

СПОСОБ ПОЛУЧЕНИЯ ДОПОЛНИТЕЛЬНОЙ МОЩНОСТИ В СТРЕЛОВОМ РАБОЧЕМ ОБОРУДОВАНИИ ПРИ ПОМОЩИ ПНЕВМАТИЧЕСКОЙ ПРУЖИНЫ

Для ковшовых погрузочно-транспортных машин актуальным является поиск способов уменьшения и исключения потерь энергии при перемещении ковша, стрелы и тел, связанных с рабочим оборудованием. В статье рассмотрен один способ устранения этих недостатков, связанный с использованием пневматической пружины, которая позволяет уравновесить все силы тяжести рабочего оборудования. При выборе параметров пневмопружины решается проблема обеспечения малого изменения объема внутренней полости, заполненной сжатым воздухом, чтобы при подъеме стрелы обеспечить практически постоянную силу на штоке пружины и постоянное давление сжатого воздуха. Изменение силы на штоке пневмопружины при подъеме стрелы зависит от изменения объема сжатого воздуха с коэффициентом расширения $\delta = V_{\min}/V_{\max} = 0,774$, такой характер изменения этого параметра совпадает с характером изменения сил тяжести тел, связанных со стрелой, приведенных к пневмопружине.

Ключевые слова: мощность, энергосбережение, сила тяжести, уравнивание, пневматическая пружина.

Известны системы рекуперации энергии, а также энергосберегающие системы, которые осуществляют преобразование потенциальной энергии сил тяжести тел при опускании рабочего оборудования в энергию сжатого газа в пневмогидроаккумуляторе и используют эту энергию при подъеме стрелы [1–5]. Такие аккумуляторные системы оказались малоэффективными в связи с малой мощностью пневмогидроаккумуляторов, их большой массой, сложностью конструкции и дороговизной. В настоящее время исследование авторов статьи привели к полному отказу от использования пневмогидроаккумуляторов в рассмотренных случаях.

Дальнейшие исследования основывались на создании энергосберегающего привода, состоящего из уравнивающего цилиндра, поршневая полость которого соединена с газовым баллоном, заряженным сжатым воздухом до давления порядка 10 МПа [6–10].

В данной статье выполнены исследования проблемы уравнивания сил тяжести рабочего оборудования стреловых машин грузоподъемностью 3 тонны при помощи пневматической пружины,

которая реализует достаточную мощность более 10 кВт при малой массе.

Идея использования пневматической пружины основана на принципе приведения сил тяжести ковша, стрелы и других тел к штоку пневмопружины и уравнивания этой приведенной силы давлением сжатого воздуха в пневмопружине [11].

В статье рассматривается теория уравнивания сил тяжести рабочего оборудования пневматической пружиной и подъем полезного груза силовыми гидроцилиндрами.

На рис. 1 показано рабочее оборудование погрузочно-транспортной машины, содержащее стрелу, шарнирно закрепленную на портале, ковш, шарнирно связанный со стрелой. Подъем-опускание стрелы выполняют силовые гидроцилиндры. Механизм управления ковшом содержит рычаг, тягу, гидроцилиндр управления ковшом.

Указанный механизм обладает способностью при запертом гидроцилиндре 7 выполнять следующие функции выравнивания положения ковша 5 при подъеме стрелы. Ковш совершает при подъеме стрелы криволинейное поступательное движение.

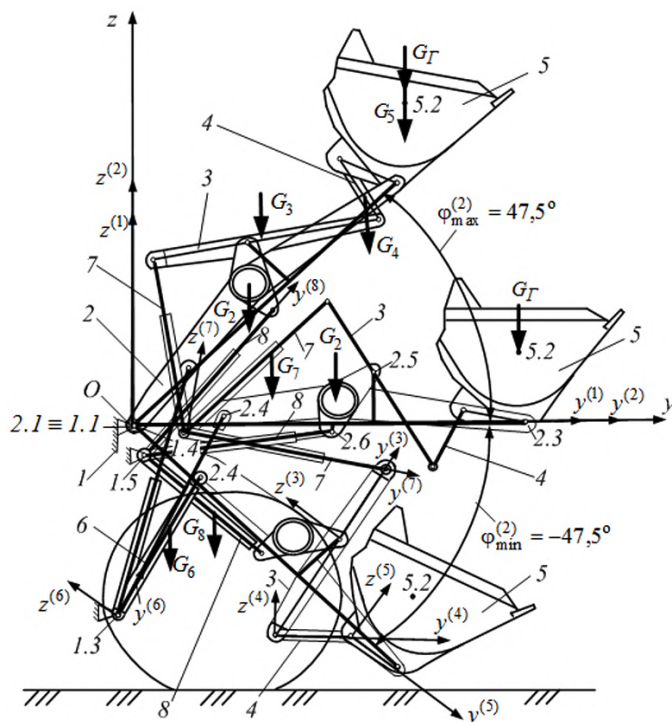


Рис. 1. Рабочее оборудование погрузочно-транспортной машины грузоподъемностью $Q=3$ т с пневматической пружиной в трех расчетных положениях: нижнем, горизонтальном, верхнем:
1 — портал; 2 — стрела; 3 — рычаг; 4 — тяга; 5 — ковш; 6 — силовой гидроцилиндр; 7 — гидроцилиндр ковша; 8 — пневматическая пружина

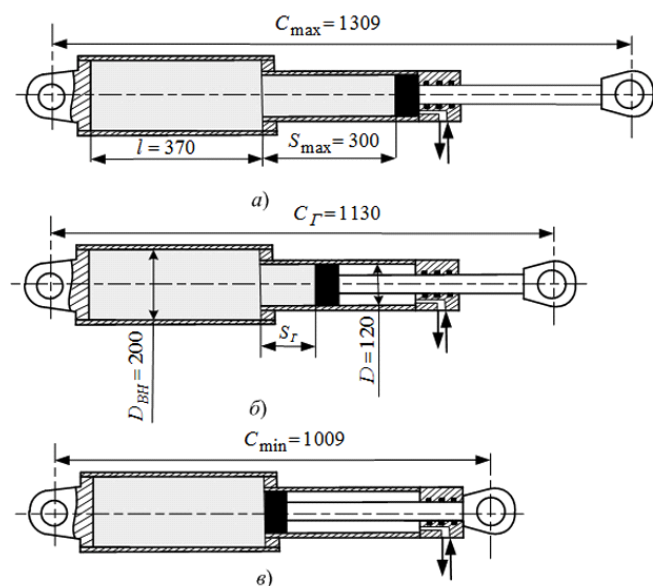


Рис. 2. Пневматическая пружина в трех положениях рабочего оборудования:
а — верхнем; б — горизонтальном; в — нижнем

Дополнительным устройством рабочего оборудования является пневматическая пружина 8, шарнирно закрепленная одним концом в точке 1.5 на портале, и шарниром 2.6 на стреле 2.

На рис. 1 с телами рабочего оборудования связаны локальные системы координат $Oy^{(j)}z^{(j)}$, где j — номер тела, совпадающий с номером системы координат. Для каждого тела рабочего оборудования определены центры тяжести и веса. Приняты следующие обозначения точек для всех тел:

$j.1$ — начало координат;

$j.2$ — центр тяжести тела, где $j = 1, \dots, 8$.

Силы тяжести тел рабочего оборудования грузоподъемностью $Q=3$ т имеют значения: $G_2=6180$ Н; $G_3=1960$ Н; $G_4=353$ Н; $G_5=6622$ Н. Полезный груз $G_7=29430$ Н условно совпадает с центром тяжести ковша.

На рис. 2 показаны основные параметры пневматической пружины и ее длина в разных положениях стрелы (нижнем, горизонтальном, верхнем): $C_H=1,009$ м; $C_G=1,13$ м; $C_B=1,309$ м; ход поршня $S=0,3$ м.

Силовые гидроцилиндры 8 в указанных положениях стрелы имеют длину: $C_{CH}=1,12$ м, $C_{CG}=1,567$ м,

$C_{CB} = 1,82$ м. Ход поршня силовых гидроцилиндров $S_C = 0,7$ м.

Объем внутренней полости пневмопружины заполнен сжатым воздухом и изменяется при подъеме-опускании стрелы: $V_H = 11,624$ дм³; $V_r = 12,9929$ дм³; $V_B = 15,017$ дм³. Степень расширения объема сжатого воздуха δ при подъеме стрелы составляет $\delta = V_{\min}/V_{\max} = 0,774$.

На рис. 3 показана связь перемещений поршня силовых гидроцилиндров S_C и поршня пневмопружины S . Подъем рабочего оборудования осуществляется одновременно силовыми гидроцилиндрами и пневмопружиной.

В нижнем положении стрелы газовая полость имеет минимальный объем и максимальное давление сжатого воздуха.

Для определения давления начальной зарядки пневмопружины сжатым воздухом необходимо определить нагрузку на штоке пневмопружины.

Для определения приведенной силы на штоке пневмопружины используем принцип возможных перемещений [12]. Условно прикладываем к штоку пружины силу T и задаем штоку возможное виртуальное перемещение δs . При этом силу на штоке силовых гидроцилиндров принимаем равной нулю $T_C = 0$ при отсутствии груза в ковше ($G_r = 0$). Стрела и все тела рабочего оборудования получают воображаемое угловое возможное перемещение $\delta\varphi^{(2)}$ вместе с силами тяжести.

Силы тяжести гидроцилиндров имеют малые плечи относительно точки вращения и небольшие массы, поэтому их можно не учитывать на данном этапе расчетов вследствие малого влияния на конечный результат (не более 3–5 %).

Уравнение равновесия в виде суммы элементарных работ для пневматической пружины имеет вид

$$\sum \delta A_i^e = 0; \quad T \delta s - \sum_{j=2}^5 G_j y_{j,2} \delta\varphi^{(2)} = 0, \quad (1)$$

где $y_{j,2}$ — координаты центра тяжести j -ых тел рабочего оборудования.

Из уравнения (1) находим силу T на штоке пневматической пружины в разных положениях рабочего оборудования

$$T = \frac{\sum G_j y_{j,2}}{h}, \quad (2)$$

где h — плечо силы на штоке пневматической пружины.

По формуле (2) вычислены значения силы пневматической пружины в разных положениях: $T_H = 140393$ Н; $T_r = 125316$ Н; $T_B = 108114$ Н.

На рис. 4 показана зависимость силы T пневмопружины от перемещения штока пневмопружины $T = f(S)$. Учитывая закономерность уменьшения T при подъеме, зададим максимальную силу на штоке пневмопружины $T_{\max} = 147000$ Н. Максимальное давление сжатого воздуха в пневмопружине для нижнего положения стрелы можно определить по формуле

$$p_{w\max} = p_{wH} = \frac{4T_{\max}}{\pi D^2} = 13 \text{ МПа}, \quad (3)$$

где D — диаметр поршня пневматической пружины, $D = 0,12$ м.

В других положениях стрелы давление сжатого воздуха можно определить по формуле политропического расширения сжатого воздуха.

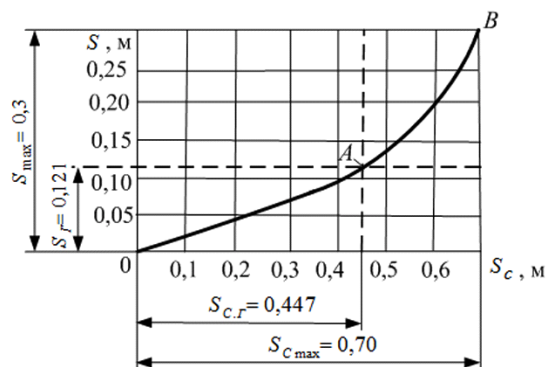


Рис. 3. Зависимость перемещения пневматической пружины от перемещения штоков гидроцилиндров стрелы $S=f(S_c)$

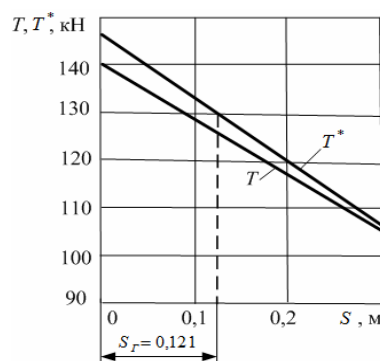


Рис. 4. Зависимость силы T в штоке пневматической пружины от перемещения поршня S

Для горизонтального положения

$$p_{wH} = p_{w\max} \left(\frac{V_{\min}}{V_r} \right)^n = 11,43 \text{ МПа}, \quad (4)$$

где n — показатель политропы расширения сжатого воздуха, $n = 1,15$ [13].

В верхнем положении давление сжатого воздуха определяется по формуле

$$p_{wB} = p_{w\max} \left(\frac{V_{\min}}{V_{\max}} \right)^n = 9,683 \text{ МПа}. \quad (5)$$

Усилие в штоке пневматической пружины определяется по формуле

$$T^* = \frac{\pi D^2}{4} p_w. \quad (6)$$

В разных положениях стрелы сила на штоке пневмопружины имеет следующие значения: $T_H = 147027$ Н; $T_r = 129264$ Н; $T_B = 109512$ Н.

На рис. 4 показаны зависимости $T = f(S)$ и $T^* = f(S)$. Зависимость $T = f(S)$ характеризует значение силы на штоке при полном уравнивании сил тяжести рабочего оборудования. Зависимость $T^* = f(S)$ характеризует реальное уравнивание сил тяжести пневматической пружины при расширении сжатого воздуха в пневмопружине.

Площадь графика под кривой $T = f(S)$ численно равна работе $A(T)$ сил тяжести рабочего оборудова-

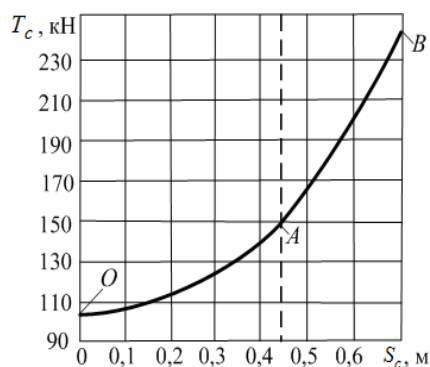


Рис. 5. Зависимость силы T_c на штоках силовых гидроцилиндров от перемещения поршня S_c

ния при перемещении стрелы из нижнего положения в верхнее.

Работу приведенной силы T можно определить по формуле $A(T) = \int_0^S T dS = 37996$ Дж. Работу, совершаемую пневмопружиной, можно определить аналогично $A(T') = \int_0^S T' dS = 38089$ Дж.

Степень полученной уравновешенности сил тяжести рабочего оборудования можно определить сравнением этих работ

$$A(T')/A(T) = 1,002.$$

Полученный результат характеризует хорошее уравновешивание сил тяжести.

Работу силовых гидроцилиндров, осуществляющих подъем полезного груза $Q = 3000$ кг, также определим по рассмотренной методике. Сначала определим силу на штоках силовых гидроцилиндров при подъеме рабочего оборудования из нижнего положения в верхнее, используя формулу

$$T_c = \frac{Q \cdot 9,81 \cdot y_{5,2}}{h_c}, \quad (7)$$

где h_c — плечо силовых гидроцилиндров.

Сила на штоках силовых гидроцилиндров в разных положениях стрелы по формуле (7) имеет сле-

дующие значения: $T_{c.H} = 98677$ Н; $T_{c.L} = 150420$ Н; $T_{c.B} = 242798$ Н.

Работа, совершаемая силовыми гидроцилиндрами при подъеме полезного груза в ковше, определяется

$$\text{по формуле } A(T_c) = \int_0^S T_c dS = 104432 \text{ Дж.}$$

На величину работы $A(T')$, выполненной пневматической пружиной, снижается нагрузка на валу двигателя внутреннего сгорания и, соответственно, пропорционально снижается расход топлива двигателем.

Доля работы пневмопружины от работы силовых гидроцилиндров составляет величину

$$K_y = A(T')/A(T_c) = 0,365.$$

Пневматическая пружина является надежным средством повышения эффективности погрузочно-транспортного оборудования.

Вычисленные значения работ позволяют определить КПД традиционного рабочего оборудования без пневматической пружины

$$\eta_{p.o} = \frac{A(T_c)}{A(T_c) + A(T)} = 0,73.$$

Производительность погрузочно-транспортного средства зависит от многих факторов, в число которых входит время t_c подъема стрелы из нижнего в верхнее положение.

Задавая разные значения времени t_c подъема стрелы силовыми гидроцилиндрами, определим среднюю скорость движения V_c поршня силовых гидроцилиндров и скорость V поршня пневматической пружины по формулам

$$V_c = S_c/t_c; \quad V = S/t_c. \quad (8)$$

Мощности, развиваемые пневматической пружиной и основными гидроцилиндрами, определяются следующим образом:

$$N = TV; \quad N_c = T_c V_c, \quad (9)$$

где T , T_c — соответственно средняя сила на штоке пневмопружины и силовых гидроцилиндров стрелы, которые определяются по формулам

$$T = A(T)/S_{\max}; \quad T_c = A(T_c)/S_{c \max}, \quad (10)$$

Таблица 1

Зависимости мощностей на штоках пневмопружины $N(T)$ и силовых гидроцилиндров $N(T_c)$ от времени подъема стрелы t_c

Время подъема стрелы t_c , с	4	5	6	7	8	9
Мощность пневматической пружины $N(T)$, Вт	9499	7599	6332	5428	4750	4222
Полезная мощность силовых гидроцилиндров $N(T_c)$, Вт	26108	20886	17405	14918	13054	11604

Таблица 2

Зависимости приведенных мощностей пневмопружины $N_e(T)$ и силовых гидроцилиндров $N_{ce}(T_c)$ от времени подъема стрелы t_c

Время подъема стрелы t_c , с	4	5	6	7	8	9
Приведенная мощность пневмопружины $N_e(T)$, Вт	37251	29800	24831	21286	18621	16557
Приведенная мощность силовых гидроцилиндров $N_{ce}(T_c)$, Вт	102384	81906	68255	58506	51192	45506
Суммарная мощность рабочего оборудования N_g , Вт	139635	111406	93086	79792	69813	62063

где $S_{\max}$, $S_{\text{сmax}}$ — соответственно ход поршня пневмопружины и силовых гидроцилиндров.

В табл. 1 для разных значений времени t_c подъема стрелы получены значения скоростей движения поршней V и V_c , мощности пневматической пружины N и силовых гидроцилиндров N_c для погрузочно-транспортного средства грузоподъемностью $Q=3$ т.

Мощность пневматической пружины и силовых гидроцилиндров можно привести к валу двигателя внутреннего сгорания по формулам

$$N_e = \frac{N}{\eta_e \eta_m \eta_{p.o.}}; \quad N_{c.e} = \frac{N_c}{\eta_e \eta_m \eta_{p.o.}}, \quad (11)$$

где η_e — эффективный КПД на валу двигателя; η_m — механический КПД двигателя; $\eta_{p.o.}$ — механический КПД рабочего оборудования.

В табл. 2 показаны результаты приведения мощностей, развиваемых пневматической пружиной и силовыми гидроцилиндрами к валу двигателя.

Мощность пневмопружины составляет 27 % от установочной мощности двигателя. Производители погрузочно-транспортных машин стремятся к увеличению мощности двигателя, т.к. она пропорциональна производительности [13].

Выводы. Пневматическая пружина позволяет уменьшить нагрузку на двигатель, уменьшить мощность двигателя, необходимую при подъеме рабочего оборудования с грузом в ковше более чем на 27 % от установочной мощности двигателя внутреннего сгорания. В результате этого пропорционально снижается расход топлива двигателем при выполнении рабочего процесса.

Библиографический список

1. Пат. 2190062 РФ, МПК Е 02 F 9/22. Устройство уравнивания рабочего оборудования стреловой машины / Тарасов В. Н., Коваленко М. В. № 20031085/03; заявл. 23.05.01; опубл. 24.03.02. Бюл. № 27.
2. Пат. 2236515 РФ, МПК 7 Е 02 F 9/22. Устройство уравнивания силы тяжести рабочего оборудования стреловой машины / Тарасов В. Н., Бояркин Г. Н., Коваленко М. В.; заявл. 27.03.03; опубл. 20.09.04. Бюл. № 26.
3. Козлов М. В. Оптимизация параметров энергосберегающей гидросистемы привода стрелы экскаватора: дис. ... канд. техн. наук. Омск: Изд-во СибАДИ, 1988. 172 с.

4. Подсвилов А. Н. Разработка конструкции и методики расчета параметров погрузочного оборудования одноковшового фронтального погрузчика с энергосберегающим гидроприводом: дис. ... канд. техн. наук. Омск, 1992. 213 с.

5. Коваленко М. В. Уравнивание рабочего оборудования гидравлического экскаватора: дис. ... канд. техн. наук. Омск: Изд-во СибАДИ, 2004. 170 с.

6. Пат. 2280737 РФ, МПК 7 Е 02 F 9/22. Устройство уравнивания рабочего оборудования стреловой машины / Тарасов В. Н., Бояркина И. В. № 2004121264/03; заявл. 12.07.04; опубл. 27.07.06. Бюл. № 21. 6 с.

7. Пат. 2299296 РФ, МПК 7 Е 02 F 9/22. Система уравнивания рабочего оборудования стреловой машины / Тарасов В. Н., Бояркина И. В. №. 2005132151/03; заявл. 17.10.06; опубл. 20.05.07. Бюл. № 14. 2 с.

8. Тарасов В. Н., Бояркина И. В., Коваленко М. В. Энерго- и ресурсосберегающая технология уравнивания сил тяжести рабочего оборудования стреловых машин // Строительные и дорожные машины. 2007. № 5. С. 46–50.

9. Бояркина И. В. Уравновешенное рабочее оборудование как средство повышения эффективности погрузочно-транспортных машин // Строительные и дорожные машины. 2007. № 12. С. 41–43.

10. Бояркина И. В. Технологическая механика одноковшовых фронтальных погрузчиков: моногр. Омск: Изд-во СибАДИ, 2011. 336 с.

11. Пат. 2535846 РФ. Способ уравнивания сил тяжести рабочего оборудования стреловых машин / Тарасов В. Н., Бояркина И. В., Тарасов С. Е. №. 2013138546/03; заявл. 19.08.13; опубл. 20.12.14. Бюл. № 35. 11 с.

12. Тарасов В. Н., Бояркина И. В., Коваленко М. В. [и др.]. Теоретическая механика. М.: Транслит, 2015. 560 с.

13. Стуканов В. А. Основы теории автомобильных двигателей и автомобиля. М.: ИД Форум; Инфра-М, 2007. 368 с.

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

Адрес для переписки: iriboyarkina@yandex.ru

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

Адрес для переписки: tarasov_vladimir07@mail.ru

Статья поступила в редакцию 26.09.2017 г.

© И. В. Бояркина, В. Н. Тарасов

Книжная полка

Гуревич, Ю. Расчет и основы конструирования деталей машин: учеб. В 2 т. Т. 2. Механические передачи / Ю. Гуревич, А. Схиртладзе. — М. : КУРС, Инфра-М, 2018. — 248 с. — ISBN 978-5-906923-60-8, 978-5-906923-61-5, 978-5-16-0132270-9.

В учебнике изложены основные принципы проектирования и методы расчета механических передач: зубчатых, червячных, фрикционных, цепных и ременных, имеющих широкое применение в машиностроении, а также передач ограниченного применения: зубчатых с зацеплением Новикова, гипоидных, планетарных, волновых и винтовых. Дается сравнительный анализ этих передач с точки зрения их эксплуатационных параметров. Приведены методы расчетов этих передач (проектировочных и проверочных). Для студентов учреждений высшего профессионального образования. Учебник может быть полезен аспирантам и преподавателям, а также специалистам в области машиностроения.

КОНСТРУКЦИЯ И ОЦЕНКА ВИБРОИЗОЛЯЦИИ ОПОРЫ ДЛЯ ТЕХНОЛОГИЧЕСКОГО ОБОРУДОВАНИЯ С ИСПОЛЬЗОВАНИЕМ ЭФФЕКТА КВАЗИНУЛЕВОЙ ЖЕСТКОСТИ

Исследование относится к важному направлению прикладной механики — теории виброизоляции виброактивных объектов, таких как генераторы, двигатели, насосы, компрессоры, вентиляторы, трубопроводы и т. д. Предложена конструкция и рассмотрены вопросы математического моделирования перспективной конструкции опоры с использованием эффекта квазинулевой жесткости. Получена математическая модель подвески, позволяющая выбрать параметры для уменьшения коэффициента передачи силы на основание в определенном диапазоне частот.

Ключевые слова: виброизоляция технологического оборудования, эффект квазинулевой жесткости, пружина.

Защита от вибрации является актуальной проблемой современного машиностроения, поскольку надежность функционирования оборудования и безопасность работы оператора зависят от эффективности систем виброзащиты. Постоянное повышение скоростей движения и мощностей силовых установок и технологического оборудования приводит к возрастанию уровня колебаний, действующих на конструкцию, что обуславливает необходимость совершенствования виброзащитных систем и внедрение новых технических решений.

Для защиты технологического оборудования от вредной вибрации целесообразно применять пассивные системы как наиболее простые и экономически оправданные. Одной из основных характеристик виброизолятора является частота его свободных колебаний. Чем она меньше, тем шире диапазон частот вынуждающей силы, при котором работа виброизолятора эффективна. Для получения виброзащитных систем с малой собственной частотой колебаний возможно использование систем с квазинулевой жесткостью [1 – 8]. Они отличаются тем, что в рабочем диапазоне эти системы имеют пологий участок силовой характеристики и, следовательно, обладают малой жесткостью, но при этом у них высокая несущая способность в положении равновесия. Это делает их перспективными для использования в качестве средств виброизоляции объектов с большой массой и на низких частотах. Несмотря на несомненную эффективность систем с квазинулевой жесткостью, их внедрение тормозится малым числом конструкций, которые были бы просты в изготовлении, позволяли бы перестраивать опору при изменении статической нагрузки без ухода рабочей точки с середины участка с квазинулевой жесткостью.

