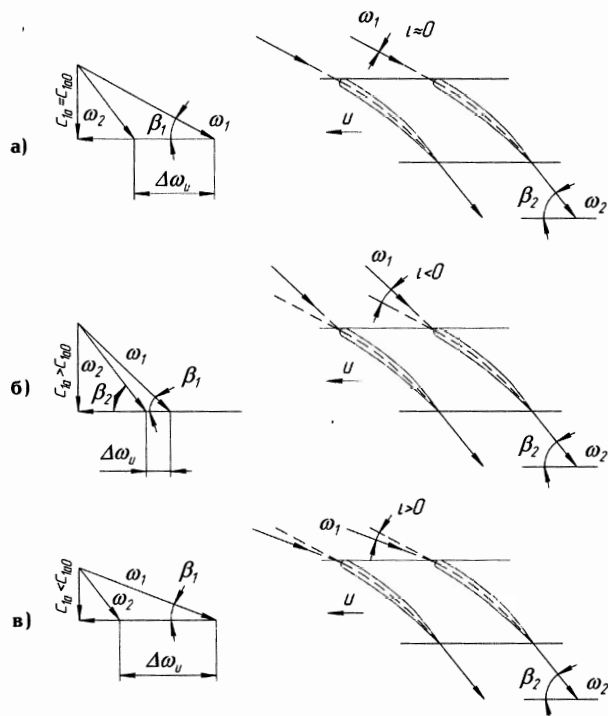


Рис. 1. Треугольники скоростей и схема обтекания лопаток рабочего колеса ступени осевого компрессора при постоянной окружной скорости и различных значениях c_{1a} : а) при $c_{1a} = c_{1a0}$; б) при $c_{1a} > c_{1a0}$; в) при $c_{1a} < c_{1a0}$

менного возрастания гидравлических потерь адиабатического напора, а вместе с ним и КПД ступени обращается в нуль. При этом при осевых скоростях, близких к $c_{1a \max}$, ступень может работать на нескольких принципиально различных режимах (рис. 3).

При $c_{1a} < c_{1a \max}$ ступень потребляет мощность и создает напор. Между $c_{1a \max}$ и c'_{1a} лежит область режимов, в которой компрессорная ступень потребляет мощность, но не создает напора ($\eta_{cm} < 0$). При существенном увеличении коэффициента расхода до значений, соответствующих $c_{1a} > c'_{1a}$ не только $L'_{ad,cm}$, но и L_{cm} становятся отрицательными. То есть ступень не потребляет, а создает мощность на валу колеса за счет работы расширения воздуха. Полное давление за компрессором при этом равно:

$$p_K^* = p_H \pi_V^* \pi_K^* - \Delta p_K, \quad (6)$$

где Δp_K — снижение полного давления воздуха за компрессором из-за отведения части энергии воздуха к компрессору.

Следовательно, на данных режимах работы, когда одна или несколько ступеней компрессора работают в турбинном режиме, энергия к компрессору подводится не только от турбины, но и от набегающего потока воздуха.

Следует отметить, что при высоких окружных скоростях увеличение β_1 ведет к быстрому росту скоростей в горловинах межлопаточных каналов. В результате уже при небольшом увеличении c_{1a} по сравнению с $c_{1a \text{ onm}}$ в горловинах может быть достигнута скорость звука, т. е. произойдет «запирание» решетки РК или НА ступени. Дальнейшее увеличение c_{1a} оказывается невозможным. Явление запирания при высоких u_{np} наступает обычно раньше, чем ступень перестает создавать напор, и притом тем раньше, чем выше числа M набегающего на лопатки потока.

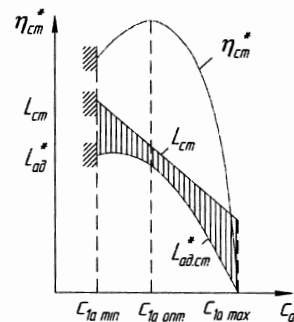


Рис. 2. Изменение эффективной работы, адиабатического напора и КПД осевой ступени при изменении скорости воздуха ($U_K = \text{const}$)

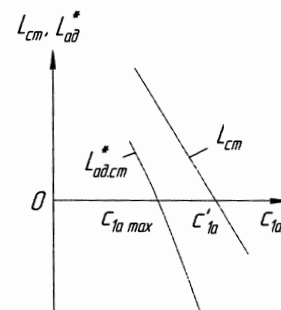


Рис. 3. Работа ступени вблизи режима нулевого напора

Поэтому при высоких окружных скоростях турбинные режимы ступеней не реализуются.

Для выбора наивыгоднейших условий работы компрессора в системе двигателя, оптимального его регулирования и для определения влияния различных условий эксплуатации на основные параметры работы компрессора необходимо располагать данными о всей совокупности нерасчетных режимов работы компрессора, которые могут встретиться при его эксплуатации.

В области устойчивой работы компрессора в целом возможны режимы (при невысоких значениях u_{np}), при которых энергия к компрессору подводится не только от турбины, но и от набегающего потока воздуха. Это необходимо учитывать при построении математической модели рабочего процесса газотурбинного двигателя. Данная математическая модель, учитывающая подвод энергии к компрессору от набегающего потока воздуха на описанных нерасчетных режимах работы, позволит осуществлять и выбирать способы для оптимального регулирования двигателя на всех устойчивых режимах его работы, что приведет к созданию более совершенных двигателей.

Условные обозначения

L — работа, Дж; η — КПД; P — тяга, Н; M — число Маха; n — показатель политропы; c_a — осевая скорость, м/с; ρ — плотность, кг/м³; p — давление, Па; \bar{c}_a — коэффициент расхода; \bar{h}^* — коэффициент адиабатического напора; ω — относительная скорость воздуха, м/с; π — степень повышения давления.

Индексы

K — компрессор; T — турбина; V — набегающий поток воздуха; I — первая ступень; \min — минимальный; \max — максимальный; ad — адиабатический; cm — ступень; 1 — параметры на входе в рабочее колесо; 2 — параметры на выходе из рабочего колеса; $*$ — заторможенные параметры; pr — приведенные параметры.

1. Теория, расчет и проектирование авиационных двигателей и энергетических установок / В. И. Бакулев [и др.]; под ред. Сосунова В.А., Чепкина В. М. — М.: МАИ, 2003. — 688 с.
2. Кузнецов, В.И. Замкнутая математическая модель рабочего процесса газотурбинных двигателей: монография / В. И. Кузнецов. — Омск: Научное издательство ОмГТУ «Омский научный вестник», 2007. — 138 с.
3. Нечаев, Ю.Н. Теория авиационных газотурбинных двигателей Ч. 1 / Ю.Н. Нечаев, Р.М. Фёдоров. — М.: Машиностроение. 1977. — 312 с.

КЛИМОВ Виталий Николаевич, аспирант кафедры авиа- и ракетостроения; инженер-конструктор второй категории ОАО «Омское моторостроительное конструкторское бюро».

Адрес для переписки: e-mail: comonavt85@rambler.ru

Статья поступила в редакцию 23.08.2010 г.

© В. Н. Климов

УДК 629.7.018

**В. Г. ЦЫСС
М. Ю. СЕРГАЕВА**

Омский государственный
технический университет

РАСЧЕТНО-ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ОБОСНОВАНИЕ ПРОДЛЕНИЯ НАЗНАЧЕННОГО СРОКА СЛУЖБЫ ВИБРОИЗОЛИРУЮЩИХ ПАТРУБКОВ ТРУБОПРОВОДНЫХ СИСТЕМ

Рассмотрена методология обоснования продления назначенного срока службы виброизолирующих патрубков трубопроводных систем. Сделан вывод, что основные рабочие характеристики виброизолирующих патрубков находятся в пределах требований технической документации на конец их срока службы.

Ключевые слова: виброизолирующий патрубок, назначенный срок службы, трубопроводные системы, рабочие характеристики, ускоренные испытания, модель эксплуатации.

Продление назначенного срока службы является одной из важнейших проблем современной техники, актуальность которой обусловлена, прежде всего, неуклонным ростом доли конструкций, отработавших свой срок службы.

Виброизолирующие патрубки, используются в качестве амортизирующих «развязок» по неопорным связям в трубопроводных системах с целью компенсации деформаций, возникающих в трубопроводах, и уменьшения вибраций, передаваемых по ним. Растущие требования к надежности нефтегазового оборудования (включая и виброизолирующие конструкции, обеспечивающие работу различных систем обслуживания) обуславливают необходимость проведения исследований по продлению назначенного срока эксплуатации. Проведение таких исследований позволит с достаточной точностью устанавливать повышенный ресурс конструкций, сравнимый с уровнем ресурса эксплуатации самого нефтегазового оборудования.

Для подтверждения возможности продления срока службы виброизолирующих патрубков на основе расчетно-экспериментального метода определялись и проверялись следующие рабочие характеристики:

- прочность и герметичность;
- величины распорных усилий;
- статические жесткости в осевом и поперечном направлениях;

- коэффициент запаса прочности;
- работоспособность патрубков при повторно-статических перемещениях;
- работоспособность патрубков при циклических перемещениях;
- динамические (вибрационные) характеристики патрубков;
- физико-механические показатели оболочки патрубка.

С целью сокращения времени исследований патрубки подвергаются ускоренному термическому старению, имитирующему срок их службы с учетом продлеваемого периода эксплуатации. При проведении ускоренного старения патрубков необходимо учитывать старение, протекающее в ходе ресурсных испытаний при эквивалентной температуре. Продолжительность ресурсных испытаний патрубков при эквивалентной температуре T_3 определяется по формуле:

$$\tau_3 = \frac{n_3}{24 \cdot 3600 \cdot \nu}, \quad (1)$$

где τ_3 — продолжительность ресурсных испытаний, сут.; n_3 — эквивалентное число циклов нагружения патрубков, ед.; ν — частота нагружения, Гц.

За время ресурсных испытаний патрубков при эквивалентной температуре наиболее характерный

Таблица 1

Режимы ускоренного старения патрубков

Обозначение патрубка	Продолжительность старения (сут.)	Эквивалентный режим ресурсных испытаний патрубков
ПРН 125-4,0-100	36,6	$n_s = 9,53 \cdot 10^4$ $F_s = 15 \text{ мм}$ $\nu = 0,5 \text{ Гц}$ $T_s = 60^\circ \text{C}$

Таблица 2

Ресурсные испытания патрубков

Обозначение патрубка	Температура рабочей среды, °C	Количество циклов перемещений	Внутреннее давление, МПа	Частота, Гц
ПРН 125-4,0-100	62	$1,68 \cdot 10^3$	4,2	0,5

Таблица 3

Результаты испытаний патрубков на прочность и герметичность

Обозначение патрубка	Давление $P_{исп1}$, МПа	Время выдержки, мин.	Давление $P_{исп2}$, МПа	Время выдержки, мин.
ПРН 125-4,0-100	6,2	20	1,0	1

Таблица 4

Результаты испытаний патрубков на запас прочности

Обозначение патрубка	Рабочее давление $P_{исп1}$, МПа	Давление разрушения, МПа	Коэффициент запаса	Характер разрушения
ПРН 125-4,0-100	4,0	8,5	2,1	Патрубок не разрушился

показатель резины — относительное удлинение — определяется по зависимости [1]:

$$L_s = \exp[\ln L_0 - \exp(c + \alpha \ln \tau_s - D/T_s)], \quad (2)$$

где L_s — относительное удлинение резины после старения при эквивалентной температуре; L_0 — относительное удлинение резины до старения; α , c , D — коэффициенты.

Для резины покровного слоя патрубка значения коэффициентов в формуле (2) имеют следующие значения: $L_0 = 6,429$; $\alpha = 0,759$; $c = 16,190$; $D = 7200,0$; $T_s = 60^\circ \text{C}$.

Продолжительность ускоренного термического старения патрубков, эквивалентная старению в ходе ресурсных испытаний τ_u , определяется по формуле:

$$\tau_u = \exp \frac{\ln(\ln L_0 - \ln L_s) + \frac{D}{T_u} - c}{\alpha}, \quad (3)$$

где T_u — температура испытаний.

Тогда продолжительность ускоренного старения патрубков с учетом старения в ходе ресурсных испытаний определится по формуле:

$$\tau = \tau_u - \tau_s. \quad (4)$$

Согласно результатам расчетов, выполненным по зависимостям (1)...(4), величина продолжительности ускоренного старения патрубков составит $\tau_s = 36,6$ суток. Режимы ускоренного старения патрубков при эквивалентной температуре $T_s = 60^\circ \text{C}$ приведены в табл. 1.

