

МАШИНОСТРОЕНИЕ И МАШИНОВЕДЕНИЕ

УДК 620.171.75

**Ю. А. БУРЬЯН
Д. Д. ЧЕРНЯВСКАЯ
Д. И. ЧЕРНЯВСКИЙ**

Омский государственный
технический университет

ЗАКОН СОХРАНЕНИЯ ЭНЕРГИИ ПРИ ЦЕНТРАЛЬНОМ УДАРЕ ДВУХ ТЕЛ

Статья посвящена определению уравнения связи законов сохранения энергии, импульса и коэффициента восстановления при центральном ударе двух тел. Даны рекомендации по оптимизации параметров ударной машины в процессе проектирования.

Ключевые слова: центральный удар, соотношение масс тел, соотношение скоростей тел до удара.

В процессе проектирования машин ударного действия на первом этапе необходимо найти основные параметры ударного взаимодействия для определения скоростных и массогабаритных характеристик проектируемого ударного узла. Для этой цели применяется классическая теория удара, основанная на законах сохранения энергии и импульса, а также несложных математических формулировках. Главным недостатком данной теории является невозможность расчета быстро меняющихся сил, деформаций, напряжений, а также других прочностных характеристик. Однако эта теория позволяет провести первоначальные конструктивные наброски будущего изделия. Во многих ударных

машинах происходит ударное взаимодействие только двух элементов — бойка и наковальни. Как правило, такой удар является центральным ударом. «Соударение двух невращающихся тел в точке, расположенной на линии, соединяющей их центры масс, называется центральным ударом» [1] (рис. 1).

В работах [1–3] предложена система коэффициентов восстановления для описания ударного взаимодействия с точки зрения классической теории удара, в механической системе, состоящей из N материальных точек. Данная система коэффициентов восстановления объединяет КПД передачи кинетической энергии; коэффициент восстановления импульса, а также коэффициент

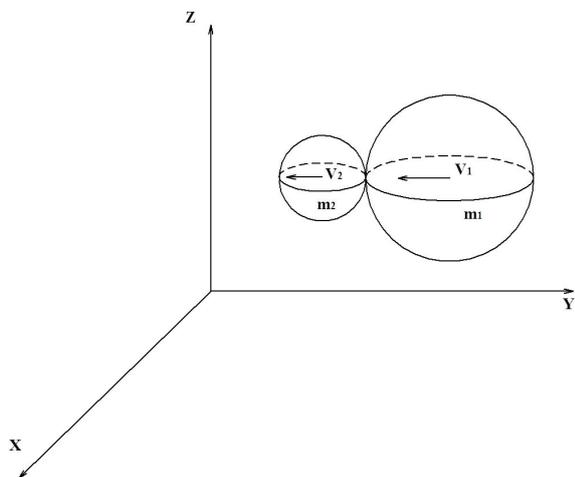


Рис. 1. Центральный удар двух тел

восстановления. КПД передачи кинетической энергии характеризуют изменение механической энергии в ходе ударного взаимодействия. Коэффициент восстановления импульса показывает изменение механического импульса в ходе ударного взаимодействия в незамкнутой механической системе. Для систем замкнутых в механическом смысле коэффициент восстановления импульса равен 1. Далее в работе определено уравнение связи коэффициентов восстановления между собой на основе использования координат точек в декартовой системе координат.

На базе данной работы рассмотрим систему, состоящую из двух материальных тел (бойка и наковальни) применительно к центральному удару, (рис. 1). Удар в такой системе описывается тремя уравнениями: закона сохранения энергии, закона сохранения импульса и коэффициента восстановления:

$$\eta = \frac{m_1 U_1^2 + m_2 U_2^2}{m_1 V_1^2 + m_2 V_2^2}, \quad (1)$$

$$\frac{m_1 U_1 + m_2 U_2}{m_1 V_1 + m_2 V_2} = 1, \quad (2)$$

$$k = \frac{U_2 - U_1}{V_1 - V_2}, \quad (3)$$

где η — КПД передачи кинетической энергии; k — коэффициент восстановления; m_1, m_2 — массы первого и второго тел соответственно; V_1, V_2 — скорости первого и второго тел до удара соответственно; U_1, U_2 — скорости первого и второго тел после удара соответственно.

Преобразуем систему уравнений (1–3).

$$\eta = \frac{(m_1 U_1^2 + m_2 U_2^2)(m_1 + m_2)}{(m_1 V_1^2 + m_2 V_2^2)(m_1 + m_2)}, \quad (4)$$

$$\frac{(m_1 U_1 + m_2 U_2)^2}{(m_1 V_1 + m_2 V_2)^2} = 1^2, \quad (5)$$

$$k^2 = \frac{(U_2 - U_1)^2}{(V_1 - V_2)^2}. \quad (6)$$

Решая систему уравнений (4–6), получим:

$$\eta = \frac{m_1^2 U_1^2 + m_2^2 U_2^2 + m_1 m_2 (U_1^2 + U_2^2)}{(m_1 V_1^2 + m_2 V_2^2)(m_1 + m_2)}, \quad (7)$$

$$m_1^2 U_1^2 + m_2^2 U_2^2 = -2m_1 m_2 U_1 U_2 + m_1^2 V_1^2 + m_2^2 V_2^2 + 2m_1 m_2 V_1 V_2, \quad (8)$$

$$k^2 (V_1 - V_2)^2 = (U_2^2 + U_1^2 - 2U_2 U_1). \quad (9)$$

С учетом выражений (8, 9) преобразуем (7):

$$\eta = \frac{m_1^2 V_1^2 + m_2^2 V_2^2 + 2m_1 m_2 V_1 V_2 +}{(m_1 V_1^2 + m_2 V_2^2) \times} \rightarrow \frac{+m_1 m_2 k^2 (V_1^2 + V_2^2 - 2V_1 V_2)}{\times (m_1 + m_2)}. \quad (10)$$

Введем следующие обозначения:

$$m = \frac{m_2}{m_1}, \quad (11)$$

$$V = \frac{V_2}{V_1}. \quad (12)$$

С учетом выражений (11, 12) преобразуем (10):

$$\eta = \frac{(1 + mV)^2 + mk^2(1 - V)^2}{(1 + mV^2)(m + 1)}. \quad (13)$$

Выражение (13) является уравнением связи закона сохранения энергии, закона сохранения импульса и выражения коэффициента восстановления.

Данное выражение применимо для всех машин ударного действия.

Проведем анализ выражения (13). Величина η является функцией значений m, V и k . Значения величин m и V задаются из начальных технических условий проектирования ударной машины. Задать значения величины k практически невозможно, так как коэффициент восстановления k зависит от большого количества разнообразных факторов, многие из которых до сих пор мало изучены. Единственное условие, которое достоверно известно при задании технических условий при проектировании ударной машины, — $0 \leq k \leq 1$. Поэтому определим экстремальные значения функции (13) от изменений значений m и V с использованием частных производных.

$$\frac{\partial \eta}{\partial V} = \frac{[(1 + mV)^2 + mk^2(1 - V)^2] \times [(1 + mV^2)(m + 1)] - [(1 + mV^2)(m + 1)]^2}{[(1 + mV^2)(m + 1)]^2}, \quad (14)$$

$$\frac{\partial \eta}{\partial V} = \frac{2m[(1 + mV) - k^2(1 - V)](1 + mV^2) -}{(1 + mV^2)^2 \times} \rightarrow \frac{-V[(1 + mV)^2 + mk^2(1 - V)^2]}{\times (m + 1)} = 0. \quad (15)$$

Для выражения (15) должно выполняться условие $mV^2 \neq -1$ и $m \neq -1$. Учитывая, что в физическом смысле выражение (11) и квадрат выражения (12) всегда положительны, данное условие выполняется всегда.

Решая выражение (15), получим $m=0, V=1, k^2=1+mV$. Дифференцируя выражение (13) по m , получим:

$$\frac{\partial \eta}{\partial m} = \frac{[(1+mV)^2 + mk^2(1-V)^2][(1+mV^2)(m+1)]}{[(1+mV^2)(m+1)]^2} - \frac{[(1+mV)^2 + mk^2(1-V)^2][(1+mV^2)(m+1)]}{[(1+mV^2)(m+1)]^2}, \quad (16)$$

$$\frac{\partial \eta}{\partial m} = \frac{(1-V)^2 [k^2(1-mV)(1+mV) - 1]}{[(1+mV^2)(m+1)]^2} \rightarrow \frac{-mV^2(1+mV)^2}{\dots} = 0. \quad (17)$$

Решаем выражение (17) с учетом решений уравнения (15):

при $m=0$ $V=1$; $k=1$;

при $V=0$ $m=0$; $mV=-1$. С учетом того, что $m>0 \rightarrow V<0$;

при $k^2=1+mV$

$$\frac{\partial \eta}{\partial m} = \frac{k^2[(1-V)^2(1-mV) - mV^2] - (1-V)^2}{[(1+mV^2)(m+1)]^2} = 0;$$

при $k=0$ $V=1$;

при $k=1$ $mV=0 \rightarrow m=0$, $V=0$.

Используем полученные данные при проектировании ударной машины. Наиболее частым случаем работы ударных машин является случай, когда боек наносит удар по неподвижной наковальне (ударные прессы, молотки, ударные испытательные стенды и т. д.).

1. $V_2=0 \rightarrow V=0$

$$\eta = \frac{1+mk^2}{m+1}. \quad (18)$$

Величина коэффициента восстановления k зависит от многих факторов, которые не рассматриваются в классической теории удара. В данной теории известны только диапазоны изменения k — $0 \leq k \leq 1$.

а) удар абсолютно неупругий (пластический) — $k=0$

$$\eta = \frac{1}{m+1}. \quad (19)$$

КПД передачи кинетической энергии η в данном случае зависит от соотношения соударяющихся масс бойка и наковальни. Рассмотрим несколько вероятных случаев:

— $m_2 \approx 0 \rightarrow m=0 \rightarrow \eta=0$. В данной ситуации массивный боек пробивает тонкую стенку и продолжает дальнейшее движение. С точки зрения классической теории удара, ударного взаимодействия не происходит;

— $m_2 = m_1 \rightarrow m=1 \rightarrow \eta=0,5$. Для данного случая половина первоначальной кинетической энергии поступательного движения бойка переходит во внутреннюю энергию ударно взаимодействующих бойка и наковальни. Для ударной машины этот вариант неприемлем. Для ударного пресса слишком большая доля кинетической энергии должна рассеиваться в элементах его конструкции, что неизбежно приведет к скорой поломке пресса. Для перфоратора ситуация абсолютно противополо-

жная — слишком большая доля потерь энергии вызовет интенсивные пластические деформации деталей механизмов машины, ее перегрев, а также другие факторы, снижающие работоспособность агрегатов устройства;

$$- m_2 \gg m_1 \rightarrow m=1000 \rightarrow \eta = \frac{1}{1000+1} \approx 0.$$

В данном случае ударная машина полностью неработоспособна. Кинетическая энергия бойка слишком мала для совершения полезной работы;

б) удар абсолютно упругий (все деформации бойка и наковальни упругие) — $k=1$.

$$\eta = \frac{1+mk^2}{m+1} = \frac{1+m}{m+1} = 1. \quad (20)$$

КПД передачи кинетической энергии η в данном случае не зависит от соотношения соударяющихся масс бойка и наковальни. Идеальный вариант для ударной машины.

2. $V_2=V_1 \rightarrow V=1$

$$\eta = \frac{(1+m)^2}{(1+m)(m+1)} = 1. \quad (21)$$

В данной ситуации потерь кинетической энергии не происходит и ударный процесс не зависит от коэффициента восстановления k , так как нет самого процесса удара.

3. $V_2 = -V_1 \rightarrow V = -1$

$$\eta = \frac{(1-m)^2 + 4mk^2}{(1+m)^2}. \quad (22)$$

В данном примере боек и наковальня движутся навстречу друг другу.

а) удар абсолютно не упругий (пластический) — $k=0$

$$\eta = \frac{(1-m)^2}{(1+m)^2}. \quad (23)$$

КПД передачи кинетической энергии η в данном случае зависит от соотношения соударяющихся масс бойка и наковальни. Рассмотрим несколько вероятных случаев.

— $m_2 \approx 0 \rightarrow m=0 \rightarrow \eta=1$. В данной ситуации массивный боек «не замечает» наковальню и продолжает дальнейшее движение. С точки зрения классической теории удара, ударного взаимодействия не происходит;

— $m_2 = m_1 \rightarrow m=1 \rightarrow \eta=0$. В данном примере происходит «слипание» бойка и наковальни; оба тела находятся в полном покое. Для данного случая вся первоначальная кинетическая энергия поступательного движения бойка и наковальни переходит во внутреннюю энергию ударно взаимодействующих тел. Для ударной машины этот вариант неприемлем, так как будет происходить разрушение ударного узла. Данные условия необходимо реализовывать для определенных технологических процессов, связанных с обработкой материалов или их получением;

$$- m_2 \gg m_1 \rightarrow m=1000 \rightarrow \eta = \frac{(1-1000)^2}{(1+1000)^2} \approx 1.$$

Данный случай аналогичен случаю $m_2 \approx 0 \rightarrow m=0 \rightarrow \eta=1$, только тела меняются местами — боек становится наковальней, а наковальня — бойком;

Значения η при центральном ударе двух тел

k	$V_2 = 0 \rightarrow V = 0$			$V_2 = -V_1 \rightarrow V = -1$		
	m = 0	m = 1	m = 1000	m = 0	m = 1	m = 1000
0	$\eta = 1$	$\eta = 0,5$	$\eta \approx 0$	$\eta = 1$	$\eta = 0$	$\eta \approx 1$
1	$\eta = 1$	$\eta = 1$	$\eta = 1$	$\eta = 1$	$\eta = 1$	$\eta = 1$

б) удар абсолютно упругий (все деформации бойка и наковальни упругие) — $k = 1$.

$$\eta = \frac{(1-m)^2 + 4m}{(1+m)^2}. \quad (24)$$

КПД передачи кинетической энергии η в данном случае зависит от соотношения соударяющихся масс бойка и наковальни. Рассмотрим несколько вероятных случаев.

$$- m_2 \approx 0 \rightarrow m = 0 \rightarrow \eta = 1.$$

В данной ситуации массивный боек «не замечает» наковальню и продолжает дальнейшее движение. Масса наковальни настолько мала, что, с точки зрения классической теории удара, можно принять отсутствие ударного взаимодействия;

$$- m_2 = m_1 \rightarrow m = 1 \rightarrow \eta = 1.$$

В данном примере боек и наковальня обмениваются кинетическими энергиями и, далее, оба тела разлетаются с одинаковыми скоростями. Для ударного процесса этот вариант можно признать наилучшим, так как вся первоначальная кинетическая энергия не теряется, переходя в другие формы энергии;

$$- m_2 \gg m_1 \rightarrow m = 1000 \rightarrow \eta = \frac{(-999)^2 + 4000}{(1001)^2} \approx 1.$$

Данный случай аналогичен случаю $m_2 \approx 0 \rightarrow m = 0 \rightarrow \eta = 1$, только тела меняются местами — боек становится наковальней, а наковальня — бойком.

Представим полученные данные в табл. 1. Анализируя данные таблицы, можно отметить следующее:

1. При проектировании ударной машины, предназначенной для проведения технологических операций (забивка свай, бурение шпуров, разрушение асфальтобетонного покрытия и мерзлого грунта и т. д.) необходимо стремиться к достижению максимально возможной величины коэффициента восстановления, т. е. стремиться к $k = 1$. При этом крайне желательно обеспечить одинаковую массу бойка и наковальни при неподвижном положении наковальни до удара.

2. При проведении технологических процессов, связанных с максимальным превращением кинетической энергии удара во внутреннюю энергию вещества, необходимо стремиться к достижению минимально возможной величины коэффициента восстановления, т. е. стремиться к $k = 0$. При этом необходимо обеспечить одинаковую массу бойка и наковальни и реализовать встречное движение бойка и наковальни до удара.

Рассмотрим пример применения полученных выражений.

Коэффициент восстановления при ударе стальной сферы $\varnothing 2,54$ см по неподвижной толстой чугунной плите с начальной скоростью удара $V_1 = 1,5$ см/с равен $k = 0,7$ [4, с. 338]. Используя начальные условия в выражении (13), получим:

$$\eta = \frac{(1)^2 + 4900(1-0)^2}{(1+0)(10000+1)} = \frac{4901}{10001} = 0,49.$$

Для данного случая примерно половина первоначальной кинетической энергии удара превращается в энергию пластических деформаций, ударных волн, тепло и т.д. Ударная машина с такими энергетическими показателями является достаточно эффективной.

Библиографический список

1. Чернявский, Д. И. Определение параметров удара в машинах ударного действия : моногр. В 2 ч. Ч. 1 / Д. И. Чернявский. — Омск : Изд-во ОмГТУ, 2009. — 135 с.
2. Чернявский, Д. И. Определение параметров удара в машинах ударного действия : моногр. В 2 ч. Ч. 2 / Д. И. Чернявский. — Омск : Изд-во ОмГТУ, 2010. — 123 с.
3. Чернявский, Д. И. Расчет коэффициента восстановления ударной системы, состоящей из трех и более материальных точек / Д. И. Чернявский, Д. Д. Чернявская // Омский научный вестник. Сер. Приборы, машины и технологии. — 2014. — № 1 (127). — С. 80–84.
4. Гольдсмит, В. Удар. Теория и физические свойства соударяемых тел : пер. с англ. / В. Гольдсмит. — М. : Стройиздат, 1965. — 450 с.

БУРЬЯН Юрий Андреевич, доктор технических наук, профессор (Россия), заведующий кафедрой «Основы теории механики и автоматического управления».

ЧЕРНЯВСКАЯ Дарья Дмитриевна, аспирантка кафедры «Основы теории механики и автоматического управления».

ЧЕРНЯВСКИЙ Дмитрий Иванович, доктор технических наук, профессор (Россия), заведующий кафедрой «Менеджмент».

Адрес для переписки: maneg1@omgtu.ru

Статья поступила в редакцию 19.02.2016 г.

© Ю. А. Бурьян, Д. Д. Чернявская, Д. И. Чернявский

ООО «Научно-производственный центр
«Динамика, надежность машин
и комплексная автоматизация» —
НПЦ «Динамика»,
г. Омск
Сибирская государственная
автомобильно-дорожная академия,
г. Омск

ОБОСНОВАНИЕ ЭНЕРГОЭФФЕКТИВНЫХ ПАРАМЕТРОВ ЦЕНТРОБЕЖНЫХ НАСОСНЫХ АГРЕГАТОВ

Предложена новая аналитическая зависимость для определения коэффициента быстроходности насосного агрегата, уточнены условия проектирования и анализа параметров центробежных насосов.

Ключевые слова: центробежные насосы, подача, напор, коэффициент быстроходности, плотность жидкости, полезная мощность, КПД, критерии подобия.

Применение центробежных насосных агрегатов в России и за рубежом приобрело массовый характер при транспортировании громадных объемов воды и жидкостей в строительстве и на предприятиях нефтехимии.

Производство центробежных насосных агрегатов сосредоточено на крупных предприятиях, которые выпускают всю номенклатуру насосов, наиболее востребованных в промышленности и строительстве.

Востребованность этого вида техники обусловлена сравнительно простой конструкцией, малой удельной металлоемкостью и высокой эффективностью. Производители разработали, серийно выпускают и продолжают совершенствовать центробежные насосные агрегаты в направлении увеличения долговечности, повышения КПД и производительности [1]. Согласно ГОСТ 17398-72 определены основные параметры и конструктивные особенности центробежных насосных агрегатов. Основным рабочим элементом центробежного насосного агрегата является рабочее колесо, снабженное изогнутыми лопатками, которые при вращении в корпусе насоса создают центробежные силы в массе рабочей жидкости. Теория центробежных насосных агрегатов базируется на трудах Л. Эйлера [2], Бернулли, Н. А. Жуковского и др.

Полезная мощность, реализуемая центробежным насосным агрегатом, определяется по формуле работы [3]

$$N_{II} = \rho g Q H, \quad (1)$$

где Q — подача жидкости, $\text{м}^3/\text{с}$; H — напор жидкости, м ; g — ускорение свободного падения тел

на поверхности Земли, $g = 9,8 \text{ м/с}^2$; ρ — плотность жидкости, кг/м^3 .

В расчетах обычно принимают плотность рабочей жидкости для воды с учетом нормированного количества в ней мелких твердых частиц, $\rho = 1050 \text{ кг/м}^3$.

Величина энергии, передаваемой от электродвигателя к насосному колесу за одну секунду, является полезной мощностью, поэтому полезная мощность является главным энергоэффективным параметром центробежного насоса. Другими энергоэффективными параметрами насоса можно назвать мощность электродвигателя, КПД, геометрические размеры насоса и др.

Общий коэффициент полезного действия насосного агрегата определяется по формуле работы [2]

$$\eta = N_{II} / N_{э.д}, \quad (2)$$

где $N_{э.д}$ — мощность приводного электродвигателя.

Мощность электродвигателя по ГОСТ 17398-72 принимается с некоторым запасом. В связи с тем, что линейка мощностей электродвигателей образует дискретный ряд, не всегда удается оптимально подобрать электродвигатель к насосу.

На рис. 1 представлены результаты исследования насосов, выпускаемых ЗАО «Катайский насосный завод». Нумерация точек на рис. 1 соответствует номерам строк табл. 1. На рис. 2 представлены аналогичные данные для насосов ОАО «Бобруйский машиностроительный завод». Номера точек на рис. 2 соответствуют данным табл. 2.

Из рис. 1 видно, что основное число вариантов моделей находится в диапазоне мощностей $N_{э.д} = 10 \div 75 \text{ кВт}$.

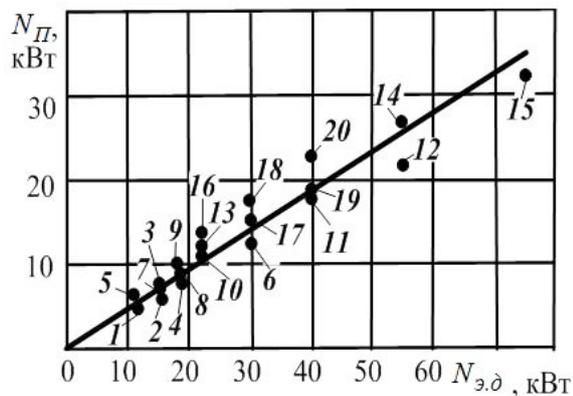
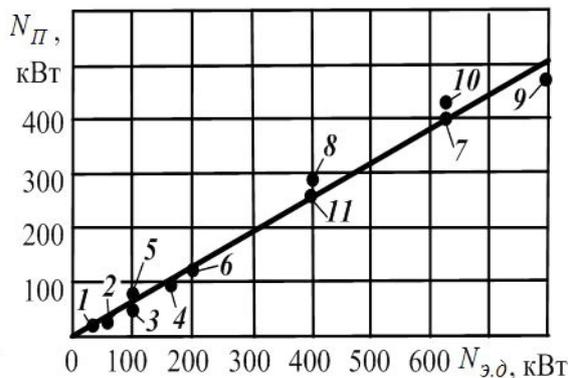
Рис. 1. Зависимости полезной мощности $N_{П}$ от мощности электродвигателя $N_{э.д.}$ насосов ЗАО «КНЗ»Рис. 2. Зависимости полезной мощности $N_{П}$ от мощности электродвигателя $N_{э.д.}$ насосов ОАО «Бобруйский МЗ»

Таблица 1

Параметры центробежных насосных агрегатов ЗАО «Катайский насосный завод»

№	Частота вращения n , об/мин	Подача Q , м ³ /ч	Напор H , м	Полезная мощность $N_{П}$, кВт	Коэффициент быстроходности n_s	Мощность электродвигателя $N_{э.д.}$, кВт	КПД	Диаметр рабочего колеса D_2 , мм	Диаметр вала d_0 , мм
1	2950	45	38	4,892	78,656	11	0,444	180	23
2	2950	45	46	5,922	68,155	15	0,394	192	26
3	2950	50	52	7,439	65,530	15	0,496	208	26
4	2950	50	60	8,583	58,862	18,5	0,464	220	28
5	2950	60	34	5,837	98,725	11	0,530	170	23
6	2950	60	71	12,188	56,832	30	0,406	225	32
7	2950	65	38	7,067	94,532	15	0,471	180	26
8	2950	65	44	8,183	84,689	18,5	0,442	190	28
9	2950	70	47	9,413	83,644	18,5	0,508	200	28
10	2950	70	54	10,815	75,373	22	0,491	210	29
11	2950	70	88	17,625	52,257	40	0,440	250	36
12	2950	70	108	21,631	44,817	55	0,393	275	40
13	2950	90	45	11,588	97,988	22	0,526	195	29
14	2950	90	103	26,523	52,657	55	0,482	280	40
15	2950	90	125	32,189	45,541	75	0,429	305	44
16	2950	95	49	13,319	94,444	22	0,605	205	29
17	2950	95	55	14,950	86,607	30	0,498	212	32
18	2950	105	59	17,725	86,381	30	0,590	222	32
19	2950	105	66	19,828	79,414	40	0,495	230	36
20	2950	120	65	22,317	85,875	40	0,557	235	36

ОАО «Бобруйский машиностроительный завод» выпускает насосные агрегаты в диапазоне $N_{э.д.} = 22\text{--}800$ кВт (см. рис. 2).