Для виброизоляции различного вида виброактивных объектов предлагается опора с эффектом квази-

нулевой жесткости, изготовленная на базе широко применяемых и надежных винтовых пружин (рис. 1). Опора состоит из нижнего 1 и верхнего 2 основания, между которыми устанавливается одна, две или несколько опорных винтовых пружин 3, воспринимающих статическую нагрузку на опору. К основаниям крепятся и элементы корректора жесткости. Корректор включает в себя четыре пружины 4, расположенные горизонтально в положении равновесия и предварительно сжатые. Концы пружин 4 опираются в шарнирные опоры 5 и 6. Центральные опоры 5 соединены с верхним основанием 2, а периферийные опоры 6 соединены с нижним основанием 1. Такое соединение позволяет пружинам 4 корректора при колебаниях верхнего основания 2 вместе с виброизолируемым объектом поворачиваться в шарнирных опорах. Оси пружин корректора отклоняются от горизонтали и компенсируют силу упругости опорных пружин 3, создавая эффект квазинулевой жесткости в определенном диапазоне смещений.

Конструкция опоры позволяет изменять высоту статического, горизонтального расположения пружин корректора, а значит, перенастраивать опору при изменении статической нагрузки без ухода рабочей точки с середины участка с квазинулевой жесткостью. Для этого шарнирные опоры 5 и 6 могут перемещаться по вертикали вдоль штырей 7, 8 и фиксироваться гайками в новом положении. Кроме этого, опора позволяет легко устанавливать пружины корректора между своими опорами в недеформированном положении, а затем легко осуществлять их необходимое статическое поджатие или регулировать его. Для этого используются винты 9, которые при вращении шестигранной головки 10 ключом позволяют сжимать или разжимать пружины корректора. Таким образом, опора обладает достаточно широкими возможностями перестройки на

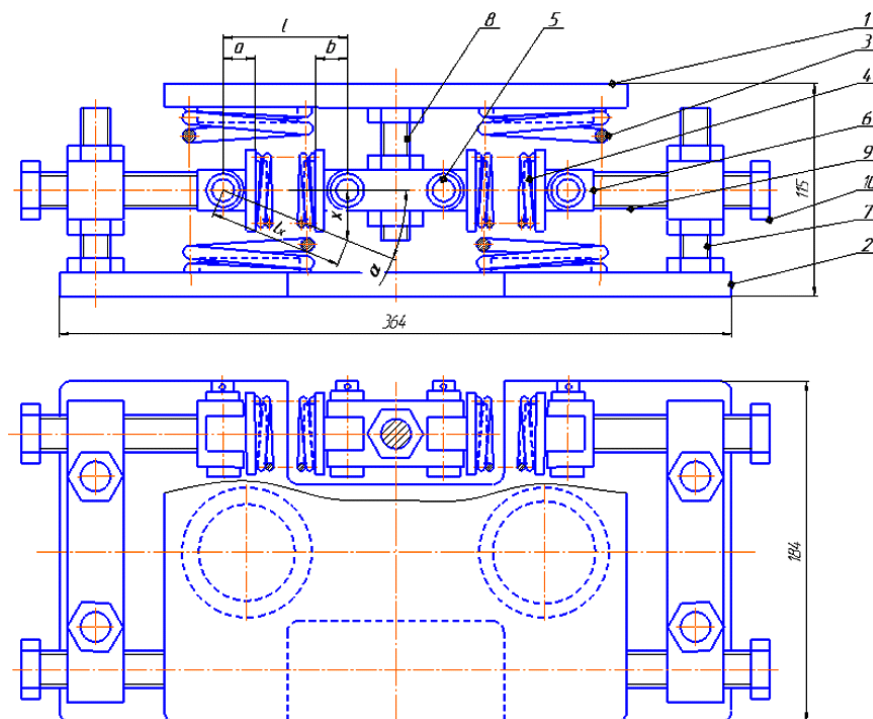


Рис. 1. Конструкция опоры с эффектом квазиулево́й жесткости

разную нагрузку с сохранением эффекта квазиулево́й жесткости за счет замены опорных пружин или пружин корректора, за счет изменения высоты и предварительного поджатия последних. Сама же базовая часть конструкции опоры при этом не изменяется или меняется мало (например, меняется высота штырей 7).

Для оценки динамики и эффективности виброизоляции предложенной опоры определим выражение для упругой силы, создаваемой пружинами корректора.

$$P_K = 4c_K[l_{CT} - (l_X - l)] \sin \alpha, \quad (1)$$

где c_K — жесткость одной пружины корректора; l_{CT} — статическое поджатие пружины; l_X , l — расстояние между осями шарниров опор пружины корректора при смещении из положения равновесия на величину x и когда $x=0$ (рис. 1); α — текущий угол поворота оси пружины корректора с горизонталью.

Так как $\sin \alpha = x / l_X$, $l + l_{CT} = l_0 + a + b$, где l_0 — свободная длина пружины, a , b — расстояния от оси шарнира до опорной плоскости пружины корректора слева и справа, то выражение (1) примет вид

$$P_K = 4c_K \left(\frac{l_0 + a + b}{l_X} - 1 \right) x, \quad (2)$$

а если учесть, что $l_X = \sqrt{(l_0 + a + b - l_{CT})^2 + x^2}$, то (2) можно записать так:

$$P_K = 4c_K \left[\frac{l_0 + a + b}{\sqrt{(l_0 + a + b - l_{CT})^2 + x^2}} - 1 \right] x, \quad (3)$$

Из последнего выражения, приравняв x нулю в квадратных скобках, можно получить выражение для статической жесткости пружин корректора

$$c_K^{CT} = 4c_K \left(\frac{n}{1-n} \right), \quad (4)$$

где $n = l_{CT} / l_{CONST}$, $l_{CONST} = l_0 + a + b$ — величина постоянная для выбранной пружины корректора.

Для того чтобы получить участок квазиулево́й жесткости вблизи положения равновесия опоры, необходимо приравнять выражение (4) величине жесткости всех опорных пружин c_0 . Тогда можно легко выбрать жесткость одной пружины корректора c_K , если задаться n или наоборот. На (рис. 2) приведен график зависимости отношения этих жесткостей от n .

В качестве расчетного примера выберем опору со статической нагрузкой на нее 1000 Н. По графику на рис. 2 примем $c_K / c_0 = 0,5$, $n = 0,33$. Зададимся суммарной жесткостью двух опорных пружин, исходя из их статической деформации $x_0 = 0,05$ м. Тогда $c_0 = 20000$ Н/м, $c_K = 10000$ Н/м. Выбор самих пружин можно осуществить, например, при помощи программы «Компас». При этом можно задаться ограничением на внешний диаметр пружин, учесть x_0 и рабочую деформацию опорных пружин, а также статическую деформацию пружин корректора по найденному значению n с учетом размеров a и b (рис. 1). Для расчетного примера выбраны в качестве опорной — пружина диаметром 0,07 м (диаметр проволоки 0,007 м), со свободной длиной 0,019 м и возможной деформацией 0,011 м. Пружина корректора имеет диаметр 0,04 м (диаметр проволоки 0,0035 м), свободную длину 0,057 м и статическую деформацию 0,03 м.

На рис. 3 показаны графики изменения динамической нагрузки на виброизолируемый объект от его смещения из положения равновесия (кривая 1 — суммарная сила, равная разности вертикальных сил опорных пружин и пружин корректора; прямая 2 — сила двух опорных пружин; кривая 3 — сила четырех пружин корректора). На кривой 1 виден

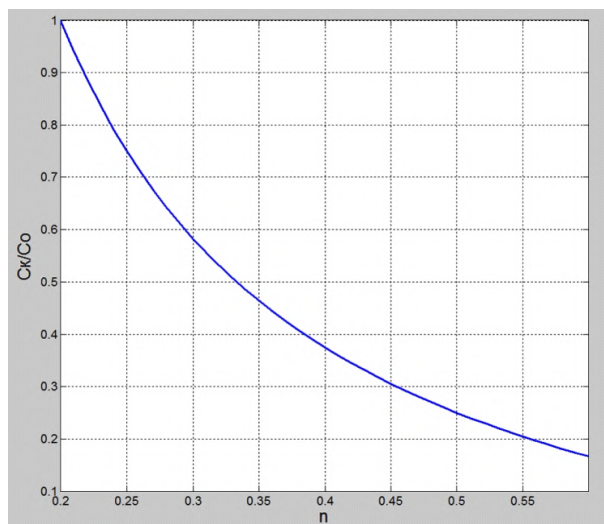


Рис. 2. График зависимости отношения жесткости пружины корректора к жесткости всех опорных пружин от отношения статической деформации пружины корректора к I_{CONST}

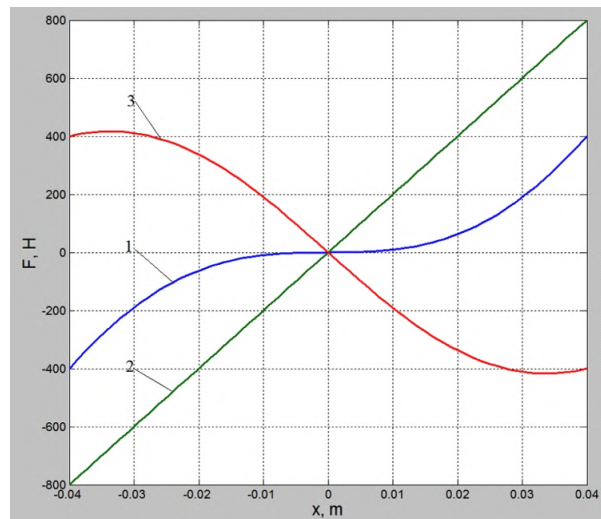


Рис. 3. Графики изменения динамической нагрузки на виброизолируемый объект от его смещения из положения равновесия:
1 — суммарная сила, равная разности вертикальных сил опорных пружин и пружин корректора;
2 — сила двух опорных пружин;
3 — сила четырех пружин корректора

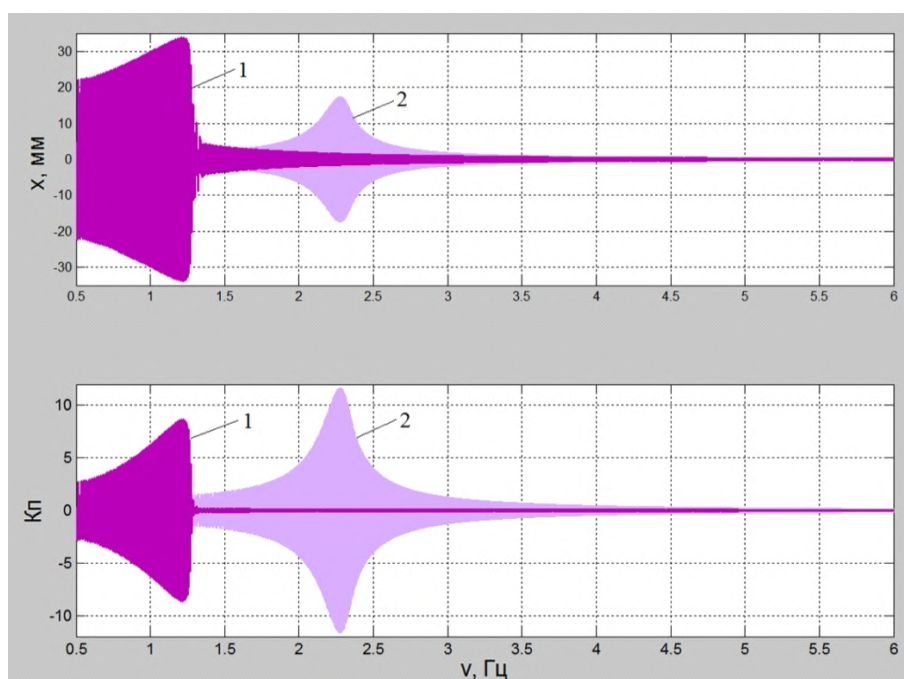


Рис. 4. Зависимости амплитуды колебаний объекта и коэффициента передачи силы на основание от частоты:
1 — для виброизолирующей опоры с квазиулевым жесткостью;
2 — для опоры только на винтовую пружину с одинаковой статической деформацией при том же нагружении

участок с квазиулевым жесткостью шириной порядка 0,02 м.

Для оценки эффективности виброизоляции предложенной опоры необходимо на различных частотах находить коэффициент передачи силы на основание K_{Π} как отношение амплитуд реакции основания и вибровозбуждающей силы. Реакция основания рассчитывалась по теореме о движении центра масс системы

$$R(t) = P_0 \sin \omega t - m\ddot{x}, \quad (5)$$

где P_0 , ω — амплитуда и частота вибровозбуждающей силы;

m — масса виброизолируемого объекта, приходящаяся на одну опору;

$\ddot{x}$ — ускорение массы m , определяемое при решении нелинейного уравнения движения

$$m\ddot{x} + b\dot{x} + c_0x - P_K(x) = P_0 \sin \omega t, \quad (6)$$

где $P_K(x)$ — сила, создаваемая пружинами корректора и определяемая из (3).

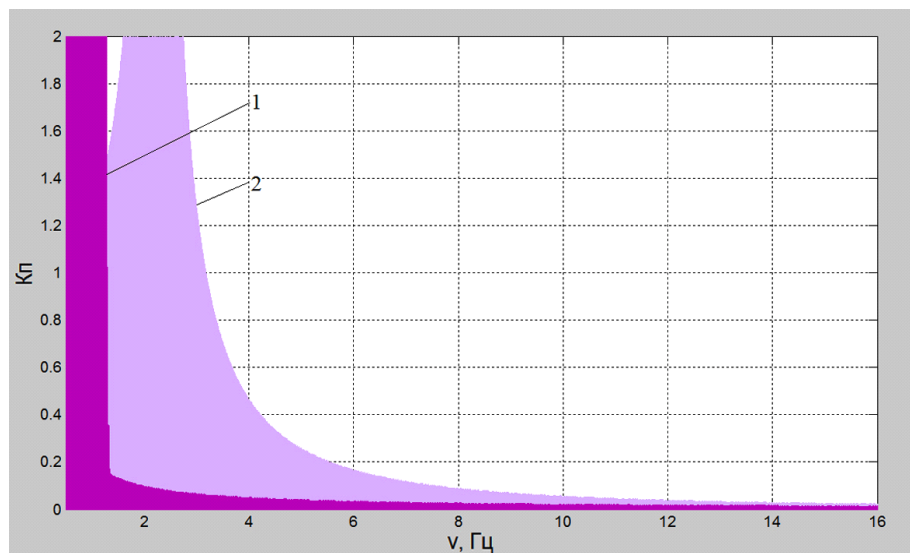


Рис. 5. Зависимость коэффициента передачи силы на основание от частоты, когда значение коэффициента ограничено интервалом от 0 до 2:
1 — для виброизолирующей опоры с квазинулевой жесткостью;
2 — для опоры только на винтовую пружину с одинаковой статической деформацией при том же нагружении

Расчёты проведены на ЭВМ в программе Simulink (Matlab). На основе решения дифференциального уравнения (6) определялись параметры движения виброизолируемого объекта. Подстановка их на каждом шаге интегрирования в выражение (5), делённого на P_0 , позволила определить величину K_p по огибающей амплитуды колебаний безразмерной реакции в функции от частоты вибровозбуждения. Частота при этом менялась в диапазоне от 0,1 до 16 Гц с маленькой скоростью 0,01 Гц/с.

На графиках (рис. 4, 5) (кривая 1) показаны зависимости амплитуды колебаний объекта и коэффициента передачи силы на основание от частоты для рассматриваемой опоры, а также для сравнения показаны графики для опоры, где нет корректора, и тот же объект установлен на те же винтовые пружины (кривая 2).

Из графиков, особенно на рис. 5, где значение K_p ограничено интервалом от 0 до 2, видно, что предложенная опора, имеющая участок с квазинулевой жесткостью на нагрузочной характеристике, позволяет существенно улучшить виброизоляцию различного виброактивного технологического оборудования по сравнению с установкой только на винтовые пружины. Кроме того, опора отличается простотой конструкции, возможностью регулировать положение рабочей точки, оставляя ее посередине участка с квазинулевой жесткостью при изменении статической нагрузки на опору. Такую схему опоры можно использовать и при больших нагрузках порядка тысяч ньютонов, и при малых — порядка сотен или десятков ньютонов. При больших нагрузках в шарнирных опорах пружин корректора необходимо устанавливать подшипники качения, так как приведенная сила трения скольжения, соизмеримая с вибровозбуждающей силой, негативно влияют на виброизоляцию объекта на рабочих частотах.

Предложенные в работе зависимости позволяют выбирать как опорные пружины, так и пружины корректора для получения эффекта квазинулевой жесткости и уменьшения коэффициента передачи силы на основание, особенно на низких частотах, порядка 1 — 10 Гц.

Библиографический список

1. Валеев А. Р., Зотов А. Н. Защита от вибрации и ударов системами с квазинулевой жесткостью: моногр. Уфа: Нефтегазовое дело, 2013. 166 с.
2. Алабужев П. М., Гритчин А. А. Ким Л. И. [и др.]. Виброзащитные системы с квазинулевой жесткостью. Л.: Машиностроение, 1986. 96 с.
3. Зотов А. Н. Виброзащитные и ударозащитные системы пассивного типа на базе упругих элементов с участками квазинулевой жесткости // Известия высших учебных заведений. Сер. Машиностроение. 2006. № 7. С. 10—18.
4. Валеев А. Р., Коробков Г. Е. Проектирование виброизолятора малой жесткости для защиты нефте- и газоперекачивающих агрегатов // Проблемы сбора, подготовки и транспорта нефти и нефтепродуктов. 2011. № 1. С. 129—135.
5. Зотов А. Н. Системы с квазинулевой жесткостью // Материалы научного семинара стипендиатов программы «Михаил Ломоносов» 2006/07 гг. М., 2007. С. 258—261.
6. Зотов А. Н. Нелинейный виброизолятор нового принципа действия // Динамика систем, механизмов и машин: материалы V Междунар. науч.-техн. конф. Омск: Изд-во ОмГТУ, 2004. С. 167—172.
7. Генкин Б. И. Моделирование корректоров жесткости с нелинейными упругими элементами // Вісник СНУ. 2001. № 3 (37). С. 132—137.
8. Пат. 2463497 РФ, МПК P16P 3/02, P16P 15/06. Виброизолятор с квазинулевой жесткостью / Валеев А. Р., Саньков В. Я., Коробков Г. Е. № 2011120530/11; заявл. 20.05.2011; опубл. 10.10.2012, Бюл. № 28.

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

Адрес для переписки: burian@omgtu.ru

СИЛКОВ Михаил Владимирович, кандидат технических наук, доцент (Россия), доцент кафедры «Основы теории механики и автоматического управления».

Адрес для переписки: silkovmv@mail.ru

Статья поступила в редакцию 12.09.2017 г.

© Ю. А. Бурьян, М. В. Силков

ОЦЕНКА УМЕНЬШЕНИЯ НЕРАВНОМЕРНОСТИ МГНОВЕННОЙ ТЕОРЕТИЧЕСКОЙ ПОДАЧИ АКСИАЛЬНО-ПОРШНЕВОГО НАСОСА ЗА СЧЁТ ИЗМЕНЕНИЯ ДИАМЕТРОВ ПОРШНЕЙ И УГЛОВОГО РАССТОЯНИЯ МЕЖДУ НИМИ

В статье рассмотрены вопросы уменьшения неравномерности мгновенной теоретической подачи аксиально-поршневого насоса за счёт изменения диаметров поршней и углового расстояния между ними. Проведён численный эксперимент, основанный на многомерной нелинейной оптимизации целевой функции с системой накладываемых ограничений. В результате проведённого исследования установлено: для уменьшения неравномерности подачи при увеличении количества поршней неравномерность распределения диаметров и угловых расстояний должна стремиться к нулю.

Ключевые слова: аксиально-поршневой насос, неравномерность подачи, цилиндр, поршень, оптимизация.

Введение. В настоящее время одной из серьёзных проблем, связанных с эксплуатацией всего насосного оборудования и в том числе аксиально-поршневых насосов, являются процессы колебания давления в линии нагнетания насоса. Аксиально-поршневые насосы занимают лидирующую позицию как по количеству, так и по общей потребляемой мощности, затрачиваемой на привод [1], что определило объект нашего исследования.

Колебательные процессы в линии нагнетания насоса вызывают негативные явления, основными из которых являются: шум, вибрация, дополнительные затраты мощности на привод, сокращения срока службы насоса [2].

Колебания давления в линии нагнетания аксиально-поршневого насоса обусловлены следующими основными причинами: неравномерностью подачи и обратным током жидкости в рабочую полость насоса из линии нагнетания в момент соединения рабочей полости с ней. Вторая причина в большинстве случаев устраняется конструктивным путём [3].

Вследствие этого рассмотрим вопрос равномерности подачи аксиально-поршневого насоса. Действительная подача насоса определяется как мгновенная теоретическая подача без учёта потерь подачи, обусловленных сжимаемостью жидкости и утечками.

Пренебрегая потерями подачи, рассмотрим вопрос уменьшения неравномерности теоретической подачи.

Теория метода. В качестве объекта исследования выберем многоцилиндровый аксиально-поршневой насос с наклонной шайбой. Мгновенная теоретическая подача для данного типа насоса определится как:

$$Q_T = \sum_{i=1}^z \frac{\pi d_i^2}{4} \omega R_{gi} t g \gamma \sin \varphi_i, \quad (1)$$

где $z = \frac{n \pm 1}{2}$ — число поршней, находящихся в зоне нагнетания;

n — общее число поршней;
 d_i — i -й диаметр цилиндра, находящийся в зоне нагнетания;
 R_{gi} — радиус заделки шатуна i -того цилиндра;
 γ — угол наклона наклонной шайбы;
 ω — угловая скорость;
 φ_i — текущий угол поворота i -го цилиндра.

Необходимо отметить, что выражение скорости i -го поршня, входящее в формулу (1), имеет приближённый характер. Однако это выражение достаточно точно описывает изменения скорости и получило широкое практическое применение.

Анализируя формулу (1) для теоретической подачи, можно сделать вывод, что на значение подачи влияет число поршней, находящихся в зоне нагнетания, значение их диаметров, радиус заделки шатунов и текущий угол поворота.

Принимая, что радиус заделки шатунов одинаков $R_g = R_{gi}$, выражение (1) преобразуется к следующему виду:

$$Q_T = \frac{\pi}{4} \omega R_g t g \gamma \sum_{i=1}^n d_i^2 \sin \varphi_i. \quad (2)$$

Неравномерность подачи аксиально-поршневого насоса определяется:

$$\Delta = \frac{Q_{T \max} - Q_{T \min}}{Q_{T \text{ср}}}, \quad (3)$$

где $Q_{T \max}$, $Q_{T \min}$, $Q_{T \text{ср}}$ — максимальное, минимальное и среднее значение теоретической подачи.

Величина средней теоретической подачи в общем случае определяется как среднеинтегральное значение:

$$Q_{T \text{ср}} = \frac{\int_{\varphi_1}^{\varphi_2} Q_T(\varphi) d\varphi}{\varphi_2 - \varphi_1}, \quad (4)$$

где φ_1 , φ_2 — углы поворота коленчатого вала, соответствующие концу и началу процесса нагнетания. В большинстве практических случаев величина средней теоретической подачи определяется как:

$$Q_{T \text{ср}} = \frac{Q_{T \max} + Q_{T \min}}{2}. \quad (5)$$

Таким образом, неравномерность теоретической подачи, учитывая выше изложенные выражения, зависит от числа поршней, величины их диаметров и углового расположения. Неравномерность теоретической подачи от числа поршней хорошо изучена и представлена в ряде работ [4–6]. В работе [7] утверждается, что для уменьшения неравномерности подачи можно достичь, используя изменения диаметров поршней и угловые расстояния между ними.

Проведём оптимизацию целевой функции неравномерности подачи аксиально-поршневого насоса. В качестве независимых параметров выберем диаметры поршней d_i и угловые расстояния между ними β_i .

На параметры оптимизации накладываются следующие ограничения:

$$\sum_{i=1}^n \beta_i = 2\pi, \quad (6)$$

$$\sum_{i=1}^n d_i^2 = \frac{2Q_T}{\omega \pi R_g t g \gamma}. \quad (7)$$

Таким образом, мы имеем классическую задачу оптимизации нелинейной целевой функции неравномерности подачи, заданной в неявном виде с системой накладываемых ограничений. Для безусловной нелинейной оптимизации используются различные методы: «прямого поиска Хука и Дживса», «деформированного многогранника» и т.д. Для условной оптимизации используется метод «барьерных поверхностей», «скользящего допуска» и т.д. Анализируя существующие методы многомерной нелинейной оптимизации, представляется целесообразным в качестве метода безусловной оптимизации использовать метод «деформированного многогранника», а в качестве метода условной оптимизации метод «барьерных поверхностей» [8, 9].

Результаты исследований. Рассмотрим оптимизацию значений d_i и β_i для аксиально-поршневого насоса, у которого количество поршней изменялось от 4 до 9, а начальный диаметр составлял 0,02 м, что соответствует значениям, допускаемым при проектировании данных насосов. Проведём подробное рассмотрение примера оптимизации d_i и β_i для четырех поршней. Ниже представлена матрица исходных данных, где в каждой строке заданы значения диаметров поршней и их взаимные угловые расстояния. Количество переменных $n = 8$, уравнений в матрице исходных данных $x = 9$, поскольку в n -мерном пространстве строится многогранник с вершиной $n + 1$ [10].

$x_1 =$	[20.0	20.0	20.0	20.0	90.0	90.0	90.0	90.0]
$x_2 =$	[20.0	20.0	20.0	20.0	90.0	90.0	90.0	90.0]
$x_3 =$	[20.0	20.0	20.0	20.0	90.0	90.0	90.0	90.0]
$x_4 =$	[20.0	20.0	20.0	20.0	90.0	90.0	90.0	90.0]
$x_5 =$	[20.0	20.0	20.0	20.0	90.0	90.0	90.0	90.0]
$x_6 =$	[20.0	20.0	20.0	20.0	90.0	90.0	90.0	90.0]
$x_7 =$	[20.0	20.0	20.0	20.0	90.0	90.0	90.0	90.0]
$x_8 =$	[20.0	20.0	20.0	20.0	90.0	90.0	90.0	90.0]
$x_9 =$	[20.0	20.0	20.0	20.0	90.0	90.0	90.0	90.0]

Оптимизация выполнялась в программной среде Scilab. Написанный программный код имеет подпрограмму для вычисления значения коэффициента неравномерности теоретической подачи и основное тело программы, которое реализует оптимизацию вышеуказанными методами.

По итогам оптимизации минимальная неравномерность теоретической подачи аксиально-поршневых насосов, имеющих от 4 до 9 цилиндров, соответствует равномерному расположению цилиндров по окружности блока с одинаковыми диаметрами поршней.