По окончании ускоренного старения патрубков проводились ресурсные испытания на режимах, эквивалентных сроку службы с учетом продлеваемого периода эксплуатации. Результаты испытаний патрубков приведены в таблице 2.

После ресурсных испытаний патрубки были осмотрены, внешневидовых изменений и дефектов не выявлено, и они были допущены для дальнейших исследований, в ходе которых осуществлялась проверка прочности и герметичности, а также испытания

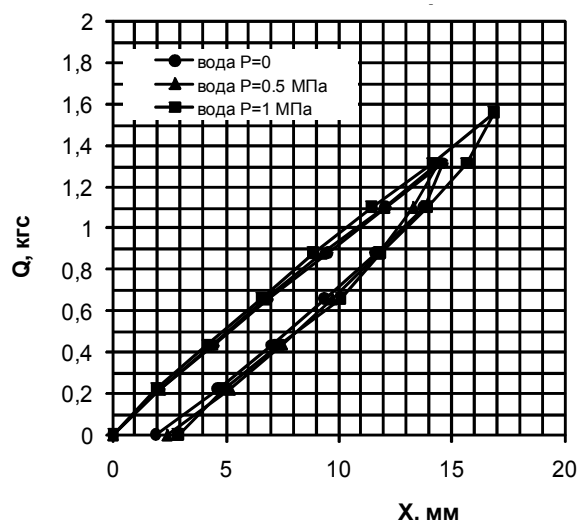


Рис. 1. Нагрузочная характеристика ПРН-125-1,0-1000 в поперечном направлении X

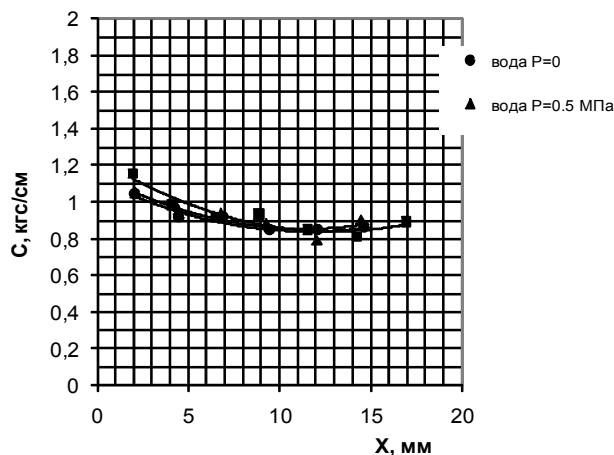


Рис. 2. Статическая жесткость ПРН-125-1,0-1000 в поперечном направлении X

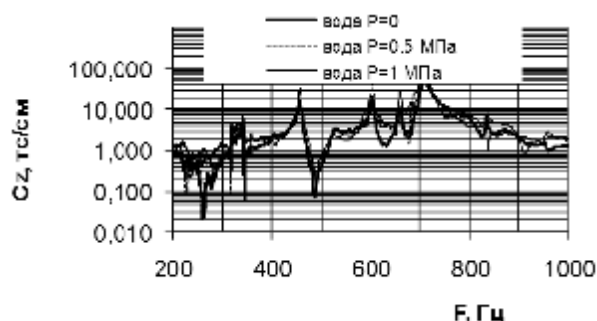


Рис. 3. Динамическая жесткость ПРН-125-1,0-1000 в направлении Z

на определение коэффициента запаса прочности. Результаты испытаний приведены в табл. 3.

В табл. 4 приведены результаты испытаний по определению коэффициента запаса прочности патрубков при разрушении гидравлическим давлением.

Нагрузочные характеристики и статические жесткости в поперечном направлении патрубков приведены на рис. 1, 2. Динамическая (вибрационная) жесткость определялась как отношение динамической силы на выходе патрубка к соответствующему перемещению входного фланца при перемещении по оси Z (X) [2]:

$$C_{z,x}(f) = \frac{Q_{z,x}(f)}{F_{z,x}(f) \cdot 10^{-6}}, \quad (5)$$

где $C_{z,x}$ — динамическая жесткость патрубка в направлении осей Z, X; $Q_{z,x}$ — динамическая сила на выходе патрубка в соответствующем направлении (Z или X); $F_{z,x}$ — перемещение на входе в соответствующем направлении; f — частота.

Результаты испытаний по определению вибрационной жесткости патрубков ПРН 125-4,0-1000 в направлении осей Z и X приведены на рис. 3, 4, превышения над требованиями по величине вибрационной жесткости в осевом направлении Z не наблюдалось. В поперечном направлении X в диапазоне частот 5–10 Гц превышения над требованиями не наблюдается, и некоторое превышение имеет место в диапазоне частот от 10 до 15 Гц в районе 25 Гц. Результаты проведенных испытаний показывают, что патрубки испытания выдержали и соответствуют требованиям нормативной документации.

Таким образом, рассмотренный комплекс расчетно-экспериментальных исследований основных рабочих характеристик виброизолирующих патрубков показал, что патрубки, подвергнутые ускоренному термическому старению, имитирующему повышение их срока службы с учетом продлеваемого периода эксплуатации, обеспечивают стабильность и соответствие характеристик требованиям технической документации. Учитывая это обстоятельство, возможно увеличение для исследованных виброизолирующих патрубков назначенного срок службы на продлеваемый период их эксплуатации.

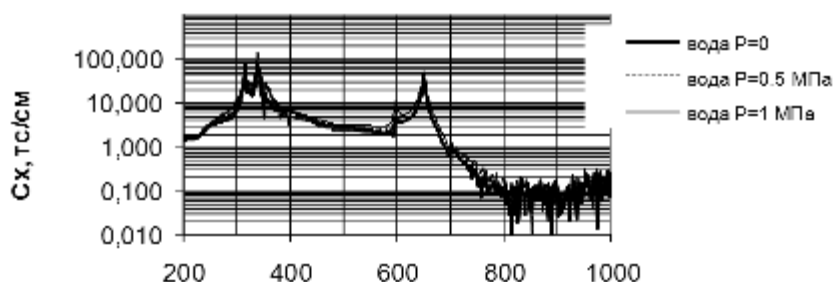


Рис. 4. Динамическая жесткость ПРН-125-1,0-1000 в направлении X

Библиографический список

1. Пиновский, М.Л. Об оценке работоспособности пневматических упругих элементов с резинокордными оболочками / М.Л. Пиновский, В.Г. Цысс. — М.: Каучук и резина. — 1983. — № 6. — С. 31 — 34.
2. Вибрации в технике. Справочник в 6 томах / Под редакцией К. В. Фролова. — М.: Машиностроение, 1981. — Т. 5. — 456 с.

ЦЫСС Валерий Георгиевич, доктор технических на-

ук, профессор (Россия), профессор кафедры «Транспорт и хранение нефти и газа, стандартизация и сертификация».

СЕРГАЕВА Марина Юрьевна, кандидат технических наук, доцент кафедры «Транспорт и хранение нефти и газа, стандартизация и сертификация».

Адрес для переписки: e-mail: MJSergaewa@yandex.ru

Статья поступила в редакцию 25.08.2010 г.

© В. Г. Цысс, М. Ю. Сергаева

УДК 621.878

Л. Н. КИСЕЛЁВА

Сибирская государственная
автомобильно-дорожная
академия, г. Омск

ОПРЕДЕЛЕНИЕ СОПРОТИВЛЕНИЯ ПЕРЕМЕЩЕНИЮ РЕЗЦОВ ПОДКАПЫВАЮЩЕЙ МАШИНЫ ПРИ РАЗРАБОТКЕ ГРУНТА

В статье рассмотрен вопрос определения рационального расположения резцов на поверхности рабочих роторов подкапывающей машины при взаимодействии с разрабатываемым грунтом.

Ключевые слова: подкапывающая машина, рабочие органы, резцы, углы поворота резца.

Машина подкапывающая предназначена для разработки и удаления грунта I...V категории включительно, из-под трубопровода, предварительно вскрытого сверху и с боков, ниже нижней образующей трубопровода на глубину не менее одного метра [1].

Очевидно, что количество резцов на поверхности рабочего ротора должно быть минимальным, но достаточным для обеспечения технологического процесса разработки грунта. Резцы должны быть равномерно расположены на поверхности роторов подкапывающей машины. Необходимо стремиться к тому, чтобы количество резцов, одновременно взаимодействующих с грунтом, при вращении ротора было одинаковым для обеспечения равномерности процесса разработки грунта.

Количество резцов на одном ряду определяется из условия, что хотя бы один резец ряда находится в зоне взаимодействия с грунтом [2].

$$n = \varphi_K - \varphi_H \left[\frac{2\pi}{\varphi_K - \varphi_H} \right], \quad (1)$$

где φ_K, φ_H — начальный и конечный угла поворота резца от оси x (рис. 1).

Из рис. 1 очевидно, что

$$\varphi_H = \arcsin \left(\frac{(a - 0,5b)}{R} \right), \quad (2)$$

где a — расстояние от центра ротора до оси траншеи, b — ширина грунтовой полосы, R — радиус вращения резца.

Угол между соседними резцами одного ряда (рис. 2)

$$\varphi_0 = \frac{2\pi}{n}. \quad (4)$$

Угол (наименьший) между ближайшими резцами соседних рядов

$$\varphi_C = \frac{\varphi_0}{K}, \quad (5)$$

где K — количество рядов резцов.

Если положить $K = 4$, $n = 4$, то в момент выхода резцов нижнего ряда из зоны взаимодействия с грунтом видим следующую картину расположения резцов (рис. 3).

На рис. 3 видны картины расположения резцов, когда после поворота ротора на угол φ выходят из забоя соответственно резцы ротора третьего и четвертого рядов. Из рисунков видно, что во всех случаях в зоне контакта с грунтом находится одинаковое количество резцов. Следовательно, нагрузка на ротор распределяется равномерно. Это свидетельствует о рациональном распределении резцов на поверхность и ротор [3].

Для положения, когда резец 1-го (нижнего) ряда выходит из забоя, имеем следующее выражение для определения суммы проекций сил со стороны грунта на резцы (рис. 3):

$$\begin{aligned} T_1 &= -I_t \left[R_1^2 \sin 2\pi + R_2^2 \sin 2(\pi - \varphi_C) + \right. \\ &\quad \left. + R_3^2 \sin 2(\pi - 2\varphi_C) + R_4^2 \sin 2(\pi - 3\varphi_C) \right] = \\ &= I_T (R_2^2 \sin 2\varphi_C + R_3^2 \sin 4\varphi_C + R_4^2 \sin 6\varphi_C) = \\ &= I_T (R_2^2 \sin(2 \cdot \frac{\pi}{8}) + R_3^2 \sin(\frac{4\pi}{8}) + R_4^2 \sin(\frac{6\pi}{8})) = \\ &= I_T (R_2^2 \sin(\frac{\pi}{4}) + R_3^2 \sin(\frac{\pi}{2}) + R_4^2 \sin(\frac{3\pi}{4})) \end{aligned} \quad (6)$$

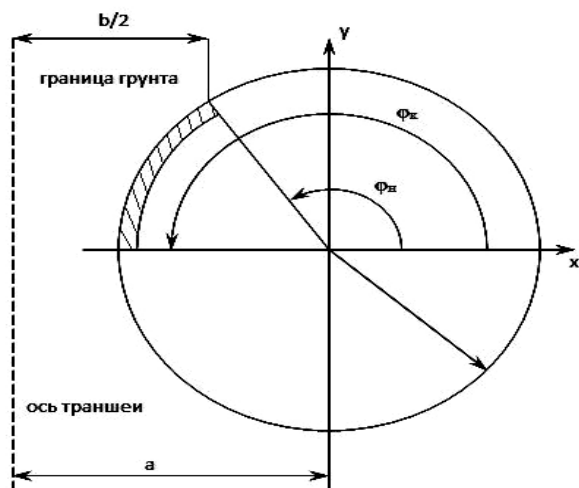
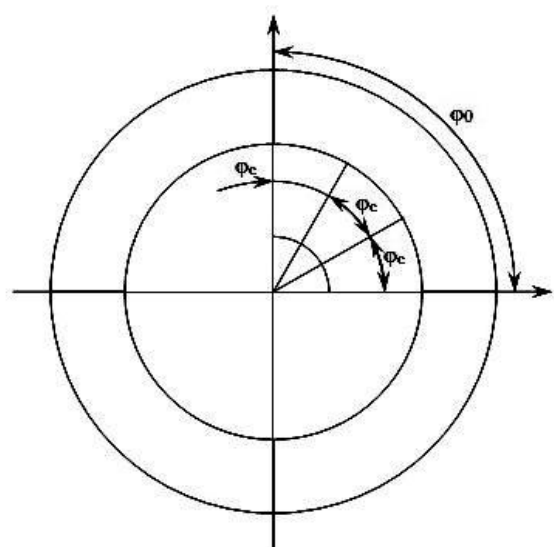
Рис. 1. Схема для определения углов φ_n и φ_k 