Полезная мощность $N_{П}$ и мощность приводного электродвигателя $N_{э.д.}$ являются важными энергетическими параметрами насосного агрегата.

ДПроектирование и совершенствование насосных агрегатов выполняют с использованием теории подобия [3, 4], в которой используют три вида

безразмерных критериев подобия: геометрический, кинематический, динамический

$$\frac{Q}{Q_M} = \frac{n}{n_M} \left(\frac{D}{D_M} \right)^3; \quad \frac{H}{H_M} = \left(\frac{n}{n_M} \right)^2 \left(\frac{D}{D_M} \right)^2;$$

$$\frac{N}{N_M} = \left(\frac{n}{n_M} \right)^3 \left(\frac{D}{D_M} \right)^5 \frac{\rho}{\rho_M}, \quad (3)$$

Параметры насосных агрегатов ОАО «Бобруйский машиностроительный завод»

№	Частота вращения n , об/мин	Подача Q , м ³ /ч	Напор H , м	Полезная мощность $N_{\text{п}}$, кВт	Коэффициент быстроходности n_s	Мощность электродвигателя $N_{2,г}$, кВт	КПД	Диаметр рабочего колеса D_2 , мм	Диаметр вала d_o , мм
1	3000	65	70	13,018	60,798	30	0,434	233	32
2	3000	65	125	23,247	39,358	55	0,422	311	39
3	3000	65	240	44,635	24,130	100	0,446	431	48
4	3000	65	500	92,990	13,915	160	0,581	622	56
5	3000	200	120	68,670	71,185	100	0,686	305	48
6	3000	200	210	120,172	46,785	200	0,600	403	61
7	3000	200	700	400,575	18,965	630	0,635	736	89
8	3000	560	180	288,414	87,882	400	0,721	373	76
9	3000	560	300	480,690	59,912	800	0,600	482	96
10	3000	210	700	420,603	19,433	630	0,667	736	89
11	3000	120	750	257,512	13,949	400	0,643	762	76

где Q, Q_M — подача насоса и его модели, м³/с; H, H_M — напор насоса и его модели, м; N, N_M — полезная мощность насоса и его модели; ρ, ρ_M — плотность рабочей жидкости насоса и его модели, кг/м³; n, n_M — частота вращения насоса и модели; D, D_M — диаметр рабочего колеса насоса и его модели.

Отношение геометрических параметров, например, диаметра насосного колеса натуре D_2 и модели D_{2M} называют линейным масштабом

$$\lambda = D_2 / D_{2M}$$

Формулы (3) позволяют приводить условия испытаний модели насоса к реальному насосу. Например, если испытания модели выполнены при другой подаче, то подачу рассматриваемого насоса можно определить по формуле пересчета

$$Q = Q_M \frac{n}{n_M} \left(\frac{D}{D_M} \right)^3$$

Аналогично выполняют расчет для напора H , плотности ρ и др.

Задачей данной статьи является обоснование показателей энергоэффективности центробежных насосных агрегатов. Главным показателем конструктивного подобия насосного агрегата является коэффициент быстроходности n_s [3–5]

$$n_s = 3,65 \frac{n\sqrt{Q}}{H^{3/4}}, \quad (4)$$

где Q — подача насоса, м³/с.

Коэффициент быстроходности n_s является обобщенным критерием подобия центробежного насоса по КПД, форме проточной части, геометрическим параметрам, расходу и напору.

На рис. 3 показана зависимость формы проточной части рабочего колеса от коэффициента быстроходности n_s , где b_2 — размер проточной части на выходе колеса; d_{BT} — диаметр втулки; d_o — диаметр вала и др.

Известная форма записи коэффициента быстроходности по формуле (4) имеет ряд существенных недостатков. Сложный технический объект — центробежный насос характеризуется ограниченным числом параметров (n, Q, H). В формуле (4) отсутствует ускорение силы тяжести g . Поэтому создается впечатление, что работа центробежного насосного агрегата на планете Земля и на Луне будет одинаковой. В формуле (4) не учитываются плотность рабочей жидкости и другие факторы.

В данной статье предлагается аналитическая зависимость для определения коэффициента быстроходности n_s , позволяющая исключить указанные недостатки формулы (4). В числитель и знаменатель формулы (4) введена полезная мощность $N_{\text{п}}$ по формуле (1). При этом в знаменатель вводим численное значение $N_{\text{п}}$ по формуле (1), а в числителе выполняем приведение степеней однородных величин Q и H .

В результате аналитическая зависимость для определения коэффициента быстроходности n_s принимает вид

$$n_s = 3,65 \rho g \frac{n Q^{3/2} H^{1/4}}{N_{\text{п}}}. \quad (5)$$

Предложенная формула (5) учитывает шесть важных параметров ($\rho, g, n, Q, H, N_{\text{п}}$) вместо трех параметров в формуле (4). При этом формулы (4) и (5) дают одинаковые численные значения коэффициента быстроходности n_s .

Методология исследования эффективных параметров центробежных насосов базируется на использовании коэффициента быстроходности n_s .

Центробежные насосы разделяются на тихоходные и нормальные. Тихоходные имеют коэффициент быстроходности $n_s = 14 \div 80$; нормальные $n_s = 80 \div 150$ (см. табл. 1 и 2).

Для того чтобы получить большой напор H , необходимо увеличивать наружный диаметр рабочего колеса D_2 . Поэтому рабочие колеса тихоходных насосов имеют большие отношения $D_2 / D_o \geq 2,0$, где D_o —

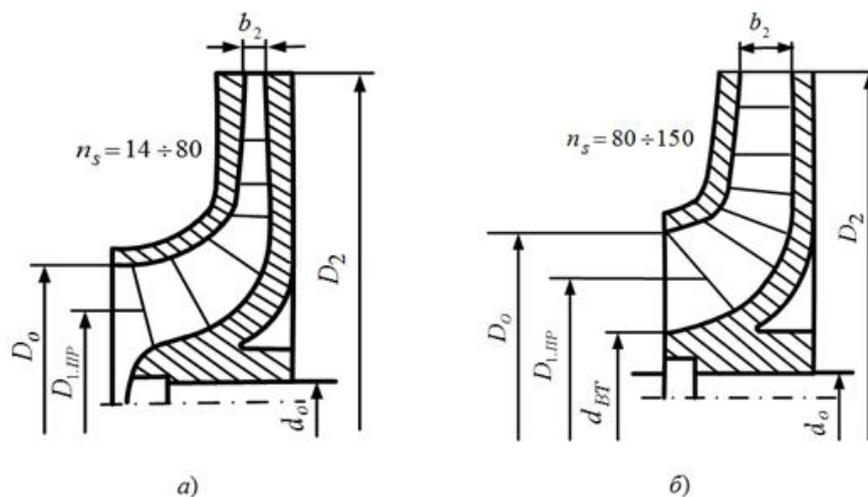


Рис. 3. Влияние коэффициента быстроходности насоса на форму проточной части рабочего колеса: а) тихоходные консольные $D_2/D_0 \geq 2,0$; б) нормальные с втулочным входом $D_2/D_0 = 2 \div 1,5$

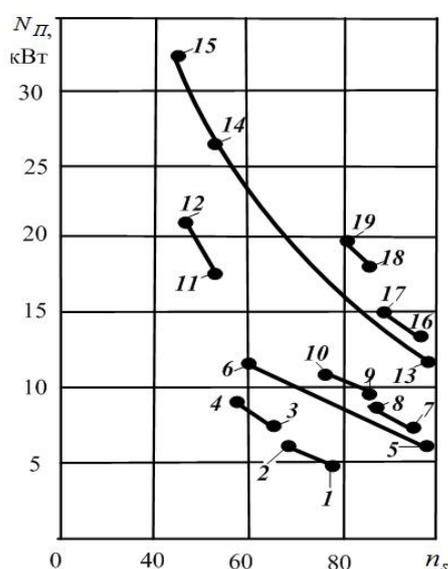


Рис. 4. Зависимости полезной мощности $N_{п}$ от коэффициентов быстроходности n_5 насосов ЗАО «КНЗ»

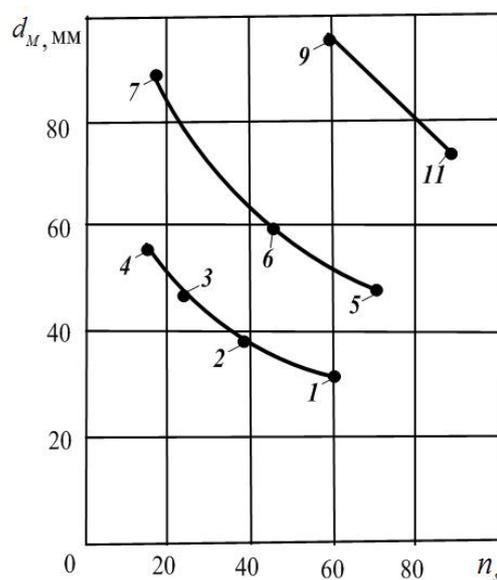


Рис. 5. Зависимости диаметра d_0 от коэффициента быстроходности n_5 насосов ОАО «Бобруйский МЗ»

диаметр входной горловины насоса. Нормальные насосы имеют соотношение $D_2/D_0 = 2 \div 1,5$. Быстроходные насосы имеют лопатки двойной кривизны для уменьшения сопротивления движения жидкости в проточной части насоса.

Коэффициент быстроходности n_5 по формуле (5) является удельным параметром, отнесенным в явном виде к полезной мощности $N_{п}$.

В связи с тем, что для заданных значений подачи Q и напора H можно сконструировать насосы с разными соотношениями размеров рабочего колеса, равенство коэффициентов быстроходности не является достаточным критерием геометрического подобия. Однако на практике для каждого коэффициента быстроходности установлены соотношения размеров насоса, обеспечивающие оптимальные КПД и мощность.

Если для каждого насоса учитывать соотношения геометрических размеров, то коэффициент быстроходности становится достаточным критерием подобия центробежного насоса.

Для определения приведенного диаметра входа в рабочее колесо используют известную формулу работы [3]

$$D_{1,PP} = (4,1 \div 4,5) \cdot \sqrt[3]{Q/n}, \text{ (м)},$$

где Q — подача насоса, $\text{м}^3/\text{с}$.

Гидравлический КПД насоса определяется по формуле работы [3]

$$\eta_{Г} = 1 - \frac{0,42}{(\lg D_{1,PP} - 0,172)^2}. \quad (6)$$

Объемный КПД насоса определяется по формуле работы [3]

$$\eta_{OB} = \frac{1}{1 + 0,68n_s^{-2/3}}. \quad (7)$$

Механический КПД центробежного насоса обычно принимают $\eta_{М} = 0,92 \div 0,95$ [4].

Полный КПД центробежного насоса [3–5]

$$\eta = \eta_r \eta_{об} \eta_M \quad (8)$$

На рис. 4 представлена зависимость полезной мощности $N_{п}$ от коэффициента быстроходности n_s для насосов (табл. 1). Для семейства подобных насосов с увеличением полезной мощности $N_{п}$ коэффициент быстроходности уменьшается.

Диаметр рабочего колеса определяется по формуле работы [3] для $n_s < 100$ (табл. 1 и 2)

$$D_2 = 84,6 \sqrt{H/n^2}, \text{ (м)}. \quad (9)$$

Важным параметром центробежного насоса является диаметр d_o вала насосного колеса, который определяется по известной формуле работы [3]

$$d_o = \sqrt[3]{\frac{M}{0,2\tau_{\max}}}. \quad (10)$$

Путем замены величины M через мощность электродвигателя и частоту вращения n получена формула для определения диаметра вала

$$d_o = 3,628 \cdot \sqrt[3]{\frac{N_{э,д}}{n\tau_{\max}}}, \text{ (м)}, \quad (11)$$

где $N_{э,д}$ — мощность электродвигателя, Вт; $\tau_{\max} = 14,7 \times 10^6$ Па — касательные напряжения при кручении вала.

Определение диаметра вала d_o необходимо для проектирования подшипников центробежного насоса.

На рис. 5 показана зависимость диаметра вала d_o от коэффициента быстроходности n_s .

С увеличением геометрических параметров коэффициент быстроходности n_s уменьшается для каждого семейства подобных насосов.

На рис. 6 представлены зависимости диаметра D_2 рабочего колеса от коэффициента быстроходности для подобных насосов (табл. 1).

Выводы. Предложена аналитическая зависимость для определения коэффициента быстроходности n_s , связывающая в явном виде подачу Q , напор H , полезную мощность $N_{п}$, частоту n вращения вала рабочего колеса, плотность рабочей жидкости ρ .

С увеличением мощности электродвигателя $N_{э,д}$ возрастает общий КПД подобных центробежных насосных агрегатов.

Для семейства подобных насосов коэффициент быстроходности уменьшается с увеличением геометрических размеров насоса.

Библиографический список

1. Костюков, В. Н. Основы виброакустической диагностики и мониторинга машин : учеб. пособие / В. Н. Костюков, А. П. Науменко ; М-во образования и науки РФ; ГОУ ВПО «Омский гос. техн. ун-т»; НПЦ «Динамика». — 2-е изд. с уточн. — Новосибирск : Изд-во СО РАН, 2014. — 378 с. — ISBN 978-7692-1383-0.
2. Тарасов, В. Н. Теоретическая механика / В. Н. Тарасов, И. В. Бояркина, М. В. Коваленко, Н. П. Федорченко, Н. И. Фисенко. — 3-е изд. — М. : Транслит, 2015. — 560 с. — ISBN 978-5-94976-846-4.

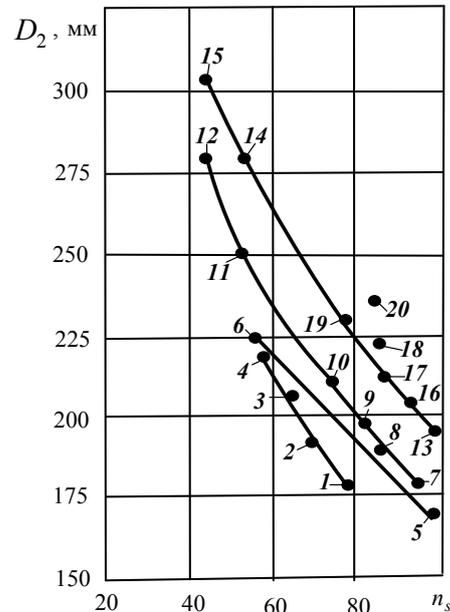


Рис. 6. Зависимости диаметра D_2 рабочего колеса от коэффициента быстроходности n_s насосов ОАО «Бобруйский МЗ»

3. Ломакин, А. А. Центробежные и осевые насосы / А. А. Ломакин. — М., Л. : Машиностроение, 1966. — 260 с.

4. Быстрицкий, Г. Ф. Энергосиловое оборудование промышленных предприятий : учеб. пособие для студ. высш. учеб. заведений / Г. Ф. Быстрицкий. — М. : Издат. центр «Академия», 2008. — 304 с. — ISBN 978-5-7695-5111-6.

5. Михайлов, А. К. Лопастные насосы. Теория, расчет и конструирование / А. К. Михайлов, В. В. Малюшенко. — М. : Машиностроение, 1977. — 288 с.

КОСТЮКОВ Владимир Николаевич, доктор технических наук, профессор, директор ООО «Научно-производственный центр «Динамика, надежность машин и комплексная автоматизация» — НПЦ «Динамика», г. Омск, лауреат премии Правительства РФ.

ТАРАСОВ Евгений Владимирович, начальник отдела ООО «Научно-производственный центр «Динамика, надежность машин и комплексная автоматизация» — НПЦ «Динамика», г. Омск, лауреат премии Правительства РФ.

Адрес для переписки: tarasov_omsk@mail.ru

ТАРАСОВ Владимир Никитич, доктор технических наук, профессор (Россия), профессор кафедры «Механика» Сибирской государственной автомобильно-дорожной академии (СибАДИ), г. Омск.

Адрес для переписки: tarasov_vladimir07@mail.ru

БОЯРКИНА Ирина Владимировна, доктор технических наук, профессор (Россия), профессор кафедры «Механика» СибАДИ, г. Омск.

Адрес для переписки: iriboyarkina@yandex.ru

Статья поступила в редакцию 12.02.2016 г.

© В. Н. Костюков, Е. В. Тарасов, В. Н. Тарасов, И. В. Бояркина

ОПТИМИЗАЦИЯ ПАРАМЕТРОВ ЦЕНТРОБЕЖНОГО ВЕНТИЛЯТОРА С ПРЯМОЛИНЕЙНЫМИ ЛОПАТКАМИ

Рассмотрен вопрос оптимизации параметров центробежного вентилятора с прямолинейными лопатками. Выведена зависимость для определения оптимального угла β_2 на выходе из вентилятора, что дало возможность оптимизировать остальные параметры центробежного вентилятора.

Ключевые слова: оптимизация, центробежный вентилятор, прямолинейные лопатки, угол β_2 , угол лопатки.

В настоящее время при проектировании центробежного вентилятора с прямолинейными лопатками используют экспериментальные данные для выбора параметров в некотором диапазоне. Чтобы получить приемлемый результат, приходится делать большое количество расчетов.

Основной задачей данной работы является оптимизация параметров центробежного вентилятора с прямолинейными лопатками.

Угол β_2 на выходе из вентилятора принимают в пределах $\beta_2 = 20 \dots 40^\circ$ [1, 2]. Для более точного определения угла β_2 при загнутых назад лопатках рассматривается схема (рис. 1).

Величина OD из треугольника OBD равна

$$OD = OB \cos \gamma = R_2 \cos \gamma = R_1 + AD. \quad (1)$$

Из треугольника ABD длина лопатки

$$l_x = AB = \frac{AD}{\cos(90 - \beta_1 - t)}. \quad (2)$$

Длину лопатки можно выразить и по-другому:

$$l_x = AB = \frac{DB}{\cos(\beta_1 + t)}. \quad (3)$$

Из прямоугольного треугольника ABD можно записать равенство

$$AD^2 + DB^2 = AB^2 = l_x^2. \quad (4)$$

Треугольник OBD прямоугольный

$$OD^2 + DB^2 = OB^2 = R_2^2$$

или $(R_1 + AD)^2 + DB^2 = R_2^2. \quad (5)$

Раскрываются скобки уравнения (5)

$$R_1^2 + 2R_1AD + AD^2 + DB^2 = R_2^2$$

или $R_1^2 + 2R_1AD + AB^2 = R_2^2. \quad (6)$

Так как $AB = l_x$, то уравнение (6) переписывается в виде

$$R_1^2 + 2R_1AD + l_x^2 = R_2^2. \quad (6')$$

Длину лопатки l_x по уравнению (2) подставляют в уравнение (6')

$$R_1^2 + 2R_1l_x \cos(90 - \beta_1 - t) + l_x^2 = R_2^2. \quad (7)$$

Квадратное уравнение (7) записывается в виде

$$l_x^2 + 2R_1 \cos(90 - \beta_1 - t)l_x - (R_2^2 - R_1^2) = 0,$$

где

$$2R_1 \cos(90 - \beta_1 - t) = b;$$

$$R_2^2 - R_1^2 = c.$$

Тогда длина лопатки равна

$$l_{x1,2} = -\frac{b}{2} \pm \sqrt{\frac{b^2}{4} + 4c}.$$

Так как длина лопатки не может иметь отрицательное значение, следовательно,

$$l_x = -\frac{b}{2} + \sqrt{\frac{b^2}{4} + 4c}.$$

В последнее уравнение вместо величин b и c подставляются их значения

$$l_x = -R_1 \cos(90 - \beta_1 - t) + \sqrt{[R_1 \cos(90 - \beta_1 - t)]^2 + R_2^2 - R_1^2}. \quad (8)$$

Окружная скорость воздуха на выходе из вентилятора

$$U_2 = \frac{\pi D_2 n}{60}$$

или

$$D_2 = 2R_2 = \frac{60U_2}{\pi n}, \quad (9)$$

а также скорость U_2 можно выразить в виде [1, 2]

$$U_2 = 0,5C_0 \operatorname{ctg} \beta_2 + \sqrt{(0,5C_0 \operatorname{ctg} \beta_2)^2 + \frac{\Delta p}{\rho \eta_r}}. \quad (10)$$

$$= R_1 \frac{\cos^2(90 - \beta_{1,л}) - 1}{\cos(90 - \beta_{1,л})} + R_2 \frac{\cos(\beta_2 - \beta_{1,л})}{\cos(90 - \beta_{1,л})}.$$

Правая и левая части последнего уравнения возводятся в квадрат

$$\begin{aligned} R_1^2 \cos^2(90 - \beta_{1,л}) + R_2^2 - R_1^2 &= \\ &= R_2^2 \frac{\cos^2(\beta_2 - \beta_{1,л})}{\cos^2(90 - \beta_{1,л})} - \\ - 2R_1 R_2 \frac{\cos(\beta_2 - \beta_{1,л})[1 - \cos^2(90 - \beta_{1,л})]}{\cos^2(90 - \beta_{1,л})} + \\ + R_1^2 \frac{[1 - \cos^2(90 - \beta_{1,л})]^2}{\cos^2(90 - \beta_{1,л})}. \end{aligned} \quad (27)$$

Уравнение (27) является квадратным уравнением относительно неизвестной величины R_2 .

$$\begin{aligned} R_2^2 \left[1 - \frac{\cos^2(\beta_2 - \beta_{1,л})}{\cos^2(90 - \beta_{1,л})} \right] + \\ + R_2 \frac{2R_1 \cos(\beta_2 - \beta_{1,л})[1 - \cos^2(90 - \beta_{1,л})]}{\cos^2(90 - \beta_{1,л})} - \\ - R_1^2 \left[\frac{1 - \cos^2(90 - \beta_{1,л}) +}{\cos^2(90 - \beta_{1,л})} + \frac{1 - 2\cos^2(90 - \beta_{1,л}) + \cos^4(90 - \beta_{1,л})}{\cos^2(90 - \beta_{1,л})} \right]. \end{aligned} \quad (28)$$

После раскрытия скобок и приведения подобных членов уравнение (28) преобразуется к виду

$$\begin{aligned} R_2^2 \left[-1 + \frac{\cos^2(\beta_2 - \beta_{1,л})}{\cos^2(90 - \beta_{1,л})} \right] - \\ - R_2 \frac{2R_1 \cos(\beta_2 - \beta_{1,л})[1 - \cos^2(90 - \beta_{1,л})]}{\cos^2(90 - \beta_{1,л})} + \\ + R_1^2 \left[\frac{1}{\cos^2(90 - \beta_{1,л})} - 1 \right] = 0 \end{aligned}$$

или $a_1 R_2^2 + b_1 R_2 + c_1 = 0, \quad (29)$

где $a_1 = -1 + \frac{\cos^2(\beta_2 - \beta_{1,л})}{\cos^2(90 - \beta_{1,л})} = \frac{\cos^2(\beta_2 - \beta_{1,л})}{\cos^2(90 - \beta_{1,л})} - 1;$

$$b_1 = -2R_1 \frac{\cos(\beta_2 - \beta_{1,л})[1 - \cos^2(90 - \beta_{1,л})]}{\cos^2(90 - \beta_{1,л})},$$

$$c_1 = R_1^2 \left[\frac{1}{\cos^2(90 - \beta_{1,л})} - 1 \right].$$

Решение квадратного уравнения (29) имеет вид

$$R_{2(1,2)} = \frac{-b \pm \sqrt{b_1^2 - 4a_1 c_1}}{2a_1},$$

откуда

$$R_2 = \frac{-b_1 + \sqrt{b_1^2 - 4a_1 c_1}}{2a_1}, \quad (30)$$

так как радиус конца лопатки R_2 не может иметь отрицательное значение.