Во время проведения исследования обнаружено, что результат оптимизации зависит от значений d_i и β_i , записанных в матрице исходных данных. Если одну или несколько строк матрицы представить в виде:

$$x_n = [21.0 \quad 19.0 \quad 20.99 \quad 19.01 \quad 91.0 \quad 89.0 \quad 90.99 \quad 89.01],$$

то результат оптимизации будет иным. Объясняется подобное явление мультимодальностью целевой функции. На рис. 1, 2 представлены графики изменения неравномерности теоретической подачи в зависимости от количества цилиндров и, соответственно, от величины смещения углового расположения цилиндров по окружности блока. Приведённые графики имеют как минимум две точки экстремума, что доказывает мультимодальность функции неравномерности теоретической подачи. Полученный

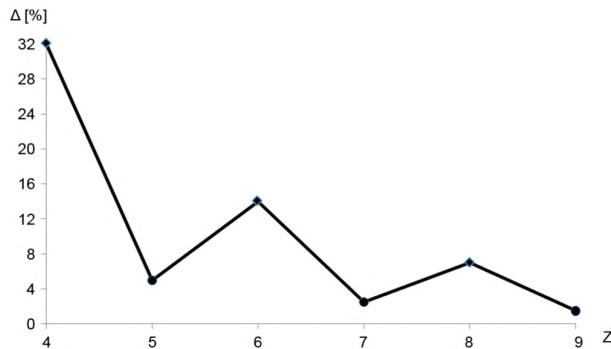


Рис. 1. График неравномерности подачи в зависимости от числа цилиндров

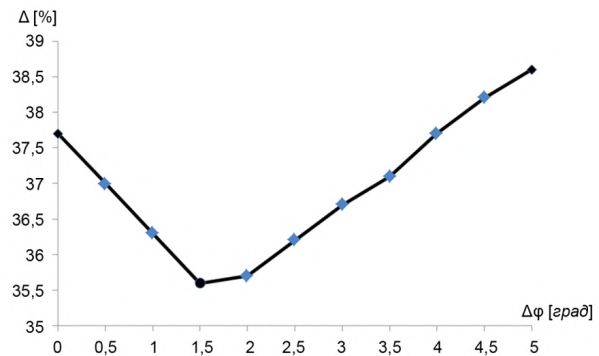


Рис. 2. График неравномерности подачи в зависимости от величины смещения углового расположения цилиндров

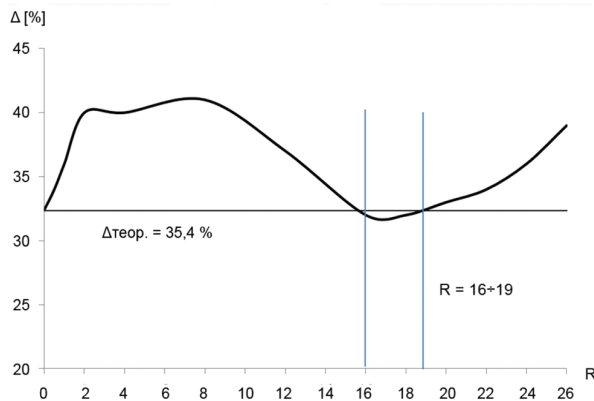


Рис. 3. График неравномерности подачи в зависимости от величины шага

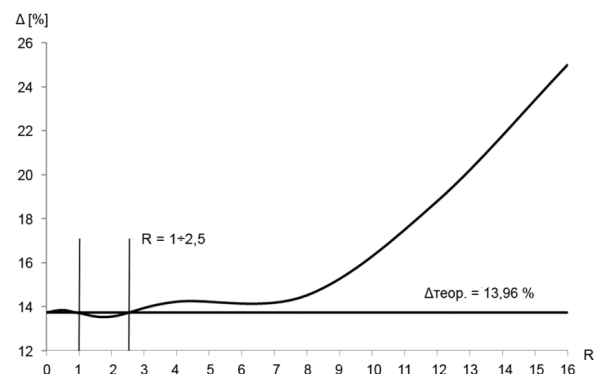


Рис. 4. График неравномерности подачи в зависимости от величины шага

результат оптимизации является точкой локального минимума, которых может быть несколько во всей области определения функции. Для поиска точки глобального экстремума необходимо применять другие методы оптимизации.

Однако найти точку глобального минимума с малой точностью возможно, проведя оптимизацию при различных вариациях значений d_i и β_i . Для проведения более структурированного исследования принято провести оптимизацию различных исходных матриц, в которых значения диаметров поршней и значения угловых расстояний между цилиндрами изменяются с определённым шагом. Каждая матрица отличается друг от друга на величину шага R , которая определяется как разность между максимальными и минимальными значениями d_i и β_i соответственно. Например, для строки матрицы, представленной ниже, величина шага $R=4$.

$$x_n = [22.0 \ 18.0 \ 21.0 \ 19.00 \ 92.0 \ 88.0 \ 91.0 \ 89.0].$$

По данным оптимизации построены графики (рис. 3, 4) для насосов, имеющих четыре и шесть поршней соответственно. Горизонтальная линия, параллельная оси абсцисс, соответствует значению коэффициента неравномерности теоретической подачи, определяемому по известным эмпирическим выражениям. Кривой отображается изменение неравномерности теоретической подачи в зависимости от величины шага R .

Анализируя график, представленный на рис. 3, соответствующий насосу с четырьмя поршнями, видно, что имеется несколько областей увеличения

и уменьшения неравномерности подачи. В диапазоне $R=0...3$ наблюдается увеличение неравномерности подачи. В области $R=3...8$ значение неравномерности подачи мало изменяется, в диапазоне $R=8...16$ имеет место явное снижение неравномерности подачи. Положительный результат оптимизации имеет место в $R=16...19$. После $R=20$ коэффициент неравномерности подачи увеличивается. Наилучшее найденное значение неравномерности теоретической подачи составляет 32,11 %, что на 0,29 % лучше по сравнению с теоретическим значением.

Анализируя график, представленный на рис. 4, соответствующий насосу с шестью поршнями, видно, что положительный результат оптимизации имеет место в диапазоне $R=1...2$, 5. В области $R=2, 5...7$ коэффициент неравномерности мало изменяется. При значениях $R=8...16$ неравномерность подачи увеличивается. Наилучшее значения составляет 13,53 %, что на 0,43 % меньше по сравнению с теоретическим значением.

При исследовании насоса, имеющего 8 поршней, кривая, отражающая изменение неравномерности подачи, располагается выше горизонтальной линии параллельной оси абсцисс на всём диапазоне величины шага R .

В результате исследования насосов, имеющих количество поршней $z=5; 7; 9$, не наблюдается снижения неравномерности теоретической подачи.

Заключение. Анализируя полученные результаты, можно сделать вывод: применение конструктивного решения, связанного с неравномерным угловым расположением поршней по окружности блока и их различными значениями диаметров, обес-

печивает снижение неравномерности теоретической подачи на менее чем 0,5 % для четного количества поршней. Для насосов, имеющих нечётное количество поршней, снижения неравномерности подачи не наблюдается. В практической деятельности широко применяются аксиально-поршневые насосы, имеющие нечётное количество поршней. Результаты данного исследования свидетельствуют о том, что для реальных насосов, применяемых на практике, целесообразно применять другие способы снижения неравномерности подачи.

Библиографический список

1. Родионов А. В., Свербилов В. Я. Объемные гидромашин и гидропередачи. Самара, 2011. 271 с. URL: <http://repo.ssau.ru/handle/Uchebnye-posobiya/Obemnye-gidromashiny-i-gidropredachi-Elektronnyi-resurs-elektron-ucheb-posobie-54385> (дата обращения: 10.04.2017).
2. Дорофеев Е. А., Овсянников А. Ю. К вопросу о неравномерности подачи насосов поршневой группы // Научное сообщество студентов XXI столетия. Технические науки: эл. сб. ст. по материалам ХLI Междунар. студ. науч.-практ. конф. Новосибирск: Изд-во АНС «СибАК». 2016. № 4 (40). URL: [https://sibac.info/archive/technic/4\(40\).pdf](https://sibac.info/archive/technic/4(40).pdf) (дата обращения: 07.08.2017).
3. Башта Т. М. Объемные насосы и гидравлические двигатели гидросистем: моногр. М.: Машиностроение, 1974. 606 с.
4. Дворовенко И. В., Богомоллов А. Р., Тихонов А. А. [и др.]. О равномерности подачи жидкости поршневыми насосами // Вестник Кузбасского гос. техн. ун-та. 2005. № 3 (47). С. 92–95.
5. Иванов С. И., Нургалиев Д. М., Гамов А. С. Пульсации давления как источник вибрации трубопроводов // Газовая промышленность. 2011. № 2. С. 76–78.
6. Перфильев А. В. Проблема оптимизации фазораспределения аксиально-поршневого насоса с целью уменьшения уровня пульсаций в линиях гидросистемы // Молодёжный научно-технический вестник. 2016. № 5. С. 1–10.
7. Щерба В. Е., Болштянский А. П., Кузеева Д. А., Кайгородов С. Ю. Исследование неравномерности теоретической

подачи многоцилиндровых поршневых насосов // Вестник машиностроения. 2016. № 1. С. 22–25.

8. Гладких Б. А. Методы оптимизации и исследование операций для бакалавров информатики. Ч. II. Нелинейное и динамическое программирование. Томск: Изд-во НТЛ, 2011. 264 с. ISBN 978-5-89503-483-5. URL: <http://vital.lib.tsu.ru/vital/access/manager/Repository/vtls:000416882/SOURCE1> (дата обращения: 01.04.2017).

9. Данилин А. И. Методы оптимизации. Самара, 2011. 57 с. URL: <http://repo.ssau.ru/handle/Uchebnye-posobiya/Metody-optimizacii-Elektronnyi-resurs-elektron-ucheb-posobie-55184> (дата обращения: 10.04.2017).

10. Химмельблау Д. М. Прикладное нелинейное программирование // пер. с англ. И. М. Быховской, Б. Т. Вавилова; под ред. Б. Т. Вавилова. М.: Мир, 1975. 532 с.

ВЕДРУЧЕНКО Виктор Родионович, доктор технических наук, профессор (Россия), профессор кафедры «Теплоэнергетика» Омского государственного университета путей сообщения.

ЩЕРБАКОВ Виталий Сергеевич, доктор технических наук, профессор (Россия), заведующий кафедрой «Автоматизация производственных процессов и электротехника» Сибирского государственного автомобильно-дорожного университета, г. Омск.

СУРИКОВ Валерий Иванович, доктор технических наук, профессор (Россия), заведующий кафедрой «Физика» Омского государственного технического университета (ОмГТУ).

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

ДОРОФЕЕВ Егор Алексеевич, магистр по направлению подготовки «Энергетическое машиностроение» ОмГТУ.

Адрес для переписки: shevdm@mail.ru

Статья поступила в редакцию 07.08.2017 г.

© В. Р. Ведрученко, В. С. Щербаков, В. И. Суриков, В. Е. Щерба, Е. А. Дорофеев

Книжная полка

Этингоф, М. И. Автоматический размерный контроль на металлорежущих станках / М. И. Этингоф. – 2-е изд., перераб. и доп. – М. : АПР, 2016. – 335 с.

В настоящем издании рассмотрены вопросы разработки, конструирования, применения приборов автоматического управления металлообработкой и нормирования метрологических характеристик приборов. Значительное внимание уделено методам и средствам испытаний и калибровки приборов. Даны описания только тех конструкций приборов, методов и приемов автоматического контроля, жизнеспособность которых подтверждена опытом их практического применения на современном производстве. Книга предназначена для конструкторов и технологов, разрабатывающих и применяющих металлорежущее оборудование и средства контроля размеров на станках, а также для работников ОТК и метрологических служб промышленных предприятий, студентов и аспирантов станкостроительных специальностей.

Мозговой, И. В. Сварка фторопласта-4 : моногр. / И. В. Мозговой, В. А. Соколов. – Омск : Изд-во ОмГТУ, 2017. – 207 с.

Рассмотрены вопросы, касающиеся теории и технологии сварки изделий из фторопласта-4 с использованием энергии силового ультразвука и теплового нагрева. Приведен новый способ комбинированного использования двух видов энергии, позволяющий получать качественные соединения практически не сваривающегося полимерного материала фторопласта-4. Описана промышленная технология сварки различных защитных оболочек и емкостей из пленочного фторопласта-4, фторопласта-4Д и др. Представлено сварочное оборудование комбинированного использования путем сочетания двух видов энергии тепла и ультразвука. Адресована специалистам, исследователям, аспирантам и студентам, занимающимся вопросами сварки фторопласта-4.

ВЛИЯНИЕ НИЗКИХ ТЕМПЕРАТУР НА ВНУТРЕННИЕ ПОТЕРИ В АГРЕГАТАХ ТРАНСМИССИИ

В работе приведены данные распределения отказов техники в течение года, характерные для условий эксплуатации ОАО «Сургутнефтегаз», и обоснованы требования к трансмиссионным маслам с целью уменьшения внутренних потерь. При эксплуатации автомобильной техники в период межсезонья наблюдается повышение количества отказов. Причем количество отказов деталей трансмиссии значительно превышает количество отказов двигателей внутреннего сгорания. Это особенно характерно для осенне-зимнего периода. Причины отказов связаны с процессами обводнения трансмиссионных масел и изменением их вязкостно-температурных свойств, что увеличивает внутренние потери в агрегатах трансмиссии. Использование правильно подобранных трансмиссионных масел позволяет снизить внутренние потери и уменьшить расход энергоресурсов при зимней эксплуатации техники.

Ключевые слова: трансмиссионные масла, потери мощности, низкая температура, агрегат трансмиссии, вязкость.

В зоне холодного климата находится существенная часть территории Российской Федерации. При таких условиях эффективность эксплуатации автомобилей значительно снижается. Причиной этого является увеличение эксплуатационных затрат из-за роста расхода топлива, который связан с изменением характеристик смазочных материалов, увеличением времени на выполнение технического обслуживания и, в конечном итоге, от увеличения затрат на ремонт в результате снижения надежности техники, что также играет значительную роль в снижении эффективности эксплуатации техники.

Наиболее неблагоприятная причина снижения эффективности эксплуатации техники в условиях холодного климата выражена в изменении свойств используемых жидкостей и смазок. В работе речь пойдет об изменении вязкостно-температурных свойств трансмиссионных масел.

При понижении температуры увеличивается вязкость жидкостей, в том числе и трансмиссионного масла, залитого в агрегаты. Это способствует росту внутренних потерь в агрегатах трансмиссии и снижению общего коэффициента полезного действия трансмиссии машины. Помимо данной проблемы, из-за повышения вязкости затруднен его подвод к зоне контакта трущихся поверхностей, что вызывает их повышенный износ. При данной ситуации повышенный износ поверхностей трения способствует сни-

жению надежности и долговечности узлов и агрегатов техники [1].

Техническая жесткость климата влияет на структуру потока отказов техники. Можно заметить, что в большинстве случаев отказывают элементы машин, которые наиболее подвержены воздействию температур при таких условиях. Особенно часто выходят из строя элементы, испытывающие большие ударные нагрузки, что характерно для определенных сезонов эксплуатации техники. Это подтверждается тем, что поток отказов элементов трансмиссии и двигателей имеет характерную зависимость от сезона использования техники (рис. 1).

На основании данных, которые представлены на рис. 1, можно сделать вывод, что поток отказов различных агрегатов техники имеет характер, связанный климатическими факторами [2]. На протяжении года наблюдаются экстремумы с повышенным уровнем отказов агрегатов техники. Двигатели отказывают чаще всего в зимний и весенний периоды, а агрегаты трансмиссии — в весенний и осенний периоды. Важно отметить, что число отказов деталей трансмиссии превышает количество выходов из строя двигателей [3]. Факторы холодного климата на элементы трансмиссий оказывают разностороннее воздействие, как правило, неблагоприятное. Температуры, которые соответствуют значениям при суровом климате, воздействуют на металлы, вызывая

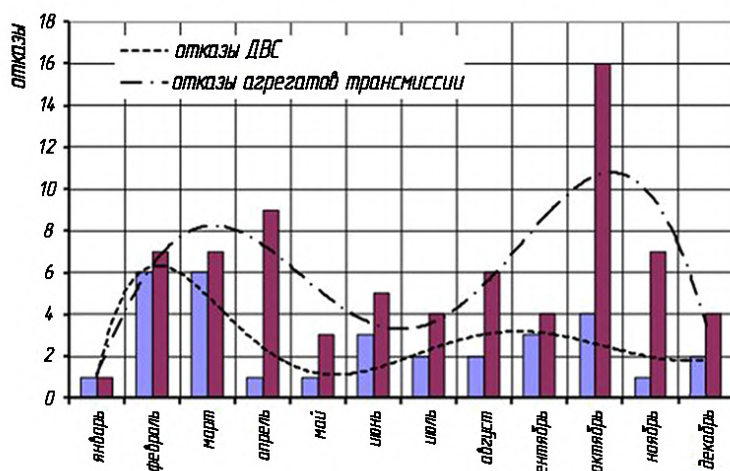


Рис. 1. Влияние периода эксплуатации на отказы техники

увеличение их хрупкости, и на смазочные материалы, вязкость которых увеличивается при низких температурах, а также происходит обводнение жидких материалов, что ухудшает их свойства [4].

Из этого можно сделать вывод о том, что причинами выхода из строя элементов трансмиссии являются: повышенные нагрузки из-за условий работы техники; изменение уровня эксплуатационных свойств трансмиссионных масел из-за их обводнения. Повышенные нагрузки и обводнение масел в агрегатах трансмиссии периодически возрастают в период межсезонья, а обводнение масел особенно опасно при возникновении ударных нагрузок.

Отрицательные температуры окружающего воздуха приводят к изменению характеристик трансмиссионных масел, а от силы ветра зависят температуры агрегатов трансмиссии при их работе. При работе агрегата в условиях низких температур окружающей среды его температура повышается за счёт диссипации энергии трения и зависит от передаваемых мощностей и частот вращения передач [5, 6].

При движении температурного масла превышает температуру окружающей среды на 30–50 °C и более, в зависимости от состояния нагрузки трансмиссии. При продолжительных остановках температура агрегатов и масла выравнивается с температурой окружающей среды.

Из-за снижения температуры увеличивается вязкость трансмиссионного масла, а вместе с ней увеличиваются потери в агрегатах трансмиссии, что вызывает рост потери мощности силовой установки затрачиваемой на перемешивание масла.

На рис. 2 представлены вязкостно-температурные характеристики некоторых трансмиссионных масел.

В момент начала работы машины в условиях низких температур детали трансмиссии испытывают наибольшие нагрузки, поскольку передается максимальная мощность, сопровождаемая передачей максимального крутящего момента, кроме этого, приходится перемешивать трансмиссионное масло с высокой вязкостью [7]. В результате этого может наблюдаться режим граничного трения при смазывании высоконагруженных деталей трансмиссии.

Влияние вязкости трансмиссионного масла на содержание железа в масле как характеристики его противоизносных свойств и на линейную интенсивность износа сопряжённых поверхностей деталей

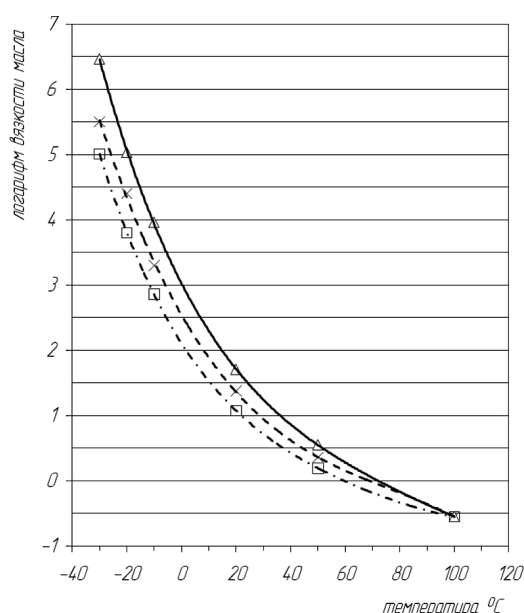


Рис. 2. Вязкостно-температурные характеристики трансмиссионных масел:

△ — масло ТАП-15В; □ — масло SAE 75W;
× — масло ТСП-10

трансмиссии представлены соответственно на рис. 3–5.

Как видно из данных, отраженных на рис. 3, существует рациональная вязкость трансмиссионного масла, при которой будет наблюдаться минимальный износ деталей агрегатов. На базе этих данных можно говорить о рациональном диапазоне вязкости трансмиссионного масла, которым оно должно обладать применительно к основным температурам эксплуатации трансмиссии.

На основании полученных данных можно сделать заключение, что переход на трансмиссионное масло с улучшенными вязкостно-температурными характеристиками способствует снижению интенсивности износа деталей элементов трансмиссии (рис. 4, 5). Но следует также отметить, что при этом же происходит смещение минимума интенсивности износа в сторону более низкой температуры трансмиссионного масла [8]. Это объясняется более низкой вязкостью базового масла у ТСп-10 по сравнению

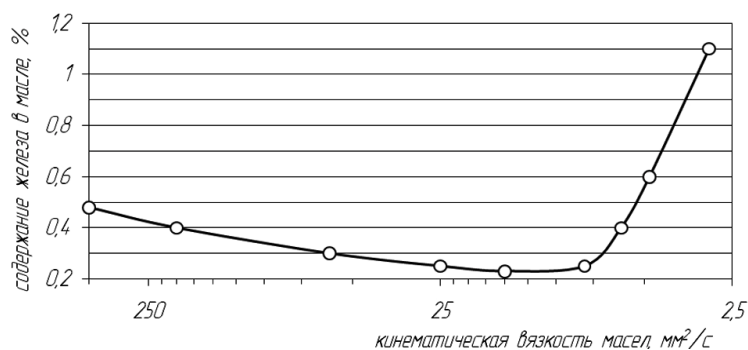


Рис. 3. Влияние вязкости на содержание железа в трансмиссионном масле

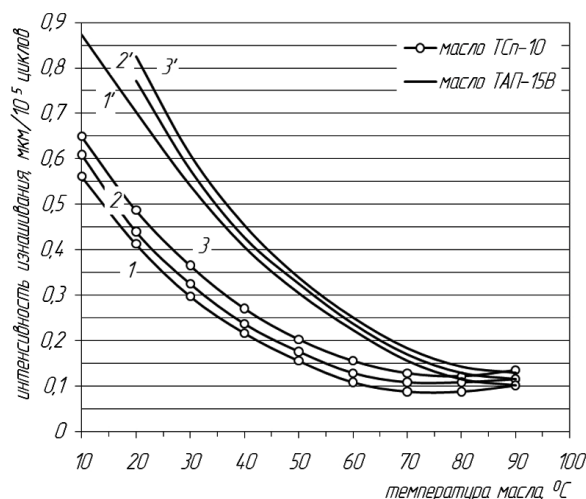
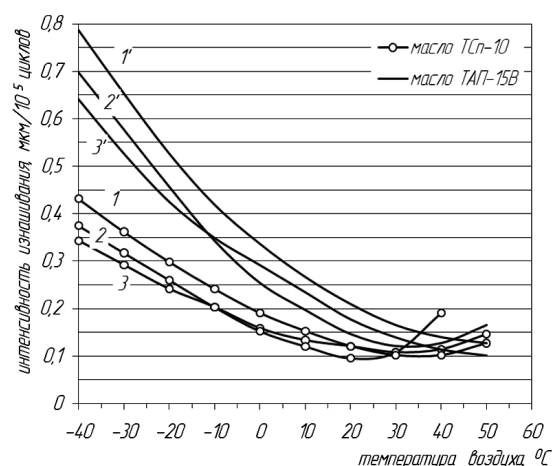


Рис. 4. Влияние температуры воздуха на интенсивность изнашивания деталей агрегатов трансмиссии в диапазоне положительных температур

Рис. 5. Влияние температуры воздуха на интенсивность изнашивания деталей агрегатов трансмиссии в диапазоне отрицательных и положительных температур:
1 — коробка перемены передач ЗиЛ-130;
2 — коробка перемены передач ГАЗ-66;
3 — коробка перемены передач ПАЗ-672

с базовым маслом ТАП-15В во всём диапазоне положительных температур.

Для снижения интенсивности износа деталей трансмиссии необходимо выбирать масло, которое имело бы рациональное значение вязкости, для обеспечения минимальных износов поверхностей трения деталей, во всем диапазоне рабочих температур агрегата [9].

При повышении вязкости трансмиссионного масла наблюдаются значительные потери мощности в агрегатах трансмиссии, которые приводят к снижению общего коэффициента полезного действия, что увеличивает нагрузку на силовую установку машины. В результате этого увеличивается расход топлива, что влечёт за собой рост эксплуатационных затрат, а это снижает эффективность эксплуатации техники в условиях жесткого климата [10].

Понижение эффективности эксплуатации мобильной техники в условиях отрицательных температур обуславливается ужесточением условий работы элементов трансмиссии и изменением свойств конструкционных и эксплуатационных материалов. Эксплуатация техники в условиях низких температур сопровождается повышением расходов на топливо и снижением надёжности и долговечности из-за роста износов сопряжённых деталей агрегатов трансмиссии.

Подбирая трансмиссионные масла применительно к условиям эксплуатации, к климатическим условиям, учитывая вязкостно-температурные характерис-

тики, можно существенно снизить эксплуатационные затраты и повысить надёжность и долговечность техники.

Библиографический список

1. Дмитриченко Н. Ф., Билякович О. Н., Руденко О. В., Глухонев А. А. Оценка состояния трансмиссионных масел по динамическим характеристикам трения // Трение и износ. 2016. № 3. С. 374–378.
2. Корнеев С. В., Буравкин Р. В., Лавриенко Н. С., Ширлин И. И., Иванников А. А. Выбор трансмиссионных масел для применения в условиях отрицательных температур // Омский научный вестник. 2013. № 3. С. 77–80.
3. Евтюков С. А., Сандан Н. Т. Особенности эксплуатации парков машин в условиях низких температур // Вестник гражданских инженеров. 2016. № 2. С. 186–191.
4. Морозихина И. К. Экспериментальное исследование влияния концентрации пыли в трансмиссионном масле на износ рабочих поверхностей зубьев // Горный информационно-аналитический бюллетень. 2010. № 5. С. 74–76.
5. Наглюк И. С. Скорость поступления продуктов износа в моторное и трансмиссионное масло при эксплуатации транспортных машин // ВІСНИК СЕВНТУ. 2011. № 121. С. 114–117.
6. Селезнев М. В., Майцев А. А. Динамика изменения плотности трансмиссионных масел в условиях эксплуатации

автомобилей КамАЗ. // Теоретические и прикладные аспекты современной науки. 2014. № 2. С. 83–85.