Рис. 2. Схема расположения резцов на боковой поверхности ротора

$$I_T = \frac{\gamma \cdot b_0 \cdot \varphi_0 \cdot v \cdot w}{(1-b)}, \quad (7)$$

$$R_1 = R_H, \quad (8)$$

$$R_2 = R_H - \Delta R, \quad (9)$$

$$R_3 = R_H - 2\Delta R, \quad (10)$$

$$R_4 = R_H - 3\Delta R, \quad (11)$$

$$\Delta R = (R_H - R_B) / 3. \quad (12)$$

Для положения, когда резец 2-го ряда выходит из забоя (рис. 3),

$$\begin{aligned} T_2 &= -I_T \left[R_2^2 \sin 2\pi + R_3^2 \sin 2(\pi - \varphi_c) + \right. \\ &\quad \left. + R_4^2 \sin 2(\pi - 2\varphi_c) + R_1 \sin 2(\pi - 3\varphi_c) \right] = \\ &= I_T (R_3^2 \sin 2\varphi_c + R_4^2 \sin 4\varphi_c + R_1 \sin 6\varphi_c) = \\ &= I_T \left(R_3^2 \sin \frac{\pi}{4} + R_4^2 \sin \frac{\pi}{2} + R_1 \sin \frac{3\pi}{4} \right). \end{aligned} \quad (13)$$

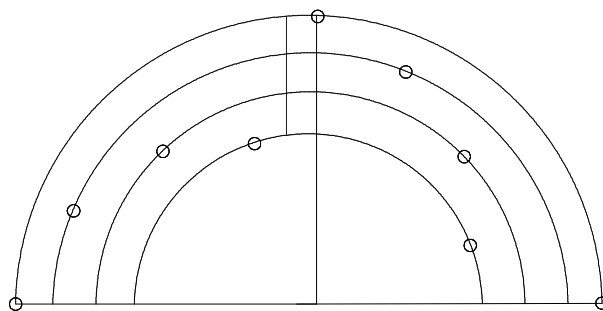


Рис. 3. Момент выхода резца нижнего ряда из зоны взаимодействия с грунтом

Для положения, когда резец 3-го ряда выходит из забоя (рис. 3),

$$\begin{aligned} T_3 &= -I_T [R_3^2 \sin 2\pi + R_4^2 \sin 2(\pi - \varphi_c) + R_2^2 \sin 2(\pi - 3\varphi_c)] = \\ &= I_T (R_4^2 \sin 2\varphi_c + R_1^2 \sin 4\varphi_c + R_2^2 \sin 6\varphi_c) = \\ &= I_T \left(R_4^2 \sin \frac{\pi}{4} + R_1^2 \sin \frac{\pi}{2} + R_2^2 \sin \frac{3\pi}{4} \right). \end{aligned} \quad (14)$$

Для положения, когда резец верхнего ряда выходит из забоя (рис. 3),

$$\begin{aligned} T_4 &= -I_T \left[R_4 \sin 2\pi + R_1^2 \sin 2(\pi - \varphi_c) + \right. \\ &\quad \left. + R_2^2 \sin 2(\pi - 2\varphi_c) + R_3^2 \sin 2(\pi - 3\varphi_c) \right] = \\ &= I_T [R_1^2 \sin 2\varphi_c + R_2^2 \sin 4\varphi_c + R_3^2 \sin 6\varphi_c] = \\ &= I_T \left(R_1^2 \sin \frac{\pi}{4} + R_2^2 \sin \frac{\pi}{2} + R_3^2 \sin \frac{3\pi}{4} \right). \end{aligned} \quad (15)$$

Для положений, когда первый, второй, третий и четвертый резцы заходят в забой, имеем

$$T_1 = -I_T [R_1 \sin 2\varphi_{H1} + R_4 \sin 2(\varphi_{H1} + \varphi_c) + R_3 \sin 2(\varphi_{H1} + 2\varphi_c) + R_2 \sin 2(\varphi_{H1} + 3\varphi_c)]', \quad (16)$$

$$T_2 = -I_T [R_2 \sin 2\varphi_{H2} + R_1 \sin 2(\varphi_{H2} + \varphi_c) + R_4 \sin 2(\varphi_{H2} + 2\varphi_c) + R_3 \sin 2(\varphi_{H2} + 3\varphi_c)]', \quad (17)$$

$$T_3 = -I_T [R_3 \sin 2\varphi_{H3} + R_2 \sin 2(\varphi_{H3} + \varphi_c) + R_1 \sin 2(\varphi_{H3} + 2\varphi_c) + R_4 \sin 2(\varphi_{H3} + 3\varphi_c)]', \quad (18)$$

$$T_4 = -I_T [R_4 \sin 2\varphi_{H4} + R_3 \sin 2(\varphi_{H4} + \varphi_c) + R_2 \sin 2(\varphi_{H4} + 2\varphi_c) + R_1 \sin 2(\varphi_{H4} + 3\varphi_c)]', \quad (19)$$

$$\text{где } \varphi_{Hi} = \arcsin \frac{(0,5b-a)}{R_i}. \quad (20)$$

Предложенная методика позволяет определить величину реакций сил, действующих на резцы при перемещении рабочих органов подкапывающей машины в грунте. Таким образом, решаются задачи о местоположении резцов на поверхности роторов и нахождения выражений для расчета сил внедрения резцов в забой в зависимости от конструктивных параметров рабочих органов подкапывающей машины.

Библиографический список

1. Трубопроводный транспорт нефтепродуктов / М.В. Лурье [и др.]. — Москва: Нефть и газ, 1999. — С. 124 — 248.
2. Пат. Российская Федерация № 2193713, класс МПК 7 F 16 I 1/028. Машина для удаления грунта из-под магистрального трубопровода / Чельшев В.В., Сауткин В.П., Семин Р.С., Зайчиков Г.И.,

Вавилов А.Д.; заявитель и патентообладатель Общество с ограниченной ответственностью Производственно-коммерческая фирма «Промтех-НН». — № 2000132655/06; заявл. 27.12.00; опубл. 27.11.02, Бюл. № 33. — 2 — 4 с.

3. СНИП 2.05.06 — 85. Магистральные трубопроводы — Москва: Минстрой России, 1997.

КИСЕЛЁВА Лариса Николаевна, аспирантка кафедры «Дорожные машины».

Адрес для переписки: e-mail: sibadiorg@mail.ru.

Статья поступила в редакцию 07.06.2010 г.

© Л. Н. Киселёва

Краткие сообщения

УДК 621.74 : 669.14

**Г. С. ГАРИБЯН
Ю. К. КОРЗУНИН
В. П. РАСЩУПКИН
А. И. ГРОМОВИК**

Омский государственный
технический университет

Сибирская государственная
автомобильно-дорожная
академия, г. Омск

ПОВЫШЕНИЕ КОНСТРУКТИВНОЙ ПРОЧНОСТИ МАШИН НА ОСНОВЕ СОЗДАНИЯ ОПТИМАЛЬНОГО СТРУКТУРНОГО СОСТОЯНИЯ СПЛАВА

Рассматриваются вопросы повышения эксплуатационных характеристик литой стали 110 Г 13Л путём комплексного легирования.

Ключевые слова: сталь 110 Г 13Л, прочность, вязкость, хрупкость.

В связи с совершенствованием конструкции и повышением технико-тактических характеристик многоцелевых гусеничных машин, для которых характерно применение сложных конструкций, высоких напряжений и скоростей, комбинированных схем нагружения при сохранении высокой удельной прочности, встала задача создания высокопрочного структурного состояния металлических сплавов.

Основным конструкционным материалом в машиностроении являются металлические сплавы, наиболее ценным свойством которых является способность выдерживать большую нагрузку без разрушения. Доля производства их в общем балансе составляет около 90 % и тенденция развития в ближайшие десятилетия свидетельствует о том, что производство и применение неметаллических и других материалов не превысит 10 %.

Важной особенностью стали в высокопрочном состоянии является повышенная склонность к хрупкому разрушению. Это определяет пониженную конструктивную прочность, недостаточную надежность работы гусеничных машин в сложных условиях эксплуатации и накладывает определенное ограничение при использовании высокопрочных сталей. Иногда

приходится поступиться высокими абсолютными значениями прочности в характерном структурном состоянии и ограничиться ее значениями для предотвращения возможного хрупкого разрушения. Однако все ужесточающиеся условия службы объектов новой техники настоятельно требуют, чтобы металловеды и конструкторы все же вернулись к высокопрочным сталям. При этом следовало решить задачу: при высоких показателях сопротивления пластической деформации обеспечить и высокое сопротивление хрупкому разрушению.

Мнение о том, что существующие методы определения механических свойств высокопрочных сталей должны быть заменены испытаниями образцов с трещинами так же неправомерно, как и взгляды прошлых лет, в соответствии с которыми традиционные методы испытания механических свойств должны использоваться для характеристики механического поведения стали, находящейся в высокопрочном состоянии. Только комплексный подход к этой сложной проблеме — оценке работоспособности стали в многообразных условиях эксплуатации — может способствовать решению задачи о прогнозировании поведения материалов, повышение на-

Таблица 1

Статистические и усталостные испытания
стали 110Г13Л с различными добавками

№ плавки	K_{1c} , Н/мм ^{3/2}	I_A , МКМ	δ_k , мм	Дополнительное легирование
1	1680	716	0,12	0,1 % комплекса РЗМ
2	2150	236	0,11	1,03 % Ni, 0,8 % Mo
3	2750	497	0,31	—

дежности и долговечности их при работе в машинах и механизмах.

Проблема получения высокопрочных материалов заключается в создании эффективных препятствий, тормозящих движущиеся дислокации, и в обеспечении либо частого их распределения в объеме (чтобы между ними не могли разместиться опасные скопления дислокаций), либо создания определенной подвижности скапливающихся у этих барьеров дислокаций, которые обеспечивают релаксации опасных пиковых напряжений.

Такая структура в металлических сплавах, находящихся в высокопрочном состоянии, создается лишь при использовании комбинированных способов обработки.

Перспективным для получения высоких механических свойств является их рациональное легирование. Оно должно определить оптимальное сочетание структурных и концентрационных неоднородностей, обеспечивающих эффективное торможение дислокаций.

Изделия из высокомарганцовистых сталей, в частности, траки, выходят из строя из-за развития в них трещин. Легирование этих сталей и исследование их прочности на основе механики разрушения и анализа микроструктуры показывает на возможность повышения эксплуатационных характеристик и срока службы деталей из данной стали [1].

Исследования проводились на образцах из высокомарганцовистой стали без легирующих добавок (сталь 110 Г13Л по ГОСТ 2176-77) и образцах стали 110 Г13Л с введением легирующих элементов Ni, Cr, Ti, Nb, Mo и редкоземельных металлов. Сталь выплавляли электродуговым способом в печи ДСП 1,5–12. Отливки подвергали закалке в воде при температуре 1050 °С. Механические характеристики сталей определялись на стандартных образцах по ГОСТ 1497-77. Вязкость разрушения K_{1c} определяли на образцах для внецентренного растяжения толщиной 25 мм. Запись диаграмм, по которым рассчитывались величины K_{1c} и критическое раскрытие трещины δ_k проводилось на двухкоординатном потенциометре ПДС-021М, состоящем из датчиков сопротивления. Усталостное разрушение образцов (ГОСТ 23026-78) при пульсирующем цикле в области растяжения исследовали на пресс-пульсаторе. Рост трещины в процессе нагружения контролировали с помощью оптического микроскопа с ценой деления 0,05 мм. Нагрузку цикла рассчитывали таким образом, чтобы напряжение в сечении — нетто не превышало 0,2–0,3 σ_{02} .