Левые части уравнений (24) и (30) равны между собой, следовательно, равны и их правые части, т.е.

$$\begin{aligned} \frac{-b_1 + \sqrt{b_1^2 - 4a_1 c_1}}{2a_1} = \\ = \frac{30}{\pi} \left[0,5C_0 \operatorname{ctg} \beta_2 + \sqrt{(0,5C_0 \operatorname{ctg} \beta_2)^2 + \frac{\Delta p}{\rho \eta_r}} \right]. \end{aligned} \quad (31)$$

Из трансцендентного уравнения (31) определяется оптимальный угол β_2 . По уравнениям (24) и (9) определяются радиус конца лопатки R_2 и окружная скорость конца лопатки U_2 . Далее определяются все основные параметры центробежного вентилятора с прямолинейными лопатками.

Таким образом, определены оптимальные параметры центробежного вентилятора с прямолинейными лопатками.

Условные обозначения:

Δp — перепад давлений, Па; C , W , U — абсолютная, относительная и окружная скорости в рабочем колесе, м/с; β — угол установки лопаток в рабочем колесе, град. (рад); ρ — плотность газа, кг/м³; n — частота вращения вала рабочего колеса, об/мин; R — радиус, м.

Индексы:

1, 2 — входное и выходное сечения рабочего колеса; параметры; л — лопатка.

Библиографический список

1. Черкасский, В. М. Насосы, вентиляторы, компрессоры : учеб. для теплоэнергетических специальностей вузов / В. М. Черкасский. — М. : Энергоатомиздат, 1984. — 416 с.
2. Пятибратов, В. П. Упрощенные способы расчета нагнетателей / В. П. Пятибратов. — Ухта : Изд-во УГТУ, 2013. — 22 с.

КУЗНЕЦОВ Виктор Иванович, доктор технических наук, профессор (Россия), профессор кафедры «Авиа- и ракетостроение».

Адрес для переписки: info@omgtu.ru

МАКАРОВ Владимир Вячеславович, кандидат технических наук, доцент (Россия), декан факультета «Информационные технологии и компьютерные системы», доцент кафедры «Авиа- и ракетостроение».

Адрес для переписки: makarov@omgtu.ru

Статья поступила в редакцию 03.02.2016 г.

© В. И. Кузнецов, В. В. Макаров

ОПРЕДЕЛЕНИЕ ТЕХНОЛОГИЧЕСКИХ ПАРАМЕТРОВ НЕСИММЕТРИЧНОГО ПОТОКА ТИКСОТРОПНОЙ ЖИДКОСТИ

Проведен натурный эксперимент по определению температуры как технологического параметра в несимметричном потоке тиксотропной жидкости на примере красочного ящика офсетной печатной машины с активатором пассивного типа. В качестве изменяемых параметров, влияющих на температуру, учитывали вязкость краски, диаметр активатора и количество краски в красочном ящике. Получены зависимости температуры от изменяемых параметров.

Ключевые слова: тиксотропная жидкость, офсетная печать, красочный ящик, перемешивание краски, активатор.

Введение. Качество оттиска при печати способом офсетной печати во многом зависит от работы красочного аппарата. Важным фактором, влияющим на качество печатного оттиска, является стабильная подача краски в раскатную группу питающей группой. Одно из условий стабильной подачи краски заключается в отсутствии ее структурирования в красочном ящике печатной машины. Появление областей структурированной краски приводит к неравномерному ее поступлению в раскатную группу [1].

Проведенные вычислительные и натурные эксперименты показали, что в красочном ящике офсетной печатной машины структурируется более 20 % всего объема краски [2, 3]. Такой объем структурированной краски негативно сказывается на качестве печатной продукции. Для борьбы с этим явлением печатник во время работы машины периодически перемешивает краску шпателем, что увеличивает физическую нагрузку на печатника.

Для устранения структурирования краски используют автоматические мешалки, которые представляют собой механические устройства с внешним приводом. На рис. 1 показаны примеры таких устройств. Наиболее часто применяются стержневые мешалки. Стержень, погруженный в краску, периодически перемещается с помощью пневмоцилиндра вдоль красочного ящика, разрушая область структурирования краски. Устройством управляет микропроцессорное устройство. Существуют также конические мешалки, в которых конусы расположены перпендикулярно оси дукторного цилиндра и вращаются вокруг своей оси посредством зубчатой рейки, приводимой в движение от привода машины. В литературе встречается описание перемешивающего устройства с пластинами, которые движутся возвратно-поступательно вдоль дукторного цилиндра от электродвигателя, реверсируемого при помощи переставных упоров и конечного выключателя [4–6]. Недостатками таких устройств

являются применение внешнего источника энергии, сложность изготовления и высокая стоимость конструкции.

Для перемешивания краски предложены устройства, названные активаторами пассивного типа [7–12]. Эти устройства работают за счет сил вязкого трения и не требуют применения внешнего привода. Наиболее простым и технологичным является активатор в виде гладкого стержня, который погружают в краску перед началом работы [13]. За счет сил вязкого трения активатор погружается в краску и начинает вращаться вместе с ней. При этом вращающийся активатор создает дополнительные течения, которые не дают образовываться структуре в краске.

Несмотря на наличие в краске, работающей без активатора, зон структурирования, существуют и сдвиговые течения, в результате чего температура краски повышается.

Активатор, погруженный в краску, разрушает структуру и увеличивает скорость течения. Это позволяет предположить, что при использовании активатора температура краски будет больше, чем без активатора. При этом на температуру краски в красочном ящике оказывают влияние количество краски, ее вязкость и диаметр активатора. Целью эксперимента является получение зависимостей температуры от указанных параметров.

Проведение эксперимента. Для проведения натурального эксперимента применяли специально изготовленный макет (рис. 2), состоящий из красочного ящика печатной машины и мотор-редуктора. Скорость вращения выходного вала редуктора была постоянной и составляла 2 об/с.

В качестве активаторов использовали трубки из полипропилена диаметром 20, 30, 40 мм, закрытые герметично с торцов. Полипропилен — материал легкий и прочный, он химически стоек к большинству растворителей.



Рис. 1. Автоматические мешалки краски: стержневая (слева), коническая (справа)

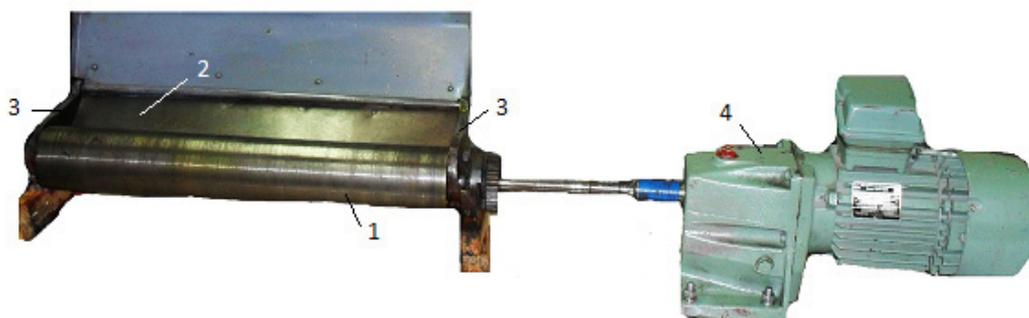


Рис. 2. Макет красочного ящика: 1 — дукторный цилиндр; 2 — ракель; 3 — боковые стенки; 4 — электродвигатель с редуктором

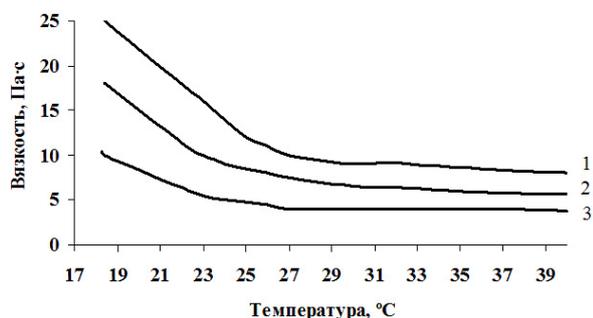


Рис. 3. Зависимость вязкости от температуры:
1 — красная смешанная PANTONE Red 032 (Sun Chemical, США); 2 — голубая триадная Quickson (компания VAN SON, Голландия); 3 — оранжевая смешанная Sicolor orange (производство Druckfarben, Германия)

Для исследования применяли офсетные печатные краски: оранжевую смешанную Sicolor orange (производство «Druckfarben», Германия), голубую триадную Quickson (Компания VAN SON, Голландия), красную смешанную PANTONE Red 032 («Sun Chemical», США). Вязкость красок, измеренная с помощью стержневого вискозиметра ПВК [14]. На рис. 3 показана зависимость вязкости указанных красок от температуры.

С целью экономии расходных материалов для проведения опытов использовали только часть красочного ящика длиной 100 мм, для чего в нем устанавливали дополнительную стенку (рис. 4а). Вес каждой краски, использовавшейся для измерений, определяли с помощью цифровых весов марки ED-N (КНР).

Для изменения температуры краски в красочном ящике использовали измеритель температуры ИТП-11 (ЗАО «Эталон», Россия), который позволяет сохранять результаты измерений во внутренней энергонезависимой памяти и передавать их для дальнейшей обработки в ЭВМ. Прибор оснащен термопарами, выполненными по ГОСТ Р 8.585-2001. Точность измерения прибора 0,1°C.

На первом этапе проведения экспериментов было сделано предположение, что температуры краски в глубине течения и на его поверхности будут существенно различаться, поэтому термопару установили в месте сужения между дукторным цилиндром и ракелем, проделав в ракеле отверстие (рис. 4б).

Эксперимент проводили в следующей последовательности:

1. Заполняли красочный ящик краской. Охлаждали краску и красочный ящик до температуры помещения.
2. Опускали в краску активатор, включали электродвигатель.
3. С помощью прибора ИТП-11 измеряли температуру краски до тех пор, пока температура не становилась постоянной.
4. Результаты измерений обрабатывали с помощью ЭВМ.

Результаты, обсуждение, выводы. На рис. 5а, 5б, 5в показана зависимость температуры для разных красок от времени с активатором и без него. Количество краски принималось в процентах от исходного количества (116 г). Из рис. 5а, 5б, 5в видно, что температура растет до некоторой величины T_{const} и далее остается постоянной для данных условий (скорость вращения дукторного цилиндра, температура окружающей среды и вязкость краски).

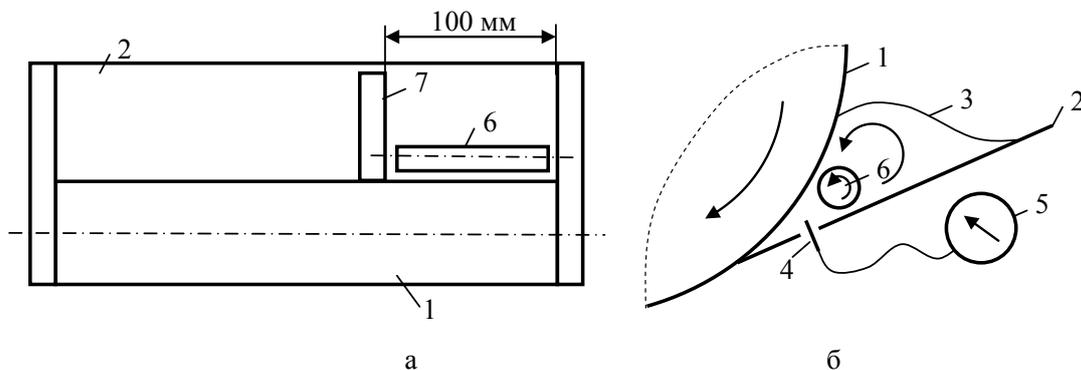


Рис. 4. Схема расположения термопары:
1 — дукторный цилиндр; 2 — ракель; 3 — краска; 4 — термопара;
5 — измерительный прибор; 6 — активатор; 7 — стенка

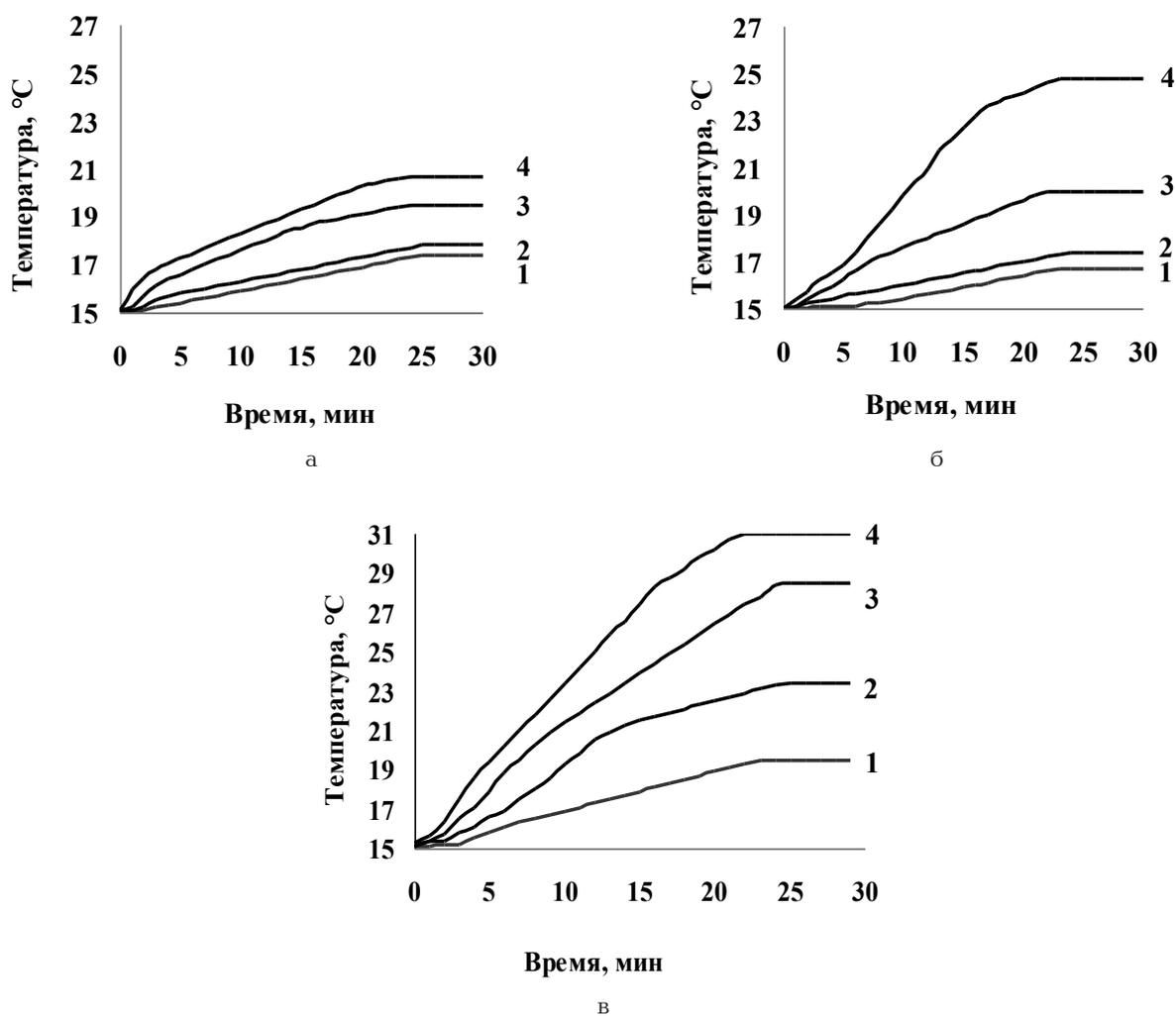


Рис. 5. Зависимость температуры краски в красочном ящике от времени вращения дукторного цилиндра для красок: а — оранжевой; б — голубой; в — красной. 1 — без применения активатора; 2 — с применением активатора 20 мм; 3 — с применением активатора 30 мм; 4 — с применением активатора 40 мм

Время достижения T_{const} имеет обратную зависимость от диаметра активатора, что объясняется большим выделением тепла от действия диссипативных сил при интенсивном перемешивании краски активатором. Так, для оранжевой краски время достижения T_{const} составляет 23 мин без активатора и 21 мин с активатором диаметром 40 мм. Для го-

лубой и красной краски время достижения T_{const} составляет 25 и 23 мин, 23 и 22 мин соответственно. Разница во времени достижения T_{const} для оранжевой краски составляет 8,7 %, для голубой 8 %, для красной 4,3 %. Указанные величины позволяют сказать, что активаторы не оказывают существенного влияния на T_{const} .

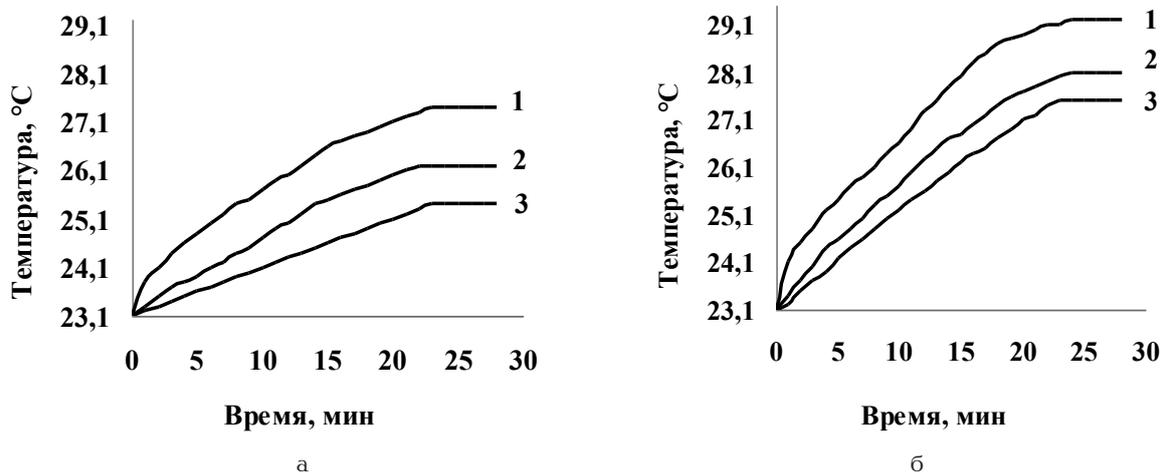


Рис. 6. Зависимость температуры краски от ее количества без активатора (а), с активатором (б).
1 — заполнение объема красочного ящика 30 %; 2 — заполнение объема красочного ящика 75 %;
3 — заполнение объема красочного ящика 100 %

При использовании активатора наблюдается прямая зависимость T_{const} от его диаметра. При использовании активатора диаметром 40 мм T_{const} составляет 21, 25, 31 °С для оранжевой краски, голубой и красной краски соответственно.

Также были проведены опыты по определению зависимости температуры краски от объема заполнения красочного ящика при использовании активатора и без него. В качестве испытуемой выбрали голубую краску. Результаты опытов показаны на рис. 6а, 6б.

По результатам опытов была обнаружена обратная зависимость T_{const} от количества краски в красочном ящике, то есть температура краски при максимальном заполнении красочного ящика была ниже, чем при минимальном. Использование активатора повышает T_{const} . Так, при минимальном количестве краски без активатора $T_{const} = 27,4^{\circ}\text{C}$, при максимальном $T_{const} = 25,4^{\circ}\text{C}$. При максимальном количестве краски с активатором $T_{const} = 27,5^{\circ}\text{C}$, при минимальном $T_{const} = 29,2^{\circ}\text{C}$.

Во время проведения всех опытов различия температуры краски в глубине течения и на его поверхности обнаружено не было, что позволяет упростить их проведение.

Полученные зависимости позволяют провести лишь качественный анализ, так как при проведении опытов не учитывались такие важные факторы, как теплопроводность, теплоемкость испытуемых красок, размеры красочного ящика, частота вращения дукторного цилиндра.

Таким образом, имеет место прямая зависимость T_{const} при постоянном количестве краски в красочном ящике печатной машины от диаметра активатора. В то же время наблюдается обратная зависимость T_{const} от количества краски в красочном ящике независимо от диаметра активатора. Наличие активатора на величину T_{const} существенного влияния не оказывает.

Библиографический список

1. Технология печатных процессов / А. Н. Раскин [и др.]. — М. : Книга, 1989. — 432 с.
2. Литунов, С. Н. Натурный эксперимент по определению квазитвердого тела в красочном ящике офсетной машины /

С. Н. Литунов, Ю. Д. Тощакова // Известия высших учебных заведений. Проблемы полиграфии и издательского дела. — 2015. — № 1. — С. 36–42.

3. Литунов, С. Н. О влиянии касательных напряжений на перемешивание краски / С. Н. Литунов, О. А. Тимощенко // Омский научный вестник. Сер. Приборы, машины и технологии. — 2014. — № 3 (133). — С. 246–250.

4. Печатное оборудование / В. П. Митрофанов [и др.]. — М. : МГУП, 1999. — 442 с.

5. Тюрин, А. А. Печатные машины / А. А. Тюрин. — М. : Книга, 1966. — 460 с.

6. Патлах, В. В. Офсетная печать, офсет / В. В. Патлах // Энциклопедия технологий и методик. — Режим доступа : http://patlah.ru/etm/etm-01/teh%20reklama/poligraf/pechat_ofset/pechat_ofset-14.htm (дата обращения: 18.01.2016).

7. Пат. 142412 Российская Федерация, МПК В 41 F 31/00. Красочный аппарат / Литунов С. Н., Тимощенко О. А. ; заявитель и патентообладатель Омский гос. техн. ун-т. — № 2013154370/12 ; заявл. 06.12.2013 ; опубл. 27.06.2014, Бюл. № 18. — 1 с.

8. Пат. 141599. Российская Федерация, МПК В 41 F 31/00. Красочный аппарат / Литунов С. Н., Тимощенко О. А. ; заявитель и патентообладатель Омский гос. техн. ун-т. — № 2013153443/12 ; заявл. 02.12.2013 ; опубл. 10.06.2014, Бюл. № 16. — 2 с.

9. Пат. 122334 Российская Федерация, МПК В 41 F 31/00. Красочный аппарат / Литунов С. Н., Пруд И. В., Титов Ю. В. ; заявитель и патентообладатель Омский гос. техн. ун-т. — № 2012128620/12 ; заявл. 06.07.12 ; опубл. 27.11.12, Бюл. № 33.

10. Пат. 127680 Российская Федерация, МПК В 41 F 31/00. Красочный аппарат / Литунов С. Н., Титов Ю. В., Титов А. В., Пруд И. В. ; заявитель и патентообладатель Омский гос. техн. ун-т. — № 2012128620/12 ; заявл. 20.11.12 ; опубл. 10.05.13, Бюл. № 13.

11. Пат. 139108 Российская Федерация, МПК В 41 F 31/00. Красочный аппарат / Литунов, С. Н., Тимощенко О. А. ; заявитель и патентообладатель Омский гос. техн. ун-т. — № 2012128620/12 ; заявл. 19.11.2013 ; опубл. 10.04.2014, Бюл. № 10.

12. Пат. 129047 Российская Федерация, МПК В 41 F 31/00. Красочный аппарат / Литунов, С. Н., Тимощенко О. А. ; заявитель и патентообладатель Омский гос. техн. ун-т. — № 2012128620/12 ; заявл. 19.12.12 ; опубл. 20.06.13, Бюл. № 17.