7. Зиганшин Р. А., Захаров Н. С., Зиганшина А. В. [и др.]. Влияние свойств трансмиссионных масел на надежность специальной нефтепромысловой техники в условиях холодного климата // Наука и бизнес: пути развития. 2013. № 10. С. 35–39.

8. Корнеев С. В., Буравкин Р. В., Аноприенко А. А., Иванников А. А. Современные подходы к технической эксплуатации техники и оборудования в условиях низких температур // Журнал Сибирского федерального университета. 2015. № 4. С. 414–418.

9. Войтов В. А., Митиков С. А. Системный подход в подборе трансмиссионных масел к механическим агрегатам трансмиссии. // Автомобильный транспорт. 2007. № 20. С. 19–21.

10. Иванов А. В., Селезнев М. В. К вопросу о периодичности смены трансмиссионных масел в процессе эксплуатации автомобилей // Вестник НГИЭИ. 2016. № 10. С. 94–102.

КОРНЕЕВ Сергей Васильевич, доктор технических наук, профессор (Россия), профессор кафедры «Химическая технология и биотехнология» Омского государственного технического университета (ОмГТУ).

ПАШУКЕВИЧ София Вячеславовна, студентка гр. ЭРС-141 нефтехимического института ОмГТУ.

Адрес для переписки: sofia96@bk.ru

БУРАВКИН Руслан Валерьевич, кандидат технических наук, начальник отдела Управления внешнеэкономических связей ОАО «Сургутнефтегаз», г. Сургут.

Адрес для переписки: Buravkin_RV@surgutneftegas.ru

АНОПРИЕНКО Александр Анатольевич, начальник производственного отдела по ремонту нефтепромысловой и автотракторной техники Управления технологического транспорта, спецтехники и автомобильных дорог ОАО «Сургутнефтегаз», г. Сургут.

МАЧЕХИН Николай Юрьевич, доцент кафедры «Ремонт бронетанковой и автомобильной техники» Омского автобронетанкового инженерного института.

Статья поступила в редакцию 26.09.2017 г.

© С. В. Корнеев, С. В. Пашукевич, Р. В. Буравкин, А. А. Аноприенко, Н. Ю. Мачехин

УДК 655.33:621.382

**С. Н. ЛИТУНОВ
И. А. СЫСУЕВ
Е. Н. ГУСАК**

Омский государственный
технический университет,
г. Омск

К ВОПРОСУ ОБ УЛЬТРАЗВУКОВОЙ ОЧИСТКЕ ТРАФАРЕТНЫХ ФОРМ

Предложен метод регенерации печатной пасты, применяемой при изготовлении ЛТСС-микросхем. Разработано лабораторное устройство для проведения испытаний. Опыты показали, что наилучший результат достигается при расстоянии от волновода до поверхности печатной формы 3,5 мм, при скорости движения устройства по форме 3–4 см/с. Наилучшей средой для очистки является дистиллированная вода и этиловый спирт в соотношении 1:1 при температуре 15–17 °С.

Ключевые слова: ультразвуковая очистка, трафаретная печать, ЛТСС-технология.

Введение. В последние годы происходит стремительный рост интереса производителей радиоэлектронной аппаратуры к технологии низкотемпературной совместно обжигаемой керамики (ЛТСС-технология). Такие микросхемы представляют собой многослойные системы. На каждом слое микросхемы формируют поверхностные элементы: резистивные, емкостные, индуктивные, а также токопроводящие дорожки, соединяющие их [1, 2].

В качестве материала слоя используют специальную, так называемую «зеленую» керамику на основе стеклокерамических композитов и кристаллического стекла. В качестве материала для формирования поверхностных элементов применяют специальные пасты, представляющие собой суспензию металлического порошка (золота или серебра) в связующем. Составы, как керамики, так и паст, сложны

и содержатся их производителями в секрете. Мировыми лидерами в производстве таких материалов являются фирмы «Du Pont» и «Ferro» (США). В России также предпринимаются попытки создания паст и «зеленой» керамики [3]. Однако, судя по их применению в промышленности, отечественные материалы отстают по своим характеристикам от зарубежных. При этом стоимость паст зарубежного производства может превышать стоимость исходных металлов (золота и серебра) в 250–300 раз.

Для нанесения рисунка пастой на листе «зеленой» керамики применяют способ трафаретной печати. Согласно требованиям [1] минимальная ширина проводника должна быть не более 0,1016 мм, а минимальное расстояние между соседними проводниками — не более 0,127 мм. Таких характеристик позволяют достичь только трафаретные печатные формы,

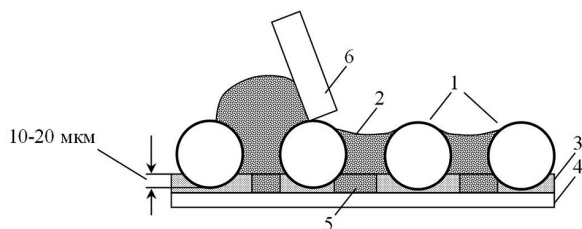


Рис. 1. Схематическое изображение печатной формы с пастой:

- 1 — нити сетчатой основы;
2 — пространство между копирующим слоем и нитями;
3 — копирующий слой; 4 — лист «зеленой» керамики;
5 — печатающий элемент; 6 — ракели

изготовленные прямым способом с использованием пленочного копирующего слоя. Особенностью такой формы является то, что при изготовлении формы копирующий слой погружается в сетку на глубину, которая зависит от параметров сетки и толщины пленочного копирующего слоя и составляет 10–20 мкм (рис. 1).

Во время печатного цикла ракели 6, продавливая пасту через печатающие элементы 5, сформированные в копирующем слое 3, на лист «зеленой» керамики 4, заполняют пространство 2 между нитями сетки и копирующим слоем. По окончании печатания собрать пасту с поверхности формы полностью не удастся. Оставшуюся на форме пасту смывают растворителем и утилизируют. Наблюдения показали, что при малых тиражах, свойственных опытному производству, на форме остается до 90 % применяемой пасты. Таким образом, задача сбора дорогостоящей пасты с поверхности печатной формы с целью ее дальнейшей регенерации является актуальной.

Постановка задачи. Для регенерации пасты, с целью дальнейшего ее использования по прямому назначению было предложено использовать ультразвук. Его применение давно известно, однако работы по совершенствованию технологии применения ультразвука в полиграфии и радиоэлектронике продолжаются [4–7]. В радиотехнической промышленности ультразвук широко используют для очистки радиодеталей различного назначения [8–10].

Также известно применение ультразвука для очистки фольговых трафаретных форм, которые используются в технологии поверхностного монтажа (SMT-технология) [11–13]. При этом не стоит задача сохранения копирующего слоя, так как форма изготавливается из никелевого листового проката. О регенерации паяльной пасты речи в указанных работах не идет.

Кроме того, в качестве среды для распространения ультразвука применяют растворители (спирт и другие углеводороды), нагретые до определенной температуры [14, 15]. Такой выбор связан, прежде всего, с эффективностью очистки без учета необходимости регенерации паяльной пасты.

Основная задача данной работы заключается в разработке технологии очистки поверхности печатной формы от пасты, применяемой в LTCC-технологии, и ее регенерации. Кроме того, в задачу исследования входил подбор основных параметров технологии при ее применении.

Описание эксперимента. Основные требования к разрабатываемой технологии заключаются в следующем:

1. Копирующий слой печатной формы после ее очистки должен остаться не поврежденным и готовым к дальнейшему использованию.

2. Рабочая жидкость для прохождения ультразвука не должна вступать в химическую реакцию со связующим пасты.

Для экспериментов была изготовлена трафаретная форма из сетки из нержавеющей стали плотностью 150 нит./см. В качестве копирующего слоя использовали капиллярную пленку DFC-18 фирмы SAATI (Италия). Толщина копирующего слоя 18 мкм. Она предназначена для сеток плотностью 150–180 нит./см.

Для выбора рабочей жидкости были проведены эксперименты по определению скорости набухания копирующего слоя дистиллированной водой и этиловым спиртом. Такой выбор обусловлен тем, что рабочая жидкость не должна разрушать связующее пасты. Дистиллированная вода обладает большим поверхностным натяжением (72,7 мН/м) и обычно ее не используют для очистки деталей. Однако основным требованием к среде было отсутствие химического взаимодействия со связующим пасты. Поверхностное натяжение этилового спирта значительно ниже (22,3 мН/м), но скорость его испарения на порядок выше скорости испарения воды, что позволяет сделать предположение о более простом удалении спирта из пасты при ее регенерации. Скорость набухания определяли гравиметрическим методом. Образцы сухой капиллярной пленки размерами 30×30 мм взвешивали с помощью электронных весов OHAUS модель PIONEER (Китай) с точностью измерения $\pm 0,0005$ г. Затем укладывали в емкость с водой или спиртом, выдерживали определенное время и снова взвешивали. Так как исходный вес образцов различался, то вес набухшей пленки приводили к 1 см².

Перед проведением опытов по очистке печатной формы проводили имитацию печати пастой для изготовления LTCC-микросхем с помощью модельной жидкости, а затем воздействовали на форму ультразвуком. На рис. 2 показан фрагмент печатной формы с нанесенной на ее поверхность модельной жидкостью после воздействия ультразвуком. На рисунке хорошо различим участок с удаленной модельной жидкостью.

Расстояние между волноводом и поверхностью формы рекомендовано выбирать из условия длины волны ультразвука в среде. Наилучшие результаты получаются, если расстояние будет кратно целому количеству волн или полуволн. Для частоты 25 кГц в воде длина волны составляет 7,1 мм. Учитывая рассеяние волн в вязкоупругой среде, выбрали расстояние, равное полуволне — 3,5 мм.

Далее проводили исследование влияния температуры рабочей жидкости на скорость: очистки пасты с поверхности печатной формы; отслаивания копирующего слоя на форме. Для этого воздействовали ультразвуком на поверхность печатной формы с нанесенной на ее поверхность модельной жидкостью при разной температуре рабочей жидкости.

Для проведения опытов по определению эффективности воздействия ультразвука на пасту был разработан и изготовлен лабораторный макет устройства для очистки. На рис. 3 показана схема, а на рис. 4 — внешний вид лабораторного макета.

Такая конструкция устройства обусловлена снижением времени воздействия рабочей жидкости на копирующий слой. Устройство работает следующим образом. Через трубку 5 в корпус 4 пода-

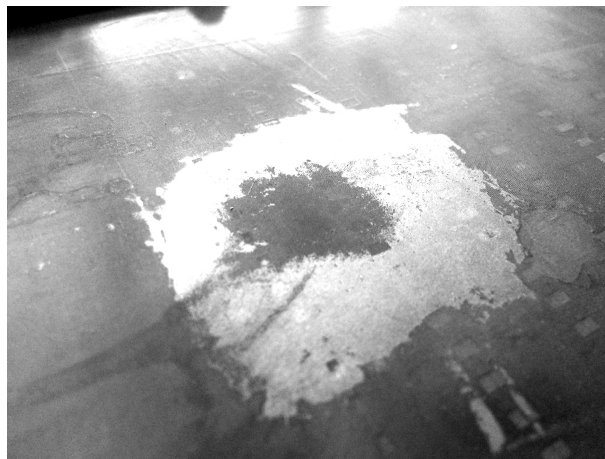


Рис. 2. Фрагмент печатной формы с модельной жидкостью после обработки ультразвуком в рабочей жидкости при температуре 17 °С и продолжительности обработки 8 с

вали рабочую жидкость. На вход волновода подавали ультразвук. Устройство перемещали по поверхности печатной формы с определенной скоростью. Из трубки 6 с помощью пылесоса отсасывали рабочую жидкость, которая скапливалась в специальной отстойнике (на рис. 4 не показан). После прохождения устройства на поверхности формы оставался минимальный слой рабочей жидкости, что позволяет снизить ее воздействие на копировальный слой до минимума.

Лабораторный макет использовали для изучения влияния температуры рабочей жидкости на скорость очистки формы и набухание капиллярной пленки. Детали корпуса изготовили с помощью 3D принтера модели Prusa i3, класса RepRap с печатающим прутом из PLA-пластика. В качестве источника ультразвука использовали установку УЗП-100, которая генерирует ультразвук с частотой 25 кГц с амплитудой 10 мкм.

Вследствие высокой стоимости вместо пасты использовали модельную жидкость: металлизированную пластизольную краску «под серебро» фирмы «Спика технология» (Россия). Особенностью такой краски является вязкость, близкая к вязкости пасты (750 Па·с), и закрепление с помощью нагрева до 150 °С. То есть в обычных условиях краска не высыхает, что позволяет работать с ней в комфортных условиях.

Критерием эффективности работы лабораторного устройства считали полное удаление пасты с ее поверхности при целостности копировального слоя. Это параметр определяли визуально. На рис. 5 приведен пример разрушенного участка капиллярного слоя при избыточной ее обработке ультразвуком.

На рис. 6 показана поверхность печатной формы после обработки ультразвуком. На поверхности модельной жидкости заметны поперечные полосы формы, говорящие о недостаточной очистке формы.

Результаты и обсуждение. На рис. 7 приведены результаты экспериментов по определению скорости набухания копировального слоя. При проведении предварительных экспериментов было выяснено, что воздействие рабочей жидкости, как воды, так и спирта, на копировальный слой в течение более 20 с ведет к его отслаиванию. Из рисунка видно, что набухание образцов капиллярного слоя в воде и эти-

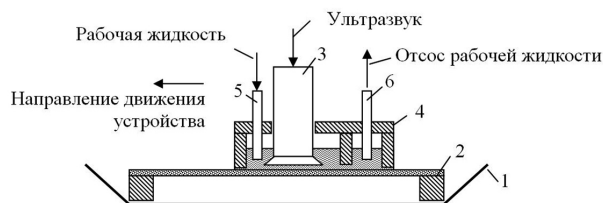


Рис. 3. Схема лабораторного макета:
1 — ванна; 2 — формная рама с натянутой сеткой;
3 — волновод; 4 — корпус;
5 — трубка с подачей рабочей среды;
6 — трубка отсоса рабочей жидкости

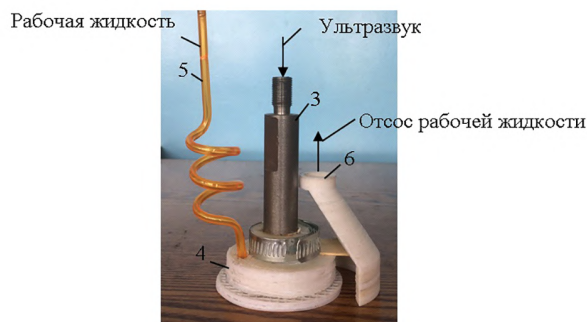


Рис. 4. Внешний вид лабораторного макета

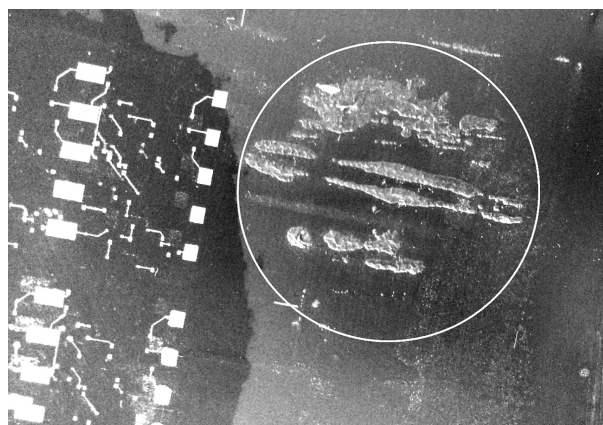


Рис. 5. Участок копировального слоя с печатающими элементами в виде контактных площадок и проводников микросхемы. Кругом отмечен участок, разрушенный воздействием ультразвука

ловом спирте происходит практически с одной скоростью. Различия в значениях не превышают погрешность измерений. На основании того, что этиловый спирт обладает более высокой смачиваемостью, чем вода, однако более дорог и быстрее испаряется при работе, дальнейшие эксперименты проводили с использованием смеси дистиллированной воды и этилового спирта в соотношении 1:1.

Опыты по определению оптимальной температуры рабочей жидкости показали, что наилучший результат достигается при 15–17 °С. При этой температуре наблюдается довольно быстрое удаление пасты с поверхности формы и минимальное воздействие рабочей жидкости на копировальный слой. При более высокой температуре удаление пасты с формы происходит более эффективно, при этом отслаивание копировального слоя растет.

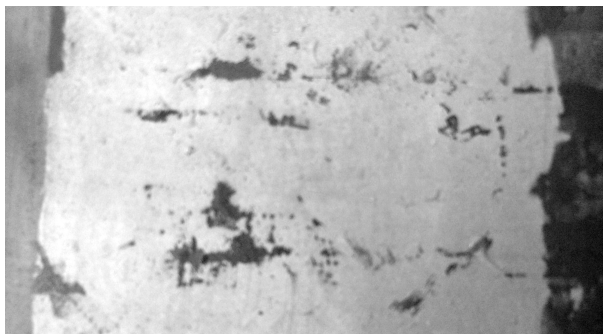


Рис. 6. Поверхность печатной формы после обработки ультразвуком: температура рабочей жидкости 15 °С, время обработки 6 с, расстояние от волновода до поверхности формы 0,5 мм

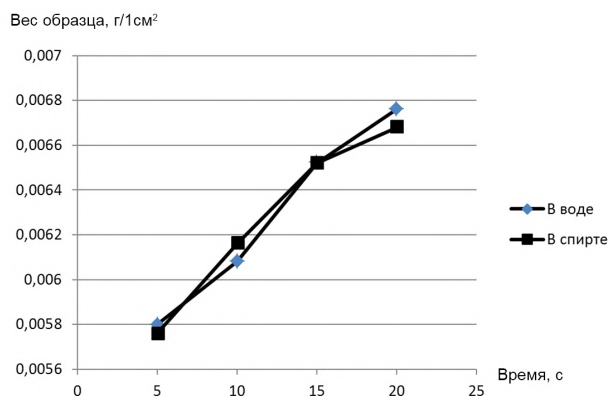


Рис. 7. Зависимость набухания образца капиллярного слоя от времени в воде и спирте

Опыты по обработке поверхности печатной формы с помощью лабораторного устройства показали, что удаление пасты с поверхности формы в количестве 80–85 % при сохранении целостности копируемого слоя достигается при скорости 3–4 см/с при однократном проходе. При меньшей скорости наблюдается отслаивание копируемого слоя, а при большей — эффективность устройства резко падает.

Заключение. Для изготовления микросхем по LTCC-технологии используют дорогостоящие пасты. Эти пасты наносятся способом трафаретной печати, со специально изготовленной трафаретной формой.

Одной из проблем является регенерация пасты, которая остается на форме. Проведенные эксперименты и разработанное лабораторное устройство позволили определить основные параметры технологии регенерации пасты после окончания печатания. В частности, в качестве рабочей жидкости предложено использовать смесь дистиллированной воды и этилового спирта в соотношении 1:1. Скорость движения лабораторного устройства по поверхности формы при однократном проходе составляет 3–4 см/с. Расстояние между волноводом и поверхностью формы — 3,5 мм.

Библиографический список

1. American Technical Ceramics. Руководство по разработке продуктов на основе многослойных керамических плат, выпол-

ненных по LTCC-технологии. Заказная тонкопленочная продукция. 32 с. URL: http://www.etsc.ru/files/atc/atc_ltcc_products_guide_rus.pdf (дата обращения: 29.09.2017).

2. Кондратьев Р. LTCC — Низкотемпературная совместно обжигаемая керамика // Наноиндустрия. Промышленные нанотехнологии. 2011. № 2. С. 26–30.

3. Непочатов Ю., Кумачёва С., Швецова Ю. [и др.]. Разработка отечественного керамического материала для изготовления изделий по технологии LTCC // Современные технологии. 2014. № 4. С. 12–14.

4. Пат. 112093 Российская Федерация, МПК В 41 F 23/04. Оффсетная ротационная печатная машина / Калмаков Е. Б., Литунов С. Н., Хмелев В. Н. № 2011135974/12; заявл. 29.08.11; опубл. 10.01.12, Бюл. №1.

5. Verhaagen B., Zanderink T., Rivas D. F. Ultrasonic Cleaning of 3D Printed Objects and Cleaning Challenge Device // Applied Acoustics. 2016. Vol. 3, Part B. P. 172–181. DOI: 10.1016/j.apacoust.2015.06.010.

6. Safak G. O. Further Investigations on Simultaneous Ultrasonic Coal Flotation // Minerals. 2017. Vol. 7, Issue 10. P. 177. DOI: 10.3390/min7100177.

7. Wen N., Peng S., Yang X. [at al.] A Cycle-Etching Approach toward the Fabrication of Superamphiphobic Stainless Steel Surfaces With Excellent Anticorrosion Properties // Advanced Engineering Materials. 2017. Vol. 19, Issue 6. 8 p. DOI: 10.1002/adem.201600879.

8. Гарбуз Д. Установки струйной отмычки Systronic: автоматизация процесса отмычки печатных узлов // Технологии в электронной промышленности. 2014. № 8 (76). С. 40–41.

9. Афанасьев В. Определение наиболее эффективного способа отмычки печатных узлов. Лабораторная работа // Технологии в электронной промышленности. 2010. № 5 (41). С. 26–30.

10. Финк В. выбор технологической схемы промывки печатных узлов на установках типа Uniclean // Технологии в электронной промышленности. 2012. № 5 (57). С. 38–43.

11. Вахрушев О., Кантер А. Новое решение по ультразвуковой очистке трафарета // Технологии в электронной промышленности. 2009. № 5 (33). С. 22–23.

12. Вахрушев О. Отмычка печатных плат и трафаретов // Технологии в электронной промышленности. 2008. № 1 (21). С. 48–56.

13. Антипов В. Отмычка печатных плат и трафаретов // Технологии в электронной промышленности. 2014. № 1 (69). С. 54–62.

14. Кивелев А. Вы все еще используете спирт для протирки трафаретов? // Технологии в электронной промышленности. 2007. № 2 (14). С. 37–39.

15. Переятец А., Лебедева Н. «AIM» означает «цель» // Компоненты и технологии. 2004. № 43. С. 186–188.

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

СЫСУЕВ Игорь Александрович, кандидат технических наук, доцент (Россия), доцент кафедры «Оборудование и технологии полиграфического производства».

ГУСАК Елена Николаевна, кандидат технических наук, доцент кафедры «Оборудование и технологии полиграфического производства».

Адрес для переписки: litunov-sergey@rambler.ru

Статья поступила в редакцию 03.10.2017 г.

© С. Н. Литунов, И. А. Сысоев, Е. Н. Гусак

ТЕХНОЛОГИЯ ПОВЫШЕНИЯ ИЗНОСОСТОЙКОСТИ В ПАРАХ ТРЕНИЯ РЕЗИНОТЕХНИЧЕСКИХ ИЗДЕЛИЙ С ИСПОЛЬЗОВАНИЕМ ТВЁРДЫХ СМАЗОК

Резинотехнические изделия (РТИ) получили широкое применение в качестве амортизаторов и уплотнений в парах трения. Амортизаторы на основе резинокордных оболочек (РКО), выполняя своё функциональное назначение, работают в экстремальных условиях эксплуатации при повышенных температурах, высоких контактных давлениях, подвергаясь циклической знакопеременной и ударной нагрузке, а также воздействию агрессивной среды. Авторами предложен ряд технологических решений повышения триботехнических характеристик путём применения различных материалов и покрытий с целью повышения износостойкости резины, а также целесообразности применения твёрдых смазок.

Ключевые слова: резинотехнические изделия, резинокордные оболочки, амортизаторы, уплотнения, износостойкость, твёрдые смазки, поверхность.

Результаты исследований в области повышения ресурса изделий из металла, пластмасс и металлополимеров доказали целесообразность применения композиционных электрохимических (КЭП), поликомпозиционных (ПКЭП), самосмазывающихся композиционных электрохимических (СКЭП), самосмазывающихся поликомпозиционных электрохимических (СПКЭП) и износостойких многослойных композиционных электрохимических (ИКЭП) покрытий. В том случае, когда конструктивные и технологические особенности изделия не позволяют осуществлять электрохимические покрытия, применяются механические методы создания микро рельефа, удерживающего смазку, нанесение износостойких покрытий и ионная имплантация в вакуумной камере легирующих элементов, положительно влияющих на износостойкость поверхностей.

Резина является одним из тех материалов, свойства которых формируются в процессе создания самих материалов за счёт рецептуры смеси ингредиентов, входящих в состав получаемого материала, в данном рассматриваемом случае — резины.

В работах [1–3] оценивается возможность повышения долговечности резинотехнических изделий по результатам статических испытаний усталостного ресурса, прогнозирование работоспособности по изменению их основных функциональных характеристик.

Наибольшему внешнему воздействию подвергается покровный слой элемента из резины. Кроме воздействий окружающей среды, поверхностный (покровный) слой подвергается контактному взаимодействию с поверхностями других деталей, что является причиной истирания слоя.

В рассматриваемой статье авторы предлагают результаты исследований повышения износостойкости покровного материала резины в процессе контактного взаимодействия последнего с металлической поверхностью.

Покровный слой в процессе вулканизации резины принимает все микронеровности поверхности детали технологической оснастки, являясь её зеркальным отображением.

Уменьшения величины истирания покровного слоя можно достичь несколькими способами. Первый способ является наиболее часто применяемым. Сущность его заключается в нанесении на контактирующую поверхность детали, входящей в соприкосновение с поверхностью резины, защитного антифрикционного покрытия. Второй способ основан на модифицировании покровного слоя.