Микроструктура сталей исследовалась после многократной полировки с целью снятия наклепа, возникающего в результате механической обработки и последующего травления. Электролитическое травление выполнялось в 10 % водном растворе хромового ангидрида при напряжении 12 В, силе тока 1–1,5 А и времени выдержки 100 с для выявления границ зерен и 150 с для выявления дендритной структуры. Для идентификации карбидов, кроме окрашивания различными реактивами, использовалось термическое травление.

Данные усталостных, металлографических и фрактографических исследований стали 110 Г13Л с добавками приведены в табл. 1.

Данные статических и усталостных испытаний показали, что лучшими свойствами, с точки зрения сопротивления распространению трещины, обладает сталь с добавками молибдена и никеля. Наблюдается повышение стойкости хрупкому разрушению K_{1c} . Изучение микроструктуры в непосредственной близости от зоны разрушения показывает, что зарождение микротрещин происходит у границ зерен вблизи карбидных включений путем распространения полос скольжения. Локализация скольжения в отдельных полосах вызывает локальное повышение деформации у границ зерен, что может приводить к внезапному хрупкому разрушению изделия. Комплексное легирование (плавка 2) приводит к измельчению зерна аустенита (I_A) и к уменьшению доли нерастворенных карбидов, а это благоприятно сказывается на усталостной прочности стали, при этом критическое раскрытие трещины σ_k сохраняется почти одинаковым.

Библиографический список

1. Трухов, А.П. Литейные сплавы и плавка: учебник для студ. высш. учеб. заведений / А.П. Трухов, А.И. Маляров. — М.: Издательский центр «Академия», 2004. — 336 с. — ISBN 5-7695-1276-8.

ГАРИБЯН Гарегин Сергеевич, кандидат технических наук, доцент, заведующий кафедрой «Машины и технология литейного производства Омского государственного технического университета (ОмГТУ).

КОРЗУНИН Юрий Константинович, кандидат технических наук, доцент кафедры «Материаловедение и технология конструкционных материалов» ОмГТУ.

РАСЩУПКИН Валерий Павлович, кандидат технических наук, доцент кафедры «Конструкционные материалы и специальные технологии» Сибирской государственной автомобильно-дорожной академии (СибАДИ).

ГРОМОВИК Анатолий Иванович, кандидат технических наук, доцент кафедры «Конструкционные материалы и специальные технологии» СибАДИ.

Адрес для переписки: 644050, г. Омск, пр. Мира, 11.

Статья поступила в редакцию 09.03.2010 г.

© Г. С. Гарибян, Ю. К. Корзунин, В. П. Расщупкин, А. И. Громовик

ИССЛЕДОВАНИЕ ПРОЦЕССА ИЗНАШИВАНИЯ ПЛУНЖЕРНЫХ ПАР ТОПЛИВНОЙ АППАРАТУРЫ И РЕАЛИЗАЦИЯ МЕТОДА БЕЗРАЗБОРНОГО ВОССТАНОВЛЕНИЯ

Статья посвящена актуальной проблеме — увеличению срока службы агрегатов (топливные насосы высокого давления) дизельных двигателей, в том числе бронетанковой техники. Для восстановления работоспособности плунжерных пар применяются различные способы. Авторами был реализован способ электро-химикомеханической обработки плунжерных пар. Как показывают проведенные исследования, этот способ может получить широкое распространение в ремонтном производстве.

Ключевые слова: топливный насос, плунжер, электро-химикомеханическая обработка.

Износ деталей трущихся сопряжений является одной из основных причин снижения ресурса машин. Повышение надежности и снижение затрат на ремонт машин и механизмов является одной из основных проблем, общей для всех областей техники.

Топливная аппаратура — наиболее сложная и дорогостоящая часть современного дизеля (составляющая до 30% его стоимости), оказывает существенное влияние на надежность и экономичность двигателя в целом. Сложность топливной аппаратуры предъявляет высокие требования к ее изготовлению, ремонту и обслуживанию в процессе эксплуатации. Прежде всего, это обусловлено наличием в ее конструкции прецизионных элементов, изготовленных с высокой точностью. Нарушение равномерности топливоподачи по цилиндрам двигателя в условиях рядовой эксплуатации может повышать расход топлива на 10...15% и снижать ресурс двигателей в среднем на 20%.

В настоящее время перед машиностроительными заводами поставлена задача — увеличить ресурс топливной аппаратуры до 10... 12 тыс. моточасов. Естественно, что послеремонтный ресурс должен быть не ниже 8...10 тыс. моточасов. Такое увеличение ресурса должно привести к сокращению расхода запасных частей и уменьшению затрат на техническое обслуживание топливной аппаратуры. Однако решение данного вопроса, как показывают исследования, сдерживается низкой износостойкостью деталей и подвижных сопряжений топливной аппаратуры.

Увеличение долговечности прецизионных деталей за счет применения новых износостойких материалов нереально, так как эти детали в настоящее время и так изготавливают из достаточно дорогостоящих и дефицитных сталей (ШХ15; ХВГ; 18Х2Н4ВА; Р18; 25Х5МА). Представляется возможным применение различных восстанавливающих технологий для восстановления ресурса изношенных плунжерных пар, а также технологий по нанесению поверхностного

слоя с заданными свойствами на вновь изготовленные плунжерные пары.

В настоящее время при восстановлении плунжерных пар используются различные способы, каждый из которых имеет как преимущества, так и существенные недостатки, приводящие к высокой стоимости и не всегда хорошему качеству восстановленных плунжерных пар. Применяемые способы восстановления плунжерных пар представлены на рис. 1.

Как известно, восстановление целесообразно производить при величине износа 50 — 60% от предельного [1]. Вследствие этого на первый план выходит необходимость получения своевременной и достоверной информации о состоянии плунжерной пары без демонтажа топливного насоса высокого давления и применения диагностических средств. Конструктивно это возможно реализовать, установив устройство регистрации количества перетекшего топлива на штуцер отвода топлива из полости низкого давления. Установив зависимость износа, максимального давления, создаваемого плунжерной парой, и количества перетекшего топлива, мы сможем своевременно начать восстановление плунжерной пары.

Для определения зависимости максимального давления создаваемого плунжерной парой от объема топлива перетекшего в заплунжерное пространство была разработана и изготовлена экспериментальная установка, имитирующая работу одной секции топливного насоса высокого давления НК-10 в процессе штатной эксплуатации. Схематично установка представлена на рис. 2.

Новые плунжерные пары подвергались микрообмеру согласно микрометричным картам завода-изготовителя, схематично представлены на рис. 3.

Все плунжерные пары отвечают требованиям ТУ. Величины зазора втулка-плунжер приведены в табл. 1.

Далее плунжерные пары устанавливались в экспериментальную установку и были подвержены ускоренным испытаниям на предельный износ. О величине

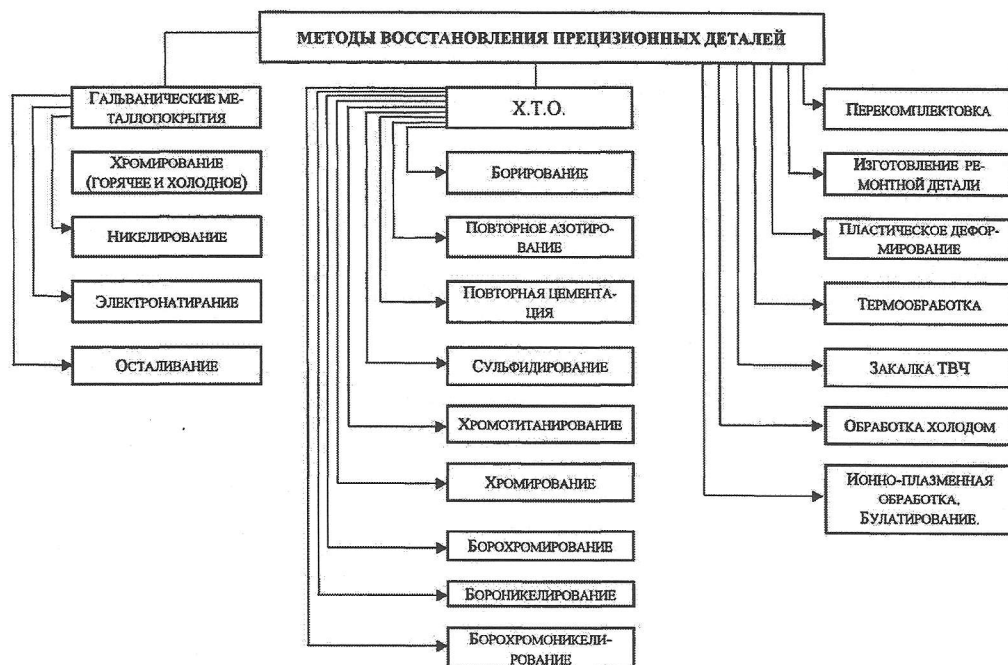


Рис. 1. Методы восстановления прецизионных деталей

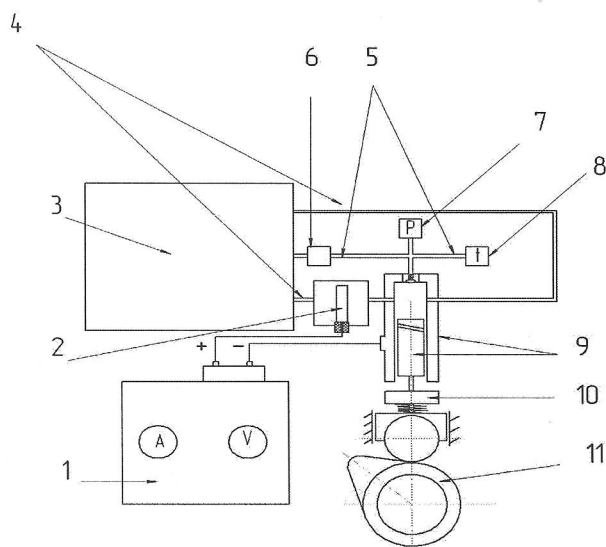


Рис. 2. Схема установки для исследования износостойкости и восстановления плунжерных пар ТНВД НК-10: 1—источник постоянного тока, 2—анод, 3—резервуар для рабочей жидкости, 4—трубопроводы низкого давления, 5—трубопроводы высокого давления, 6—предохранительный клапан, 7—устройство регистрации давления, 8—устройство регистрации температуры, 9—плунжерная пара, 10—устройство для придания вращательного движения плунжеру, 11—кулачковый вал

износа судили по максимальному давлению, создаваемому плунжерной парой при пусковых оборотах 100 оборотов в минуту. На всем протяжении испытания регистрировали объем перетекшей жидкости в заплунжерное пространство. Характер изменения контролируемых величин показан на рис. 4.

После приведения плунжерных пар в аварийное состояние они были подвержены повторному микрообмеру. Его результаты приведены в табл. 2.

Ввиду того, что величина износа плунжерных пар составляет 1–7 мкм, авторами было предложено ис-

Таблица 1

Величины зазора новых плунжерных пар топливного насоса высокого давления НК10

Место расположения зоны микрообмера	Зазор, мкм
1	2-4
2	2-4
3	2-6
4	3-7

Таблица 2

Величины зазора изношенных плунжерных пар ТНВД НК10

Место расположения зоны микрообмера	Зазор, мкм	Средний зазор, мкм
1	3-8	6,33
2	4-8	6,25
3	4-10	6,33
4	5-13	8,08

пользовать для восстановления плунжерных пар метод электро-химикомеханической обработки (ЭХМО) [1]. Суть данного метода заключается в безразборном восстановлении втулки и плунжера одновременно, что исключает последующий подбор и доводку.

На вход ТНВД подаются ионы металла, направленные на восстановление изнашивающихся частей. Скорость осаждения ионов металла на трущиеся



Рис. 3. Сечения плунжера для микрообмера

поверхности трибосистемы зависит от многих факторов: силы тока, свойств жидкости, материала анода и деталей, температуры в зоне трения, давления, создаваемого плунжерной парой, и т.д. При проведении восстановления, на первый план выходит вопрос о полной и достоверной информации о состоянии плунжерной пары, с целью выбора правильного и своевременного воздействия на систему. Информацию о состоянии системы получают с помощью датчиков (позиции 7, 8 рис. 2).

Данный метод был успешно опробован на экспериментальной установке и запатентован [2].