13. Заявка 2012123203/12 Российская Федерация, МПК В 41F 31/00. красочный аппарат / Литунов С. Н., Пруд И. В.,

Заживихина Н. А. ; заявитель Омский гос. тех. ун-т. — № 2012123203/12 ; заявл. 05.06.2012 ; опубл. 10.12.2013, Бюл. № 34.

14. Шахкельдян, Б. Н. Полиграфические материалы / Б. Н. Шахкельдян. — М. : Книга, 1988. — 330 с.

ЛИТУНОВ Сергей Николаевич, доктор технических наук, доцент (Россия), профессор, заведующий кафедрой «Оборудование и технологии полиграфического производства».

ТОЩАКОВА Юлия Дмитриевна, аспирантка кафедры «Оборудование и технологии полиграфического производства».

ЕРКОВИЧ Надежда Васильевна, студентка гр. ТП-151 нефтехимического института.

ЯКОВЛЕВА Екатерина Владимировна, студентка гр. ТП-151 нефтехимического института.

Адрес для переписки: toschakova.julia@mail.ru

Статья поступила в редакцию 06.02.2016 г.

© С. Н. Литунев, Ю. Д. Тощаклова, Н. В. Ерквич,

Е. В. Яковлева

УДК 621.92.02

**А. Ю. ПОПОВ
И. А. БУГАЙ
А. А. ЕЖОВ
Ю. В. ТИТОВ
М. А. ПЕСКОВ
А. В. ЕЛИСЕЕВА**

Омский государственный
технический университет

ОБЕСПЕЧЕНИЕ ВТОРИЧНОГО РЕСУРСА МНОГОГРАННЫМ ТВЕРДОСПЛАВНЫМ ПЛАСТИНАМ

В данной статье представлен один из перспективных методов повышения экономической эффективности использования сменных твердосплавных пластин, а также осуществляется выбор основных геометрических параметров режущих пластин. Производится анализ твердосплавных пластин по типу износа.

Ключевые слова: режущий инструмент, режущие пластины, виды износа, пеллетка, реновация.

На сегодняшний день в промышленности не обойтись без лезвийной обработки. Режущий инструмент — это неотъемлемая часть обрабатывающего оборудования. Он является главным элементом при обработке изделий на станках. Основная масса применяемого инструмента относится к лезвийному классу. Этот класс, в свою очередь, можно разделить на 3 группы:

1. Цельный металлорежущий инструмент — крепёжная часть инструмента (державка) является единой цельной деталью с режущим элементом.

2. Составной металлорежущий инструмент — режущая часть приваривается или припаивается к крепёжной части.

3. Сборный металлорежущий инструмент — режущий и крепёжные элементы соединяются с помощью болтов, винтов, клиньев и т. п.

Именно сборные инструменты со сменными режущими пластинами занимают большую часть всего инструментария. Это связано с тем, что один и тот же инструмент применяют для обработки различных видов материала путем замены твердо-

сплавной пластины, а также осуществлять замену изношенной пластины на новую.

Основная проблема применения такого инструмента связана с износом сменной твердосплавной пластины (СТП). Интенсивность изнашивания зависит от множества факторов: свойств инструментального и обрабатываемого материалов, режимов резания, геометрических параметров инструмента, применения смазочно-охлаждающих жидкостей. Существуют семь основных типов износа пластин [1]:

1. Износ по задней поверхности. Происходит равномерно по всей длине режущей кромки. Причинами такого износа могут быть трение при низких скоростях резания и химические реакции между материалами при высоких скоростях резания (рис. 1).

2. Лункообразование происходит в результате нагрева или химической реакции, при которых пластина фактически растворяется в стружке от заготовки. К образованию лунок на пластинах приводит сочетание диффузии и абразивного износа (рис. 2).



Рис. 1. Износ по передней поверхности



Рис. 6. Деформация кромки

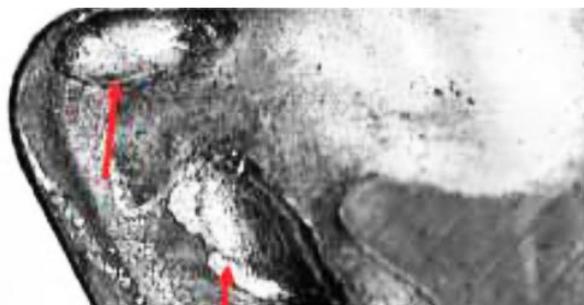


Рис. 2. Лункообразование

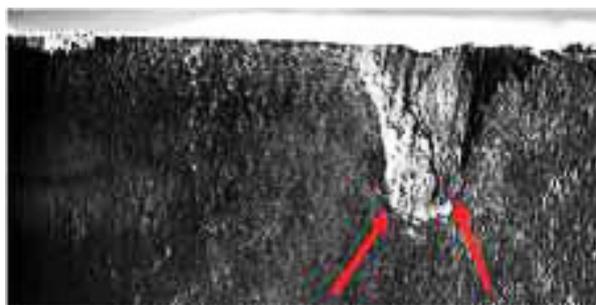


Рис. 7. Образование бороздки на режущей кромке

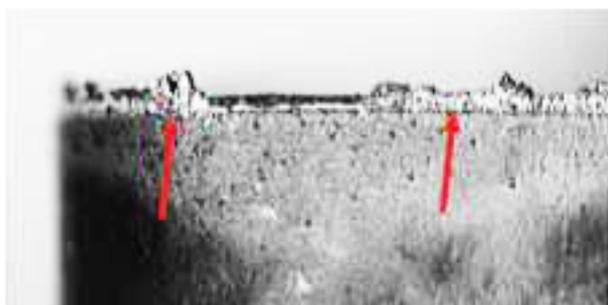


Рис. 3. Образование наростов на режущей кромке

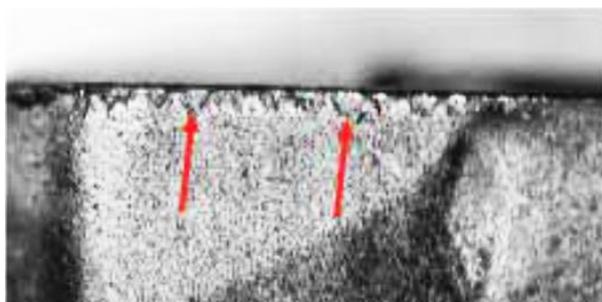


Рис. 4. Выкрашивание режущей кромки

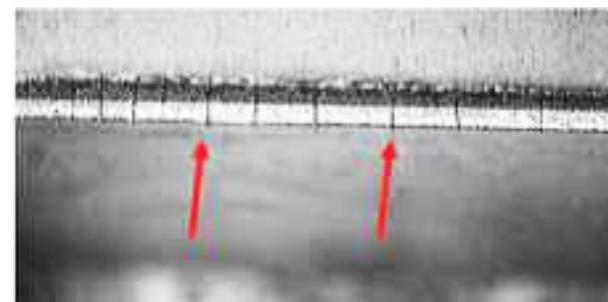


Рис. 5. Термомеханический износ пластины

3. Наросты на режущих кромках образуются, когда фрагменты заготовки под давлением привариваются к режущей кромке пластины. Это происходит из-за химического сходства материалов пластины и заготовки, высокого давления обработки и значительной температуры в зоне резания (рис. 3).

4. Выкрашивание происходит вследствие механической нестабильности из-за отсутствия жестких настроек, плохих подшипников или изношенных шпинделей, твердых участков в обрабатываемом материале или из-за прерывистого резания последние, в свою очередь, вызывают концентрацию напряжения в определенных участках, что и приводит к выкрашиванию (рис. 4).

5. Тепломеханическое повреждение пластины вызвано резкими колебаниями температуры и механическими ударами. Признаками этого износа являются многочисленные трещины, идущие перпендикулярно режущей кромке, из-за чего со временем фрагменты твердого сплава могут выпадать, а пластины становятся более подверженными выкрашиванию (рис. 5).

6. Деформация режущей кромки образуется из-за чрезмерного нагрева в сочетании с механической нагрузкой. Избыточный нагрев приводит к размягчению связующего твердого сплава пластины, а под механической нагрузкой пластина деформируется или изгибается на конце, что может привести к отламыванию кромки пластины, быстрому износу по задней поверхности (рис. 6).

7. Бороздки образуются, когда поверхность заготовки с абразивными включениями обдирает или выкрашивает режущий инструмент на уровне глубины резания (рис. 7) [2].

Существующие методы диагностирования износа СТП позволяют на раннем этапе определить основные причины разрушения, но не устранить уже появившийся износ. В настоящее время использованные пластины, как правило, не восстанавливаются, а утилизация таких пластин представляет



Рис. 8. Образцы до реновации

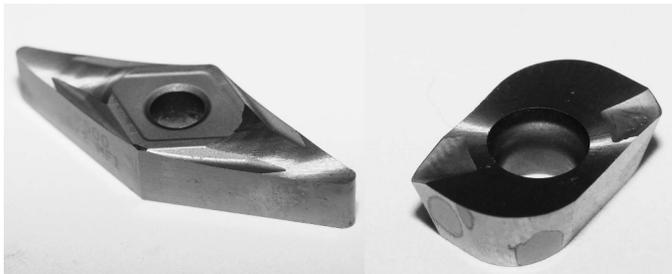


Рис. 9. Образцы после реновации



Рис. 10. Обрабатываемые изделия

собой довольно сложную задачу, требующую достаточно дорогостоящего оборудования. Поэтому задача восстановления режущих свойств использованных пластин является также актуальной.

Проанализировав все виды износа режущего инструмента, предлагается реновация СТП методом шлифования и затачивания. Для осуществления процесса перетачивания необходимо определить, какие виды износа являются восстанавливаемыми, а также максимальную величину износа режущей пластины. Износ СТП типа 1, 2, 3, 5, 6, 7 — восстанавливаемый, а износ типа 4 — невосстанавливаемый.

В качестве образца были взяты сменные твердосплавные пластины марок:

1. АРКТ160408 — РМ предназначены для черновой фрезерной обработки цветных металлов. Допустимый износ по задней поверхности составляет 0,15–0,25 мм. Допустимая норма сошлифовывания за одно затачивание 0,25–0,35 мм.

2. DNMG 150604 — MF1 KX предназначены для черновой токарной обработки цветных металлов. Допустимый износ по задней поверхности составляет 0,12–0,21 мм. Допустимая норма сошлифовывания за одно затачивание 0,28–0,37 мм (рис. 8).

Перетачивание осуществлялось на шлифовально-заточном станке с ЧПУ ВЗ — 700Ф4. В качестве инструмента на операциях затачивания главной задней поверхности, вспомогательной задней поверхности и фаски при вершине СТП использовался круг: 12А2-45 125-42-5-5-32 АС 100/80 100 % В2-01.

На операции затачивание отрицательной фаски использовался круг алмазный чашечный 12А2-45 125-42-5-5-32 АС6 7/5 100 % В2-01 (рис. 9) [3].

Испытания переточенных пластин проводились при черновой токарной и фрезерной обработке сложнопрофильных поверхностей алюминиевых корпусов, при одинаковых режимах обработки (рис. 10).

В ходе испытания инструмента с установленными новыми СТП было обработано 96 деталей, а инструментом, на котором были установлены переточенные пластины, обработано 70 деталей.

Таким образом, стойкость восстановленных СТП составляет 80 % от стойкости новых, а себестоимость реновации — не более 25 % [4].

Библиографический список

1. Латыпов, Р. Р. Методы диагностики состояния режущего инструмента в станочных системах : учеб. пособие / Р. Р. Латыпов. — Уфа : УГАТУ, 2009. — 96 с.
2. Реченко, Д. С. Виды износа твердосплавных пластин при лезвийной обработке и методы борьбы с ними / Д. С. Реченко, А. А. Ежов, Д. Г. Балова, И. А. Царенко // Омский научный вестник. Сер. Приборы, машины и технологии. — 2015. — № 3 (143). — С. 83–87.
3. Попов, А. Ю. Классификация абразивного инструмента для получения ультрадисперсного порошка высокоскоростным методом / А. Ю. Попов, Д. С. Реченко, Ю. В. Титов, К. К. Госина // Омский научный вестник. Сер. Приборы, машины и технологии. — 2015. — № 1 (137). — С. 89–92.
4. Бугай, И. А. Реновация многогранных твердосплавных пластин для фрез с механическим креплением пластин, предназначенных для черновой обработки алюминиевых сплавов / И. А. Бугай, Е. В. Васильев, А. Ю. Попов, П. В. Назаров // Россия молодая: передовые технологии : материалы V Всерос.

молодеж. науч.-техн. конф. с междунар. участием, 12–14 нояб. : в 3 кн. — Омск, 2013. — Кн. 1. — С. 18–21.

ПОПОВ Андрей Юрьевич, доктор технических наук, профессор (Россия), заведующий кафедрой «Металлорежущие станки и инструменты».

БУГАЙ Иван Александрович, ассистент кафедры «Металлорежущие станки и инструменты».

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

ТИТОВ Юрий Владимирович, аспирант кафедры «Металлорежущие станки и инструменты».

ПЕСКОВ Максим Александрович, студент гр. КТО-133 машиностроительного института.

ЕЛИСЕЕВА Александра Владимировна, студентка гр. КТО-134 машиностроительного института.

Адрес для переписки: Boogie9@mail.ru

Статья поступила в редакцию 15.02.2016 г.

© А. Ю. Попов, И. А. Бугай, А. А. Ежов, Ю. В. Титов,

М. А. Песков, А. В. Елисеева

УДК 621.3.06

В. Н. ТАРАСОВ
И. В. БОЯРКИНА

Сибирская государственная
автомобильно-дорожная академия,
г. Омск

МЕТОДИКА ОПРЕДЕЛЕНИЯ КОЭФФИЦИЕНТА ВЯЗКОГО ТРЕНИЯ И КОЭФФИЦИЕНТА КИНЕМАТИЧЕСКОЙ ВЯЗКОСТИ ДЛЯ ПНЕВМОКОЛЕС НАЗЕМНЫХ ТРАНСПОРТНЫХ СРЕДСТВ

Разработан способ определения коэффициента вязкого трения пневмоколес наземных транспортных средств. Предложены аналитические зависимости для вычисления коэффициента вязкого трения и коэффициента кинематической вязкости пневмошины.

Ключевые слова: пневмошина, деформация, амплитуда, добротность, декремент колебаний, частота, коэффициент жесткости, коэффициент вязкого трения.

Основными характеристиками колесных тягачей, тракторов являются: грузоподъемность, тягово-сцепные качества, характеристики вертикальных колебаний и др. [1].

При перекачивании неровности ось колеса транспортного средства получает дополнительное вертикальное перемещение. Чем меньше это перемещение, тем выше эластичные амортизирующие свойства пневмошины. После перекачивания неровности колесо совершает вертикальные колебания, которые необходимо демпфировать [2].

У наземных транспортных средств, не имеющих рессор и демпферов, указанные функции выполняют пневматические шины. Рассматриваемые свойства пневмошины связаны с характеристиками жесткости колеса и вязкого трения, которые в настоящее время недостаточно изучены.

Дифференциальное уравнение затухающих вертикальных колебаний пневмошины имеет вид [3, 4]

$$\ddot{z} + 2n\dot{z} + \omega^2 z = 0, \quad (1)$$

где z , \dot{z} , \ddot{z} — соответственно вертикальное перемещение, скорость, ускорение оси колеса; n — коэффициент затухания; ω — круговая частота колебаний оси колеса.

Выражение частоты свободных вертикальных колебаний оси пневмошины имеет вид

$$\omega = \sqrt{C/m}, \quad (2)$$

где C — коэффициент жесткости пневмошины, Н/м; m — масса, приведенная к оси колеса, кг.

Коэффициент n затухания колебаний механических систем имеет вид [5, 6]

$$n = \mu_{в.т}/2m, \quad (3)$$

где $\mu_{в.т}$ — коэффициент вязкого трения пневмошины, Н·с/м.

Деформационные свойства пневмошины принято оценивать коэффициентом жесткости по аналогии с идеальными механическими пружинами. В общем случае в работах В. В. Гуськова [1]

и других авторов средний коэффициент жесткости C пневмошины определяется по формуле

$$C = G/\lambda, \quad (4)$$

где G — вертикальная нагрузка на оси колеса; λ — нормальная деформация шины на горизонтальной поверхности.

Современное состояние методов определения коэффициента вязкого трения пневмоколес характеризуется следующими известными формулами. Декремент колебаний оси колеса пневмошины для периода колебаний определяется по формуле

$$D = A_1/A_3, \quad (5)$$

где T_1 — период затухающих колебаний, $T_1 = 2\pi/\omega_1 = 2\pi/\sqrt{\omega^2 - n^2}$; A_1/A_3 — отношение амплитуд в одном периоде затухающих колебаний пневмошины.

Логарифмический декремент колебаний имеет вид

$$\ln A_1/A_3 = nT_1. \quad (6)$$

С учетом выражения (3) коэффициент вязкого трения имеет вид [5, 6]

$$\mu_{BT} = \frac{2 \ln A_1/A_3}{T_1} m. \quad (7)$$

Таким образом, по известной формуле (7) для вычисления коэффициента вязкого трения μ_{BT} необходимо экспериментально определять логарифмический декремент колебаний $\ln A_1/A_3$, т.е. иметь кривую колебательного процесса.

В реальных условиях работы наземных транспортных средств достаточно сложно получить кривую вертикальных колебаний оси колеса вследствие изменения вертикальных нагрузок на оси колеса и появлению ряда дополнительных факторов, искажающих действительный характер вертикальных колебаний оси колеса.

Именно по этой причине для выпускаемых и используемых пневмошин отсутствуют данные о значении коэффициента вязкого трения.

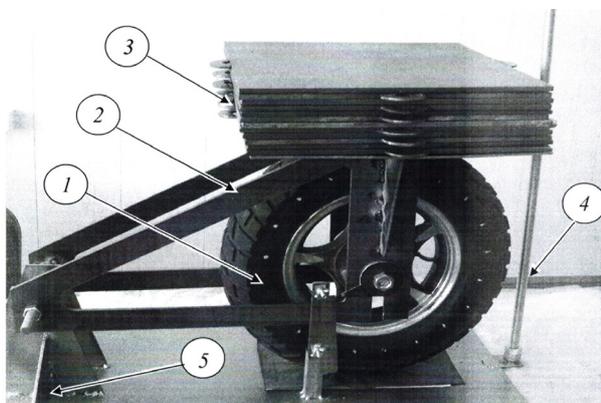


Рис. 1. Стенд для проведения статических, динамических испытаний пневмошины и получения отпечатков площади контакта: 1 — колесо; 2 — рама; 3 — груз; 4 — штанга; 5 — опорная плита

Авторами разработан и изготовлен стенд для исследования процессов статического и динамического нагружения пневмошины (рис. 1).

Для определения коэффициента вязкого трения колесо, нагруженное постоянным грузом mg , устанавливается в начальное исходное положение на высоте h_0 над опорной поверхностью. Ось колеса с грузом в начальном исходном положении удерживается штангой на высоте $h_0 = r_0$, где r_0 — радиус свободной окружности шины, при этом нормальная деформация шины $\lambda = 0$ (рис. 2).

При выдергивании штанги 4 колесо 1 с грузом 3 падает на опорную поверхность 5, при этом деформация шины λ увеличивается до некоторого максимального значения $\lambda = \lambda_{\max}$ и ось колеса опускается на величину $z_{\max} = \lambda_{\max}$. В нижнем положении скорость оси колеса равна нулю, после чего изменяется направление движения оси колеса, совершается колебательный процесс.

Идея способа измерения коэффициента вязкого трения основана на том, что коэффициент вязкого трения μ_{BT} является постоянной величиной в течение всего времени колебательного процесса, поэтому нет необходимости при определении μ_{BT} рассматривать весь колебательный процесс, а достаточно рассмотреть его некоторую часть. Таким элементом колебательного процесса является процесс падения колеса на опорную поверхность. Использование этого условия дает основание применить для определения μ_{BT} теорему об изменении кинетической энергии

$$W - W_0 = A(mg) + A(C \cdot z) + A(\mu_{BT} \cdot \dot{z}). \quad (8)$$

В формуле (8) изменение кинетической энергии $W - W_0$ равно нулю, поэтому работу при падении совершает внешняя сила тяжести mg , упругая сила $C \cdot z$ и сила вязкого трения $\mu_{BT} \cdot \dot{z}$.

Работа упругих сил определяется по формуле [5, 6]

$$A(C \cdot z) = -\frac{C\lambda_{\max}^2}{2} = -\frac{mg\lambda_{\max}^2}{2\lambda_{CT}}. \quad (9)$$

Работа сил вязкого трения определяется при помощи средней скорости падения колеса

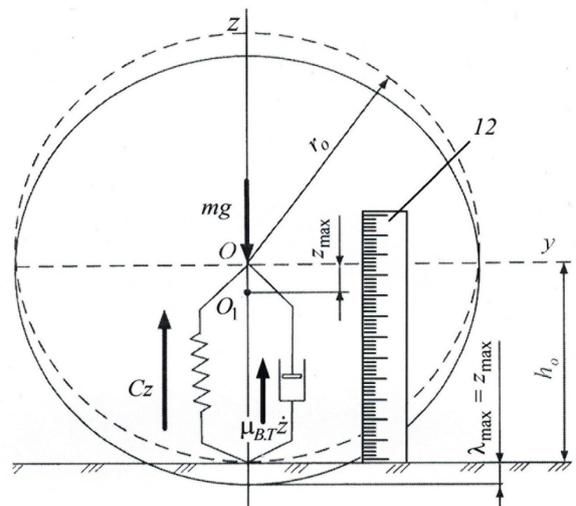


Рис. 2. Обозначение параметров и схема сил, действующих на пневмоколесо: mg — сила тяжести; Cz — упругая сила; $\mu_{BT} \cdot \dot{z}$ — сила вязкого трения

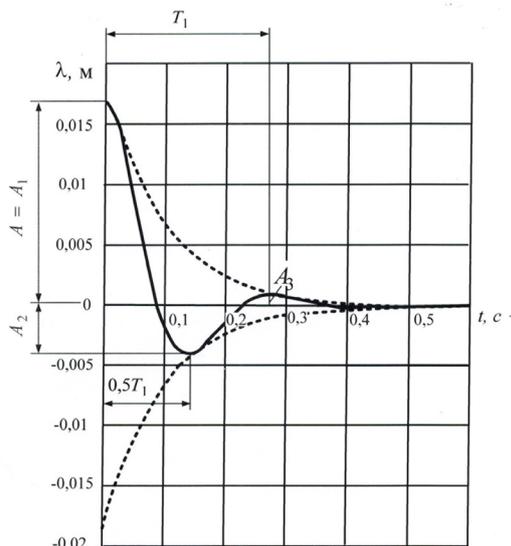


Рис. 3. Основные кинематические параметры затухающего колебательного процесса оси пневмошины

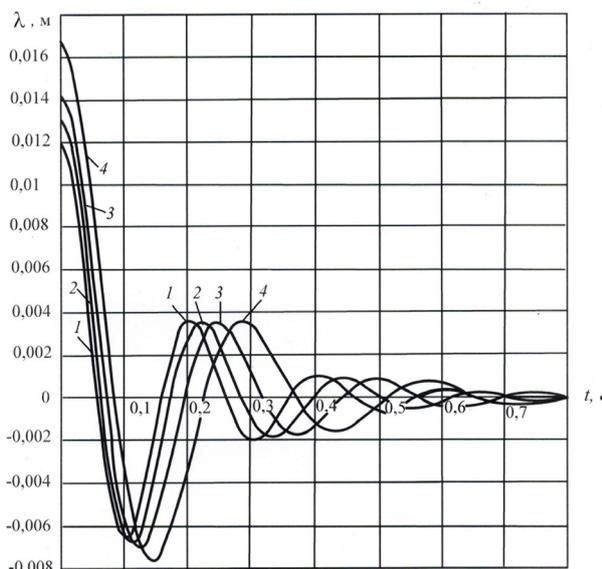


Рис. 4. Переходные процессы затухающих колебаний пневмошины 120x90-10 при разных давлениях воздуха в шине: 1 — $p_w = 3,0$ атм; 2 — $p_w = 2,5$ атм; 3 — $p_w = 2,0$ атм; 4 — $p_w = 1,5$ атм; $m = 133,7$ кг

$\dot{z}_{CP} = \lambda_{max} / 0,5T_1$. Время падения колеса равно половине периода T_1 .