Внимание исследователей привлёк способ создания микро рельефа металлической поверхности, способного удерживать достаточно продолжительное время твёрдую смазку в микровпадинах поверхности [4, 5]. Смазка подаётся дозированно

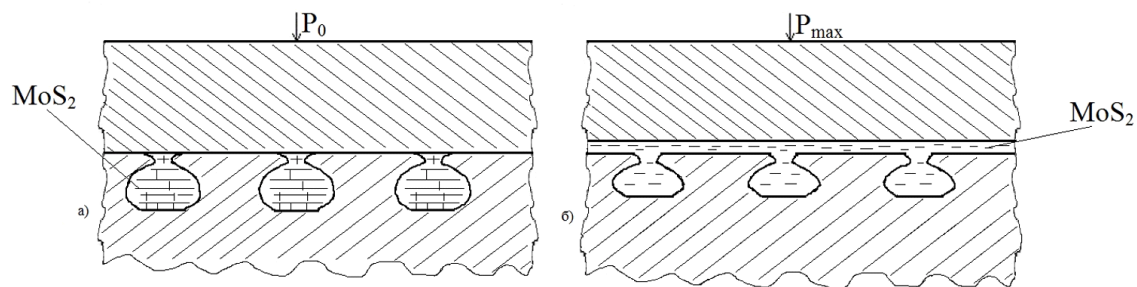


Рис. 1. Схема проникновения твёрдой смазки в зону контакта поверхностей твёрдых тел:

- а) наличие твёрдой смазки во впадинах при $P_0 \rightarrow 0$;
б) проникновение твёрдой смазки в пространство между поверхностями при $P_0 \rightarrow P_{max}$

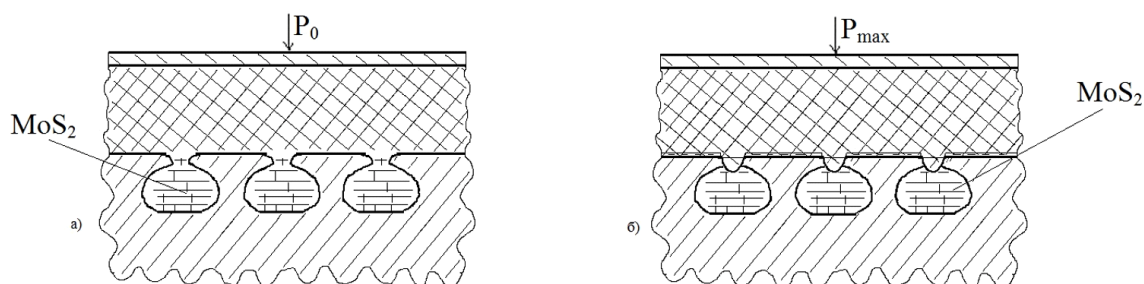


Рис. 2. Схема проникновения твёрдой смазки в зону контакта поверхностей деталей из резины и металла:

- а) наличие твёрдой смазки во впадинах при $P_0 \rightarrow 0$;
б) проникновение твёрдой смазки в пространство между поверхностями при $P_0 \rightarrow P_{max}$

в зону контакта пропорционально увеличению контактного давления.

В контакте поверхностей двух металлических тел твёрдая смазка, например, дисульфид молибдена MoS_2 , находящаяся во впадинах микрорельефа одной из поверхностей, подаётся в зону контакта за счёт упругого деформирования приповерхностного слоя и уменьшения объёма микровпадин [6, 7] (рис. 1).

Допуская величину деформации элемента из металла РКО равной нулю, а величину деформации резины увеличивающейся пропорционально увеличению нагрузки, можно предположить, что микровыступы покровной поверхности, образующиеся в результате деформирования резины, частично заполняют микровпадины металлической поверхности и способствуют вытеснению твёрдой смазки в зону контакта поверхностей резины и металла (рис. 2).

Очевидно, как показано в [8, 9], для достаточно продолжительного времени обеспечения наличия смазки между трущимися поверхностями необходимо применить либо накатку роликами, либо вибрационное обкатывание. Суть последнего заключается в том, что инструмент — шариковая головка, совершая возвратно-поступательные движения по поверхности с впадинами, заполненными твёрдой смазкой, деформирует выступы, способствуя удержанию смазки во впадинах.

Предлагаемый метод вибрационного обкатывания позволяет получить многоуровневый микрорельеф благодаря блоку управления, предназначенного для управления работой технологического модуля. Блок управления реализован в виде пульта, принципиальная схема которого приведена на рис. 3. Функциональным назначением пульта является управление реверсом электродвигателя установки.

Пульт состоит из коробки и элементов управления двигателем, расположенным внутри.

На лицевой стороне коробки располагаются три кнопки управления и сигнализирующие элементы.

На тыльной стороне коробки находятся два штекера для подключения трёхфазной сети и кабеля электродвигателя, ручка включения питания (≈ 380 В), три плавких предохранителя, клемма подключения заземления.

На рис. 3 обозначены: М — электродвигатель $P=0,75$ кВт, 3000 об./мин; Шр1, Шр2 — разъёмы типа ШР; Вк — пакетный выключатель; Пр1...Пр4 — плавкие предохранители; Л1...Л4 — сигнальные лампочки; Стоп, ПВ, ЛВ — кнопки «Стоп», «Правое вращение», «Левое вращение»; К1, К2 — контакторы; КП — клеммная планка; Р1 — реле МКУ-48; R1...R3 — резисторы. Корпус пульта управления подлежит обязательному заземлению.

Управление реверсом осуществляется следующим образом. Сначала включается подача питания к электродвигателю М поворотом выключателя Вк. При этом должна светиться сигнальная лампочка, расположенная на лицевой стороне пульта. Далее, нажатием одной из кнопок ПВ или ЛВ включается электродвигатель. Включение сигнализируется сигнальными лампочками, расположенными около соответствующих кнопок. Кнопка «Стоп» нажимается каждый раз для выключения вращения «вправо» или «влево».

Для проведения профилактических работ внутри коробки располагается клеммная планка КП, позволяющая проверять работоспособность элементов пульта от двухфазной сети 220 В. В этом случае удаляются две перемычки (см. схему рис. 3) и подключается ≈ 220 В на элементы пульта управления. При этом выключатель Вк должен находиться в положении «выключено».

Применяя один из предлагаемых методов подготовки микрорельефа металлической поверхности с целью достаточно продолжительного удерживания твёрдой смазки в микровпадинах поверхности, очевидна возможность повышения износостойкости покровного слоя элемента из резины.

сотрудник, заведующий кафедрой «Технология машиностроения» Омского государственного технического университета (ОмГТУ).

Адрес для переписки: kafedra-tms@mail.ru

МАТВЕЕВ Никита Александрович, аспирант кафедры «Технология машиностроения» ОмГТУ; инженер Федерального научно-производственного центра «Прогресс» (ФНПЦ «Прогресс»).

БОБРОВ Сергей Петрович, первый заместитель генерального директора ФНПЦ «Прогресс».

Адрес для переписки: info@progress-omsk.ru

ЛЯМЦЕВ Алексей Владимирович, инженер ФНПЦ «Прогресс».

Адрес для переписки: info@progress-omsk.ru

Статья поступила в редакцию 25.07.2017 г.

© А. П. Моргунов, Н. А. Матвеев, С. П. Бобров, А. В. Лямцев

УДК 62-272.82:621.873.127

**В. Н. ТАРАСОВ
И. В. БОЯРКИНА
М. В. КОВАЛЕНКО**

Сибирский государственный
автомобильно-дорожный университет,
г. Омск

ТЕОРИЯ УРАВНОВЕШИВАНИЯ ПРИ ПОМОЩИ ПНЕВМАТИЧЕСКОЙ ПРУЖИНЫ СИЛ ТЯЖЕСТИ ТЕЛ, ПЕРЕМЕЩАЕМЫХ СТРЕЛОЙ

Пневматические пружины малых и средних размеров являются универсальными и долговечными, имеют малый вес, малые размеры и габариты и применяются в тех случаях, когда требуется комфортное плавное перемещение тел с безударной фиксацией на упоре. Практическая реализация пневматических пружин в настоящее время ограничена пружинами малых размеров и сил. В связи с ограниченными теоретическими сведениями по использованию и совершенствованию конструкций пневматических пружин для уравновешивания сил тяжести тел в механических системах рассматривается серийная пневматическая пружина с усилием 2000 ньютонов, в которой активная сила на штоке создается сечением штока, так как объем поршневой и штоковой полостей пружины соединены между собой отверстиями в поршне. Внутренний объем пружины заполнен сжатым воздухом под давлением. Рассмотрены теоретические положения, связанные с приведением сил тяжести к штоку пневматической пружины и уравновешивании равнодействующей этих сил силой давления сжатого воздуха на штоке пневматической пружины. Установлено, что для снижения неравномерности изменения давления сжатого воздуха и снижения силы на штоке необходимо стремиться к уменьшению расширения сжатого воздуха в пневмопружине. Приведена методика уравновешивания пневматической пружиной груза при вертикальном перемещении стрелой.

Ключевые слова: пневматическая пружина, сила тяжести, уравновешивание.

В статье рассмотрена методика уравновешивания пневматической пружиной груза при вертикальном перемещении стрелой.

Груз весом Q при помощи стрелы совершает криволинейное поступательное движение и в результате уравновешивания пневмопружиной может легко перемещаться в пределах указанной высоты с малым сопротивлением. При вертикальном перемещении уравновешенного груза возникают силы сопротивления в виде сил инерции, сил трения в шарнирах и сил трения в пневматической пружине [1–5].

На рис. 1 показан стреловой механизм, обеспечивающий вертикальное перемещение тела массой $m=30$ кг на высоту $H=0,6$ м. Силы тяжести тел механизма имеют значения: $G_1=14,7$ Н; $G_2=5,9$ Н; $G_3=13,7$ Н. Уравновешиваемый груз в данном случае равен $Q=294,3$ Н. Силы тяжести G_i и груза Q уравновешиваются силой T пневматической пружины.

На рис. 1 показана основная система координат Oyz с началом в точке O — вращения стрелы; со стрелой 1 связана относительная система координат $O^{(1)}y^{(1)}z^{(1)}$, стрела поворачивается вниз на угол $\alpha_1 = -57,5^\circ$ и вверх на угол $\alpha_2 = 50^\circ$. С основанием механизма связана система координат $O^{(6)}y^{(6)}z^{(6)}$.

Для определения уравновешивающей силы T на штоке пневмопружины мысленно освободимся от этой механической связи и заменим ее силой T на штоке, зададим штоку пневмопружины возможное перемещение δs [4, 5]. В результате этого все силы тяжести совершают угловое возможное перемещение $\delta\varphi$ вместе со стрелой.

Используя принцип возможных перемещений, запишем уравнение равновесия статики в форме суммы элементарных работ

$$\sum \delta A_i^e = 0; \quad T\delta s - \sum_{j=1}^3 G_j y_{j,2} \delta\varphi = 0, \quad (1)$$

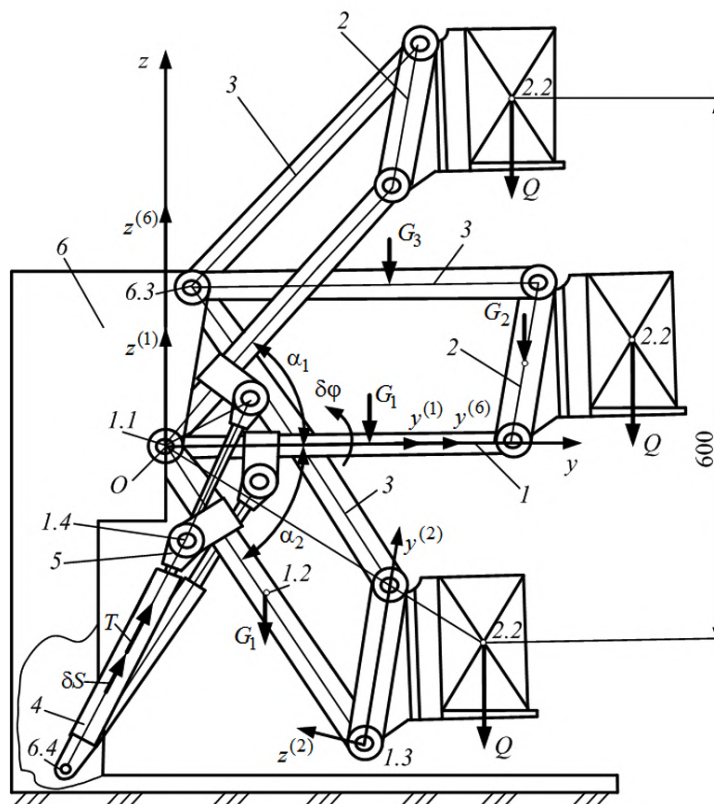


Рис. 1. Расчетная схема уравнивания груза весом Q пневмопружиной:
1 — стрела; 2, 3 — тела механизма; 4 — корпус пневмопружины;
5 — шток пневмопружины; 6 — основание механизма

где T — сила на штоке пневмопружины;

$y_{j.2}$ — координаты центра тяжести тел механической системы.

Из уравнения (1) определим силу пневмопружины

$$T = \frac{\sum G_j y_{j.2}}{\delta S / \delta \varphi}. \quad (2)$$

Плечо уравнивающей силы T относительно шарнира поворота стрелы сначала увеличивается примерно до горизонтального положения, а затем уменьшается. Нетрудно заметить, что плечи неуравновешенных сил G_j тоже изменяются примерно по такому же закону. Это означает, что уравнивающая сила T пневмопружины для решения поставленной задачи должна быть практически постоянной величиной. Пневмопружина, в отличие от механической пружины, способна создавать силу T , которая при перемещении поршня изменяется в небольших пределах и может оставаться практически постоянной путем выбора соответствующих параметров пневмопружины.

На рис. 2 показана зависимость перемещения S поршня пневмопружины от угла поворота стрелы φ . Аналогичным образом на рис. 3 показана зависимость плеча h пневмопружины от угла поворота стрелы φ .

В работах [4, 5] установлено, что частная производная от перемещения S поршня пневмопружины по углу φ представляет собой плечо пневмопружины h . Поэтому формула (2) приобретает окончательный вид

$$T = \frac{\sum G_j y_{j.2}}{h}, \quad (3)$$

где h — плечо силы T пневмопружины относительно шарнира вращения стрелы.

По формуле (3) сила пневмопружины в нижнем положении $T_H = 1698$ Н; в горизонтальном положении $T_r = 1439$ Н; в верхнем положении $T_B = 1893$ Н.

На рис. 4 построена зависимость силы пружины от перемещения поршня $T = f(S)$. Площадь графика под кривой $T = f(S)$ численно равна работе пневмопружины при перемещении стрелы из нижнего положения в верхнее.

Работа пневмопружины определяется по формуле

$$A(T) = \int_0^S T dS = 275 \text{ Дж.}$$

На рис. 5 показана пневмопружина и ее основные геометрические параметры. Минимальную длину пневмопружины имеет в нижнем положении стрелы $C_H = 0,325$ м, в горизонтальном положении стрелы длина пневмопружины $C_r = 0,422$ м; в верхнем положении $C_B = 0,5$ м. Полный ход пневмопружины $S_{\max} = 0,175$ м.

В поршне пневмопружины имеются сквозные отверстия, соединяющие свободно поршневую и штоковую полости цилиндра. Внутренняя полость цилиндра заполнена сжатым воздухом под давлением p_w . Такая пружина грузоподъемностью $T = 2000$ Н серийно выпускается в Германии и поставляется потребителям. На штоке пневмопружины создается сила T , определяемая по формуле

$$T = \frac{\pi d^2}{4} p_w, \quad (4)$$

где d — диаметр штока пневмопружины.

Давление сжатого воздуха в пневмопружине p_w зависит от характера изменения объема внутренней

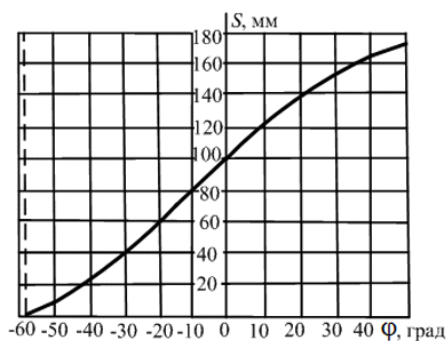


Рис. 2. Зависимость перемещения поршня пневмопружины от угла поворота стрелы $S=f(\phi)$

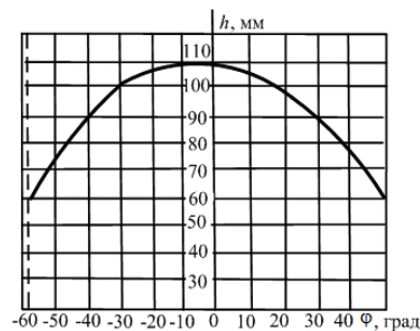


Рис. 3. Зависимость плеча силы на штоке пневмопружины от угла поворота стрелы $h=f(\phi)$

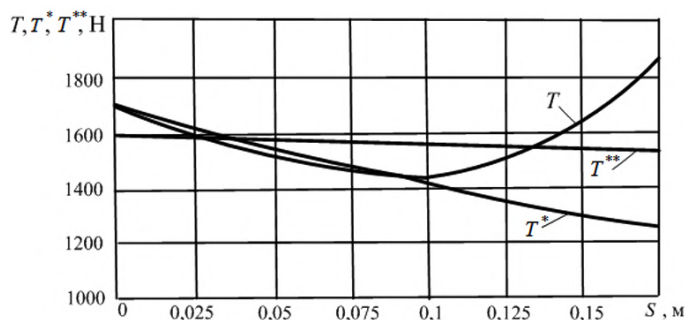


Рис. 4. Зависимость сил от перемещения поршня S :
 T — равнодействующая сил тяжести механизма;
 T^* — уравнивающая сила существующей пневмопружины;
 T^{**} — уравнивающая сила усовершенствованной пружины

полости. При максимальной длине $S_{\max}$ пневмопружины объем внутренней полости при внутреннем диаметре $D_{\text{вн}}=0,025$ м имеет максимальную величину $V_{\max}=0,115 \text{ дм}^3$.

При уменьшении длины пневмопружины объем газовой полости уменьшается на величину объема штока, входящего внутрь полости. Объем газовой полости при горизонтальном положении стрелы $V_r=0,1038 \text{ дм}^3$; минимальный объем $V_{\min}=0,0884 \text{ дм}^3$ соответствует опущенной вниз стреле.

Степень расширения объема сжатого воздуха при подъеме стрелы в горизонтальное положение составляет $\epsilon_r = V_{\min}/V_r = 0,850$; в верхнее положение $\epsilon_B = V_{\min}/V_{\max} = 0,767$.

Среднее значение силы пневмопружины можно определить, используя работу сил тяжести механизма, по формуле: $T_{\text{ср}} = A(T)/S_{\max} = 1574 \text{ Н}$.

Учитывая неравномерный характер изменения силы сопротивления на рис. 4 зададим силу пружины $T^*=1700 \text{ Н}$ в нижнем положении стрелы. Для обеспечения этой силы необходимо создать в нижнем положении стрелы давление начальной зарядки сжатым воздухом p_w равное

$$p_{w \max} = \frac{4T_{\max}^*}{\pi d^2} = 11,043 \text{ МПа.} \quad (5)$$

В горизонтальном и верхнем положениях стрелы давление сжатого воздуха определяется по формулам политропического расширения.

Для горизонтального положения

$$p_{w r} = p_{w \max} \left(\frac{V_{\min}}{V_r} \right)^n = 9,17 \text{ МПа.} \quad (6)$$

В верхнем положении стрелы

$$p_{w B} = p_{w \min} = p_{w \max} \left(\frac{V_{\min}}{V_{\max}} \right)^n = 8,13 \text{ МПа.} \quad (7)$$

Сила пневматической пружины в горизонтальном и верхнем положениях стрелы определяется следующим образом:

$$T_r = \frac{\pi d^2}{4} p_{w r} = 1410 \text{ Н}; \quad T_B = \frac{\pi d^2}{4} p_{w \min} = 1252 \text{ Н.}$$

Работа пневмопружины при подъеме стрелы из нижнего в верхнее положение: $A(T) = \int_0^S T \cdot dS = 255,25 \text{ Дж}$.

Степень уравновешенности стрелы пневмопружиной

$$K_{\text{уп}} = A(T)/A(T) = 0,927.$$

Представленные результаты на рис. 4 показывают, что при подъеме стрелы из нижнего положения в горизонтальное обеспечивается уравновешивание груза Q и всех сил тяжести пневмопружиной.

Зависимости сил тяжести стрелы с грузом $T=f(S)$ не в полной мере уравновешиваются давлением сжатого воздуха в пневмопружине $T^*=f(S)$. Характеристику $T=f(S)$ можно уравновесить путем создания другой характеристики пневмопружины. Покажем пример создания из исходной пружины (рис. 5) новой пружины с идеальной характеристикой, при которой давление сжатого воздуха и сила пружины будут практически постоянными

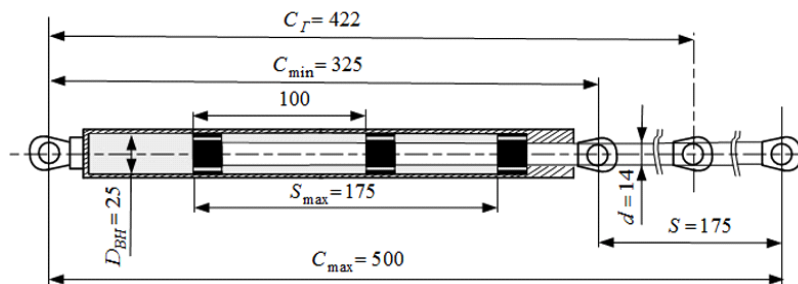
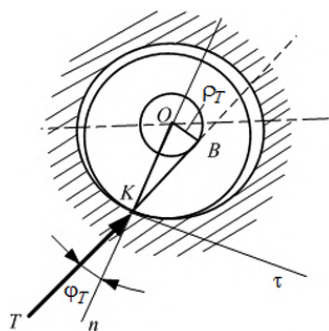
Рис. 5. Пневматическая пружина грузоподъемностью $T = 2000$ Н

Рис. 6. Расчетная схема к определению момента трения скольжения в шарнире пневмопружины

при перемещении стрелы из нижнего положения в верхнее. Для создания такой пружины можно увеличить объем газовой полости путем увеличения диаметра пневмопружины с размера $D_{BH} = 0,025$ м до размера $D_{BH} = 0,05$ м. В этом случае объем сжатого воздуха будет иметь следующие значения для трех положений стрелы: $V_{max} = 0,4614$ дм³; $V_r = 0,45$ дм³; $V_{min} = 0,444$ дм³. Для разных положений стрелы степень расширения сжатого воздуха составит: $\delta_{max} = V_{min}/V_r = 0,987$; $\delta_{min} = V_{min}/V_r = 0,962$.

Если задать максимальную силу в нижнем положении стрелы $T_{max} = 1600$ Н и давление начальной зарядки пневмопружины сжатым воздухом определить по формуле (5), то получим $p_{wmax} = 10,394$ МПа. Изменение объема газовой полости пневмопружины приведет к изменению давления при подъеме стрелы. По формулам (6), (7) получим $p_{wr} = 10,239$ МПа; $p_{wb} = 9,941$ МПа.

Полученным давлениям p_w соответствуют значения сил пневмопружины в разных положениях стрелы: $T_H = T_{max} = 1600$ Н; $T_r = 1576,17$ Н; $T_B = 1530,298$ Н.

Согласно аксиоме механики, две уравновешенные силы $T = T^*$ работу не совершают. Однако полученные результаты теоретически позволяют вычислить и сравнить работу сил $A(T)$ и $A(T^*)$: $A(T) = 275$ Дж; $A(T^*) = 273,875$ Дж.

Степень уравновешенности $\delta = A(T^*)/A(T) = 0,9959$. Таким образом, идеальная пневматическая пружина может обеспечить полное уравновешивание груза, перемещаемого стрелой.

Рассмотрим задачу определения сил сопротивления в шарнирах механизма, представленного на рис. 1, в разных положениях стрелы.

Нагруженными шарнирами механизма являются шарнир пневмопружины на стреле и шарнир стрелы на портале. В шарнире пневмопружины на стреле сила T , приложена в точке K подшипника скольжения и по закону механики, как полная реакция шерохо-

ватой опорной поверхности, отклоняется на угол трения φ_T от нормали в точке контакта (рис. 6) [6, 7].

Поэтому момент трения скольжения в шарнире определяется по формуле

$$M_T = T \cdot \rho_T, \quad (8)$$

где ρ_T — радиус круга трения [5].

В прямоугольном треугольнике OBK гипотенуза $OK = 0,5D$, радиус круга трения равен $\rho_T = 0,5D \cdot \sin \varphi_T$. Учитывая малый угол трения $\varphi_T \leq 6^\circ, \dots, 7^\circ$, для которого $\sin \varphi_T \approx \operatorname{tg} \varphi_T = f_T$, т.е. $\sin \varphi_T$ равен коэффициенту трения скольжения f_T , окончательно формула (8) момента трения скольжения в шарнире имеет вид [7]

$$M_T = T \cdot 0,5D \cdot f_T. \quad (9)$$

Диаметр подшипника скольжения для рассматриваемого механизма $D = 0,014$ м, коэффициент трения скольжения примем $f_T = 0,08$ для пары трения: стальная ось и полимерная втулка без смазки [8].

Момент в шарнире пневмопружины по формуле (9) равен $M_T = 0,952$ Н·м. Пневмопружина имеет два таких шарнира и один шарнир имеет стрела на портале. Моменты трения в других шарнирах имеют малые значения, которыми можно пренебречь.

Поэтому на стрелу при ее перемещении из положения равновесия действует утроенный момент $M_C = 3M_T = 32,856$ Н·м, который называют моментом страгивания. Для оценки значимости этого момента преобразуем его в пару сил к центру тяжести груза Q при горизонтальном положении стрелы

$$F = M_C / y_{2.2} = 5,6 \text{ Н}. \quad (10)$$

Три максимально нагруженных шарнира в рассмотренном механизме в основном создают силу сопротивления F при уравновешенном грузе Q .

Для перемещения уравновешенной стрелы необходимо также преодолеть силу инерции механизма. Сила инерции, приведенная к центру тяжести груза Q в точке 2.2, определяется для горизонтальной стрелы по формуле

$$F_u = m a, \quad (11)$$

где a — касательное ускорение груза;

m — масса механизма, приведенная к центру тяжести груза Q .

Если ускорение a ограничить диапазоном $a = 0,2 \dots 0,4$ м/с², то сила инерции F_u имеет диапазон изменения $F_u \approx 6 \dots 12$ Н. Сила трения в пневмопружине имеет величину, соизмеримую с силой инерции, и определяется экспериментальными методами.