Основной проблемой при реализации данного подхода для восстановления ТНВД на машине является то, что топливо обладает высоким электрическим сопротивлением. Поэтому на данный момент возможно восстановление плунжерных пар и топливного насоса высокого давления в целом лишь на стенде с использованием вместо топлива ионообразующей жидкости.

В результате исследований:

- изготовлена экспериментальная установка для проведения испытаний и восстановления плунжерных пар топливного насоса высокого давления дизельных двигателей;

- экспериментально установлена зависимость максимального давления плунжерной пары от объема перетекшего топлива;

- разработан, запатентован и реализован способ безразборного восстановления плунжерных пар.

Библиографический список

1. Макаренко, Н.Г. Электрохимическое упрочнение и восстановление деталей трибосистем / Н.Г. Макаренко // — Омск: ИЦ Омский научный вестник, 2004. — 250 с.

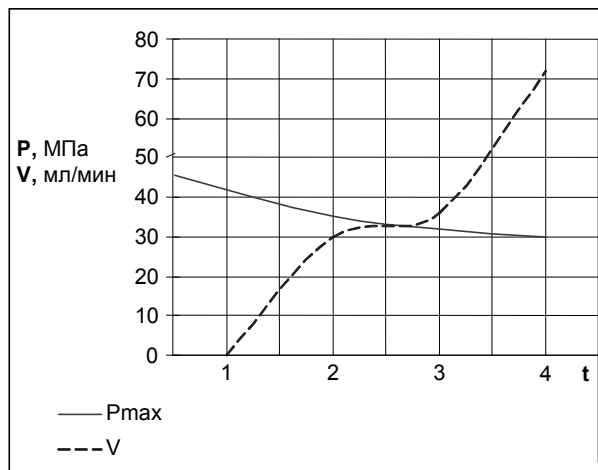


Рис. 4. Характер изменения максимального давления, создаваемого ПП от объема просочившейся жидкости за время наработки

2. Пат. 2277704 Российская Федерация, МПК G01N 3/56. Способ и устройство восстановления плунжерной пары топливного насоса / Н. Г. Макаренко Н. Г. и [др.]. — № 2005100892; заявл. 17.01.05; опубл. 10.06.06, Бюл. № 16. — 3 с.

МОЗГОВОЙ Иван Васильевич, доктор технических наук, профессор (Россия), профессор кафедры «Химическая технология органических веществ» Омского государственного технического университета (ОмГТУ).

МАКАРЕНКО Николай Григорьевич, кандидат технических наук, доцент, заместитель генерального директора НИИ технического контроля и диагностики железнодорожного транспорта по опытно-конструкторским разработкам.

ДОРОВСКИХ Евгений Викторович, аспирант кафедры «Химическая технология органических веществ» Омского государственного технического университета (ОмГТУ).

Адрес для переписки: e-mail: dorovskih2004@mail.ru

Статья поступила в редакцию 01.06.2010 г.

© И. В. Мозговой, Н. Г. Макаренко, Е. В. Доровских

Книжная полка

621.45/Д69

Дорофеев, А. А. Основы теории тепловых ракетных двигателей. Теория, расчет и проектирование [Текст]: учеб. для вузов по специальности «Авиа- и ракетостроение»... / А. А. Дорофеев. — 2-е изд., перераб. и доп. — М.: Изд-во МГТУ им. Н. Э. Баумана, 2010. — 463 с.: рис., табл. — ISBN 978-5-7038-3247-9.

В ч. 1 представлены общие основы теории идеальных тепловых ракетных двигателей, ее понятийный аппарат и иерархическая схема классификации ракетных двигателей.

В ч. 2 изложены представления о физико-химических механизмах реальных рабочих процессов и методиках количественной оценки влияния их отличий от идеального представления на выходные параметры двигателя. Приведены принципы и описаны методики решения задач термодинамического расчета состава продуктов сгорания и изменения их параметров при движении по соплу как химически активного потока.

КОМПОНОВКА ВЫСОКОСКОРОСТНОГО ОБОРУДОВАНИЯ

Обработка труднообрабатываемых материалов со скоростями резания свыше 120 м/с требует проектирования и создания высокоскоростного оборудования, предназначенного для производительной обработки и получения качественных поверхностей деталей машиностроения. Существующие компоновки металлорежущего оборудования не способны обеспечивать возможность безопасной высокоскоростной обработки. Поэтому необходимо создание принципиальной схемы компоновки.

Ключевые слова: компоновка, высокоскоростное оборудование, высокоскоростная обработка.

Повышение требований к качеству станков в связи с общим повышением точности в машиностроении, изготовлением деталей из труднообрабатываемых сплавов, появлением новых инструментальных материалов, а также совершенствование программного управления заставляет искать пути повышения качества компоновок как важного слагаемого качества станков.

Вместе с тем применение в станках отдельных приводов, в том числе с программным управлением, внедрение направляющих качения, гидростатических направляющих и других элементов конструкций открывает широкие возможности совершенствования традиционных и создания новых компоновок.

В литературе мало работ, посвященных вопросам компоновок станков. В науке о металлорежущих станках имеется недостаточно исследованная область, касающаяся одной из самых ответственных стадий проектирования станков — стадии построения компоновки. Эту стадию эскизного проектирования выполняют наиболее квалифицированные конструкторы, которые руководствуются в основном опытом и интуицией. Отставание в разработке теории компоновок металлорежущих станков имеет свои причины. Первая причина — взгляд на основные компоновки универсальных станков как на нечто незыблемое, само собой разумеющееся, не подлежащее изменению. Этот взгляд основан на традициях. Вторая причина заключается в отсутствии языка исследований — способа обозначения любых компоновок. Существующая система обозначения моделей универсальных и специальных станков преследует другие цели и в качестве языка исследования компоновок не может быть использована. Третья причина заключается в сложности и многогранности вопросов, возникающих при обосновании построения компоновки, в трудности формализации многих интуитивных представлений, которыми руководствуются при этом ведущие конструкторы, руководители бюро и главные конструкторы СКВ и заводов. Вместе с тем эта причина в отечественном станкостроении диктует необходимость формализации проектирования с последующей автоматизацией его с помощью ЭВМ.

Еще одна причина заключается в известной неопределенности и неоднозначности самого понятия компоновки станка. Это понятие часто ассоции-

руется с технологической схемой построения станка, кинематической структурой, несущей системой, наконец, просто с конструкцией станка. Между тем компоновка — категория, соответствующая определенной стадии эскизного проектирования, следующей за разработкой технологической схемы и обоснованием технических характеристик. Она предшествует разработке конструкции узлов.

Отражая кинематическую структуру станка, компоновка не подменяет последнюю и требует при построении решения вопросов, выходящих за пределы кинематики. В зависимости от сложности и других особенностей кинематики станка построение компоновки выполняют до или после разработки кинематической схемы.

Компоновка — это система расположения узлов и управляющих станка, отличающаяся структурой, пропорциями и свойствами. Станки с различными конструкциями узлов (сборочных единиц) могут иметь одинаковые компоновки, и, наоборот, станки с одинаковыми конструкциями основных узлов (например, с агрегатными силовыми головками) могут иметь различные компоновки. Поэтому понятия конструкции и компоновки не следует отождествлять. Более того, в целях повышения качества станка на всех этапах его проектирования необходимо, чтобы на стадии построения компоновки были бы выделены и проанализированы чисто компоновочные факторы качества. Для этого факторы, относящиеся к компоновке, должны быть по возможности отделены от факторов, связанных с последующей разработкой конструкции узлов.

Построение компоновки станка имеет свои последовательные ступени, или этапы. Основопологающим этапом является разработка технологической схемы построения станка, когда в соответствии с технологической задачей определяют необходимый состав рабочих и установочных движений, число шпинделей, степень универсальности станка, форму (параллельная или последовательная) централизации обработки, число рабочих и загрузочных позиций и т. д. Результатом этого этапа является схема, которая может быть названа технологической компоновкой.

Теория координатной, базовой и конструкционной компоновок, так же как теория размерных пропорций компоновки, пока не разработана. Имеется

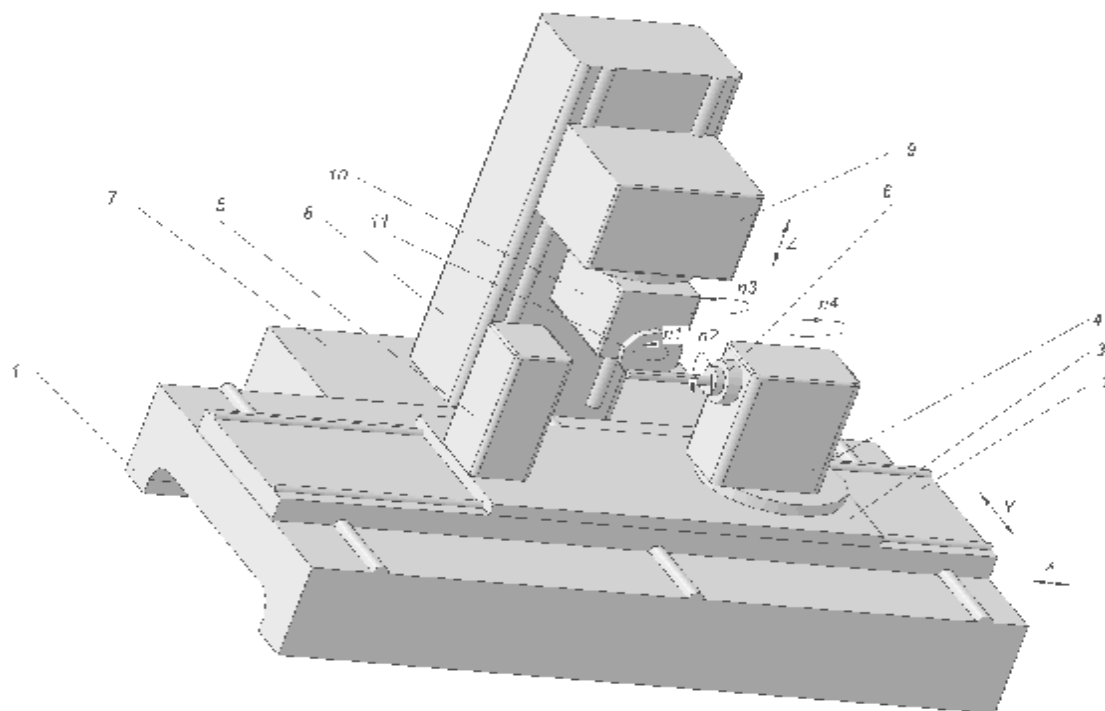


Рис. 1. Схема компоновки высокоскоростного станка:

1 – станина, 2 – поперечный стол, 3 – продольный стол, 4 – поворотная передняя бабка, 5 – задняя бабка, 6 – шпиндель детали, 7 – станина, 8 – стойка, 9 – консоль, 10 – поворотная высокоскоростная головка, 11 – шпиндель шлифовального инструмента

существенный разрыв между научными знаниями по теории технологических компоновок и научно обоснованными методами расчета и проектирования кинематических цепей, сборочных единиц и деталей станков. Восполнить этот разрыв могла бы теория компоновок – компонетика станков.

Теория компоновок могла бы оказать существенную помощь конструкторам на самой ответственной стадии проектирования и в конечном счете содействовать повышению качества станков. Эта теория смогла бы ответить на вопрос, является ли фатальной неизбежностью бесконечный рост типажа станков, указать пути совершенствования компоновок проектируемых станков и области оптимального использования существующих компоновок, ответить на многие другие вопросы, связанные с задачами интенсификации производства и повышения качества изделий. Одной из конечных целей теории компоновок может стать автоматизация проектирования компоновок с помощью ЭВМ.

Создание теории компоновок металлорежущих станков требует усилий многих людей и значительного времени. Первоочередными задачами в создании теории компоновок являются, по-видимому, разработка языка исследований и определение компоновочных факторов качества. Первая задача предусматривает нахождение такого способа записи любых компоновок станков, который имел бы структурную основу и некоторые математические свойства, это позволило бы использовать такого рода язык не только для обозначения компоновок, но и в качестве инструмента исследований. Без этого нельзя анализировать различные структуры компоновок, исследовать совокупность уже существующих и возможность появления новых компоновок. Вторая задача – выделения компоновочных факторов качества –

связана с необходимостью сравнения компоновок и повышения их качества. Отчетливое выделение и количественное выражение компоновочных факторов необходимы при расчетах компоновки в целях анализа влияния этих факторов на статические и динамические характеристики качества, а также в целях оперирования ими при оптимизации размеров и пропорций компоновки. Формализация компоновочных факторов могла бы стать существенным шагом к автоматизации проектирования компоновок.