Тогда

$$A(\mu_{B,T} \cdot \dot{z}_{CP}) = -\mu_{B,T} \frac{\lambda_{max}^2}{\pi \sqrt{\lambda_{CT}} / g} \quad (10)$$

При помощи формул (9)–(10) из формулы (8) получена зависимость для определения коэффициента вязкого трения пневматической шины

$$\mu_{B,T} = \pi m \sqrt{g \lambda_{CT}} \left(\frac{1}{\lambda_{max}} - \frac{1}{2\lambda_{CT}} \right), \quad (11)$$

где λ_{CT} , λ_{max} — соответственно статическая и максимальная динамическая деформация пневмошины.

На рис. 3 показан переходный колебательный процесс падения колеса на опорную поверхность. Статическая деформация пневмошины равна $\lambda_{CT} = A_1$, максимальная динамическая деформация $\lambda_{max} = A_1 + A_2$.

Для использования формулы (11) разработан метод измерения максимальной деформации λ_{max} при падении колеса. Процесс падения нагруженного колеса является кратковременным и длится порядка 0,1 с. Разработан способ определения λ_{max} при помощи отпечатков контакта шины, полученных при падении колеса. Между размерами отпечатка шины и величиной деформации шины имеется функциональная зависимость. При максимальной деформации колесо оставляет размер отпечатка шины, по которому с достаточной точностью определяется максимальная деформация λ_{max} .

Коэффициент динамичности K_o процесса падения нагруженного колеса определяется по формуле

$$K_o = \frac{\lambda_{max}}{\lambda_{CT}} = \frac{A_{к.дин}}{A_{к.ст}} \quad (12)$$

где $A_{к.ст}$, $A_{к.дин}$ — площади отпечатков пневмошины при статических и динамических режимах [5].

Вместе с коэффициентом вязкого трения $\mu_{B,T}$ для пневмоколеса предлагается использовать коэффициент кинематической вязкости ν , который не зависит от нагрузки на оси колеса

$$\nu = \frac{\mu_{B,T}}{m} = \pi \sqrt{g \lambda_{CT}} \left(\frac{1}{\lambda_{max}} - \frac{1}{2\lambda_{CT}} \right) \quad (13)$$

В табл. 1 приведены результаты экспериментов, проведенных по описанной методике.

Процесс падения нагруженного пневмоколеса на твердую опорную поверхность описан математической моделью

$$z = A e^{-nt} \sin(\sqrt{\omega^2 - n^2} \cdot t + \beta), \quad (14)$$

где A — амплитуда, м, $A = \sqrt{z_o^2 + \frac{(\dot{z}_o + n z_o)^2}{\omega^2 - n^2}}$; n — коэффициент затухания вертикальных колебаний оси, $n = \mu_{B,T} / 2m = \nu / 2$; β — начальная фаза колебаний, $\text{tg} \beta = \frac{\sqrt{\omega^2 - n^2} \cdot z_o}{\dot{z}_o + n z_o}$; \dot{z}_o — начальная скорость падения оси колеса, $\dot{z}_o = 0$.

Критерий подобия колебательных процессов имеет вид [4]

$$\psi = n / \omega.$$

Колебательные процессы являются подобными, если они имеют одинаковое значение критерия подобия ψ [4].

Добротность Q колебательного процесса определяется выражением [5]

$$Q = \frac{\omega}{2n} = \frac{1}{2\psi}.$$

Добротность Q колебательного процесса показывает, во сколько раз работа упругих сил превосходит работу сил вязкого трения.

В табл. 2 показано соотношение коэффициентов ψ и Q .

На рис. 4 представлены переходные процессы затухающих колебаний пневмошины 120x90-10 при разных давлениях воздуха в шине.

Результаты определения коэффициента вязкого трения
для пневмоколеса 120x90-10 с массой $m=133,7$ кг

P_{W^*} атм	3,0	2,5	2,0	1,5
Коэффициент вязкого трения $\mu_{в.т}$ Нс/м	1578,6	1579,3	1509,0	1448,0
Коэффициент кинематической вязкости ν , с^{-1}	11,82	11,89	11,10	11,08

Таблица 2

Характеристики колебательной системы

Коэффициент подобия ψ	0	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5
Добротность Q	∞	5	2,5	1,667	1,25	1,0

Библиографический список

1. Гуськов, В. В. Тракторы (теория) / В. В. Гуськов, Н. Н. Велев, Ю. Е. Атамонов [и др.] ; под общ. ред. В. В. Гуськова. – М. : Машиностроение, 1988. – 376 с.
2. Бояркина, И. В. Технологическая механика одноковшовых фронтальных погрузчиков : моногр. / И. В. Бояркина. – Омск : Изд-во СибАДИ, 2011. – 336 с. – ISBN 978-5-93204-605-0.
3. Ротенберг, Р. В. Подвеска автомобиля / Р. В. Ротенберг. – М. : Машиностроение, 1972. – 392 с.
4. Дербаремдикер, А. Д. Амортизаторы транспортных машин / А. Д. Дербаремдикер. – М. : Машиностроение, 1985. – 200 с.
5. Яблонский, А. А. Курс теории колебаний / А. А. Яблонский, С. С. Норейко. – М. : Высшая школа, 1966. – 256 с.
6. Тарасов, В. Н. Теоретическая механика / В. Н. Тарасов, И. В. Бояркина, М. В. Коваленко, Н. П. Федорченко,

Н. И. Фисенко. – М. : Транслит. – 3-е изд., 2015. – 560 с. – ISBN 978-5-94976-846-4.

7. Тарасов, В. Н. Метод расчета грузоподъемности пневмоколеса и прочности каркаса автошины транспортного средства / В. Н. Тарасов, И. В. Бояркина, В. В. Дегтярь // Строительные и дорожные машины. – 2015. – № 5. – С. 47–52.

ТАРАСОВ Владимир Никитич, доктор технических наук, профессор (Россия), профессор кафедры «Механика».

Адрес для переписки: tarasov_vladimir07@mail.ru

БОЯРКИНА Ирина Владимировна, доктор технических наук, профессор (Россия), профессор кафедры «Механика».

Адрес для переписки: iriboyarkina@yandex.ru

Статья поступила в редакцию 12.02.2016 г.

© В. Н. Тарасов, И. В. Бояркина

Книжная полка

621.9/Г12

Гаврилов, В. А. Оборудование машиностроительного производства [Электронный ресурс] : конспект лекций / В. А. Гаврилов. – Омск : Изд-во ОмГТУ, 2015. – 1 о=эл. опт. диск (CD-ROM).

Рассмотрены основные теоретические положения кинематики металлорежущих станков синтеза и анализа кинематической структуры и схем на основе принципов формообразования поверхностей деталей при механической обработке. Конспект лекций предназначен для студентов специальности 280102 всех форм обучения.

621.74/Г20

Гарибян, Г. С. Проектирование литейных цехов [Электронный ресурс] : конспект лекций / Г. С. Гарибян. – Омск : Изд-во ОмГТУ, 2015. – 1 о=эл. опт. диск (CD-ROM).

В конспекте лекций представлено типовое содержание строительного раздела курса «Проектирование литейных предприятий и цехов». Даны представления о генеральном и ситуационном планах, классификации производственных заданий и сооружений, их объемно-планировочных и конструктивных решений. Приведены основные элементы конструкций производственных зданий, рекомендации по разработке строительного раздела дипломного проекта.

Конспект лекций предназначен для студентов специальности 150204 «Машины и технология литейного производства» и направления подготовки 150400.62 «Технологические машины и оборудование».

ОБ АДДИТИВНОСТИ СТАТИЧЕСКОЙ НАГРУЗОЧНОЙ ХАРАКТЕРИСТИКИ ПНЕВМАТИЧЕСКОГО АМОРТИЗАТОРА С РЕЗИНОКОРДНОЙ ОБОЛОЧКОЙ

При превышении нагрузки возможностей испытательного оборудования предложен метод, основанный на свойстве нагрузки как аддитивной функции, позволяющий получить статическую нагрузочную характеристику как суммарную по результатам экспериментов, удовлетворяющих требованиям испытаний.

Ключевые слова: резинокордная оболочка, пневматический амортизатор, нагрузка, аддитивная функция.

Одним из экспериментальных методов испытания пневматического амортизатора (ПА) с резинокордной оболочкой (РКО) является метод построения статической нагрузочной характеристики, состоящий в определении связи между нагрузкой и прогибом [1–4]. Полученная нагрузочная характеристика, при заданных условиях испытаний, выступает в качестве меры адекватности проведенного испытания, по отношению к теоретической кривой зависимости нагрузка — прогиб.

Проведение испытаний ПА зачастую ограничивается возможностью испытательного оборудования (пресса). В том случае, когда требуемая нагрузка превышает возможности пресса, предложен метод, основанный на свойстве нагрузки как аддитивной функции [5], позволяющий получить статическую нагрузочную характеристику как суммарную по результатам экспериментов, удовлетворяющих требованиям испытаний.

Рассмотрим пневматический амортизатор (ПА), содержащий резинокордную оболочку (РКО) диафрагменного типа.

Схематическое изображение ПА с РКО диафрагменного типа, расположенной в цилиндрических направляющих арматурах, приведено на рис. 1.

Нагрузочная характеристика ПА с РКО диафрагменного типа в направлении оси Z выражается по следующим формулам [1]:

$$Q_z = p_u S_3, \quad (1)$$

$$p_u = (p_o + p_a) \left(\frac{V_o}{V_o - S_3 z} \right)^n - p_a, \quad (2)$$

$$S_3 = \pi r_o^2, \quad (3)$$

где Q_z — нагрузка на ПА в направлении оси Z; z — осевой рабочий ход (перемещение); p_u — избыточное давление газа при перемещении ПА вдоль оси Z; p_o — давление газа в начальном положении ПА; p_a — атмосферное давление воздуха; S_3 — эффективная площадь; V_o — начальный объем рабочей полости ПА; R_o — эффективный радиус; $n = 1$ — показатель политропы воздуха при статическом режиме нагрузки.

Индекс «о» здесь и далее по тексту обозначает начальное положение (состояние) оболочки.

В формуле (2) множитель запишем в виде следующей функции

$$F(z) = \frac{V_o}{V_o - S_3 z} = \frac{1}{1 - zK_o}, \quad (4)$$

где K_o — постоянная положительная величина размерности 1/м, равная

$$K_o = \frac{S_3}{V_o} = \frac{\pi r_o^2}{V_o}. \quad (5)$$

Произведение zK_o безразмерно.

Из выражения (4) следует, что величина $z = \frac{1}{K_o} = Z_c$ — максимально допустимое перемещение при сжатии, определяющая вертикальную асимптоту графика гиперболы (4), так же как и величина $z = \frac{V_o}{S_3}$.

Обозначим отрезок $[0, Z_c]$ как допустимый интервал перемещения ПА при сжатии в направлении оси Z_c (рис. 2).

Определим симметричный интервал относительно растяжения-сжатия ПА в направлении оси

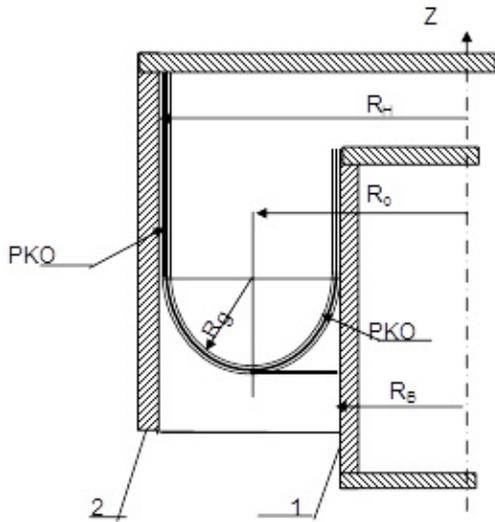


Рис. 1. 1, 2 — цилиндрические направляющие арматуры; R_n — наружный радиус (кожух); R_b — внутренний радиус (поршень); R_g — радиус профиля гофра PKO; R_o — эффективный радиус

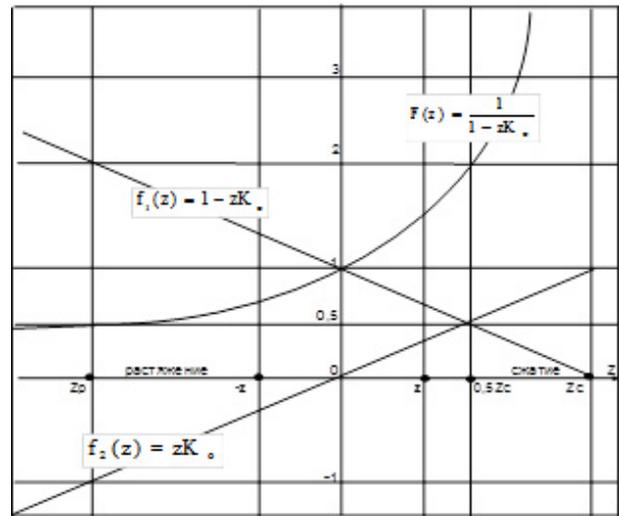


Рис. 2. Графики функций геометрического положения резинокордной оболочки в направляющих арматурах амортизатора

Z как $[-Z_p, Z_c]$, в котором длина интервала при растяжении $[0, Z_p]$ равна по величине длине допускаемого интервала при сжатии $[0, Z_c]$. Рабочий симметричный интервал $[-z, z] \subset [-Z_p, Z_c]$ при растяжении-сжатии ПА по оси Z выбирается меньшим, чем рассмотренный интервал. Рабочий интервал может быть и несимметричным, но это не изменяет общего подхода к проведению расчетов.

С учетом принятых обозначений величина объема полости ПА при его перемещении по оси Z представима уравнением прямой линии

$$V(z) = V_o (1 - zK_o). \quad (6)$$

В соответствии с уравнением (6) при сжатии-растяжении ПА на величину $z = \pm \frac{1}{K_o}$ первоначальный объем V_o стремится к нулю при сжатии, а при растяжении на величину $z = -\frac{1}{K_o} = Z_p$ объем его полости удваивается. Заметим, что на оси Z можно выделить две точки, в которых происходит изменение начального объема в два раза:

- уменьшение при сжатии — точка $z = \frac{Z_c}{2} = \frac{1}{2K_o}$;
- увеличение при растяжении (отбоек) — точка $z = Z_p = -\frac{1}{K_o}$.

Графики функций, определяющие и входящие в выражения (4) и (6), приведены на рис. 2.

В зависимости от вида линейной комбинации функции $F(z)$ с параметрами объема, нагрузки и давления они могут быть преобразованы как в линейную функцию, связанную с изменением объема

$$V(z) = V_o (1 - zK_o) = \frac{V_o}{F(z)}, \quad (7)$$

так и нелинейную, связанную с изменением давления и нагрузки в соответствии с выражениями

$$p_u = pF(z) - p_a, \quad (8)$$

$$Q_u = Q_p F(z) - Q_{s1}, \quad (9)$$

где $p = p_o + p_a$ полное давление;

$Q_p = Q_o + Q_{s1}$, здесь $Q_o = p_o S_o$ — номинальная нагрузка.

Введем следующие определения.

1. $Q_{s1} = p_a S_o$ — эффективная единичная нагрузка — произведение величины атмосферного давления p_a на эффективную площадь S_o . Иначе эффективная единичная нагрузка численно эквивалентна эффективной площади с коэффициентом пропорциональности p_a .

2. Функцию

$$F(z) = \frac{1}{1 - zK_o} \quad (10)$$

назовем функцией, соответствующей начальному положению пневматического амортизатора.

Рассмотрим, как изменяются нагрузка и избыточное давление при перемещении ПА в направлении оси Z при проведении нескольких испытаний с различными номинальными значениями нагрузки и давления.

Для начала рассмотрим ПА в номинальном положении.

Номинальная нагрузка и соответствующее ей давление представлены в виде суммы произвольных нагрузок и давлений таким образом, что для них выполняются следующие соотношения:

$$\begin{aligned} P_{oj} &= \frac{Q_{oj}}{S_o} = \frac{Q_{o1} + Q_{o2} + \dots + Q_{oj-1}}{S_o} = \\ &= P_{o1} + P_{o2} + \dots + P_{oj-1} = \sum_{k=1}^{j-1} P_{ok}, \end{aligned} \quad (11)$$

$$\text{где } Q_{oj} = Q_{o1} + Q_{o2} + \dots + Q_{oj-1} = \sum_{k=1}^{j-1} Q_{ok}; \quad (12)$$

$$P_{oj} = \frac{\sum_{k=1}^{j-1} Q_{ok}}{S_o} = \sum_{k=1}^{j-1} P_{ok}. \quad (13)$$

Приведенные выражения (11–13) определяют номинальное давление как функцию, зависящую от нагрузки. Верно и обратное утверждение, вытекающее из физического смысла нагрузки как

аддитивной функции, если номинальная нагрузка представлена в виде суммы номинальных нагрузок, то и номинальное давление также можно представить в виде суммы соответствующих номинальных давлений.

Алгебраически аддитивной называют непрерывную функцию, которая удовлетворяет следующему функциональному уравнению [5]:

$$\begin{aligned} f(x_1 + x_2 + \dots + x_k) &= \\ &= f(x_1) + f(x_2) + \dots + f(x_k). \end{aligned} \quad (14)$$

Решением этого уравнения являются линейные однородные функции вида

$$f(x) = cx, \quad (15)$$

которые удовлетворяют этому уравнению:

$$c(x_1 + x_2 + \dots + x_k) = cx_1 + cx_2 + \dots + cx_k. \quad (16)$$

Таким образом, рассмотренные нагрузка и давление для номинального положения ПА при заданных условиях проведения испытаний являются аддитивными функциями.

При перемещении ПА в направлении оси Z с целью определения нагрузки и избыточного давления по результатам $j-1$ испытаний, без ограничения общности, оставим без изменения выбранные значения нагрузки и давления в соответствии с выражениями (11–13).

Выражения (8–9) преобразуем к виду:

$$Q_u = Q_0 F(z) + Q_{z1} [F(z) - 1], \quad (17)$$

$$p_u = p_0 F(z) + p_a [F(z) - 1]. \quad (18)$$

Преобразовав (17–18) с учетом выражений (11–13), получим выражения для результирующих нагрузок и давлений по результатам $j-1$ испытания

$$Q_u = F(z) \sum_{k=1}^{j-1} Q_{ok} + Q_{z1} [F(z) - 1], \quad (19)$$

$$p_u = F(z) \sum_{k=1}^{j-1} p_{ok} + p_a [F(z) - 1]. \quad (20)$$

Выражения (19, 20) назовем формулами сложения нагрузки и избыточного давления, применяемых при построении нагрузочной характеристики ПА по результатам статических испытаний.

В полученных выражениях числовая функция $F(z)$ не зависит ни от нагрузки, ни от давления при любом уровне $z_i \in [-z; z]$ положения ПА при его перемещении z в направлении оси Z и соответствует только этому уровню, то есть

$$F(z_i) = \frac{1}{1 - z_i K_0}. \quad (21)$$

Произведение числовой функции $F(z)$ на сумму (сомножитель) в первом слагаемом приводит к растяжению-сжатию суммы в $F(z_i)$ раз от соответствующих уровней z_i положения ПА при его перемещении в направлении оси Z.

Первое слагаемое в (19) обозначим Q_{AK} и назовем аддитивной составляющей нагрузки. Соответствующее нагрузке избыточное давление обозначим P_{AK} и назовем аддитивной составляющей давления.

$$Q_{AK} = F(z) \sum_{k=1}^{j-1} Q_{ok}, \quad (22)$$

$$P_{AK} = F(z) \sum_{k=1}^{j-1} p_{ok}. \quad (23)$$

Второе слагаемое выражения (19) обозначим Q_z :

$$Q_z = p_a S_3 [F(z) - 1] = Q_{z1} [F(z) - 1] \quad (24)$$

и назовем его постоянной составляющей нагрузки z_i уровня положения ПА на оси Z, которое не зависит ни от избыточного давления, ни от самой нагрузки.

Второе слагаемое выражения (20) обозначим P_z :

$$P_z = p_a [F(z) - 1] \quad (25)$$

и назовем постоянной составляющей избыточного давления, соответствующего постоянной составляющей нагрузки, определенной по выражению (20).

Формулы сложения в принятых обозначениях имеют вид:

$$Q_u = Q_{AK} + Q_z, \quad (26)$$

$$P_u = P_{AK} + P_z. \quad (27)$$

На рис. 3 приведено схематическое изображение формул сложения (19), (26) при числе испытаний $j=2$.

Примеры пересчета статической нагрузочной характеристики на большую нагрузку при известных значениях статической нагрузочной характеристики при меньших нагрузках:

1. Пример пересчета значений нагрузки и давления для двух испытаний.

Выберем произвольные нагрузки Q_{01} и Q_{02} таким образом, чтобы они удовлетворяли уравнению связи

$$Q_{01} + Q_{02} = Q_x, \quad (28)$$

где Q_x — искомая нагрузка, которая в соответствии с её выбором обладает свойством аддитивности.

Соответствующее нагрузкам внутреннее избыточное давление в соответствии с (18):

$$p_{u1} = \frac{Q_{01}}{S_3} F(z) + p_a [F(z) - 1], \quad (29)$$

$$p_{u2} = \frac{Q_{02}}{S_3} F(z) + p_a [F(z) - 1]. \quad (30)$$

Складывая выражения (26) и (27) с учетом (20), получим

$$\begin{aligned} p_{uX} = p_{u1} + p_{u2} &= \frac{Q_{01} + Q_{02}}{S_3} F(z) + p_a [F(z) - 1] = \\ &= \frac{Q_x}{S_3} F(z) + p_a [F(z) - 1] = P_{AK} + P_z. \end{aligned} \quad (31)$$

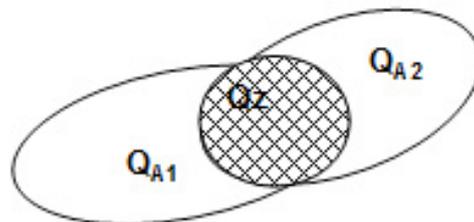


Рис. 3. Графическое изображение формул сложения

Перемещение по оси Z, см	Данные эксперимента		Расчетная нагрузка, 60 кН	Процент расхождения, %
	Нагрузка $Q_o = 40$ кН	Нагрузка $Q_o = 60$ кН		
-3,00	28,80	44,00	44,00	0,01
-2,40	31,00	47,20	46,97	-0,49
-1,80	32,90	50,00	49,72	-0,57
-1,20	35,00	53,00	52,76	-0,45
-0,60	37,40	56,4	56,21	-0,33
0,00	40,10	60,10	60,10	0,00
0,6	43,10	64,50	64,45	-0,08
1,20	46,5	69,40	69,39	-0,02
1,80	50,40	75,30	75,07	0,09
2,40	55,00	81,30	81,75	0,55
3,00	60,30	88,00	89,51	0,72

В полученном выражении Q_x аддитивная функция нагрузки по условию, определяемому выражением (28), а P_{AK} в соответствии с определением аддитивного избыточного давления в выражении (23).

Искомая нагрузка Q_{ux} равна

$$Q_{ux} = Q_x F(z) + Q_z. \quad (32)$$

2. Пример пересчета значений нагрузки и давления по результатам одного испытания.

Избыточное внутреннее давление при перемещении ПА по оси Z в соответствии с полученной формулой (8)

$$p_u = pF(z) - p_a. \quad (33)$$

Избыточное внутреннее давление для расчета искомой нагрузочной характеристики

$$p_{ux} = p_x F(z) - p_a. \quad (34)$$

Искомая разность давлений

$$p_{ux} - p_u = \frac{Q_x - Q_o}{S_s} F(z) \quad (35)$$

или

$$p_{ux} = p_u + \frac{Q_R}{S_s} F(z), \quad (36)$$

где Q_R — дополнительная нагрузка, удовлетворяющая соотношению

$$Q_R = Q_x - Q_o. \quad (37)$$

Нагрузка на ПА

$$Q_{ux} = Q_u + Q_R F(z). \quad (38)$$

Полученное выражение есть формула пересчета на требуемую нагрузку для построения нагрузочной характеристики по результатам одного испытания. Сравнение расчетной нагрузки при 60 кН, полученной пересчетом исходной нагрузки в 40 кН

по формуле (35), с данными эксперимента для нагрузки 60 кН приведены в табл. 1. Отклонение расчетных данных от данных эксперимента находится в пределах 1 %.