Выполненные исследования показали, что для вертикального перемещения груза массой 30 кг,

уравновешенного пневмопружиной, достаточно приложить силу, составляющую 5–10 % от силы тяжести уравновешенного груза.

Вывод. Пневматическая пружина является эффективным способом уравновешивания грузов, перемещаемых стрелой в вертикальном направлении.

Библиографический список

1. Козлов М. В. Оптимизация параметров энергосберегающей гидросистемы привода стрелы экскаватора: дис. ... канд. техн. наук. Омск: Изд-во СибАДИ, 1988. 172 с.
2. Подсвиров А. Н. Разработка конструкции и методики расчета параметров погрузочного оборудования одноковшового фронтального погрузчика с энергосберегающим гидроприводом: дис. ... канд. техн. наук. Омск, 1992. 213 с.
3. Коваленко М. В. Уравновешивание рабочего оборудования гидравлического экскаватора: дис. ... канд. техн. наук. Омск: Изд-во СибАДИ, 2004. 170 с.
4. Бояркина И. В. Уравновешенное рабочее оборудование как средство повышения эффективности погрузочно-транспортных машин // Строительные и дорожные машины. 2007. № 12. С. 41–43.

5. Бояркина И. В. Технологическая механика одноковшовых фронтальных погрузчиков: моногр. Омск: Изд-во СибАДИ, 2011. 336 с.

6. Тарасов В. Н., Бояркина И. В., Коваленко М. В. [и др.]. Теоретическая механика. М.: Транслит, 2015. 560 с.

7. Артоболевский И. И. Теория механизмов и машин. 4-е изд. М.: Наука, 1988. 640 с. ISBN: 5-02-013810-X.

8. Тимошенко С. П., Гере Дж. Механика материалов. 2-е изд., стер. СПб.: Лань, 2002. 672 с. ISBN 5-9511-0003-8.

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 кафедры «Механика».

Адрес для переписки: iriboyarkina@yandex.ru

КОВАЛЕНКО Максим Валерьевич, кандидат технических наук.

Статья поступила в редакцию 26.09.2017 г.

© В. Н. Тарасов, И. В. Бояркина, М. В. Коваленко

Книжная полка

Гуртяков, А. Металлорежущие станки. Расчет и проектирование : учеб. / А. Гуртяков. – 2-е изд. – М. : Юрайт, 2016. – 136 с. – ISBN 978-5-9916-7730-1.

В учебнике изложены основы кинематического расчета приводов металлорежущих станков. На примере токарно-винторезного станка подробно рассмотрен кинематический расчет привода главного движения металлорежущего станка. Изложены основы методики расчета шпиндельных узлов, направляющих, тяговых устройств. Даны необходимые методические указания, рекомендации, расчетные формулы, приведены справочные материалы. Для студентов образовательных учреждений среднего профессионального образования и начинающих преподавателей.

Грязнов, В. В. Гидравлические прессы : учеб. текстовое электрон. изд. локального распространения : конспект лекций / В. В. Грязнов. – Омск : Изд-во ОмГТУ, 2017. – 1 о=эл. опт. диск (CD-ROM).

Приведены общие сведения о гидравлических кузнечно-штамповочных машинах. Изложены классификация, принцип действия, устройство и работа технологических кузнечных машин с гидравлическим приводом. Даны описания процессов передачи энергии к исполнительному механизму, некоторые типовые расчеты параметров механизмов, устройств и деталей, определяющих техническую характеристику машин. Содержание конспекта соответствует программе дисциплины «Гидравлические прессы. Молоты», изучаемой студентами, обучающимися по направлению 15.03.01 «Машиностроение» (профиль «Машины и технологии обработки металлов давлением»).

Машков, Ю. К. Трибофизика конструкционных материалов : учеб. пособие / Ю. К. Машков, О. В. Малий. – Омск : Изд-во ОмГТУ, 2017. – 178 с.

Рассмотрены систематизированные результаты исследований трибологических процессов трения и изнашивания в области трибофизики металлических и металлополимерных трибосистем. Описаны свойства поверхностных слоев, физико-химические процессы, структурно-фазовые превращения и трибофизические эффекты в условиях фрикционного взаимодействия металлов и полимеров, в том числе процессы самоорганизации в металлополимерных трибосистемах. Для студентов машиностроительных направлений подготовки бакалавров, инженеров и магистров техники и технологии.

Дюндик, О. С. Строение и кинематика механизмов : учеб. пособие / О. С. Дюндик. – Омск : Изд-во ОмГТУ, 2017. – 142 с.

Изложены сведения о единстве строения и свойствах групп механизмов, а также фундаментальные основы и методы их структурного и кинематического исследования. Пособие подготовлено в соответствии с государственным образовательным стандартом высшего образования (ГОС ВО) для механико-машиностроительных специальностей и реализуемых в ОмГТУ направлений подготовки бакалавров очной и заочной форм обучения.

РАЗРАБОТКА КОНСТРУКЦИИ МАШИНЫ ДЛЯ ОСУЩЕСТВЛЕНИЯ ПРОЦЕССА ОБЕЗВРЕЖИВАНИЯ НЕФТЕЗАГРЯЗНЕННОЙ ПОЧВЫ ПРИ НИЗКИХ ТЕМПЕРАТУРАХ ОКРУЖАЮЩЕЙ СРЕДЫ

Рассматривается установка для обезвреживания нефтезагрязненной почвы с использованием технологии реагентного капсулирования в условиях низких температур. Определены основные геометрические параметры установки, влияющие на её производительность. Важной отличительной особенностью рассматриваемой конструкции установки является возможность использования тепловой энергии экзотермического процесса химического обезвреживания нефтезагрязненной почвы, выделяемой на каждом этапе процесса, для оттаивания последующей порции смерзшейся нефтезагрязненной почвы. Кроме того, кратковременная принудительная подача углекислого газа на заключительной стадии процесса обезвреживания до высокой концентрации непосредственно в установку позволяет значительно ускорить длительный процесс образования и упрочнения оболочек микрокапсул, происходящий в естественных условиях на открытом воздухе.

Ключевые слова: конструирование машин, установка для обезвреживания, нефтезагрязненная почва, реагентное капсулирование.

В современном мире загрязнение почвы нефтепродуктами в результате различных аварийных ситуаций происходит достаточно часто. При этом потенциальными источниками возникновения аварийных ситуаций являются эксплуатируемые машины, транспорт, перевозящий нефтепродукты, а также оборудование по добыче, хранению и транспортировке углеводородов. В настоящее время разработаны и применяются различные виды оборудования и технологии по снижению последствий загрязнения [1–3], но практически все они эффективны только при положительных температурах окружающей среды.

Принцип работы наиболее распространенного оборудования для обезвреживания нефтезагрязненной почвы основан, как правило, на промывке почвы в водных растворах, содержащих поверхностно-активные вещества [4–6], или экстракции нефтепродуктов с применением специальных дорогостоящих растворителей [7]. При выборе способа и оборудования для обезвреживания важно учитывать, что Сибирь и арктическая зона Российской Федерации занимают значительную территорию страны и отличаются от других регионов особыми природно-климатическими условиями, в частности, длительным периодом отрицательных температур. Основной проблемой обезвреживания почвы, загрязненной нефтепродуктами, в условиях отрицательной температуры окружающей среды является то, что загряз-

ненная почва находится в смерзшемся состоянии. Эта проблема препятствует нормальному протеканию процесса обезвреживания и для подготовки почвы требуется дополнительная энергия.

Учитывая экстремальные природно-климатические условия Сибири и арктической зоны Российской Федерации, очень важной задачей является разработка и использование адаптированных к арктическим условиям оборудования и технологий для обезвреживания нефтезагрязненной почвы.

Известно, что в регионах, в которых зимний период времени составляет более шести месяцев, для оперативного устранения последствий аварийных ситуаций, сопровождающихся разливами нефтепродуктов, наиболее перспективной является технология, основанная на инкапсуляции загрязняющего вещества (технология реагентного капсулирования) с применением щелочного реагента на основе кальция [8]. В этом случае конечным продуктом обезвреживания нефтезагрязненной почвы является капсулированный материал, который по внешнему виду представляет мелкодисперсную смесь, похожую на обыкновенный песок (рис. 1).

Технология реагентного капсулирования представляет сложный процесс, но в упрощенном виде она может быть описана при помощи двух химических уравнений:





Рис. 1. Капсулированный материал, полученный в результате обезвреживания почвы, загрязненной нефтепродуктами



Окончательное формирование оболочки у микрокапсул из карбоната кальция на поверхности загрязняющего вещества происходит в результате химической реакции гидроксида кальция и углекислого газа, находящегося в окружающем воздухе. Однако стоит заметить, что процесс формирования оболочки у микрокапсул — это достаточно длительный процесс, так как при нормальных условиях концентрация углекислого газа в атмосферном воздухе не превышает 0,05 %. При последующем нахождении капсулированного материала на воздухе происходит дальнейшее упрочнение оболочки.

Процесс обезвреживания с использованием технологии реагентного капсулирования следует осуществлять на оборудовании, которое сочетает в себе свойства смесителя и реактора (реактор-смеситель).

Задачами исследования являются:

- разработка конструкции установки для осуществления процесса обезвреживания нефтезагрязненной почвы с использованием технологии реагентного капсулирования в условиях низких температур;
- оценка энергетического потенциала химической реакции экзотермического процесса химического обезвреживания почвы, загрязненной нефтепродуктами;
- определение основных параметров установки для обезвреживания нефтезагрязненной почвы с использованием технологии реагентного капсулирования, при которых тепловой энергии, выделяемой на каждом этапе процесса обезвреживания, гарантированно хватит для оттаивания смерзшихся кусков нефтезагрязненной почвы.

Разработка адаптированного к арктическим условиям оборудования для обезвреживания нефтезагрязненной почвы может идти по пути использования тепловой энергии, которая выделяется на каждом этапе процесса обезвреживания и в обычных условиях рассеивается в окружающей среде. Кроме того, кратковременная принудительная подача углекислого газа на заключительной стадии процесса обезвреживания до высокой концентрации непосредственно в установку позволяет значительно

Таблица 1
Энтальпии образования веществ, участвующих в химической реакции

Вещество	Энтальпии образования ΔH_f^0 , кДж/моль
CaO	–635,1
H_2O	–285,8
$\text{Ca}(\text{OH})_2$	–985,0
CO_2	–393,5
CaCO_3	–1206,1

ускорить длительный процесс образования и упрочнения оболочек микрокапсул, происходящий в естественных условиях на открытом воздухе.

Для оценки энергетического потенциала химической реакции экзотермического процесса химического обезвреживания почвы, загрязненной нефтепродуктами, используем закон Гесса. Согласно этому закону, энтальпия реакции (ΔH) равна сумме энтальпий образования продуктов реакции за вычетом суммы энтальпий образования исходных веществ с учетом стехиометрических коэффициентов:

$$\Delta H = \Delta H_{\text{кон}} - \Delta H_{\text{исх}}, \quad (3)$$

где $\Delta H_{\text{кон}}$ и $\Delta H_{\text{исх}}$ — соответственно конечное и исходное энергетическое состояние системы.

Для определения количества энергии, выделяемой в результате химической реакции (1, 2) экзотермического процесса химического обезвреживания почвы, загрязненной нефтепродуктами, потребуются стандартные теплоты (энтальпии) образования (ΔH_f^0) веществ, участвующих в химической реакции [9], которые представлены в табл. 1.

Энтальпия химической реакции (1) определяется суммой энтальпий образования оксида кальция и воды за вычетом энтальпии образования гидроксида кальция:

$$\begin{aligned} \Delta H^0 &= \Delta H^0_{(\text{Ca}(\text{OH})_2)} - [\Delta H^0_{(\text{CaO})} + \Delta H^0_{(\text{H}_2\text{O})}] = \\ &= -985 - (-635,1 - 285,8) = -64,1 \text{ кДж/моль}. \end{aligned}$$

Полученная теплота образования химической реакции рассчитана для 1 моля оксида кальция (CaO), который равен $M(\text{CaO}) = 56$ граммов.

Так как строительная известь третьего сорта, используемая в качестве реагента, содержит 70 % активного оксида кальция, то количество молей CaO в 1 кг, участвующих в химической реакции, равно:

$$n(\text{CaO}) = \gamma \frac{m(\text{CaO})}{M(\text{CaO})} = 0,7 \frac{1000}{56} = 12,5 \text{ моль}.$$

Тогда, при взаимодействии 1 кг строительной извести третьего сорта, используемой в качестве реагента, с водой выделяется энергия, равная:

$$Q_{(\text{CaO})} = n(\text{CaO}) \cdot \Delta H^0 = 12,5 \cdot 64,1 = 801,25 \text{ кДж}.$$

Аналогично определяется энтальпия химической реакции (2). При взаимодействии 1 кг гидроксида кальция ($\text{Ca}(\text{OH})_2$) выделяется 1531 кДж.

Таким образом, в результате химической реакции экзотермического процесса химического обезвреживания почвы, загрязненной нефтепродуктами,

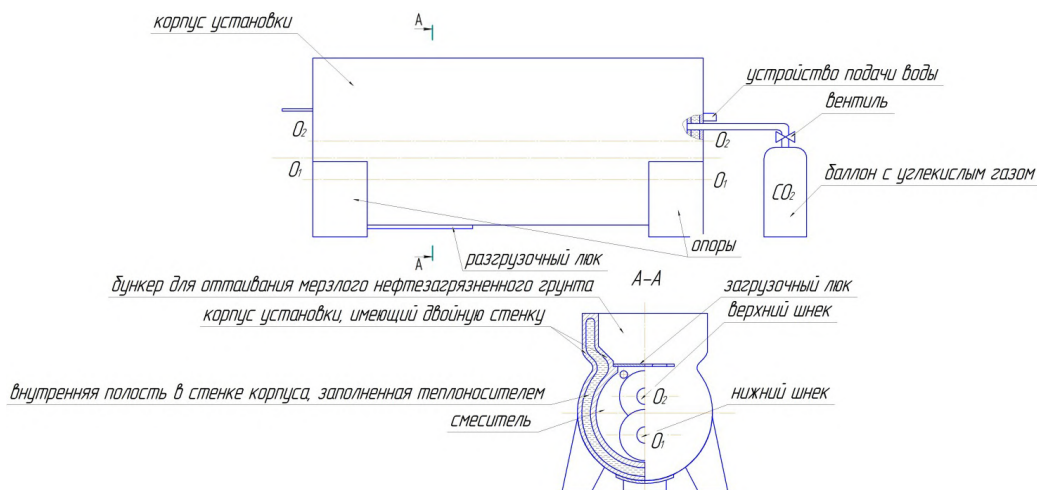


Рис. 2. Схема установки для обезвреживания при отрицательной температуре окружающей среды почвы, загрязненной нефтепродуктами

выделяется: $\Sigma Q_{XP} = Q_{(CaO)} + Q_{(Ca(OH)_2)} = 801,25 + 1531 = 2332,25$ кДж.

Учитывая, что в природно-климатических условиях Арктики почва, загрязненная нефтепродуктами, содержит влагу и находится в смерзшемся состоянии, то для осуществления обезвреживания необходимо все смерзшиеся куски нефтезагрязненной почвы предварительно нагреть, чтобы они растаяли.

Чтобы нагреть лёд до температуры плавления, необходимо следующее количество энергии:

$$Q_{ТП} = c \cdot m \cdot (t_1 - t_2), \quad (4)$$

где c — удельная теплоемкость (для льда $c = 2110$ Дж/(кг·°C));

m — масса материала (кг);

t_1 — температура плавления (для льда $t_1 = 0$ °C);

t_2 — температура окружающей среды (принимается $t_2 = -40$ °C).

Тогда

$$Q_{ТП} = c \cdot m \cdot (t_1 - t_2) = 2110 \cdot 1 \cdot (0 - (-40)) = 84400 \text{ Дж} = 84,4 \text{ кДж}.$$

Чтобы лёд расплавить, необходимо следующее количество энергии:

$$Q_{ПЛ} = \lambda \cdot m, \quad (5)$$

где λ — удельная теплота плавления (для льда $\lambda = 340000$ Дж/кг).

Тогда $Q_{ПЛ} = \lambda \cdot m = 340000 \cdot 1 = 340000 \text{ Дж} = 340 \text{ кДж}.$

Суммарное количество теплоты, необходимое для того, чтобы смерзшиеся куски нефтезагрязненной почвы растаяли, определяется следующим образом:

$$\Sigma Q_H = Q_{ТП} + Q_{ПЛ} = 84,4 + 340 = 424,4 \text{ кДж}.$$

Проведенные расчеты показали, что в результате химической реакции экзотермического процесса химического обезвреживания 1 кг почвы, загрязненной нефтепродуктами, выделяется 2332,25 кДж, а для оттаивания смерзшихся кусков нефтезагрязненной почвы необходимо 424,4 кДж.

Таким образом, тепловой энергии, выделяющейся в результате химической реакции экзотермического

процесса химического обезвреживания почвы, загрязненной нефтепродуктами, гарантированно хватит для успешного осуществления процесса обезвреживания нефтезагрязненной почвы, что позволит осуществлять процесс обезвреживания в зимних условиях.

На основе проведенных расчетов авторами разработана конструкция установки (рис. 2) [10], позволяющая при помощи технологии реагентного капсулирования осуществлять обезвреживание почвы, содержащей нефтепродукты, в условиях отрицательной температуры непосредственно вблизи источника загрязнения.

В установке тепловая энергия экзотермического процесса химического обезвреживания нефтесодержащего материала аккумулируется теплоносителем, который находится во внутренней полости стенки корпуса смесителя, а затем используется для оттаивания последующей порции смерзшегося нефтесодержащего материала, находящегося в бункере для оттаивания. Установка позволяет обезвреживать нефтезагрязненную почву, а также лед и снег, насыщенный нефтепродуктами.

Вся энергия, выделяющаяся на каждом этапе процесса обезвреживания (1, 2), используется для оттаивания кусков смерзшейся нефтезагрязненной почвы, нагрева теплоносителя, который находится во внутренней полости корпуса установки, а часть энергии рассеивается в окружающую среду и составляет потери. Тогда в первом приближении уравнение теплового баланса выглядит следующим образом:

$$\Sigma Q_{X.P.} = Q_{НАГРЕВ.} + Q_{ТЕПЛ.} + Q_{ПОТЕРИ} \quad (6)$$

где $Q_{X.P.}$ — энергия, выделяющаяся в ходе химической реакции;

$Q_{НАГРЕВ.}$ — энергия, необходимая для оттаивания кусков смерзшейся нефтезагрязненной почвы;

$Q_{ТЕПЛ.}$ — энергия, передаваемая теплоносителю, находящемуся во внутренней полости корпуса установки;

$Q_{ПОТЕРИ}$ — энергия, которая рассеивается в окружающую среду (принимается $Q_{ПОТЕРИ} = 0,5 \cdot Q_{X.P.}$).

Основные конструктивные элементы установки для обезвреживания нефтезагрязненной почвы показаны на расчетной схеме (рис. 3). Внутренняя

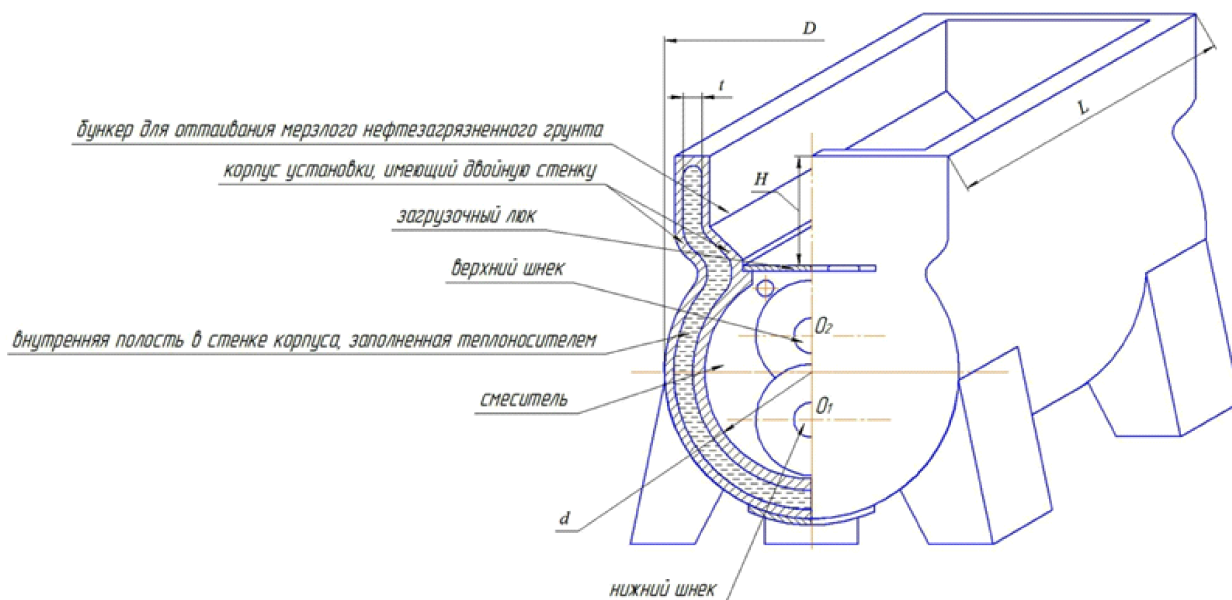


Рис. 3. Расчетная схема установки для обезвреживания нефтезагрязненной почвы

полость, выполненная в стенке корпуса установки, заполнена теплоносителем Dixis-65, который имеет достаточно высокую удельную теплоемкость ($c = 2,974 \text{ кДж/кг} \cdot ^\circ\text{C}$) и температуру замерзания 65°C ниже нуля. Основными геометрическими параметрами установки, которые влияют на её работоспособность и производительность, являются внутренний d и внешний диаметр D смесителя, высота стенок H бункера для оттаивания мерзлого нефтезагрязненного грунта, длина установки L и ширина полости t в стенке корпуса, которая заполнена теплоносителем Dixis-65.

Ширину полости t в стенке корпуса определим исходя из необходимого количества теплоносителя, который требуется для аккумуляции и передачи тепла для оттаивания последующей порции смерзшегося нефтесодержащего материала, находящегося в бункере. Толщину стенок корпуса установки принимаем равной 5 мм. Для определения остальных геометрических параметров установки введем следующие соотношения: $D = d + 2 \cdot t + 10 \text{ мм}$; $H = 0,6 \cdot d$; $L = 2,5 \cdot d$.

При определении геометрических параметров условно выделим три типа установок: малые, средние и большие. Малые установки позволяют загружать в смеситель до 100 кг нефтезагрязненной почвы, средние — 1000 кг, большие — 20000 кг. Проведенные экспериментальные исследования [11] показывают, что для гарантированного осуществления процесса обезвреживания нефтезагрязненной почвы в среднем необходимо использовать известь в качестве реагента в количестве, не превышающем 80 % от массы нефтезагрязненной почвы. Проведенные расчеты показали, что в результате химической реакции экзотермического процесса химического обезвреживания почвы, загрязненной нефтепродуктами, с использованием 1 кг реагента выделяется $Q_{\text{х.р.}} = 2332,25 \text{ кДж}$, а для оттаивания 1 кг смерзшихся кусков нефтезагрязненной почвы необходимо затратить $Q_{\text{нагр.в.}} = 424,4 \text{ кДж}$. Используя уравнение (6), находим количество энергии ($Q_{\text{тепл.}}$), передаваемой теплоносителю, находящемуся во внутренней полости корпуса установки. Массу теплоносителя найдем, воспользовавшись формулой для определения количества теплоты при нагревании тела:

$$Q_{\text{тепл.}} = c \cdot m \cdot (t_k - t_n), \quad (7)$$

где c — удельная теплоемкость теплоносителя (для теплоносителя Dixis-65 $c = 2,974 \text{ кДж/кг} \cdot ^\circ\text{C}$); m — масса теплоносителя, кг; t_k и t_n — конечная и начальная температура тела соответственно, $^\circ\text{C}$.

Затем, зная плотность теплоносителя ($\rho = 1091 \text{ кг/м}^3$), находим объем теплоносителя и ширину внутренней полости t в стенке корпуса. Расчеты параметров установки для обезвреживания нефтезагрязненной почвы проведены с использованием программы для работы с электронными таблицами Microsoft Excel, а результаты расчетов представлены в табл. 2.

Определены основные геометрические параметры трех типов установок для обезвреживания нефтезагрязненной почвы методом реагентного капсулирования (табл. 2), при которых тепловой энергии, выделяемой на каждом этапе процесса обезвреживания, гарантированно хватит для оттаивания смерзшихся комков почвы, загрязненных нефтепродуктами.

Рассматриваемая конструкция установки для обезвреживания нефтезагрязненной почвы по сравнению с другими установками имеет важное преимущество, которое заключается в использовании при необходимости (например, в зимних условиях) тепловой энергии, выделяемой на каждом этапе процесса обезвреживания нефтезагрязненной почвы, которая в обычных условиях рассеивается в окружающей среде. Кроме того, кратковременная принудительная подача углекислого газа на заключительной стадии процесса обезвреживания до высокой концентрации непосредственно в установку позволяет заменить длительный процесс образования и упрочнения оболочек микрокапсул, происходящий в естественных условиях на открытом воздухе.

Выводы. В рассматриваемой модели установки тепловая энергия экзотермического процесса химического обезвреживания нефтезагрязненной почвы аккумулируется теплоносителем, который находится во внутренней полости стенки корпуса установки, а затем при необходимости (например, в зимних условиях) используется для оттаивания последующей порции смерзшейся нефтезагрязненной

Результаты расчетов геометрических параметров установки для обезвреживания нефтезагрязненной почвы

Масса загружаемой нефтезагрязненной почвы, кг	d	D	H	L	t
	мм				
100	450	640	270	1125	90
1000	1000	1350	600	2500	170
20000	2500	3700	1500	6250	580

почвы, помещенной в бункер, и снега для получения воды, необходимой для осуществления реакции капсулирования.

Установка позволяет обезвреживать не только нефтезагрязненную почву, но и насыщенные нефтепродуктами лед или снег.

Установка может применяться как в стационарных, так и в полевых условиях при низких (отрицательных) температурах окружающей среды.