Несмотря на существенное различие, эти две задачи не являются несовместимыми. Компоновочные факторы качества могут содержаться в самой структуре компоновки, а проявление структурных свойств зависит, в свою очередь, от реализации компоновочных факторов. Поэтому решения обеих задач призваны дополнять друг друга [1].

Шлифование является одной из ключевых технологий современного машиностроительного производства, которая, благодаря новым разработкам в области создания шлифовальных материалов и инструментов, а также новейшего технологического оборудования оснащенного многокоординатными устройствами ЧПУ, в последние годы получило качественное развитие. Шлифованию подвергают детали из материалов, которые экономически нецелесообразно или невозможно обрабатывать лезвийным инструментом (стали после закалывания или химико-термической обработки, никелевые суперсплавы, тугоплавкие металлы и сплавы, керамики, твердые сплавы, и др.). В последнее время стали появляться новые твердые сплавы для режущего инструмента, позволяющие обрабатывать закаленные и труднообрабатываемые материалы. Поэтому для обеспечения конкуренции лезвийному инструменту, шлифовальные операции должны так же обеспечивать высокую эффективность обработки.

Эффективность процесса шлифования значительно увеличивается с повышением скорости резания, так как меняется механизм изнашивания шлифовальных зерен. Повышение скорости резания свыше 120 м/с позволяет достигать остроты шлифовальных зерен, с радиусом округления при вершине режущей грани, менее 0,1 мкм. Эффект повышения остроты зерен наблюдается при повышенных скоростях резания, но достижение таких скоростей весьма проблематично. Повышение скорости резания свыше 100 м/с приводит и к негативным явлениям, таким как: повышенные вибрации, прохождение резонансных зон технологической системой, уменьшение ресурса подшипников и других подвижных узлов и т.д. Данные явления и особенности процесса высокоскоростного шлифования определяют принципиальную схему компоновки высокоскоростного оборудования (рис. 1).

На приведенной схеме показана принципиальная особенность конструкции — это узлы высокоскоростной головки и привода детали установлены на разных основах, но движения детали и шлифовального круга взаимосвязаны. Установка этих узлов на разные основы позволяет демпфировать выбороперемещения технологической системы и предот-

вратить поломку узлов привода детали, в случае выхода из строя высокоскоростной головки при отрыве шлифовального элемента.

Библиографический список

1. Врагов, Ю.Д. Анализ компоновок металлорежущих станков [Электронный ресурс]. — Режим доступа: http://www.autowelding.ru/publ/1/metallorezhushhie_stanki/1/14-1-0-71.

РЕЧЕНКО Денис Сергеевич, кандидат технических наук, ассистент кафедры «Металлорежущие станки и инструменты».

Адрес для переписки: e-mail: rechenko-denis@mail.ru

ПОПОВ Андрей Юрьевич, доктор технических наук, профессор, заведующий кафедрой «Металлорежущие станки и инструменты».

Адрес для переписки: e-mail: popov_a_u@list.ru

Статья поступила в редакцию 31.05.2010 г.

© Д. С. Реченко, А. Ю. Попов

УДК 622.276.7

**В. А. ПЕННЕР
А. П. МОРГУНОВ**

Омский государственный
технический университет

ТЕХНОЛОГИЧЕСКИЙ КОМПЛЕКС ПО КОНТРОЛЮ, РЕМОНТУ И ВОССТАНОВЛЕНИЮ НАСОСНО-КОМПРЕССОРНЫХ ТРУБ И ШТАНГ К НАСОСАМ, ПРИМЕНЯЕМЫХ ПРИ ДОБЫЧЕ УГЛЕВОДОРОДНОГО СЫРЬЯ

Представлен проект технологического комплекса по ремонту и восстановлению насосно-компрессорных труб и штанг к насосам. Определён состав основного и вспомогательного оборудования. Разработана структурная схема подготовки насосно-компрессорных труб и штанг к повторному использованию.

Ключевые слова: насосно-компрессорная труба, ремонт, контроль.

В настоящее время в нефтедобывающем секторе экономики большое значение приобретает необходимость повторного использования в производстве добычи углеводородного сырья насосно-компрессорных труб (НКТ) и штанг к насосам, что в конечном итоге снижает себестоимость затрат на добываемую нефть. Организация производства по подготовке к повторному использованию насосно-компрессорных труб и штанг к насосам снимает также часть экологических проблем и, как следствие, расходов на их ликвидацию.

Для решения данной проблемы предлагается технологический комплекс по подготовке к повторному использованию НКТ и штанг (рис. 1), который разработан с учётом использования в производстве современного высокопроизводительного оборудования отечественного и импортного производства, новейших систем контроля и управления технологическими процессами [1].

Ремонтно-восстановительные работы НКТ и штанг проводятся в стационарных цеховых условиях с набором необходимого технологического оборудования —

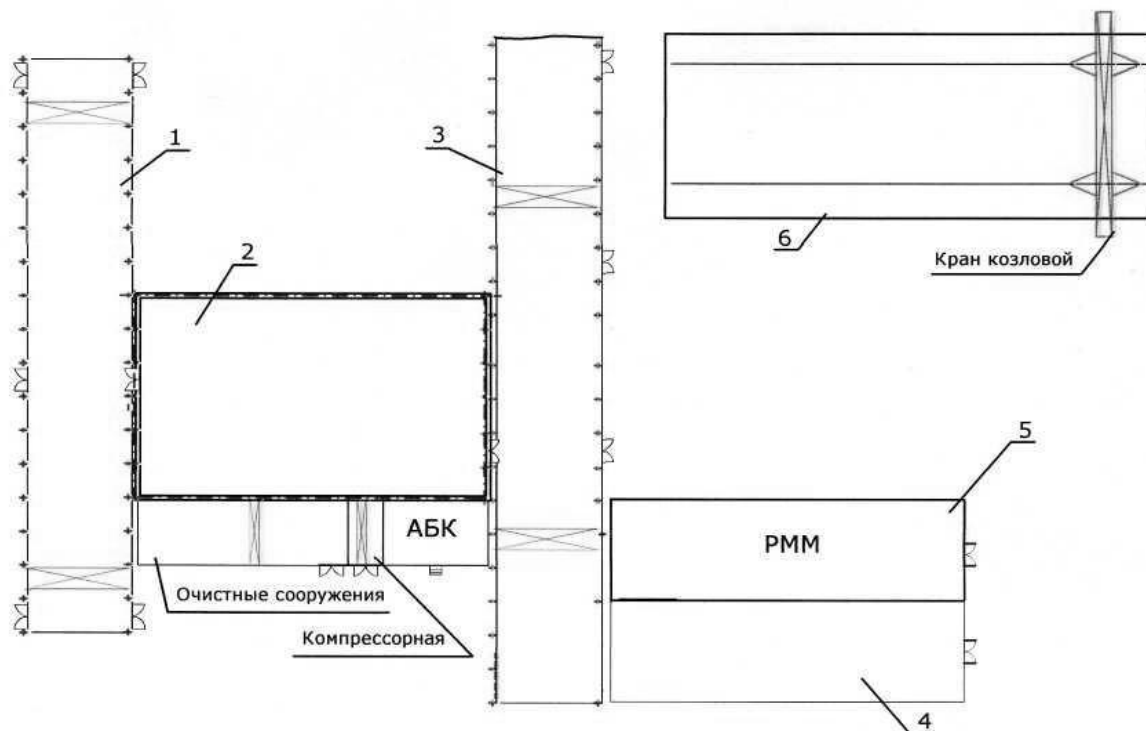


Рис. 1. Технологический комплекс по контролю, ремонту и восстановлению насосно-компрессорных труб и штанг
1 – участок приёмки и сортировки НКТ и штанг, 2 – цех мойки и диагностики НКТ и штанг, 3 – участок сортировки готовой продукции, 4 – цех ремонта НКТ, 5 – РММ, 6 – склад готовой продукции



Рис. 2. Структурная схема подготовки насосно-компрессорных труб (НКТ) и штанг к повторному использованию

основного, предназначенного для ремонта и контроля, и вспомогательного, предназначенного для транспортировки и позиционирования труб и штанг [2].

В состав основного оборудования входят металлообрабатывающие станки с ЧПУ, контрольно-диагностическое оборудование.

Цехи и участки оснащены транспортной системой, предназначенной для межоперационного перемещения труб и штанг в технологических линиях.

В состав транспортной системы входят механизмы осевой подачи (рольганги), механизмы перегрузки (съёмоукладчики), механизмы вращения, подъёмники, распределители карманные, стеллажи, скаты.

Применение электромеханических приводов обеспечивает бесшумность и плавность перекладки труб и штанг, возможность работы в условиях низких температур, возможность регулирования скоростей работы механизмов.

Для обеспечения сжатым воздухом и управления распределением его потоков в приводах и системах оборудования используется пневмооборудование и пневмоаппараты высокой надёжности.

Технологический комплекс оснащён автоматизированной системой управления технологическими процессами (АСУТП) с достаточно высоким уровнем организации труда. Локальные системы (системы управления первого уровня) выполняют управление и регулирование технологических параметров отдельных видов оборудования, участков, линий.

Производительность одной технологической линии (при работе в две смены) составляет до 160 тыс. руб. в год, в предлагаемом варианте таких линий три.

Технологический комплекс состоит из следующих основных участков производства (рис. 2):

- участок приёмки и сортировки НКТ и штанг;
- цех мойки и диагностики НКТ и штанг;
- участок ремонта штанг;
- цех ремонта НКТ;
- участок сортировки готовой продукции;
- очистные сооружения;
- компрессорная;
- ремонтно-механический участок;
- склад готовой продукции.

Выводы

1. Целесообразность организации ремонта НКТ и штанг обусловлена необходимостью повторного их использования при добыче углеводородного сырья.

2. Структура предприятия — технологического комплекса по контролю, ремонту и восстановлению насосно-компрессорных труб и штанг к насосам, применяемых при добыче углеводородного сырья, сформирована по традиционной схеме организации автоматизированного производства.

3. Решение технологических задач основано на использовании современного металлообрабатывающего, контрольно-диагностического и подъемно-транспортного оборудования.

Библиографический список

1. Аверьянов, О.И. Агрегатно-модульный принцип построения гибких автоматических линий и оптимизация их струк-

турно-компоновочных схем / О.И. Аверьянов, А.И. Дощенко, Ю.М. Золоторевский // Проектирование оптимальных технологических систем машин: сб. статей; под ред. А.И. Дощенко, Я. Буди. — М.: Машиностроение, 1989. — 344 с.

2. Замятин, В.К. Контроль сборки изделий / В.К. Замятин // Машиностроитель. — 1999. — № 1. — С. 36–41, 63.

ПЕННЕР Виктор Андреевич, кандидат технических наук, доцент кафедры «Метрология и приборостроение».

МОРГУНОВ Анатолий Павлович, доктор технических наук, профессор, заведующий кафедрой «Технология машиностроения».

Адрес для переписки: 644050, г. Омск, пр. Мира, 11.

Статья поступила в редакцию 30.04.2010 г.

© В. А. Пеннер, А. П. Моргунов

УДК 62-82:622.6

Е. А. ЛЫСЕНКО

Омский государственный
технический университет

СИНТЕЗ ПЕРСПЕКТИВНОГО МЕХАНИЗМА ДВИЖЕНИЯ ПОРШНЕВОГО КОМПРЕССОРА

В статье рассматриваются алгоритм поиска перечня конструктивных признаков для синтеза окончательного варианта конструкции ПКГЦП, подлежащего исследованию. Приводится схема полностью динамически уравновешенного привода, не создающего боковых усилий на поршне компрессора, что дает возможность отказаться от жидкой смазки цилиндропоршневой пары или существенно снизить расход газа на газостатическое центрирование поршня.

Ключевые слова: поршневая машина, привод, динамика, газовый подвес.

На данный момент поршневые компрессоры с газостатическим центрированием поршня (ПКГЦП) являются объектом техники, не нашедшим, по ряду объективных причин, широкого применения. Как указывают авторы [1], известно лишь несколько случаев реального применения этого компрессора. Причем в одном из этих случаев [2] в качестве привода использовался линейный электромагнит, теоретически не создающий боковых усилий на поршне, т.к. всегда создатели ПКГЦП вынуждены стремиться к уменьшению боковых усилий, действующих на поршень.