Выводы:

— в том случае, когда требуемая нагрузка на пневматический амортизатор превышает возможности испытательного оборудования, предложен метод, основанный на свойстве нагрузки как аддитивной функции, позволяющий получить статическую нагрузочную характеристику как суммарную по результатам экспериментов, удовлетворяющим требованиям испытаний;

— при номинальных значениях нагрузка и избыточное давление являются аддитивными функциями;

— при перемещении пневматического амортизатора в направлении оси Z нагрузка, как и избыточное давление, может быть представлена в виде суммы двух слагаемых. Одно слагаемое является аддитивным по совокупности проведенных испытаний. Второе слагаемое постоянно при любом значении нагрузки и давления при соответствующем положении пневматического амортизатора при его перемещении z вдоль оси Z;

— получены формулы сложения нагрузки и давления, применяемые при построении нагрузочной характеристики пневматического амортизатора по результатам нескольких статических испытаний.

Библиографический список

1. Трибельский, И. А. Расчетно-экспериментальные методы проектирования сложных резинокордных конструкций : моногр. / И. А. Трибельский, В. В. Шалай, А. В. Зубарев, М. И. Трибельский. — Омск : Изд-во ОмГТУ, 2011. — 240 с.
2. Акопян, Р. А. Пневматическое поддрессирование автотранспортных средств (вопросы теории и практики). В 2 ч. Ч. 1 / Р. А. Акопян. — Львов : Выща школа, 1979. — 218 с.
3. Равкин, Г. О. Пневматическая подвеска автомобиля / Г. О. Равкин. — М. : ГНТИМА, 1962. — 288 с.

4. Певзнер, Я. М. Пневматические и гидropневматические подвески / Я. М. Певзнер, А. М. Горелик. — М. : ГНТИМЛ, 1963. — 319 с.

5. Фихтенгольц, Г. М. Курс дифференциального и интегрального исчисления. В 3 т. / Г. М. Фихтенгольц. — М. : Наука, 1969.

Т. 1. — 608 с.

Т. 2. — 800 с.

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

БОБРОВ Сергей Петрович, кандидат технических наук, первый заместитель генерального директора — директор института Научно-производственного предприятия «Прогресс», г. Омск.

АНИКИН Евгений Сергеевич, главный конструктор Научно-производственного предприятия «Прогресс», г. Омск.

КОМАРОВ Юрий Петрович, главный конструктор Научно-производственного предприятия «Прогресс», г. Омск.

ЩЕПЕТКОВ Владимир Александрович, научный сотрудник Научно-производственного предприятия «Прогресс», г. Омск.

Адрес для переписки: otdel2@progress-omsk.ru

Статья поступила в редакцию 28.01.2016 г.

© А. В. Зубарев, С. П. Бобров, Е. С. Аникин, Ю. П. Комаров, В. А. Щепетков

УДК 621.9.06+621.924.3

А. Г. КОЛЬЦОВ
Д. А. БЛОХИН
А. С. СЕРКОВ
В. В. БАРАНОВ

Омский государственный
технический университет
ООО «ЭКОС Трейд»

РАЗРАБОТКА МОБИЛЬНОГО УСТРОЙСТВА ДЛЯ ВОССТАНОВЛЕНИЯ НАПРАВЛЯЮЩИХ КРУПНЫХ МЕТАЛЛОРЕЖУЩИХ СТАНКОВ

В статье рассмотрен вопрос восстановления продольных направляющих крупных токарных станков, также представлены конструкция и принцип работы спроектированного мобильного устройства, позволяющего производить без демонтажа шлифовку продольных направляющих суппорта токарных, расточных станков, в том числе больших габаритов. Новизна разработанной конструкции заключается в применении лазерного интерферометра для быстрой точной выверки жесткой рамно-балочной конструкции, устанавливаемой на опорную поверхность возле ремонтируемого станка с высокой точностью.

Ключевые слова: токарные станки, восстановление направляющих, ремонт станков, лазерный интерферометр.

В настоящее время в производстве сложилась ситуация, что имеется большое количество токарных станков, в том числе крупногабаритных, большая часть из которых произведена более 20 лет назад и устарела не только морально, но и физически вследствие большой степени износа. Основной износ в токарных станках претерпевают подвижные трущиеся узлы и агрегаты, такие как: продольные и поперечные направляющие суппорта, продольные направляющие задней бабки, шестерни, передачи винт-гайка, подшипники. За срок эксплуатации универсальных металлорежущих станков (6...8 лет) износ и повреждение направляющих станин составляет до 100 % [1].

Одним из ключевых вопросов встает необходимость восстановления направляющих, а именно их шлифование.

Ремонт направляющих станков представляет собой трудоемкий, долговременный и, как следствие, дорогостоящий процесс, поскольку демонтаж и установка продольных направляющих суппорта и задней бабки из станка не всегда возможны. В общем случае цикл ремонтных работ включает в себя демонтаж направляющих либо станка целиком, его транспортировку до места ремонта, непосредственный ремонт направляющих, транспортировка до места установки, монтаж, выверка.

Наибольшее влияние на точность обработки деталей оказывает степень износа продольных направляющих токарного суппорта и задней бабки. При износе направляющих возникают отклонения формы различного типа: бочкообразность, седлообразность, конусообразность цилиндрических поверхностей. Ключевым моментом, способным это

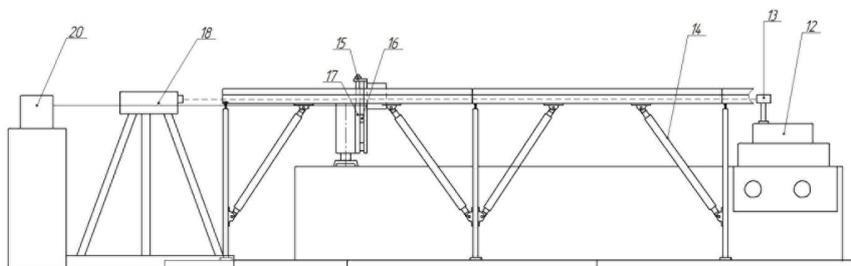


Рис. 1. Мобильное устройство для восстановления направляющих.
Вид спереди

исправить, является восстановление направляющих [2].

В большинстве случаев технология восстановления направляющих представляет собой шабрение и притирку с предшествующим шлифованием, строганием или фрезерованием.

При износе направляющих станин до 0,02 мм в этих условиях используют шабрение или шабрение с притиркой пастой ГОИ. При незначительном износе (до 0,005 мм) направляющих их восстановление шабрением отличается значительной трудоемкостью и стоимостью, однако обеспечивает высокую точность контакта сопрягаемых поверхностей.

При износе направляющих станин до 0,03 мм их ремонт производят шлифованием и шабрением. Шлифование обеспечивает высокую точность и малую шероховатость поверхностей направляющих. Шлифование направляющих часто сочетают с шабрением сопрягаемых поверхностей направляющих столов, суппортов, кареток, ползун и других подвижных частей станка. Если износ направляющих свыше 0,3 мм, то их ремонт осуществляют тонким строганием, фрезерованием, шлифованием или опиливанием с последующим шабрением или шлифованием [3].

Обработку направляющих станины можно осуществлять только в том случае, если ее габаритные размеры меньше размеров стола обрабатываемого станка.

Наряду с монтажно-демонтажными и транспортными работами возникают трудности в поиске оборудования, способного осуществить шлифовку или фрезерование направляющих для станков крупнее 3 м. К тому же для особо крупных станков затраты на вспомогательные операции многократно превышают стоимость непосредственного ремонта направляющих.

Для подробного рассмотрения текущего состояния вопроса был проведен патентный поиск специальных устройств для восстановления станин. В настоящее время существуют устройства для восстановления продольных направляющих, которые представлены в табл. 1.

Все они имеют один общий недостаток — невозможность с высокой точностью обработать направляющие крупногабаритных станков, длина направляющих которых превышает 2–3 метра. Также достоверно не известно, были ли эти системы изготовлены в действительности, поскольку отсутствуют любые указания и рекомендации по выверке этих конструкций, а также фактические результаты произведенных ремонтов.

Решением подобной проблемы является предлагаемый проект мобильного устройства для шлифовки направляющих станин тяжелых металлорежущих станков.

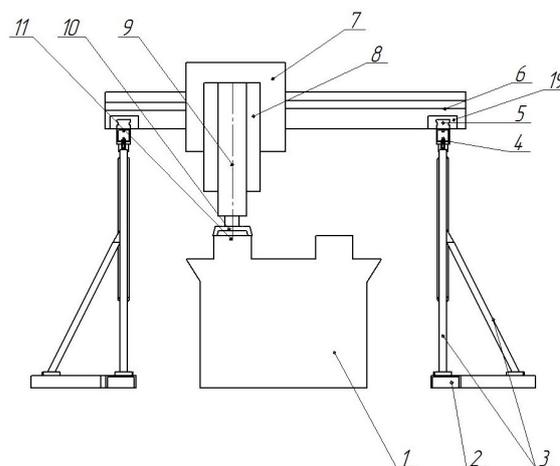
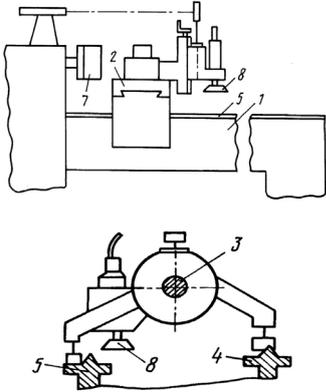
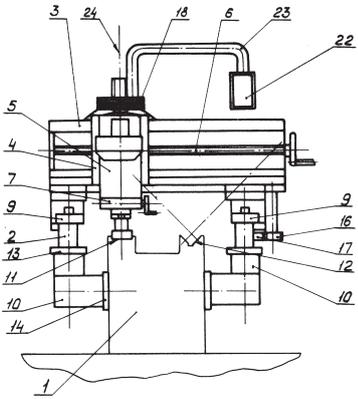
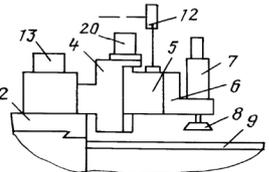
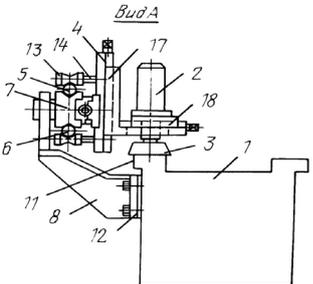


Рис. 2. Мобильное устройство для восстановления направляющих.
Вид сбоку

Основные принципиальные особенности устройства: направляющие качения расположены на жесткой регулируемой рамной конструкции, стойки которой расположены вокруг ремонтируемого станка, конструкция траверсы позволяет осуществлять поворот рабочего органа, настройка всей системы осуществляется лазерным интерферометром, имеется возможность установки нескольких инструментальных головок.

Мобильное устройство (рис. 1, 2) для обработки направляющих станин содержит следующее. На станине 1 ремонтируемого станка установлен суппорт 12 с закрепленным на нем лазерным дефлектором 13. Суппорт может перемещаться относительно обрабатываемой направляющей станка в продольном направлении (движение формообразования) и поперечном направлении (оно используется как наладочное перемещение). Лазерный луч интерферометра 18 юстируется таким образом, чтобы при перемещении суппорта неподвижный луч всегда попадал в дефлектор. Затем производится демонтаж суппорта и монтаж рамной конструкции, состоящей из основания в виде швеллера 2, прикрепленного к полу посредством анкерных болтов, несущих опор 3, труб квадратного сечения 4, несущих направляющие качения 5 и ребер жесткости 14. Основным критерием правильности сборки является параллельность смонтированных направляющих относительно лазерного луча. Затем устанавливается траверса 6 на подвижные соединения кареток 19 с направляющими 5. Ее перемещение вдоль них осуществляется с помощью электродвигателя 20 с редуктором и системой шкивов. На траверсу с помощью Т-образного паза и крепежных элемен-

Обзор существующих устройств для обработки направляющих

Номер патента на объект промышленной собственности	Эскиз	Главное преимущество	Главный недостаток
2116166 [4]		<ol style="list-style-type: none"> 1. Высокая точность, обеспечивается использованием лазерного интерферометра. 2. Простота конструкции и монтажа. 	<ol style="list-style-type: none"> 1. Нежёсткая конструкция, что может сказаться на чистоте и точности обработки. 2. Для полной обработки двух направляющих необходимо четыре переустановки.
44275 [5]		<ol style="list-style-type: none"> 1. Привод, отвечающий за обработку направляющих, закреплён к станине таким образом, что при обработке не будет возникать погрешность форм, связанная с необработанной поверхностью направляющих. 	<ol style="list-style-type: none"> 1. Сложность конструкции. 2. Сложность монтажа, что сказывается на применении дополнительного оборудования. 3. Обработка малогабаритных станков, то есть направляющих длиной не больше 2 метров.
2026774 [6]		<ol style="list-style-type: none"> 1. Высокая точность, обеспечивается использованием лазерного интерферометра. 2. Простота конструкции и монтажа. 	<ol style="list-style-type: none"> 1. Привод, отвечающий за обработку направляющих, закреплён на суппорте токарного станка, вследствие чего восстанавливается только геометрия направляющих, а отклонение форм допусков остаётся. 2. Обработка малогабаритных станков, то есть направляющих длиной не больше 2 метров.
2060142 [7]		<ol style="list-style-type: none"> 1. Возможность обработки направляющих длиной более 2 метров. 	<ol style="list-style-type: none"> 1. Конструкция устройства не является жёсткой. 2. Монтаж требует сверления в станине станка для установки опорных кронштейнов.

тов устанавливается поворотная плита 7, несущая на себе шпиндельную группу 8 с абразивным кругом 10, закрепленным в шпинделе 9. Движение настройки положения шпиндельной группы относительно поворотной плиты осуществляется

с помощью передачи винт-гайка 15, регулирующей положение кареток 16 вдоль вспомогательных направляющих 17.

Работает устройство следующим образом. Поворотом плиты вокруг своей оси и вращением

гайки 15 добиваются требуемого положения инструмента относительно обрабатываемой направляющей. Движение траверсы вдоль направляющих осуществляется путем приведения во вращение от электродвигателя с редуктором выходного вала, осуществляющего изменение длины троса. Смена направления регулируется концевыми выключателями и системой шкивов.

Конкурентные преимущества и новые возможности: базирование устройства происходит по независимой поверхности (у большинства аналогов базирование происходит по обрабатываемой поверхности), что позволяет обрабатывать направляющие с высокой точностью.

Рамная конструкция устройства при малой материалоемкости обладает высокой жесткостью. Конструкция разработанного устройства имеет возможность установки неограниченного количества опор и нескольких шпинделей, что позволяет производить обработку нескольких направляющих любой длины и ширины без переналадки. Наличие опции поворота шпинделя позволяет обрабатывать призматические направляющие.

В заключение можно сказать, что проблеме ремонта и восстановления геометрической точности направляющих указанной выше категории оборудования сейчас уделяется мало внимания, несмотря на то, что в современной экономической и политической обстановке закупка нового оборудования представляет собой проблему. Представленное мобильное устройство обладает уникальными возможностями и преимуществами и позволяет улучшить состояние крупногабаритного металлорежущего оборудования и повысить экономическую эффективность производства.

Библиографический список

1. Минеев, А. С. Статистический анализ износа направляющих металлорежущих станков / А. С. Минеев // Физика, химия и механика трибосистем : межвуз. сб. науч. тр. — Иваново : Изд-во Ивановского гос. ун-та, 2005. — С. 60–62.
2. Сердобинцев, Ю. П. Механизм изнашивания направляющих скольжения металлообрабатывающего оборудования / Ю. П. Сердобинцев, А. Г. Схиртладзе // Ремонт, восстановление, модернизация. — 2006. — № 5. — С. 41–46.

3. Схиртладзе, А. Г. Технология восстановления станин технологического назначения / А. Г. Схиртладзе // Ремонт, восстановление, модернизация. — 2002. — № 3. — С. 33–37.

4. Пат. 2116166 Российская Федерация, МПК В23С1/20. Устройство для обработки направляющих станин / Мокрицкий Б. Я. [и др.] ; заявитель и патентообладатель Комсомольский-на-Амуре гос. техн. ун-т. — № 4947016/02 ; заявл. 19.06.1991 ; опубл. 27.07.1998. — Режим доступа : <http://www.freepatent.ru/patents/2116166> (дата обращения: 19.11.2015).

5. Полезная модель 44275 Российская Федерация, МПК В24В23/08. Переносное устройство для обработки направляющих станин / Котомина Л. А. [и др.] ; заявитель и патентообладатель ОАО «ГАЗ». — № 44275 ; опубл. 10.03.2005. — Режим доступа : <http://www.freepm.ru/Models/44275> (дата обращения: 19.11.2015).

6. Пат. 2026774 Российская Федерация, МПК В23Р6/00. Устройство для обработки направляющих станин / Мокрицкий Б. Я. [и др.] ; заявитель и патентообладатель Комсомольский-на-Амуре гос. техн. ун-т. — № 2026774 ; заявл. 19.06.1991 ; опубл. 20.01.1995. — Режим доступа : <http://www.freepatent.ru/patents/2026774> (дата обращения: 19.11.2015).

7. Пат. 2060142 Российская Федерация, МПК В24В23/08. Переносное устройство для обработки направляющих станин / Малахов Е. А. [и др.] ; заявитель и патентообладатель АО «Рязанское специальное конструкторское бюро станкостроения». — № 2060142 ; заявл. 10.08.1993 ; опубл. 20.05.1996. — Режим доступа : <http://www.freepatent.ru/patents/2060142> (дата обращения: 19.11.2015).

КОЛЬЦОВ Александр Германович, кандидат технических наук, доцент (Россия), доцент кафедры «Металлорежущие станки и инструменты» Омского государственного технического университета (ОмГТУ).

БЛОХИН Дмитрий Андреевич, магистрант гр. КТОМ-151 факультета «Элитное образование и магистратура» ОмГТУ.

СЕРКОВ Александр Сергеевич, магистрант гр. КТОМ-151 факультета «Элитное образование и магистратура» ОмГТУ.

БАРАНОВ Владислав Владимирович, исполнительный директор ООО «ЭККОС Трейд», г. Омск. Адрес для переписки: a.g.koltsov75@yandex.ru

Статья поступила в редакцию 11.02.2016 г.

© А. Г. Кольцов, Д. А. Блохин, А. С. Серков, В. В. Баранов

Книжная полка

621.01/Ф33

Федоров, Н. Н. Курсовое проектирование по теории механизмов и машин : учеб. пособие / Н. Н. Федоров, Г. И. Гололобов. — Омск: Изд-во ОмГТУ, 2015. — 1 о=эл. опт. диск (CD-ROM).

Подробно излагается методика выполнения разделов курсового проекта по теории механизмов и машин, посвященных проектированию и анализу основного рычажного механизма машины, проектированию и анализу механизмов зубчатых передач и эвольвентного зацепления. Содержание разделов с комментариями и пояснениями отражает последовательное, поэтапное выполнение работ, т.е. является конкретным планом работы над проектом. Приведены два блока заданий на курсовое проектирование по теории механизмов и машин. Первый блок заданий — комплексные задания, содержащие набор механизмов реальных технологических и транспортных машин. Эти задания рекомендуются студентам, обучающимся по специальностям конструкторского направления. Второй блок содержит более простые задания, которые рекомендованы студентам, обучающимся по специальностям технологического направления. Пособие предназначено для студентов дистанционной формы обучения.

К ВОПРОСУ О ПОЛУЧЕНИИ ПРОФИЛЯ ЩЕЛЕВОГО УПЛОТНЕНИЯ ДЛЯ ПОРШНЕВОЙ ГИБРИДНОЙ ЭНЕРГЕТИЧЕСКОЙ МАШИНЫ ОБЪЕМНОГО ДЕЙСТВИЯ

В работе описаны основные особенности проектирования и изготовления щелевого уплотнения поршневой гибридной энергетической машины объемного действия (ПГЭМОД). На основе расчетов с использованием математической модели определены оптимальные размеры, согласно которым и была изготовлена цилиндро-поршневая группа ПГЭМОД.

Ключевые слова: компрессор, насос, поршень, уплотнение.

Прикладные научные исследования проводятся при финансовой поддержке государства в лице Минобрнауки России. Уникальный идентификатор прикладных научных исследований RFMEFI57414X0068.

В настоящее время широкое распространение имеют поршневые компрессоры и поршневые насосы. В результате объединения поршневого компрессора и насоса в единый агрегат, получивший название поршневая гибридная энергетическая машина объемного действия [1], улучшается охлаждение компримируемого газа, уменьшается работа сил трения, улучшаются массогабаритные размеры и повышается кавитационный запас насоса. В случае низких давлений нагнетания в насосной секции и высоких давлений нагнетания в компрессорной секции для повышения эффективности работы компрессора путем присутствия охлаждающей жидкости в рабочей полости компрессора в процессе сжатия и частично в процессе нагнетания необходимо выполнять поршневое уплотнение в виде гидродиода. В этом случае сопротивление щелевого уплотнения при течении из насосной полости в компрессорную — минимальное, а из компрессорной в насосную — максимальное. Изготовлению данного щелевого уплотнения и посвящена настоящая статья.

На работоспособность уплотнения влияют эксплуатационные, конструктивные, технологические, технико-экономические и экологические факторы. Наиболее значимыми являются:

- свойства рабочей и окружающей сред;
- свойства материалов герметизируемого соединения и уплотнителя;
- режим работы;
- допускаемые пределы утечек;
- ресурс и общий срок эксплуатации;
- токсичность и химическая агрессивность сред.

В соответствии с принципом действия и отраслевой принадлежностью используется следующая классификация уплотнений по категориям:

1. *Классы* — контактные, бесконтактные, разделительные;
2. *Подклассы* (в соответствии с основными эксплуатационными особенностями, определяемыми свойствами уплотнителя) — проточные, динамические, эластомерные, механические, набивочные, диафрагменные и т.д.;
3. *Типы* — по назначению герметизируемого соединения;
4. *Группы* — по особенностям механизма герметизации;
5. *Виды* — по конкретным конструкциям;
6. *Внутривидовые группировки.*

В статье рассматривается бесконтактное уплотнение пары цилиндр–поршень. Классификация бесконтактных уплотнений приведена на рис. 1.

Объектом исследования является концентрическое щелевое уплотнение, выполненное в виде гидродиода, имеющего геометрические параметры, приведенные на рис. 2.