Библиографический список

1. Manzetti S. Remediation Technologies for Oil-Drilling Activities in the Arctic: Oil-Spill Containment and Remediation in Open Water // *Environmental Technology Reviews*. 2014. Vol. 3, Issue 1. P. 49–60. DOI: 10.1080/21622515.2014.966156.
2. Гержберг Ю. М., Цхадая Н. Д., Токарев В. В. [и др.]. Оценка и совершенствование технологий обезвреживания регулярных загрязненных отходов производства и аварийных разливов нефтепродуктов // *Защита окружающей среды в нефтегазовом комплексе*. 2014. № 5. С. 5–10.
3. Штриплинг Л. О., Токарев В. В., Гержберг Ю. М. [и др.]. Переработка и утилизация нефтешламов и нефтезагрязненных материалов, образующихся в местах добычи, транспортировки и переработки углеводородного сырья: моногр. Новосибирск: Изд-во СО РАН, 2013. 176 с. ISBN 978-5-7692-1301-4.
4. Пат. 2330734 Российская Федерация, МПК В 09 С 1/00, С 02 F 11/00. Установка для переработки нефтезагрязненных почв, грунтов и нефтешламов / Амирова Л. М., Култашев А. Б., Новширванов Л. Г. [и др.]. № 2007102110/15; заявл. 19.01.2007; опубл. 10.08.2008, Бюл. № 22.
5. Пат. 2414312 Российская Федерация, МПК В 09 С 1/00. Устройство для очистки нефтезагрязненного грунта от нефти и нефтепродуктов / Протопопов И. М. № 2008123060/07; заявл. 09.06.2008; опубл. 20.03.2011, Бюл. № 8.
6. Пат. 2381995 Российская Федерация, МПК С 02 F 1/40, В 09 С 1/02. Способ очистки грунтов и почв от нефти и нефтепродуктов и установка для его осуществления / Ефимчен
7. Пат. 2440200 Российская Федерация, МПК В 09 С 1/02. Способ очистки загрязненного нефтью и нефтепродуктами грунта / Кузнецов О. Ю., Кручинина Н. Е., Тихонова И. О. [и др.]. № 2010123685/13; заявл. 10.06.2010; опубл. 20.01.2012, Бюл. № 2.
8. Ларионов К. С., Холкин Е. Г., Штриплинг Л. О. Ликвидация последствий аварийных разливов нефтепродуктов в Арктической зоне России с использованием технологии реагентного капсулирования // *Арктика: экология и экономика*. 2017. № 1 (25). С. 120–129.
9. Волков А. И., Жарский И. М. Большой химический справочник. Мн.: Современная школа, 2005. 608 с. ISBN 985-6751-04-7.
10. Пат. 157884 Российская Федерация, МПК В 09 С 1/08. Установка для обезвреживания нефтезагрязненных почв, грунтов и нефтешламов / Ларионов К. С., Холкин Е. Г., Штриплинг Л. О. № 2015130193/13; заявл. 21.07.2015; опубл. 20.12.2015, Бюл. № 35.
11. Shtripling L. O., Kholkin E. G. Development of Provisions for Oil Contaminated Soil Neutralizing in the Conditions of Siberia and the Arctic // *AIP Conference Proceedings*. 2017. Vol. 1876, Issue 1. DOI: 10.1063/1.4998848.

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

Адрес для переписки: losht59@mail.ru

ХОЛКИН Евгений Геннадьевич, кандидат технических наук, доцент кафедры «Промышленная экология и безопасность».

Адрес для переписки: holkin555@mail.ru

ЛАРИОНОВ Кирилл Сергеевич, аспирант кафедры «Промышленная экология и безопасность».

Статья поступила в редакцию 02.10.2017 г.

© Л. О. Штриплинг, Е. Г. Холкин, К. С. Ларионов

Книжная полка

Чумаков, Ю. Теория и расчет транспортных газотурбинных двигателей : учеб. / Ю. Чумаков. – М. : Форум, Инфра-М, 2017. – 448 с. – ISBN 978-5-91134-673-7, 978-5-16-006055-2.

Учебник посвящен теории и расчету транспортных газотурбинных двигателей наземного применения, в частности автотракторных ГТД. Первая часть содержит общую теорию и расчет лопаточных машин, являющихся основными элементами любой газотурбинной установки. Рассмотрены основы проектирования и характеристики ступеней турбомашин и вопросы их согласования в транспортных ГТД. Приводятся методика и примеры расчета компрессора и турбины. Материалы этого раздела могут быть использованы при изучении ГТУ широкого применения. Во второй части учебника рассматривается теория и расчет термодинамических циклов, схемы и характеристики ГТД автотракторного назначения, которые применяются в настоящее время или являются перспективными. Рассматриваются некоторые случаи применения одновальных ГТД в комбинированных установках, использующих электрические генераторы и двигатели. Учебник для студентов высших учебных заведений, обучающихся по направлению 13.03.03 «Энергетическое машиностроение».

ПОВЫШЕНИЕ ЭКСПЛУАТАЦИОННЫХ СВОЙСТВ АВТОМОБИЛЯ ПРИ ПРОВЕДЕНИИ СРЕДНЕГО И КАПИТАЛЬНОГО РЕМОНТА

Одним из современных направлений улучшения эксплуатационных свойств автомобиля является повышение безопасности его движения путем совершенствования систем управления направлением движения и тормозных свойств. В статье рассматривается возможность использования электромагнитного усилителя тормозов, который позволяет производить эффективное торможение при отказе двигателя, или при движении с выключенным двигателем, например, при буксировке автомобиля с помощью гибкого троса. Модернизация тормозной системы может быть произведена при проведении среднего или капитального ремонта автотранспортного средства в условиях СТОА.

Ключевые слова: автомобиль, безопасность движения, тормозная система, автосервис, СТОА.

Введение. Эффективность работы тормозной системы автомобиля является одним из важнейших его эксплуатационных свойств, которое непосредственно влияет на безопасность движения [1, 2]. Практически все современные автотранспортные средства имеют в своем составе усилители воздействия водителя на педаль тормоза, которые работают при включенном двигателе [3, 4].

Широкое распространение, в частности, получили пневматические усилители, работающие за счет вакуумной камеры, соединенной с впускным трубопроводом системы топливопитания ДВС [5, 6].

Недостатком реализующих этот способ усиления конструкций является их полная неработоспособность при выключенном двигателе. Этот недостаток может привести к катастрофическим последствиям, если, например, двигатель по какой-то причине внезапно заглох при движении по оживленной трассе или при движении по пересеченной местности, изолирующей крутыми поворотами и большими перепадами высот.

Кроме того, пневматический усилитель бесполезен при буксировке автомобиля с заглохшим двигателем на гибком тросе, а этот вариант движения является весьма частым при эксплуатации автомобиля в отдаленных районах сельской местности. Причем автомобиль-буксировщик не только не может ничем помочь водителю буксируемого автомобиля, но и сам подвергается опасности удара в заднюю часть при вынужденном резком торможении.

В связи с изложенным, возникает задача совершенствования системы усиления тормозов, которая должна стать работоспособной и при неработающем двигателе автомобиля.

Постановка задачи. По существу, задача организации усиления движения водителя при торможении с выключенным двигателем может быть решена, если правильно выбрать источник энергии, которая может быть преобразована в усилие, передаваемое на

шток главного тормозного цилиндра. При этом необходимо иметь в виду, что этот источник энергии находится и на автомобиле-буксировщике, причем он должен быть «штатным», т.е. не возимом специально для осуществления буксировки. В этом случае любой автомобиль может выполнять функцию буксировщика при наличии допустимого соотношения масс буксирующего и буксируемого автомобиля.

На автотранспортном средстве имеется два источника энергии — двигатель и батарея электрических аккумуляторов (в дальнейшем — просто «аккумулятор») [7, 8]. Если на автомобиле установлен двигатель внутреннего сгорания, то аккумулятор является только стартовым, если привод выполнен в комбинированном виде, то аккумулятор имеет емкость, достаточную для движения автомобиля на значительное расстояние. Последнее характерно и для электромобилей.

Следовательно, и на автомобиле-буксировщике, и на буксируемом автомобиле всегда имеется источник электрической энергии, который может быть использован для усиления движения водителя при торможении. И задача сводится к проектированию устройства, которое будет выполнять функцию усилителя за счет использования электроэнергии аккумулятора, тем более что для передачи электрического тока с буксировщика на буксируемый автомобиль достаточно соединить их аккумуляторы обычными изолированными проводниками.

Описание конструкции. Для реализации использования энергии аккумулятора для усиления движения водителя при торможении разработаны две схемы исполнительных устройств.

Первая схема (рис. 1) содержит закрепленный в подкапотном пространстве 1 транспортного средства главный тормозной цилиндр 2 с поршнем 3 и штоком 4, кинематически (шарнирно) соединенным с ножной педалью 5, кинематически связанной с упорным в ее кронштейн выключателем 6, соединенным

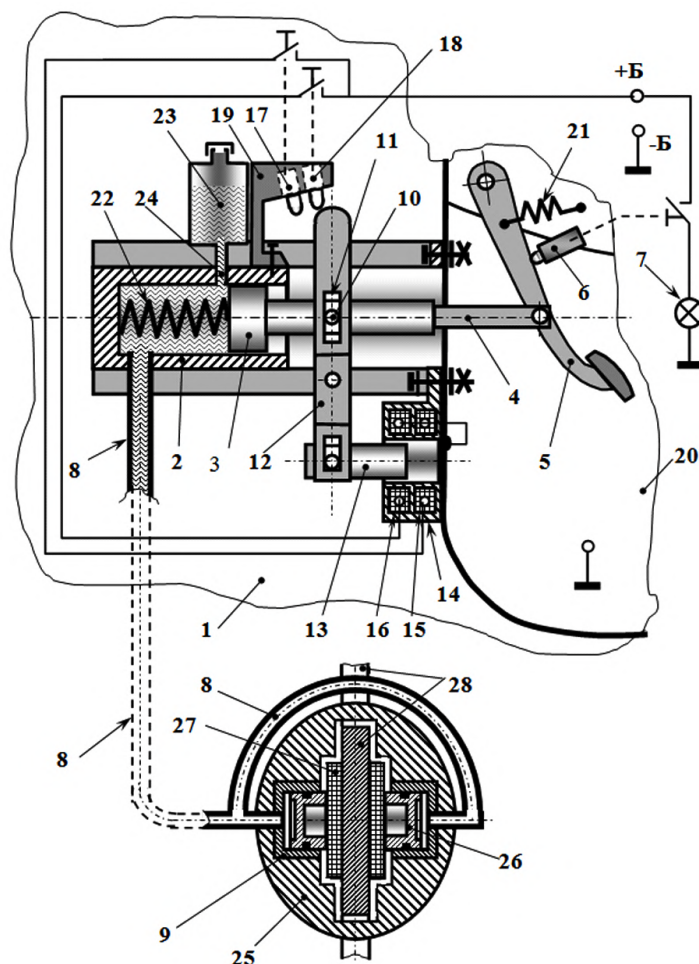


Рис. 1. Схема электромагнитного усилителя тормозов:

1. Подкапотное пространство. 2. Главный тормозной цилиндр. 3. Поршень. 4. Шток. 5. Ножная педаль.
6. Выключатель. 7. Лампы-указатели. 8. Трубопровод. 9. Рабочие тормозные цилиндры. 10. Штырь. 11. Паз.
12. Поворотный рычаг. 13. Якорь электромагнита. 14. Статор. 15 и 16. Обмотки. 17 и 18. Выключатели. 19. Кронштейн.
20. Нижняя часть салона. 21. Пружина растяжения. 22. Пружина сжатия. 23. Бачок с резервной жидкостью.
24. Отверстие. 25. Суппорт. 26. Рабочие поршни. 27. Тормозные колодки. 28. Тормозной диск

с лампами-указателями 7 включения тормозной системы.

Главный тормозной цилиндр 2 соединен трубопроводом или трубопроводами 8 с рабочим тормозным цилиндром или цилиндрами 9. Со штоком 4 поршня 3 кинематически через штырь 10 и паз 11 связан поворотный рычаг 12, на одном конце которого шарнирно установлен якорь 13 электромагнита, взаимодействующий со статором 14, содержащим две обмотки 15 и 16, соединенные с источником электрического тока (штатным аккумулятором автомобиля, обозначен как +Б — и —Б) через свои выключатели 17 и 18, закрепленные на кронштейне 19 таким образом, что при движении поршня 3 со штоком 4 главного тормозного цилиндра 2 и повороте рычага 12 его второй конец своим выступом последовательно нажимает на кнопки этих выключателей. Педаль 5 шарнирно закреплена в нижней части салона 20 автомобиля и в ненажатом положении прижата пружины растяжения 21 к выключателю 6, который находится при этом в разомкнутом состоянии. Пружина сжатия 22 служит для возврата поршня 3 в исходное положение после окончания процесса торможения, в бачке 23 содержится резервная тормозная жидкость, компенсирующая потери жидкости через неплотности и попадающая в цилиндр 2

через отверстие 24 при крайнем правом (по рисунку) положении поршня 3. Рабочие цилиндры 9 размещены в суппорте 25 и содержат рабочие поршни 26, упирающиеся через тормозные колодки 27 в тормозной диск 28 колеса (на рисунке условно не показано).

На рис. 2 изображена часть аналогичной схемы, в которой в качестве одного из выключателей (в данном примере — выключателя 18) используется выключатель 6, соединенный с лампами-указателями 7 включения тормозной системы.

При езде без торможения (рис. 1 и 2) педаль 5 не нажата, выключатель 6 не включен, шток 4 и поршень 3 находятся в крайнем правом (по рисунку) положении, выключатель 17 не включен, т. к. выступ поворотного рычага 12 находится на расстоянии от него. Избыточное давление жидкости в цилиндре 2 отсутствует, т. к. этот цилиндр через отверстие 24 соединен с резервным бачком 23, который соединен с атмосферой.

Для осуществления торможения водитель нажимает на ножную педаль 5 (рис. 3), в результате чего педаль 5 «уходит» от выключателя 6, и он замыкает свои контакты. При этом загораются лампы-указатели 7, сигнализирующие сзади движущемуся транспортному средству, что данный автомобиль начал

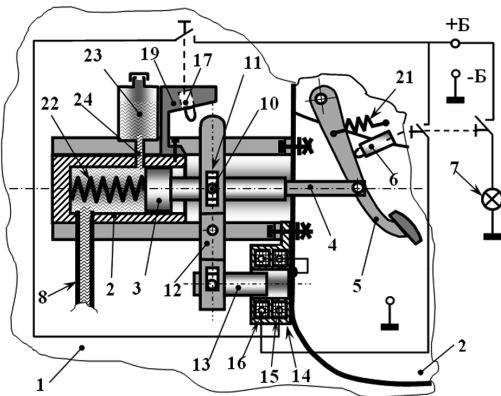


Рис. 2. Схема электромагнитного усилителя тормозов с расширенным использованием выключателя:
 1. Подкапотное пространство. 2. Главный тормозной цилиндр. 3. Поршень. 4. Шток. 5. Ножная педаль. 6. Выключатель. 7. Лампы-указатели. 8. Трубопровод. 10. Штырь. 11. Паз. 12. Поворотный рычаг. 13. Якорь электромагнита. 14. Статор. 15 и 16. Обмотки. 17. Выключатель. 19. Кронштейн. 20. Нижняя часть салона. 21. Пружина растяжения. 22. Пружина сжатия. 23. Бачок с резервной жидкостью. 24. Отверстие

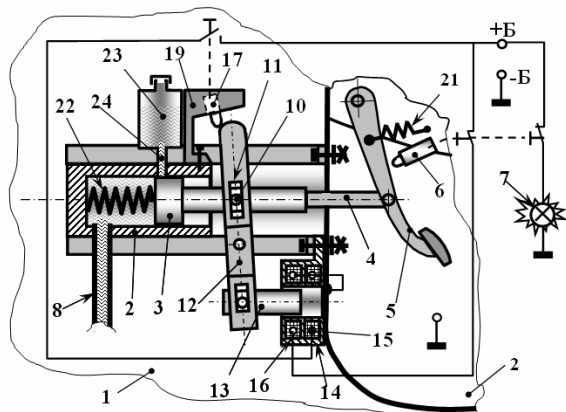


Рис. 3. Схема электромагнитного усилителя тормозов с частично нажатой педалью:
 1. Подкапотное пространство. 2. Главный тормозной цилиндр. 3. Поршень. 4. Шток. 5. Ножная педаль. 6. Выключатель. 7. Лампы-указатели. 8. Трубопровода. 10. Штырь. 11. Паз. 12. Поворотный рычаг. 13. Якорь электромагнита. 14. Статор. 16. Обмотки. 17. Выключатель. 19. Кронштейн. 20. Нижняя часть салона. 21. Пружина растяжения. 22. Пружина сжатия. 23. Бачок с резервной жидкостью. 24. Отверстие

торможение, а шток 4 вместе с поршнем 3 движется влево, поршень 3 отсекает отверстие 24 и давит на жидкость в цилиндре 2, сжимая пружину 22.

В результате движения поршня 3 жидкость из цилиндра 2 поступает через трубопроводы 8 в рабочие цилиндры 9 (рис. 1), давит на поршни 26, которые через тормозные колодки 27 сжимают тормозной диск 28, препятствуя его вращению, а вместе с ним — и вращению колеса. Одновременно выключатель 6 замыкает контакты питания обмотки 16 электромагнита, который с определенной его характеристиками (сила тока, количество витков) силой втягивает якорь 13, передавая усилие через рычаг 12 и штырь 10 на шток 4 в направлении действия педали 5. Таким образом, усилие нажатия водителем

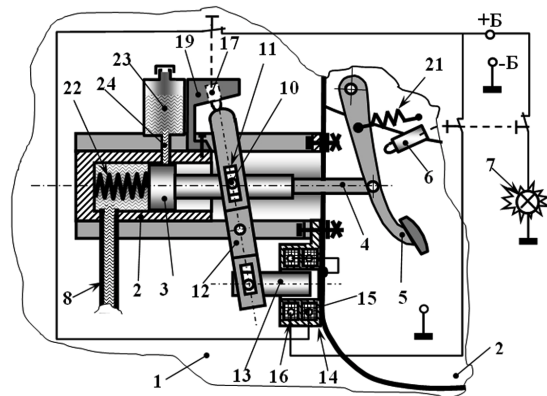


Рис. 4. Схема электромагнитного усилителя тормозов с полностью нажатой педалью:
 1. Подкапотное пространство. 2. Главный тормозной цилиндр. 3. Поршень. 4. Шток. 5. Ножная педаль. 6. Выключатель. 7. Лампы-указатели. 8. Трубопровод. 10. Штырь. 11. Паз. 12. Поворотный рычаг. 13. Якорь электромагнита. 14. Статор. 16. Обмотки. 17. Выключатель. 19. Кронштейн. 20. Нижняя часть салона. 21. Пружина растяжения. 22. Пружина сжатия. 23. Бачок с резервной жидкостью. 24. Отверстие

на педаль 5 увеличивается за счет действия силы электромагнита.

В случае полного или резкого торможения (рис. 4) сумма действия усилий водителя на педаль 5 и электромагнитных сил обмотки 16 приводит к дальнейшему продвижению штока 4 и дальнейшему повороту рычага 12, выступ которого надвигается на кнопку выключателя 17, в результате чего его контакты замыкаются, и электрический ток поступает не только на обмотку 16, но и на обмотку 15, что вызывает увеличение усилия электромагнита и, соответственно — увеличение суммарных сил, действующих на шток 4 и поршень 3. Это приводит к повышению давления в трубопроводе 8 и увеличению воздействия тормозных колодок 27 на тормозной диск 28.

Таким образом, чем сильнее водитель давит на педаль 5, тем большее усилие развивает электромагнит, помогая действиям водителя.

Устройство, изображенное на рис. 5, работает аналогично с той только разницей, что электромагнит имеет одну обмотку 29.

Однако в этой конструкции якорь электромагнита 28 имеет ступенчатую форму с развитой торцевой поверхностью А. Поскольку эта поверхность обращена с противоположащей поверхностью статора 30 плоский электромагнит с зазором В, постольку усилие, с которым статор 30 притягивает эту поверхность, имеет крутую нелинейную зависимость с резко возрастающим усилием при уменьшении зазора А. В связи с этим при движении штока 4 с якорем 28 при нажатии педали 5 сила такого электромагнита существенно возрастает при уменьшении зазора В, и в этой конструкции достаточно обойтись одним выключателем 6 и одной обмоткой 29, чтобы получить возрастающую силу электромагнита при увеличении усилия нажима на педаль 5.

На рис. 6 изображена конструкция тормозной системы с поворотным рычагом 12 и реостатом 31, через который ток от источника питания идет на обмотку 15, увеличивающую действие электромагнита. Здесь изображен момент почти полного торможения, когда водитель сильно давит на педаль.

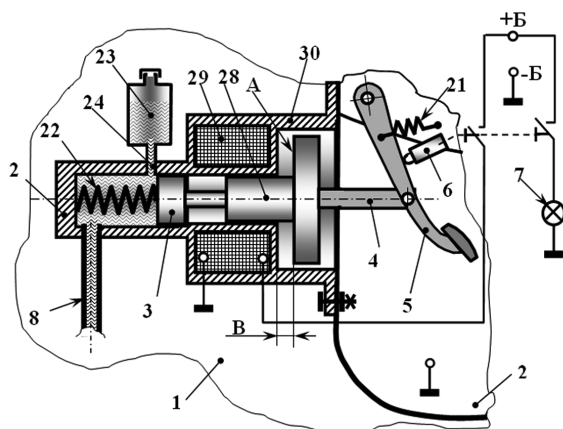


Рис. 5. Схема электромагнитного усилителя тормозов с одной цилиндрической обмоткой:

1. Подкапотное пространство. 2. Главный тормозной цилиндр. 3. Поршень. 4. Шток. 5. Ножная педаль.
6. Выключатель. 7. Лампы-указатели. 8. Трубопровод.
21. Пружина растяжения. 22. Пружина сжатия.
23. Бачок с резервной жидкостью. 24. Отверстие.
28. Якорь. 29. Обмотка. 30. Корпус

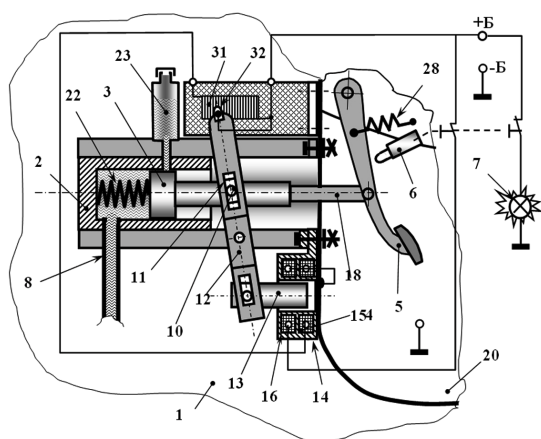


Рис. 6. Схема электромагнитного усилителя тормозов с реостатом:

1. Подкапотное пространство. 2. Главный тормозной цилиндр. 3. Поршень. 4. Шток. 5. Ножная педаль.
6. Выключатель. 7. Лампы-указатели. 8. Трубопровод.
10. Штырь. 11. Паз. 12. Поворотный рычаг.
13. Якорь электромагнита. 14. Статор. 15 и 16. Обмотки.
18. Шток. 20. Нижняя часть салона. 22. Пружина сжатия.
23. Бачок с резервной жидкостью. 28. Пружина растяжения. 31. Реостат. 32. Бегунок

В этой схеме при нажатии на педаль 5 в любом случае (сильное, слабое нажатие) выключатель 6 замыкает свои контакты и включает кроме ламп-указателей 7 обе обмотки электромагнита — 15 и 16. Однако если обмотка 16 сразу запитывается полным током (величина тока прямо пропорциональна напряжению источника питания и обратно пропорциональна сопротивлению электрической цепи), то обмотка 15 запитывается током, величина которого зависит от подведенного напряжения и суммарного сопротивления витков обмотки 15 и той части обмотки реостата 31, которая находится между бегунком 32 и выводом реостата 31, находящегося между бегунком 32 и катушкой 15.

В исходном состоянии (педаль 5 не нажата) выключатель 6 не включен, и тока нет ни в обмотке 15, ни в обмотке 16, сила электромагнита равна нулю. При относительно слабом нажатии на педаль 5 (ре-

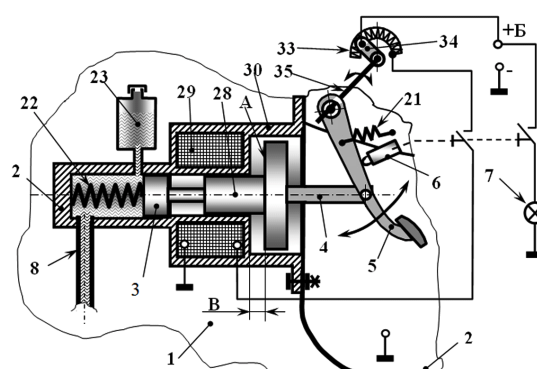


Рис. 7. Схема электромагнитного усилителя тормозов с реостатом на оси педали:

1. Подкапотное пространство. 2. Главный тормозной цилиндр. 3. Поршень. 4. Шток. 5. Ножная педаль.
6. Выключатель. 7. Лампы-указатели. 8. Трубопровод.
21. Пружина растяжения.
23. Бачок с резервной жидкостью. 28. Якорь. 29. Обмотка.
30. Корпус. 33. Реостат. 34. Бегунок. 35. Ось педали

жим «притормаживания») и, соответственно, небольшим углом поворота рычага 12 оба контакта выключателя 6 замкнуты, и на обмотку 16 подан полный ток. В то же время бегунок 32 находится в крайнем правом (по рис. 6) положении, когда реостат 31 оказывает максимальное сопротивление проходящему по нему току, на нем падает большая часть напряжения источника тока, и ток через обмотку 15 очень мал, в связи с чем созданное ею магнитное поле практически не оказывает заметного влияния на суммарную силу электромагнита.

При увеличении усилия нажатия на педаль 5 рычаг 12 поворачивается на больший угол и, соответственно, бегунок 32 перемещается влево по рисунку, сопротивление реостата проходящему току уменьшается, уменьшается и падение на нем напряжения, и ток, проходящий по обмотке 15, увеличивается. Соответственно, увеличивается и сила создаваемого обмоткой 15 магнитного поля.

Таким образом, чем сильнее водитель давит на педаль 5, тем в большей степени электромагнит увеличивает свою силу, помогающую усилию водителя. Причем, это увеличение происходит плавно.