На рис. 1. изображены наиболее простые конструктивные схемы ПКГЦП с внутренней (рис. 1а) и наружной (рис. 1б) подачей газа в несущий слой подвеса поршня. Уплотняющая часть поршня может быть гладкой или содержать лабиринтные канавки. Пройдя уплотняющую часть, поток газа сбрасывается мимо зоны действия газового подвеса поршня через канал 11. Это необходимо, чтобы отсечь посторонние газовые потоки от несущего газового слоя для обеспечения нормальной работы газового подвеса.

При внутреннем наддуве (рис. 1а) сжатый компрессором газ в процессе сжатия-нагнетания попадает в полость 12 питания газового подвеса через обратный клапан 10. При этом в полости 12 образуется некоторое давление питания РП. Газ из полости 12

через дроссели истекает в зазор 4 газового подвеса, его давление падает до давления в несущем газовом слое P_0 , окружающем поршень, при этом образуется газовый слой с несущей способностью W_{Π} и жесткостью C_{Π} .

Условие бесконтактной работы поршня компрессора определяется равенством $W_{\Pi} = F_{\text{бок}}$ при относительном эксцентриситете $\varepsilon_{\Pi} = e/\delta_0$ положения поршня в цилиндре значительно меньшем единицы, где e — абсолютный эксцентриситет (отклонение оси поршня от оси цилиндра), δ_0 — номинальный радиальный зазор в цилиндропоршневой паре. Обычно принято считать, что газовый подвес работоспособен, если расчетная величина ε_{Π} не превышает 0,5 [1].

В то же время хорошо известно, что в обычных системах питания газовых подвесов (пассивные и поэтому наиболее простые системы) высокая жесткость несущего газового слоя может быть достигнута только за счет увеличения расхода газа на центрирование [3-7].

В связи с выше сказанным, повышение эффективности работы ПКГЦП может быть достигнуто за счет снижения боковых нагрузок на газовый подвес поршня, которое при прочих равных условиях может обеспечить снижение расхода газа, требуемого на центрирование поршня.

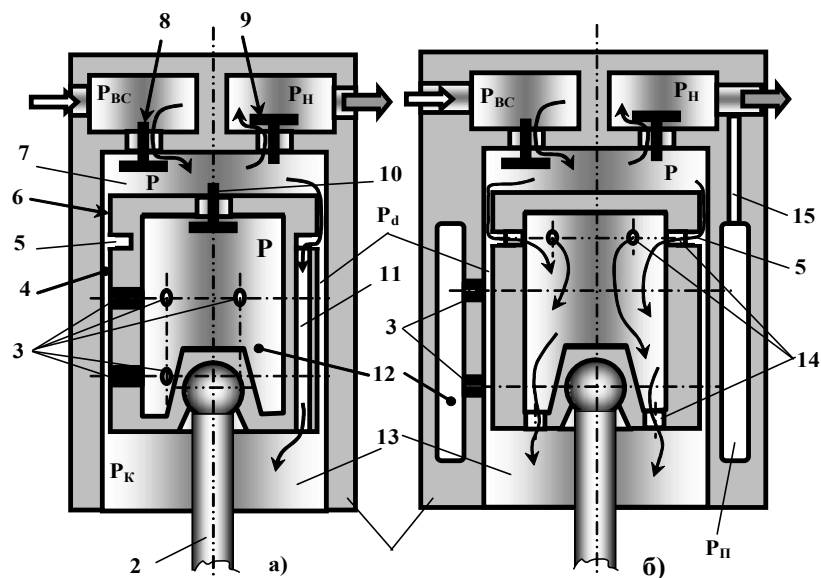


Рис. 1. Конструктивные схемы ступеней ПКГЦП с внутренним (а) и наружным (б) наддувом газа (крейцкопфный вариант): 1–цилиндр, 2–шток, 3–нижний и верхний пояс (пояс наддува) равномерно расположенных по окружности дроссельных отверстий, 4–зазор газового подвеса, 5–отделительная канавка, 6–уплотняющая часть поршня, 7–камера сжатия, 8–всасывающий клапан, 9–нагнетательный клапан, 10–клапан питания полости поршня, 11–канал сброса уплотняемого потока газа, 12–полость питания газового подвеса, 13–полость картера, 14–отверстия для сброса уплотняемого потока газа, 15–канал наружного наддува

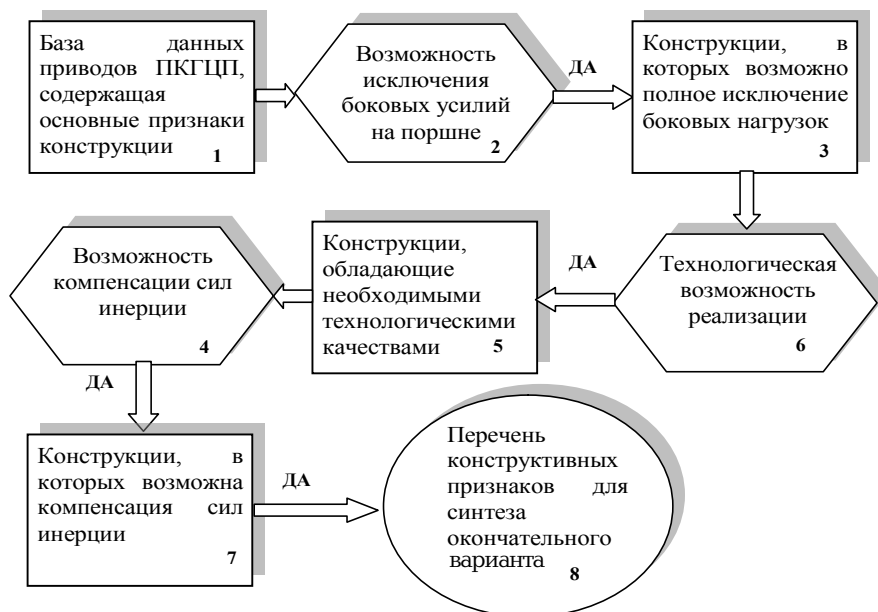


Рис. 2. Схема поиска перечня конструктивных признаков для синтеза окончательного варианта конструкции ПКГЦП, подлежащего исследованию

Как уже указано ранее, величина боковых усилий, действующих на поршень, зависит от конструкций механизма привода, в связи с чем целесообразно рассмотреть их на предмет целесообразности использования в ПКГЦП.

Синтез перспективной конструкции привода ПКГЦП

В настоящее время имеется достаточно литературных источников, в которых описаны процедуры синтеза технических решений, обладающих необходимыми для проектировщика свойствами [8 – 14]. Все авторы утверждают, что основой синтеза является выделение целей, которые преследует проектировщик, определение накладываемых ограниче-

ний, создание базы данных о проектируемом объекте (проведение информационного поиска).

Целью исследования является поиск и подготовка к реализации технических решений, снижающих боковые и вибрационные нагрузки на газовый подвес поршня ПКГЦП. Ранее была создана информационная база, которая может стать основой для дальнейшего поиска удовлетворяющей цели конструкции компрессора. Для ее корректного использования следует, прежде всего, определить систему поиска, которая может выглядеть как метод последовательного исключения конструкций, принципиально не обладающих необходимыми свойствами (рис. 2). Последовательное выполнение нумерованных

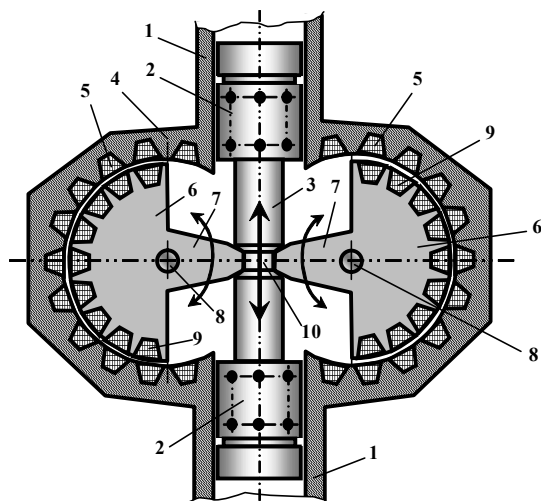


Рис. 3. Конструктивная схема оппозитного ПКГЦП с двухвальным электромагнитным приводом:
1—цилиндр, 2—поршень, 3—общий шток, 4—корпус, 5—обмотка статора, 6—якорь, 7—выступ, 8—неподвижная ось, 9—обмотка якоря, 10—впадина

процедур 1—8 позволяет выбрать те конструктивные признаки из всех рассмотренных ранее технических решений, которые могут в дальнейшем участвовать в синтезе окончательного варианта компрессора с газовым подвесом поршня. При этом процесс «исключения» конструкции при переходе процедуры от низшего номера к высшему сопровождается выделением этих конструктивных признаков.

Процедура 1. Создание базы данных.

Создана база конструкций и их конструктивных признаков.

Процедура 2. Анализ возможности исключения боковых усилий на поршне.

Невозможно принципиально исключить боковые усилия в следующих конструкциях привода: кривошипно-шатунный бескрейскопфный; кривошипно-кулисный; кривошипно-ползунный; традиционный кулачковый.

Перспективные конструктивные признаки этих механизмов: возможность полного уравнивания сил инерции в кривошипно-ползунном приводе; возможность варьирования законом перемещения поршня в традиционно кулачковом приводе.

Процедура 3. Перечень конструкций, в которых возможно исключение боковых усилий на поршне: двухвальный, в т.ч. двухвальный электромагнитный (рис. 3); механизм Баландина; многозвенный шарнирный; кулачковый с вращающимся поршнем (рис. 4); электромагнитный.

Процедура 4. Анализ технологических сложностей, возникающих при реализации конструкции.

Невозможно изготовить ПКГЦП малой и особо малой производительности со следующими механизмами привода: механизм Баландина; многозвенный шарнирный; кулачковый с вращающимся поршнем.

Перспективные конструктивные признаки этих механизмов: возможность полной компенсации сил инерции в кулачковом механизме с вращающимся ротором (рис. 4).

Процедура 5. Конструкции, обладающие необходимыми технологическими свойствами: двухвальный, в т.ч. двухвальный электромагнитный (рис. 3); электромагнитный.

Процедуры 6–7. Перечень конструкций, в которых возможна полная компенсация сил инерции:

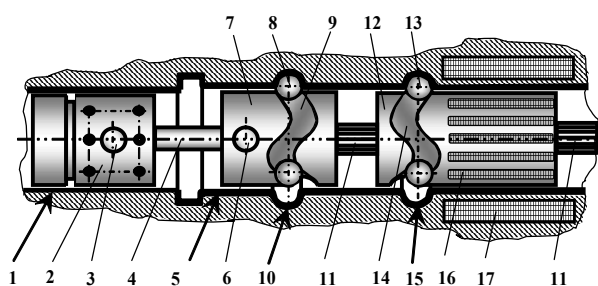


Рис. 4. Конструктивная схема ПКГЦП с кулачковым приводом, выполненным в виде кулачка с синусоидальной канавкой:

1—цилиндр, 2—поршень с газовым подвесом, 3—верхний шарнир крепления поршня, 4—шток, 5—корпус направляющей, 6—нижний шарнир крепления поршня, 7—верхний кулачок, 8, 13—комплект шариков (сепараторы условно не показаны), 9—«прямая» синусоидальная канавка, 10—круговая канавка, 11—шлицевой вал, 12—нижний кулачок со шлицевым отверстием, 14—«ответная» синусоидальная канавка, 15—круговая канавка, 16—короткозамкнутые обмотки ротора асинхронного двигателя, 17—обмотки статора асинхронного двигателя

двухвальный электромагнитный (рис. 3); электромагнитный с двумя поршнями, движущимися в противофазе.

Однако, как уже указывалось выше, применение электромагнитного привода осложнено необходимостью использования достаточно сложных электронных устройств, обеспечивающих как подачу рабочих импульсов на обмотки электромагнита, так и остановку поршня (или поршней) в крайних мертвых точках.

Процедура 8. Выбор конструктивных признаков и синтез механизма привода.

Рассматривая результаты поиска, следует выделить следующие технологически возможные для ПКГЦП малой и особо малой производительности конструктивные признаки, обеспечивающие поставленные цели:

— отсутствие боковых усилий и прямолинейное движение поршня обеспечивается встречным движением элементов, передающих усилие на поршень;

— полная компенсация сил инерции, вызывающих вибрационные нагрузки, возможна за счет организации движения элементов конструкции привода в противофазе, при этом силы инерции второго порядка должны отсутствовать.