В качестве геометрических параметров в работе рассматривались следующие величины: h — высота выступов на поршне (3 мм); δ_0 — зазор между внутренней поверхностью цилиндра и поверхностью выступов на теле поршня (0,075 мм); α — угол наклона передней кромки выступа (15 °); β — угол наклона задней кромки выступа (60 °); L_1 — длина цилиндрической поверхности выступа (4 мм); L_2 — расстояние между концом предыдущего выступа и началом последующего выступа на теле поршня

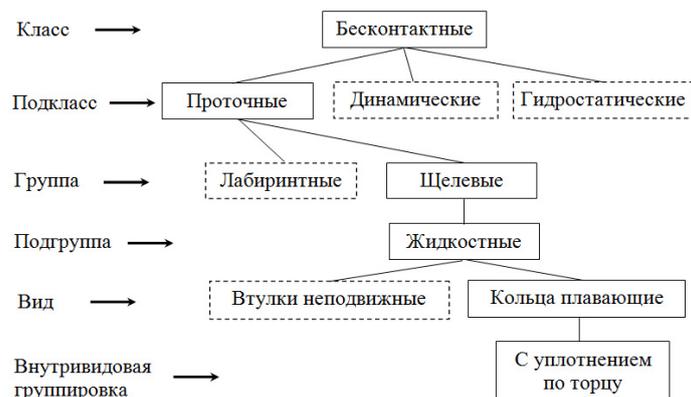


Рис. 1. Классификации бесконтактного уплотнения

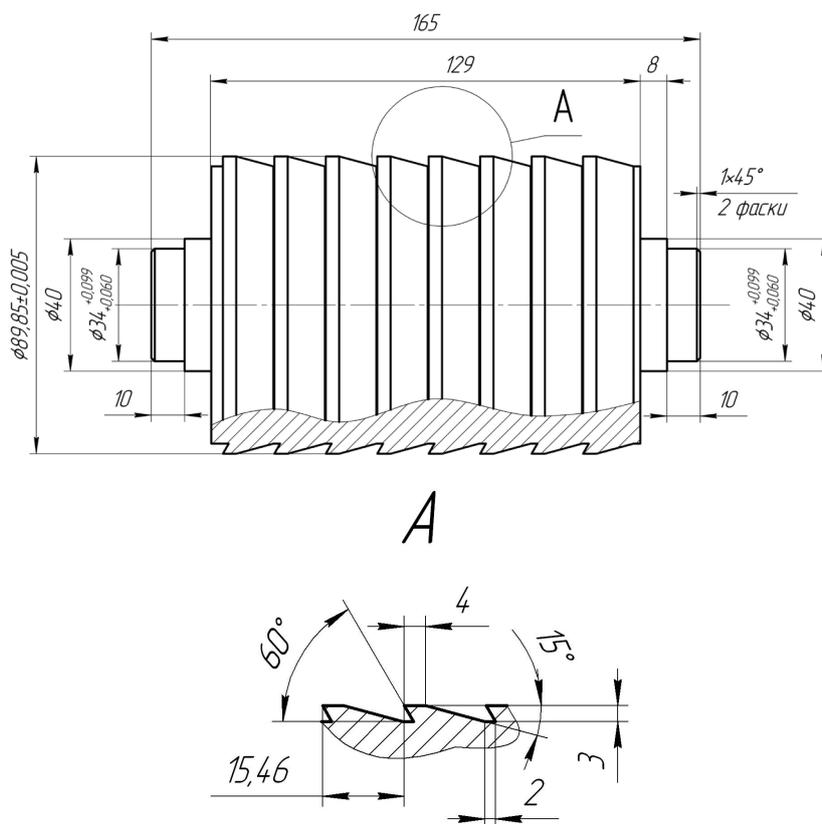


Рис. 2. Кольцевое щелевое уплотнение, выполненное в виде гидродиода

(2 мм); $d_{\text{пор}}$ — диаметр поршня (89,85 мм); $L_{\text{пор}}$ — общая длина поршня (129 мм).

При получении фасонных поверхностей на станках применяют различные режущие инструменты: резцы, фрезы, шлифовальные круги и другой фасонный инструмент. Точарные резцы являются наиболее распространенным инструментом, применяемым для обработки цилиндрических фасонных поверхностей.

Если формообразование детали рассматривать только с геометрической точки зрения, то форма обработки поверхности будет зависеть от формы поверхности резания, так как обработанная фасонная поверхность детали образована несрезанными участками поверхности резания [2].

Очевидно, что результаты измерения расхода жидкости через зазор лабиринтно-щелевого уплот-

нения зависят в основном от четырех параметров: величины радиального зазора, перепада давления на уплотнении, формы лабиринтной канавки, эксцентриситета положения осей вала и втулки.

Эксцентриситет положения осей вала 2 и внутренней поверхности втулки 1 (рис. 3) целиком зависит от несовпадения осей наружной и внутренней центрирующих поверхностей диска.

Для того, чтобы это несовпадение практически равнялось нулю, окончательная обработка центрирующих поверхностей этого диска производилась за одну установку с использованием специального приспособления.

Сопряжение диска 4 с деталями 1 и 2 производилось с небольшим натягом (переходные посадки H4/m4 и h4/M4), что обеспечивало их точное взаимное положение.

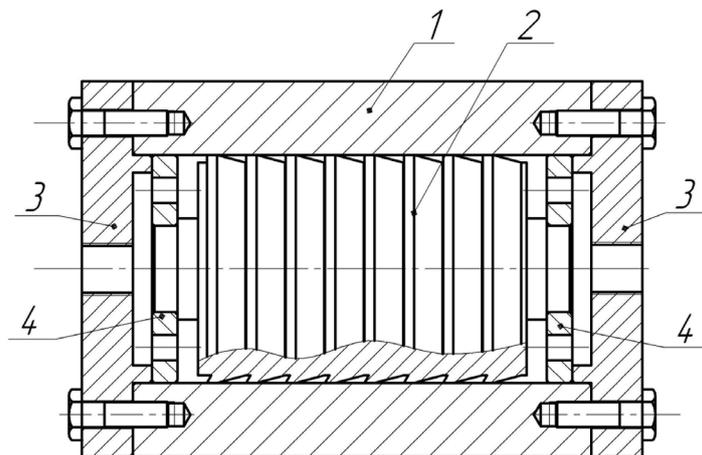


Рис. 3. Конструктивный вариант приспособления для монтажа щелевого уплотнения: 1 — цилиндрическая втулка; 2 — сменный вал с лабиринтными канавками; 3 — крышка; 4 — центрирующий диск с отверстиями

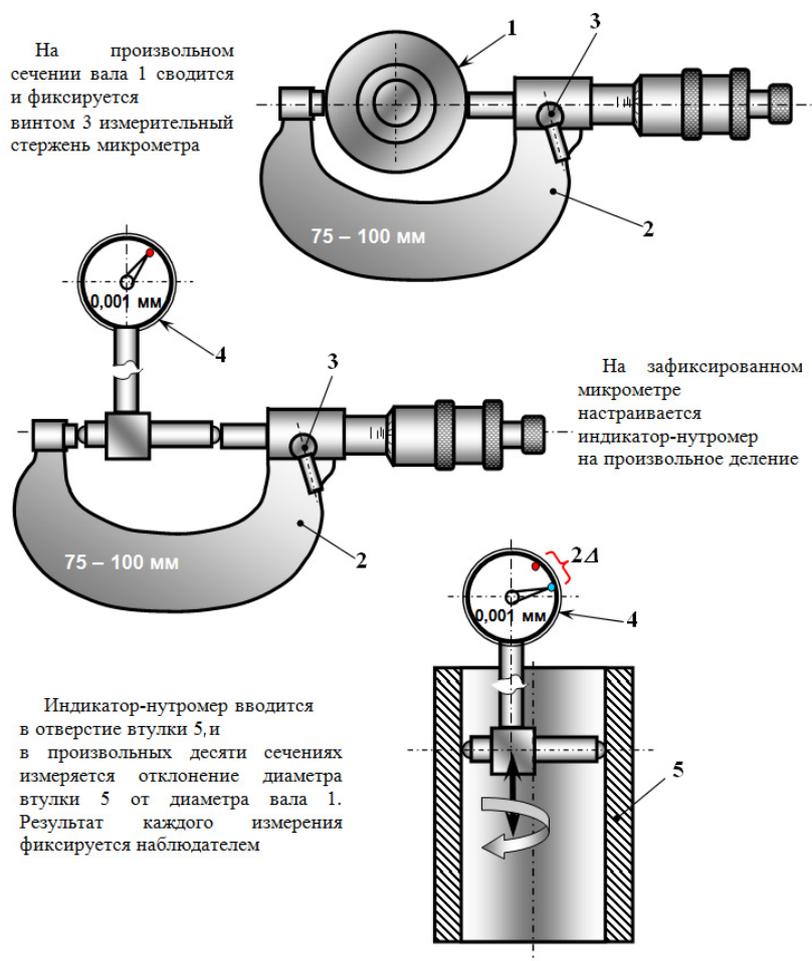


Рис. 4. Схема измерения зазора между втулкой 1 и валом 5: 1 — вал; 2 — микрометр; 3 — винт фиксатора положения измерительного стержня микрометра; 4 — индикатор-нутромер; 5 — втулка

В качестве материала для упомянутых трех деталей использовался алюминиевый сплав марки Д16Т ГОСТ 4784-97.

Механическая обработка велась по стандартной для такого типа деталей обработке: заготовительная операция, создание баз, черновое точение и сверле-

ние отверстий в дисках 4, восстановление баз, финишная обработка.

В связи со сложностью контроля «поднутренного» профиля лабиринтных канавок особое внимание было уделено изготовлению режущих поверхностей фасонного резца для чистового точения

канавок. Заточка реза производилась на прецизионном пятикоординатном шлифовальном станке для производства и заточки режущего инструмента фирмы TOP WORK (Тайвань), модель TG-5+. Контроль и ручная доводка режущих кромок и углов резания — с использованием инструментального бесконтактного микроскопа модели ИМЦЛ 150х50Б. При этом заданные размеры режущих кромок, соответствующих профилю канавки, были выполнены практически с нулевой погрешностью. Точение канавок производилось на прецизионном токарно-винторезном станке с ЧПУ модели SHAUBLIN 125. Верхняя режущая кромка реза устанавливалась ниже оси вращения детали на 0,1 мм, резец имел передний угол γ , равный нулю, что позволяло практически без погрешностей воспроизвести профиль режущей линии реза на детали.

Измерение фактического зазора между внутренней поверхностью втулки 1 и цилиндрической поверхностью вала 2 с лабиринтными канавками производилось по методике, описанной в [3] и использовавшейся для измерения зазора между поршнем и цилиндром компрессора с газостатическим центрированием поршня.

Методика основана на измерении разности между диаметром вала и втулки без измерения диаметра последних и состоит из двух этапов.

На первом этапе путем нескольких (6–10) измерений в произвольных плоскостях, охватывающих всю длину сопряжения, определяется необходимое число замеров N , удовлетворяющих заданной погрешности общего измерения. На втором этапе производится N измерений разности между диаметрами вала и втулки в максимальном количестве плоскостей сопряжения деталей, после чего высчитывается среднеарифметическое этих разностей и определяется среднеквадратическое отклонение от среднеарифметического.

На рис. 4 показана последовательность каждого измерения разности между внутренним диаметром втулки 1 и наружным диаметром вала 2.

Измерения производились с помощью гладкого микрометра ГОСТ 6507-90 с пределом измерения 75–100 мм и индикатора-нутромера НИ-100м ГОСТ 868-82 с индикатором часового типа 801-01 (цена деления 0,001 мм).

Всего было произведено 80 циклов измерений. Ножки микрометра сводились и фиксировались один раз на каждом лабиринтном выступе вала 1 (рис. 4), и затем в десяти произвольных сечениях

отверстия втулки фиксировалось отклонение диаметра отверстия втулки 5 от диаметра вала 1 с помощью индикатора-нутромера. Задавалась погрешность измерения 0,5 мкм. В итоге был получен результат измерения зазора $2\Delta = 89,852 \pm 0,5$ мкм.

В результате проделанной работы была спроектирована и изготовлена поршневая пара с концентрическим щелевым уплотнением, позволяющая повысить эффективность работы поршневой гибридной энергетической машины.

Библиографический список

1. Щерба, В. Е. Насос-компрессоры. Рабочие процессы и основы проектирования / В. Е. Щерба, А. П. Болштянский, В. В. Шалай, Е. В. Ходорева. — М.: Машиностроение, 2013. — 388 с.
2. Бобров, В. Ф. Основы теории резания металлов / В. Ф. Бобров. — М.: Машиностроение, 1975. — 344 с.
3. Болштянский, А. П. Компрессоры с газостатическим центрированием поршня / А. П. Болштянский, В. Д. Белый, С. Э. Дорошевич. — Омск: Изд-во ОмГТУ, 2002. — 406 с.

КОНДЮРИН Алексей Юрьевич, соискатель по кафедре «Гидромеханика и транспортные машины» Омского государственного технического университета (ОмГТУ); заместитель генерального директора Научно-производственного предприятия «Прогресс», г. Омск.

Адрес для переписки: nga112001@list.ru

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

Адрес для переписки: Scherba_V_E@list.ru

ЛЫСЕНКО Евгений Алексеевич, кандидат технических наук, доцент кафедры «Гидромеханика и транспортные машины» ОмГТУ.

Адрес для переписки: lysenkojo@mail.ru

НЕСТЕРЕНКО Ирина Сергеевна, старший преподаватель кафедры «Гидромеханика и транспортные машины» ОмГТУ.

Адрес для переписки: nga112001@list.ru

ЗИМНИЦКИЙ Александр Николаевич, магистрант гр. ЭТМм-141 факультета «Элитное образование и магистратура».

Адрес для переписки: nga112001@list.ru

Статья поступила в редакцию 15.02.2016 г.

© А. Ю. Кондюрин, В. Е. Щерба, Е. А. Лысенко, И. С. Нестеренко, А. Н. Зимницкий

Книжная полка

621.74/ГЗ7

Герасимов, И. Я. История литейного производства / И. Я. Герасимов. — Омск: Изд-во ОмГТУ, 2015. — 1 о=эл. опт. диск (CD-ROM).

Изложена история развития литейного производства с VII века до н.э. и до наших дней. Содержатся сведения о литье в бронзовом веке, художественном стагарном литье, технологии изготовления колоколов и орудий в России. Описаны методы формообразования, плавки металлов, а также перспективы развития литейного производства. Для студентов специальности 12.03.00 «Машины и технология литейного производства».

АНАЛИЗ РАБОЧИХ ПРОЦЕССОВ, ПРОТЕКАЮЩИХ В ПОРШНЕВОЙ ГИБРИДНОЙ ЭНЕРГЕТИЧЕСКОЙ МАШИНЕ, ИСПОЛЬЗУЮЩЕЙ КОЛЕБАНИЯ ДАВЛЕНИЯ ГАЗА В ЛИНИИ НАГНЕТАНИЯ

В работе предложена новая эффективная конструкция поршневой гибридной энергетической машины, использующая колебания давления газа в линии нагнетания. На основе разработанной математической модели проведен вычислительный эксперимент, позволяющий раскрыть физические аспекты о рабочих процессах, протекающих в полостях и трубопроводах исследуемой машины.

Ключевые слова: компрессор, насос, поршень, рабочие процессы, охлаждение.

Прикладные научные исследования проводятся при финансовой поддержке государства в лице Минобрнауки России. Уникальный идентификатор прикладных научных исследований RFMEFI57414X0068.

Введение. В настоящее время для повышения экономичности работы поршневых компрессоров совмещают их работу и работу поршневых насосов [1]. Данный агрегат получил название поршневой гибридной энергетической машины. Необходимо отметить, что экономичность сжатия газа в поршневой гибридной энергетической машине увеличивается за счет улучшения охлаждения компримруемого газа, уменьшения утечек и уменьшения работы сил трения. Однако объединение компрессора и насоса в единый агрегат требует конструктивных изменений и, следовательно, материальных затрат.

Одной из перспективных схем поршневых гибридных энергетических машин является схема, изображенная на рис. 1.

Объект исследования [2]. Сжатый газ из рабочей полости через нагнетательный клапан поступает в полость нагнетания. Из полости нагнетания по трубопроводу 1 поступает в ресивер 4. Нижняя часть ресивера 4 заполнена жидкостью, а верхняя часть — газом. Трубопровод 2 соединяет нижнюю часть ресивера 4 через обратный клапан с рубашечным пространством 3 цилиндра компрессора. Нижняя часть рубашечного пространства соединена трубопроводом 5 с нижней частью ресивера 6, которая также заполнена жидкостью, как и нижняя часть ресивера 4. Верхняя часть ресивера 6 заполнена газом. Нижняя часть ресивера 6 соединена также через обратный клапан и трубопровод 8 с нижней частью ресивера 4. Из верхней части ресивера 4 газ через регулируемый вентиль подается

к потребителю. Исследуемый объект выполнен на базе серийного выпускаемого поршневого компрессора и имеет следующие основные размеры (табл. 1).

Математическая модель рабочих процессов ПГЭМОД. Математическая модель рабочих процессов включает в себя расчет термодинамических параметров в полостях постоянного и переменного объема, расчет нестационарного одномерного движения газа в соединительном трубопроводе 1, нестационарного движения жидкости в соединительных трубопроводах. Математическая модель рабочих процессов основана на фундаментальных законах сохранения массы, движения и энергии, а также используется уравнение состояния для идеального газа. Расчет нестационарного одномерного движения газа проводился методом «крупных частиц». Системы обыкновенных дифференциальных уравнений решались методом Эйлера.

Адекватность разработанной математической модели подтверждается использованием фундаментальных законов сохранения массы, движения и энергии, а также проведенным комплексом экспериментальных исследований.

Анализ рабочих процессов ПГЭМОД. На рис. 2 представлены зависимость изменения давления в рабочей полости ПГЭМОД p_c и зависимость изменения давления в полости нагнетания от угла поворота коленчатого вала. Нетрудно видеть, что с началом процесса нагнетания амплитуда колебаний давления в полости нагнетания увеличивается, а затем постепенно затухает до начала процесса

Основные геометрические размеры ПГЭМОД

№	Элемент ПГЭМОД	Характеристика
Газовая часть экспериментального образца ПГЭМОД		
1.	Цилиндр	Диаметр цилиндра — 42 мм Ход поршня — 38 мм Длина рубашки охлаждения — 100 мм Внешний диаметр рубашки — 58 мм Внутренний диаметр рубашки — 48 мм Линейный мертвый объем — 3 мм
2.	Всасывающий газовый клапан	Диаметр седла — 15 мм Диаметр тарелки — 17 мм Ход — 1,5 мм Жесткость пружины — 4,23 Н/мм Предварительный натяг — 0 мм Масса запорного органа — 2,5 г
3.	Нагнетательный газовый клапан	Диаметр седла — 10 мм Диаметр тарелки — 12 мм Ход — 1,5 мм Жесткость пружины — 4,7 Н/мм Предварительный натяг — 0 мм Масса запорного органа — 5 г Кол-во клапанов — 2 шт
4.	Головка цилиндра	Объем на всасывании — 20 см ³ Объем на нагнетании — 28 см ³
5.	Всасывающий трубопровод	Внутренний диаметр — 12 мм Длина — 35 мм
6.	Газопровод от компрессора до ресивера 4	Внутренний диаметр — 8 мм Длина — 550 мм
7.	Газопровод от ресивера 4 до ресивера-буфера	Внутренний диаметр — 14 мм Длина — 1500 мм
8.	Ресивер-буфер	Объем — 25 л
Жидкостная часть экспериментального образца ПГЭМОД		
9.	Ресивер 4	Диаметр цилиндра — 60 мм Высота цилиндра — 120 мм Диаметры входа жидкости или газа — 16 мм
10.	Ресивер 6	Диаметр цилиндра — 60 мм Высота цилиндра — 120 мм Диаметр входа жидкости — 16 мм
11.	Гидролиния от рубашки охлаждения до ресивера 4	Внутренний диаметр — 6 мм Длина — 290 мм
12.	Гидролиния от ресивера 4 до ресивера 6	Внутренний диаметр — 6 мм Длина — 335 мм
13.	Гидролиния от ресивера 6 до рубашки охлаждения	Внутренний диаметр — 6 мм Длина — 285 мм
14.	Жидкостный клапан	Диаметр седла — 12 мм Диаметр тарелки — 14 мм Ход — 4 мм Жесткость пружины — 4 г/мм Предварительный натяг — 3 мм Масса запорного органа — 2,4 г

нагнетания. Необходимо отметить, что первый максимум при колебаниях газа в полости нагнетания соответствует первому минимуму давления нагнетания в цилиндре машины.

Представленные на рис. 3 зависимости изменения давления в полости нагнетания и газовой полости ресивера 4 по углу поворота коленчатого вала позволяют сделать следующие выводы:

1. Амплитуда колебаний давления газа в полости нагнетания и в полости ресивера 4 увеличивается с началом процесса нагнетания газа и максимальное значение давления газа в полости нагнетания достигает 346922 Па, а минимальное — 287125 Па. В газовой полости ресивера 4 амплитуда колебаний меньше. Максимальное значение составляет 330636 Па, а минимальное — 301169 Па;

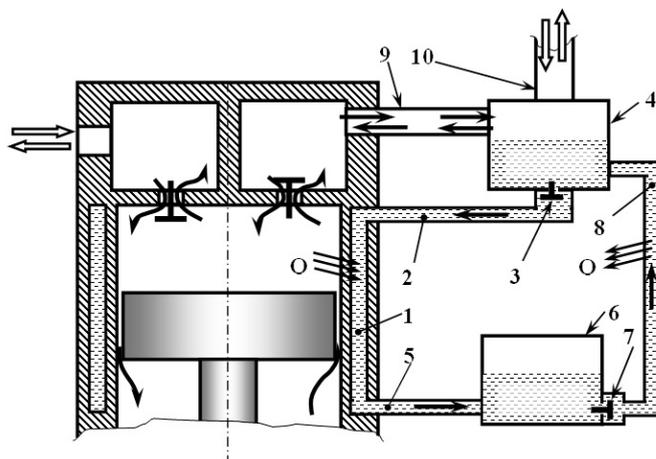


Рис. 1. Принципиальная схема поршневой гибридной энергетической машины, использующей колебания давления газа в линии нагнетания

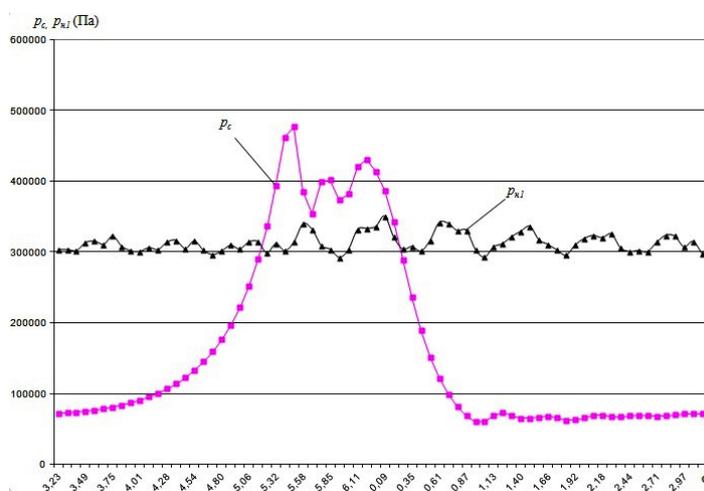


Рис. 2. Зависимость мгновенного давления в рабочей полости и полости нагнетания ПГЭМОД от угла поворота коленчатого вала

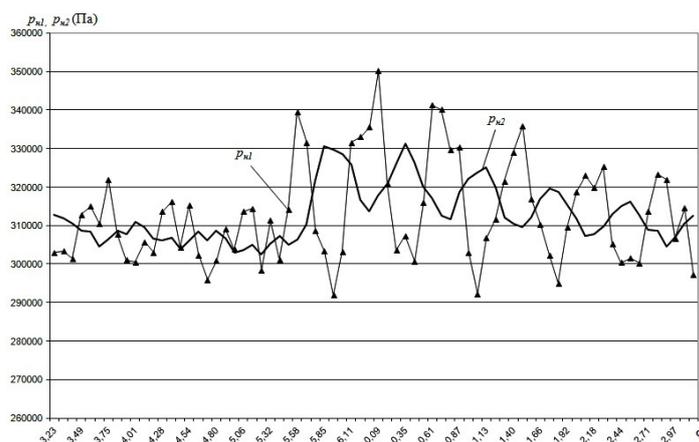


Рис. 3. Зависимость мгновенного давления в полости нагнетания и в ресивере 4 от угла поворота коленчатого вала

2. Необходимо отметить, что колебания давления в полости нагнетания и в газовой полости ресивера находятся в противофазе. Максимальное значение давления в полости ресивера соответствует минимальному значению давления в полости нагнетания.