Аналогично работает и система торможения, показанная на рис. 7, — при изменении положения педали 5 сила воздействия электромагнита изменяется в большую сторону.

В конструкциях, изображенных на рис. 6 и 7, характеристика реостата 31 и 33 (зависимость их сопротивления от перемещения педали 5) может быть не обязательно линейной — это зависит от конструкции реостата и заложенной в него зависимости его сопротивления от перемещения педали 5. Это дает возможность для каждой конкретной конструкции автомобиля оптимизировать зависимость усилия торможения от усилия водителя, которое он прикладывает к педали тормоза 5.

Во всех описанных конструкциях в качестве источника электрического питания может использоваться как штатный аккумулятор автомобиля (его подключение производится при включении системы зажигания двигателя), так и посторонний мобильный (переносной) источник электропитания (аккумулятор, переносное пусковое устройство, электрическая батарея сухих элементов и т.д.).

Заключение. Из описания работы тормозной системы автомобиля, реализованной в нескольких вариантах, хорошо видно, что эти конструкции полностью работоспособны при заглушем двигателе и обладают существенными преимуществами по сравнению с используемой в настоящее время системой торможения, использующей вакуумный усилитель.

Данное обстоятельство особенно важно не только для обеспечения безопасности движения при транспортировке автомобиля на гибком тросе к месту стоянки или ремонта, при проведении пуска двигателя «с ходу», но и, прежде всего, при движении автомобиля с внезапно заглушим двигателем в плотном транспортном потоке или на спуске, в том числе на спуске по извилистой дороге.

Установка такой системы торможения может быть произведена при среднем или капитальном ремонте автотранспортного средства в условиях сертифицированной СТОА.

Библиографический список

1. Ломакин В. В., Покровский Ю. Ю., Степанов И. С. [и др.]. Безопасность автотранспортных средств / под общ. ред. В. В. Ломакина. М.: Изд-во МГТУ МАМИ, 2011. 299 с.
2. Пеньшин Н. В., Молодцов В. А., Горюшинский В. С. Обеспечение безопасности движения на автомобильном транспорте. Тамбов: Изд-во ФТГТУ, 2012. 116 с. ISBN 978-5-8265-1112-1.

3. Гладов Г. И., Петренко А. М. Легковые автомобили отечественного и зарубежного производства (новые системы и механизмы). М.: Транспорт, 2002. 183 с.

4. Вахламов В. К., Шатров М. Г., Юрчевский А. А. Автомобили: Теория и конструкция автомобилей и двигателей. М.: Издат. центр «Академия», 2003. 816 с. ISBN 5-7695-1149-4.

5. Гладов Г. И., Вихров А. В., Кувшинов В. В. [и др.]. Многоцелевые гусеничные и колесные машины: Конструкция / под ред. Г. И. Гладова. М.: Транспорт, 2001. 528 с. ISBN 5-277-02242-2.

6. Вахламов В. К. Автомобили: Основы конструкции. 4-е изд., стер. М.: Издат. центр «Академия», 2008. 528 с. ISBN 978-5-7695-5028-7.

7. Болштянский А. П., Зензин Ю. А., Щерба В. Е. Основы конструкции автомобиля. М.: Легион-Автодата, 2005. 312 с. ISBN 5-88850-211-1.

8. Щерба В. Е., Болштянский А. П., Лысенко Е. А. [и др.]. Электрооборудование транспортных машин. Омск: Изд-во ОмГТУ, 2011. 172 с.

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

БОЛШТЯНСКИЙ Александр Павлович, доктор технических наук, профессор (Россия), профессор кафедры «Гидромеханика и транспортные машины». Адрес для переписки: Scherba_V_E@list.ru

Статья поступила в редакцию 23.06.2017 г.

© В. Е. Щерба, А. П. Болштянский

Книжная полка

Левченко, Е. Теория и практика абразивной резки труб : моногр. / Е. Левченко, Н. Покинтелица, А. Харченко. – М. : Инфра-М, Вузовский учебник, 2018. – 142 с. – ISBN 978-5-9558-0599-3, 978-5-16-013466-6, 978-5-16-106143-5.

В монографии рассматриваются вопросы повышения качества абразивной резки труб. Представлен анализ и выявлены причины снижения требуемой точности резки при работе режущего инструмента. Представлены результаты расчета отрезного круга, позволяющие прогнозировать характер изменения микрорельефа при обработке. Представлены результаты экспериментальных исследований новых конструкций отрезных кругов и даны рекомендации по их проектированию и эксплуатации в производственных условиях с учетом выбора рациональных условий обработки. Книга предназначена для научных и инженерно-технических работников машиностроительных заводов, а также студентов вузов соответствующих направлений, связанных с металлообработкой.

Матвеев, А. Технологическое обеспечение процессов гидроштампки трубных заготовок : учеб. пособие / А. Матвеев. – СПб. : Лань, 2017. – 376 с. – ISBN 978-5-8114-2635-5.

В учебном пособии изложены основы теории и технологии процессов деформирования трубных, трубчатых и листовых заготовок в изделия с крутоизогнутыми и ступенчатыми осями, имеющими близкий к нулю радиус гиба, а также изделий с пересекающимися осями — тройников. Выполнен анализ факторов, ограничивающих технологические возможности процессов изгиба как труб, так и листовых заготовок на сверхмалый радиус традиционными и оригинальными способами. Рассмотрены технологические особенности реализации разработанных процессов гидроштампки. Приведены результаты их экспериментальных исследований, схемы разработанного оборудования, а также некоторые перспективные направления развития как процессов гидроштампки труб, так и способов получения ультрамелкокристаллической структуры материала прутковых и трубных полуфабрикатов. Может быть полезно специалистам организаций, занимающихся вопросами пластического деформирования трубных и листовых заготовок, научно-техническим работникам учебных организаций, занимающихся вопросами теории и технологии обработки металлов давлением, студентам и аспирантам, обучающимся по направлению «Машиностроение».

СПОСОБЫ ПОВЫШЕНИЯ КАЧЕСТВА ШВОВ, ПОЛУЧЕННЫХ ПРИ ПОМОЩИ СВАРКИ ТРЕНИЕМ С ПЕРЕМЕШИВАНИЕМ

Использование станков для осуществления сварки трением с перемешиванием позволяет получать более качественные сварные швы высокого качества с большей производительностью в сравнении со швами, полученными наиболее распространенным методом аргонно-дуговой сварки. Именно благодаря обеспечению данных показателей метод сварки трением с перемешиванием в настоящее время используется в ракетостроении и авиастроении, где отлично себя зарекомендовал. Тем не менее, прочность сварного шва далеко не всегда достигает прочности основного металла, однако этого можно достичь, используя различные способы повышения качества. В статье рассматриваются существующие способы сварки, а также перспективные способы сварки с дополнительным воздействием на свариваемые изделия. Анализируются возможные формы стыков свариваемых изделий, схемы траекторий движения инструмента. Предлагается способ местного термического воздействия на свариваемые изделия при помощи устройства для местного нагрева.

Ключевые слова: сварка трением с перемешиванием, термическое воздействие, схемы сварки, нагревательные элементы, производительность, качество, прочность, сварной шов.

Интерес к процессу сварки трением с перемешиванием (СТП) не ослабевает по мере того, как продолжается всё более глубокое исследование этого процесса в России и за рубежом. СТП зарекомендовала себя как высокопроизводительный и качественный метод сварки, благодаря чему уже используется во многих технологических процессах сборки изделий ракетостроительной, авиастроительной, судостроительной и других отраслей. Внедрение технологии СТП в производство имеет свои недостатки, среди которых необходимость специального оборудования для осуществления СТП (станков, промышленный робот) и необходимость подготовки свариваемых кромок, в отличие от аргонно-дуговой сварки, где предъявляются намного более низкие требования к подготовке кромок перед сваркой. Но эти недостатки компенсируются качеством полученных швов и высокой скоростью сварки с сохранением прочности на уровне, близком к уровню прочности основного металла.

Исследования сварных швов на твердость [1] и прочность [2] показывают, что в ядре шва твердость и прочность в некоторых случаях выше, чем в основном металле, но в общем прочность сварных швов, полученных при помощи СТП, составляет около 80 % прочности основного металла, о чем свидетельствуют результаты экспериментов, полученные ранее [3, 4].

В целях повышения прочности сварных швов предлагается использовать следующие схемы осуще-

ствления СТП (рис. 1). Сварка может осуществляться как за один проход, так и за несколько, причём повторный проход снижает прочность соединения на 10 – 15 %, но позволяет избавиться от дефектов [5]. Также возможна двухсторонняя сварка, если свариваемые изделия имеют большую толщину. СТП возможно реализовать не только для стыковых соединений, но также и для тавровых, угловых и др.

Среди способов повышения качества сварного шва можно выделить использование инструмента особой конструкции, применение которого может повысить прочность соединения до прочности основного металла [6]. Также известны способы, в которых используется местное охлаждение металла [7], дополнительное ультразвуковое воздействие на детали [8], нагрев индукционным током [9], способ лазерной сварки трением с перемешиванием [10].

Предполагается, что повысить качество шва можно также путём изменения формы свариваемых кромок или изменением траектории движения инструмента в направлении стыка, либо применением дополнительного термического воздействия на сварное соединение. Эти методы относятся к малоизученным, поэтому рассмотрим их подробнее.

На рис. 2 представлены возможные формы стыков свариваемых деталей. Прямая форма стыка (рис. 2а) наиболее распространена и уже доказала свою эффективность. При использовании формы стыка по ломаной линии (рис. 2б) возрастут нагрузочные способности и прочность соединения в целом

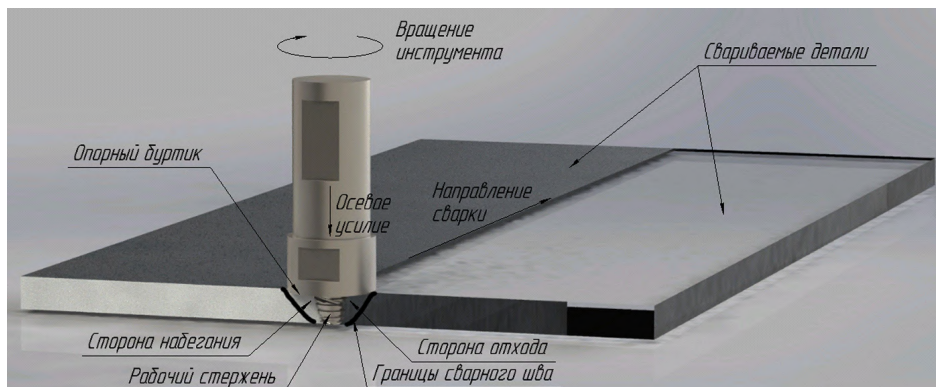


Рис. 1. Принципиальная схема СП

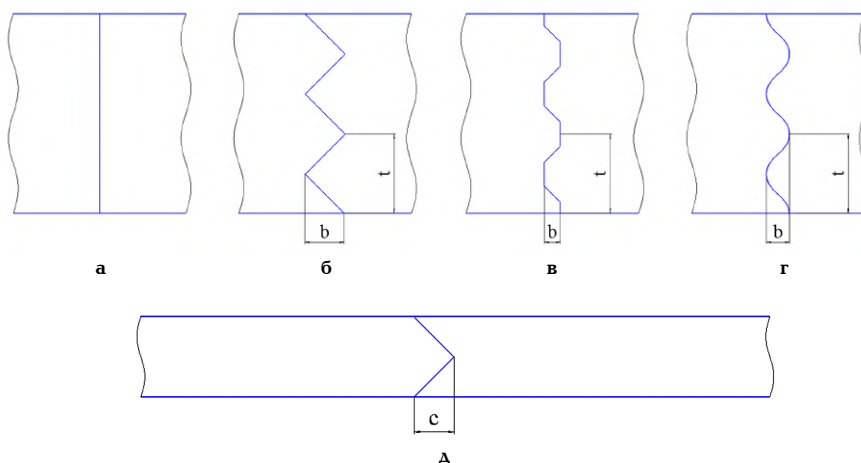


Рис. 2. Возможные формы стыков свариваемых деталей:
 а — прямая; б — по ломаной линии (зигзагообразная);
 в — по ломаной линии со срезанными вершинами; г — волнообразная;
 д — со сложным профилем в поперечном сечении

за счёт распределения нагрузки на большую площадь, а также снижения нормальных напряжений вследствие расположения шва под углом к вектору нагружения. Предполагается, что именно она способна выдерживать максимально высокую нагрузку среди всех предлагаемых вариантов. Стык по ломаной линии со срезанными вершинами (рис. 2в) представляет собой промежуточный вариант между предыдущими траекториями (рис. 2а, б), который обладает прочностью, близкой к прочности шва с зигзагообразным стыком, но при этом высота срезаемых вершин не отклоняется на значительные величины от стыка свариваемых деталей, что избавит от непрочностей, возникающих когда инструмент располагается слишком далеко от стыка деталей и не осуществляет достаточного перемешивания. Волнообразная форма стыка (рис. 2г) представляет собой более плавную версию траектории (рис. 2в), не имеющую чётких углов, как теоретически возможных концентраторов напряжений, она является наиболее короткой сложной траекторией. Также существует вариант сварки деталей со сложным профилем в поперечном сечении (рис. 2д), отличительной характеристикой которых является наличие специально подготовленных кромок ломаной формы, которые повторяют форму друг друга. Предполагается, что такие швы будут давать лучшие показатели прочности при испытании на растяжение, поскольку длина стыка в поперечном сечении будет больше.

Среди особенностей траекторий надо отметить то, что отклонение стыка детали от оси инструмента или зазор между заготовками на значительные величины приводит к непрочности шва, поэтому необходимо оптимально подбирать параметры шага и высоты выполняемых профилей. При сварке зигзагообразных и волнообразных швов следует проверить зависимость прочности от высоты b и шага t , варьируемые при исследованиях в широком диапазоне с учётом габаритов самих свариваемых деталей.

Также для повышения прочности шва планируется испытать сварку по нелинейным траекториям подачи. Рассмотрим некоторые из возможных (рис. 3).

Так как представленные подачи не имеют чёткого линейного характера и постоянно меняют своё направление, требуются повышенные требования к установке заготовок, а конкретно — нуждаются в большей жёсткости крепления. Все эти траектории реализуемы с применением станков с ЧПУ.

Доведение обрабатываемого материала до пластичного состояния происходит в процессе трения между инструментом и заготовками и в процессе нагрева из-за деформаций, вызванных осевым усилием и движением инструмента вдоль соединяемых кромок. Следовательно, внешний дополнительный источник тепла будет ускорять доведение материала заготовки до необходимого уровня темпера-

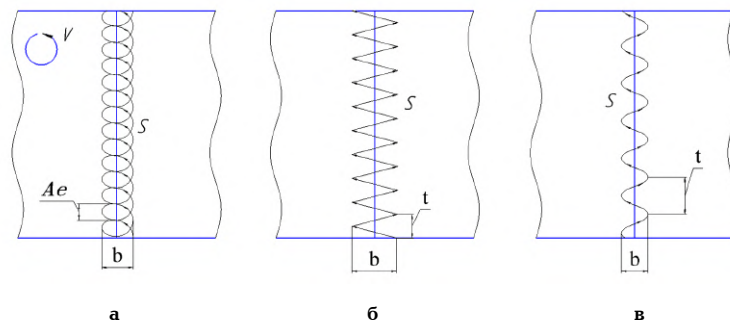


Рис. 3. Возможные траектории движения инструмента:
а — трохойдальная;
б — по ломаной линии (зигзагообразная); в — волнообразная

туры и пластичности, что позволит оптимизировать режимы обработки. При направлении потока нагретого воздуха в уже обработанную область будет создаваться такой градиент температур, который будет способствовать более равномерному охлаждению.

Ранее было экспериментально определено, что температура в месте контакта инструмента с поверхностью заготовок при сварке с частотой вращения инструмента 800 об./мин и скоростью сварки 125 мм/мин находится в пределах 330–380 градусов [4, с. 133]. В этом исследовании был получен график распределения температуры вдоль стыка пластин. На полученном графике чётко видно, что в месте контакта инструмента с поверхностью свариваемых заготовок температура достигает 350 °С, причём на расстоянии 5 мм от поверхности опорного буртика температура образовавшегося сварного шва составляет уже 100–150 °С, а далее через каждые 5 мм от места контакта буртика с деталями температура падает на 30–40 °С. Разница между максимальной и минимальной температурой на поверхности заготовок в процессе сварки на длине 20 мм вдоль сварного шва составляет около 300 °С, а средняя температура на этой длине составляет около 130 °С. Стоит также учесть, что температура на поверхности контакта меньше, чем температура в зоне перемешивания металла, где она может достигать 400–500 °С. Очевидно, резкое остывание перемешанного металла может привести к возникновению дополнительных напряжений и неблагоприятно сказаться на формировании микроструктуры шва, поскольку нагрев до температур, приводящих металл в пластичное состояние, осуществляется при диаметре буртика 25 мм в зоне 30 мм вокруг рабочего стержня инструмента, и, как уже было упомянуто выше, в большем радиусе вокруг рабочего стержня инструмента температура значительно ниже, что приводит к образованию чётких границ между зонами сварного шва.

Предполагается, что применение устройства для местного нагрева (рис. 4) позволит распределить уровень температур на длине около 50 мм вокруг сварного шва и повысить среднюю температуру на этой длине, что не будет приводить к резкому остыванию перемешанного металла, что, в свою очередь, приведёт к увеличению прочности сварных швов.

Используя вышеупомянутые схемы сварки и схемы движения инструмента, используя устройства для дополнительного воздействия на сварной шов, можно значительно повысить прочность изделий, изготовленных при помощи СТП, и, как следствие, увеличить прочность всей конструкции, ведь

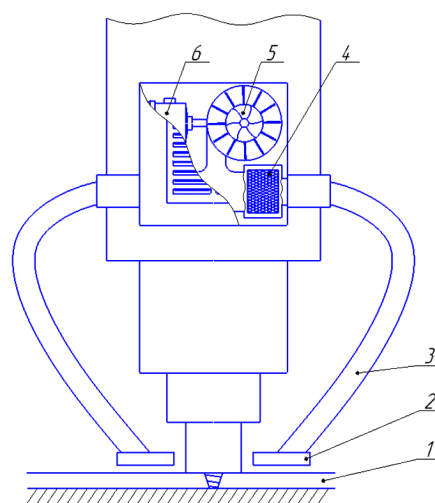


Рис. 4. Схема устройства для местного нагрева:
1 — свариваемые изделия;
2 — сопло; 3 — трубка; 4 — нагревательный элемент;
5 — нагнетатель; 6 — привод нагнетателя

именно от сварных швов зависит прочность наиболее ответственных конструкций, таких как топливные баки, корпуса судна и самолётов и т.д.

Можно считать перспективными дальнейшие исследования как по сварке алюминиевых сплавов, так и по сварке разнородных сплавов и титановых сплавов. Также представляет интерес высокоскоростная сварка, которая позволяет с использованием высокоскоростного технологического оборудования получать сварные швы, по прочности равные 90–95 % прочности основного материала со скоростью сварки до 2000 мм/мин [11]. Среди причин использования данного метода сварки отмечается уменьшение веса свариваемого изделия. Так, например, использование СТП при производстве самолёта «Eclipse 500» снижает его вес на 50 фунтов, что приводит к экономии топлива из расчёта на 100 тыс. час 350 тыс. долл. США [12]. При этом для использования в таких ответственных конструкциях сварные швы подвергаются различным методикам контроля, которые позволяют до введения изделия в эксплуатацию оценить его качество. Самый распространённый метод контроля сварных соединений, полученных этим методом сварки, это метод УЗ-контроля; разработанная для него методика [13] показывает высокую достоверность результатов контроля, позволяет выявлять несправки, неопределяемые визуально [14]. При этом возможен также активный контроль при

помощи тепловизора, который может выявить значительные несплошности в сварном шве [15].

Для дальнейших исследований необходимо привлечь внимание отечественных предприятий к данному методу сварки. Для этого планируется работать над созданием технологии способа сварки поверхностей сложной геометрической формы, которая может заинтересовать судостроительные и вагоностроительные предприятия.

Библиографический список

1. Vijaya Kumar P., G. Madhusudhan Reddy, Srinivasa Rao K. Microstructure, mechanical and corrosion behavior of high strength AA7075 aluminium alloy friction stir welds — effect of post weld heat treatment // *Defence Technology*. 2015. Vol. 11, Issue 4. P. 362–369. DOI:10.1016/j.dt.2015.04.003.
2. Naimuddin S. K., Tousee M., Vidhu K., Yousuf A. Mechanical Properties of friction stir welding joints of similar & dissimilar aluminium alloys AA6061 & 6082 // *International Journal of Mechanical Engineering and Technology (IJMET)*. 2016. Vol. 7, Issue 4, P. 256–266.
3. Kimapong K., Watanabe T. Friction Stir Welding of Aluminium Alloy to Steel // *Welding Journal*. 2004. P. 277–282.
4. Черных И. К., Кривонос Е. В., Матушко Е. Н., Васильев Е. В. Исследование процесса сварки трением с перемешиванием пластин из алюминиевого сплава АМГ6 // *Проблемы разработки, изготовления и эксплуатации ракетно-космической техники и подготовки инженерных кадров для авиакосмической отрасли: материалы XI Всерос. науч.-техн. конф., посвящ. памяти главного конструктора ПО «Полёт» А. С. Клинышкова*. Омск: Изд-во ОмГТУ, 2017. С. 128–134.
5. Лукин В. И., Иода Е. Н., Базескин А. В. [и др.]. Сварка трением с перемешиванием высокопрочного алюминиево-литиевого сплава В-1469 // *Сварочное производство*. 2012. № 4. С. 45–48.
6. Пат. 2357843 Российская Федерация, МПК В23К 20/12. Инструмент для сварки трением с перемешиванием алюминиевых сплавов и способ сварки / Алифиренко Е. А., Зарубин В. М., Орыщенко А. С., Осокин Е. П., Павлова В. И. № 2007128635/02; заявл. 25.07.07; опубл. 10.06.09. Бюл. № 16.
7. Пат. 2270083 Российская Федерация, МПК В23К 20/12. Способ сварки трением с перемешиванием и устройство для его осуществления / Шегльманн Г., Пальм Ф., Рехтер К. № 2003104980/02; заявл. 19.07.01; опубл. 20.02.06. Бюл. № 5.
8. Пат. 2616313 Российская Федерация, МПК В23К 20/12. Способ сварки трением с перемешиванием и с ультразвуковым воздействием / Колубаев Е. А., Рубцов В. Е., Иванов А. Н.,

Псахье С. Г., Фортуна С. В., Бакшаев В. А., Васильев П. А. № 2015153096; заявл. 10.12.15; опубл. 14.04.17. Бюл. № 11.

9. Пат. 2393070 Российская Федерация, МПК В23К 20/12. Способ сварки трением с перемешиванием / Крысанов О. Н., Качко В. В., Клиппенштейн А. Д. № 2008148775/02; заявл. 11.12.08; опубл. 27.06.10. Бюл. № 18.

10. Пат. 2271908 Российская Федерация, МПК В23К 20/12. Способ лазерной сварки трением с перемешиванием / Пальм Ф. № 2003105229/02; заявл. 19.07.01; опубл. 27.08.04. Бюл. № 24.

11. Бойцов А. Г., Качко В. В., Курицын Д. Н. Высокоскоростная сварка трением, перемешиванием авиационных материалов и конструкций // *Металлообработка*. 2013. № 5–6. С. 35–42.

12. Сергеева Е. В. Сварка трением с перемешиванием в авиакосмической промышленности (обзор) // *Автоматическая сварка*. 2013. № 5 (721). С. 58–62.

13. Рубцов В. Е., Колубаев Е. А., Тарасов С. Ю. Методика ультразвукового контроля сварных соединений, полученных сваркой трением с перемешиванием, с использованием технологии фазированной антенной решетки // *Современные проблемы науки и образования*. 2014. № 6. С. 229.

14. Елисеев А. А., Фортуна С. В., Рубцов В. Е., Колубаев Е. А., Калашникова Т. А. Влияние ультразвукового воздействия на структуру и свойства соединений сплава д16 при сварке трением с перемешиванием // *Фундаментальные исследования*. 2015. № 12-2. С. 253–257.

15. Левихина А. В., Руденский Г. Е. Рекомендации по методике проведения теплового контроля соединений, полученных сваркой трением с перемешиванием в процессе сварки // *Современные проблемы науки и образования*. 2013. № 6. С. 111.

ЧЕКАЛИН Иван Лаврентьевич, магистрант гр. КТОМ-172 факультета «Элитное образование и магистратура».

ЧЕРНЫХ Иван Константинович, магистрант гр. КТОМ-172 факультета «Элитное образование и магистратура».

КРИВОНОС Евгений Викторович, ассистент кафедры «Металлорежущие станки и инструменты».

ВАСИЛЬЕВ Евгений Владимирович, кандидат технических наук, доцент (Россия), доцент кафедры «Металлорежущие станки и инструменты».

Адрес для переписки: vnchrnk@gmail.com.

Статья поступила в редакцию 02.10.2017 г.

© И. А. Чекалин, И. К. Черных, Е. В. Кривонос, Е. В. Васильев

Книжная полка

Бишутин, С. Технология машиностроения : учеб. и практикум / С. Бишутин [и др.] ; под. ред. А. Тотая. – М. : Юрайт, 2016. – 240 с. – ISBN 978-5-9916-5434-0.

В учебнике представлены все основные разделы курса, обеспечивающие подготовку обучающихся к освоению отраслевых технологий обрабатывающих производств. Даны понятия и определения производственного процесса и характеристика машиностроительного производства, принципы проектирования технологических процессов сборки и их размерно-точностной анализ. Изложены теория базирования заготовок и причины возникновения погрешностей при обработке заготовок. Выделены основные направления технологического обеспечения качества поверхностного слоя деталей машин и способы улучшения их эксплуатационных свойств. Описаны вопросы проектирования процессов обработки для различных типов производств, способы их нормирования и оценки себестоимости изготовления продукции. Рассмотрены конкретные примеры расчетов, сформулированы задачи для самостоятельного решения и контрольные вопросы. Для студентов образовательных учреждений среднего профессионального образования, обучающихся по направлениям: «Автоматизация технологических процессов и производств», «Конструкторско-технологическое обеспечение машиностроительных производств», «Энергетическое машиностроение», «Техносферная безопасность», «Управление качеством».