Первый признак присутствует в двухвальном механизме, второй (частично) — в кривошипно-ползунном. Соединение этих механизмов в единый может обеспечить поставленную цель.

Такой механизм был предложен и запатентован в 2008 г. в ОмГТУ, его схема приведена на (рис. 5), где схематично изображено продольное сечение поршневого компрессора с двумя оппозитными поршнями (блоком поршней), один из которых (верхний по рисунку) находится в верхней мертвой точке (в верхнем цилиндре заканчивается процесс нагнетания), а другой (нижний по рисунку) находится в положении нижней мертвой точки (в нижнем цилиндре заканчивается процесс всасывания).

На рис. 6 изображено поперечное сечение компрессора (вид в направлении стрелки «А» на рис. 5), а на рис. 7 — этот же вид при среднем (относительно корпуса машины) положении поршней, когда они оба движутся вниз (в верхнем цилиндре идет процесс всасывания, в нижнем — процесс нагнетания).

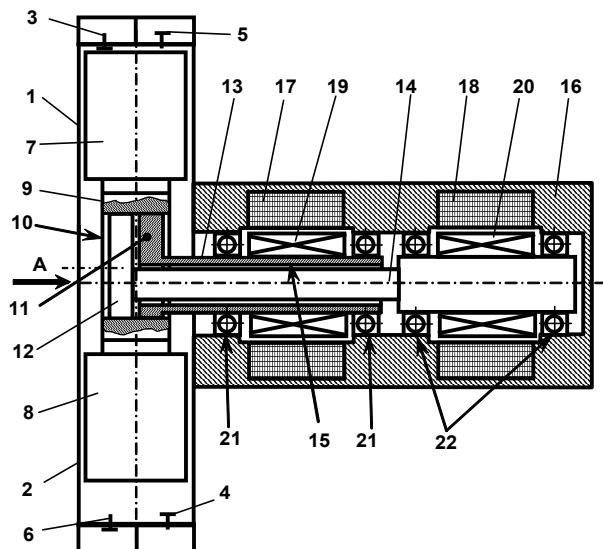


Рис. 5 Схема продольного сечения конструкции оппозитного компрессора с совмещенными электродвигателями

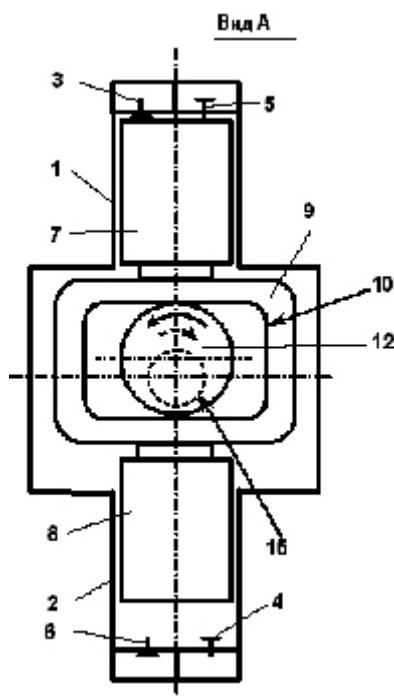


Рис. 7. Схема поперечного сечения конструкции оппозитного компрессора с совмещенными электродвигателями (положение блока поршней «посередине»)

Компрессор (рис. 5–7) состоит из первого 1 и второго 2 цилиндров, снабженных всасывающими, соответственно 3 и 4, и нагнетательными, соответственно 5 и 6 клапанами. В цилиндрах 1 и 2 размещены соответственно поршни 7 и 8, образующие блок поршней, соединенные с общим механизмом привода, выполненным в виде кулисы 9 с пазом 10. В пазу 10 установлены первый 11 и второй 12 кривошипы, жестко соединенные с первым 13 и вторым 14 валом приводных двигателей (в данном примере — электродвигателей), причем вал 13 имеет сквозное отверстие 15, через которое проходит вал 14.

Оба электродвигателя (первый и второй) имеют общий корпус 16, статорные обмотки соответствен-

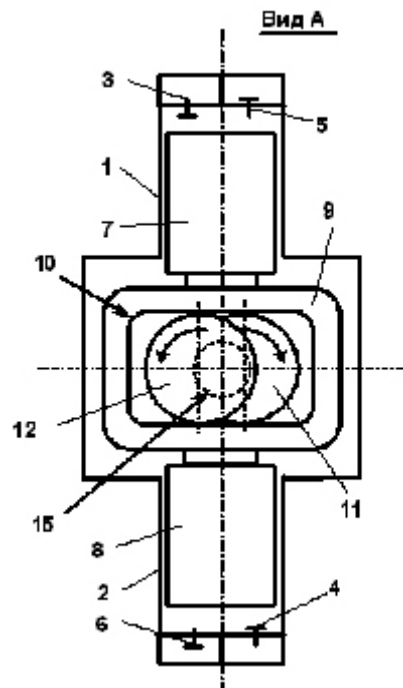


Рис. 6. Схема поперечного сечения конструкции оппозитного компрессора с совмещенными электродвигателями (положение блока поршней «вверху»)

но 17 и 18, соединенные с источником напряжения, и роторные обмотки 19 и 20, например, коротко замкнутого типа (оба двигателя асинхронного типа), сидящие неподвижно, соответственно на валах 13 и 14. Валы 13 и 14 установлены в корпусе 16 на подшипниках качения соответственно 21 и 22. Направление движения (вращения) магнитного поля в статорных обмотках 17 и 18 противоположное, в связи с чем валы 13 и 14 совершают синхронное противоположное вращение.

Компрессор работает следующим образом.

При подаче переменного напряжения к статорным обмоткам 17 и 18 в них возникает вращающееся противоположно направленное магнитное поле, возбуждающее магнитные поля в соответствующих роторных обмотках 19 и 20. Взаимодействие магнитных полей вызывает появление крутящего момента, который направлен противоположно в обеих роторных обмотках, в связи с чем валы 13 и 14 начинают вращение в противоположных направлениях с одинаковой частотой и одинаковым крутящим моментом благодаря идентичности электромагнитных характеристик статорных 17 и 18 и роторных 19 и 20 обмоток. При этом кривошипы 11 и 12 совершают синхронное противоположное вращение в пазу 10 кулисы 9, придавая ей возвратно-поступательное движение вдоль совместной оси первого 1 и второго 2 цилиндров. Перемещающиеся вместе с кулисой 9 поршни 7 и 8 также совершают возвратно-поступательное движение, изменяя рабочий объем цилиндров 1 и 2. При этом, в связи с наличием всасывающих 3 и 4 и нагнетательных 5 и 6 клапанов рабочее тело (газ, смесь газов, например, воздух) всасывается в цилиндры, сжимается в них и подается потребителю.

Синхронное противоположно направленное и практически полностью соосное вращение валов 13 и 14, а также закрепленных на них кривошипов 11 и 12 обеспечивает отсутствие значительных боковых усилий на блоке поршней 7 и 8.

Выполнение одного общего корпуса для обоих приводных двигателей при наличии в валу одного двигателя (в данном примере — 13) сквозного отверстия, через которое проходит вал второго двигателя (в данном примере 14) позволяет идеально совместить оси обоих приводных валов 13 и 14, одновременно сократить массу и габариты компрессора при обеспечении минимальных боковых усилий, действующих на поршни.

Применение такой конструкции позволяет практически полностью исключить боковые силы действующие на поршень, что позволит значительно снизить затраты газа на центрирование поршня и повысить производительность всего компрессора в целом.

Библиографический список

1. Болштянский, А.П. Компрессоры с газостатическим центрированием поршня / А.П. Болштянский, В.Д. Белый, С. Э. Дорощевич. — Омск: ОмГТУ, 2002. — 406 с.
2. Compresseur miniaturise // Usine nouv. — 1991 / Suppl: l'annee technol. 1991. — P. 45.
3. Шейнберг, С. А. Опоры скольжения с газовой смазкой / С. А. Шейнберг, В. П. Жедь, М. Д. Шишеев. — М.: Машиностроение, 1979. — 336 с.
4. Грессэма, Н.С. Подшипники с газовой смазкой / Н.С. Грессэма, Дж. У. Пауэлла. — М.: Мир, 1966. — 423 с.
5. Пешти, Ю.В. Газовая смазка / Ю.В. Пешти. — М.: Изд-во МГТУ, 1993. — 381 с.
6. Пинегин, С.В. Статические и динамические характеристики газостатических опор / С.В. Пинегин, Ю.Б. Табачников, И. Е. Сипенков. — М.: Наука, 1982. — 265 с.
7. Константиnescу, В.Н. Газовая смазка / В.Н. Константиnescу: пер. с польского. — М.: Машиностроение, 1968. — С. 709.
8. А. с. 1767216 СССР, МКИ F04 В 25/04. Поршневой компрессор с электромагнитным приводом / А. П. Болштянский, В. С. Демиденко, Ю. З. Ковалев, В. Е. Щерба. — № 4661904/29; заявлено 13.03.89; опубл. 07.10.92. — Бюл. № 37.
9. А. с. 848909 СССР, МКИ F25 В 9/00. Холодильно-газовая машина / А.П. Болштянский, Ю.Д. Терентьев, Ю. И. Гунько. — № 2688129/23-06; заявлено 04.01.80; опубл. 23.07.81. — Бюл. № 27.
10. Curwen P.W., Hurst R. Development of an oil-free resonant piston compressor for helium liquefaction // Adv. Cryog. Eng: Proc. Cryog. Eng. Conf. [San Diego, Calif., 11-14 Aug., 1981]. — New York; London — 1982. — Vol. 27. P. 628-629.
11. Джонс, Дж. К. Методы проектирования / Дж. К. Джонс. — М.: Мир, 1986. — 326 с.
12. Половинкин, А.И. Основы инженерного творчества / А.И. Половинкин. — М.: Машиностроение, 1988. — 368 с.
13. Дворянkin, А.М. Методы синтеза технических решений / А.М. Дворянkin, А.И. Половинкин, А.Н. Соболев. — М.: Наука, 1977. — 104 с.
14. Справочник по функционально-стоимостному анализу / А.П. Ковалёв [и др.]. — М.: Финансы и статистика, 1988. — 431 с.

ЛЫСЕНКО Евгений Алексеевич, кандидат технических наук, доцент кафедры «Гидромеханика и транспортные машины».

Адрес для переписки: e-mail: 644050, г. Омск, пр. Мира, 11.

Статья поступила в редакцию 28.06.2010 г.

© Е. А. Лысенко

Книжная полка

629.7/Ш96 3(93)

Шумилов, И. С. Системы управления рулями самолетов [Текст]: учеб. пособие для вузов по направлению «Системы управления движением и навигация» специальности «Системы управления летательными аппаратами» / И. С. Шумилов. — М.: Изд-во МГТУ им. Н. Э. Баумана, 2009. — 469 с.: рис. — Библиогр.: с. 468-469. — ISBN 978-5-7038-3085-7.

В учебном пособии рассмотрен круг вопросов, решение которых обосновывает структуру бортовых систем управления рулями самолетов, их параметры, принципы работы и конструкцию основных агрегатов и узлов. Приведены требования к системам управления рулями современных самолетов. Показана перспектива развития систем управления, а также возможные решения по повышению надежности и безопасности воздушных судов.

629.7/Н19 3

Наземное технологическое оборудование для подготовки изделий ракетно-космической техники [Текст]: учеб. пособие / В. Н. Блинов [и др.]; ОмГТУ, ПО «Полет»- фил. ФГУП «ГКНПЦ им. М. В. Хруничева». — Омск: Изд-во ОмГТУ, 2010. — 247 с.: рис., табл. — Библиогр.: с. 240-247. — ISBN 978-5-8149-0850-6.

В учебном пособии представлены краткие сведения о составе и конкретном применении наземного технологического оборудования, используемого при транспортировке изделий ракетно-космической техники с завода-изготовителя на космодром, их последующей подготовке на техническом и стартовом комплексах космодрома, а также о строительных сооружениях и инфраструктуре космодрома.

Кроме того, дана информация о существующей испытательной базе предприятий ракетно-космической техники и космодромах России.

Приведены примеры патентования разработок в области наземной эксплуатации изделий ракетно-космической техники и их использования при реализации космических программ.