На рис. 4 представлено изменение давления в ресиверах 4 и 6 по углу поворота коленчатого вала. Нетрудно видеть, что:

1) амплитуда колебаний давления в ресивере 6 весьма мала. Максимальное значение давления

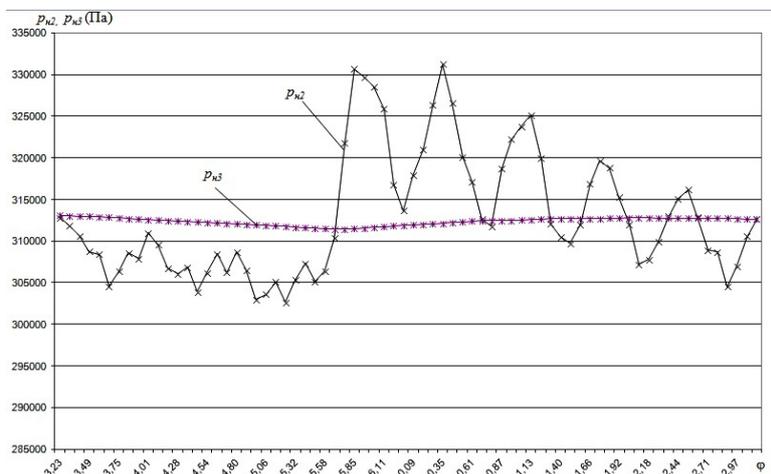


Рис. 4. Зависимость мгновенного давления в ресиверах 4 и 6 от угла поворота коленчатого вала

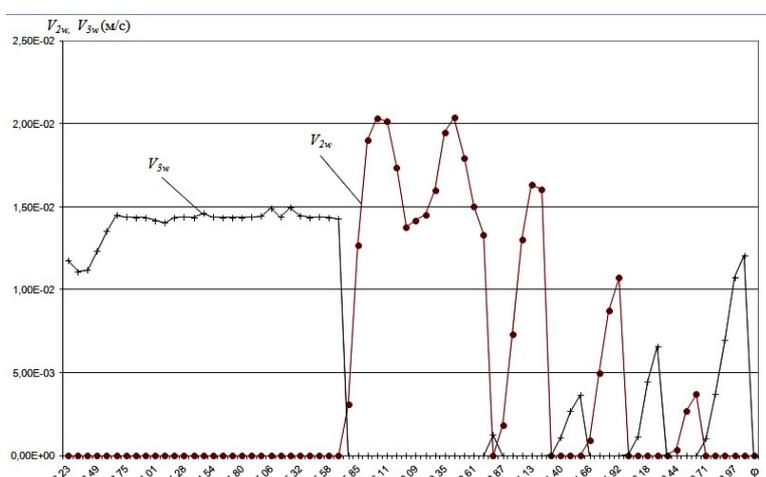


Рис. 5. Зависимости мгновенных скоростей жидкости в ресивере 4 (V_{2w}) и в ресивере 6 (V_{3w}) от угла поворота коленчатого вала

составляет 312408 Па, а минимальное значение — 311250 Па;

2) на угле поворота коленчатого вала $5,85 < \varphi < 0,87$ давление в полости ресивера 4 превышает давление в ресивере 6. На этом участке наблюдается движение жидкости из ресивера 4 в ресивер 6.

Представленные на рис. 5 значения скоростей в ресивере 4 (V_{2w}) и в ресивере 6 (V_{3w}) позволяют сделать вывод, что значение скорости V_{3w} равно нулю, значение скорости V_{2w} максимально и ее значение составляет $2 \cdot 10^{-2}$ м/с. Характер изменения скорости V_{2w} полностью соответствует характеру изменения давления в ресивере 4.

На участке угла поворота $0,87 < \varphi < 3,1415$ давление в ресивере 4 ($p_{н2}$) становится то больше давления в ресивере 6 ($p_{н3}$), то меньше. С увеличением угла поворота φ разница между давлениями ($p_{н2} - p_{н3}$) уменьшается, а разница между давлениями ($p_{н3} - p_{н2}$) увеличивается. Это приводит к тому, что амплитуда колебаний скорости V_{2w} уменьшается, а амплитуда колебаний скорости V_{3w} увеличивается (рис. 5). На тех участках, где $(p_{н2} - p_{н3}) > 0$, скорость V_{3w} равна нулю, а значения скорости $V_{2w} > 0$. На тех участках, где $(p_{н3} - p_{н2}) > 0$, значение скорости $V_{2w} = 0$, а значение скорости $V_{3w} > 0$. На участке $3,1415 < \varphi < 5,85$ давление в ресивере 6 превышает давление в ресивере 4. На этом участке ско-

рость $V_{2w} = 0$, а значение V_{3w} практически постоянно и равно $1,5 \cdot 10^{-2}$ м/с;

3) минимальное значение давления нагнетания в ресивере 6 достигается чуть позже начала процесса нагнетания. Необходимо отметить, что количество жидкости, перетекаемое за цикл из ресивера 4 в ресивер 6, равно количеству жидкости, перетекаемой из ресивера 6 в ресивер 4. В первом случае при наличии обратных клапанов жидкость перетекает по трубопроводу 2, рубашечному пространству 1 и трубопроводу 5, а во втором случае по трубопроводу 8. В том случае, если количество жидкости, перетекаемое из одного ресивера в другой, отнести ко времени цикла, то мы получим расход жидкости (кг/с). Расход жидкости при отношении давлений всасывания ($p_{вс} = 0,1$ МПа) и нагнетания ($p_{н} = 0,3$ МПа) $\epsilon = 3$ и частотой вращения коленчатого вала $n_{ос} = 1500$ об/мин составляет $1,468 \cdot 10^{-2}$ кг/с.

Если отнести расход жидкости G_w , подаваемой на охлаждение компрессора к массовому расходу компрессора G_r , то эта величина для данного режима работы составит $G_w / G_r = 26$.

На рис. 6 представлено изменение мгновенного массового расхода газа, подаваемого к потребителю. Максимальная подача газа к потребителю наблюдается при угле поворота φ от 6,11 до 0,35, т.е. практически в процессе нагнетания газа. Для

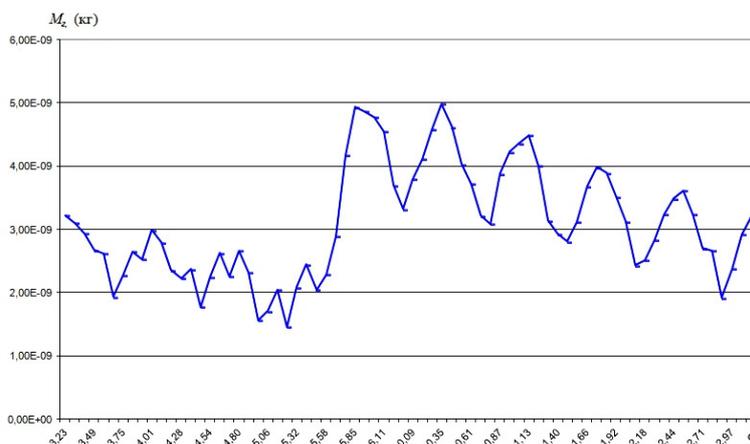


Рис. 6. Зависимость мгновенной подачи газа к потребителю от угла поворота коленчатого вала

оценки неравномерности подачи газа к потребителю прием величину δ_G , определяемую как

$$\delta_G = \frac{M_{z \max} - M_{z \min}}{M_{z \max}} \quad (1)$$

Величина δ_G для $\varepsilon = 3$ и $n_{об} = 1500$ об/мин составляет величину 0,8.

Библиографический список

1. Щерба, В. Е. Насос-компрессоры. Рабочие процессы и основы проектирования / В. Е. Щерба, А. П. Болштынский, В. В. Шалай, Е. В. Ходорева. — М. : Машиностроение, 2013. — 388 с.
2. Решение о выдаче патента РФ, МПК F 04 В 39/06. Поршневой компрессор с автономным жидкостным охлаждением / Болштынский А. П., Щерба В. Е., Кайгородов С. Ю., Кузеева Д. А.; заявитель и патентообладатель Омский гос. техн. ун-т. —

№ 2015105837/06 ; заявл. 19.02.15 ; опубл. 15.01.16, Бюл. № 1. — 5 с.

ЛОБОВ Игорь Эдуардович, соискатель по кафедре «Гидромеханика и транспортные машины» Омского государственного технического университета (ОмГТУ), генеральный директор ОАО «Омсктранс-маш».

Адрес для переписки: grigorev.84@list.ru

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

Адрес для переписки: Scherba_V_E@list.ru

ГРИГОРЬЕВ Александр Валерьевич, кандидат технических наук, доцент кафедры «Гидромеханика и транспортные машины» ОмГТУ.

Адрес для переписки: grigorev.84@list.ru

Статья поступила в редакцию 15.02.2016 г.

© И. Э. Лобов, В. Е. Щерба, А. В. Григорьев

Книжная полка

621.51/Ю95

Юша, В. Л. Теория, расчет и конструирование поршневых компрессоров : конспект лекций / В. Л. Юша. — Омск : Изд-во ОмГТУ, 2015. — 1 о=эл. опт. диск (CD-ROM).

Конспект лекций по дисциплине «Теория, расчет и конструирование поршневых компрессоров» предназначен для обучения студентов специальности 150801 «Вакуумная и компрессорная техника физических установок» дистанционной, заочной и дневной форм обучения.

621.83/М79

Моргунов, А. П. Производство зубчатых колес : учеб. пособие для вузов по направлению подгот. «Конструкторско-технологическое обеспечение машиностроительных производств»/ А. П. Моргунов, И. В. Ревина. — Омск : Изд-во ОмГТУ, 2015. — 225 с.

Рассмотрены методы изготовления и термической обработки заготовок, а также принципы построения технологических процессов обработки зубчатых колес. Особое внимание уделено технологическим методам изготовления цилиндрических, конических и червячных колес, а также цилиндрических и глобoidных червяков. Приведены способы нарезания и отделки зубьев, применяемое оборудование и инструмент. Предназначено для студентов механических специальностей при изучении дисциплин «Основы технологии машиностроения», «Технология машиностроения», «Технология приборостроения», также может быть использовано аспирантами и инженерно-техническими работниками машиностроительных предприятий.

АНАЛИТИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ НАЧАЛЬНОГО НЕДЕФОРМИРОВАННОГО СОСТОЯНИЯ РЕЗИНОКОРДНОЙ ОБОЛОЧКИ РЕЗИНОМЕТАЛЛИЧЕСКОЙ РЕССОРЫ

В настоящей работе рассматривается расчет начального недеформированного состояния пневморессоры с резинордной оболочкой для вагонов метро. Найден канонический многочлен с постоянными коэффициентами, позволяющий получить аналитические формулы для проведения расчетов по определению начального недеформированного состояния геометрической конфигурации РКО.

Ключевые слова: резинордная оболочка, резинометаллическая рессора.

Пневматические рессоры нашли широкое применение в подвешивании вагонов метро благодаря ряду положительных свойств, которые обеспечивают экипажу хорошие ходовые и эксплуатационные качества.

Конструкция пневморессоры в зависимости от типа устанавливаемого в ней упругого элемента, представляющего резинордную оболочку (РКО) диафрагменного или рукавного типа, может быть различной [1].

В настоящей работе рассматривается конструкция пневморессоры с резинордной оболочкой, выполненной в форме тора с вырезом в окружном направлении по всей длине внутренней части поверхности. Армирующие слои каркаса представляют сетчатую оболочку, а само расположение армирующих нитей в каркасе РКО подчиняется закону «шинной геометрии» нитей.

Начальную геометрическую конфигурацию такой оболочки можно определить при предварительном нагружении ее равномерно распределенным внутренним давлением [2]. Получающиеся при этом уравнения позволяют рассчитывать оболочку без учета ее исходного состояния с использованием численных методов [3, 4].

В отличие от указанных работ, в предложенном Мухиным О. Н. новом методе расчета [5] используется начальное недеформированное состояние.

Под недеформированным начальным состоянием принято понимать положение шины, смонтированной на ободе. На практике все расчетные модели шины довольно сложные. Они связаны с решением ряда задач Коши методом Рунге – Кут-

та, для которого существенны начальные условия. Поэтому на множестве возможных начальных состояний выбрано то, которое дает наиболее простые формулы. В качестве такого начального состояния предложено рассматривать поперечное сечение поверхности тора, которое представляет дугу окружности радиуса ρ_0 , проходящей через точки, соответствующие точкам обода на шине [6]. Радиус ρ_0 определяется путем итераций при условии сохранения длины кордной нити. После нахождения ρ_0 находится угол наклона нитей на экваторе и другие параметры.

В отличие от [5], при дополнительном условии сохранения длины профиля РКО, расчетные формулы для определения начальной геометрической конфигурации получены в [7, 8].

Применение указанного в [7, 8] метода позволило на базе полученного в настоящей работе канонического многочлена с постоянными коэффициентами получить аналитические формулы для определения начального недеформированного состояния геометрической конфигурации РКО. Рассмотрим пневматическую рессору, предназначенную для использования в тележках межобластного и пригородного электропоездов. Пневморессора содержит направляющие торовые арматуры на раме рессоры и на опоре, в которых закреплена РКО модели Н-578 производства ФГУП «НПП «Прогресс».

Схема профиля РКО в торовых направляющих арматурах пневматической рессоры приведена на рис. 1.

На рис. 1 торовая направляющая арматура K_1 принадлежит раме пневматической рессоры,

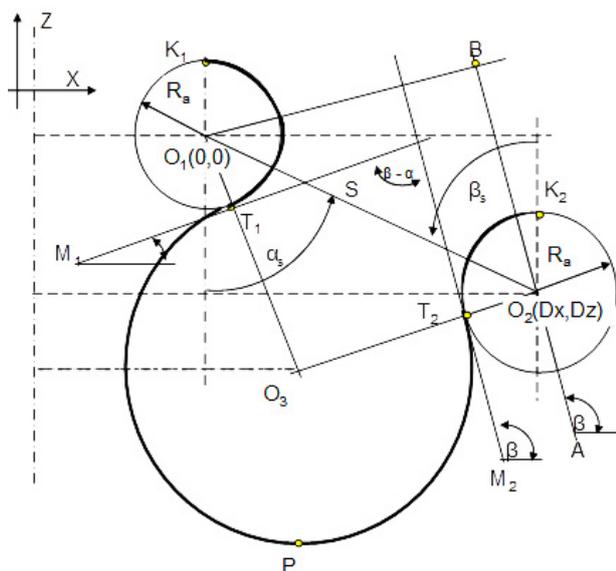


Рис. 1. Схема профиля РКО в направляющих арматурах пневморессоры

а торовая направляющая арматура K2 принадлежит опоре.

Определим точки схода профиля гофра РКО с наружной направляющей арматуры и с внутренней направляющей арматуры опоры как точки прикосновения T_1 и T_2 касательной к окружности.

В соответствии с определением точки схода углы наклона α, β касательных к положительному направлению оси X, проведенные в соответствующие точки схода профиля гофра РКО с направляющими арматур (рис. 1), будем называть углами схода профиля РКО с направляющих арматур.

Определенная таким образом точка схода, есть геометрический аналог точки сопряжения профиля покрышки с ободом автомобильной шины, — так называемая точка обода [6]. Отличие точки схода от точки обода состоит в том, что выбор точки обода в некоторой мере произволен, в то время как точка схода определена конкретно. Снаружи от этих точек РКО, как и покрышка, свободно деформируется и принимает равновесную форму.

Следовательно, в отличие от [5], оболочка пневморессоры считается закрепленной вдоль двух окружностей, образованных вращением двух фиксированных точек схода относительно оси РКО.

На рис. 1 длины дуг профиля РКО K_1T_1P K_2T_2 образуют длину L профиля РКО, которую вычисляют по формуле [7]:

$$L(\alpha, \beta) = V(\beta)U(\alpha, \beta)K(\alpha, \beta), \quad (1)$$

где:

— $V(\beta)$ — расстояние от начала координат в точке O_1 до прямой BA, проходящей через центр торовой направляющей арматуры K_2 ;

— функция $U(\alpha, \beta) = \frac{1}{1 + \cos(\beta - \alpha)}$;

— $K(\alpha, \beta) = \pi + \beta - \alpha$ — наружный угол T_1PT_2 между радиусами кривизны РКО, проведенными к центрам направляющих арматур;

— торовые направляющие арматуры радиуса кривизны RA.

На рис. 1 T_1 и T_2 — точки схода гофра профиля РКО с направляющей торовой арматуры; M_1T_1

и M_2T_2 — касательные к торовым арматурам, проведенные под углом α и β соответственно. Точка O_3 — геометрическое место радиусов кривизны $O_3T_1 = O_3T_2 = R$, проведенных в точки схода.

В точках K_1 и K_2 профиль РКО считается жестко зашпеленным. Точки K_1 и K_2 рассматриваются так же как обозначения торовых направляющих арматур.

При перемещении пневморессоры в направлении координатных осей длина профиля РКО считается неизменной $L(\alpha, \beta) = L_0$, что позволяет преобразовать выражение (1) к виду

$$V(\beta)U(\alpha, \beta) = \frac{L_0}{K(\alpha, \beta)}, \quad (2)$$

а выражение для радиуса кривизны $R_1(\alpha, \beta)$ профиля гофра РКО записать в виде

$$R_1(\alpha, \beta) = \frac{L_0}{K(\alpha, \beta)} - R_a. \quad (3)$$

На рис. 1 точка $O_1(0,0)$ — точка начала локальной системы координат XZ. Определим точку начального статического положения центра торовой направляющей арматуры опоры $O_2(x, z)$ как точку, определяемую координатами положения при $x = D_x, z = -D_z$.

Угол, соответствующий сходу профиля гофра РКО с торовой арматуры опоры, определим из решения системы уравнений, записанных для положения точки $O_2(x, z)$ начального статического положения РКО:

$$\begin{cases} \sin \alpha + \sin \beta = \frac{D_x}{V(\beta)U(\alpha, \beta)} \\ \cos \alpha + \cos \beta = \frac{-D_z}{V(\beta)U(\alpha, \beta)}. \end{cases} \quad (4)$$

Систему уравнений (4) с использованием выражения (2) приведем к виду

$$\frac{\sin \psi}{\psi} = C, \quad (5)$$

где

$$\psi = \left[\frac{\pi}{2} + (\beta - \alpha_s) \right], \quad (6)$$

α_s — угол, характеризующий положение межцентрового расстояния S;

$$C = \frac{D_x - D_z}{\sqrt{2}L_0 \cos\left(\frac{\pi}{4} - \alpha_s\right)}. \quad (7)$$

Полученное трансцендентное уравнение (5) позволяет определить положение угла β схода профиля РКО с направляющей торовой арматуры опоры. Однако уравнение типа (5) при торовых арматурах и круговом расположении профиля гофра в направляющих арматурах можно решить аналитически, если предварительно построить аппроксимирующий многочлен с применением отношения (аргумент)

$$\frac{\sin \psi}{\psi}, \quad (8)$$

определив его на интервале [0; 0,6366] допустимых границ угла схода профиля гофра РКО с торовых арматур в соответствии с формулой

$$\psi = \frac{\pi}{2} + (\beta - \alpha_s), \quad (9)$$

являющейся функцией упомянутого аргумента, с областью изменения функции на интервале $\left[\frac{\pi}{2}, \pi\right]$, рис. 2.

$$\text{В выражении (9) при } \beta = \alpha_s \quad \psi = \frac{\pi}{2}, \quad (10)$$

$$\text{при } \beta = \alpha_s + \frac{\pi}{2} \quad \psi = \pi. \quad (11)$$

Полученный таким образом аппроксимирующий многочлен справедлив для любой конфигурации РКО рассматриваемого типа и имеет следующий вид

$$F(C) = -1,4054C^3 + 1,7503C^2 - 3,0079C + 3,13. \quad (12)$$

Аппроксимирующий многочлен в форме (12) получен средствами Excel при величине достоверности аппроксимации $R^2 = 1$.

Так как в правой части выражения (5) стоит постоянная величина C , соответствующая области значений полученного аппроксимирующего многочлена, то, вычислив $F(C) = \psi$, получим

$$F(C) = \frac{\pi}{2} + \beta - \alpha_s. \quad (13)$$

Окончательно

$$\beta = F(C) + \alpha_s - \frac{\pi}{2}. \quad (14)$$

Полученная формула позволяет определить угол схода профиля РКО с направляющей арматуры для любого положения резинометаллической опоры в плоскости XZ.

Для определения положения угла схода профиля РКО с направляющей торовой арматуры рамы пневморессоры находим

$$\alpha = -F(C) + \alpha_s + \frac{\pi}{2}. \quad (15)$$

Подставляя найденные значения углов схода в (3), найдем величину радиуса кривизны профиля гофра РКО

$$R_1 = 0,5 \frac{L_o}{F(C)} - R_A. \quad (16)$$

Для эффективного радиуса R_o , находящегося на расстоянии $R_{osi} - R_1$ от оси вращения R_{osi}' , получим

$$R_o = R_{osi} - 0,5 \frac{L_o \sin \alpha}{F(C)}. \quad (17)$$

Выражение для радиуса экватора с учетом выражений (16, 17) запишем в виде

$$R_k = (R_{osi} - R_A) + \frac{L_o}{F(C)} \cos^2 \left(\frac{\pi}{4} - \frac{\alpha}{2} \right). \quad (18)$$

Получены основные аналитические формулы, соответствующие начальному недеформированному состоянию геометрической конфигурации РКО, которая может быть использована при расчете равновесной конфигурации.

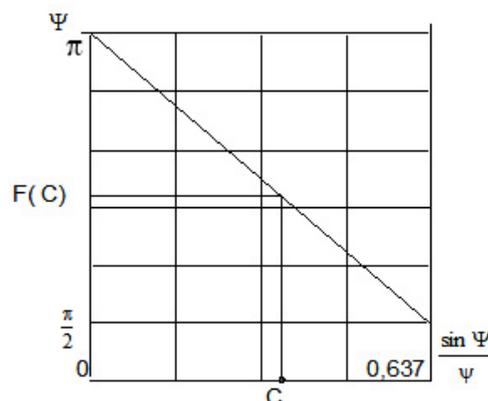


Рис. 2. График функции $\psi = F\left(\frac{\sin \psi}{\psi}\right)$ и его значение в точке с абсциссой C

Библиографический список

1. Пневматические упругие элементы с резинокордными оболочками. Расчет, конструирование, изготовление и эксплуатация / Под ред. Г. А. Колоколова. — М. : ЦНИИТЭНЕФТЕХИМ, 1974. — 133 с.
2. Бидерман, В. Л. Механика тонкостенных конструкций. Статика / В. Л. Бидерман. — М. : Машиностроение, 1977. — 488 с.
3. Дьяконов, И. Г. Механика пневматических шин как основа рационального конструирования и прогнозирования эксплуатационных свойств : сб. / И. Г. Дьяконов, И. К. Николаев. — М. : НИИШП, 1974. — С. 75.
4. Бухин, Б. Л. Введение в механику пневматических шин / Б. Л. Бухин. — М. : Химия, 1988. — 224 с.
5. Мухин, О. Н. Расчет равновесной конфигурации диагональной пневматической шины / О. Н. Мухин // Каучук и резина. — 2013. — № 1. — С. 26.
6. Автомобильные шины / В. Л. Бидерман [и др.]. — М. : Госхимиздат, 1963. — 383 с.
7. Щепетков, В. А. Универсальное уравнение радиуса кривизны профиля гофра резинокордной оболочки пневматического амортизатора / В. А. Щепетков, Е. С. Аникин, А. В. Зубарев, Ю. П. Комаров // Омский научный вестник. Сер. Приборы, машины и технологии. — 2014. — № 2 (130). — С. 126–129.
8. Щепетков, В. А. Характер изменения геометрических характеристик профиля гофра оболочки пневматического амортизатора / В. А. Щепетков, В. Г. Цысс, Е. С. Аникин, Ю. П. Комаров // Динамика систем, механизмов и машин : материалы VII Междунар. науч.-техн. конф., 10–12 ноября 2009 г. — Омск : Изд-во ОмГТУ, 2009. — Кн. 2. — С. 202–206.

ЩЕПЕТКОВ Владимир Александрович, научный сотрудник Научно-производственного предприятия «Прогресс», г. Омск.

АНИКИН Евгений Сергеевич, главный конструктор Научно-производственного предприятия «Прогресс», г. Омск.

БОБРОВ Сергей Петрович, кандидат технических наук, первый заместитель генерального директора — директор института Научно-производственного предприятия «Прогресс», г. Омск.

ГОРБАТЮК Анатолий Анатольевич, заведующий лабораторией Научно-производственного предприятия «Прогресс», г. Омск.

Адрес для переписки: otdel2@progress-omsk.ru

Статья поступила в редакцию 28.01.2016 г.

© В. А. Щепетков, Е. С. Аникин, С. П. Бобров, А. А. Горбатюк